



ДНИ НА НАУКАТА НА ТУ – СОФИЯ
Енергомашиностроителен факултет

**XXII НАУЧНА КОНФЕРЕНЦИЯ
С МЕЖДУНАРОДНО УЧАСТИЕ
ЕМФ 2017**

17 – 20 септември 2017, Созопол

СБОРНИК ДОКЛАДИ

Том I

**ТОПЛОЕНЕРГЕТИКА И ЯДРЕНА ЕНЕРГЕТИКА
ЕНЕРГИЙНА ЕФЕКТИВНОСТ И ВЪЗОБНОВЯЕМИ ИЗТОЧНИЦИ НА ЕНЕРГИЯ**

енергия екология самочувствие
комфорт

Почивна база на Технически университет – София
гр. Созопол

Докладите в сборника са рецензирани и одобрени от редакционна колегия в състав:

Председател: проф. д-р инж. Бончо Бонев

Членове: проф. д-р инж. Диана Германова-Кръстева

доц. д-р инж. Калин Филипов

проф. д-р инж. Никола Калоянов

проф. д-р инж. Тотю Тотев

проф. д-р инж. Христо Петров

доц. д-р инж. Иван Дуков



DAYS OF SCIENCE, TU - SOFIA
Faculty of Power Engineering and Power Machines

**XXII SCIENTIFIC CONFERENCE
WITH INTERNATIONAL PARTICIPATION
FPEPM 2017**

17th – 20th of September 2017, Sozopol

PROCEEDINGS

Volume I

**THERMAL AND NUCLEAR POWER ENGINEERING
ENERGY EFFICIENCY AND RENEWABLE ENERGY SOURCES**

energy *ecology* *self-confidence*
comfort

Holiday House of the Technical University of Sofia
Sozopol

ДОКЛАДИ

секция „Топлоенергетика и ядрена енергетика“

Атанас Деянов, Димитър Попов	
Математично моделиране на топлинните баланси в парогенератор тип П-62	9
Диляна Колева, Димитър Попов	
Рационализиране на подгряването на въздуха за горене в мощен сордорегенерационен котелен агрегат.....	17
Никола Байкалов, Бончо Бонев	
Анализ на праховите емисии от пусковите режими на котлите в ТЕЦ „Марица Изток 2“ ЕАД.....	24
Васил Раденков, Тотю Тотев	
Моделни изследвания на въглищен инерционен сепаратор, част от прахоприготвящите системи на котли П-62 в ТЕЦ “КонтурГлобал Марица Изток 3“.....	34
Тотю Тотев, Васил Раденков, Борислав Ангелов	
Моделни изследвания на въглищен инерционен сепаратор, част от прахоприготвящите системи на КА11 и КА12 в „ТЕЦ Марица Изток 2“	39
Борислав Ангелов	
Изграждане и валидиране на цифров модел на поведението на пещната камера на котел ст. № 12 в “ТЕЦ Марица Изток 2”	46
Тотю Тотев, Борислав Ангелов, Васил Раденков, Борислав Игнатов	
Моделни изследвания на процесите в пещната камера на Котел ст. № 12 в ТЕЦ “Марица Изток 2”	54
Калоян Христов, Иван Геновски	
Разпределяне на горивото между топлинната и електрическата енергия при тяхното комбинирано производството	61
Стоил Русев, Тотю Тотев, Борислав Игнатов	
Анализ на емисиите от азотни оксиди и въглероден оксид генерирани от енергийните парогенератори на ТЕЦ „София“	71
Асен Асенов, Вергилия Дъбова	
Изследване на консумацията на топлинна енергия в жилищна сграда при реконструкция на вътрешна инсталация за отопление.....	79
Мариела Младенова, Асен Асенов	
Калибриране на гама плътномери	83
Динко Кънев	
Технологии за обработка на битови отпадъци за енергийни нужди	89

Петър Пильонов, Крум Тодоров, Асен Асенов, Димитър Попов, Диляна Колева
**Изграждане на лабораторна установка за демонстрация на принципа на работа на ГТИ
и възможностите за използване на неконвенционални горива 97**

Ивайло Найденов
**Особености при експлоатацията на смесени уран-плутониеви (МОХ) горива в реактори
с вода под налягане..... 103**

Силвия Бойчева
**Зависимост на енергийния сектор в страните от Европейския съюз от дефицита на
суровини за производството на конструкционни материали 110**

ДОКЛАДИ

секция „Енергийна ефективност и възобновяеми източници на енергия“

Никола Калоянов

Един подход за оценка на спестяванията в промишлена система в резултат на многосвързани енергоспестяващи мерки 118

Любомир Цоков, Цветан Божков, Никола Калоянов

Анализ на топлопреносните свойства на топлинна изолация на сградни ограждащи елементи от пенополистирен..... 124

Маргарита Незнакомова, Любомир Цоков, Никола Калоянов

Възможности за използване на нетъкани текстилни материали за топлинна изолация 129

Борислав Станков, Момчил Василев

Матричен метод за анализ на системи от топлообменни апарати..... 134

Константин Шушулов

Влияние на отношението площ на външните ограждащи конструкции/обем на сградата върху годишния разход на енергия за охлаждане 142

Георги Томов, Борислав Станков, Никола Калоянов

Експериментално изследване на термичната ефективност на отворена стена на Тромб в непрекъснат режим на работа – Част 1 148

Георги Томов, Борислав Станков, Никола Калоянов

Експериментално изследване на термичната ефективност на отворена стена на Тромб в непрекъснат режим на работа – Част 2 155

Мерима Златева

Използване на отпадна компресорна топлина за отопление в промишлени сгради... 161

Костадин Фикийн, Борислав Станков

Криогенно съхранение на енергия за възобновяем изкуствен студ и електрозахранване 167

Степан Актерян, Костадин Фикийн, Борислав Станков

Адекватност на европейския регламент относно температурно-влажностния контрол в хранителната верига за яйца 175

Любомир Ташков

Топлотехническо оразмеряване на конструкция на прототип на високотемпературен двигател работещ по цикъла на Стьрлинг 181

Нина Пенкова, Калин Крумов, Ивелин Иванов, Димитър Велчев, Веселин Илиев, Златка Гешкова Влияние на нестационарния топлообмен върху топлинното натоварване при стъклопакетите	185
Нина Пенкова, Калин Крумов, Лилиана Зашкова, Иван Касабов, Андриана Сурлева Сложен топлообмен при едроплощни прозрачни сградни ограждения	193
Нина Пенкова, Боян Младенов Моделиране на термо-влажностното и механично поведение на керамични изделия при сушене	200
Ивелин Иванов, Нина Пенкова, Димитър Велчев, Иво Драганов, Велина Боздуганова, Веселин Илиев Механични напрежения в стъклопакети при нестационарно топлинно натоварване .	207
Даниела Чакърлова, Денка Кънчева, Надежда Досева Термодинамичен анализ на топлотехническа система, състояща се от сграда и системите за поддържане на микроклимата в нея	215
Надежда Досева, Даниела Чакърлова Оптимална дебелина на изолацията на външни ограждащи елементи на жилищна сграда за условия на България	223
Андрей Андреев Видове технологични схеми за реализация на пиролиза на отпадни полимери. Оптимизирана технологична схема	230
Андрей Андреев Оптимизация на условията (параметрите) за пиролиза на отпадни полимери	236
Tran Van Hung, Le Khanh Dien, Nguyen Thanh Nam A measure of drying the bamboo powder in Vietnam	242

Математично моделиране на топлинните баланси в парогенератор тип П-62

Атанас Деянов, Димитър Попов

При създаването на математичния модел е използван специализирания код EBSILON® Professional. Софтуерния продукт позволява въвеждане на физичните размери на парогенератора и неговите нагревни повърхности, което е от изключителна важност за достоверното описание на процесите в него. Получените резултати са сравнени с данни от реални измервания в парогенератори в ТЕЦ „КонтурГлобал Марица изток 3“. Създаденият модел работи със задоволителна точност.

Ключови думи: П-62, математичен модел, лигнитни въглища, топлинни баланси

Mathematical modeling of the heat balances in boiler type P-62

Atanas Deyanov, Dimitar Popov

During the development of the mathematical model an EBSILON Professional software is used. The software product allows introduction of physical dimensions of the steam generator and its heating surfaces, which is essential in obtaining reliable results. After completion of the model results were compared with operational data from TPP "ContourGlobal Maritsa East 3". The created model is sufficiently accurate.

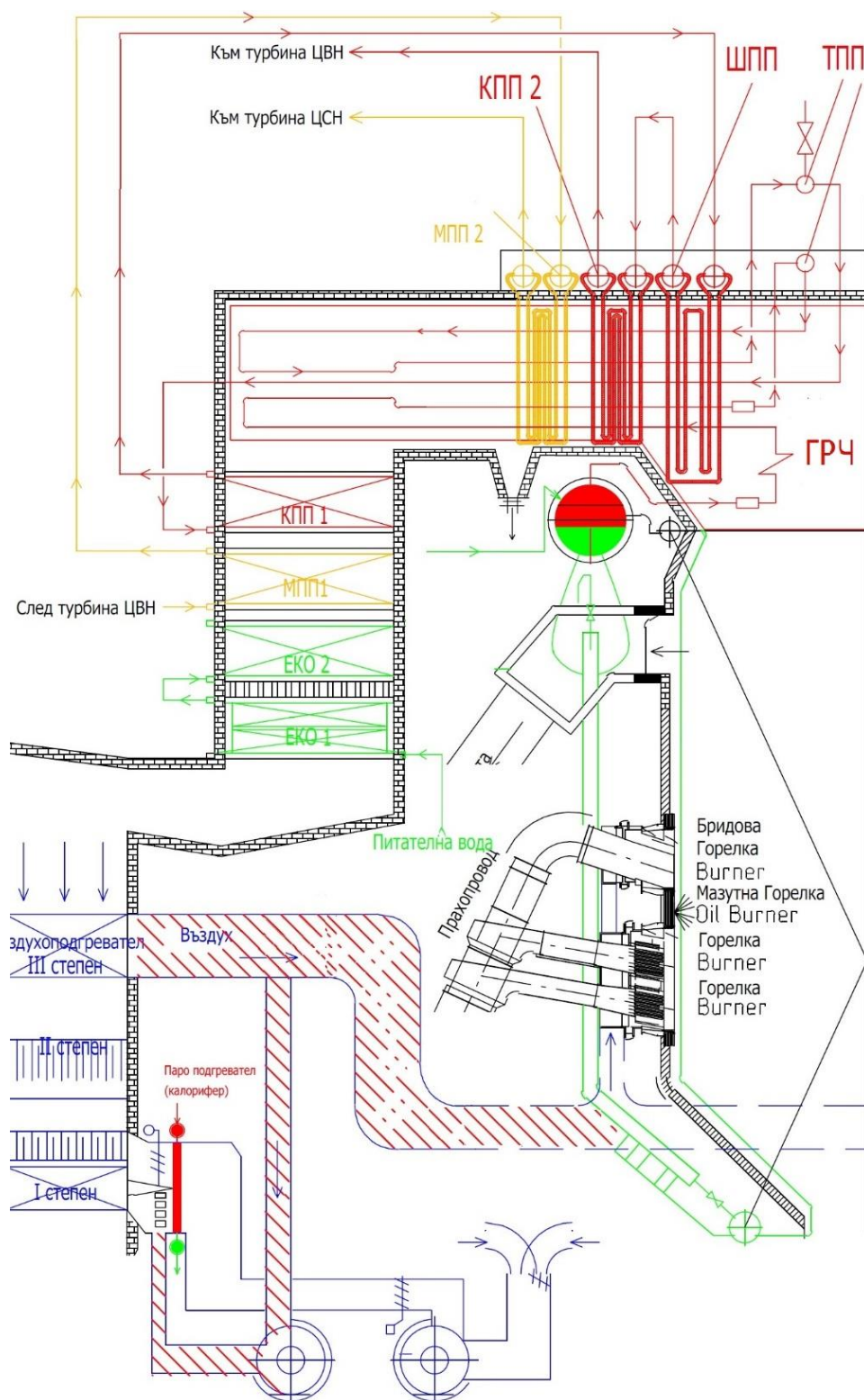
Keywords: P-62, mathematical model, lignites, heat balances

Въведение

Парогенератори тип П-62 се използват в централите в комплекса „Марица изток“ за изгаряне на нискокачествени лигнитни въглища. При съставянето и верификацията на математичния модел са използвали данни от ТЕЦ „КонтурГлобал Марица изток 3“ където в експлоатация са четири парогенератора тип П-62 (ЕП 670/140) работещи в моноблок с парни турбини К-225-130-2М.

Описание на обекта на моделирането

П-62 е барабанен парогенератор с Т-образна конструкция, естествена циркулация на водата и пароводната смес в изпарителния контур и еднократно двустъпално междинно прегряване на парата след ЦВН на парната турбина. Подхранващата вода, която се подава към парогенератора, е с температура 242°C и налягане 180 Bar. Номиналното паропроизводство е 670 t/h пара с температура 545°C и налягане 137 Bar. В резултат на извършената рехабилитация на централата в периода 2006-2009 г. паропроизводството е завишено до 700 t/h с оглед повишената мощност на парната турбина. След ЦВН проектните параметри на парата са температура 337°C и налягане 28 bar, като след междинен паропрегревател II-степен парата е с температура 545°C и налягане 24 bar. Стените на пещта са покрити от мембранни екрани. Разхода на гориво при номинално паропроизводство е в интервала 330-350 t/h, а температурата на изходящите газове е около 175°C. На Фиг. 1 е показана принципна схема на лявата част на парогенератор П-62, дясната страна е огледално копие на лявата. От принципната схема може да се добие представа за разположението на нагревните повърхности и за движението на димните газове, подхранващата вода, паро-водната смес, свежата пара и вторично прегряваната пара.



Фиг. 1 Принципна схема на лява част на парогенератор П-62

При създаването на модела освен разположението на нагревните повърхности са взети под внимание материала, от който са изработени, тяхната площ, напречна, надлъжна стъпка на тръбите и тяхния вътрешен и външен диаметър. В Табл. 1 са посочени по-важните конструктивни особености на нагревните повърхности, които са използвани при съставянето на математичния модел.

Таблица 1

Конструктивни особености на нагревните повърхности

Нагревна повърхност	Площ, m ²	Специфични особености	Материал
Екрани	1638	Газоплътни, вертикални с възходящо движение на пароводната смес	20 (Стомана 20)
ГРЧ		Спомагателна нагревна повърхност, смесен поток на парата спрямо димните газове, разположена по стените на горната част на пещта и хоризонталния газоход	
Над ПК	310		12X1МФ
В зоната на ШПП	130		20
В зоната на КПП II	115		20
В зоната на МПП II	42		20
Над КШ	344		20
ТПП		Спомагателна нагревна повърхност, смесен поток на парата спрямо димните газове, разположена по тавана на пещта и хоризонталния газоход	
Над ПК	139		12X1МФ
В зоната на ШПП	81,5		20
В зоната на КПП II	81,5		20
В зоната на МПП II	59		20
Над КШ	245		20
ШПП	H _p =295	Полурадиационна нагревна повърхност, коридорно разположение на тръбните снопове, правотоково движение на двата флуида	12X1МФ
	H _k =715		
	H=1010		
КПП II степен	1260	Коридорно разположение на тръбните снопове, правотоково движение на двата флуида	X18X12T
МПП II степен	1940	Шахматно разположение на тръбните снопове, правотоково движение на двата флуида	X18X12T
КПП I степен	2540	Шахматно разположение на тръбните снопове, противотоково движение на двата флуида	12X1МФ
МПП I степен	5100	Шахматно разположение на тръбните снопове, противотоково движение на двата флуида	12X1МФ
ЕКО II степен	4516	Шахматно разположение на тръбните снопове, противотоково движение на двата флуида	20
ЕКО I степен	10320	Шахматно разположение на тръбните снопове, противотоково движение на двата флуида	20

Кратки сведения на възможностите на използвания софтуер

EBSILON[®] Professional е програма, която пресмята топлинни и масови баланси в топлоенергийни съоръжения. Тя се използва при проектиране и оптимизиране работата на термични електроцентрали.

Предимства на програмата при моделиране на енергийни парогенератори са възможностите за въвеждане на физичните размери на газоходи и нагревни повърхности, избиране на материалите, от които са изработени нагревните повърхности, възможността за въвеждане на фактор на замърсяването. За парогенератори с голяма единична мощност голямо предимство е възможността за поставяне на спомагателни нагревни повърхности в комбинация с основните.

Програмата има голям набор от параметри, които приемат стойности по подразбиране при избор на вида на изгаряното гориво, но при нужда могат да бъдат променени от ползвателя, което намалява вероятността за допускане на грешки от ползватели, които нямат опит в проектни пресмятания на парогенератори като позволява ползването на опита на енергийната компания създател на софтуера - STEAG GmbH. Недостатък на софтуерния продукт е липсата на възможност за подробно моделиране на горивния процес и процеса на подготовка за изгаряне на горивото. При изготвянето на модела се срещат трудности със симулирането на частта на възприеманата чрез радиация топлина от ШПП, ГРЧ и ТПП над ПК като причината за това е недостатъчният брой опции при определяне на вида на нагревната повърхност.

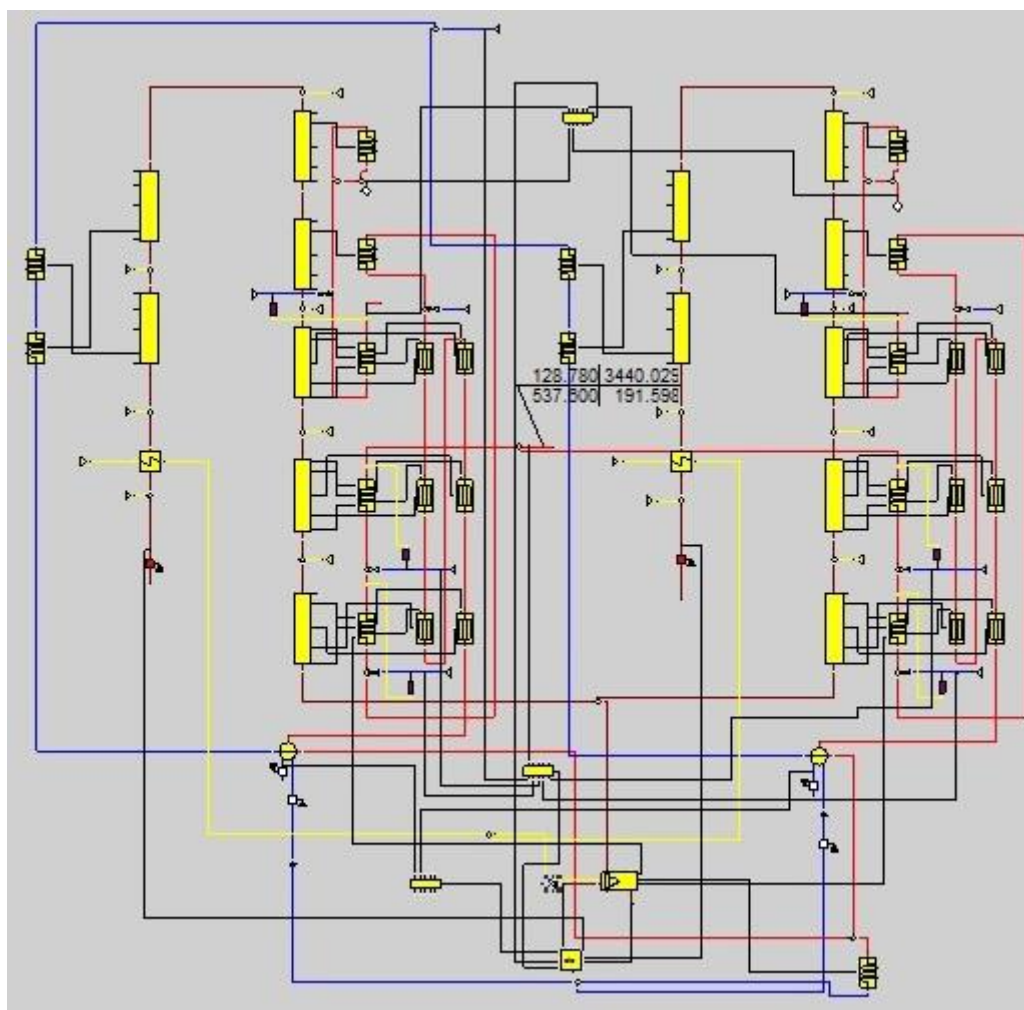
Описание на съставения модел

Моделът е съставен на базата на проектната документация на парогенератора и направените проверовъчни пресмятания през 2011-2012 година от Steinmüller Engineering GmbH във връзка с предстояща реконструкция с цел прилагане на първични мерки за намаляване на азотните оксиди емитирани от инсталацията. В резултат на направената реконструкция се е получило преразпределение на възприеманата топлина като частта, която се възприема от полурадиационните и конвективни нагревни повърхности се е увеличила.

Съставянето на модела започна с избор на елементния състав на горивото, частта на негоримата фракция, която се отделя като шлака от долната част на пещта и съответно частта, която се отнася от димните газове като летяща пепел. Също така на този етап трябваше да се въведе процентното съдържание на неизгоряло гориво в шлака и летящата пепел. Тези параметри бяха въведени като изходни данни за пещта като също така се въведоха коефициента на излишък на въздух на изхода на пещта. След това пристъпихме към моделиране на топлинните баланси в екранните нагревни повърхности.

На изхода на пещта в модела е поставен формален разделител (тройник), който да разделя димния газ на две равни части, което е специфична особеност на Т-образната конструкция. След като се раздели на два потока с равен дебит димния газ преминава през елементи с правоъгълно сечение с предварително зададени размери, които представляват газоходите. Към тях са свързани основните и спомагателните нагревни повърхности. Това позволява да се отчете геометрията на газохода и нагревните повърхности с цел определяне на скоростта на димния газ и по-точно последващо изчисляване на коефициента на топлопреминаване.

По пътя на димния газ в модела са поставени смесителни елементи, през които се формално се пропуска предварително изчислено количество въздух, за да се пресъздадат неизбежните просмукванията, така че след ИВП на парогенератора съдържанието на кислород в сухите димните газове да е 8,5 %. На Фиг. 2 е показан общ изглед на съставения модел на парогенератор тип П-62. В долната част е изобразена горивната и изпарителната система като ясно се вижда наличието на два барабана и обща пещ. При изгарянето на горивото известно количество топлина се предава чрез радиационен топлообмен на пещните екрани, ШПП, ГРЧ и ТПП като в модела това се осъществява чрез логически връзки между горивната камера, пещните екрани и полурадиационните нагревни повърхности. В горната част са изобразени газоходите, нагревните повърхности за първично и вторично прегряване на парата, двустепенния економайзер и изнесения въздухоподгревател.



Фиг. 2 Изчислителна схема на математичния модел

Верификация на математичен модел при номинален режим на работа

След изготвянето на модела се пристъпи към неговата верификация. Въвежданите входни данни включват термичните параметри и дебита на подхранваща вода, разхода на гориво, параметрите на парата за междинен прегрев и температурната разлика между температурата на входящия в ИВП въздух и изходящите димни газове.

При определяне на разхода на гориво са използвани данни от топлинния баланс на парогенератора при номинален товар след направената реконструкция за намаляване на емисиите на азотни оксиди. По време на тези съответните изпитания вложената в котела топлина е била около 660 MWt.

В Табл. 2 се виждат резултатите от направената симулация при влагане на 658.34 MWt и температура на изходящите димни газове 175 °C.

Разликата в Q_2 и съответно в общата загуба на топлина се дължи на разликата в температурата на изходящите газове по време на следремонтните изпитания и тази, която е заложена в математичния модел. При съставянето на модела е приета стойност 175 °C и тази температура е заложена в логиката за управление на парогенератора, тъй като това е проектната стойност на $t_{и.г.}$.

Разликата в Q_4 се дължи на специфична особеност на стандарта, по който е определен КПД на котела по време на следремонтните изпитания. При него загубата на топлина от неизгоряло в шлаката и в летящата пепел и загубата на топлина с физичната топлина на шлаката се представят като обща стойност (Q_4+Q_6).

Таблица 2

Сравнение на резултатите от математичното моделиране с данни от реални измервания при номинална топлинна мощност

Параметър	Мерна единица	Математичен модел	Следремонтни и изпитания	Отклонение, %
Внесена топлина, $Q_{вн}$	MW	652,95	674	3,12
Загуба на топлина с изходящи газове, Q_2	MW	80,51	86,818	7,27
Загуба на топлина от неизгоряло в шлаката и в летящата пепел, Q_4	MW	18,69	20,315	8
Загуба на топлина от химично недоизгаряне, Q_3	MW	0,05	0,056	10,71
Загуба на топлина чрез топлообмен с околната среда, Q_5	MW	2,59	2,656	2,48
Загуба на топлина с физичната топлина на шлаката, Q_6	MW	0,914	-	-
Общо загубена топлина, $Q_{заг}$	MW	102,75	109,85	6,46
КПД, η	%	84,26	83,7	0,67
Разход на подхранваща вода	kg/s	163,88	153,26	6,93
Температура на подхранваща вода	°C	242,5	235,09	3,15
Налягане на подхр. вода	Bar	176	176,9	0,51
Разход на свежа пара, D_0	kg/s	191,4	195,58	2,14
Енталпия на свежа пара, h_0	kJ/kg	3440,03	3445,16	0,15
Разход на пара за междинно прегряване, $D_{мп}$	kg/s	176,2	176,02	0,1
Енталпия на междинно прегрята пара, $h_{мп}$	kJ/kg	3562,31	3543,7	0,53
Температура на изходящи димни газове, $t_{и.г.}$	°C	175	179,25	2,37

От таблицата се вижда, че режима на работата на виртуалния модел на при номинално натоварване е сходен с режима на работа на парогенератора.

Верификация на математичния модел при 80 % и 65 % топлинна мощност

Като продължение на верификацията на модела са проведени симулации при 80% и 65 % натоварване. Резултатите от направената симулация при 80% от номиналната топлинна мощност за показани в Табл. 3.

При сравнение на параметрите се вижда, че отново има добро съответствие на получените резултати от математическото моделиране и извършените изпитания на реалния парогенератор. Разликата в К.П.Д. се дължи на по-лошото качество на въглищата, използвани при симулирането спрямо тези при следремонтните изпитания.

Таблица 3

Сравнение на резултатите от математичното моделиране с данни от реални измервания при топлинна мощност 80% от номиналната

Параметър	Мерна единица	Математичен модел	Следремонтни изпитания	Отклонение, %
Внесена топлина, $Q_{вн}$	MW	546,62	556,555	1,79
Загуба на топлина с изходящи газове, Q_2	MW	68,99	71,14	3,02
Загуба на топлина от неизгоряло в шлаката и в летящата пепел, Q_4	MW	9,24	8,85	4,41
Загуба на топлина от химично недоизгаряне, Q_3	MW	-	0,051	-
Загуба на топлина чрез топлообмен с околната среда, Q_5	MW	2,247	2,352	4,46
Загуба на топлина с физичната топлина на шлаката, Q_6	MW	0,763	-	-
Общо загубена топлина, $Q_{заг}$	MW	81,24	82,4	1,41
КПД, η	%	85,13	85,2	0,08
Разход на подхр. вода	kg/s	133,34	130,1	2,49
Температура на подхр. вода	°C	234	229,83	1,81
Налягане на подхр. вода	Bar	176	185,3	5
Разход на свежа пара, D_0	kg/s	159,44	160,52	0,67
Енталпия на свежа пара, h_0	kJ/kg	3440,03	3446,67	0,19
Разход на пара за междинно прегряване, $D_{мп}$	kg/s	142,46	144,46	1,38
Енталпия на междинно прегрята пара, $h_{мп}$	kJ/kg	3557,85	3555,6	0,06
Температура на изходящи димни газове, $t_{и.г.}$	°C	175	178,9	2,18

65% е минималното натоварване на блока, при което парогенератора работи стабилно на основно гориво. При по-ниски натоварвания горния процес става нестабилен и се налага използването на поддържащо гориво, в случая мазут. Резултатите от верификацията са показани в Табл. 4.

Таблица 4

Сравнение на резултатите от математичното моделиране с данни от реални измервания при топлинна мощност 65 % от номиналната

Параметър	Мерна единица	Математичен модел	Следремонтни изпитания	Отклонение, %
Внесена топлина, $Q_{вн}$	MW	473,08	453,985	4,21
Загуба на топлина с изходящи газове, Q_2	MW	60,92	59,74	1,98
Загуба на топлина от неизгоряло в шлаката и в летящата пепел, Q_4	MW	9,34	8,685	7,54
Загуба на топлина от химично недоизгаряне, Q_3	MW	-	0,032	-
Загуба на топлина чрез топлообмен с околната среда, Q_5	MW	2,136	2,027	5,37
Загуба на топлина с физичната топлина на шлаката, Q_6	MW	0,66	-	-
Загубена топлина, $Q_{заг}$	MW	73,06	70,48	3,66
КПД, η	%	84,6	84,47	0,15
Разход на подхр. вода	kg/s	110	104,21	5,56
Темпер. на подхр. вода	°C	220	217,95	0,94
Налягане на подхр. вода	MPa	18,6	19,32	3,73
Разход на свежа пара, D_0	kg/s	133,85	129,21	3,59
Енталпия на свежа пара, h_0	kJ/kg	3440,03	3442,15	0,06
Разход на пара за междинно прегряване, $D_{мпп}$	kg/s	116,3	116,28	0,02
Енталпия на междинно прегрята пара, $h_{мп}$	kJ/kg	3568,9	3541,3	0,78
Температура на изходящи димни газове, $t_{и.г.}$	°C	175	180,8	3,21

Изводи

От получените резултати може да се заключи, че съставения математичен модел на парогенератор П-62 създаден с помощта на софтуерния продукт EBSILON® Professional описва работата на парогенератора със задоволителна точност и може да бъде използван за бъдещи изследвания при променливи режими на работа.

маг. инж. Атанас Деянов, „КонтурГлобал Оперейшънс България“ АД, тел. 0894 928 888, е-mail: naskodeyanov@gmail.com

проф. д-р Димитър Попов, ТУ–София, катедра „Топлоенергетика и ядрена енергетика“, тел. 02 965 23 03, е-mail: dpopov@tu-sofia.bg

Рационализиране на подгряването на въздуха за горене в мощен содорегенерационен котелен агрегат

Диляна Колева, Димитър Попов

Утилизирането на отпадната топлина от димните газове е най-ефективният начин за повишаване на ефективността на всяка инсталация, в която протича горивен процес. Един от начините за подобряване на технико-икономическите параметри на инсталациите е използването на отпадната енергия за подгряване на входните потоци към инсталацията. Пример за това е използването на енергията съдържаща се в изходящите димни газове за подгряване на постъпващият горивен въздух.

Ключови думи: ефективност, отпадна топлина, содорегенерационен котел, утилизация

Rationalization of combustion air heating in a large recovery boiler

Dilyana Koleva, Dimitar Popov

The use of waste heat from flue gas is the most effective way to increase the efficiency of any installation where a combustion process takes place. One way to improve the technical and economic parameters of installations is to use the waste energy, which in normal operation is taken out of the facilities, to heat the input streams to the installation. An example of this is the use of the energy contained in the exhaust fumes to heat the incoming combustion air.

Keywords: efficiency, soda recovery boiler, utilization, waste heat

Увод

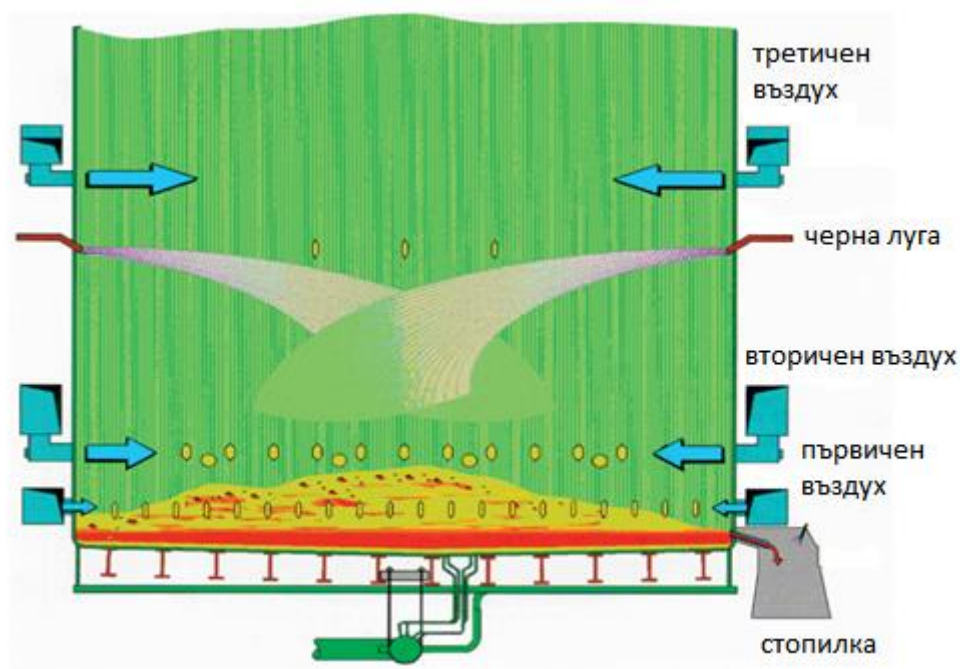
Отпадната топлина от производствени процеси може да бъде утилизирана по два основни начина – за производство на топлинна енергия чрез подгряване на различни флуидни потоци и/или чрез преобразуване на изходящата топлинна енергия в електроенергия. Оползотворяването на отпадната топлина с цел производство на ел. енергия може да се осъществи чрез иновативни термодинамични цикли, които изискват изграждането на нови и сравнително скъпи инсталации. По-достъпният и лесен вариант е връщането на енергията обратно в процеса, примерно за целите на подгряването на въздуха използван за горене. В настоящият доклад е описано използването именно на този подход –подгряване на въздуха необходим за горивния процес в содорегенерационен котелен агрегат за сметка на топлината извличана от изходящите димни газове. Това би довело неизбежно и до тяхното съществено охлаждане. От гледна точка на обичайната котелна практика, горепосоченият подход би имал ограничено приложение тъй като охлаждането на димните газове може да предизвика възникването на значителна по обхват нискотемпературна сяроокисела корозия [1]. Това е сериозен проблем за котлите, в които се изгарят горива със значително съдържания на сяра като мазут и някои лигнитни въглища. При содорегенерационните котли нещата стоят малко по-различно.

Особености на содорегенерационните котелни агрегати (СРКА)

Основното предназначение на СРКА е осъществяването на регенерацията на химикали употребявани в процеса на целулозно – хартиеното производство. Главното гориво на СРКА е химикал наричан черна луга, който се явява отпадъчен продукт при производството на целулоза по сулфатния метод. Черната луга се състои от голям брой

органични и неорганични съединения. Нейния състав зависи от използваните дървесни видове, метода на изваряване на дървесината и процеса на производство на целулозата. Органичната част от черна луга се изгаря в пещната камера на СРКА. Черната луга е едно от най-ниско калоричните горива. Това е така, защото голяма част от нея е съставена от неорганична част с висока съдържание на влага и пепел. Този състав затруднява изгарянето и налага използването на поддържащо гориво мазут при работа на котела с намалено паропроизводство.

Типичната конструкция на пещната камера (ПК) на СРКА е показана на Фиг. 1. Въздуха за горене се подава на три нива, съответно първичен, вторичен и третичен. На дъното на ПК е се натрупва стопилка от химикалите съдържащи се минералната част на лугата. То се конструира под наклон и стопилката се извежда от специално предназначени улеи.

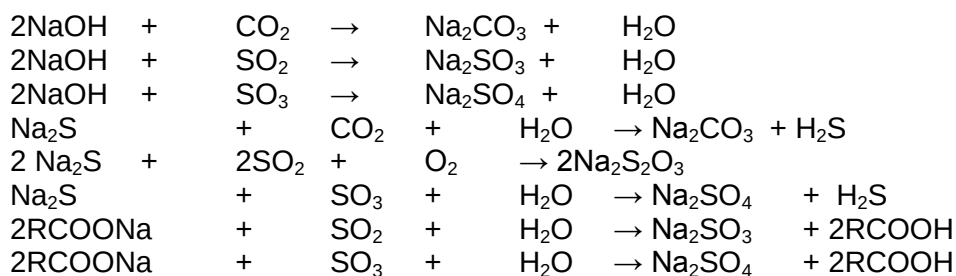


Фиг. 1 Потоци в пещната камера на СРКА

Процесът на изгаряне на сулфатната луга, както и натроновата може да се раздели на три последователни етапа:

- Изсушаване на лугата;
- Пиролиза и коксуване на органичния остатък, съпроводен с карбонизация на основата;
- Изгаряне на кокса и втечняване на минералния остатък, съпроводен с редукцията на сулфата.

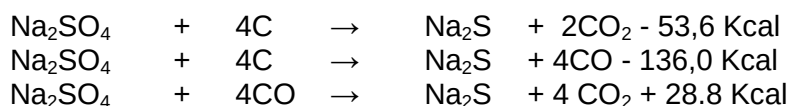
Химическите процеси, протичащи в първия стадий през времето на подсушаване на лугата, се състоят в нейното взаимодействие с горещите димни газове в ПК. Освен CO_2 и свободна NaOH , в този стадий могат да вземат участие и SO_2 , SO_3 съдържащи се в газовете, Na_2S и органически свързан Na .



При втория стадий през времето на пиролиза на органичната част на сулфатната луга, заедно с CH_3OH , фенола и други продукти, се отделят в относително не-голямо количества различни серни съединения: H_2S , CH_3CHS , $(\text{CH}_3)_2\text{S}$, доста сложни алкилсулфили и някои други летливи продукти. Голяма част от тези продукти се възпламеняват и изгарят, образувайки CO , CO_2 , H_2 , H_2O , SO_2 и увеличават топлинното съдържание на газовите смеси. Този процес започва още при количество на вода в лугата от 10 – 15 % и температура 150 – 200°C.

Третият стадий се характеризира с изгаряне на кокса и се съпровожда със значително повишаване на температурата и стопяване на минералните остатъци. Втечняването на частиците Na_2CO_3 започва при температура 850°C. Температурата в зоната на горене възлиза на 1200°C и е в зависимост от количеството на подавания въздух.

За нормално протичане на процеса редукция на Na_2SO_4 до Na_2S , основно значение имат температурата и излишъкът на C , а така също и отсъствието на излишък на въздух в зоната на реакцията. Основни реакции, протичащи през времето на третия стадий на изгаряне на лугата се явяват реакциите на редуциране на Na_2SO_4 до Na_2S от органичния кокс. Теоретически са възможни следните реакции:



Една малка част от минералните остатъци се изнася с димните газове под формата на летяща пепел и се улавя с електрофилтър разположен след котела.

Обичайната конструкция на пароводния тракт на СРКА включва двубарабанен вертикално разположен изпарителен сноп с естествена циркулация и изцяло екранирана ПК. Конвективните нагревни повърхности се състоят от паропрегревател, економайзер и въздухоподгревател. В разглеждания случай подгръването на въздуха се осъществява с пара от регулируемо пароотмане с налягане 5 Bar и температура около 200°C. Този начин на подгръване на въздуха е типично решение за повечето СРКА намиращи се понастоящем в експлоатация.

Предлаганото в настоящото изследване преминаване към схема с директно подгръване на горивния въздух ще доведе до значително намаляване на температурата на димните газове, напускащи котела. Очаквания полезният краен резултат ще включва намаляването на разхода пара за собствени нужди. Както е показано по-горе серните оксиди участват в химическите взаимодействия в пещната камера. С това се намалява тяхната концентрация в изходящите димни газове, респ. се намалява температурата съответстваща на точката на оросяването им. Експериментално тези ефекти са изследвани в [2], където авторите заключават, че понижаването на температурата на изходящите димни газове на изхода от СРКА не води до възникване и развитие на нискотемпературна сяроокисела корозия.

Оценка на параметрите на димните газове на изхода от СРКА

Оценката на подгръването на въздуха за горене с изходящи димни газове изисква съставяне на уравнението на топлинния баланс на съответния въздухоподгревател, а именно:

$$Q \cdot (h_{\text{д.г.}}^{\text{вх.}} - h_{\text{д.г.}}^{\text{изх.}}) = D \cdot (h_{\text{в/х}}^{\text{вх.}} - h_{\text{в/х}}^{\text{изх.}}), \quad (1)$$

където:

Q и D са дебитите на димните газове и въздуха преминаващи през въздухоподгревателя, kg/s;

$h_{\text{д.г.}}^{\text{вх.}}$ и $h_{\text{д.г.}}^{\text{изх.}}$ са енталпиите на димните газове на вход/изход на теплообменника, kJ/kg;

$h_{\text{в/х}}^{\text{вх.}}$ и $h_{\text{в/х}}^{\text{изх.}}$ са енталпиите на въздуха на вход/изход на теплообменника, kJ/kg;

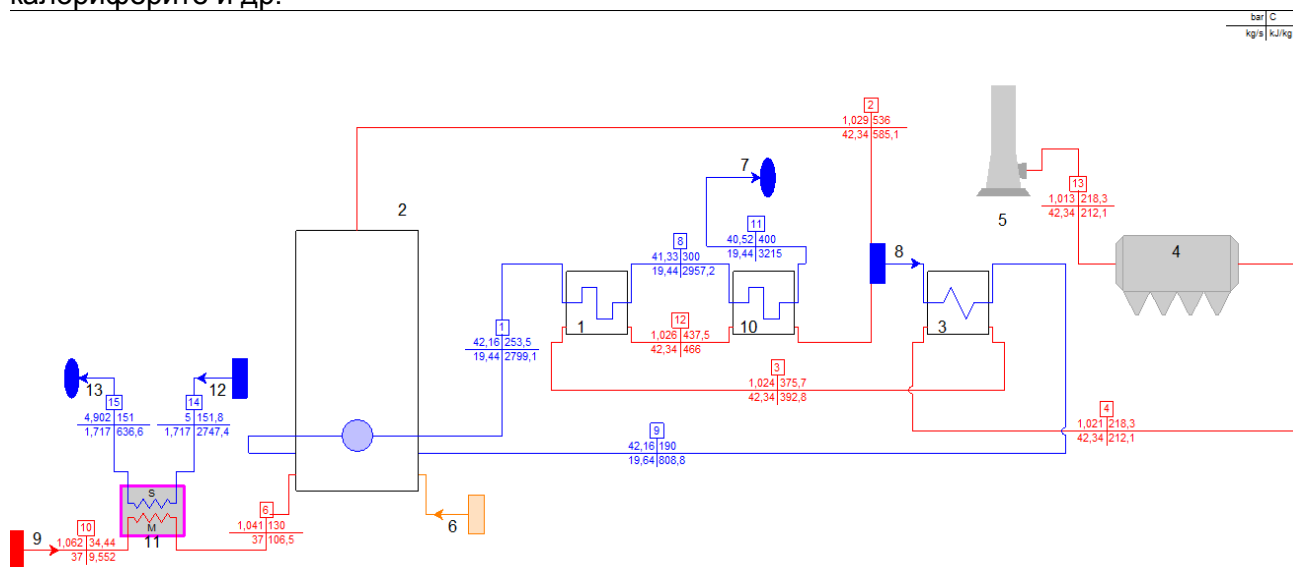
Тъй като в изследването се разглежда съществува конструкция на СРКА, то числените стойности и параметрите в горното уравнение трябва да са съобразени с реалните (или проектните) такива на съоръжението. За пресмятане на енталпиите на димните газове по-специално е нужно да се знае техният състав.

С цел определяне на стойностите на по-голямата част от параметрите, участващи в уравнението на топлинния баланс на бъдещия въздухоподгревател, бе съставен опростен математичен модел на СРКА. Използван бе софтуерния продукт Thermoflex®. Тъй като в горивния процес, респ. при генерацията на димните газове участва почти изключително само органичната част на черната луга, то нейният елементарен състав бе заложен в модела, Табл. 1.

Таблица 1
Елементарен състав на работна маса на черната луга – органична част

Въглерод	42,00%
Водород	5,00%
Сяра	1,60%
Кислород	20,00%
Атот	1,40%
Влага	30,00%
Долна тоplotворна способност	11 176 kJ/kg

Изчислителната схема възприета при съставянето на математичния модел е показана на Фиг. 1. Към настоящият момент подгриването на въздуха за горене на СРКА се осъществява посредством парни калорифери до температура от порядъка на 130°C. За калориферите се използва пара от колектор собствени нужди в ТЕЦ, който от своя страна се захранва от регулируемо пароотнемане от парна турбина с мощност 17 MW. Температурата на изходящите димни газове в експлоатационни условия е относително висока, като варира между 210 и 230°C. За изчисленията е приета средна температура 218°C. Дебитът и останалите параметри на произведената прегрята пара е съобразени с експлоатационните такива. Същото важи и за повечето от останалите параметри на СРКА като дебит на горивото, коефициент на излишък на въздух, параметри на парата за калориферите и др.



Фиг. 2 Изчислителна схема на СРКА с парно подгриване на въздуха за горене

- 1 Паропрегревател
- 2 Пещна камера
- 3 Економайзер
- 4 Електрофилтър
- 5 Комин
- 6 Източник на гориво

- 7 Паропровод
- 8 Източник на подгр. вода
- 9 Източник на въздух
- 10 Паропрегревател
- 11 Калорифер
- 12 Пара за калорифера

- 13 Кондензат

Таблица 2

Сравнителен анализ

Параметри	Експлоатационни параметри	Параметри, получени с модела
Дебит горивото, kg/s	5,3	5,3
Температура на горивото, °C	125	125
Дебит на въздуха, kg/s	37	37,6
Температура на въздуха пред калорифера, °C	35	35
Температура на въздуха след калорифера, °C	130	130
Дебит подхранваща вода, kg/s	20	20
Температура подхранваща вода, °C	105	105
Дебит прегрята пара, kg/s	19,4	19,4
Дебит на пара за калорифера, kg/s	1,72	1,72
Температура на изходящи ДГ, °C	218	218
Дебит на изходящи ДГ, kg/s	42,3	43
Водни пари в ДГ, %	15,6	17,46
Кислород в ДГ, %	3,01	2,95
Въглероден диоксид в ДГ, %	12,7	12,4
Азот в ДГ, %	67,6	66,18

Както бе посочено и по-горе целта на моделирането бе да се получат достоверни стойности за дебита и състава на димните газове на изхода от СРКА. С оглед верификация на така съставения математичен модел в Табл. 2 са представени данни от експлоатационни измервания и изчислени стойности за съответните параметри.

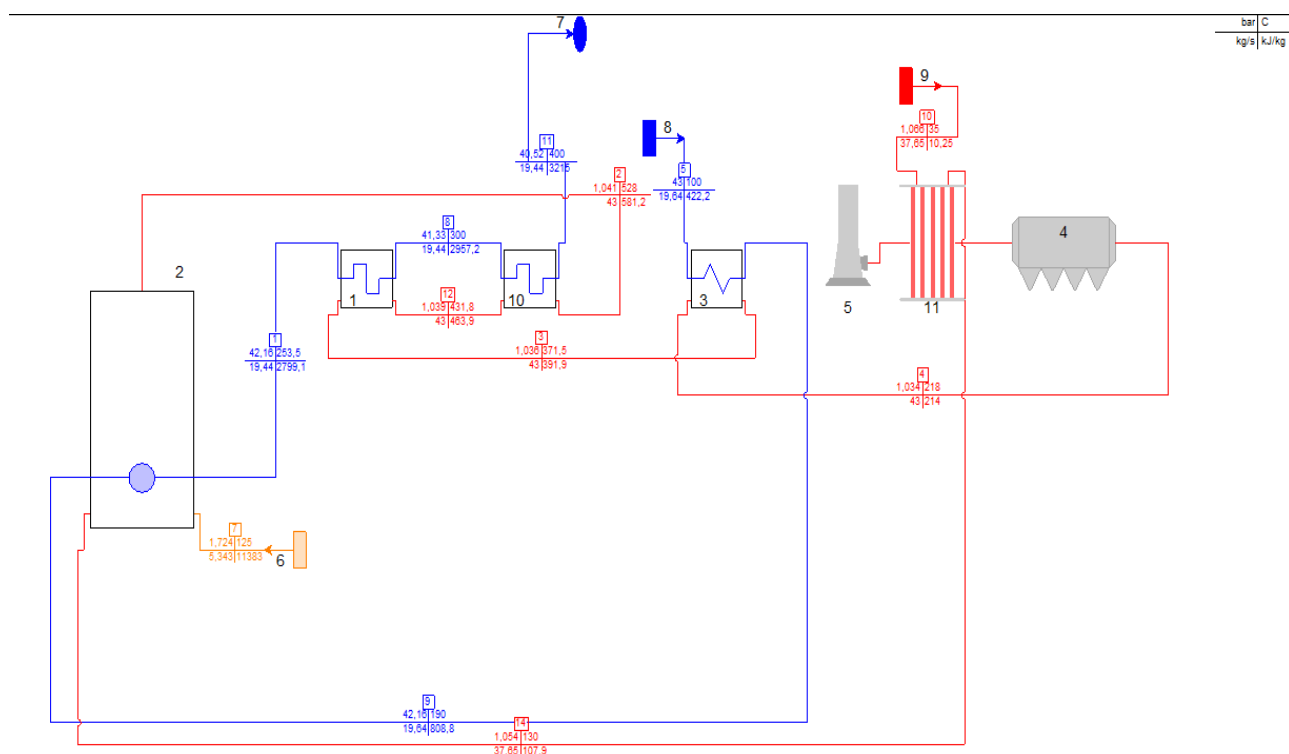
Очевидно пресмятанията с математичния модел са достатъчно представителни и моделът може да се използва за предвидените в изследването анализи.

Оценка на схемата с газово подгръване на въздуха за горене

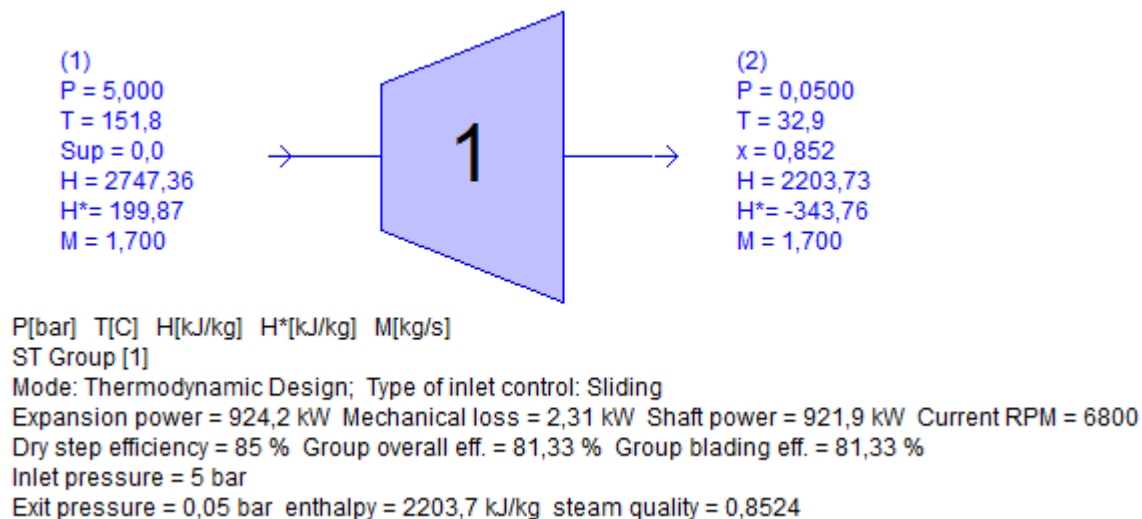
Предложението за промяна на настоящата инсталация за предварително подгръване на въздуха за горене е свързано с премахването на парните калорифери и инсталирането на въздухоподгревател използващ топлината на изходящите димни газове. На Фиг. 3 е представена възприетата изчислителна схема, от която става видно че за целта се прилага повърхностен теплообменник с тръбен сноп. Направени са съответните корекции и в математичния модел. Въздухоподгревателят е представен с елемент 11.

Използването на част от топлинната енергия на димните газове за подгръване на въздуха води до намаляване тяхната температура от 218°C до 140°C. Съответното премахване на калориферите освобождава парен поток с дебит 1,72 kg/s. С това количество се намалява дебита на регулируемото пароотнемане на турбината, респ. към нейната Част Ниско Налягане се насочва по-голям парен поток, което допринася за производство на допълнително количество електроенергия в генератора. Оценката на размера на допълнително електро-производство е извършена експресно със помощта на същия софтуер. Резултатите от пресмятането са показани на Фиг. 4.

Допълнителното произведена електроенергия ще бъде от порядъка на 900 kW за час. При съответната цена на електроенергията, продавана от предприятието, това означава приходи на годишна база от порядъка на 500 000 лв.



Фиг. 3 Изчислителна схема на СКРА с газово подгряване на въздуха за горене



Фиг. 4 Параметри на допълнително електро-производство в ЧНН на турбината

Изводи

В настоящия доклад бе извършен анализ на работа на сордерегенерационен котел в целулозно – хартиено производство. Констатирано бе, че експлоатацията му е съпътствана с отделянето на значителни количества отпадна топлина, която под формата на горещи димни газове, се изхвърля в околната среда. Синтезирано бе предложение за отказ от съществуващото парно подгряване на въздуха за горене и преминаване към подгряване с изходящи димни газове. С методите на математичното моделиране бяха оценени обемите на въздуха и на димните газове и техния състав. Пресметнато бе, че преминаването към газово подгряване на въздуха води до значително намаляване на разходите на технологична пара за собствени нужди. Използването и за производството на допълнително

количество ел. енергия ще увеличи съществено приходите на ТЕЦ и дава възможност да се обоснове рентабилността на предложената реконструкция.

Извършената изчислителната оценка на потенциала на изходящите от СРКА димни газове, предоставя възможност и за провеждането на допълнителни изследвания, например чрез използване на тяхната топлина за директно производство на ел. енергия с Органичен Цикъл на Ренкин.

Литература

1. Тотев Т., С. Бойчева, Б. Игнатов, Б. Ангелов, К. Тодоров. Контрол на емисиите от серен триоксид в ТЕЦ, изгарящ лигнитни въглища. XV Научна Конференция ЕМФ 2010. Созопол, 2010.
2. Vainio E. , T. Laurén, N. Demartini, A. Brink, M. Hupa. Understanding low-temperature corrosion in recovery boilers: Risk of sulphuric acid dew point corrosion? Journal of Science & Technology for Forest Products and Processes: VOL.4, NO.6, 2014.
3. Фирмена документация.
4. Ю. Н. Непенин, Производство сульфитной целлюлозы, Лесная промышленность, Москва, 1990.
5. Vakkilainen Esa K., Kraft recovery boilers - Principles and practice. Suomen Soodakattilayhdistys r.y. Valopaino Oy, Helsinki, Finland. 2005.

маг. инж. Диляна Колева, докторант, ТУ-София, катедра „Топлоенергетика и ядрена енергетика“, тел. 0882 270 253, e-mail: dilyana.koleva.ss@gmail.com

проф. д-р Димитър Попов, ТУ-София, катедра „Топлоенергетика и ядрена енергетика“, тел. 02 965 2303, e-mail: dpopov@tu-sofia.bg

Анализ на праховите емисии от пусковите режими на котлите в ТЕЦ „Марица Изток 2“ ЕАД

Никола Байкалов, Бончо Бонев

В процеса на пуск на котли ПК-38-4 и ЕП 670/140 на ТЕЦ „Марица Изток 2“ ЕАД от различните топлинни състояния се използва мазут. Наличието на мазни сажди в димните газове води до ограничаване работата на електрофилтъра (ЕФ) и сяроочистващата инсталация (СОИ), което от своя страна създава проблеми със замърсяването на околната среда. В настоящата публикация е представено количеството на емисиите от прах, генерирани в периода на пуск. Изчисленията обхващат периода в който не работят ЕФ, т.е. това е периодът през който се използва течно гориво.

Ключови думи: пускови режими, емисии прах, парогенератор

Analysis of dust emissions of boilers starting modes on boilers in TPP “Maritsa East 2” EAD

Nikola Baykalov, Boncho Bonev

At the start-up process of PK-38-4 and EP 670/140 boilers in TPP “Maritsa East 2” EAD from the different temperature condition use oil fuel. The oily ashes in the fuel gases stop the Electrostatic precipitator (ESP) and the Flue Gas Desulfurization (FGD) operation, which lead to problems with environmental pollution. In the report are presented quantity of emissions of dust generated during the start-up. The estimates cover the period in which no work ESP, i.e. this is the period during which use liquid fuel.

Keywords: boiler starting modes, dust emissions, steam generator

Въведение

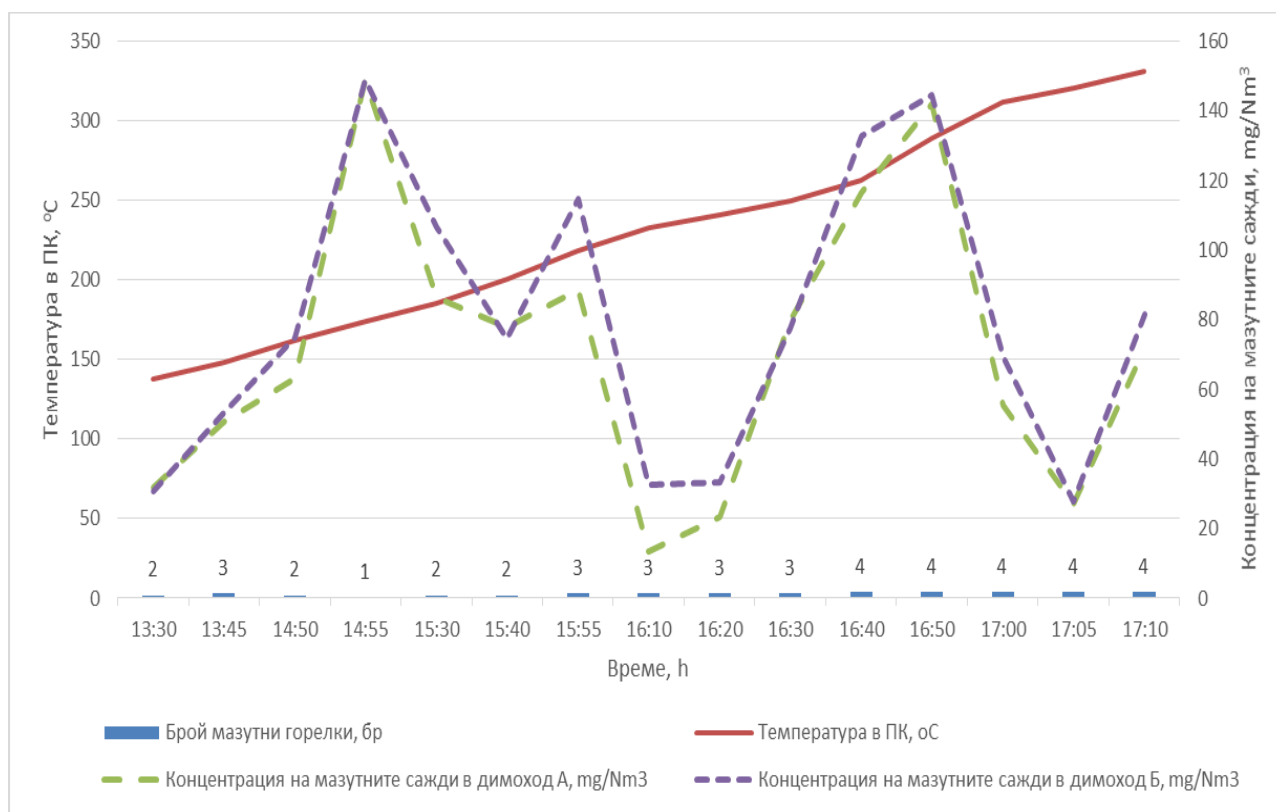
В настоящата публикация е представено количеството на емисиите от прах генерирани в периода на пуск на котлите в ТЕЦ „Марица Изток 2“. Този период е условно разделен на три етапа:

- Първи етап - работят само мазутни горелки (МГ);
- Втори етап - работят МГ и прахови горелки;
- Трети етап - работят само прахови горелки.

Изчисленията обхващат целия пусков период по време на който не работи ЕФ, т.е. това е периодът през който се използва течно гориво. В следствие на неговото изгаряне се наблюдава наличие на мазни сажди в димните газове, което води до ограничаване работата на ЕФ, което пък от своя страна създава проблеми със замърсяването на околната среда. Първоначално се изгаря само мазут, а след достигане на определени експлоатационни параметри се пускат и прахови горелки. Поради това в началото на пуска праховите емисии се генерират от пепелните частици (кокс), образувани при не пълното изгаряне на течното гориво, а след пускане в действие на прахови горелки, прах се образува и от пепелта, съдържаща се във въглищата.

Изчисляване на емисиите от прах по време на пусковия период на котлите ПК-38-4 и ЕП 670/140

Количеството пепел, образувана от изгарянето на мазут, зависи от организацията на горивния процес на МГ. Изгарянето на течните горива става след тяхното изпарение, като неговата интензификация зависи от интензификацията на изпарението и на смесообразуването. Пускът от студено състояние се осъществява с разпалването на две МГ. Началните условия са ниска температура в пеща (зидарията е студена), откъдето изпарението на капките течено гориво не е достатъчно интензивно, от където се увеличава количеството на неизгоряло гориво във вид на сажди е значително. Направени са измервания на мазутните сажди в пусковия период на котел ПК-38-4 (по-конкретно КА-1 с ЕФ тип ЭГА 2-58-12-6-4) [3]. Данните от тези измервания са систематизирани в диаграма на Фиг.1, които представляват изменение на дебита на мазутните сажди по време на пуск на котел ПК-38-4 от студено състояние, съответно за димоход А и Б през първия етап.

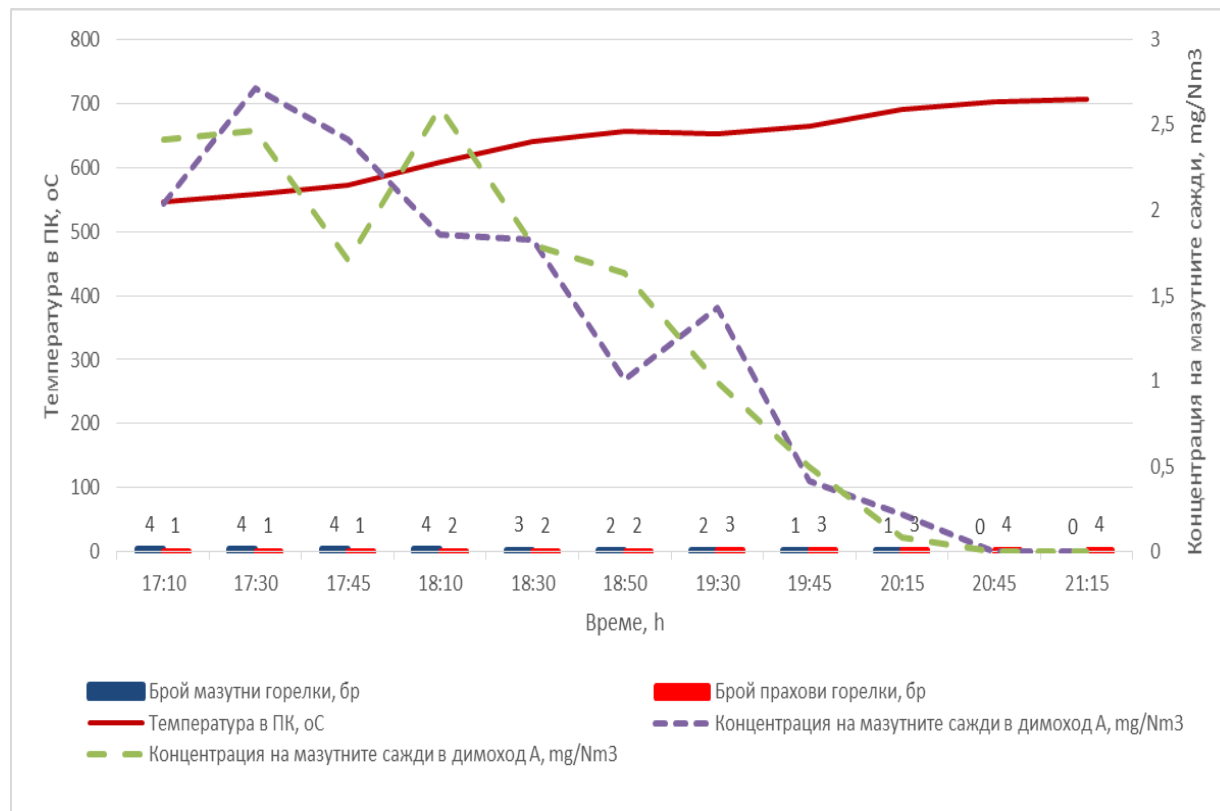


Фиг. 1 Дебит на мазутните сажди на ПК-38-4 през първи етап

От графиката на Фиг. 1 се наблюдава намаляване на количеството сажди отделено от една МГ с увеличаване на броя им. Това е в следствие на повишените температури на пещни газове в пещта. Също така се забелязва първоначално повишение на концентрацията на мазутните сажди след пуск на нова МГ и последващо намаляване на концентрацията. Това се дължи на не добър режим на работа на горелката първоначално и последващото и стабилизиране достигане до оптимален режим.

От гледна точка надеждността на работа на праховите горелки, те се пускат в работа при температури в пещта над 400° - 450°C. След пускане в работа на първата прахова горелка температурата в пещта рязко се повишава до 530° - 550°C, като количеството на мазутните сажди намалява. Това се дължи на подобрените условия за изгаряне в пещната камера. За този период от пуска, при който в процеса на горене участват мазутни и прахови

горелки, са направени допълнителни измервания на масата на мазутните сажди, като данните от втория етап от пуска са представени в диаграма на Фиг. 2 [3].

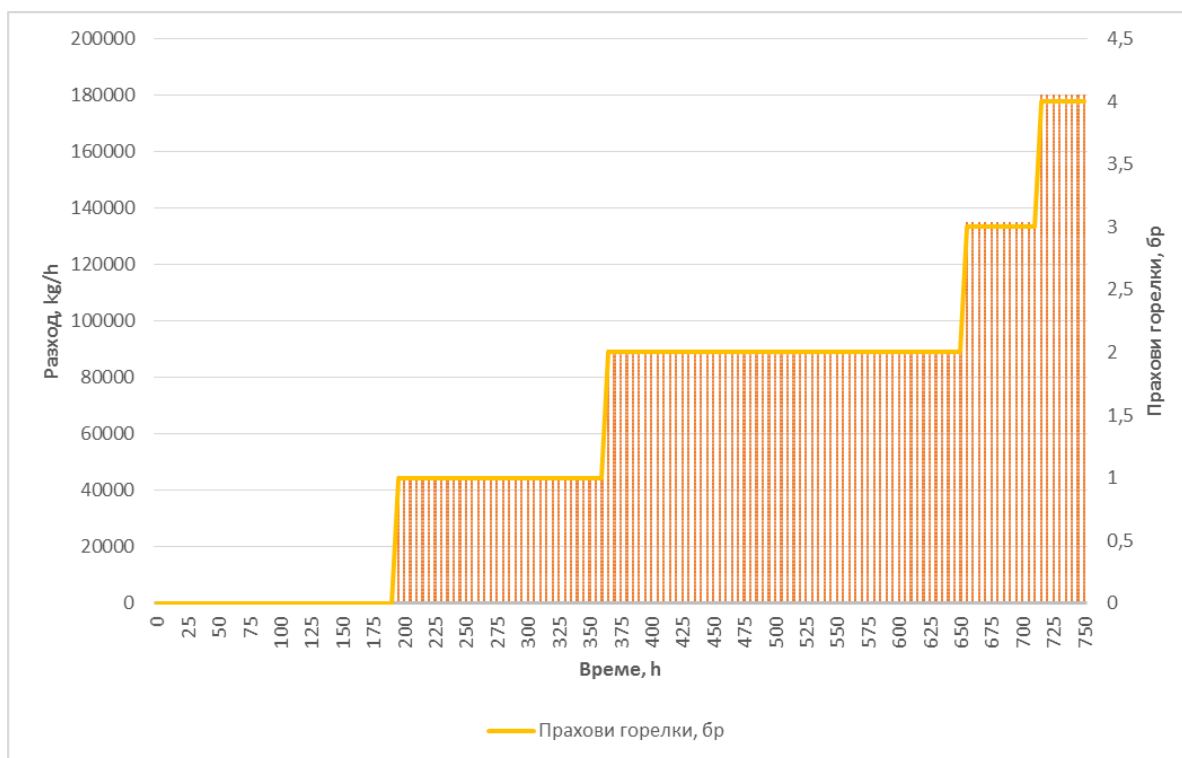


Фиг. 2 Дебит на мазутните сажди на ПК-38-4 през втори етап, димоход А

Графиката на Фиг. 2 показва еднозначно, че след повишаване на температурите в ПК, в следствие участието на прахови горелки в горивния процес, масата на мазутни сажди не само намалява в пъти, а и достига до нулеви стойности.

Тези измерванията са направени на котел ПК-38-4 в пусковия период при разпалване от студено състояние [3]. Поради факта, че всеки пуск е различен и зависи от редица фактори, тези измервания не могат да се ползват като еталонни за всички пускове, но може да послужат като ориентировъчна стойност. След осредняване на стойностите от диаграмите на Фиг. 1 и Фиг. 2 се получава 18,6 кг мазутни сажди за периода на целия пуск от студено състояние. Измерванията са направени в газохода пред ЕФ и при преминаването на мазутните сажди през него, по-голямата част от тях пропадат в пепелните бункери. Количеството е минимално и не е взето в предвид при пресмятане на праховите емисии.

След пускане в работа на праховите горелки, доминираща е пепелта отделена от изгарянето на въглищата. За да се изчисли количеството на емисиите от прах първоначално се определя броя и времето на работа на праховите горелки от пусковите диаграми [2], както и разхода на въглища на една прахова горелка за двата вида котли. За целта на отделни графики е представена промяната на разходът на въглища по време на разпалването от студено и горещо топлинно състояние. На диаграмите на Фиг. 3 и Фиг. 4 е представен разходът на въглища на котли ПК-38-4 от студено и горещо състояние за времето от пуска на първата ППС на котела до пуска на последната. В този момент котелът работи с четири ППС и след 30÷60 min се включват ЕФ. Номиналният разходът на една ППС е 12,5 kg/s (45 000kg/h).



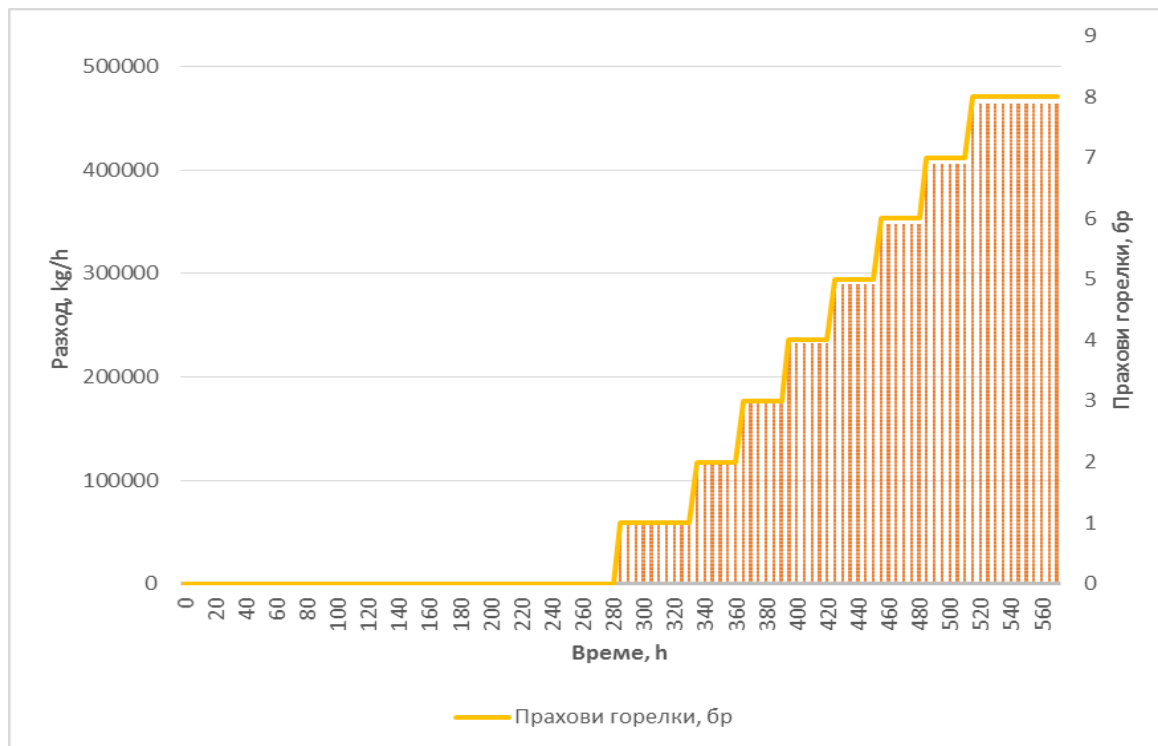
Фиг. 3 Разход на въглища от студено състояние на ПК-38-4



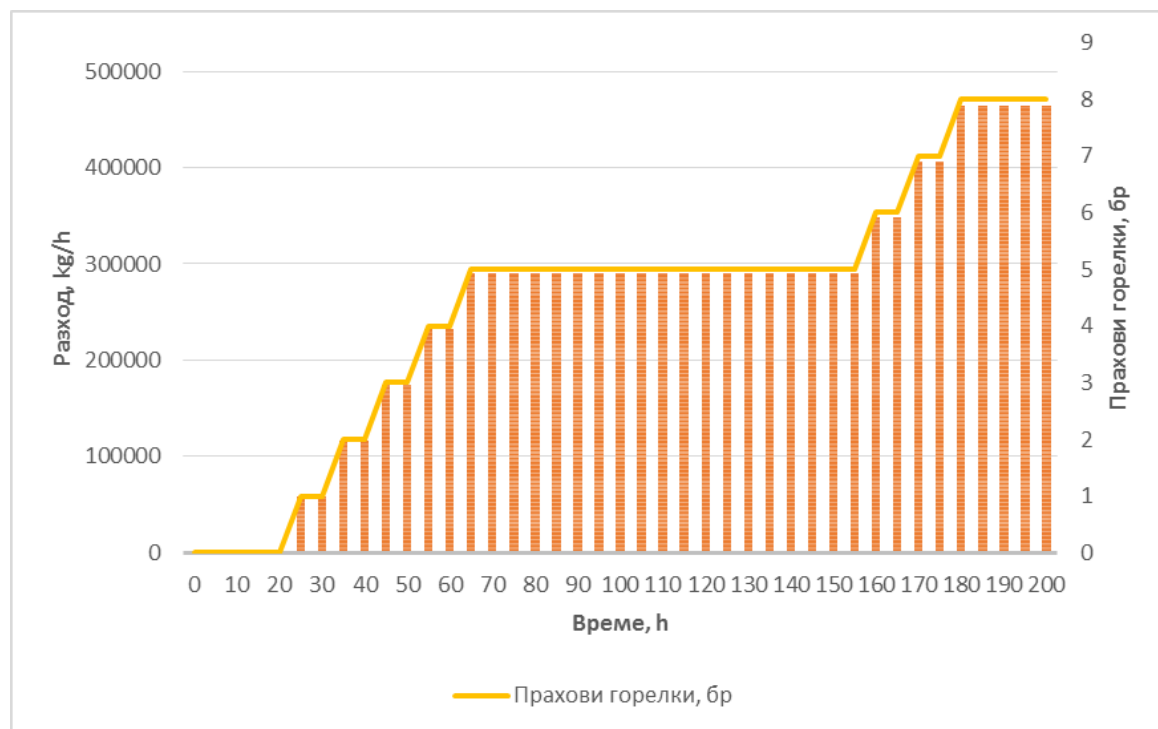
Фиг. 4 Разход на въглища от горещо състояние на ПК-38-4

На следващите Фиг. 5 и Фиг. 6 е представен разхода на въглища на котли ЕП 670/140 от студено и горещо състояние, за времето от пуска на първата ППС на котела до пуска на

последната. В този момент котелът работи с осем ППС и след 30÷60 min. се включват ЕФ. Разходът на една ППС е 16,1 kg/s (58 000kg/h).



Фиг. 5 Разход на въглища от студено състояние на ЕП 670/140



Фиг. 6 Разход на въглища от горещо състояние на ЕП 670/140

Характеристиките на използваното течно гориво (мазут) и твърдо гориво (лигнитни въглища), необходими в настоящите изчисления са показани в Табл. 1.

Таблица 1

Характеристики на горивото

	Мазут	Въглища (Лигнитни)
Q_i^r , MJ/kg	40,7	6,527
A^r , %	0,006	17,7

Номиналният разход на гориво за горелките на твърдо гориво на котли ПК-38-4 е 45 000 kg/h, а на котли ЕП 670/140 е 58 000 kg/h. Вижда се, че количеството на пепелта получена при горивния процес представлява 17,7% от масата на изгорените въглища. Част от тази пепел попада в шлаковата вана (ШВ), друга част се отделя в пепелните бункери под конвективна шахта (КШ) и изнесения въздухоподгревател (ИВП), като най-голямо количество се отделя в ЕФ. Опитно е установено, че количеството пепел на неговия вход е 87% от цялото количество, съдържащо се в горивото. Другата част попада в ШВ – около 10%, под КШ и под ИВП – около 3%. При работещи агрегати на ЕФ неговата ефективност е над 99,9%, като емисиите прах след него са под изискваните нормативи (50 mg/Nm³). При пуск обаче, агрегатите на ЕФ не работят и неговата ефективност намалява. От проведените режимно-настроечни изпитания на ЕФ е установено, че количеството пепел, което попада под ЕФ, при неработещи агрегати е в границите от 63% до 76%. Това означава, че при пускови операции, само определен процент от пепелта постъпва директно в атмосферата. Ефективността на ЕФ при неработещи агрегати на трите вида ЕФ в ТЕЦ „Марица Изток 2“ [4],[5],[6] са показани в Табл. 2.

Таблица 2

Ефективност на електрофилтъра при неработещи агрегати

ЕФ, тип	ЭГА 2-58-12-6-4 (ПК-38-4)	УГ 3-4-177 (ПК-38-4)	ЭГА 2-58-12-6-4У (ЕП 670/140)
КПД, %	68 - 72	63 - 76	65 - 70

Количеството емисии прах ($E_{\text{прах}}$, kg) ще получим от следната зависимост:

$$E_{\text{прах}} = \frac{A^r}{100} \cdot M^r \left(\frac{100 - \eta_{\text{еф}}^{\text{off}}}{100} \right) \cdot \frac{A'_{\text{еф}}}{100}, \text{kg}, \quad (1)$$

където A^r – пепелно съдържание на въглищата на работна маса, %;
 M^r – количеството на въглищата на работна маса, kg;
 $\eta_{\text{еф}}^{\text{off}}$ – ефективност на ЕФ при изключени агрегати, % ;
 $A'_{\text{еф}}$ – количествен дял на пепелта пред ЕФ, %.

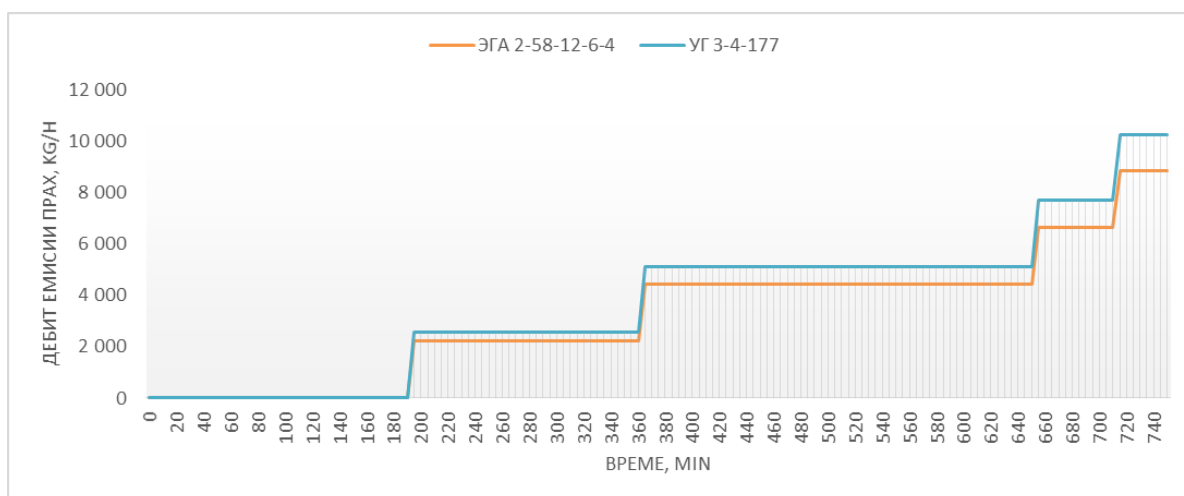
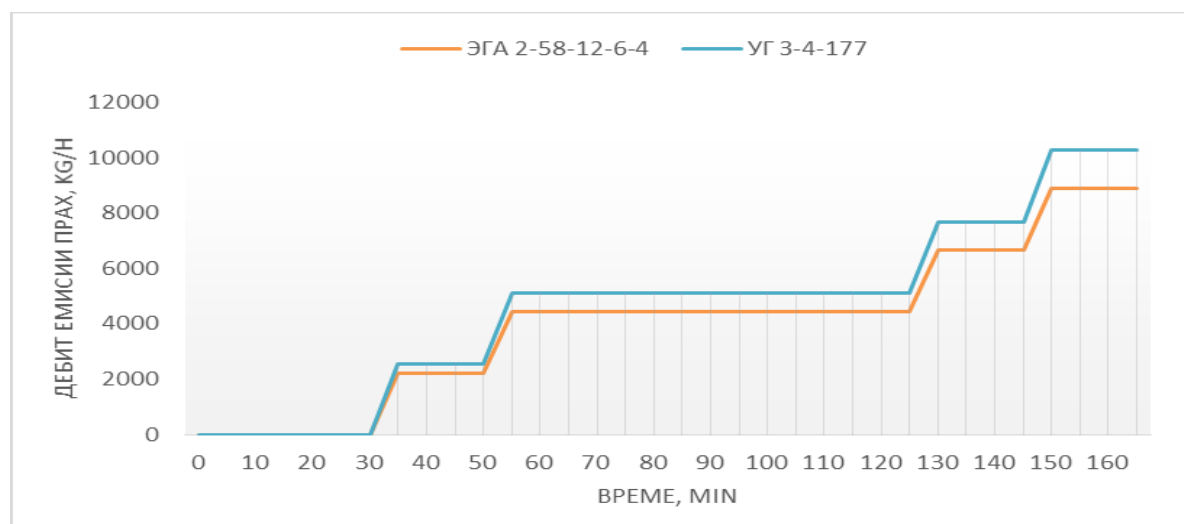
За стойността на $\eta_{\text{еф}}^{\text{off}}$ във формулата са използвани по-малките стойности, за да се представи възможно най-лошият сценарий за околната среда. При заместване за една ППС, за време 1 ч. се получават стойностите, показани в Табл. 3.

Таблица 3

Количество емисии прах за час

ЕФ	ЭГА 2-58-12-6-4 (ПК-38-4)	УГ 3-4-177 (ПК-38-4)	ЭГА 2-58-12-6-У (ЕП 670/140)
Емисии			
$E_{\text{прах}}$ за една ППС, kg/h	2217,5	2563,9	3126,1

На базата на графики от Фиг. 3 и 4, и при известни стойности на $E_{\text{прах}}$, отделени от една ППС, са построени графики за дебита на прахови емисии през периода на пуск на котлите. Това са графиките за работата на ППС по време на пуска на ПК-38-4 от горещо и студено състояние.

Фиг. 7 $E_{\text{прах}}$ от студено състояние след двата вида ЕФ на ПК-38-4Фиг. 8 $E_{\text{прах}}$ от горещо състояние след двата вида ЕФ на ПК-38-4

В Табл. 4 са представени количеството емисии прах, отделени в атмосферата за пуск на ПК-38-4, за всеки от двата типа ЕФ.

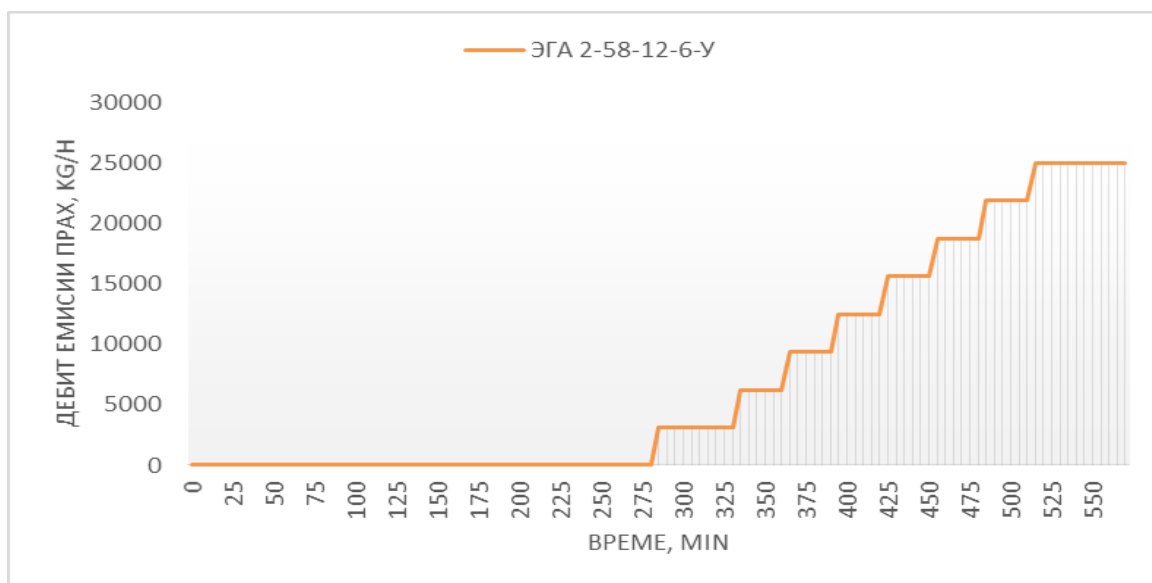
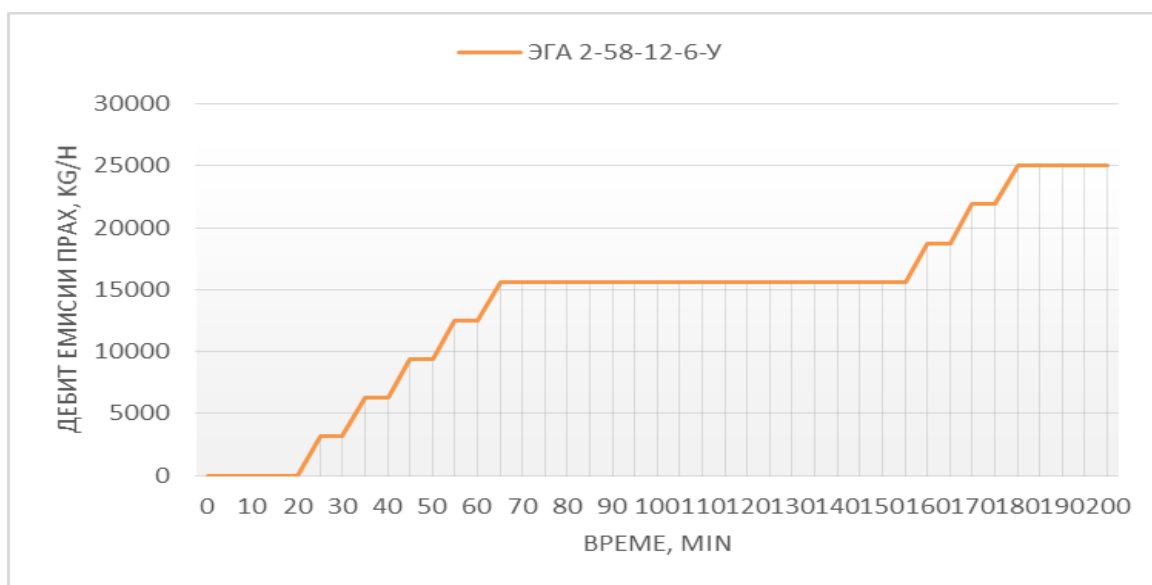
Таблица 4

Количество емисии прах, отделени в атмосферата, за пуск на ПК-38-4

	Пуск \ ЕФ	ЭГА 2-58-12-6-4 (ПК-38-4)	УГ 3-4-177
Маса на $E_{\text{прах}}$, kg	Студено състояние	45 828,3	52 987,3
	Горещо състояние	10 902,7	12 605,8

И при двата вида ЕФ, количеството на праховите емисии е по-голямо при пуск от студено състояние. От горещо състояние е в пъти по-малко, но и периодът, необходим за пуск, е по-кратък.

Аналогично на графиките за ПК-38-4, при известни вече стойности на $E_{\text{прах}}$ за една ППС на ЕП 670/140, са построени графики за дебита прахови емисии, отделени при двата вида пускове.

Фиг. 9 $E_{\text{прах}}$ от студено състояние след ЕФ на ЕП 670/140Фиг. 10 $E_{\text{прах}}$ от горещо състояние след ЕФ на ЕП 670/140

В Табл. 5 са представени количеството емисии прах, отделени в атмосферата при пуск на ЕП 670/140.

Таблица 5

Количество емисии прах, отделени в атмосферата, за пуск на ЕП 670/140

	Пуск	ЕФ	ЭГА 2-58-12-6-У
Маса на $E_{\text{прах}}$, kg	Студено състояние		69 816,2
	Горещо състояние		95 606,6

От резултатите, показани в Табл. 5, се наблюдава разлика в количеството на емисиите от прах, а именно по - голямо количество при пуска от горещо състояние. Това се дължи на запазените високи температури, при което по рано се достига до необходимите условия за стартиране на праховите горелки и така общото време на работа на всички ППС за периода

на пуск, е повече от общото време на работа на ППС по време на пуск от студено състояние.

Заклучение

При направените изследвания се установява, че при първоначално разпалване на МГ, пепелта отделена от тях е в резултат на ниските температури в пещта и не пълното изгаряне на мазута. С течение на време, температурите се повишават и от там количеството сажди намалява. При пуск на всяка следваща МГ, първоначално съдържанието на сажди в димните газове се увеличава, като след известно време намаляват – това се дължи на първоначално не добрия режим на работа на горелката и последващото и стабилизиране. С достигане на необходимите условия и пуск на прахови горелки картината се променя – температурата на газовете в пещта се повишава и изгарянето на течното гориво е почти без образуването на сажди. Количеството им доближава нулеви стойности. Периодът, през който се отделят мазни сажди от недоброто изгаряне на мазута, не е много голям, както и общото им количество.

Значителни (и над допустимите) са праховите емисии от изгаряне на въглища в пусковите периоди. Като цяло, количеството на изгорените въглища е в пъти повече от това на мазута, а пепелното им съдържание е 17,7% на работна маса. След направения анализ се стига до заключението, че само около 57% от всичката пепел, съдържаща се във въглищата, преминава в атмосферата като замърсител.

Литература

1. Байкалов Н. Бонев Б., Особенности на пусковите процедури и диаграми за енергийни блокове с котли ПК-38-4 и ЕП 670/140, НК „XXI Научна конференция с международно участие ЕМФ 2016“, Созопол, 2016.
2. Байкалов Н. Бонев Б., Анализ на пусковите режими на котлите в ТЕЦ „Марица Изток 2“ ЕАД, НК „Енергиен Форум 2016“, Варна, 2016.
3. Мрежово замерване на мазутни сажди в димния газ пред ЕФ на КА-1 или КА-2”, Енерджи Макс ЕООД, ТЕЦ „Марица Изток 2” ЕАД, 2008.
4. Режимо – настоячни изпитания на електрофилтър тип ЭГА 2-58-12-6-4, монтиран след парогенератор Ст. №3 в ТЕЦ „Марица Изток 2” ЕАД, Техенерго, ТЕЦ „Марица Изток 2” ЕАД, 1987.
5. „Повишаване на ефективността и надежността на електрофилтър на котел ЕП 670/140 тип ЭГА 2-58-12-6-4У съгласно нормативните актове за опазване на околната среда”, ЕТ „Силвер – Свилена Шопова”, ТЕЦ „Марица Изток 2” ЕАД, 1997.
6. Режимо – настоячни изпитания на електрофилтър тип УГ 3-4-177, монтиран след парогенератор Ст. №8 в ТЕЦ „Марица Изток 2” ЕАД, Техенерго, ТЕЦ „Марица Изток 2” ЕАД, 1986.
7. “Инструкция за експлоатация на Електрофилтър тип ЭГА 2-58-12-6-4, ЭГА 2-58-12-6-4У и УГ 3-4-177”, “ТЕЦ МАРИЦА ИЗТОК 2” ЕАД.
8. Navarrete B., Vilches L. F., Canadas L., Salvador L., “Influence of start-ups with fuel-oil on the operation of electrostatic precipitators in pulverized coal boilers”, Environmental progress vol. 23, 2004.
9. Singer J. G. , “Combustion – Fossil Power”, Combustion Engineering Inc., 1991.
10. https://library.e.abb.com/public/c9290059021efeabc1257427002e720a/57-62%201M809_ENG72dpi.pdf
11. http://www.bryanboilers.com/pdfs/EI-1/Steam/Form_2019.pdf
12. <https://rananaseemshahid.files.wordpress.com/2015/09/chapter-651.pdf>
13. K. Heleston, E. Kenneth „Boiler Operator Handbook”, The Fairmont Press INC., Marcel Dekker INC, 2004.
14. <http://www.slideshare.net/BunkBonk/06-procedure-of-start-up-boiler-ok>
15. Kohl A., Nielsen R., “Gas purification”, Gulf Publishing Company, Nouston, Texas, 1997.
16. Тодориев Н., И. Чорбаджийски, Енергийни парогенератори, Техника, София, 1983.

-
17. Бонев Б., Тотев Т., “Изгаряне на органични горива и екология”, св. Иван Рилски, 2006.

маг. инж. Никола Байкалов, ТУ-София, катедра „Топлоенергетика и ядрена енергетика“,
e-mail: nikola.baykalov@gmail.com

проф. д-р Бончо Бонев, ТУ-София, катедра „Топлоенергетика и ядрена енергетика“, e-mail: bibonev@tu-sofia.bg

Моделни изследвания на въглищен инерционен сепаратор, част от прахоприготвящите системи на котли П-62 в ТЕЦ “КонтурГлобал Марица Изток 3”

Васил Раденков, Тотю Тотев

Създаден и валидиран е цифров модел на настоящата конструкция на инерционен сепаратор, част от прахоприготвящата система на котли тип П-62 в ТЕЦ “КонтурГлобал Марица Изток 3”. Извършени са моделни изследвания. На база получените резултати е направен анализ за състоянието и работата му.

Ключови думи: настояща конструкция, сепаратор, цифров модел

Model investigations of coal classifier, part of boiler coal preparation system of boilers type P-62 at ContourGlobal Maritsa East 3

Vasil Radenkov, Totyo Totev

A numerical model of classifier's current construction of boilers type P-62 at ContourGlobal Maritsa East 3 TPP is prepared and validated. Model investigations are performed and from the obtained results classifiers state is analyzed.

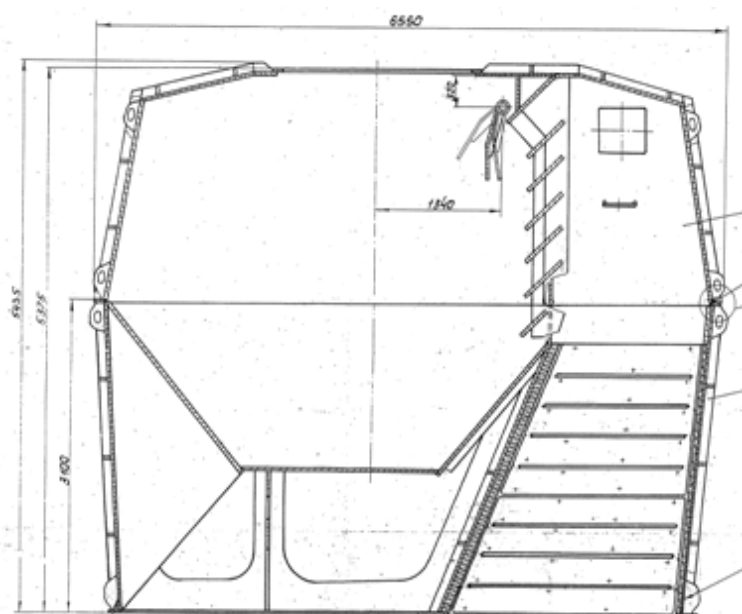
Keywords: present construction, classifier, numerical model

Въведение

В периода 1972 – 1974 са въведени в експлоатация 4 броя барабанни котли тип П-62 [1] на територията на ТЕЦ “КонтурГлобал Марица Изток 3”. Проектирани са да изгарят местни лигнитни въглища в прахообразно състояние. Смилането им се осъществява в мелещи вентилатори (МВ), а гарантирането на определена финост на праха [2] се постига чрез въглищни инерционни сепаратори – Фиг. 1.

По-късно през 2003 – 2008 е извършена мащабна рехабилитация и модернизация на тези котли. Най-съществени промени са извършени по организацията на горивния процес. Реконструирани са сепараторите и прахоконцентраторите на прахоприготвящите системи и са проектирани изцяло нови горивни уредби на три нива – долна основна горелка, горна основна горелка и бридова горелка.

Настоящата публикация има за цел да представи работата на реконструирания сепаратор. На Фиг. 2 е показан новата конструкция на сепаратор към котли тип П-62.



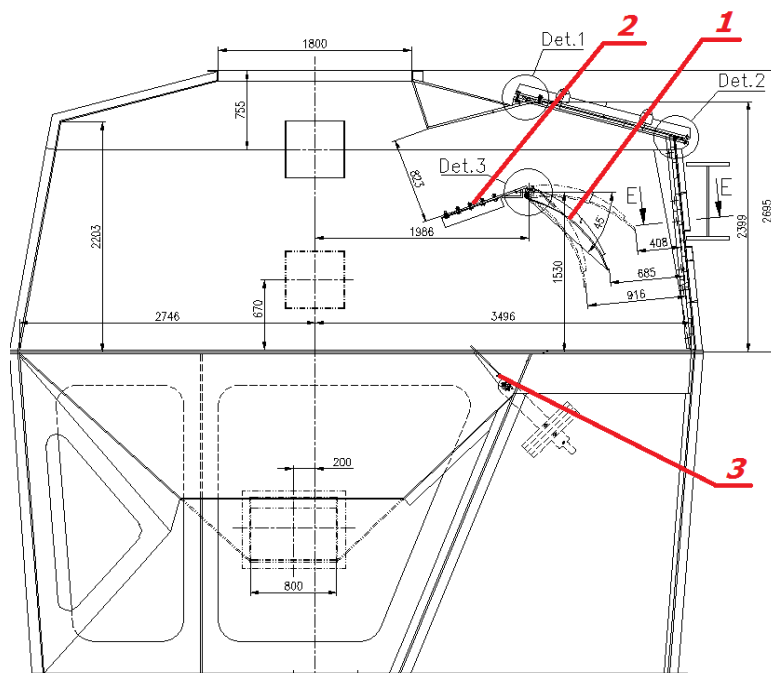
Фиг. 1 Първоначална конструкция на сепаратор на котли тип П-62 – със 7 бр. клапи

В тази конструкция са монтирани 3 броя клапи. Подвижната клапа (поз. 1) е поставена срещу потока, като диапазонът на изменение на ъгъла на наклон е $0^\circ \div 45^\circ$ или съответно разстояние до стената на сепаратора от 408 до 916 mm.

Непосредствено до нея е поставена клапа, която е неподвижна (поз. 2). Клапата, обозначена с поз. 3, също е подвижна. Нейната функция е да предотврати отнасянето на завихрени въглищни частици намиращи се непосредствено пред отвора за рецикулация към потока влизащ в сепаратора.

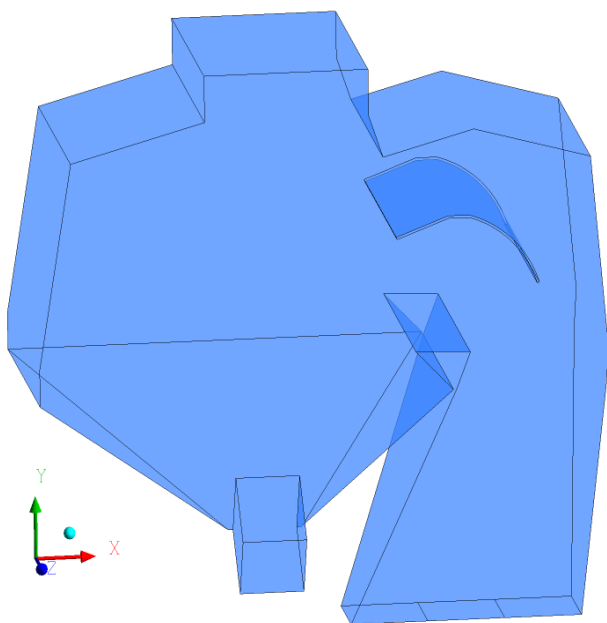
За да оценим работа на настоящата конструкция на сепаратор бе използвано цифровото симулационно моделиране като средство за изследване.

Използвайки конструктивните данни (Фиг. 2) е изграден цифров модел на настоящия инерционен сепаратор на котли тип П-62 в ТЕЦ “КонтурГлобал Марица Изток 3”.



Фиг. 2 Реконструиран инерционен сепаратор на котли тип П-62

Моделни изследвания на инерционен сепаратор



Фиг. 3 3D модел на настоящия сепаратор (разстояние между подвижната клапа и стената на сепаратора – 685 mm)

Теоретични предпоставки за цифрова симулация на работата на въглищен сепаратор бяха представени в предходна публикация [3]. В нея бе създаден и верифициран цифров модел на въглищен инерционен сепаратор с резултати от натурни изпитания. В [4] този модел бе приложен за изследване работа на инерционния сепаратор на ППС към котли №11 и №12 намиращи се в експлоатация в ТЕЦ “Марица Изток 2”.

За настоящото изследване в CAD среда (AutoCAD) са създадени триизмерни модели на настоящата конструкция на сепаратора (Фиг. 3) при различно разстояние от регулируемата клапа до стената на сепаратора (408 mm, 685 mm и 916mm). Върху така създадените 3D модели са генерирани хексагонални изчислителни мрежи със около 180 000 елемента и са приложени към споменатия верифициран цифров модел.

Като входни данни за модела са използвани следните експлоатационни и конструктивни параметри:

Таблица 1
Начални условия на изчислителен модел на сепаратор на ППС към котли тип П-62 в ТЕЦ
“КонтурГлобал Марица Изток 3“

Величина	Означение	Дименсия	Стойност
Разстояние между подвижната клапа и стената	-	mm	408
Температура на аеросместа	t_2	$^{\circ}\text{C}$	195
Количество транспортиращ агент на входа на сепаратора	V_{MB}	$\text{m}^3/\text{h}, \times 10^3$	319
Преизчислено количество сурово гориво на вход на сепаратора	B	t/h	72

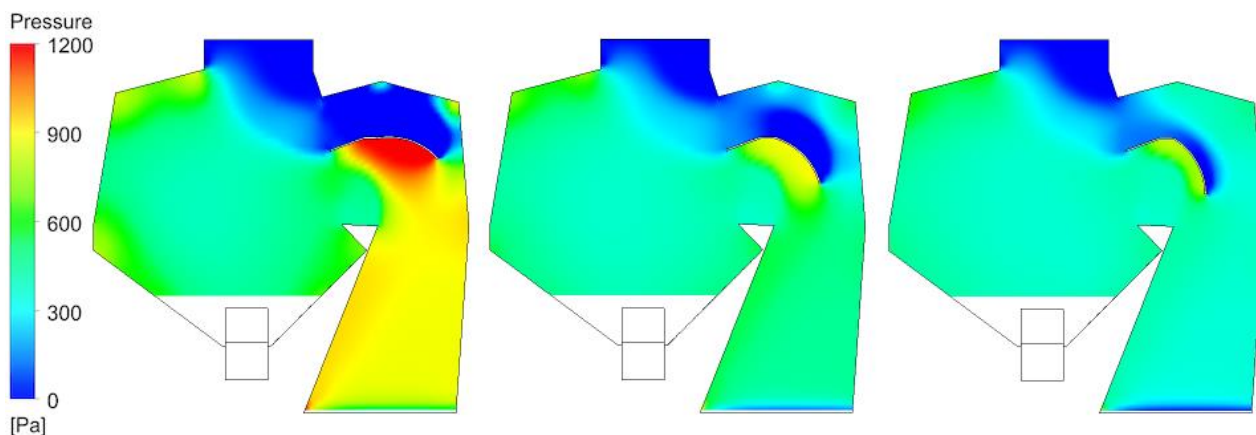
За оценка адекватността на изградения модел, е извършено сравнение на резултатите, получени от модела с проведени от нас натурни изпитания на прахоприготвяща система № 3 към Котел № 4 в ТЕЦ “КонтурГлобал Марица Изток 3” - Таблица 2.

Таблица 2
Сравнение между резултати, получени от натурни изпитания и резултати от цифров модел на сепаратор на ППС към котли тип П-62

Величина	Означение	Дименсия	Натурни изпитания	Цифров модел
Разстояние между подвижната клапа и стената	-	mm	408	408
Температура на аеросмес след МВ	t_2	$^{\circ}\text{C}$	195	195
Вентил. производителност след сепаратора - измерена	V_{MB}	$\text{m}^3/\text{h}, \times 10^3$	277,7	-
Вентил. производителност коригирана по температура и запрашеност на потока	$V_{\text{MB}} \mu t_2$	$\text{m}^3/\text{h}, \times 10^3$	264	261,3
Остатък - сито с размер R_{1000}	R_{1000}	%	1,68	-
Остатък - сито с размер R_{400}	R_{400}	%	12,69	-
Остатък - сито с размер R_{200}	R_{200}	%	36,51	-
Остатък - сито с размер R_{90}	R_{90}	%	69,57	-
Ср. диаметър на въглищните частици	-	μm	229	226

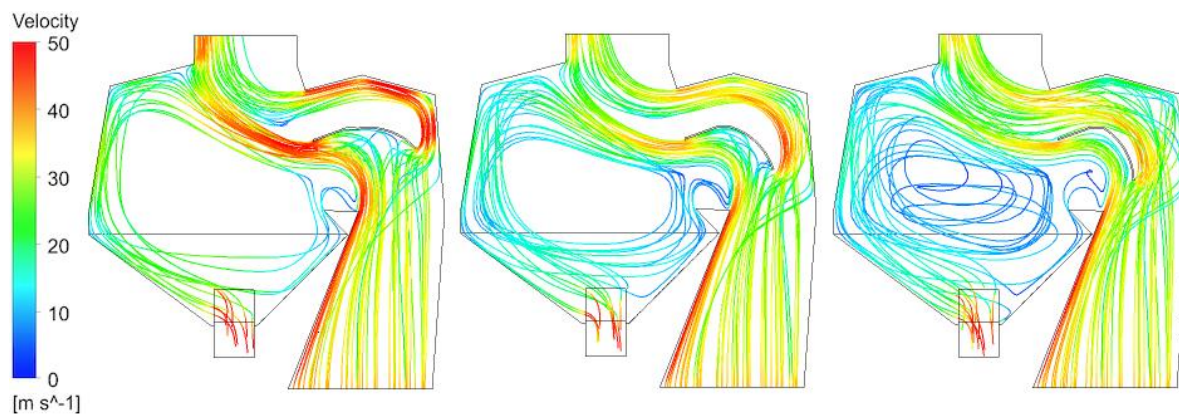
От направеното сравнение се вижда, че имаме адекватно представяне на физическата действителност от страна на компютърната симулация.

С така проверения модел е проведено моделно изследване при същите начални условия, но при различно положение на регулируемата клапа (408 mm, 685 mm и 916 mm разстояние до стената на сепаратора). Като резултат от моделните изследвания се получава голям обем от данни. На Фиг. 4 е представено изменение на налягането в обема на сепаратора при разгледаните случаи.

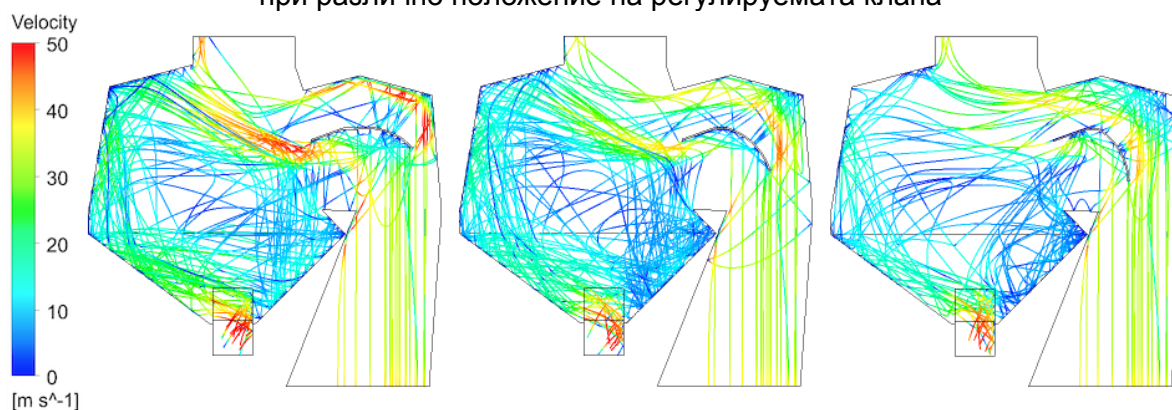


Фиг. 4 Сечение през сепаратора изобразяващо изменението на налягане, при различно положение на регулируемата клапа

На Фиг. 5 и 6 са показани траекторията на движение на транспортиращия агент и въглищните частици.

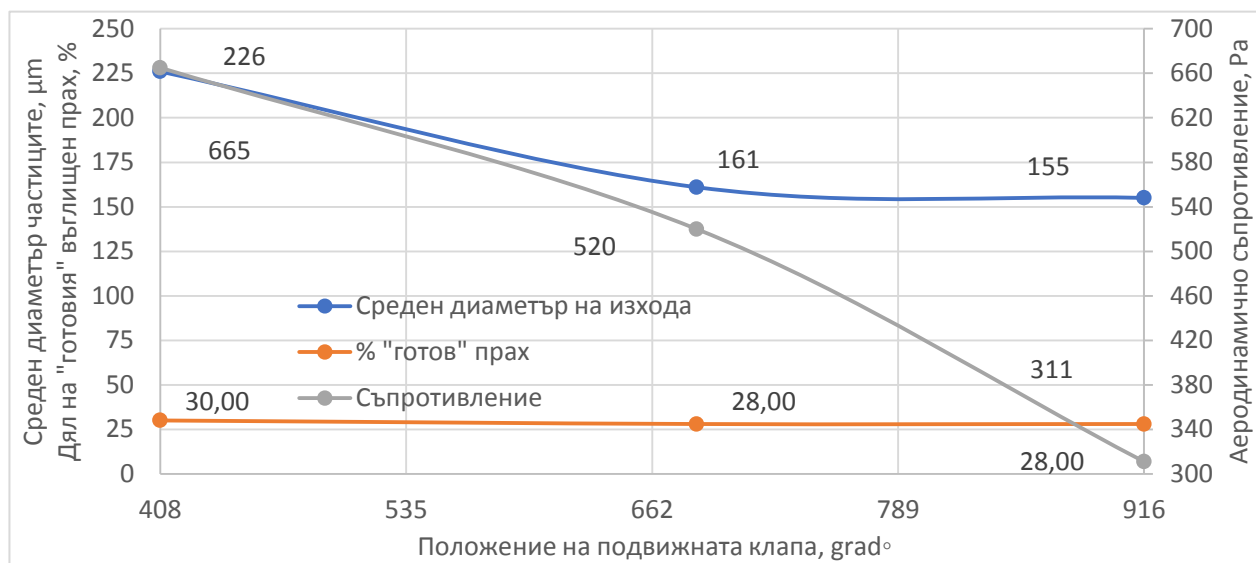


Фиг. 5 Токови линии на движение на транспортиращия агент, при различно положение на регулируемата клапа



Фиг. 6 Траектории на движение на праховите частици, при различно положение на регулируемата клапа

За по-голяма прегледност, резултатите за средния диаметър на въглищните частици напускащи сепаратора, аеродинамичното съпротивление и процентния дял на "готовия" за изгаряне въглищен прах са представени графично на Фиг. 7.



Фиг. 7 Резултати от моделното изследване на настоящата конструкция на сепаратора на ППС към котли тип П-62 в ТЕЦ "КонтурГлобал Марица Изток 3"

Анализ на получените резултати

На основата на получените резултати от моделните изследвания на сепаратора на ППС към котли тип П-62 в ТЕЦ "КонтурГлобал Марица Изток 3", могат да бъдат направени следните изводи:

- С увеличаване на наклона на регулируемата клапа, респективно разстоянието между клапата и стената на сепаратора, се наблюдава зафиняване на "готовия" въглищен прах, без това да води до съществена промяна в степента на рецикулация, т.е. до промяна на количеството "готов" прах за изгаряне. Интересното при тази конструкция е аеродинамичното съпротивление, което намалява при подаването на по-фин прах;
- Аеродинамичното съпротивление на сепаратора намалява, в целия диапазон, на увеличаване на разстоянието от клапата до стената;
- Интервалът на регулируемия диапазон за едрината на въглищния прах е твърде тесен (сравнен с подобни други конструкции [4]) $71\text{ }\mu\text{m}$ - от $155\text{ }\mu\text{m}$ до $226\text{ }\mu\text{m}$ (фиг. 7);
- Зафиняването на въглищния прах на изхода от сепаратора се наблюдава само до стойност на разстоянието от клапата до стената – 685 mm. По-нататъшното увеличаване на разстоянието между клапата и стената не води до получаването на по-фин прах.

Литература

1. Тодориев Н., Чорбаджийски И., Енергийни парогенератори, ДИ "Техника", 1983.
2. Георгиев А., Цветански А., Експлоатация на прахоприготвящи системи. Техника, 1971.
3. Ангелов Б., К. Тодоров, В. Раденков., „Моделни изследвания на въглищен инерционен сепаратор, част от прахоприготвящата система на котли в „ТЕЦ Марица Изток 2“, XIX-та Научна Конференция с международно участие ЕМФ '2014, (14 – 17) септември 2014, Созопол.
4. Тотев Т., В. Раденков, Б. Ангелов, Моделни изследвания на въглищен инерционен сепаратор, част от прахоприготвящите системи на КА11 и КА12 в „ТЕЦ Марица Изток 2“, XXII-ра Научна Конференция с международно участие ЕМФ '2017, 17 – 20 септември 2017, Созопол.

маг. инж. Васил Раденков, ТУ-София, катедра „Топлоенергетика и ядрена енергетика“, е-mail: vradenkov@gmail.com

проф. д-р Тотев Тотев, ТУ-София, катедра „Топлоенергетика и ядрена енергетика“, тел.: 02 956 22 95, е-mail: t-totev@tu-sofia.bg

Моделни изследвания на въглищен инерционен сепаратор, част от прахоприготвящите системи на КА11 и КА12 в „ТЕЦ Марица Изток 2“

Тотьо Тотев, Васил Раденков, Борислав Ангелов

Създаден и валидиран е цифров модел на настоящата конструкция на инерционен сепаратор, част от прахоприготвящата система на котли № 11 и № 12 в „ТЕЦ Марица Изток 2“. Извършени са моделни изследвания. На база получените резултати е направен анализ за състоянието на сепараторите и е оценена възможността за оптимизиране на неговата работа.

Ключови думи: настояща конструкция, сепаратор, цифров модел

Model investigations of coal classifier, part of boiler coal preparation system of boilers No 11 and No 12 at TPP Maritsa East 2

Toty Totev, Vasil Radenkov, Borislav Angelov

A numerical model of classifier's current construction of boilers No 11 and No 12 at TPP Maritsa East 2 is prepared and validated. Model investigations are performed and from the obtained results classifiers state is analyzed.

Keywords: present construction, classifier, numerical model

Въведение

Един от основните елементи на прахоприготвящите системи (ППС) е сепаратора. Неговото предназначение е да раздели продукта, който напуска мелницата: на частици, които имат нужната едрина за изгаряне (те се подават към горивните уредби), от тези които са с по-голяма едрина (те се подават на входа на мелницата за повторно смилане).

Подобни съоръжения в структурата на ППС са прахоуловителите (циклоните) и прахоконцентраторите. Принципът на работа на по-горе споменатите съоръжения е сходен – праховите частици се отделят от газовия поток благодарение на инерционни или центробежни сили или от силата на теглото си [1]. Като противодействие на разделението или на разделянето на потока, се явяват съпротивителните сили (динамичното налягане) на газовия поток. Процента на разделянето са праха се състои в това, че притеглянето на движещите се частици в потока се отправят в различни посоки (направления) – големите частици, в своето множество, се насочват под въздействие на инерционните сили и на силите на теглото си, а малките – под въздействие на съпротивителните сили на газовия поток. Частиците, върху които, в следствие на техния размер или плътност, силата на теглото е по-голяма от съпротивлението, продължават движението си по първоначалната траектория и попадат в грубия продукт. Частиците с по-малки размери и плътност следват газовия поток и се отнасят към финия продукт. В ППС, мелничният продукт се изнася от мелницата чрез въздушен (газов) поток и в сепаратора се разделя праха на “готов” въглищен прах и на недостатъчно смляна (смелена) част, която се нарича възврат от сепаратора или просто възврат. Обикновено режимите на работа на различните мелници е такъв, че между 15 и 50% от мелничния продукт е готов за изгаряне. Този режим е продиктуван от спецификата на организация на процеса на смилане за конкретния тип мелница. Стремешт е прахът да не бъде прекалено фин (т.е. излишно да е смлян). Кратността на циркулация на горивото K_{RE} в системата мелница-сепаратор се изразява чрез уравнението:

$$K_{RE} = \frac{G_1}{G_3} = \frac{(G_2 + G_3)}{G_3}, \quad (1)$$

където: G_1 – количество на мелничния продукт, t/h; G_2 – количество преминало през възврата, t/h; G_3 – производителност на мелницата по готов прах (това което отива към горелките), t/h.

Кратността на циркулация зависи от типа на мелницата, смилателната способност на горивото, едрината на смилане, производителността на мелницата и нейната вентилационна производителност [2].

Последният фактор е в ръцете на експлоатационния персонал. Увеличаването на сушилно-вентилационния агент в мелницата и съответно промяната в положението на шибъри (влияещи върху едрината на праха) може значително да повлияе върху стойността на K_{RE} , съхранявайки едрината на праха (като остатък върху кое да е сито) на същото ниво. В резултат, може да се получи влошаване на зърнометричната структура на праха, увеличавайки производителността на мелницата, едновременно с това да нараснат загубите на енергия за пневмотранспорт. Като цяло може да снижи ефективността на сепаратора във връзка с увеличаването на неговото натоварване.

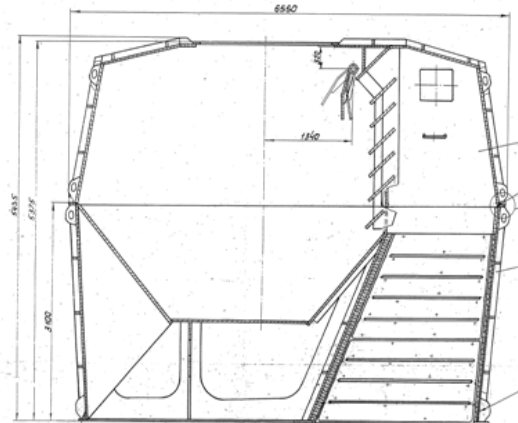
Инерционните сепаратори са получили разпространение (приложение) в съчетание с чукови мелници (ЧМ) и мелещи вентилатори (МВ) при смилането на кафяви или лигнитни въглища, т.е. горива които не изискват много значимо (силно) изменение (смилане). Разделянето на мелничния продукт се осъществява в сепаратори от този тип (Фиг. 1). Благодарение на няколко завоя на потока и под действието на инерционните сили се отделят най-големите (едрите) фракции. Фините фракции (в своята основна част) се увличат от газовия поток към изхода на сепаратора.

За разлика от центробежните сепаратор, разделянето на праха в инерционния се осъществява в много по съсредоточен поток, вследствие на което като правило той се явява с толкова висока степен на разделяне. Поради своята компактност (на потока) инерционния сепаратор се явява много удобен за ЧМ и МВ, а също така и поради своето сравнително неголямо аеродинамично съпротивление, е причина за неговото широко приложение.

В комплекса „Марица Изток“ в експлоатация са 8 броя правоковни котли тип ПК 38-4 и 8 броя барабанни котли тип П-62 [3]. В двата типа парогенератори се изгарят местни лигнитни въглища в прахообразно състояние. Смилането им се осъществява в мелещи вентилатори (МВ), а гарантирането на определена финост на праха се постига чрез въглищни инерционни сепаратори.

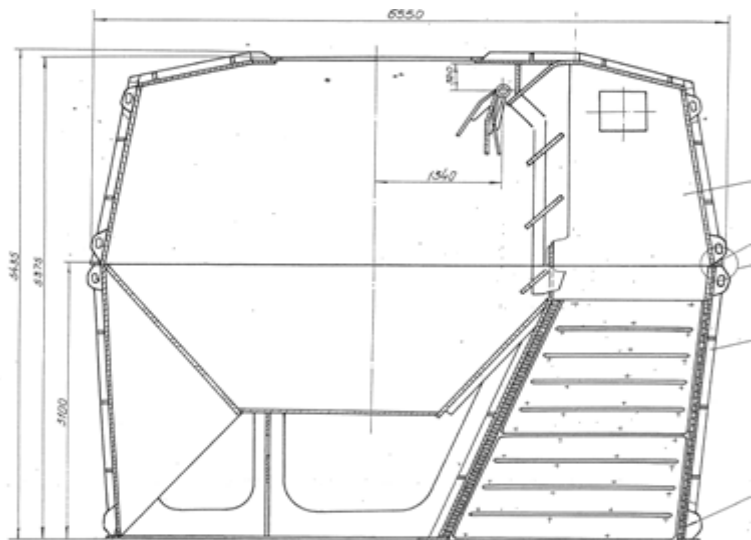
В [4] бе направен обзор на модификациите, които тези сепаратори са претърпели през годините. Цел на настоящото изследване е да се направи задълбочен анализ на влиянието на конструктивните особености на инерционните сепаратори на котли № 11 и №12 в ТЕЦ „Марица Изток 2“, върху едрината на получавания въглищен прах, както и върху хидравличното съпротивление което указва върху прахосистемата.

На Фиг. 1 е показан първоначалния вид на конструкцията на сепаратор към котли тип П-62. В обема на сепаратора са монтирани 7 броя клапи, насочващи прахо-газовата смес. Шест от клапите са неподвижни, а една (най-горно разположената) е подвижна, като тя изменя наклона си в диапазона 0° – 45° . Неподвижните клапи са с наклон 35° и са разположени в обема на сепаратора на разстояние от по 300 mm от лявата и дясна стена (Фиг. 2).

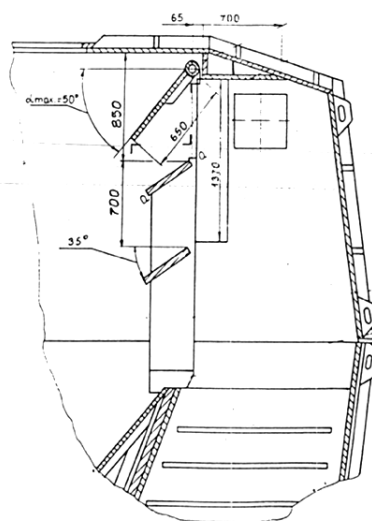


Фиг. 1 Първоначална конструкция на сепаратор на котли тип П-62 – със 7 бр. клапи

През годините тази конструкция е претърпяла някои промени. С цел намаляване на аеродинамичното съпротивление, първо са премахнати 3 броя клапи (Фиг. 2), а в последствие е премахната и още една (Фиг. 3).



Фиг. 2 Конструкция на инерционен сепаратор на котли тип П-62 – с 4 бр. клапи



Фиг. 3 Конструкция на сепаратор на котли тип П-62 – с 3 бр. клапи

В обема на сепаратора са разположени три клапи - две неподвижни и една подвижна. Подвижната клапа се намира под тавана на сепаратора, а диапазонът на изменение е между 0° и 45° . Двете неподвижни клапи са разположени под подвижната на разстояние от тавана на сепаратора съответно 850 mm и 1550 mm, а наклона им е 35° . В зависимост от желаната зърнометрия на изхода на сепаратора се променя наклона на подвижната клапа.

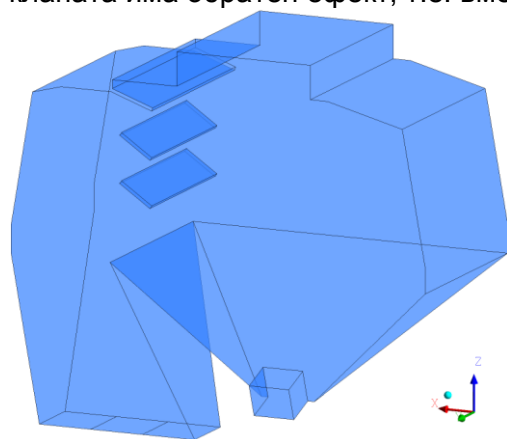
От дългогодишната експлоатация на тези сепаратори и множество проведени изпитания от производствено-технологичния отдел (ПТО) на ТЕЦ "Марица Изток 2" е направено заключение, че работният диапазон на подвижната клапа е между 0° и $20-25^\circ$. От 25° до 45° клапата има обратен ефект, т.е. вместо да зафинява въглищния прах тя го загрубява.

За да оценим работа на сегашната конструкция на сепаратор бе използвано цифровото симулационно моделиране като средство за изследване. Използвайки конструктивните данни (Фиг. 2 и Фиг. 3) е изграден цифров модел на настоящия инерционен сепаратор на котли №11 и №12 в „ТЕЦ Марица Изток 2“.

Моделни изследвания на инерционен сепаратор

Теоретични предпоставки за цифрова симулация на работата на въглищен сепаратор бяха представени в предходна публикация [4]. В нея бе създаден и валидиран цифров модел на въглищен инерционен сепаратор с резултати от натурни изпитания.

За настоящото изследване в CAD среда (AutoCAD) са създадени триизмерни модели на настоящата конструкция на сепаратора (Фиг. 4) при различен наклон на регулируемата клапа (0° , 10° , 20° , 30° и 45°). Върху така създадените 3D модели са генерирани хексагонални изчислителни мрежи със около 200 000 елемента и са приложени към споменатия верифициран цифров модел.



Фиг. 4 3D модел на настоящия сепаратор (30°)

Като входни данни за модела са използвани следните експлоатационни и конструктивни параметри:

Таблица 1
Начални условия на изчислителен модел на сепаратор на ППС
към котли №11 и №12

Величина	Означение	Дименсия	Стойност
Положение на подвижната клапа на сепаратора	-	grad°	0
Температура на аеросместта	t_2	°C	180
Количество транспортиращ агент на входа на сепаратора	V_{MB}	$m^3/h, \times 10^3$	248
Преизчислено количество сурово гориво на вход на сепаратора	B	t/h	72

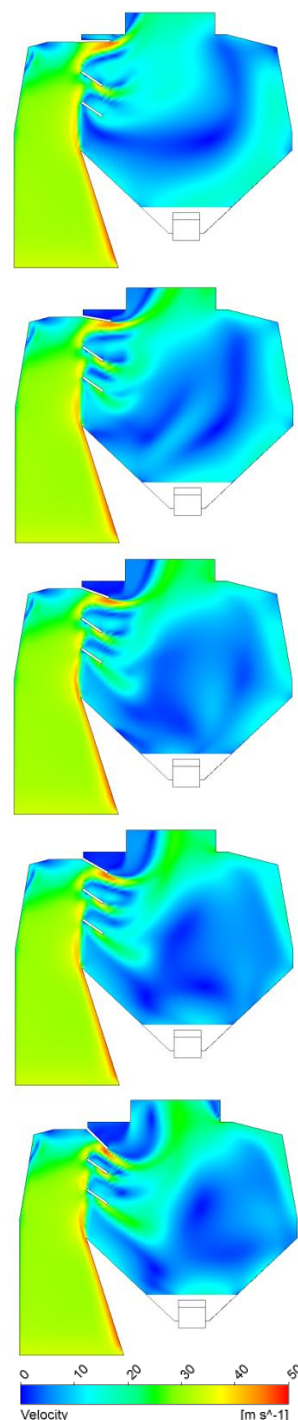
За оценка адекватността на изградения модел, е извършено сравнение на резултатите, получени от модела с данни от натурни изпитания - Таблица 2.

Таблица 2
Сравнение между резултати, получени от натурни изпитания и резултати от цифров модел на сепаратор на ППС
към котли №11 и №12

Величина	Означение	Дименсия	Натурни изпитания	Цифров модел
Положение на подвижната клапа	-	grad°	0	0
Температура на аеросмес след MB	t_2	°C	183,7	180
Вентил. производителност след сепаратора - измерена	V_{MB}	$m^3/h, \times 10^3$	221,4	221
Вентил. производителност коригирана по температура и запрашеност на потока	$V_{MB} \mu t_2$	$m^3/h, \times 10^3$	215,2	-
Преизчислено количество сурово гориво на изход на сепаратора - топлинен баланс	$B_{MB}^{топл.}$	t/h	51,65	52
Преизчислено количество сурово гориво на изход на сепаратора - прав баланс	$B_{MB}^{прав}$	t/h	54,38	-
Остатък - сито с размер R_{1000}	R_{1000}	%	1,44	-
Остатък -сито с размер R_{400}	R_{400}	%	11,54	-
Остатък -сито с размер R_{200}	R_{200}	%	36,22	-
Остатък -сито с размер R_{90}	R_{90}	%	71,92	-
Ср. диаметър на въглищните частици	-	μm	226	222

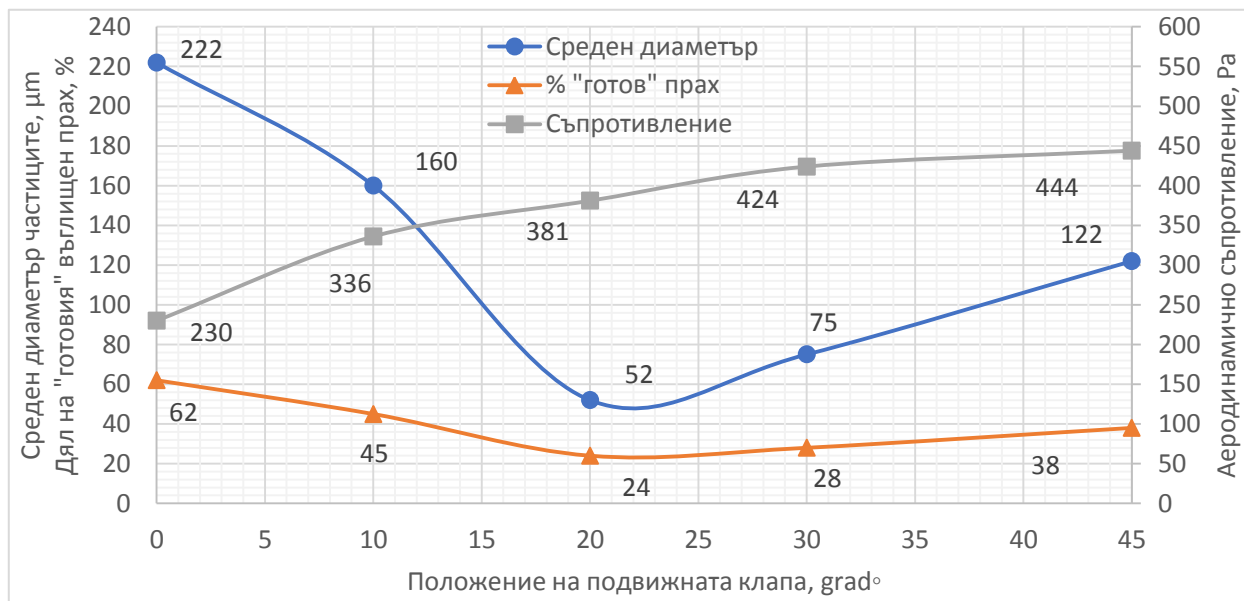
От направеното сравнение се вижда, че имаме адекватно представяне на физическата действителност от страна на компютърната симулация.

С така проверения модел е проведено моделно изследване при същите начални условия, но при различен наклон на регулируемата клапа (0°, 10°, 20°, 30° и 45°). Като резултат от моделните изследвания се получава голям обем от данни. На Фиг. 5 е представен скоростен профил в обема на сепаратора при



Фиг. 5 Скоростен профил в обема на сепаратора при различен наклон на регулируемата клапа (отгоре надолу - 0°, 10°, 20°, 30° и 45°)

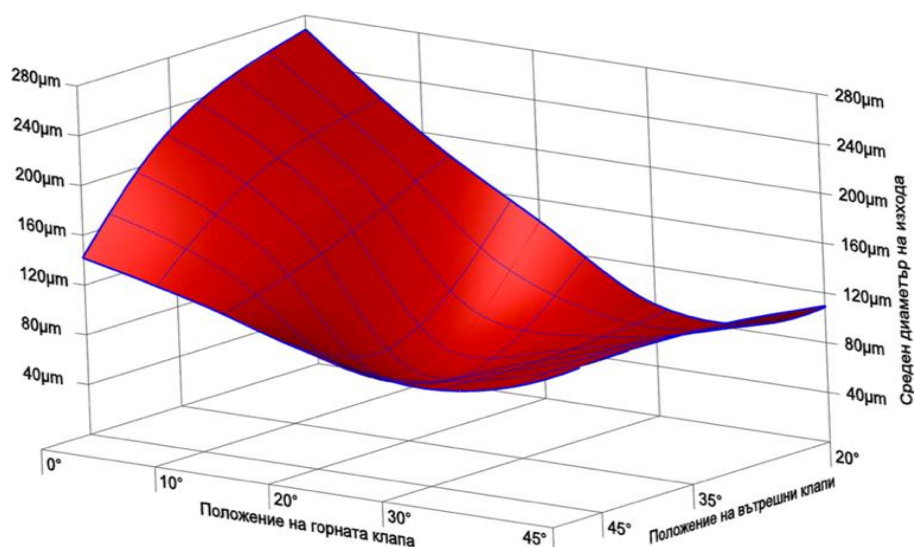
разгледаните случай. За по-голяма прегледност, резултатите за средния диаметър на въглищните частици напускащи сепаратора, аеродинамичното съпротивление и процентния дял на "готовия" за изгаряне въглищен прах са представени графично на Фиг. 6.



Фиг. 6 Резултати от моделното изследване на настоящата конструкция на сепаратора на ППС към котли №11 и №12

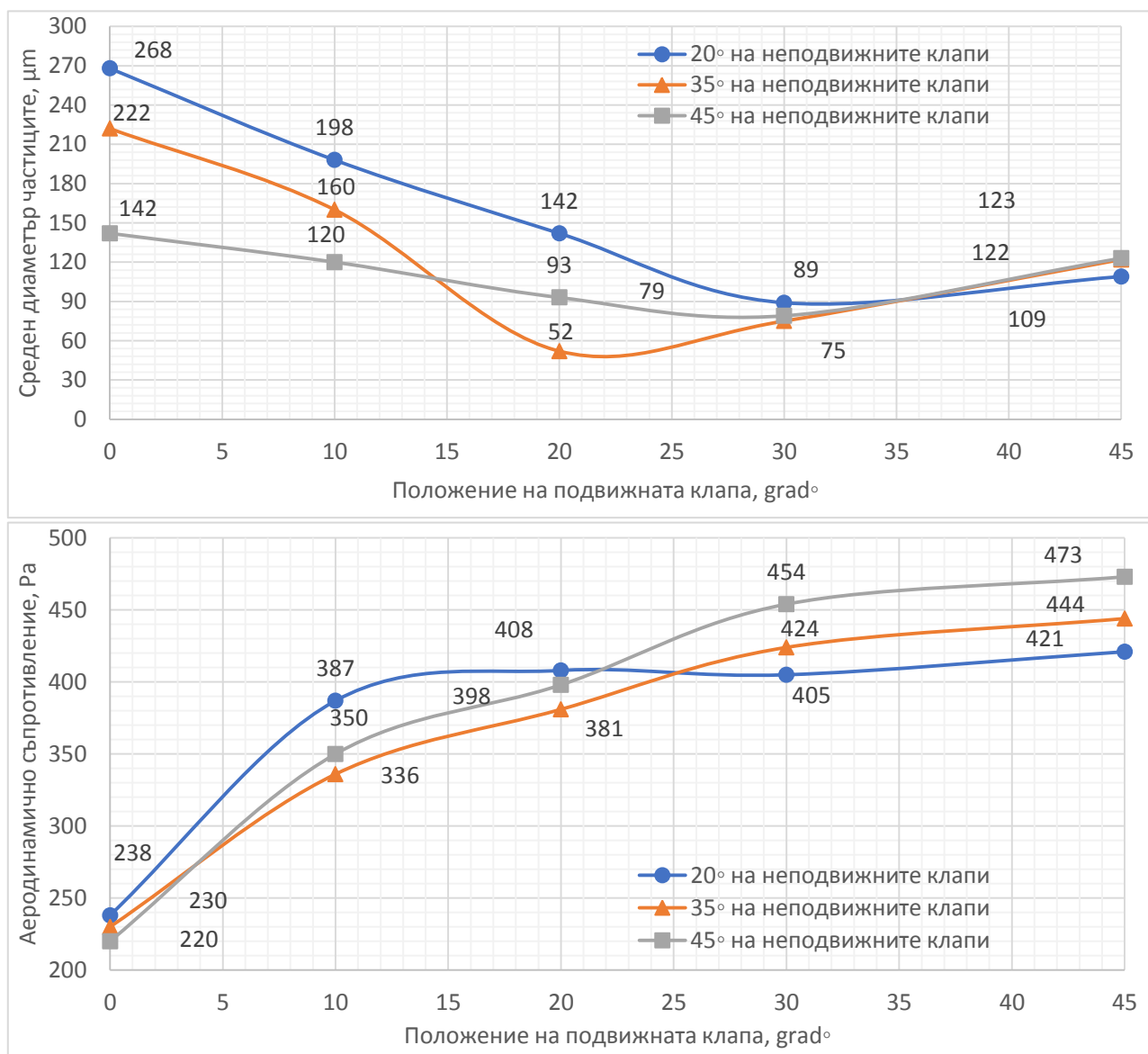
С увеличаване на наклона на регулируемата клапа от 0° до 20° се наблюдава зафиняване на "готовия" въглищен прах, респективно намаляване на неговото количество т.е. увеличаване на степента на циркуляция. По-нататъшната промяна на клапата, до 45°, води до задебеляване на праха на изхода от сепаратора и съответно до повишаване на неговото количество. Тези резултати потвърждават твърдението на ПТО, че работния диапазон на клапата е от 0° до 20°. Очаквано, аеродинамичното съпротивление нараства при по-голям ъгъл на подвижната клапа.

За оценка на възможността за увеличаване на работния диапазон на сепаратора бяха проведени множество моделни изследвания. Те бяха свързани с конструктивни изменения по корпуса и формата на регулируемата лопатка, но не доведоха до желанния резултат.



Фиг. 7 Изменение на средната зърнометрия на "готовия" въглищен прах в зависимост от положението на клапите на сепаратора

Изследването, което доведе до интересни резултати е свързано с промяна на ъгъла на наклона на неподвижните клапи от 35° на 20° и 45° . Като резултат от това моделно изследване, на Фиг. 7 е представено изменението на едрината на "готовия" за изгаряне въглищен прах в зависимост от положението на клапите при настоящата конструкция. Конкретните стойности за средния зърнометричен състав и аеродинамичното съпротивление при разглежданите случаи са представени графично чрез Фиг. 8.



Фиг. 8 Средна зърнометрия на "готовия" въглищен прах и аеродинамично съпротивление, в зависимост от положението на клапите на сепаратора

Анализ на получените резултати

На основата на получените резултати от моделните изследвания на сепаратора на ППС към котли № 11 и №12, могат да бъдат направени следните изводи:

- Регулируемият диапазон за едрината на въглищния прах при настоящата конструкция се изменя в интервала от 0° до 20° на подвижната клапа. Интервалът на изменение на зърнометрията е $170 \mu\text{m}$ - от 52 до $222 \mu\text{m}$ (фиг. 6);
- Промяната на ъгъла на наклон на неподвижните клапи от 35° на 20° ще доведе до увеличаване на интервала на изменение на зърнометрията ($179 \mu\text{m}$), но при по-

груба фракция от 89 до 268 μm . Това изменение се осъществява по-плавно (по-еднозначно) от 0° до 30° на подвижната клапа (Фиг. 8);

- Поставянето на неподвижните клапи под ъгъл 45°, намалява интервала на изменение на зърнометричния състав (63 μm) – от 79 до 142 μm (Фиг. 8);
- При поставянето на неподвижните клапи под ъгъл от 20° се наблюдава повишаване на аеродинамичното съпротивление на сепаратора. Това повишаване е за работния диапазон на изменение на подвижната клапа от 0° до 20° (Фиг. 8).

Литература

1. Левит Г.Т., Испитание пилепригоотвительних установок, Энергия, Москва, 1977.
2. Георгиев А., Цветански А., Эксплоатация на прахоприготвящи системи. Техника, 1971.
3. Тодориев Н., Чорбаджийски И., Энергийни парогенератори, ДИ "Техника", 1983.
4. Ангелов Б., К. Тодоров, В. Раденков., „Моделни изследвания на възглицен инерционен сепаратор, част от прахоприготвящата система на котли в „ТЕЦ Марица Изток 2“, XIX-та Научна Конференция с международно участие ЕМФ '2014, (14 – 17) септември 2014, Созопол.

проф. д-р Тотю Тотев, ТУ-София, катедра „Топлоенергетика и ядрена енергетика“, тел.: 02 956 22 95, e-mail: t-totev@tu-sofia.bg

маг. инж. Васил Раденков, ТУ-София, катедра „Топлоенергетика и ядрена енергетика“, e-mail: vradenkov@gmail.com

маг. инж. Борислав Ангелов, ТУ-София, катедра „Топлоенергетика и ядрена енергетика“, e-mail: b_angelov@tu-sofia.bg

Изграждане и валидиране на цифров модел на поведението на пещната камера на котел ст. № 12 в "ТЕЦ Марица Изток 2"

Борислав Ангелов

Създаден е цифров модел на пещната камера с проектна горивна уредба на котел ст. № 12 в "ТЕЦ Марица Изток 2". Моделът е валидиран чрез сравнение със стойности от проектни изчисления. Направен е анализ на резултатите от валидирания цифров модел.

Ключови думи: котел, пещна камера, горивна уредба, цифров модел, валидиране

Preparation and validation of numerical model of combustion chamber behavior of boiler No12 at TPP Maritsa East 2

Borislav Angelov

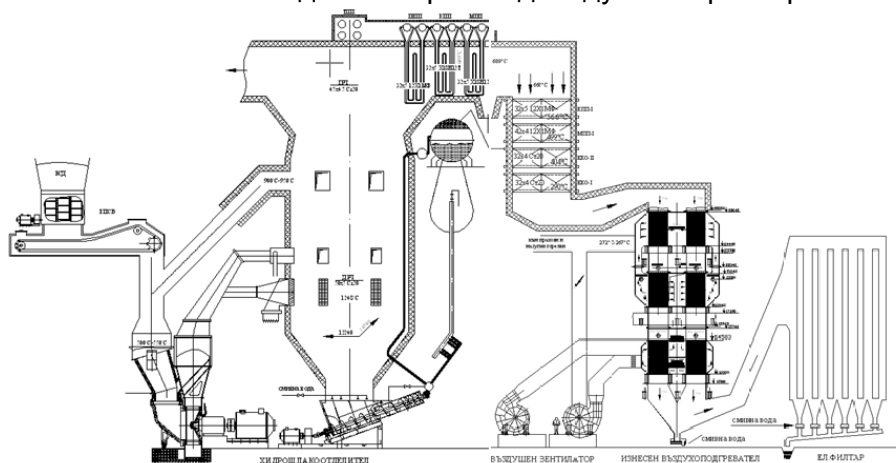
A numerical model of combustion chamber with design burners of boiler No12 at TPP Maritsa East 2 is prepared. The model is validated through comparison with design calculation values. Results from the validated numerical model are analyzed.

Keywords: boiler, combustion chamber, burners, numerical model, validation

Въведение

В „ТЕЦ Марица Изток 2“ в експлоатация са 4 броя барабанни котли тип Еп 670/140 (П-62), производство на Подолския котлостроителен завод (Фиг. 1). Тези котли, изгарящи лигнитни въглища, обозначени със ст. № 9, 10, 11 и 12 са въведени в работа през периода 1985 ÷ 1995 г.

Котел П-62 е снабден с 8 броя индивидуални прахоприготвящи системи (ППС), по 2 бр.



Фиг. 1 Общ вид на котел тип Еп 670/140 (П-62)

на всяка от четирите стени. ППС са с пряко вдухване с прахоконцентратори и са предназначени да дозират, транспортират, подсушават, смилат и подават смляното гориво към котела.

В ТЕЦ "Марица Изток 2" два от котлите тип П-62 са с проектни горивни уредби, това са котли ст. № 11 и ст. № 12.

В [1] е направено подробно описание и е представен общия вид на проектните горивни уредби на котли тип П-62.

Опитът, натрупан по време на дългогодишната експлоатация на котел ст. № 12 в ТЕЦ „Марица Изток 2“ ЕАД, както и проведените редица натурни изпитания от производствено-технологичния отдел (ПТО) на централата, дават възможност да се конкретизират следните нежелани проявления:

- Постепенно повишаване на температурите в печната камера, в процеса на тяхната експлоатация;
- Като резултат от повишените температури се увеличава вероятността от образуване на минерални отложения по екранната система на печната камера;
- Търсенето на различни въздействия с цел решаването на част от по-горе посочените проблеми, е довело до подаването на допълнително количество въздух. На определен етап, използването на това средство е давало известни резултати, независимо, че е водело до проблеми с понижаването на КПД; повишаване на натоварването на въздушните и димните вентилатори и др.;
- С въвеждането на новите изисквания за нормите за допустими емисии от азотни оксиди до 200 mg/Nm^3 ($\text{O}_2 = 6 \text{ vol } \%$) от 01.01.2016 г., използването на средството „допълнителен въздух“, става неприложимо, т.е. налага се необходимостта от търсене на по-драстични мерки за изпълнение на изискванията към котела.

За да се провери дали е възможно решаването на така натрупалите се проблеми могат да се използват средствата на цифровото моделиране.

Модел за изгарянето на въглища в симулационната среда ANSYS CFX

За създаване на цифров модел на поведението на печната камера на котел ст. № 12 в „ТЕЦ Марица Изток 2“ е използван програмния продукт ANSYS CFX. Симулирането на изгаряне на въглища в този програмен продукт се изразява чрез комбиниране на изчисления за транспортиране на въглищните частици с изчисления за вихрово разсейване при изгарянето на летливите газове в газовата фаза.

Горенето на твърдо гориво преминава през няколко етапа: подгръвяне и подсушаване на горивото, отделяне на летливи и образуване на кокс, горене на летливите и на кокса. Горенето в газова среда се моделира, посредством еднофазни реакции. Транспортното уравнение се решава за всяко вещество, отделено от частиците гориво. Летливите вещества могат да представляват чисти вещества, смес с фиксиран състав или няколко независими вещества.

Въвежданите входни данни в софтуера дават възможност да се дефинират всички свойства на твърдо въгледородно гориво. Въведената информация се използва за пресмятане на началния масов дял на частиците, материалните свойства на отделените летливи вещества, както и за стехиометрични или масови коефициенти на реакциите.

Съдържанието на въглерод, водород и кислород в летливите вещества се изчислява на база на елементния състав на горивото, което от своя страна определя стехиометричните коефициенти на реакциите в газовата фаза, включващи летливите. Когато азотният модел е включен се осъществява корекция, отчитаща количеството въглерод и водород, отделени като HCN.

1. Модел на отделянето на летливите и окислението на кокса

Частиците въглищен прах се третират в ANSYS CFX като невзаимодействащи сфери с протичащи вътрешни реакции, топлообмен и напълно свързани по маса, момент и енергия с газовата фаза.

Отделянето на летливи обикновено се моделира като едностъпков или двустъпков процес. Окислението на кокса се моделира или като глобална реакция или използвайки аналитично решение за дифузията и реакцията на кислорода вътре в порите на коксовата частица.

Процесите на отделяне на летливите вещества и окисление на кокса могат да възникнат за време от порядъка на милисекунди, които са с няколко порядъка по-малки от типичното време за престой на частицата в пещта. Големите времеви вариации могат да доведат до уравнения с неустойчиво решение (твърди уравнения), които могат да причинят проблеми в точността с определени интеграционни алгоритми. Прилагането на транспортният модел в ANSYS CFX се базира на времеви стъпки, зависещи от скоростта на реакцията, с цел да се осигури нужната точност на резултатите.

Реакциите описващи изгарянето на въглища изискват модел за окисляване на кокса.

След отделяне на летливите вещества и изгаряне на основната им маса, коксът достига температура, при която започва неговото горене. По-нататък горенето на летливите и на кокса протичат успоредно при определена продължителност на съвместното горене, но с някакво изпреварване на горенето на летливите. Окислението на кокса се моделира или като глобална реакция (модел на Фийлд) или чрез използването на опростен аналитичен подход за дифузията на кислорода в междумолекулното пространство (порите) на частиците кокс (модел на Гиб). В конкретният модел е приложен модела на Фийлд за окисление на коксовите частици.

2. Модел на Фийлд за окисление на кокса

В модела на Фийлд, се приема, че коксовата частица е сфера заобиколена от бавно променящ се граничен слой, през който кислорода трябва да дифундира преди да взаимодейства с кокса. Пресмятането на скоростта на реакцията на окисление на кокса се основава на допускането, че процеса е ограничен от дифузията на кислород по външната повърхност на коксовата частица и от реакционните свойства на кокса.

Реагирането на кокса се определя от скоростта на дифузия на кислород към повърхността на частицата и от скоростта на химичната реакция протичаща на повърхността. Допуска се, че реакцията протичаща на повърхността на частицата е от първи порядък по отношение на моларната фракция на кислорода.

Скоростта на кислородната дифузия за единица площ от повърхността на частицата е дадена чрез $k_d(X_g - X_s)$, където X_g е моларната фракция на кислорода в димните газове, които са отдалечени от граничния слой на частицата, а X_s - моларната фракция на кислорода на повърхността на частицата. k_d се изразява като:

$$k_d = \frac{D_{ref}}{r_p} \cdot \left(\frac{T_p + T_g}{2T_{ref}} \right)^\alpha \cdot \frac{P_A}{P}, \quad (1)$$

където: r_p – радиус на частицата; T_p – температура на частицата; T_g – температурата на газовото поле, отдалечено от граничния слой на частицата; P – локално налягане; P_A – атмосферно налягане; D_{ref} – динамична дифузия (препоръчителна стойност $1.8 \times 10^{-5} \text{ [kg.m}^{-1} \cdot \text{s}^{-1}]$); T_{ref} – референтна температура (препоръчителна стойност $293 \text{ [}^\circ\text{K}]$); α – степенен показател със стойност 0,75.

Скоростта на окисление на кокса за единица повърхност от частицата се задава чрез произведението $k_c X_s$. Коефициентът на скоростта на химичната реакция k_c се определя посредством:

$$k_c = A_c \cdot T_p^n \cdot e^{\left(\frac{-T_c}{T_p} \right)}, \quad (2)$$

където: A_c и T_c – параметри, зависещи от вида на въглищата и въвеждащи се като входни данни. По подразбиране стойностите за A_c и T_c са съответно $497 \text{ [kg.m}^{-2} \cdot \text{s}^{-1}]$ и 8540 [K] ; n – стойността по подразбиране е 0,0; k_d и k_c – имат дименсия $\text{[kg.m}^{-2} \cdot \text{s}^{-1}]$;

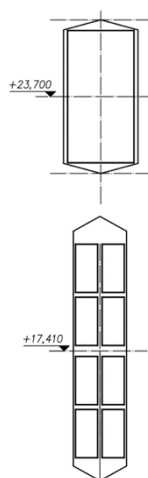
След приравняване на скоростта на дифузия и тази на химичната реакция за премахване на X_s , се получава следния обобщен израз за скоростта на реагиране на кокса, който се контролира от най-малките скорости k_d и k_c :

$$\frac{dm_c}{dt} = \left(k_d^{-1} + k_c^{-1} \right)^{-1} \cdot X_g \cdot 4\pi \cdot R_p^2 \cdot \frac{P}{P_A}. \quad (3)$$

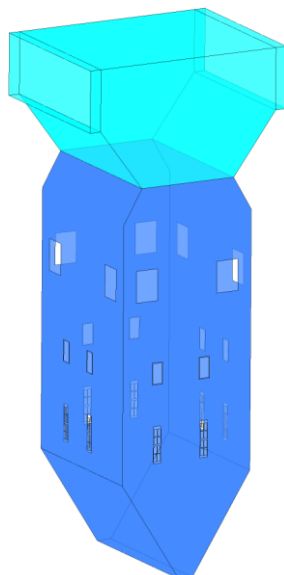
Изграждане на цифров модел на печната камера при проектно състояние на горивната уредба на Котел ст. № 12 в “ТЕЦ Марица Изток 2”.

Изследването на печните процеси за всеки тип котел, изисква познаване на конструктивните особености на печната камера, горивната уредба – горивни и въздушни канали, както и на въздуховодите разпределящи окислителя по височина на горелките.

За нуждите на моделните изследвания, печната камера на П-62 е изградена от изпарителни нагревни повърхности и паропрегревателни такива. Горивната уредба



Фиг. 2 Проектна горивна уредба на котли тип П-62



Фиг.3 Обем от пещната камера затворен от ДРЧ и ГРЧ

(въздушните и горивни канали) е изчертана съгласно проектната техническа документация (Фиг. 2).

Границите на моделирания обект са дефинирани както следва:

Стени:

- изпарителни нагревни повърхности:
 - Долна радиационна част;
- паропрегревателни нагревни повърхности:
 - Горна радиационна част.

Входове:

- Горивни входове на основни и бридови горелки;
- Въздушни входове на основни и бридови горелки;

Изходи:

- Газозаборни шахти;
- Изход на пещна камера (ляво и дясно).

На Фиг. 3 е представен изградения триизмерен модел на обема от пещната камера, затворен от долна радиационна част – ДРЧ (в тъмно син цвят) и горна радиационна част – ГРЧ (в светло син цвят).

На Фиг. 4 е показана изчислителната мрежа на изградения модел на пещната камера, генерирана за моделните изследвания. Използвана е хексагонална изчислителна решетка, с 5 милиона клетки. На фигурата могат да се видят по-горе посочените граници на обекта – стени, входове и изходи.

Валидиране на цифров модел на пещната камера на Котел ст. № 12 в “ТЕЦ Марица Изток 2”.

За да бъде извършено валидирането на изчислителния модел, е направен сравнителен анализ между стойности характеризиращи работата на пещната камера получени по два различни начина – резултати от проектните топлинни пресмятания на пещта и резултати от модела.

1. Начални условия

Изследването е проведено за максимален паров товар на котела. Количеството организирано подаван въздух е 735 000 Nm³/h. Разпределението му по горивните уредби е равномерно т.е. по 91 875 Nm³/h. По височина на горелката, въздуха се разпределя равномерно според светлото сечение на отделните въздушни канали.

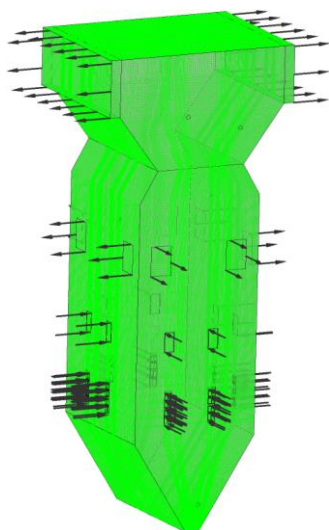
Елементния състав и качеството на горивото, използвано при моделното изследване на котела са показани в Табл. 1.

Таблица 1

Характеристики на горивото

Елементен състав и калоричност	Работна маса	Суха маса
Въглерод, С [%]	19,88	40,57
Водород, Н [%]	1,88	3,83
Кислород, О [%]	7,74	15,80
Азот, N [%]	0,35	0,71
Сяра, S [%]	1,91	3,90
Влага [%]	51,00	-
Пепел [%]	17,25	35,20
Q _r [MJ/kg]	6,559	13,387

Разходът на гориво (на работна маса) е 350 t/h. Разпределението на горивото и транспортиращите го димни газове, постъпващи през горелките по височина на пещната камера е показано в Табл. 2. Зърнометричният състав на използваното разпрасено гориво е представен в Табл. 3.



Фиг. 4 Изчислителна мрежа на печната камера

Моделното изследване е реализирано за 7 броя прахоприготвящи системи (ППС) в работа от общо 8. Работещи са следните ППС: „А“, „Б“, „В“, „Г“, „Е“, „Ж“, „И“, а неработеща е ППС „Д“.

2. Резултати

Като резултат от моделното изследване се получава база от данни (температура, налягане, скоростни вектори, масова фракция на различни газови компоненти и много други) за всеки един елементарен обем от изчислителната мрежа в числен и графичен вид.

В Табл. 4 е направено сравнение между някои основни характеристики на работата на печната камера според проектните пресмятания и резултатите получени от моделните изследвания.

Направеното сравнение между резултатите от проектните изчисления и тези от цифровия модел (Табл. 4) показва адекватно представяне на физическата действителност от страна на компютърната симулация относно поведението на печната камера на котли тип П-62.

Таблица 2

Разпределение на горивото и транспортирания агент по височина на горивната уредба

Входни потоци	Поток гориво (суха маса) [kg/s]	g	Газов поток [kg/s]	I
Бридова горелка	1,701	0,25	27,9	0,60
Основна горелка	5,104	0,75	18,6	0,40

Таблица 3

Зърнометричен състав (за износена мелница)

Остатък на сито с отвор 1 000 mm, R_{1000}	%	2,59
Остатък на сито с отвор 400 mm, R_{400}	%	12,59
Остатък на сито с отвор 200 mm, R_{200}	%	37,79
Остатък на сито с отвор 90 mm, R_{90}	%	72,16

Таблица 4

Сравнение между проектни изчисления и резултати от моделни изследвания на процесите в печната камера на Котел ст. № 12 в „ТЕЦ Марица Изток 2“

№	Величина	Дименсия	Проект	Модел
1	Количество топлина възприета от екранните стени на ПК	MW	151,6	145,5
2	Средна температура на димните газове на изхода от ПК	°C	854	864
3	Средна концентрация на O_2 в димните газове на изхода от ПК	%	3,5	3,8
4	Средна стойност на количеството димен газ засмукан през ГЗШ на работещите ППС	kg/s	24,06	26,02

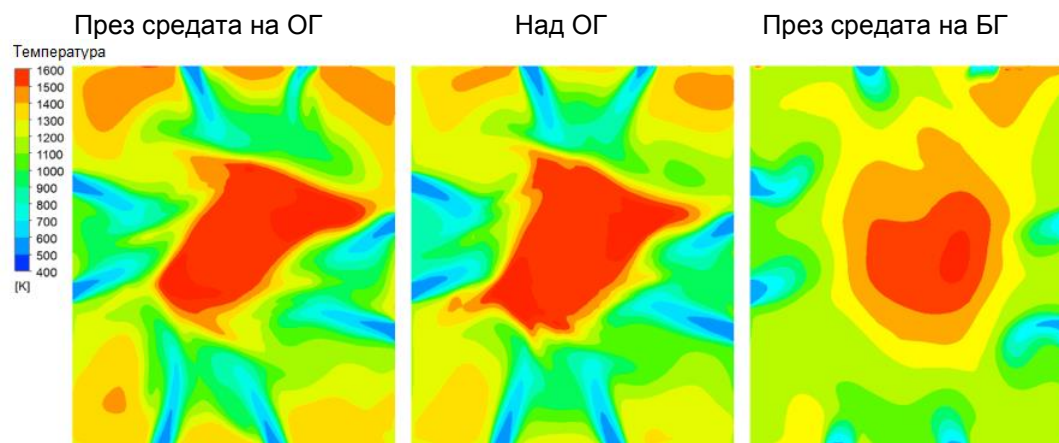
Голямата база данни от резултати, получени от цифровия модел, дава възможност да се подберат няколко конкретни характеристики, които дадат необходимата информация, която да помогне за предотвратяване шлакообразуването по екраните и ограничаване формирането на азотни оксиди, а именно:

- температурата в близост до стените и в обема на печната камера;
- концентрация на кислород в близост до стените на печната камера;
- изменение на масовия поток на азотни оксиди по височина на печната камера;

Първата характеристика, която е разгледана е температурата в обема на печната камера в непосредствена близост до стените. На Фиг. 5 е представено нейното изменение в

три сечения на различна височина в обема на печната камера на котела, а именно:

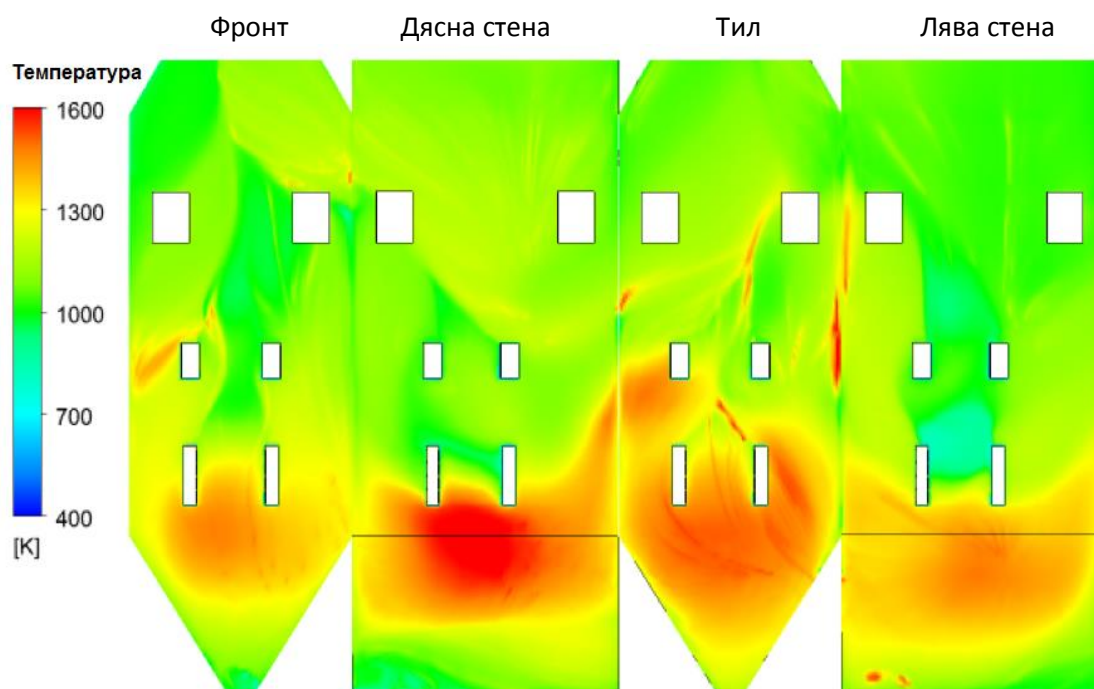
- през средата на основни горелки;
- над основни горелки;
- през средата на бридови горелки.



Фиг. 5 Изменение на температурата в конкретни сечения

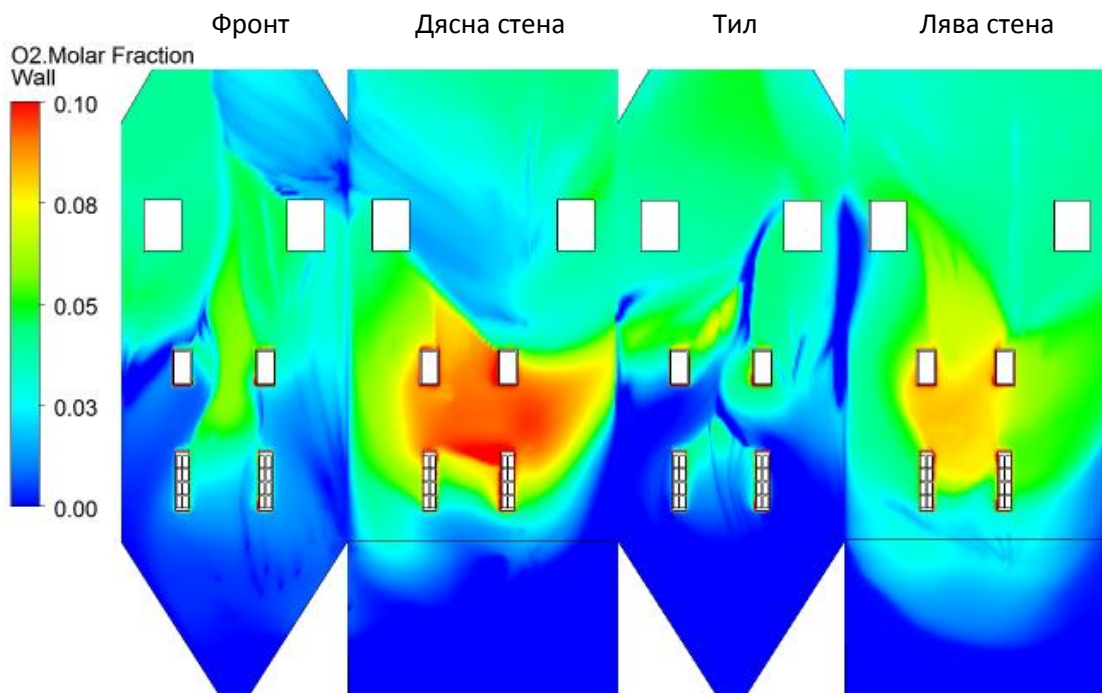
Визуализирането на температурата в тези сечения дава представа за разположението на факела в обема на печната камера. Чрез тези температурни полета може да се направи анализ за влиянието на всяка една от горивните уредби върху горивните процеси.

За да се открият зоните с по-висока вероятност за шлаковане е представено и изменението на температурата в непосредствена близост до изпарителните нагревни повърхности (Фиг. 6).



Фиг. 6 Изменение на температурата в близост до стените на печната камера

Освен изменението на температурите, друг основен фактор влияещ върху шлаковането е изменението на концентрацията на окислителя (кислорода) в близост до стените на печната камера на котела (Фиг. 7).



Фиг. 7 Изменение концентрацията на кислород ($0 \div 10 \text{ vol.}\%$) в близост до стените на печната камера

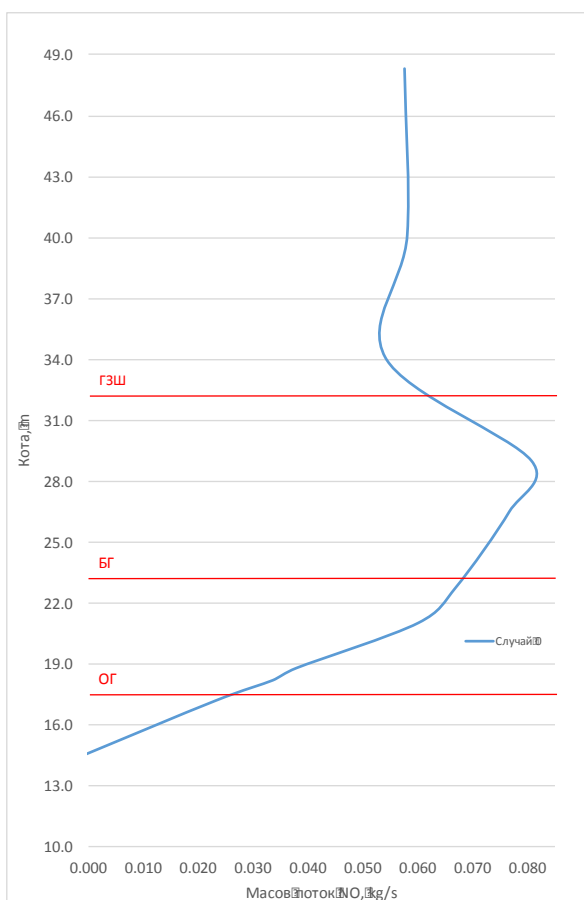
Важен показател за работата на печната камера е и оценката за формирането на азотните оксиди в следствие на горивния процес. Графиката представена във Фиг. 8 дава възможност да се направи оценка за областите, в които най-бързо се образуват азотни оксиди (NO_x). Тя представя изменението на масовия поток (kg/s) на азотен оксид по височина на печната камера при проектни експлоатационни условия на котли тип П-62.

Концентрацията на азотни оксиди (NO_x) получена от цифровия модел на изход от печната камера на Котел ст. № 12 е 287 mg/Nm^3 , при референтна стойност на кислород от 6 %. Тази стойност е валидна за експлоатационни условия само при чисти (незашлаковани) нагревни повърхности.

Загубите от механично недоизгаряне q_4 , получени от изградения модел са 2,8 %.

Анализ на получените резултати

Получените стойности за масовия поток на азотен оксид по височина на печната камера представени на графиката във Фиг. 8, показват недвусмислено, че именно в основната горивна зона (от основни до бридови горелки) се формират NO_x . От графиката се вижда още, че на височината на



Фиг. 8 Изменение на масовия поток NO по височина на ПК

газозаборни шахти масовия поток на NO намалява. Това е така, защото част от димните газове напускат обема на пещната камера през газозаборните шахти, респективно част от азотните оксиди също.

Във височина на пещната камера (след газозаборните шахти), масовият поток на NO се изменя в много тесни граници. Това отново потвърждава факта, че в случая азотните оксиди се формират в основната горивна зона.

За да се ограничи формирането на NO_x е необходимо да се намалят температурите и количеството окислител в основна зона. Това би довело до генериране на по-малко количество азотни оксиди и/или постигане на среда благоприятна за тяхното разпадане.

Литература

1. Ангелов Б., "Развитие на горивните уредби към котли тип Еп 670/140 (П-62) в комплекса „Марица Изток“, 20 Научна Конференция с международно участие ЕМФ 2015, Сборник доклади Том I, стр. 28, 13 – 16 септември 2015, Созопол.
2. Кънев Д., Б. Игнатов, "Числен горивен модел за прахообразно изгаряне на български лигнитни въглища от басейна „Марица Изток“ в симулационната среда ANSYS CFX", 20 Научна Конференция с международно участие ЕМФ 2015, Сборник доклади Том I, стр. 52, 13 – 16 септември 2015, Созопол.
3. Бонев Б., Тотев Т., Изгаряне на енергийни горива, ИК „Кота“, 2002.

маг. инж. Борислав Ангелов, ТУ-София, катедра „Топлоенергетика и ядрена енергетика“,
e-mail: b_angelov@tu-sofia.bg

Моделни изследвания на процесите в пещната камера на Котел ст. № 12 в ТЕЦ “Марица Изток 2”

Тотьо Тотев, Борислав Ангелов, Васил Раденков, Борислав Игнатов

Използвайки създаден цифров модел на пещната камера на Котел ст. № 12 в ТЕЦ “Марица Изток 2” са проведени моделни изследвания. Началните условия, при които са осъществени изследванията са свързани с използването на проектната горивна уредба, както и преразпределение на организирано подавания въздух по височина на пещната камера.

Ключови думи: котел, пещна камера, горивна уредба, надгоривен въздух

Models studies of combustion chamber processes of Boiler No 12 at TPP Maritsa East 2

Totyo Totev, Borislav Angelov, Vasil Radenkov, Borislav Ignatov

Models studies are performed with combustion chamber numerical model of Boiler No 12 at TPP Maritsa East 2. The initial conditions under which the studies were carried out are related to the use of the design burners and the redistribution of the air supply to the combustion chamber.

Keywords: boiler, combustion chamber, burners, overfire air

Въведение

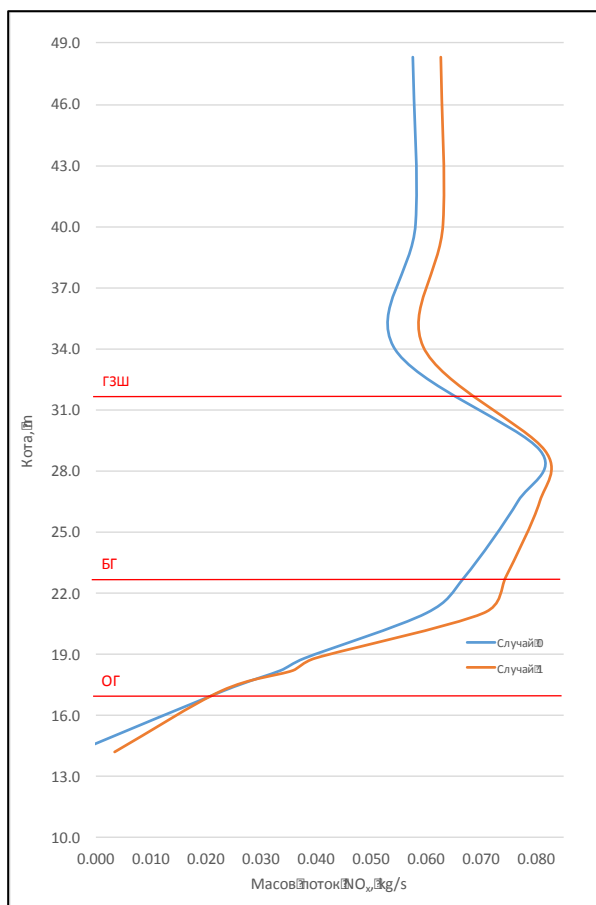
В предходно наше изследване [1] е представен цифров модел на пещната камера на котел ст. № 12. Характерната особеност на този обект са горивните уредби, които са проектните. Моделът е валидиран като част от получените от него резултати са сравнени със стойности от проектните изчисления, както и с резултати от натурни измервания.

Съществена особеност при експлоатацията на котли тип П-62, изгарящи лигнитни въглища от басейна “Марица Изток” е разходът на организирано подавания въздух към пещната камера. Въпреки, че проектният разход на въздух (при номинален товар) е 735 000 Nm³/h, то много често експлоатацията на тези котли се осъществява с по-висок такъв. Необходимостта за подаването на по-голямо количество организиран въздух е продиктувана от стремежа за намаляване на вероятността от шлаковане на изпарителните нагревни повърхности. По-голямото количество организиран въздух води до намаляване на температурите в пещната камера и на димните газове на входа на газозаборните шахти (ГЗШ). Освен това, осигурената окислителна среда в пещната камера, води до повишаване топлината температура на пепелта, получена при изгарянето на въглищата.

Запазвайки еднакви всички начални условия, с изключение на общия разход на организирано подавания въздух, са изследвани получените резултати от 2 моделни решения:

- При общ разход на организирано подаван въздух - 735 000 Nm³/h – Случай 0;
- При общ разход на организирано подаван въздух - 800 000 Nm³/h – Случай 1.

Резултатите потвърждават наблюденията от практиката, че температурите в зоната на основни горелки се намалява с около 68°C, а средната температура на димните газове постъпващи в ГЗШ намалява с около 45°C. Наблюдава се и още един положителен резултат – количеството неизгорял кокс (който е показател за загубите на топлина от механично неизгоряло) също намалява.

Фиг. 1 Масов поток на NO_x

Предложения за промяна в организацията на подавания организиран въздух и конструктивни изменения в проектните горивни уредби на Котел ст. № 12 в ТЕЦ “Марица Изток 2

С цел редуциране на генерираните азотни оксиди в печната камера, направихме някои промени по конструкцията на горивните уредби, както и по режима на експлоатацията на този котел, а именно:

- Осигуряване на редукиционна среда в зоната на основни горелки т.е. коефициент на излишък на въздух в основната горивна зона по-нисък от единица ($\alpha < 1$). Реализирането на това условие изисква извършването на промени по горивните уредби – най-вече намаляване на сечението на въздушните отвори в горелката;
- Неподаденият организиран въздух в основна зона се преразпределя по височина на печната камера. За тази цел бяха определени местата на подаването на т.н. “надгоривен въздух”.

На Фиг. 2 са представени изходните сечения на проектната и видоизменената горелка.

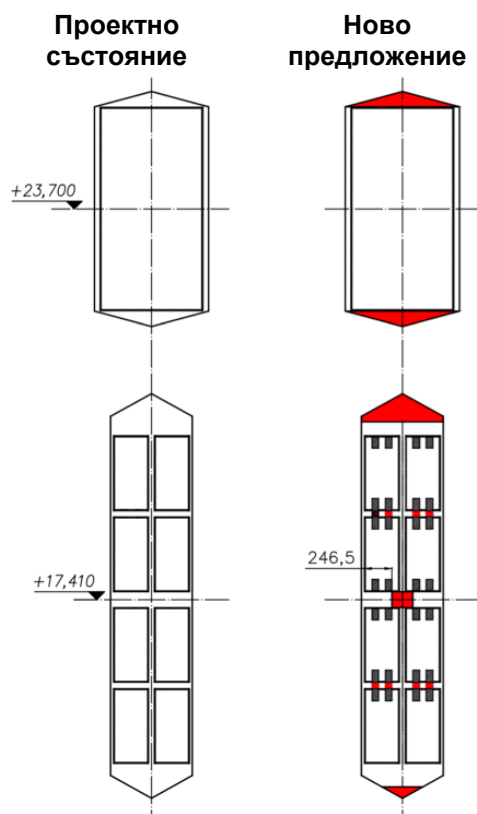
Изборът на места за отвори за надгоривен въздух е направен съобразно конструктивните особености на котли тип П-62 – разположение на носещи и укрепващи греди, паропроводи, колектори и т.н. Поставени са общо 6 дюзи – по една на лявата и дясната стена на долна радиационна част (ДРЧ), над газозаборна шахта (ГЗШ) и по две на предната и задната стена на горна радиационна част (ГРЧ), непосредствено след изхода на печната камера (преди ширмовия паропрегревател) – Фиг. 3.

Наред с така посочените положителни резултати, на лице са и някои негативни последствия от подаването на по-голямо (от проектното) количество организиран въздух към котела:

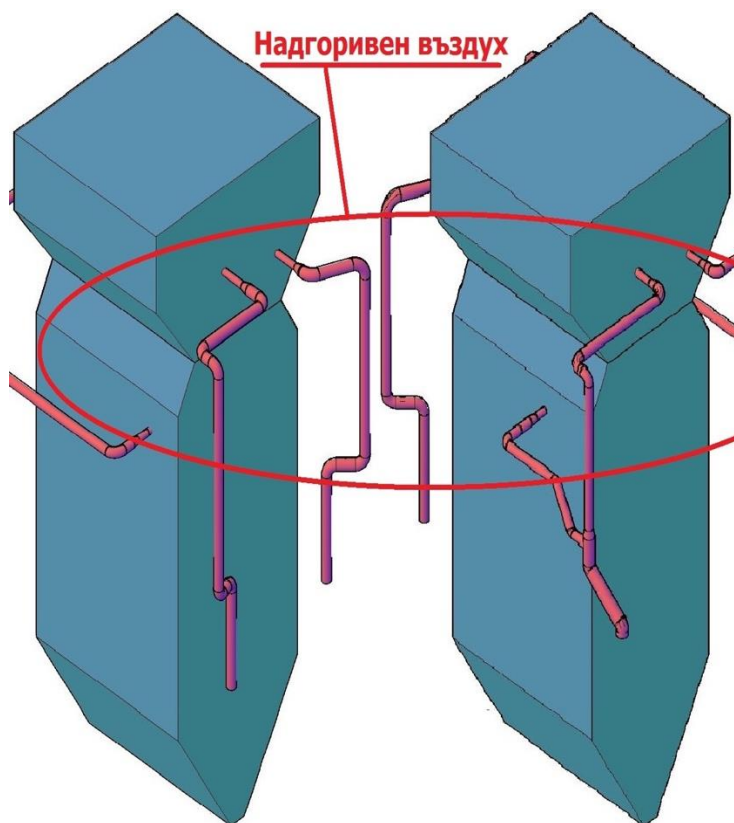
- Повишаване на топлинните загуби на котела (загубите на топлина с изходящите газове);
- Повишаване на собствените нужди от електроенергия (повишаване на потреблението на електроенергия за въздушни и димни вентилатори);
- Повишаване на концентрацията от азотните оксиди на изхода от печната камера.

На Фиг. 1 е показано изменението на масовия поток (kg/s) на азотни оксиди по височина на печната камера при подаването на проектен разход на въздух (Случай 0) и завишен такъв (Случай 1). От фигурата се вижда, че:

- при двата случая, NO_x се формират в основната горивна зона или с други думи в зоната между основни и бридови горелки;
- В случая с проектен разход на въздух концентрацията на азотни оксиди на изхода от печна камера е 287 mg/Nm³, а за Случай 1 (при разход на въздух от 800 000 Nm³/h) NO_x=306 mg/Nm³. Този резултат е очакван, в предвид, че основното количество азотни оксиди, които се формират при изгарянето на лигнитните въглища са така наречените “горивни азотни оксиди”.



Фиг. 2 Предложение за изменение на горивните уредби



Фиг. 3 Местоположение на дюзите за надгоривен въздух

Предложените промени в конструкцията на горивните уредби могат да бъдат разделени в две групи:

1. Намаляване на светлото сечение на въздушните канали

При новата горелка е намалено общото сечение на въздушните канали, спрямо проектната с цел запазване на скоростите на изтичане на въздуха при по-ниските дебити на организирано подаван въздух. Това е постигнато чрез частично запушване на част от каналите за въздух в основни и бридови горелки. След запушването общото сечение за въздух на една горивна уредба е $0,8185 \text{ m}^2$ спрямо $1,0596 \text{ m}^2$ по проект или намаление с приблизително 23 %.

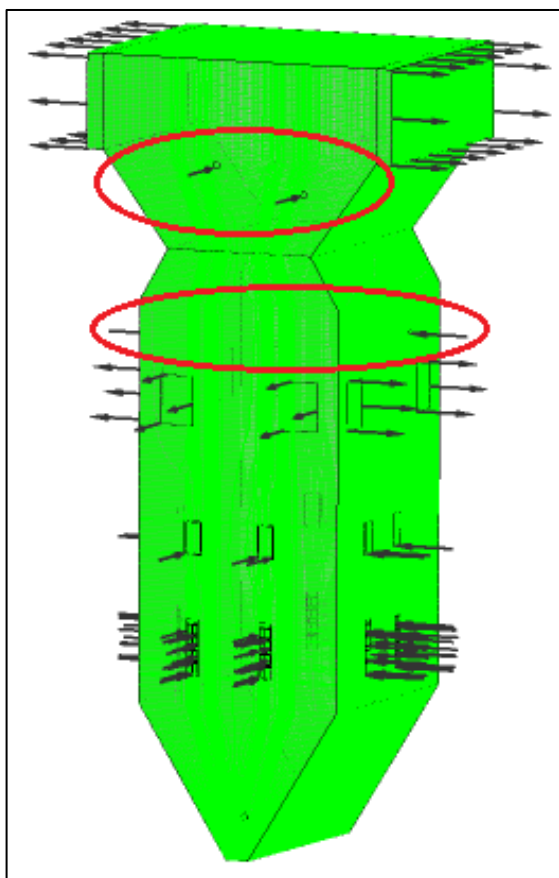
2. Поставяне на турбулизиращи планки на горивните отвори

Тези планки имат за цел да интензифицират смесването на горивото и въздуха, като турбулизират прахо-газовия поток. По този начин се цели да се получи по-стабилен горивен процес.

Моделни изследвания на процесите в пещната камера на Котел № 12 с новите предложения – преразпределение на организирано подавания въздух и променени горивни уредби

За нуждите на моделното изследване е използван описания в [1] модел, като са отразени промените по горивните уредби и са добавени отворите за дюзите за надгоривен въздух.

На Фиг. 4 е показана генерираната изчислителна мрежа на модела и границите на обекта – стени, входи и изходи. Освен това на фигурата се виждат и отворите за дюзите за надгоривен въздух, които са оградени в червено.



Фиг. 4 Изчислителна мрежа на модел на пещната камера на Котел ст. № 12

Проведени са четири моделни изследвания с новите технологични предложения – преразпределение на организирано подавания въздух и променени горивни уредби. Тези изследвания имат за цел да проучат поведението на горивният процес при различно разпределение на организирано подавания въздух по височина на пещната камера на Котел ст. № 12.

Спрямо двата проектни случая (разгледани в т. 2) количеството на организирано подаван въздух при тези моделни изследвания е намалено съответно с 50 000 Nm³/h и 115 000 Nm³/h, т.е. това количество е 685 000 Nm³/h. Разликата между отделните случаи е в разпределението на количеството надгоривен въздух за сметка на въздуха през горивните уредби.

Входните данни касаещи разпределение на организирано подавания въздух за отделните случаи са представени в Табл. 1.

Останалите входни данни: като елементен и зърнометричен състав; качество и разход на горивото; както и разпределението на горивото и транспортиращите го димни газове постъпващи през горелките по височина на пещната камера са същите като тези използвани при проектния случай и описани в [1].

Таблица 1

Разпределение на организирано подавания въздух за отделните случаи

Вид въздух	Случай 2	Случай 3	Случай 4	Случай 5
Общо количество организирано подаван въздух, Nm ³ /h	685 000	685 000	685 000	685 000
Въздух през горивните уредби, Nm ³ /h	685 000	643 000	601 000	580 000
Надгоривен въздух, Nm ³ /h	0	42 000	84 000	105 000

Както и при моделните изследвания отразяващи проектното състояние на горивните уредби, така и при моделните изследвания реализирани за новите технологични предложения, в работа са 7 броя горивни уредби от общо 8. Различното е разходът на подавания въздух към едната неработеща горивна уредба. В проектния случай въздуха към горелките се подава равномерно независимо дали са в работа или не. В случаите с променена горивна уредба и преразпределение на въздух, към неработещите се подава 20% от полагащия им се въздух, а останалите 80% се добавят равномерно към работещите.

Резултати от моделните изследвания

Изграденият триизмерен симулационен модел, описващ процесите в пещната камера, дава възможност не само да бъдат изчислени крайните концентрации на азотните емисии, които напускат пещната камера, но и да се определят местата, в които най-интензивно се образуват тези съединения. Тази информация е много полезна и дава възможност за вземане на информирано решение за въздействие върху пещните процеси.

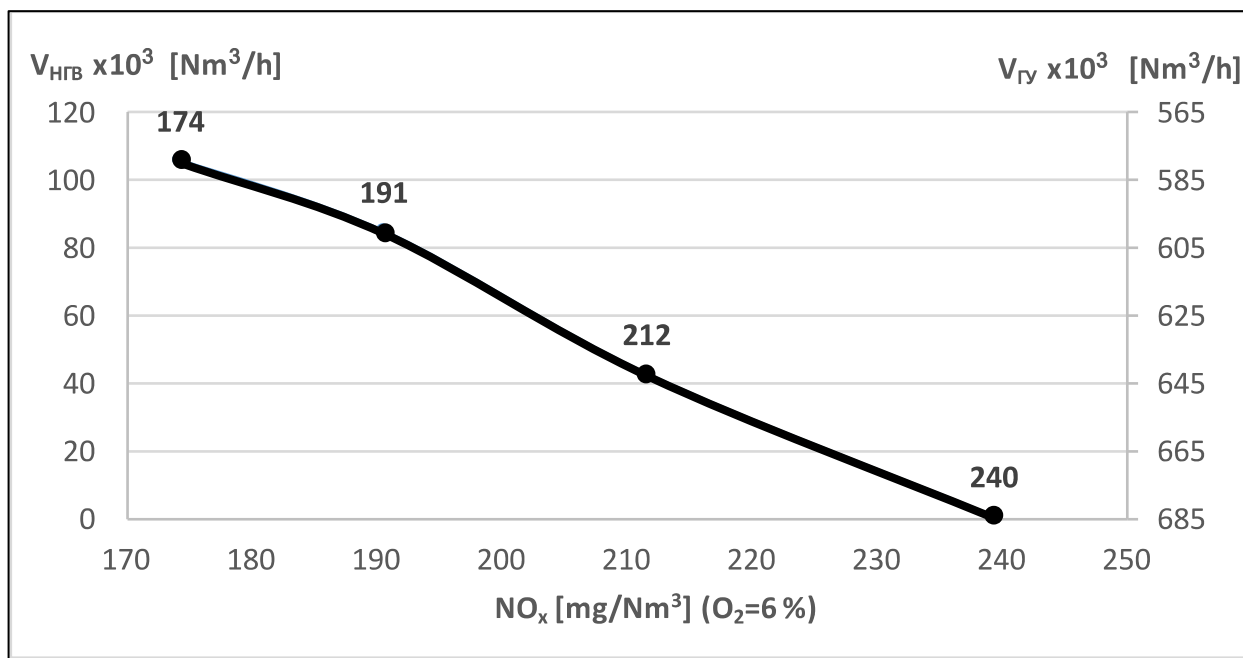


Фиг. 5 Изменение на масовия поток на NO_x по височина на печната камера, при различен дебит на надгоривен въздух

На Фиг. 5 е представено изменението на масовия поток на азотните оксиди по височина на ПК при различно количество въздух, който постъпва през горивните уредби и като надгоривен въздух. Вижда се, че при намаляване на разхода на въздух през горивните уредби (което означава и създаване на подстехиометрични условия за горене), масовият поток на азотните оксиди намалява. Този факт е предпоставка и за намаляване на концентрацията на NO_x на изхода от печната камера.

На Фиг. 6 е представена графика за изменението на концентрацията на NO_x , [mg/Nm^3] при $\text{O}_2=6\%$, на изхода от печната камера за изследваните 4 случая. От тази графика също се вижда, че отнемането на определено количество организирано подаван въздух от горивните уредби и пращането му като надгоривен въздух води до понижаване на концентрацията на азотни оксиди на изхода от печната камера.

Както бе отбелязано по-горе, разгледани са два случая при моделните изследвания на работата на печната камера при проектно състояние на горивната уредба. При Случай 0 количеството организирано подаван въздух през горивните уредби е 735 000 Nm^3/h , а при Случай 1 е 800 000 Nm^3/h .



Фиг. 6 Концентрация на NO_x на изхода от печната камера в зависимост от преразпределението на организирано подавания въздух

От друга страна при моделните изследвания на пещната камера на Котел ст. № 12 с промяна в организацията на подавания въздух и конструктивни промени в проектните горивни уредби са разгледани 4 случая. Разликата в тези случаи е преразпределеното количество въздух през горивните уредби и като надгоривен. Максималното количество въздух, което предложените конструктивни промени позволяват да се подаде като надгоривен е 84 000 Nm³/h (Случай 4). Освен това при този случай концентрацията на NO_x на изхода от котела е 191 mg/Nm³ (O₂ = 6 %), т.е. под нормативното ограничение от 200 mg/Nm³.

Огромната база данни, която се получава като резултат от моделните изследвания, дава възможност за визуализацията на различни характеристики, които да носят информация за вземането на мерки за предотвратяване на шлакообразуването по екраните и ограничаване формирането на азотни оксиди. Концентрациите на NO_x на изхода от пещната камера и загубите от механично недоизгаряне за сравняваните случаи са представени в Табл. 2, заедно с резултатите от всички разгледани случаи.

Таблица 2

Резултати от моделните изследвания на работата на пещната камера на Котел ст. № 12

№	Величина	Случай 0	Случай 1	Случай 2	Случай 3	Случай 4	Случай 5
1	Въздух през горивните уредби, Nm ³ /h	735 000	800 000	685 000	643 000	601 000	580 000
2	Надгоривен въздух, Nm ³ /h	-	-	0	42 000	84 000	105 000
3	Концентрация на азотни оксиди (NO _x) на изход от пещната камера*, mg/Nm ³ (O ₂ =6 %)	287	306	240	212	191	174
4	Загуби от механично недоизгаряне - q ₄ , %	2,8	2,4	2,9	3,1	3,7	4,0

* Тази стойност е валидна за експлоатационни условия само при чисти (незашлаковани) нагревни повърхности и без постъпването на неорганизиран въздух в пещната камера.

Заклучение

На основата на информацията описана по-горе и на получените резултати от моделните изследвания могат да бъдат направени следните обобщения:

1. Създаден е цифров симулационен модел на процесите протичащи в пещната камера на Котел ст. № 12. За тази цел са използвани конструктивни и експлоатационни данни от неговата работа до настоящия момент. Основната задача на този модел се състоеше в това да бъде валидиран азотния модел, който се използва в софтуера. Получените резултати от модела покриват с достатъчна точност, както основните параметри, характеризиращи работата на пещната камера, така и получените данни от реализирани изследвания за концентрацията на азотни оксиди на изхода от котела.
2. Изграден е модел на пещната камера с предложения за изменения по горивните уредби и по разпределението на организирано подавания на въздух, чрез добавяне на 6 дюзи за надгоривен въздух. Целите на така предложените изменения са две: редукция на количеството образувани се азотни оксиди на изхода от пещната камера (отчетено като концентрация на NO_x под 200 mg/Nm³ при O₂ = 6 %) и намаление на вероятността за зашлаковане на основна зона. За изчисляване на количеството генерирани азотни оксиди е използван валидирания „азотен модел”.
3. Извършени са изследвания с така изградения модел, които използват различни начални условия. Тези различни начални условия се свеждат до намаляване и преразпределение на подаваното количество организиран въздух. Получените стойности за концентрацията на NO_x на изхода от пещната камера при всички разгледани случаи, както и степента на загубите от механично недоизгаряне са представени в Табл. 2.

4. Въпреки че моделните изследвания по принцип дават определени тенденции, то в някои случаи може да се използват и за количествена оценка. От Таблица 2 се вижда, че се получава редукция на азотните оксиди между $33 \div 38 \%$ ($96 \div 115 \text{ mg/Nm}^3$) като се сравни Случай 4 спрямо двата “проектни” случая (Случай 0 и Случай 1).
5. Намалването на организирано подавания въздух в основна зона води до влошаване на горивния процес, което се вижда от увеличаването на загубите от механично недоизгаряне (q_4) с около $1,3 \div 1,5 \%$.

Литература

1. Ангелов Б., “Изграждане и валидиране на цифров модел на поведението на пещната камера на котел ст. № 12 в “ТЕЦ Марица Изток 2”, XXII Научна Конференция с международно участие ЕМФ 2017, 17 – 20 септември 2017, Созопол.
2. Тотев Т., В. Раденков, Д. Кънев, “Оценка влиянието на организирано подавания въздух върху формирането на азотни оксиди при изгарянето на въглища в котли тип ПК-38-4 в ТЕЦ „Марица Изток 2” в симулационната среда ANSYS CFX”, XXI Научна Конференция с международно участие ЕМФ 2016, Сборник доклади Том I, стр. 25, 18 – 21 септември 2016, Созопол.

проф. д-р Тотьо Тотев, ТУ-София, катедра „Топлоенергетика и ядрена енергетика“, тел.: 02 956 22 95, e-mail: t-totev@tu-sofia.bg

маг. инж. Борислав Ангелов, ТУ-София, катедра „Топлоенергетика и ядрена енергетика“, e-mail: b_angelov@tu-sofia.bg

маг. инж. Васил Раденков, ТУ-София, катедра „Топлоенергетика и ядрена енергетика“, e-mail: vradenkov@gmail.com

гл. ас. д-р Борислав Игнатов, ТУ-София, катедра „Топлоенергетика и ядрена енергетика“, e-mail: b_ignatov@tu-sofia.bg

Разпределяне на горивото между топлинната и електрическата енергия при тяхното комбинирано производство

Калоян Христов, Иван Геновски

При комбинираното производство на топлинна и електрическа енергия трябва да се разпредели общият разход на гориво между двата произвеждани продукта. За разпределение могат да се използват балансови (термодинамични) и икономически методи. Изборът на метод за разпределение на горивото влияе върху цената на предлагания продукт, тъй като горивото е основна компонента в нея. В настоящия доклад се анализират особеностите и приложението на различните методи за разпределение на горивото при комбинираното производство между електрическата и топлинната енергия.

Ключови думи: комбинирано производство, разпределение на горивото, паротурбинна инсталация

Allocation of fuel consumption in the production of heat and electricity in their combined production

Kaloyan Hristov, Ivan Genovski

On the combined heat and power generation, the total fuel consumption should be allocated between the two products produced. For allocation may be used balance (thermodynamic) and economic methods. Choosing a fuel allocation method influence the price of the product, as fuel is a major component of the fuel. This report analyzes the peculiarities of the different fuel allocation methods in cogeneration between electricity and heat and the results obtained when applied.

Keywords: combined heat and power, allocation of fuel consumption, steam turbine instalation

Въведение

Топлофикационните централи произвеждат комбинирано електрическа енергия E (kWh) и топлинна енергия Q (kWh). Топлинната енергия се опуска посредством пара Q_p (за промишлените потребители) и гореща вода Q_T (за битовите потребители). Основното предимство на комбинираното производство в сравнение с разделното производство е икономията на гориво за едни същи произведени количества топлинна и електрическа енергия.

Методите, които се прилагат за разпределение на горивото между произведената топлинната и електрическата енергията в когенерационната инсталация, могат да се разделят на балансови и икономически [1,5].

Балансови методи за разпределение на вложеното гориво при комбинирано производство на електрическа и топлинна енергия

Тези методи се основат на технологичните особености на комбинираното производство на топлинна и електрическа енергия и на спазване на законите на съхранение и преобразуване на енергията. Чрез тях може да се оцени и ефективността на работа на инсталациите. Основните балансови методи са:

- Физическият метод;
- Ексергийният метод;
- Методът, отчитащ енергийната „ценност“ на отвежданата пара от турбината;
- Методът на пропорционално разпределение на разходите на топлина.

Методът, който се прилага в България за разпределение на вложеното гориво между топлинната и електрическата енергия при комбинираното производство, е **физическият**. При него се приема, че между двата произведени продукта няма качествена разлика (топлинната и електрическата енергия се разглеждат като равностойни).

Топлинната за задоволяване на топлинните потребности на потребителите се отвежда от регулируемите пароотнемания или бойлер кондензатора на паротурбинната инсталация, а топлината за производство на електрическа енергия се получава като от общият разход на топлина на входа на турбината, се извади отведената за топлинния товар. От това следва, че в кондензационна електроцентрала, където не се отвежда топлина за потребители, се изразходва повече топлина за производството на същото количество електрическа енергия в сравнение с когенерационната инсталация. Например, специфичният разход на условно гориво за електроенергия от ТЕЦ (дори и със старо оборудване) не превишава 0,260 kg/kWh, докато за една съвременна кондензационна централа той не е по-малък от 0,310 kg/kWh. [4]. Това показва, че физическият метод изкривява картината на ефективна работа на енергийните предприятия.

Физическият метод е намерил широко практическо приложение заради своята прегледност [3,5]. При него разходът на гориво за производство на топлинна енергия B_T за външните топлинни потребители се определя от:

$$B_T = \sum_{i=1}^n Q_i / Q_P^D \cdot \eta_{ПГ} \cdot \eta_{П}, \quad (1)$$

където:

$\sum_{i=1}^n Q_i$ е топлината, която се отпуска на потребителите от пароотнеманията или бойлер-кондензатора на турбината, kWh;

Q_P^D е калоричността на горивото, kWh/kg;

$\eta_{ПГ}$, $\eta_{П}$ - коефициентите на полезно действие на парогенератора и паропроводите.

Специфичният разход на гориво за производство на топлинна енергия не зависи от налягането, при което се отвежда топлинния поток и е практически еднакъв с този при разделно производство.

Разходът на гориво за производство на електрическа енергия се определя като от общият разход на гориво за инсталацията се извади разхода за топлинна енергия:

$$B_E = B - B_T. \quad (2)$$

Вижда се, че цялата икономия на гориво от комбинираното производство, се прехвърля върху електропроизводството.

При **ексергийния метод** отново се прилагат законите за съхранение и преобразуване на енергията, но сравняването между топлинната и електрическата енергия се извършва не по енергийните, а по ексергийните им еквиваленти. Ексергията (работоспособността) характеризира не само количеството, но и качеството на енергията.

За разпределение на горивото по ексергийния метод е необходимо да се определи специфичният разход на гориво за производство на ексергия (работоспособност) $b_{ЕКC}$ (kg/kWh) като отношение между целия разход на гориво B (kg) към общата ексергия на произведените продукти - електроенергия и топлинна енергия:

$$b_{ЕКC} = B / \left(\sum_{i=1}^n E_{Ti} + E_E \right), \quad (3)$$

където:

$\sum_{i=1}^n E_{Ti}$ е ексергията на топлината, която се отпуска към потребителите, kWh;

E_E - ексергията на електрическата енергия, kWh.

Ексергията на i -я топлинен поток Q_i се определя от:

$$E_{Ti} = \sum_{i=1}^n (1 - T_o / T_{Pi}) Q_i, \quad (4)$$

където:

T_o е средната температура на околната среда;

T_{Pi} - средната температура на парата, която се отвежда от регулируемото пароотнемане.

Величината E_E е равна на електрическата енергия, която напълно се преобразува в ексергия. Оттук следва, че специфичният разход на гориво за производството на електрическа енергия b_E е равен на специфичния разход на гориво за производството на единица ексергия ($b_E = b_{EKC}$).

Разходът на гориво за производство на електрическа енергия от инсталацията се получава като се умножи произведената електрическа енергия (E , kWh) със специфичния разход за неговото производство:

$$B_E = b_E \cdot E. \quad (5)$$

Специфичният разход на гориво за производство на топлинна енергия, отпусната от i -то пароотнемане или бойлер кондензатора се определя от:

$$b_{Ti} = (1 - \frac{T_o}{T_{Pi}}) b_{EKC}. \quad (6)$$

Разходът на гориво за топлопроизводство B_T се определят чрез специфичния разход на гориво за производство на топлинна енергия:

$$B_T = \sum_{i=1}^n b_{Ti} Q_i. \quad (7)$$

Основен недостатък за ексергийния метод за практическо приложение е значителният брой величини, които трябва да се отчетат с висока точност [3].

Методът, отчитащ енергийната „ценност“ на отвежданата пара, заема междинно положение между физическия и ексергийния метод. При него отново се използват законите за съхранение и превръщане на енергията, но сравнението между двата продукта се извършва на основата на „ценността“ на топлината на отвежданата пара и се отчита начина на производство на топлинна и електрическа енергия.

В основата на метода е заложено разпределение към двата продукта на енергийния ефект от комбинираното производство. За целта посредством енталпията на свежата пара (h_o , kJ/kg), енталпията на парата в регулируемото пароотнемане (h_i , kJ/kg) и на парата в кондензатора (h_k , kJ/kg) се определят коефициенти ζ_i , които отчитат „ценността“ на топлината на отвежданата пара от пароотнеманията:

$$\zeta_i = \frac{h_i - h_k}{h_o - h_k} \cdot \left(1 + k \frac{h_o - h_i}{h_o - h_k} \right), \quad (8)$$

където:

k е коефициент, който отчита регенеративното подгриване на основния кондензат. Неговата стойност зависи от параметрите на свежата пара на входа турбината.

Разходът на гориво за електрическа енергия B_E (kg) се определя от:

$$B_E = K_E B \frac{E_{OT}}{E - E_{CH}}, \quad (9)$$

където:

V е общият разход на гориво, kg;

K_E е коефициент, отчитащ дяла на горивото за производство на електрическа енергия от инсталацията за комбинирано производство;

E_{OT} - електрическата енергия, отпусната към електропреносната мрежа, kWh;

E_{CH} - електрическата енергия за собствени нужди при електропроизводството, kWh.

Коефициентът на пропорционалност K_E се определя от:

$$K_E = (Q_O - Q_{CH} - \sum_{i=1}^n Q_i \zeta_i) / (Q_O - Q_{CH}), \quad (10)$$

където:

Q_O е разходът на топлина на входа на турбината за комбинирано производство, kWh;

Q_{CH} - разходът на топлина за собствени нужди за топлопроизводство, kWh.

Разходът на гориво за производство на топлинна енергия B_T на инсталацията се определя чрез специфичния разход на гориво за разделно производство b_T^p и коефициентите на ценност на топлината ζ_i за всеки топлинен поток:

$$B_T = b_T^p \sum_{i=1}^n \zeta_i Q_i. \quad (11)$$

Основната трудност за практическо прилагане на този метод е определянето на коефициентите на ценност на парата, най-вече заради определянето на енталпията на парата в кондензатора.

При **метода на пропорционално разпределение на разходите на топлина** ползата от комбинираното производство се разпределя поравно между двата продукта, в зависимост от обемите на производството като се отчитат коефициентите на „ценност“ на отвежданата пара през регулируемите пароотнемания.

Разходът на гориво за електропроизводство се пресмята по формула (9).

Коефициентът, който отчита дяла на горивото за производство на електрическа енергия, се изчислява от:

$$K_E = (Q_E + Q_{CH} + \Delta Q_E) / (Q_E + Q_{CH} + \Delta Q_T + \sum_{i=1}^n Q_i), \quad (12)$$

където:

Q_E е разходът на топлина за производство на електрическа енергия, kWh, който се определя съгласно физическия метод за разпределение на горивото;

$$\Delta Q_E = \sum_{i=1}^n Q_i (1 - \zeta_i) - \text{допълнителен разход на топлина за електропроизводство при}$$

комбинираната схема, kWh.

Разходът на гориво за производство на топлинна енергия от инсталацията се определя чрез специфичния разход на гориво при разделно производство на топлинна енергия и коефициентите на „ценност“ на парата:

$$B_T = (b_T^p - \sum_{i=1}^n \Delta b_{Ti}) \sum_{i=1}^n Q_i, \quad (13)$$

Изразът $(b_T^p - \sum_{i=1}^n \Delta b_{Ti})$ отчита намаляването на специфичния разход на условно гориво

от инсталацията за комбинирано производство при производството на топлинна енергия.

Величината Δb_{Ti} се определя от израза:

$$\Delta b_{Ti} = (b_T^p - ((B - B_E) / \sum_{i=1}^n Q_i)) (1 - \zeta_i) / (1 - \zeta_{CP}), \quad (14)$$

където:

ζ_{CP} е средният коефициент на „ценност“ на отпусканата топлинна енергия.

Този метод позволява да се отчетат различните енергийни качества на отпускната топлинна енергия от всяко пароотнемане на инсталацията за комбинирано производство. Методът отчита намаляването на разхода на топлина за производство на топлинна енергия от инсталацията за комбинирано производство в сравнение с разделното ѝ производство.

Методът притежава недостатъците, които са характерни за метода, който отчита „ценността“ на отвежданата пара.

Икономически методи за разпределение на горивото при комбинирано производство на топлинна и електрическа енергия

Към тази група методи спадат [1,2] :

- Енергиен метод (energy method);
- Метод на заместващата мощност за производство на топлинна енергия (method of alternative way of heat supply);
- Метод на заместващата мощност за производство на електрическа енергия (method of alternative way of electricity supply);
- метод на разпределение на икономията (benefit distribution method).

Енергийният метод представлява разновидност на физическия метод за разпределение на горивото между произведените продукти на инсталацията за комбинирано производство. Топлинната и електрическата енергия се приемат за равностойни продукти, а изразходваното гориво за всеки продукт е пропорционално на неговия дял от произведената от инсталацията топлинна и електрическа енергия.

Разходите на гориво за производство на електрическа енергия E и топлинна енергия (от промишленото пароотнемане Q_{II}) и от топлофикационното пароотнемане Q_T) се определят от следните изрази:

$$B_E = B \frac{E}{E + Q_{II} + Q_T}, \quad (15)$$

$$B_{II} = B \frac{Q_{II}}{E + Q_{II} + Q_T}, \quad (16)$$

$$B_T = B \frac{Q_T}{E + Q_{II} + Q_T}. \quad (17)$$

В страните с развити пазари (Германия и Дания) на търговия с топлинна и електрическа енергия един от двата продукта се приема за основен, а другият за съпътстващ (второстепенен). Съпътстващият се изкупува на договорена цена, като за него не се пресмята себестойност. Постъпленията от изкупуването на продукта с договорена цена се изваждат от разходите за комбинираното производство и остатъкът се отнася към основния продукт.

При **метода на заместващата мощност за производство на топлинна енергия** се приема, че топлинната енергия е произведена по разделен метод от водогреен котел за битовите потребители, а за промишлените потребители от парен котел.

Разходът на гориво за производство на топлинна енергия се определя от:

$$B_T = Q_T / Q_P^D \cdot \eta_{BK} \quad (18)$$

Разходът на гориво за производство на топлинна енергия за промишлените потребители се определя от:

$$B_{II} = Q_{II} / Q_P^D \cdot \eta_{ПК} \quad (19)$$

Разходът на гориво за електропроизводство се определя от:

$$B_E = B - (B_T + B_{II}) . \quad (20)$$

При този метод отпускането на по-голямо количество топлинна енергия понижава специфичния разход на гориво за производство на електрическа енергия.

Аналогичен на предходния метод е **методът на заместващата мощност за производство на електрическа енергия**. Приема се, че електрическата енергия се произвежда от кондензационна електроцентрала със същите параметри.

Разходът на гориво за производство на електрическа енергия при този метод е равен на:

$$B_E = E / Q_P^D \cdot \eta_{KEЦ} , \quad (21)$$

където:

B_E^p е разходът на гориво за производство на електрическа енергия по разделен метод, kg;

$\eta_{KEЦ}$ - коефициентът на полезно действие на кондензационната електрическа централа.

Разходът на гориво за производство на промишлена пара и топлина е равен на:

$$B_{II} = (B - B_E) \frac{Q_{II}}{Q_{II} + Q_T} , \quad (22)$$

$$B_T = (B - B_E) \frac{Q_T}{Q_{II} + Q_T} . \quad (23)$$

Тъй като специфичният разход на гориво за електропроизводство при кондензационната централа е по-висок от централата за комбинирано производство, то ползите от комбинираното производство при този метод се отнасят към производството на топлинна енергия.

Методът на разпределение на икономията е комбинация от двата предишни метода. Разходът на гориво се разпределя на основата на разделни схеми за производство на същите количество топлинна и електрическа енергия с отчитане на дяловете на двата продукта:

$$B_E = B \cdot B_E^p / B_p , \quad (24)$$

$$B_{II} = B \cdot B_{II}^p / B_p ,$$

$$B_T = B \cdot B_T^p / B_p , \quad (25)$$

където:

B_p е общият разход на гориво за производство на електрическа и топлинна енергия по разделни схеми, kg;

B_E^p - разходът на гориво за производството на електрическа енергия по разделен метод, kg;

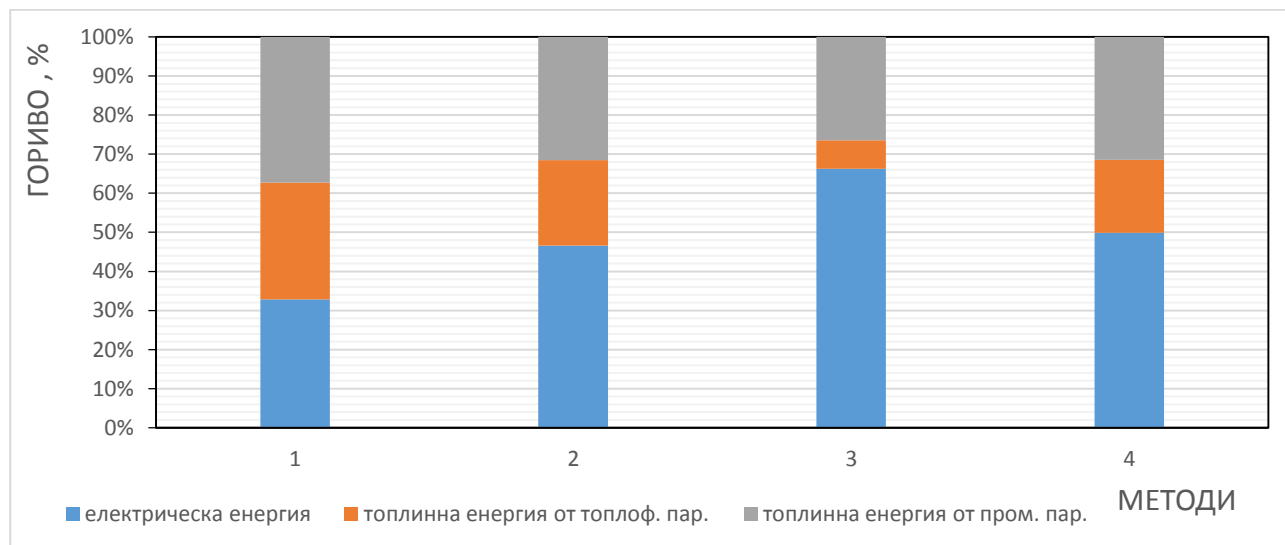
B_T^p - разходът на гориво за производството на топлинна енергия по разделен метод, kg.

Сравняване на методите за разпределение на горивото

За сравнителен анализ на представените по-горе методи е извършено разпределяне на разходите на условно гориво за производство на топлинна и електрическа енергия от паротурбинна инсталация с регулируеми пароотбори ПТ-30-90/10. Използвани са данни за едномесечен период на работа:

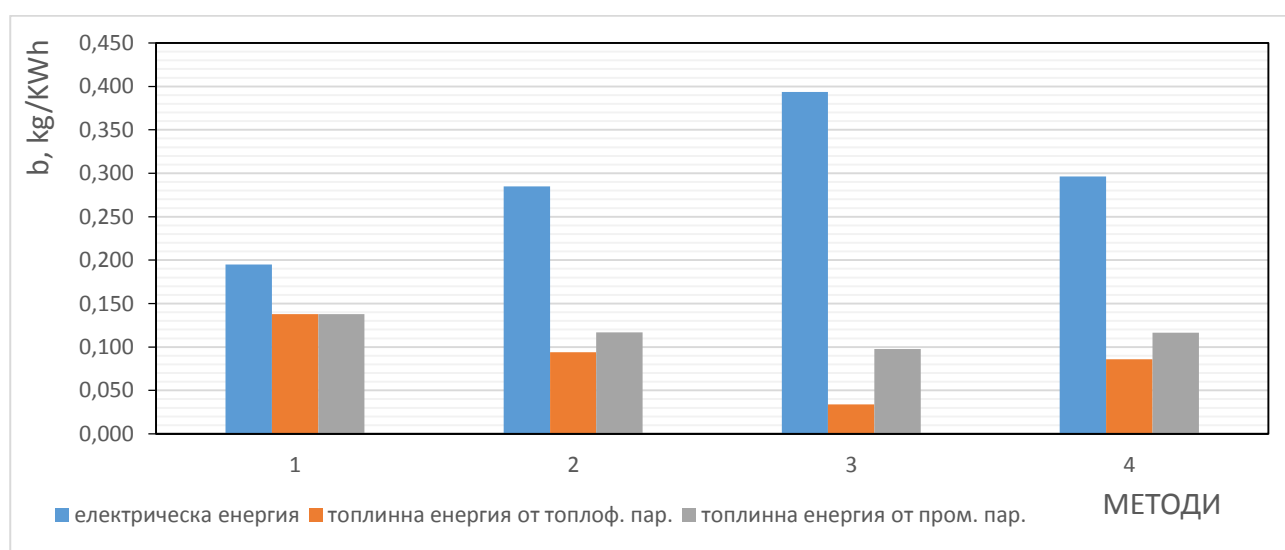
- Произведена електроенергия – 22320 MWh;
- Отпусната топлинна енергия чрез топлофикационното пароотнемане – 27379 MWh;
- Отпусната топлинна енергия чрез промишленото пароотнемане – 340752 MWh;
- Разход на условно гориво за инсталацията – 12601 t.

На Фиг. 1 и Фиг. 2 са представени получените резултати съответно за разпределението на вложеното гориво между двата продукта и специфичните разходи на гориво за производство на топлинна и електрическа енергия при прилагане балансовите методи.



Фиг. 1 Разпределение на разхода за гориво за производство на електрическа енергия, топлинна енергия от топлофикационното пароотнемане и топлинна енергия от промишленото пароотнемане при прилагане на балансовите методи (1. Физически метод; 2. Ексергиен метод; 3. Метод с отчитане енергийната „ценност“ на топлината; 4. Метод на пропорционалното разпределение на разходите на топлина)

Вижда се, че разходът на гориво за производство на електрическата енергия е най-нисък при физическият метод – 33 %, а най-висок при метода „ценност“ на парата (66 %). При него дялът на горивото за топлопроизводство е най-нисък – 7 %. Разпределението на разходите на гориво са приблизително еднакви при ексергийния метод и метода на пропорционално разпределение на разходите.



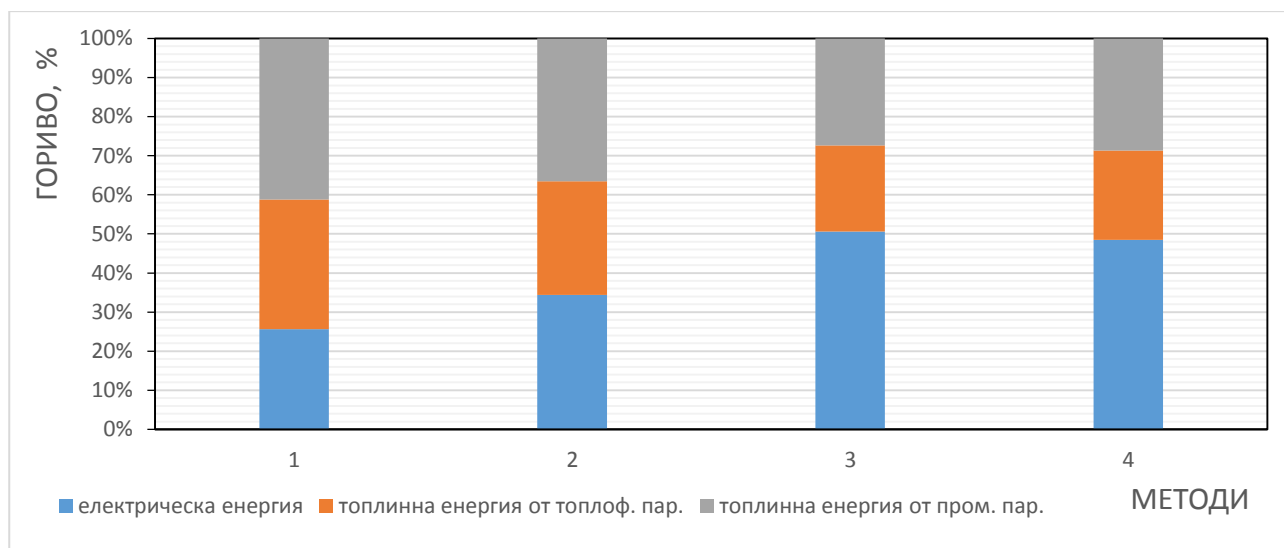
Фиг. 2 Изменение на специфичния разход на гориво за производство на електрическа енергия, топлинна енергия от топлофикационното пароотнемане и топлинна енергия от промишленото пароотнемане при прилагане на балансовите методи (1. Физически метод; 2. Ексергиен метод; 3. Метод с отчитане енергийната „ценност“ на топлината; 4. Метод на пропорционалното разпределение на разходите на топлина)

Най-нисък специфичен разход на гориво за производство на електрическа енергия (0,195 kg/kWh) има физическият метод – Фиг. 2. При него специфичните разходи за производство на топлинна енергия от топлофикационното и промишленото пароотнемане имат еднаква стойност тъй като те не зависят от параметрите, при които топлината се отвежда от инсталацията.

Най-висок специфичен разход на гориво за производството на електрическа енергия се получава при метода с отчитане „ценността“ на топлината - 0,394 kg/kWh. Тази стойност отговаря на производството на електрическа енергия от кондензационна инсталация. Специфичните разходи на гориво за производство на топлинна енергия при този метод имат най-ниска стойност, тъй като ползата от комбинираното производство се разпределя към топлинната енергия.

С изключение на физическия метод другите три метода дават възможност да се оцени различният енергиен потенциал на топлинната енергия от топлофикационното и промишленото пароотнемане. Вижда се, че специфичният разход на условно гориво за производство на топлинна енергия от промишленото пароотнемане е по-висок от този при топлофикационното пароотнемане, поради по-високите стойности на параметрите на отвежданата пара от инсталацията.

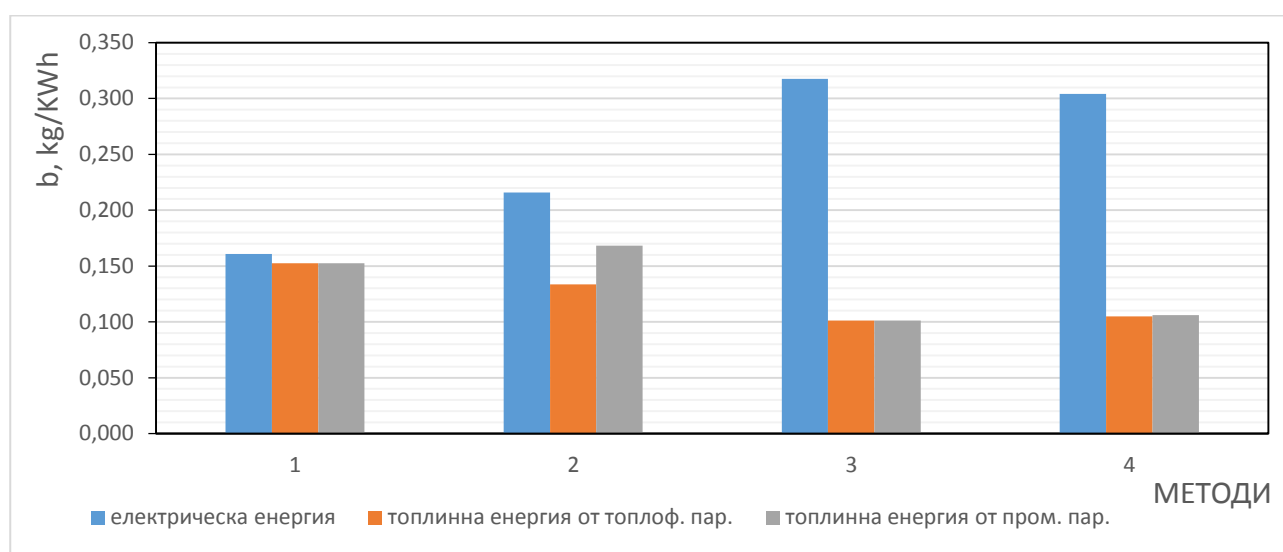
На Фиг. 3 и Фиг. 4 са представени резултатите от разпределението на вложеното гориво за производство и специфичните разходи на гориво за топлинна и електрическа енергия при прилагане на икономическите методи.



Фиг. 3 Разпределение на разхода за гориво за производство на електрическа енергия, топлинна енергия от топлофикационното пароотнемане и топлинна енергия от промишленото пароотнемане при прилагане на икономическите методи (1. Енергиен метод; 2. Метод на заместващата мощност за производство на топлинна енергия; Метод на заместващата мощност за производство на електрическа енергия; 4. Метод на разпределение на икономията)

Вижда се, че разходът на гориво за производство на електрическа енергия има най-висок дял при метода на заместващата електрическа мощност и метода на разпределение на икономията, тъй като при тях за разпределение на разхода на гориво между крайните продукти се използва разходът на гориво при производство на електрическа енергия от кондензационна инсталация. Най-нисък е дялът на разхода за гориво за електрическа енергия при енергийния метод, поради по-големия дял на топлинната енергия отпусната от инсталацията.

От Фиг. 4 се вижда, че най-ниска е стойността на специфичния разход на условно гориво за производство на електрическа енергия, получен при прилагане на енергийния метод - 0,161 kg/kWh. При него специфичните разходи за производство на електрическа и топлинна енергия са приблизително еднакви, а ползата от комбинираното производство се прехвърля към електропроизводството. Най-висок е специфичният разход на условно гориво за производство на електрическа енергия при метода със заместващата мощност за производство електрическа енергия и метода с разпределение на икономията, тъй като при тях за изчисленията се използва специфичният разход на гориво за електропроизводство от кондензационна инсталация. Методът със заместващата мощност за топлинна енергия е единственият от разгледаните, който дава възможност да се оцени различния енергиен потенциал на отвежданата топлинна енергия от инсталацията за комбинирано производство.



Фиг. 4 Изменение на специфичния разход на гориво за производство на електрическа енергия, топлинна енергия от топлофикационното пароотнемане и топлинна енергия от промишленото пароотнемане при прилагане на икономическите методи за разпределение на горивото

(1. Енергиен метод; 2. Метод на заместващата мощност за производство на топлинна енергия; 3. Метод на заместващата мощност за производство на електрическа енергия; 4. Метод на разпределение на икономията)

Заклучение

Направено е сравнение на основните термодинамични и икономически методи, които се прилагат за разпределение на горивото при комбинираното производство на електрическа и топлинна енергия. Методите са приложени за разпределяне на горивото при паротурбинната инсталация за комбинирано производство с регулируеми пароотнемания ПТ-30-90/10.

При физическия метод топлинната и електрическата енергия се разглеждат като равностойни. Той не отчита и различията в енергийните потенциали на топлинната енергия отпусната от топлофикационното и промишленото пароотнемане. Цялата икономия от комбинираното производство при него се прехвърля към електропроизводството. Ексергийният метод отчита нееквивалентността между топлинната и електрическата енергия, но е труден за приложение поради необходимостта от отчитането много на брой коефициенти. При него ползата от комбинираното производство се прехвърля към топлопроизводството. Методът с енергийната „ценност“ на топлината и методът на пропорционално разпределение на разходите заемат междинно място между ексергийния и физическия метод.

Повечето икономически методи не отчитат разликата в енергийните потенциали на топлинната енергия отпусната от топлофикационното и промишленото пароотнемане. Изключение прави метода на заместващата мощност за производството на топлинна енергия. Методът на заместващата мощност за производство на електрическа енергия прехвърля ползата от комбинираното производство към топлинната енергия. При метода на разпределение на икономията, горивото между крайните продукти се разпределя посредством техните дялове и отчитане на разделното производство на топлинна и електрическа енергия. Този метод разпределя икономията между двата вида енергия. Енергийният метод не разпределя икономията на гориво между нито един от двата продукта, а изразходваното гориво за всеки продукт е пропорционално на неговия дял от произведената от инсталацията топлинна и електрическа енергия.

Литература

1. Gochenour C., Silvennoinen A., Antila H., Pulkkinen R. Regulation of heat and electricity produced in combined heat-and-power plants. World Bank Technical Paper. October, 2003.
2. Nuorkivi A. Allocation of Fuel Energy and Emissions to Heat and Power in CHP // Energy-AN Consulting. September 2010.
3. Киселев Г., „Варианти разчета удельных показателей эффективности работы ТЭЦ“, МЭИ, Москва 2003
4. Соколов Е. Я. Теплофикация и тепловые сети. - М., Энергоиздат. 2001
5. Чачуева И. „Вычислительные методы определения удельных расходов условного топлива ТЭЦ на отпущенную электрическую и тепловую энергию в режиме комбинированной выработки“, Наука и Образование, МГТУ, Москва 2016.

доц. д-р Иван Геновски, ТУ-София, катедра“ Топлоенергетика и ядрена енергетика“, тел. 02 965 2247, e-mail: genovski@tu-sofia.bg
д-р инж. Калоян Христов, тел. 0893690182, korzy@abv.bg

Анализ на емисиите от азотни оксиди и въглероден оксид генерирани от енергийните парогенератори на ТЕЦ „София“

Стоил Русев, Тотю Тотев, Борислав Игнатов

В текущият доклад са разгледани емисиите на азотни оксиди (NO_x) и въглероден оксид (CO) отделени в атмосферата при работа на енергийните парогенератори на ТЕЦ „София“. Направен е анализ на емисиите от всеки парогенератор, както през отоплителния сезон така и извън него.

Ключови думи: топлофикация; енергиен парогенератор; азотни емисии NO_x

Analysis of emissions of nitrogen oxides and carbon monoxide emitted from the energy part of the Power Plant of Sofia

Stoil Rusev, Totyo Totev, Borislav Ignatov

The current report deals with the emissions of nitrogen oxides (NO_x) and carbon monoxide (CO) released in the atmosphere during the operation of the power steam generators of Power Plant of Sofia. The emissions of each steam generator in and outside the heating seasons for the period considered are compared.

Keywords: district heating; steam generator; nitrogen oxides emissions NO_x

Въведение

В ТЕЦ „София“ се експлоатират четири броя енергийни парогенератори и шест броя водогрейни котли. Според сега действащата, нормативна уредба в република България, пределно допустимата норма от азотни оксиди (NO_x) генерирани големите горивни инсталации (ГГИ) е 200 mg/Nm³. От 2020 г. тези емисии трябва да се редуцират до 100 mg/Nm³, за енергийни котли изгарящи природен газ.

Енергийните парогенератори в ТЕЦ „София“ имат натоварване през годината от около 4500 часа. Тъй като те участват в реализирането на високо ефективен цикъл (комбинирано електро- и топлопроизводство), те работят приоритетно спрямо водогрейните котли. Енергийните парогенератори се явяват основни съоръжения в структурата на „Топлофикация София“ ЕАД. Ето защо е от особен интерес, да се анализират емисиите от азотни оксиди NO_x генерирани от всеки от енергийните котли, за да могат да се набележат и предприемат съответните мерки за тяхната експлоатация и след 2020 г.

Топлинна схема на ТЕЦ „София“. Описание на основните съоръжения

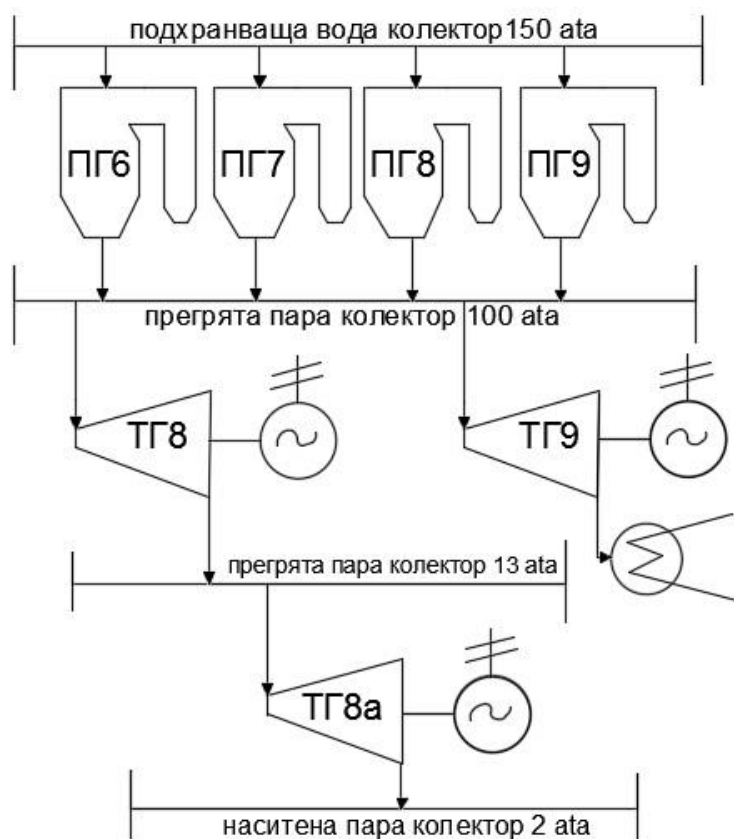
Топлинната схема на ТЕЦ „София“ се състои от четири енергийни парогенератора, свързани успоредно и три парни турбини. Две от турбините са противоналегателни а една е с бойлер кондензатор. Основните колектори в централата са: колектор 150 ata; колектор 100 ata; колектор 13 ata и колектор 2 ata. Колектор 150 ata захранва парогенераторите с подхранваща вода. Прегрятата пара произведена от ПГ ст. № 6, ст. № 7, ст. № 8 и ст. № 9 се постъпва в колектор 100 ata, от където тя се подава към турбогенератори(ТГ), със стационарни номера 8 и 9. Отработената пара от ТГ ст. № 9 се използва за подгръване на мрежова вода, а тази от ТГ ст. № 8 се насочва към колектор 13 ata, където освен за спомагателни съоръжения се използва и като свежа пара за ТГ ст. № 8а. Тя от своя страна отработва парата и я подава в колектор 2 ata където се използва за подгръване на мрежова

вода във водоподготвителната инсталация и бойлерните уредби. Използваното основно гориво за ПГ е природен газ, а като аварийно се използва мазут.

Парогенераторите намиращи се в експлоатация е енергийната част на ТЕЦ „София“ са следните типове:

ПГ ст. № 6 - тип ТП-170-1МГ

ПГ ст. № 6 е монтиран и пуснат в експлоатация през 1959 г. Първоначално е бил проектиран за камерно изгаряне на лигнитни въглища с паропроизводство 170 t/h. В периода 1970г. – 1976г е извършена реконструкция с цел изгаряне на мазут и природен газ с паропроизводство 220 t/h. Праховите горелки са заменени с четири броя газомазутни горелки, като са оставени четири отвора за подаване на рециркулиращи димни газове. Този парогенератор е с „П“ образна компоновка, два броя барабани и водотръбна пещна камера. Има 3 броя паропрегреватели (ПП). ПП 1 или Таванен ПП е разположен в горната част на горивната камера и хоризонталния газоход. ПП 2 или конвективен ПП I-ва степен е разположен в хоризонталния конвективен газоход между горивната камера и конвективната шахта. Състои се от вертикални тръбни снопове с колетори. ПП 3 или конвективен ПП II-ра степен се намира хоризонталния конвективен газоход между горивната камера и конвективната шахта преди КПП I-ва степен.



Фиг. 1 Топлинна схема на ТЕЦ „София“

ПГ ст. № 7 и ст. № 8 - тип ТГМ-151

ПГ ст. № 7 и ст. № 8 са произведени 1962 г. Те са еднобарабанни камерни с естествена циркулация на водата. Оборудвани са с по два въздушни и димни вентилатора. Горивната уредба е проектирана от фирма „Бабкок“. Горивната камера на котлите е призматична по вътрешната стена, на която е изградена екранна изпарителна система. ПГ ст. № 7 и ст. № 8 имат по четири ПП. ПП 1 или ТПП е разположен в горната част на горивната камера и хоризонталния газоход. ПП 2 или ширмов ПП е позициониран под ТПП. Половината тръби

са радиационни, а другата половина - конвективни. ППЗ или КПП 1 е разположен в низходящия газоход, над водния економайзер. ПП 4 или КПП2 е разположен преди КПП 1. Економайзерът на ПГ ст. № 7 и ст. № е от кипящ тип и се състои от четири пакета. Котлите имат монтирани по осем броя газомазутни горелки.

ПГ ст. № 9 - тип ЕК 220

ПГ ст. №9 е пуснат в експлоатация през 1978 г. Той е еднобарабанен с естествена циркулация и радиационна мембранна пещна камера. Нагревната повърхност на екраните, разположена по стените на пещната камера е 980 m² и е подложена изцяло на радиационен топлообмен. Във възходящата и низходящата част на конвективната шахта са инсталирани четири паропрегревателни повърхности и два економайзерни пакета. ПП 1 е изграден от подвесни тръби, носещи всички конвективни повърхности и от мембранен екран, който оформя тавана и задната част на конвективната шахта. ПП 2 е конвективен сноп разделен на два пакета и е разположен в низходящата част на конвективната шахта. ПП 3 също е конвективен сноп, който разделен на два пакета. Разположен е непосредствено над горивната камера, което прави повърхността му най-силно натоварена. ПП 4 е изцяло конвективна повърхност намираща се във възходящата част на конвективната шахта (над ПП 3). Има монтирани девет броя газомазутни горелки.

Таблица 1

Технически характеристики на ПГ ст. № 6, ст. № 7, ст. № 8 и ст. № 9

Показател	Дим.	Парогенератор ст. №:			
		6	7	8	9
Максимална паропроизводителност	t/h	220	220	220	220
Налягане на прегрялата пара	ata	100	100	100	98
Температура на прегрялата пара	°C	510	540	540	540
Работно налягане в барабана	ata	110	110	110	110
Температура на питателната вода на студена линия	°C	150	150	150	150
Температура на питателната вода на топла линия	°C	215	215	215	215
Налягане на питателната вода	ata	150	140	140	140
Температура на горещия въздух за горене на природен газ	°C	260	285	285	285
Температура на горещия въздух за горене на мазут	°C	320	285	285	285
Температура на изходящите димни газове при изгаряне на природен газ	°C	125	125	125	120
Температура на изходящите димни газове при изгаряне на природен мазут	°C	170	170	170	170
Разход на природен газ при максимално паропроизводство	Nm ³ /h	16000	18000	18000	19000
Разход на мазут при максимално паропроизводство	kg/h	16000	18000	18000	16200
Разреждане в пещната камера	Pa	20-30	20-30	20-30	20-30

Емисии на CO и NO_x, генерирани от парогенераторите в ТЕЦ "София", при зимен и летен режим на работа

Всички изпускащи устройства (комини) на ТЕЦ „София“ са оборудвани със системи за собствени непрекъснати измервания (СНИ), на вредни вещества, изпускани в атмосферния въздух. На всеки кръгъл час измерени данни се обобщават и съответната информация се предоставя на регионалната инспекция по околната среда и водите (РИОСВ).

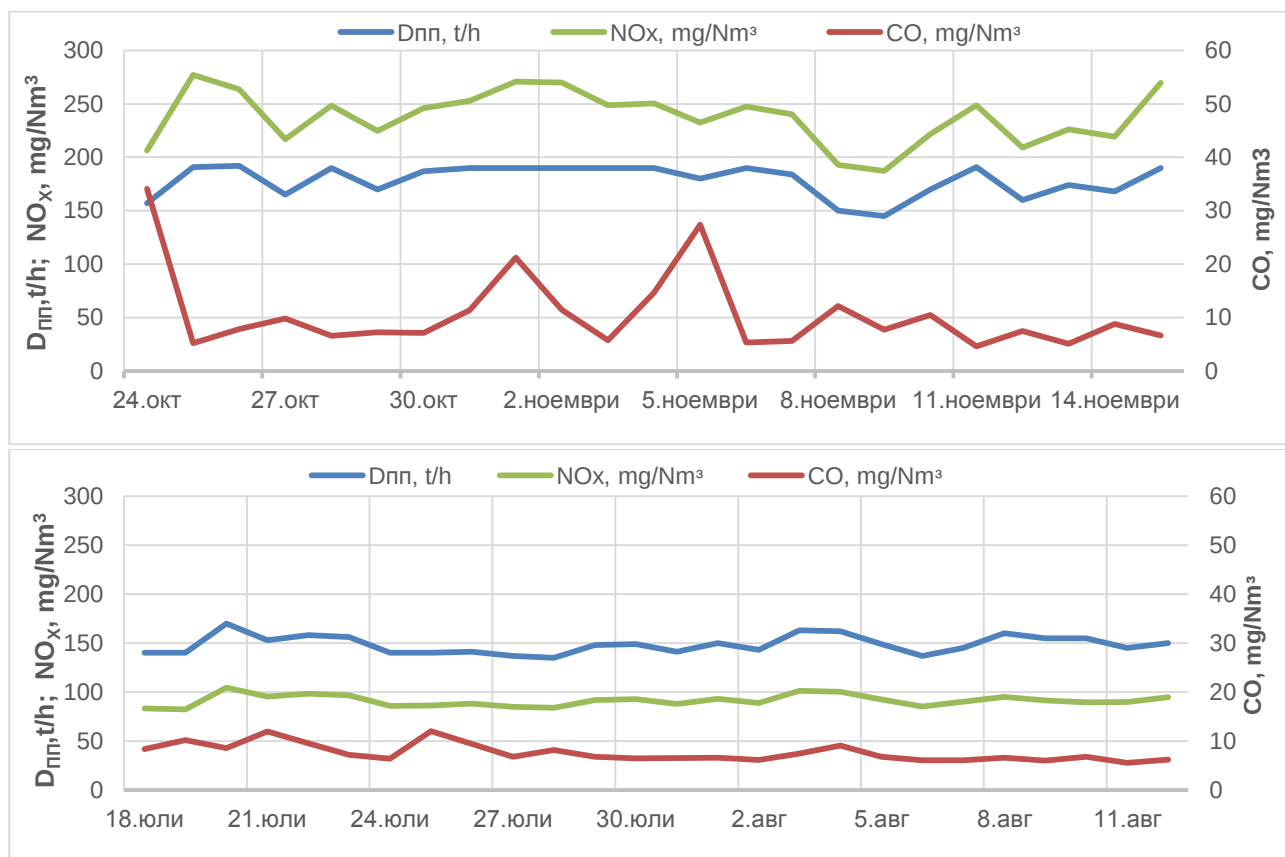
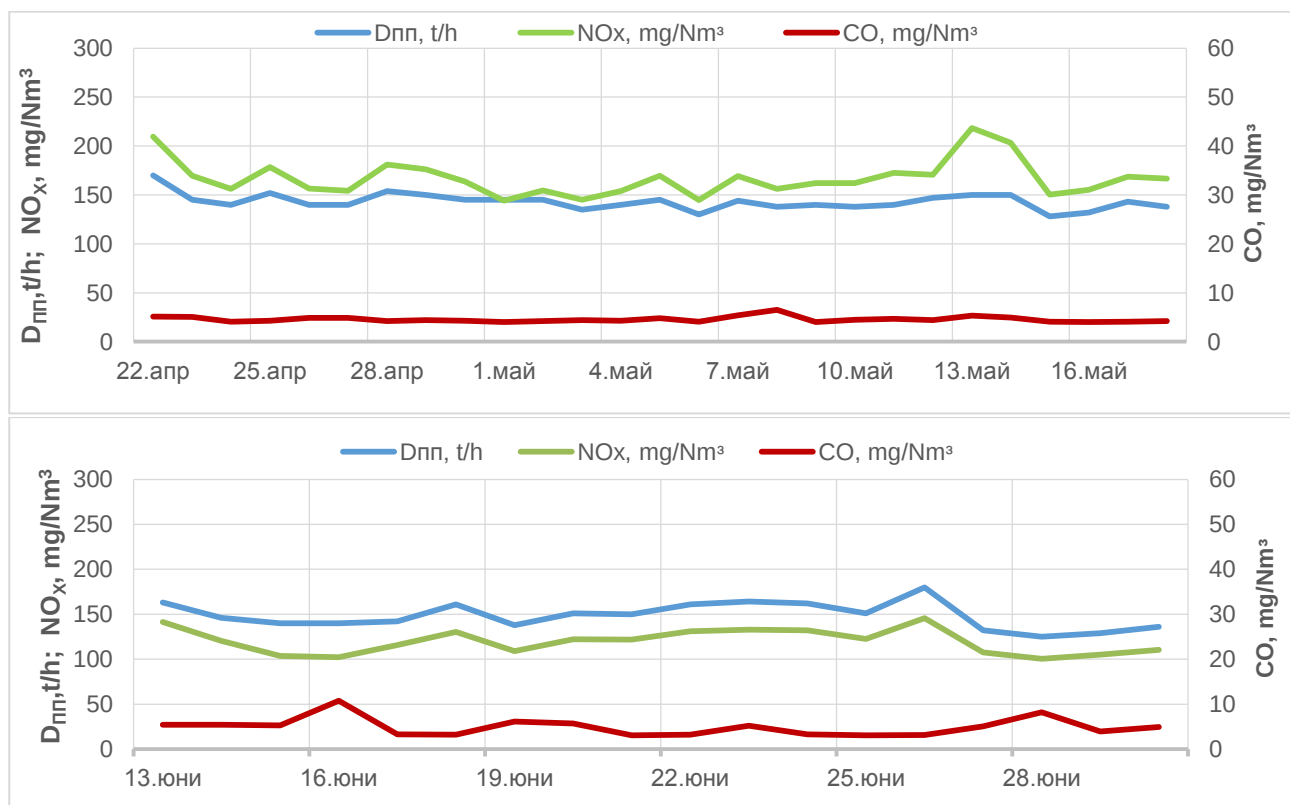
В табличен и графичен вид са представени емисиите от въглероден оксид CO и азотни оксиди NO_x за периода включващ годините от 2014 до 2017 година. Данните са разделени за зимен и летен режим на работа на съоръженията в ТЕЦ "София".

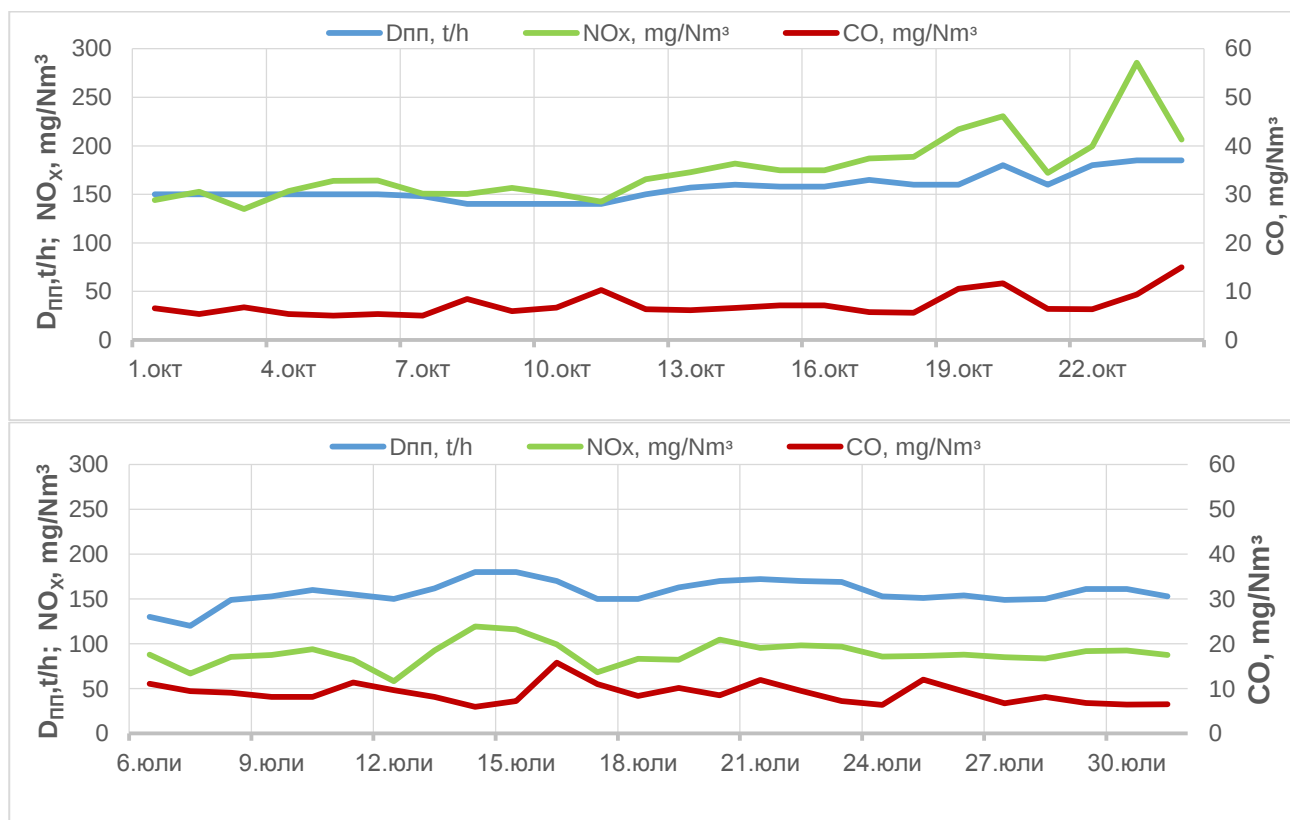
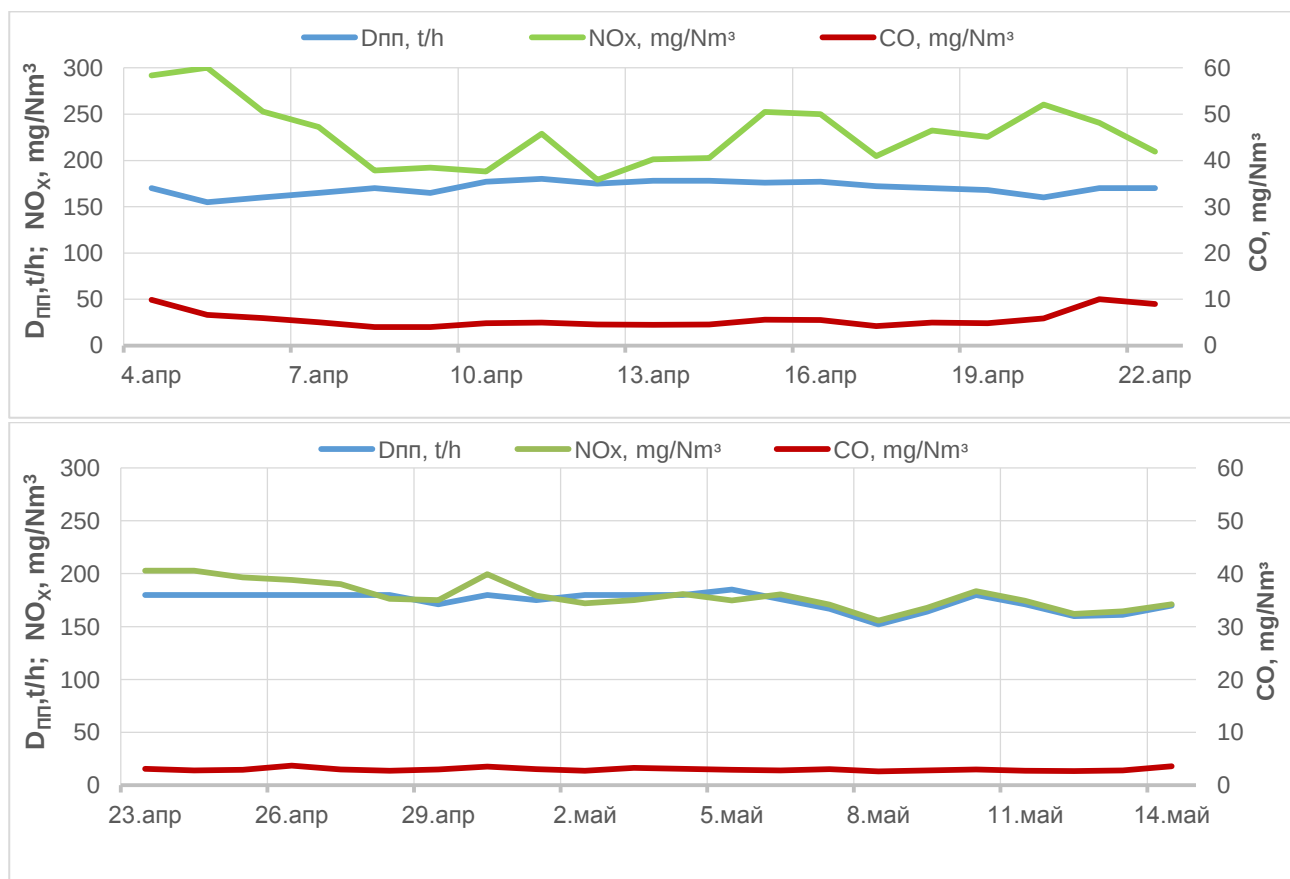
Таблица 2

Концентрация на NO _x и CO: 2014г.				Концентрация на NO _x и CO: 2015г.			
Месец	Бр. дни	NO _x , mg/Nm ³	CO, mg/Nm ³	Месец	Бр. дни	NO _x , mg/Nm ³	CO, mg/Nm ³
в отоплителен сезон				в отоплителен сезон			
Януари	31	344,27	12,55	Януари	31	199,4	4,64
Февруари	28	331,14	11,30	Февруари	28	187,47	4,98
Март	31	304,57	11,03	Март	31	238,21	7,63
Април	30	226,93	10,57	Април	30	158,57	4,8
в летен сезон				в летен сезон			
Май	31	196,12	7,13	Май	25	148,14	7,9
Юни	30	164,88	6,11	Юни	30	126,81	4,99
Юли	31	132,89	4,86	Юли	31	97	5,92
Август	15	91,43	3,95	Август	17	111,89	9,48
Септември	0	0	0	Септември	24	115,66	7,12
в отоплителен сезон				в отоплителен сезон			
Октомври	7	116,65	4,88	Октомври	26	158,08	6,88
Ноември	30	240,16	10,04	Ноември	30	184,14	5,15
Декември	31	244,21	9,12	Декември	31	253,7	9,12
Лято 2014 г.	107	154,37	5,74	Лято 2015 г.	127	119,63	6,79
Сезон 14/15	188	208,32	6,8	Сезон 15/16	208	239,08	8,5

Таблица 3

Концентрация на NO _x и CO: 2016г.				Концентрация на NO _x и CO: 2017г.			
Месец	Бр. дни	NO _x , mg/Nm ³	CO, mg/Nm ³	Месец	Бр. дни	NO _x , mg/Nm ³	CO, mg/Nm ³
в отоплителен сезон				в отоплителен сезон			
Януари	31	273,71	7,25	Януари	30	297,84	9,32
Февруари	29	289,05	11,29	Февруари	28	312,91	9,98
Март	31	285,39	12,96	Март	31	256,9	8,23
Април	30	217,18	6,8	Април	30	182,75	4,02
в летен сезон				в летен сезон			
Май	31	169,81	21	Май	31	171,95	3,63
Юни	30	164,02	16,89	Юни	N/A	N/A	N/A
Юли	31	98,43	10,91	Юли	N/A	N/A	N/A
Август	31	90,38	5,9	Август	N/A	N/A	N/A
Септември	30	131,76	7,87	Септември	N/A	N/A	N/A
в отоплителен сезон				в отоплителен сезон			
Октомври	31	191,92	10,45	Октомври	N/A	N/A	N/A
Ноември	30	246,29	8,56	Ноември	N/A	N/A	N/A
Декември	31	276,63	9,43	Декември	N/A	N/A	N/A
Лято 2016 г.	153	130,66	12,52	Лято 2017 г.	N/A	N/A	N/A
Сезон 16/17	211	251,45	8,6	Сезон 17/18	N/A	N/A	N/A

Фиг. 2 Емисии от NO_x и CO от ПГ ст.№ 6 в “зимен” и “летен” сезон на работаФиг. 3 Емисии от NO_x и CO от ПГ ст.№ 7 в “зимен” и “летен” сезон на работа

Фиг. 4 Емисии от NO_x и CO от ПГ ст.№ 8 в “зимен” и “летен” сезон на работаФиг. 5 Емисии от NO_x и CO от ПГ ст.№ 9 в “зимен” и “летен” сезон на работа

Набелязани мерки за удължаване на експлоатационния срок на енергийните парогенератори в ТЕЦ “София”

Както е видно представените данни за емисиите на отделните парогенератори в ТЕЦ “София”, емисиите от азотни оксиди NO_x са по големи от 100 mg/Nm^3 , каквато ще бъде пределно допустимата норма от 2020 г. За да се постигнат новите по строги норми за NO_x , парогенераторите трябва да се модернизират. Ръководството на ТЕЦ “София” има следните планове за всеки от тях:

- ПГ ст. № 6 е към края на експлоатационния си период. Именно поради тази причина за него не се предвиждат реконструкции. Очаква се той да работи до 2020г., но при възможност той ще се експлоатира и след това.
- ПГ ст. № 7 е изведен от експлоатация през 2017г с цел реконструкция, осигуряваща редуциране на NO_x в съответствие с европейските норми. Основната идея е цялостна подмяна на елементите с изключение на барабаните и носещите конструкции. След прилагане на съответните мероприятия се очаква работния ресурс на ПГ да нарасне от 50 000 часа до 100 000 часа. Инвестицията е предвидена от инвестиционен фонд „Козлодуй“.
- Планира се временно извеждане от експлоатация и на ПГ ст. № 8 и извършване на подобна реконструиране, като тази на ПГ ст. № 7.
- След извършени проучвания ПГ ст. № 9 остава да работи още 200 000 часа. Има предложение на ИИХ – БАН имащо за цел снижаването на NO_x емисиите, което да се постигне, чрез премахване на въздухоподгревателя. Резултатът от това е редуциране температурата на подавания въздух за горене. Според световни литературни източници това ще доведе до понижаване на получените “термични” азотни оксиди. Същевременно ще се влоши коефициента на полезно действие на котела, което от своя страна може да бъде компенсирано чрез допълнително вграждане на четири нови топлообменника, а именно:
 - Контактни економайзера: 2 броя;
 - Овлажнителна колония: 1 брой;
 - Повърхностен топлообменник: 1 брой.

Задачата на тези топлообменници е, както утилизация на изпуснатата от котела топлина, така и подготовка на въздуха за изгаряне (подгръване до 41°C и допълнителното обогатяване с водни пари до $0,07 \text{ kg/kg}$).

Анализи и изводи

От представените в доклада данни за работите на енергийните парогенератори в ТЕЦ “София”, е видно че, през отоплителния сезон, емисиите от азотни оксиди NO_x , са в интервала от 176 mg/Nm^3 за ПГ ст. № 8, до 238 mg/Nm^3 за ПГ ст. № 6. През летния режим на работа на котлите NO_x се изменя в интервала от 90 mg/Nm^3 за ПГ ст. № 6 и ст. № 8 до 130 mg/Nm^3 за ПГ ст. № 9.

Таблица 4

Величина		Дименсия	ПГ ст. № 6	ПГ ст. № 7	ПГ ст. № 8	ПГ ст. № 9
Зимен режим	$D_{\text{пп}}$	t/h	180	165	165	185
	NO_x	mg/Nm^3	238	186	176	229
	CO	mg/Nm^3	11	5	8	6
Летен режим	$D_{\text{пп}}$	t/h	150	140	155	160
	NO_x	mg/Nm^3	90	120	90	130
	CO	mg/Nm^3	8	5	9	7

Значителното намаляване на емисиите от азотни оксиди NO_x през летния режим на работа на котлите се дължи на следните фактори:

- Намаленото паропроизводство;
- Подаването на организиран въздух за горене с околна температура (не работят въздухоподгревателите).

Видно е че, екологичните норми за азотни оксиди NO_x , които от 2020 г. ще бъдат 100 mg/Nm^3 , няма да могат да се постигнат без да се направи значителна реконструкция на съществуващите мощности в ТЕЦ „София“.

Литература

1. Техническа документация на ТЕЦ „София“.
2. Данни от система за непрекъснат мониторинг на ТЕЦ „София“.
3. Регионален доклад за състоянието на околната среда през 2016 година.
4. Комплексно разрешително на „Топлофикация София“ ЕАД.

маг. инж. Стоил Русев, ТУ-София, катедра „Топлоенергетика и ядрена енергетика“, е-mail: stoil.rusev@abv.bg

проф. д-р Тотю Тотев, ТУ-София, катедра „Топлоенергетика и ядрена енергетика“, е-mail: t-totev@tu-sofia.bg

гл. ас. д-р Борислав Игнатов, ТУ-София катедра „Топлоенергетика и ядрена енергетика“, е-mail: b_ignatov@tu-sofia.bg

Изследване на консумацията на топлинна енергия в жилищна сграда при реконструкция на вътрешна инсталация за отопление

Асен Асенов, Вергилия Дъбова

При реални условия е направено сравнение на консумацията на топлинна енергия от сграда в режим на етажна собственост. Резултатите представят изменението на количеството енергия за сградна инсталация на сграда, с извършена реконструкция на вътрешната инсталация за отопление, от вертикален в хоризонтален вид.

Ключови думи: отоплителна инсталация, индивидуален топломер, енергия за сградна инсталация

Study of consumption of heating energy in a residential building with reconstruction of the internal heating system

Asen Asenov, Vergiliya Dabova

Under real conditions, is made a study of the consumption of heating energy of a building in condominium mode. The results represent the change of the amount energy for common heating of the system of a building with a reconstruction of the internal heating system from a vertical to a horizontal one.

Keywords: heating system, individual heating meter, common heating system energy

Въведение

С Постановление № 18 от 02.02.2015 на Министерски съвет е приета Национална програма за енергийна ефективност на многофамилни жилищни сгради, която цели постигане на по-високо качество на жизнената среда, чрез:

- намаляване на разходите за енергия при по-високо ново на енергийна ефективност;
- подобряване на експлоатационните характеристики и удължаване живота на сградите;
- осигуряване на жизнена среда съобразена с критериите за устойчиво развитие.

Основните дейности по Програмата са конструктивно възстановяване, обновяване на общите части, изпълнение на конкретно предписани мерки за енергийна ефективност и дейности съпътстващи изпълнението на мерките.

Редица сгради успяват със собствени сили да ремонтират сградите си, като целта им съвпада с тази на Програмата.

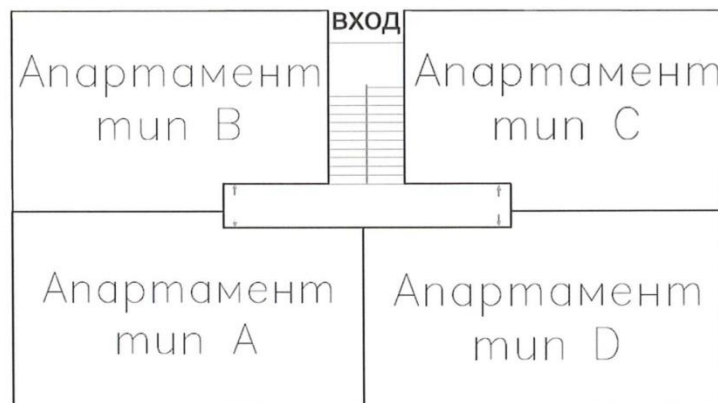
По аналогия, една многофамилна жилищна сграда, която не е одобрена за финансиране по Програмата, успява със собствени сили и съвместно с ЕВН България Топлофикация ЕАД да изпълни мярка по енергийна ефективност, а именно да реконструира вътрешната инсталация за отопление от вертикален в хоризонтален тип.

Сградата

Сградата, предмет на реконструкция на вътрешна отоплителна инсталация, е ситуирана в централната част на гр. Пловдив. Построена е през 1975 г. като се състои от 7 жилищни етажа с по 4 апартамента.

Присъединяването на сградата към градската топлопреносна мрежа е извършено чрез изграждане на отклонение към съществуваща групов абонатна станция в съседен жилищен блок. Вътрешната отоплителна инсталация е била изпълнена от 16 стоманени вертикални щранга, свързани по схема „Тихелман“ към общото отклонение от абонатната станция.

Сградата има изградена и инсталация за гореща вода за битови нужди също от груповата абонатна станция.



Фиг. 1 Схема на типов етаж

Таблица 1

Инсталирана мощност на отоплителните тела

Тип	Мощност	Брой
-	W	-
A	2080	1
A	1860	2
A	490	1
Общо	6290	W

Тип	Мощност	Брой
-	W	-
D	2080	1
D	1860	2
D	490	1
Общо	6290	W

Тип	Мощност	Брой
-	W	-
B	2080	1
B	2070	1
B	1860	1
B	660	1
Общо	6670	W

Тип	Мощност	Брой
-	W	-
C	2080	1
C	2070	1
C	1860	1
C	660	1
Общо	2080	W

При реконструкцията са изградени самостоятелни отклонения за всеки един имот, снабдени с индивидуални табла, където се осъществява отчитането на топлинна енергия посредством монтирани апартаментни топломери.

Изградена е самостоятелна абонатна станция за сградата, като по този начин тя става самостоятелен обект на разпределяне на топлинната енергия за отопление и битова гореща вода. Връзките към груповата абонатна станция са премахнати за обезопасяване на инсталацията и предотвратяване на нерегламентирано ползване на топлинна енергия.

Разпределение на топлинна енергия

Съгласно Наредба 16-334 за Топлоснабдяването, когато към една абонатна станция са присъединени повече от една сгради, какъвто е разглеждания случай, количеството доставена топлинна енергия се разделя между тях по контролни топломери и водомери за топла вода или пропорционално на инсталираната мощност на сградните инсталации.

Вътрешната инсталация за отопление на жилищния блок на ул. „Хан Кубрат“ 8 е позволявала отчитане на топлинната енергия чрез инсталирани контролен топломер и водомер на самостоятелното за сградата отклонение.

Независимо от фактическо разделяне на двата жилищни блока, разпределението на топлинната енергия между самостоятелните обекти в разглежданата сграда се осъществява с прилагане на чл. 61 (1) от Наредбата, а именно по методиката за дялово разпределение на топлинна енергия между клиенти в града – етажна собственост посредством ежемесечно отчитане на водомери за топла вода и индивидуални разпределителни устройства монтирани на отоплителните тела.

Разпределителното устройство сумира индивидуално консумираната от съответното отоплително тяло топлинна енергия за конкретния отчетен период. Топлинната енергия за сградна инсталация се изчислява на база данни от разпределителните устройства, водомерите за топла вода, общия водомер и топломер за сградата като крайната сума се разпределя между всички консуматори в сградата.

След реконструкцията, съобразено с Наредба 16-334, отчитането и разпределението на енергия за отопление се осъществява чрез индивидуални топломери, монтирани на всеки имот – индивидуален обект от сградата – етажна собственост.

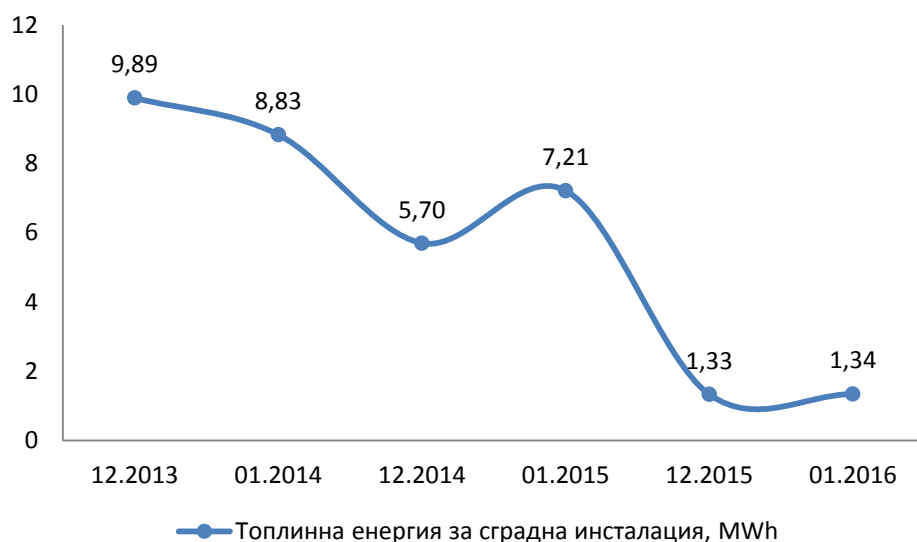
Изследвания

За разглеждания обект са снети данни за консумирана топлинна енергия за сградна инсталация за отоплителни сезони 2013/2014, 2014/2015 и 2015/2016.

Реконструкцията е извършена през 2015 г. преди старта на отоплителния сезон, което дава база за сравнение с данни за цял сезон след промяна на вътрешната инсталация и съответно методът на отчитане и разпределяне на топлинната енергия в сградата.

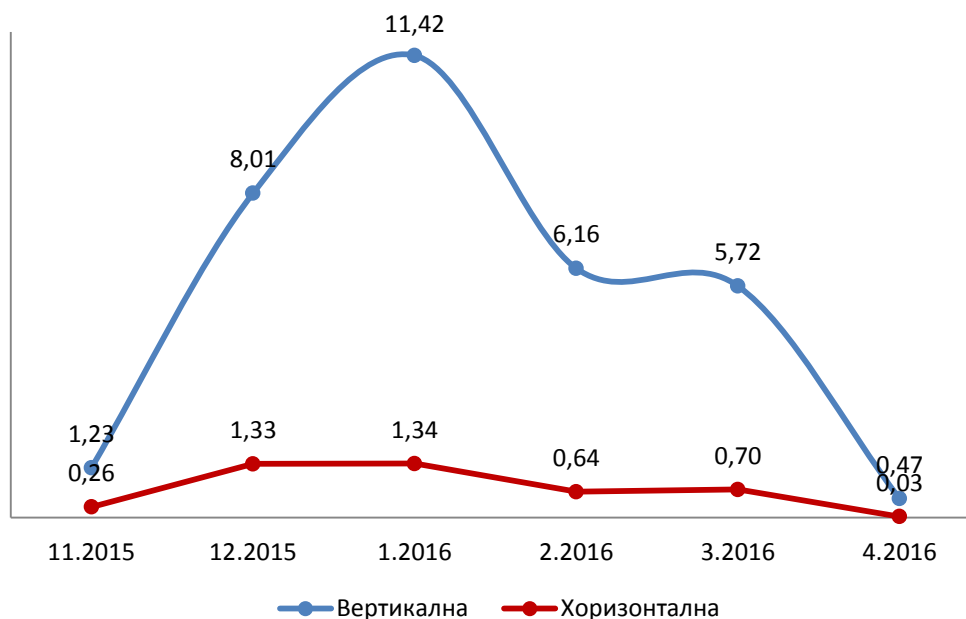
Тъй като след реконструкцията, консумираната енергия за отопление от отделните имоти лесно се отчита чрез апартаментни топломери и самата консумация за отопление строго зависи от навиците на ползвателите, показаните резултати се отнасят само до топлинна енергия отдадена от сградната инсталация.

Фигурата по-долу представя данни за консумация на топлинна енергия за сградна инсталация, отчетени от дружеството за дялово разпределение за идентични зимни месеци от няколко последователни отоплителни сезона.



Фиг. 2 Топлинна енергия за сградна инсталация за минали периоди, MWh

С цел подробно разглеждане на данните от цял отоплителен сезон, бе направено сравнение между действителните отчетени данни за топлинна енергия за сградна инсталация за поредните месеци от отоплителен сезон 2015/2016 след реконструкция, с изчислени такива за същия период преди реконструкция, с отчитане на денградусите за цитирания период.



Фиг. 3 Консумация на топлинна енергия за сградна инсталация, MWh

Заклучение

Намаляването на топлинната енергия за сградна инсталация се дължи главно на по-добрите топлофизични характеристики на новите тръби, качествената изолация в общите части и по-малкото трасе в общите части, поради преустановяване на захранване на сградата от груповата абонатна станция.

Новият вид инсталация не променя метода на изчисление на количеството топлинна енергия за сградна инсталация, но помага на отделните потребители сами да следят и контролират количеството топлинна енергия за отопление.

Реконструкция на вътрешната инсталация за отопление в жилищни сгради в режим на етажна собственост е единствено изпълнимо при съгласие на всички потребители присъединени към дадена абонатна станция, независимо от броя на отделните сгради.

Литература

1. Наредба № 16-334 от 6 април 2007 г. за топлоснабдяването
2. www.evn.bg

доц. д-р Асен Асенов, ТУ–София, катедра „Топлоенергетика и ядрена енергетика“, е-mail: a.asenov@tu-sofia.bg

маг. инж. Вергилия Дъбова, ТУ–София, катедра „Топлоенергетика и ядрена енергетика“, е-mail: vergilia.dabova@gmail.com

Калибриране на гама плътномери

Мариела Младенова, Асен Асенов

Калибрирането на радиоизотопните плътномери може да бъде направено по 3 начина. Като изборът зависи от условията в производственото предприятие, контролираната среда и желаната прецизност на измерването. В случая измервателният уред е инсталиран на тръбопровод, по който отпадъците от предприятието се отвеждат към хранилище. Използваният метод за калибриране е едноточков.

Ключови думи: радиоактивност, плътност, източник, детектор, калибриране

Calibration of gamma densitometers

Mariela Mladenova, Asen Asenov

Three types of radioisotope densitometers calibration are possible. The calibration method choice depends on the process conditions, the medium and the desired precision of the measurement. In this case, the measuring gauge is installed on a pipeline where the mining waste from the plant is taken to a tailing pond. The calibration method used for this gamma densitometer is one-point calibration.

Keywords: radioactivity, density, source, detector, calibration

Въведение

Класическите методи за измерване обикновено изискват контакт с контролираната среда, което затруднява технологичния процес и не позволява автоматично регулиране на плътността в определени граници. Ето защо радиометричният метод за измерване намира все по-голямо приложение и е един от предпочитаните методи за измерване на процесните характеристики в различни производства на химическата промишленост, нефто- и газодобивната промишленост, хранително-вкусовата промишленост, фармацевтичната промишленост, обработка на отпадъчни води, производството на енергия и др.

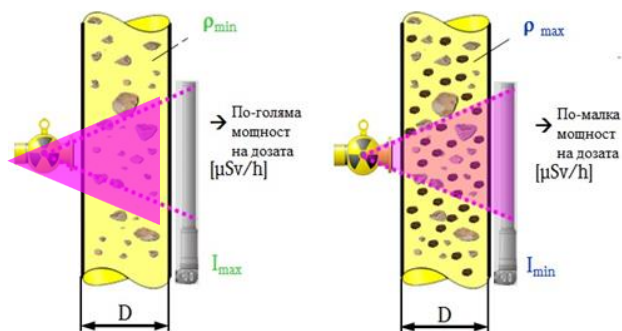
Измерването с радиационни сензори е безконтактно, което не налага ограничения на измерваната среда. За разлика от много други измервателни методи, при радиометричния метод може да се гарантира надеждно измерване дори и при екстремални условия – високи температури, високо налягане, токсичност, корозионни среди и др.

Лесното инсталиране на сензорите е също едно от предимствата им. Фактът, че не е нужен контакт с измерваното вещество, дава възможност те да бъдат поставени както на новостроящи се инсталации, така и на съществуващи вече такива.

Радиометричната измервателна система се състои и от източник, разположен в защитен контейнер и детектор, състоящ се от сцинтилационен кристал (или друг вид сцинтилиращ материал), който е в оптична връзка с фотоумножител, непосредствено към цокъла на фотоумножителя е монтиран делител на напрежение и често непосредствено след него има предусилвател (ПУ). Всички изброени елементи заедно с ПУ са затворени в непроницаем за светлина кожух, от който излизат само кабелите до високоволтовото захранване на ФЕУ и до спектрометричните блокове.

Принцип на работа

Принципът на измерване на гама-плътномер се основава на излъчване на гама лъчи от източник на йонизиращо лъчение, които отслабват при преминаването им през тръбопровода и пролъчваната среда. Детектор, разположен от другата страна отчита това отслабване. Степента на затихване зависи основно от плътността на измерваната среда, минаваща през тръбопровода. При по-голяма плътност, детекторът отчита по-малка мощност на дозата. По този начин може да бъде определена плътността, без да е необходим контакт с измерваната среда.



Фиг. 1 Принцип на измерване на гама-плътномер

Принципът на измерване се основава на закона за отслабване на интензивността на йонизиращите лъчения при преминаването им през веществото (Фиг. 1).

Степента, до която тя се намалява е в зависимост от геометрията на съда/тръбата и от плътността на продукта.

$$I = I_0 \cdot \exp(-\mu \cdot \rho \cdot D),$$

(1)

Където:

μ – линеен коефициент на отслабване, m^2/kg ;

I – импулс, c/s;

ρ – плътност на средата, kg/m^3 ;

D – вътрешен диаметър на тръбата, m.

Гама-плътномерите се използват за измерване на плътност на течности, както и на смеси от течности и твърди частици, движещи се по тръбопровода. Подходящи са и за специфични флуиди като пулпове и суспензии.

Радиационният плътномер може да бъде инсталиран под ъгли 90° , 45° и 30° , както и на различни съдове. Инсталирането зависи от геометрията на тръбопровода, желаната точност на измерване и някои икономически аспекти. 90° инсталиране е идеално за тръби с голям диаметър, при което може да се използват източници, които са слабо активни, тъй като гама-лъчите ще изминат по-малък път. 45° и 30° инсталиране е подходящо при малък диапазон на измерване за да се постигне висока точност. Поставянето на плътномера на S- и U-образни тръби се инсталира при малки диаметри и малки разлики в плътностите.

Данни за обекта и технически характеристики

Обектът, където ще се използва гама-плътномер е хвостохранилище. Измервателният уред е инсталиран на тръбопровод, по който отпадъците от предприятието се отвеждат към хранилището. Плътномерът е монтиран извън работните помещения, на открито. Информацията за обекта, който ще се измерва е представена в Табл. 1.

Таблица 1

Характеристики на измерваната среда

Параметър	Стойност
Продукт / Контролирана среда	Хвост
Min. плътност	1 g/cm ³
Max. плътност	2 g/cm ³
Диаметър на тръбопровода	813 mm

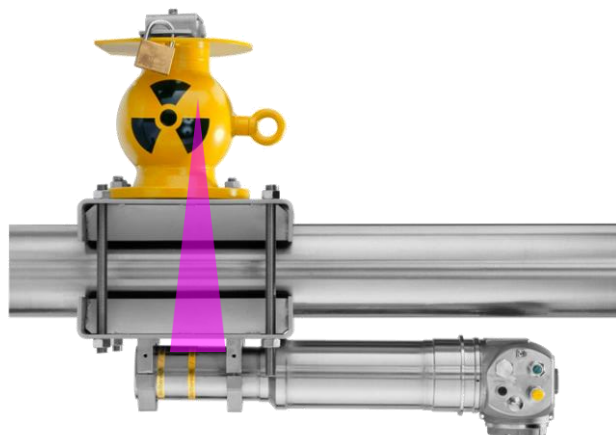
Радиационният плътномер се състои от точков източник, поставен в защитен контейнер и детектор, състоящ се от сцинтилатор, фотоелектронен умножител (ФЕУ), делител на напрежение и електронна част.

Използваният радионуклид е Cs^{137} , който има период на полуразпад над 30 години. Това позволява продължителна работа на установката без замяна на източника. Радиоактивният източник е разположен в защитен контейнер, който пропуска много тесен сноп гама лъчение само в посоката, накъдето е необходимо за да работи системата.

Във всички други посоки интензивността на лъчението е намалена чрез поглъщане 3100 пъти. Контейнерът има устройство, чрез което може да се отваря и затваря работният сноп гама лъчение. Предвидено е работният сноп да бъде насочен в посока отгоре-надолу, за да може, след като е преминал през тръбопровода, да се погълне в почвата.

Използваният детектор е със сцинтилатор 50x50 NaI. Сцинтилаторът трансформира енергията на заредената частица в светлина. А поставеният след него фотоелектронен умножител преобразува светлинния импулс в електрически. Тъй като сигнала от изхода на фотомножителя е много слаб, той трябва да се усили от импулсен предусилвател. Така усиления импулс се подава на Дискриминатор. Дискриминаторът сравнява входния импулс с две опорни напрежения и ги разпределя на две групи. Едната група импулси е с по-ниска, а другата с по-висока амплитуда от опорните напрежения. Импулсите с по-ниски амплитуди се елиминират от по-ниското референтно ниво на дискриминатора (LLD) и в повечето случаи импулсите с по-високи амплитуди се елиминират от по-високото референтно ниво на дискриминатора (ULD). Импулсите излизащи от Дискриминатора допълнително се преобразуват от Формировател на импулси с цел да бъдат правилно прочетени от поставения в края брояч.

В Табл. 2 са дадени характеристиките на използваната система за измерване на плътност.



Фиг. 2 Радиоизотопен плътномер

Таблица 2

Характеристики на радиоизотопния плътномер

Параметър	Стойност
Излъчвател/Източник	Cs^{137} , 29.6 GBq
Контейнер	86 kg, Ø 22 mm
Сцинтилатор	NaI 50x50
Чувствителност към Cs^{137} (c/s)/(µSv/h)	1250
Температурен диапазон	-40 до +60 °C
Изходен сигнал	4 до 20 mA
Захранване	220 VAC

Калибриране

1. Въвеждане на основните параметри / Подготовка за калибриране

Първата стъпка е въвеждането на дата и час. Правилната дата е важна от гледна точка на автоматичната компенсация на разпада на изотопа. Тъй като активността на източника намалява с течение на времето, калибрационните импулси ще се компенсират автоматично. Датата и часът спомагат и за проверка на правилното функциониране на детектора: при наличие на грешка, лесно може да бъде проверено точното време на възникване.

Следващата стъпка е избирането на нуклида, който се използва в системата. При радиоизотопните плътномери се използват източници на гама лъчи. Най-често използваните радионуклиди са Cs^{137} и Co^{60} , но също така приложение намира и Am^{241} . Въвеждането на изотопа е нужно за компенсирането на разпада. В конкретния случай е избран изотопа Cs^{137} .

Следващите няколко стъпки са свързани с режима на работа на системата. Трябва да бъдат въведени данни за това дали тя ще работи самостоятелно или за нуждите на измерването са включени няколко броя системи (Master-Slave), избор на режим на измерване (т.е. дали ще бъде измервано ниво, нивосигнализиране или плътност), избор на единица за измерване, минимална и максимална стойност на плътността. Също така се въвеждат диаметър на тръбопровода и измервателната единица. Тази информация е важна за изчисление на пътя на лъчите. За стандартна инсталация 90° , пътят е равен на диаметъра на тръбопровода. При друг тип инсталации 30° и 45° се взема предвид ъгълът на инсталиране. А при избор на U-образна схема, се взема дължината на тръбопровода. В случая, поради големия диаметър на тръбопровода е избрано 90° инсталиране (Фиг. 3).



Фиг. 3 Монтаж на плътномера

Следва въвеждане на времето на отклик, т.е. времето, за което измерваната величина преминава от една към друга стойност. Времето за реакция зависи от процесните условия. С увеличаване на времето на отклик, измерваната стойност е значително по-стабилна, но същевременно и по-бавна. По-голям интервал се препоръчва при силно колебаещи се стойности или на места където се използват бъркалки. По-малък интервал се препоръчва при бързо променящи се стойности, за да се постигне по-голяма точност на измерването. Възможният обхват е от 1 до 999 s. За измерване на плътност се използва Време за реакция от 60 s.

2. Видове калибриране

Калибрирането на радиоизотопния плътномер може да бъде направено по 3 начина. Като изборът зависи от условията в производственото предприятие, контролираната среда и желаната прецизност на измерването. Калибриране може да се направи на базата на една измервателна точка, на две точки или на много точки, т.е. може да бъде извършено еноточково, двуточково или многоточково калибриране.

Едноточковото калибриране се използва, когато е възможно да се измери само една стойност на плътността или плътността на веществото е в много близки граници. За целта трябва да бъдат въведени следните параметри:

- измерената двойка (импулси и плътност);
- коефициент на абсорбция;
- дължината на абсорбция.

За да не бъде допусната грешка при калибрирането, е нужно въведената плътност да бъде прецизно измерена.

Двучетковото калибриране е препоръчително при измерване на плътност на веществата. Двете измерени точки, дават възможност да бъде построена правилно линейната зависимост на импулсите от плътността на продукта.

Многоточковото калибриране се предпочита при измерване на вещества с различна плътност, която варира в широки граници, както и за прецизно измерване. Точките за калибриране трябва да са разположени възможно най-далеч една от друга и да бъдат равномерно разпределени по обхвата на измерване. След въвеждането им, уредът автоматично изчислява параметрите I_0 и μ .

3. Калибриране на системата

В конкретния случай е избрано едноточково калибриране, тъй като плътността на веществото не варира в големи граници.

След въвеждане на основните параметри (описани в т. 1) е набран естественният радиационен фон. При затворен защитен контейнер, детекторът отчита 223 cps. Използвано е максималното време за набиране, $t_{bgr} = 1000$ s.

За постигане на максимална точност на изчисление на стойността на плътността, в продължение на 1 h, са сравнявани измерените стойности от апаратурата с измерената плътност от представителни проби.

Използваният метод за лабораторно измерване на плътността е гравиметричен метод за измерване на представителни проби. Вземата проба се поставя в колба с обем 1 l. След което запълненият съд се поставя на везна за измерване на масата на веществото. По познатата формула се изчислява плътността на пробата:

$$\rho = \frac{m}{V}, \text{ kg/m}^3, \quad (2)$$

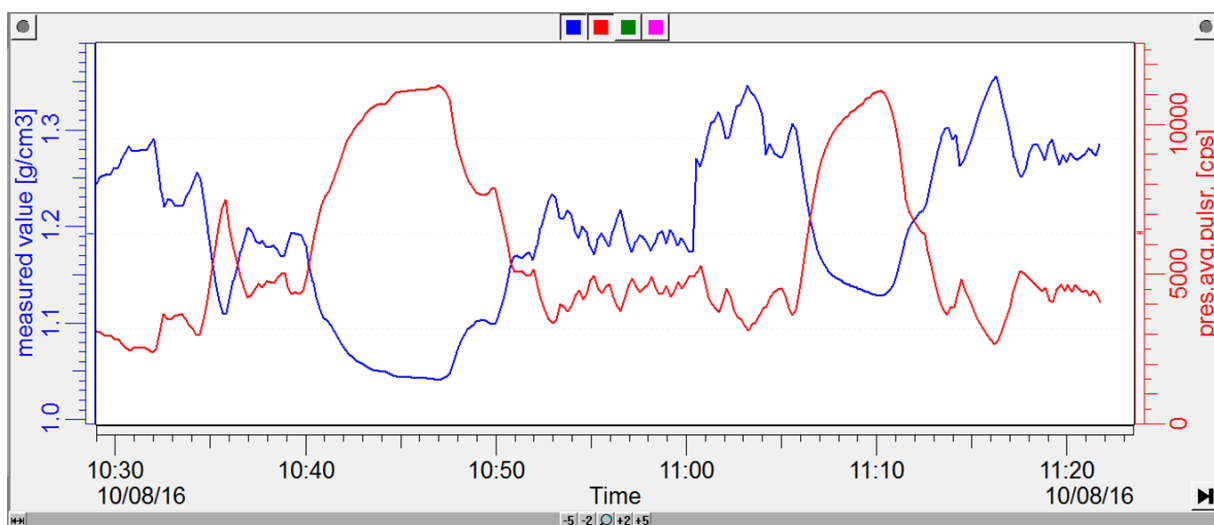
Където:

m – масата на веществото, kg;

V – обем на веществото, m^3 .

Като спомагателна апаратура е използван ултразвуков разходомер, с който да бъде следен разходът на контролираната среда по време на калибрирането. Нуждата от това измерване произтича от невъзможността на предприятието да подава постоянно количество отпадъци, което от своя страна е от изключително значение за правилното калибриране на системата.

Промяната в плътността на веществото, отчетена с радиоизотопния плътномер, по време на калибрирането е представена на следващата графика.



Фиг. 4 Измерената плътност и импулсите от Радиометричния плътномер

Получената средна стойност на плътността на хвоста, минаващ през тръбопровода е 1.3 g/cm^3 . В Табл. 3 са показани крайните стойности на въведените параметри при калибрирането.

Таблица 3

Въведени калибрационни параметри

Параметър	Стойност
Естествен радиационен фон	223 cps
Плътност на средата	1.3 g/cm^3
Получени импулси	3800 cps
Коеф. на абсорбция	$7.7 \text{ mm}^2/\text{g}$
Референтна стойност на импулсите	31678 cps

След въвеждане на крайните стойности, за да бъде проверено правилното функциониране на системата е направено още едно измерване на плътността. При плътност от 1.2859 g/cm^3 , уредът регистрираше 4156 cps.

Заклучение

Измерването на плътност в реално време позволява лесно да бъде определен масовия дебит на дадено вещество в технологичния процес на предприятието. Правилното калибриране на измервателната система е важно за точното му измерване. Контролирането при запълване на даден обем, в конкретния случай – хвостохранилище, е от изключителна важност както за работата на самото предприятие, така и за опазването на околната среда.

Литература

1. Endress+Hauser, Radiometric Measurement.
2. Berthold Technologies, Density, Concentration and Solids Content Brochure.
3. Агенция за ядрено регулиране, Ръководство за радиационна защита при дейности с уреди за технологичен контрол, РР-12/2016.
4. Endress+Hauser, Description of Device Functions Gammapiot M FMG60, BA00287F/00/EN/13.12.
5. Berthold Technologies, Operation Manual LB 480, 54733-30BA2D, 2016.
6. Weighing Technology, Manual of Weighing Applications, 1999.

маг. инж. Мариела Младенова, ТУ-София, катедра „Топлоенергетика и ядрена енергетика“, e-mail: m.mladenova@tu-sofia.bg

доц. д-р Асен Асенов, ТУ-София, катедра „Топлоенергетика и ядрена енергетика“, e-mail: a.asenov@tu-sofia.bg

Технологии за обработка на битови отпадъци за енергийни нужди

Динко Кънев

В настоящата статия е направен обзор на съществуващите технологии и системи за третиране на битови отпадъци, за генерация на топлинна и електрическа енергия. Поради огромния обем и многообразието на видовете отпадъци, продукт на човешката дейност, управлението на отпадъците е от съществено значение за устойчивото развитие на световното население и опазването на околната среда.

Ключови думи: отпадъчни горива, съвременни технологии за обработка

Municipal waste treatment technologies for energy production

Dinko Kanev

The present paper summarizes the current technologies and systems for heat and energy production from wastes treatment. Due to the large volume and diversity of the wastes derived from human activity, waste management is key to sustainable progress and environmental protection.

Keywords: waste fuels, current treatment technologies

Въведение

Твърдите отпадъци са неизбежен продукт от човешката дейност. В тази категория попадат твърди битови и промишлени отпадъци, строителни отпадъци, отпадъци от търговски обекти, сухи селскостопански отпадъци, биомаса, използвани гуми и каучукови изделия, органични материали със сравнително по-висока влажност (утайки от ПСОВ, хранителни и растителни отпадъци) и др. Съвременните общества и индустрии се стремят към намаляване на количествата произведени твърди битови отпадъци (ТБО) и все по-активно разделно събиране, сепариране и рециклиране. Дори след рециклиране или предварителна обработка за получаване на модифицирано гориво (RDF), остава значителен обем неретикулируем твърд отпадък, който се налага да бъде депониран. Поради недостигът на пространство за депониране в световен мащаб и негативните ефекти върху околната среда, все повече държави разработват програми за оползотворяване на твърдите отпадъци, като с най-голямо значение е потенциалът за производство на електроенергия или когенерация.

Съществуват редица методи за производство на енергия от битови отпадъци, които се различават по технология, начин на изпълнение, капацитет, ефективност, икономическа рентабилност и ефект върху околната среда. Основно методите могат да се разделят на термохимични (сред които най-широко приложение намират - директното изгаряне, високотемпературно изгаряне или инсинерация, пиролиза, газификация [1], плазмени технологии [2], а по-рядко и хидриране и комбинация от някои от тези методи) и биологични. При биологичните методи се разграничават два типа процеси – протичащи с участие (аеробни) или в отсъствие (анаеробни) на кислород, като към аеробните се причисляват компостирането, а към анаеробните (известни още като биогазификация) – анаеробното разграждане, анаеробната ферментация и др.

Видове технологии за третиране на отпадъчни горива

Голямото разнообразие във вида и състава на отпадъците, както и характера и съдържанието на вредни вещества в тях, определя многообразието от методи и съоръжения за тяхното термохимично третиране [3]. Общото за различните процеси е провеждането им при температура над 300°C за обезвреждане и/ли оползотворяване на твърдите битови отпадъци за добив на енергия и/ли вторични суровини. На термично третиране се подлагат смесени твърди отпадъци с различен състав и отделяните от тях чрез механично сортиране горивни компоненти, както и разделно събраните горими, но неретицирани твърди отпадъци. Най-често използвани в практиката са методите директно изгаряне/ инсинерация, пиролиза, газификация и плазмени технологии [4].

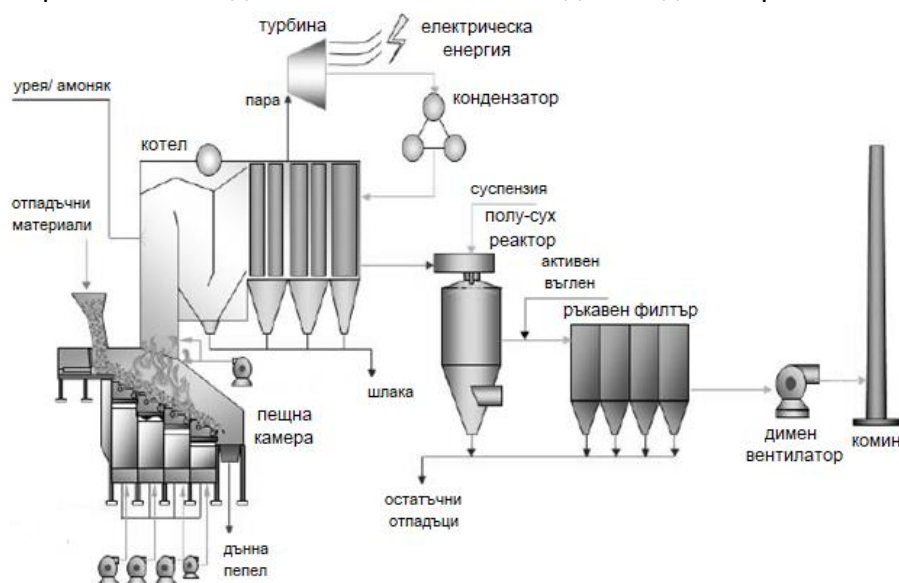
1. Директно изгаряне

При термичното третиране на битовите отпадъци с цел оползотворяване на енергията се прилагат два основни подхода: изгаряне без предварително сортиране по вид (освен отстраняването на по-обемистите отпадъци) и изгаряне на отделни фракции отпадъци с висока калоричност. Несортираните битови отпадъци обикновено се изгарят в пещи при температура над 800 °C. Отделената при изгарянето енергия може да се използва за производство на електроенергия или за отопление. Изгарянето на сортирани отпадъци включва предварително сепарирание на негоримата част от твърдите битови отпадъци (метали, стъкло и др.) и преработването на останалата част чрез сушене и брикетирание. По този начин калоричността нараства 2-3 пъти и намалява общия обем за термично третиране.

В практиката се използват различни видове пещи за изгаряне на отпадъците – скарни, с ротационни пещи и с кипящ слой. За постигане на по-високи температури на горене понякога се комбинира изгаряне на отпадъци с други горива – въглища, течни горива или природен газ.

При изгаряне с пълно окисление, основните съставни на димните газове са водните пари, азот, въглероден диоксид и кислород. За ефективно окисление по време на горивния процес е необходимо достатъчно количество кислород. Стехиометричното количество въздух варира от 1,2 до 2,5 според вида на пещната камера и типа гориво – твърдо, течено или газообразно. В голяма част от случаите, енергията им надвишава процесните изисквания, което може да се отрази на енергогенерирането. В зависимост от състава на изгаряните материали и от работните условия, се формират или остават в малки количества CO, HCl, HF, HBr, HI, NOx, SO₂, ЛОС (летливи органични съединения), фурани, диоксини и тежки метали. Отделят се и значителни количества твърди частици. Поради това, тази технология е в състояние да доведе до сериозни вреди за околната среда, но влиянието ѝ може да се ограничи в известни граници, ако се комбинира с оползотворяване на получената енергия, контрол на емисиите и подходящ метод за изхвърляне на крайния неизползваем отпадък. В зависимост от температурата по време на горенето, летливи тежки метали и неорганични компоненти (например соли), частично или изцяло се изпаряват като се пренасят от суровото гориво в димните газове и летящата пепел. Образуват се минералният остатък в летящата пепел (прах) и по-тежка твърда пепел (дънна пепел). Делът на дънната пепел варира в големи граници, в зависимост от типа на отпадъчното гориво и дизайна на системата за изгаряне. При инсинераторите за твърди битови отпадъци, дънната пепел представлява 25 до 30 % от масата на твърдия отпадък. Допълнителна обработка може да подобри характеристиките на пепелта като обуславя и възможност за утилизацията ѝ в циментодобива. Летящата пепел от своя страна има много по-малък масов дял – от 1 до 5 %. "Имобилизирането" на летящата пепел е наложително, за да се осигурят безопасни условия за депонирането ѝ. Принципова схема на един инсинераторна енергийна инсталация е показана на Фиг. 1. Технологията включва следните операции: постъпване на отпадните материали, съхранение, предварителна обработка (на самата площадка или преди това), подаване на горивото, термична обработка на отпадъците, усвояване и конверсия на енергията (примерно в котел), почистване на димните газове/ обработка на остатъчните продукти/ отвеждане, мониторинг и контрол на емисиите,

контрол и преработка на отпадните води (чрез дренажи, съхранение и др.), управление и обработка на дънната пепел, отвеждане/ депониране на твърдия негорим остатък.



Фиг. 1 Принципна схема на енергийна инсинераторна инсталация

Детайлното проектиране на тези инсталации ще се влияе от типа на използваното отпадъчното гориво (елементен състав и физико-химични характеристики).

Директното изгаряне на отпадъци има някои съществени недостатъци като например неконтролируемото отделяне на вредни вещества в околната среда. Въпреки очистването на димните газове по различни методи, технологията все повече се възприема като не неефективен начин за тяхното третиране.

2. Пиролиза

Пиролизата представлява термично разпадане на вещества при пълна липса на окислителен агент или при наличието на такъв, но в ограничени количества. Осъществява се при относително ниски температури - $400^{\circ}\text{C} \div 900^{\circ}\text{C}$ като обикновено са около 700°C . Получават се три продукта: пиролизен газ, пиролизна течност и твърд кокс, относителния дял на които зависи от метода на пиролиза и работните параметри на реактора. Калоричността на пиролизния газ обикновено е между $5 \div 15 \text{ MJ/m}^3$ за ТБО и в диапазона $15 \div 30 \text{ MJ/m}^3$ за RDF. Характеристиките на основните типове пиролиза са представени в Табл.1. Конвенционалните пиролизни реактори имат една от следните конструкции: с подвижен/ неподвижен слой, с флуидизиран слой, правотокови и с ротационна пещ. Те често изискват предварителна обработка на отпадъчното гориво. Взаимодействието между голям брой термохимични процеси води до и голямо разнообразие на получените вещества. Задълбоченото познаване на характеристиките и концентрацията на отпадъците е от съществено значение – особено в случаите, при които се третират опасни материали.

Таблица 1

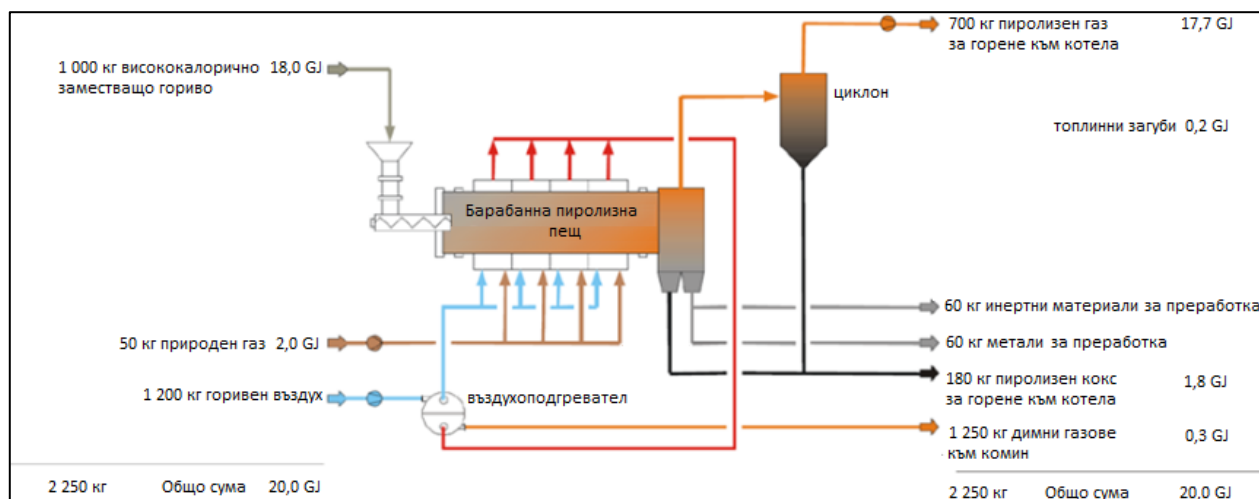
Пиролизни методи за третиране на отпадъци

Пиролизен метод	Време на престой на горивото	Калоричност на горивото	$T_{\text{max}} [^{\circ}\text{C}]$	Продукти
Карбонизация	часове до дни	много ниска	400	твърд кокс
Бавна пиролиза	5-30 минути	ниска	600	твърд кокс, пиролизна течност, газ
Бърза пиролиза	0,5 – 5,0 секунди	относително висока	650	пиролизна течност
Много бърза пиролиза на течности	< 1 секунда	висока	< 650	пиролизна течност
Много бърза пиролиза на газове	< 1 секунда	висока	> 650	химикали, горим газ
Свръх бърза пиролиза	< 0,5 секунди	много висока	1000	химикали, горим газ
Вакуумна пиролиза	2 – 30 секунди	средна	400	пиролизна течност
Хидропиролиза	< 10 секунди	висока	< 500	пиролизна течност, химикали

Приложимостта на пиролизата за добив на вторични горива или оползотворяване на отпадъчни материали, зависи от наличието на потенциални замърсители, които могат да замърсят продуктите от пиролизата и да ги направят трудни за усвояване и дори неизползваеми – например наличието на арсен в пиролизната течност, получена от дървесина, третирана с хромирана мед арсенат, прави течността изключително трудно за употреба гориво. В допълнение към термичната обработка на ТБО и утайки, пиролизните процеси също се използват и за: обработка на синтетични отпадъци и използвани автомобилни гуми, кабели, както и метални и пластмасови материали за регенерация на ценни материали. В тези случаи също често е необходима предварителна обработка. Потенциалните предимства на пиролизата дават възможност за:

- оползотворяване на част от органичната фракция като материал/гориво (например – метанол);
- оползотворяване на кокс след преработка (например – почистване от хлор);
- по-ефективна енергийна генерация чрез употребата на газови двигатели или турбини;
- редуциране на обема димни газове от горивния процес, което води до по-ниски разходи за почистването му.

Енергиен и масов баланс на такава примерна инсталация е представен на Фиг. 2. Проектирана е, така че да може да се пригоди към съществуващи енергийни централи. Състои се от два контура непряко нагрявани барабанни пещи с прогнозен годишен разход на отпадъчно гориво от 50 хиляди тона всеки. Работната им температура е $450^{\circ}\text{C} \div 550^{\circ}\text{C}$ и оперират безкислородно с време на престой на горивото 1 час, а продуктите са кокс, пиролизен газ, метали и инертни материали. Твърдият остатък се отделя в едра фракция от желязо съдържащи и желязо не съдържащи метали. Полученият пиролизен газ се състои от H_2O , CO , H_2 , CH_4 и висши въглеводороди. Циклони обезпрашават газа, след което праховите депозити и въглеродните частици се добавят към кокса. Съществуващите котли се захранват с добавъчно пиролизно гориво, дела на което достига 10 % от топлинната мощност на пещта на пълен товар, която е $790 \text{ MW}_{\text{th}}$. Първоначално кокса се подава във въглищните бункери, смела се заедно с тях и се вдухва в пещта. Изгарянето на пиролизните продукти се осъществява при температури около 1600°C . Поради високото отношение сяра/хлор в димните газове и поради охлаждането им в следствие до около 120°C се предотвратява формирането на допълнителни диоксини. Всички токсични агенти, които не са изпарени от горивото, се свързват в топилната камера с рециклирания летлив прах и инертните материали на дъното. В зависимост от калоричността на отпадъчното гориво ($15 - 30 \text{ MJ/m}^3$) е възможно да се намали разхода на основното гориво (антрацитни въглища) в порядъка от $0,5 \div 1,0$ тон въглища за 1,0 тон отпадъчно гориво.



Фиг. 2 Топлинен и масов баланс на барабанна пиролизна пещ за битови отпадъци

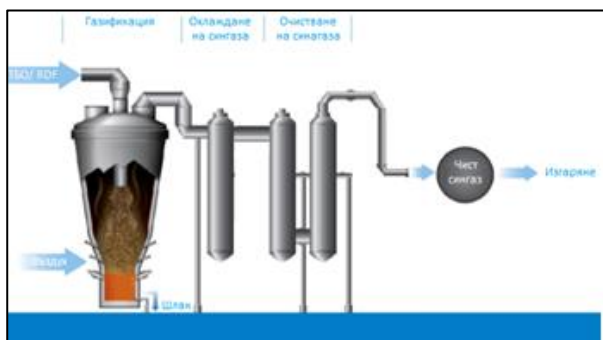
3. Газификация

Газификацията, както и пиролизата се различават от изгарянето по това, че могат да бъдат използвани за регенериране на химическата и енергийна стойност на отпадъка. Произвежданите химични продукти в много случаи могат да бъдат използвани като суровини за реализиране на други производствени процеси.

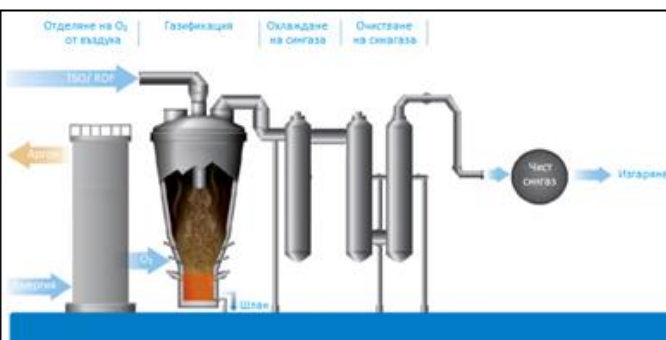
Газификацията е метод, при който органични въглеродсъдържащи материали се дисоциират при високи температури ($600^{\circ}\text{C} \div 1800^{\circ}\text{C}$) в термичен реактор под въздействието или в отсъствието на кислород за добив на синтетичен газ (известен още като сингаз). Синтетичният газ се съдържа CO , CO_2 , H_2 , H_2O , CH_4 , следи от по-висши въглеводороди като етан и етанол, инертни газове, получени от газификационния агент и различни замърсители като фини частици. Частична оксидация може да се осъществи при използването на въздух, кислород, пара, въглероден диоксид или смес от тях. Ако в термичния реактор бъде подаден въздух като оксидиращ агент вместо само чист кислород, образуваният газ ще съдържа и азотен газ. Газификацията с въздух води до сингаз с ниска калоричност с горна топлина на изгаряне $4 \div 7 \text{ MJ/Nm}^3$ (Фиг. 3), докато с кислород – газ със средно-висока калоричност с горна топлина на изгаряне $10 \div 18 \text{ MJ/Nm}^3$ (Фиг. 4). Този синтетичен газ може да се използва ефективно за генерирането на електрическа и/ли топлинна енергия и второ поколение течни биогорива. Няколко различни метода на газификация се използват в момента, приложими за утилизацията на ТБО, някои опасни отпадъци и подсушени утайки. Надеждната работа на газификационния реактор и минимизирането на формирането на катрани, изискват размера и консистенцията на отпадъчните материали, да се поддържат в определени граници. Това често налага и необходимост от предварителна обработка, което води и до по-високи разходи. С цел намаляване на произведената при газификацията пепел, както и на съдържанието на тежки метали и опасни вещества в изходния поток твърди отпадъци и съответно – отровни компоненти в изходните димни газове, в много съвременни съоръжения се използва специален метод за почистване, състоящ се от 5 етапа в определена последователност. Първият етап на процеса включва сортиране, сепариране на негоримите фракции и третиране на потока отпадъци до получаване на модифицирано RDF гориво. На вторият етап се извършва газификация на полученото гориво. Следва изгаряне на образувания при газификацията синтетичен газ в котли за рекуперация на топлина и производство на пара. Четвъртата фаза обхваща производство на електроенергия от парата в електрически генератор с парни турбини. Последният пети етап включва улавяне и почистване на димните газове от котлите за изгаряне. Допълнителни предимства от производството на енергия от твърди отпадъци чрез газификация, изпълнено в тази последователност, са повишаване на енергийната ефективност, намаляване на вредните въздействия върху околната среда и осигуряване безопасността на персонала. Характерните предимства на процесите на газификация са:

- по-малък обем газове, спрямо инсинераторите (до 10 пъти по-малко при газификация с чист кислород);
- по-малко количество отпадни води от почистването на синтетичния газ;
- преобладаващо формиране на CO , за сметка на CO_2 ;
- улавяне на неорганичните остатъци – например в шлаката при високотемпературните газификатори;
- високо работно налягане (при някои от тях), водещи до по-компактни агрегати;
- материално и енергийно оползотворяване на сингаза.

Следните типове реактори се използват в практиката: правотокови, в кипящ слой, циклонни и др. При правотоковите, в кипящ слой и циклонните, подавания за изгаряне материал трябва да бъде фино гранулиран. Поради това е необходима предварителна подготовка – особено за ТБО. Опасните отпадъци могат да се газифицират директно ако са течни или фино гранулирани.



Фиг. 3 Принципна схема на газификация на отпадъци с въздух

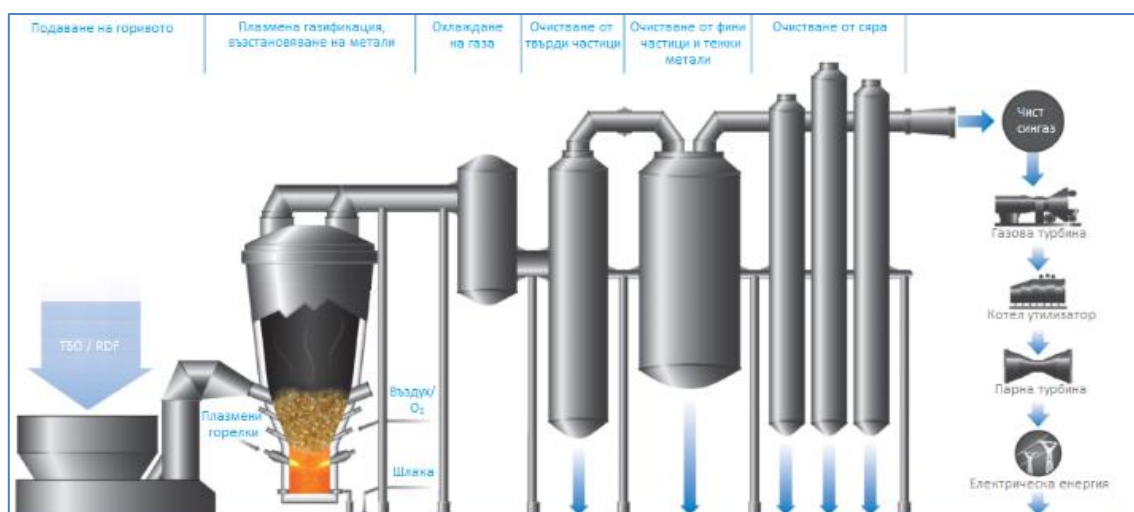


Фиг. 4 Принципна схема на газификация на отпадъци с кислород

4. Плазмени технологии

В основата на разработването на плазмената технология стои преодоляването на някои от недостатъците на съществуващите системи за термично третиране на отпадъците. С нея могат да се преработват различни видове отпадъци при максимална защита на околната среда. Технологиата е гъвкава спрямо потока отпадъци за преработка - няма изисквания към техния химически състав; отпадъците могат да не бъдат сортирани; могат да се преработват отпадъци в твърда, течна или газообразна форма, отделно или едновременно. Съоръженията за плазменото третиране на отпадъците се състоят от пет основни компонента - храняща система, плазмен реактор, система за пречистване на образуваните газове, система за управление и генератор на електроенергия. С помощта на храняща система отпадъците се подават в плазмения реактор, където в резултат на високата температура и реакционната способност на йоните се извършва много бързо разграждане на отпадъците, като се образуват газове и течна фаза. В основата на процеса е генерирането на постоянна електрическа дъга в плазмения факел, от която се пренася огромно количество енергия върху отпадъците, като по този начин се предизвиква молекулна дисоциация и необратимото им разграждане. Като резултат на изхода се получават сингаз – смес от водород и въглероден оксид, малки количества азот, въглероден диоксид, въглеводороди и подобен на обсидианта безвреден материал, който намира приложение в металургията, строителството и др. Плазмените технологии в голяма степен се доближават до безотпадъчните, тъй като постъпилите на входа отпадъци се преобразуват в суровини за производство на крайни продукти или в крайни продукти. След отделяне на полезните газови компоненти като суровина за други синтези останалите компоненти могат да се използват в затворен цикъл, при което отпада необходимостта от комин. Всички газообразни продукти, получени при третирането, след оползотворяване на енергийния им потенциал и пречистване могат да се отделят като емисии в атмосферата. Постигането на тази универсалност и пълен контрол върху процесите и образуваните вещества е позволило тези технологии да се приложат при преработването и на силно токсични отпадъци. В зависимост от енергийния източник и условията, при които се генерира плазмата, две основни групи плазма могат да се разграничат: високотемпературна или синтез, при които всички елементи са в термодинамично равновесие и нискотемпературни такива – газоразрядни. Вторият тип плазма може допълнително да се раздели на „термична“, при която се постига квази равновесие (висока плътност на електроните и температура на плазмата в диапазона 2 000°C – 30 000°C) и „студена“, характеризираща се с неравновесно състояние на материята. Повечето термични плазми се получават от електрическа дъга, породена от плазмена горелка или от радиочестотна индукция. Принципна схема на плазмена инсталация за третиране на отпадъци и производство на електрическа енергия е представена на Фигура 5. Приложението на плазмените системи за третиране на отпадъци е сравнително нова концепция и има следните предимства:

1. Високоенергийни и високотемпературни:
 - бързо нагряване на начало на реакцията;
 - високи скорости на пренос на топлина и реагенти;
 - по-малки размери на инсталациите за единица обем третиран материал;
 - топене на термоустойчиви материали.
2. Използването на електричество като източник на енергия, водещо до:
 - по-добра управляемост и гъвкавост на процеса;
 - по-нисък дебит на изходящи газове, съответно и по-ниски разходи за почистването им;
 - възможност за получаване на ценни вторични продукти.



Фиг. 5 Принципна схема на инсталация за плазмено третиране на отпадъци

Заклучение

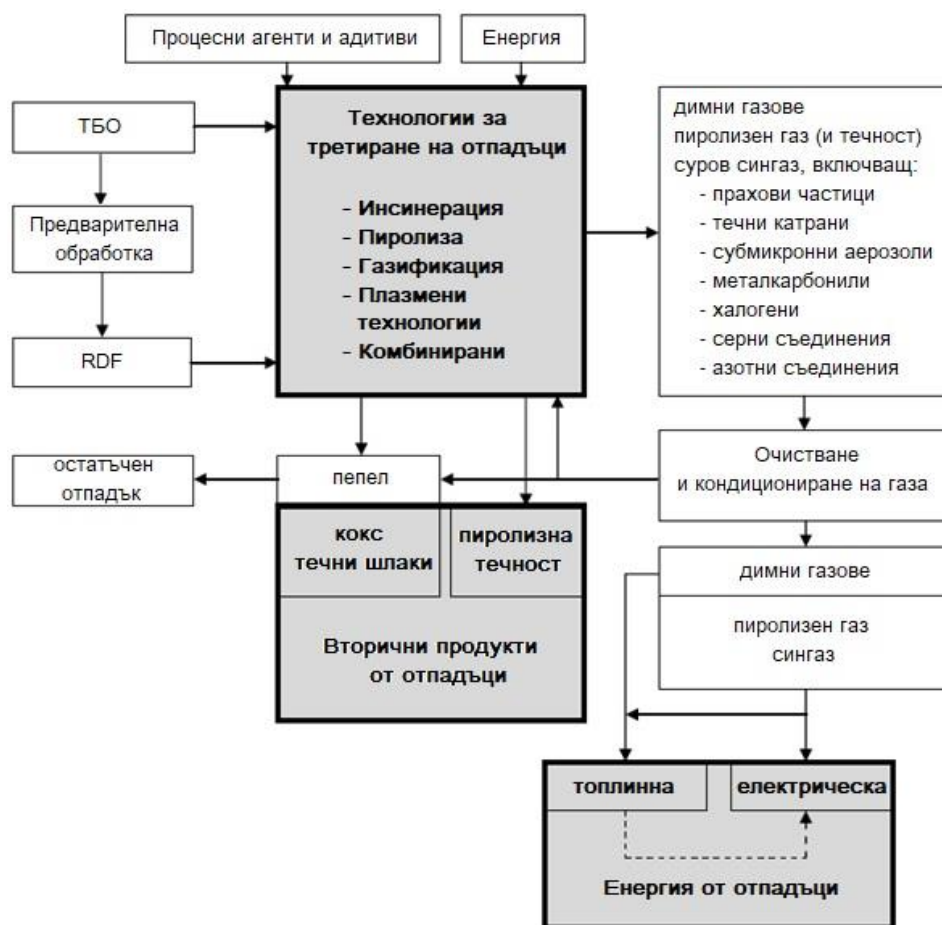
В настоящата статия е направен обзор на съвременните технологии за обработка на отпадъчни материали, за получаване на енергия. Също така, в зависимост от вида на отпадъците и технологията за преработка, е възможно и възстановяването на ценни материали. На Фиг. 6 е представена блок-схема на концепцията за генерация на енергия от отпадъци, а на Табл. 2 – сравнение между основните приложими термохимични методи за третиране на отпадъците и факторите, влияещи върху тяхната приложимост и експлоатационна пригодност.

Таблица 2

Условия на реакциите и продукти за различните технологии

Технология	Инсинерация	Пиролиза	Газификация	Плазма
Температура [°C]	800 ÷ 1450	250 ÷ 900	500 ÷ 1800	1200 ÷ 2000
Налягане [bar]	1	1	1 ÷ 45	1
Среда	Въздух	Инертна/ азот	Агент: O ₂ , H ₂ O	Агент: O ₂ , H ₂ O
Стехиометрия	> 1	0	< 1	< 1
Продукти - газова фаза	CO ₂ , H ₂ O, O ₂ , N ₂	H ₂ , CO, H ₂ O, N ₂ , въглеводороди	H ₂ , CO, CO ₂ , CH ₄ , H ₂ O, N ₂	H ₂ , CO, CO ₂ , CH ₄ , H ₂ O, N ₂
Продукти - твърда фаза	Шлак, ЛП	Шлак, кокс	Шлак, ЛП	Шлак, ЛП
Продукти - течна фаза	-	Пиролизна течност/ вода	-	-

От нея е видно, че входното количество отпадъци, типа им и процеса за обработка е необходимо да са съчетани, по начин който да доведе до ефективна и устойчива редукция на количествата отпадъци, получени в следствие на човешката дейност. Обработката на битовите отпадъци е подложена на стриктен нормативен контрол в национален и световен план. Още повече, всяка от технологиите има своите предимства и недостатъци, влиянието на които върху крайния продукт (сингаз, ценни материали) е силно зависимо от характеристиките на използваното отпадъчно гориво и характера на изменението им по време на процеса на обработка.



Фиг. 6 Блок-схема на технологичната концепция за получаване на енергия от отпадъци

Силно изразената нехомогенност на твърдите битови отпадъци, големите промени в качеството и характеристиките им водят до технологични затруднения по време на експлоатация, свързани не само с управлението на процесите, но и със контрола върху замърсителите, изхвърляни в атмосферата. Това до известна степен важи и за модифицираното отпадъчно гориво (RDF).

Литература

1. Willson B., Comparative assessment of incineration and gasification of wastes, 2004.
2. Bolhar M., Waste treatment technologies for high efficient energy production, 2007.
3. Helsen L., Waste-to-Energy through thermochemical process, 2011.
4. Klein A., Energy recovery from municipal solid wastes, 2009.

маг. инж. Динко Кънев, ТУ-София, катедра „Топлоенергетика и ядрена енергетика“, e-mail: morbit@abv.bg

Изграждане на лабораторна установка за демонстрация на принципа на работа на ГТИ и възможностите за използване на неконвенционални горива

Петър Пилънов, Крум Тодоров, Асен Асенов, Димитър Попов, Диляна Колева

Неконвенционалните горива имат различни физични и химични характеристики от широко разпространените конвенционални горива. За тяхното използване има два подхода: изграждане на нови системи и съоръжения за тяхното оползотворяване или оптимизиране на настоящите инсталации използващи конвенционални горива. Първият подход е значително по-скъп и включва подмяна на голям брой съоръжения и инсталации. Вторият не винаги е приложим и зависи от спецификата на технологичния процес при използване на горивата.

Ключови думи: неконвенционални горива, отпадъци, преработка

Assembling of laboratory facility for demonstration the possibility use of renewable fuels in conventional gas turbine

Petar Pilyonov, Krum Todorov, Asen Asenov, Dimitar Popov, Dilyana Koleva

Abstract: The renewable fuels have different physical and chemical characteristics than the unconventional fuels. For their use there are two approaches: building new systems and facilities for their utilization or optimization of current installations using conventional fuels. The first approach is considerably more expensive and involves the replacement of large number of facilities and installations. The second is not always applicable and depends on the specificity of the fuel process.

Keywords: renewable fuels, waste, recovery

Увод

Към настоящия момент, в условия на бързо развиваща се индустрия и автоматизация, непрекъснато нараства нуждата от електрическа енергия. Използването на възобновяеми енергийни източници придобива все по-голямо значение за световната икономика. Оползотворяването на отпадъците, чрез преработка и превръщането им в енергийна суровина е един от основните начини за формиране на неконвенционални горива. Тяхното приложение към вече изградени промишлени и енергийни инсталации е от съществено значение. Този факт предизвиква интерес към разработването на настоящия проблем – превръщането на една конвенционална газотурбинна инсталация (ГТИ) в лабораторен стенд за изпитване възможностите за приложение на различни неконвенционални горива.

Използвани технически средства за изграждане на лабораторната установка

Катедра „Топлоенергетика и Ядрена енергетика“ разполага с авиационен турбогенератор, модел ТГ-16М фиг. 1. Неговото предназначение е да бъде допълнителен източник на ел. енергия (28V) на борда на самолетите ИЛ 18 и АН 24, което ги прави независими от наземен източник на енергия. Съоръжението се състои от един ред работни лопатки разположени на вал с едностъпален въздушен компресор. Номиналната честота на въртене на работния вал е $35\,000\text{ min}^{-1}$. Турбината е окомплектована с редуктор, който намалява оборотите до $6\,500\text{ min}^{-1}$, за нуждите на компилирания към нея генератор за производство на електрическа енергия. Генераторът е модел ГС-24А. Той се използва и като електрически стартер за първоначално развъртане на системата при пуск.



Фиг. 1 Общ изглед на газова турбина ТГ-16М преди възстановяване

Технически характеристики и режими на работа на агрегата

Мощност на клеми на генератора - ГС-24А

- | | |
|---|-------------|
| • Работа в генераторен режим | 18 kW 600 A |
| • Режим на стартиране на двигател АИ 20 | 56-60 kW |
| • Пикова мощност за 6 сек | 80 kW |
| • Допустима пикова мощност | 100 kW |

Работа в стартерен режим

- | | |
|----------------------|----------|
| • Напрежение | 24 V |
| • Потребление на ток | 560 A |
| • Обороти | 1800 rpm |
| • Въртящ момент | 45 Nm |

Работни характеристики на генератора

- | | |
|----------------------------------|---------------|
| • Предавателно число | 0,201 |
| • Обороти | 6500 ±500 rpm |
| • Максимално допустими обороти | 7200 rpm |
| • Напрежение при нормална работа | 28.5 V |
| • Ток при нормална работа | 600 A |
| • Разход на охлаждащ въздух | 220 l/s |

Масло

- | | |
|---|-------------------------------|
| • Модел | 36/1 по МРТУ 38-1-157—65 |
| • Налягане | 3,5 до 5,5 kg/cm ² |
| • Дебит при налягане kg/cm ² | 16 l/min. |
| • Налягане при студен старт | 7 kg/cm ² |
| • Разход | 1,2 kg/h |

Горивна система

- | | |
|--|-----------------------------|
| • Вид на горивото | T-1, TC-1, T-2 |
| • Налягане пред горивна помпа при старт | 0,06—1,2 kg/cm ² |
| • Налягане пред горивна помпа при работа | 0,06—1,8 kg/cm ² |
| • Налягане след горивна помпа до | 24 kg/cm ² |
| • Калоричност на горивото | 42900 до 43120 kJ/kg |

Мощност на вала на редуктора

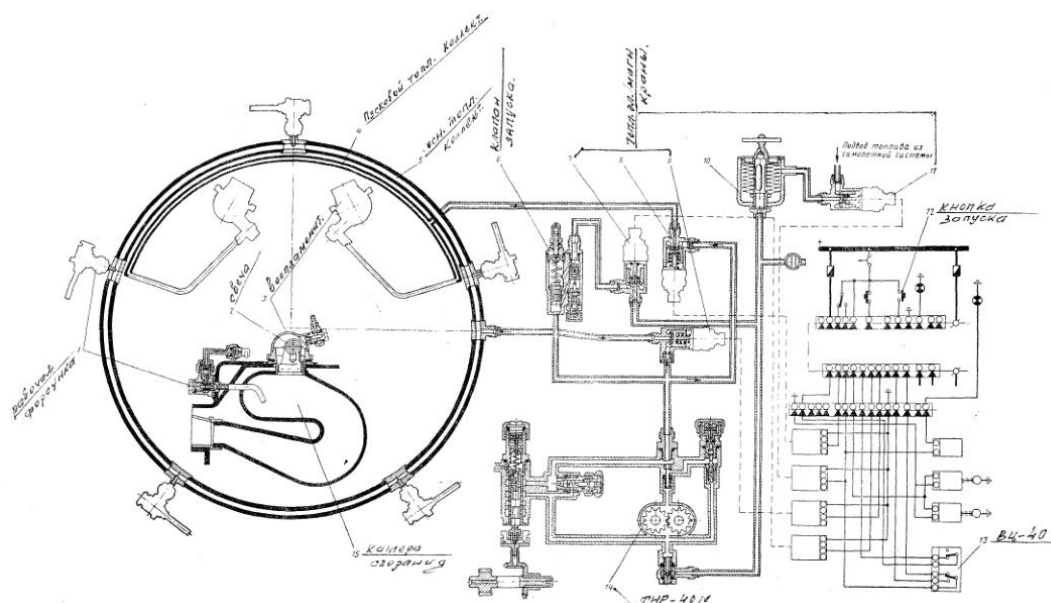
95-100 hp

Разход на гориво

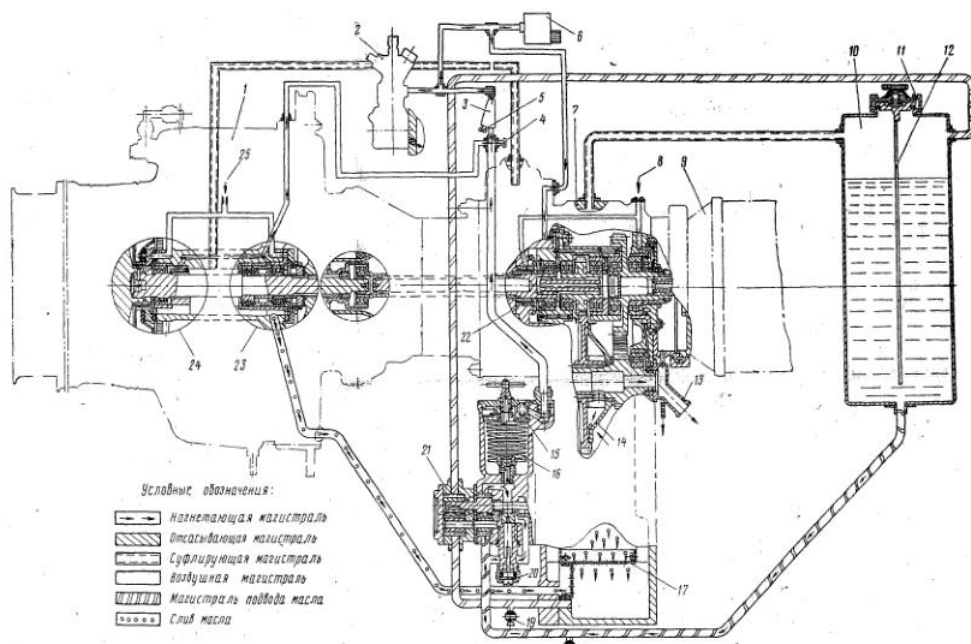
до 120 kg/h

Дейности по изграждане на лабораторната установка

Наличният агрегат не е пускан в експлоатация на територията на ТУ – София. Това наложи да бъде ревизиран основно. Бяха демонтирани всички електрически връзки към отделните измервателни прибори и контролни модули. Двете основни системи – горивна (показана на Фиг. 2) и маслена бяха (Фиг. 3) бяха разглобени, ревизирани и асемблирани отново. Запалителни свещи бяха подменени с нови, поради пробив на оригиналните две. А електрическото захранване към тях се изпълни с трансформатор на 220 V, показан на Фиг. 4. За осигуряване надеждното смазване на лагерите и зъбните предавки в редуктора, бе набавено съответното авиационно масло за запълване на маслената система.



Фиг. 2 Горивна система на ГТИ

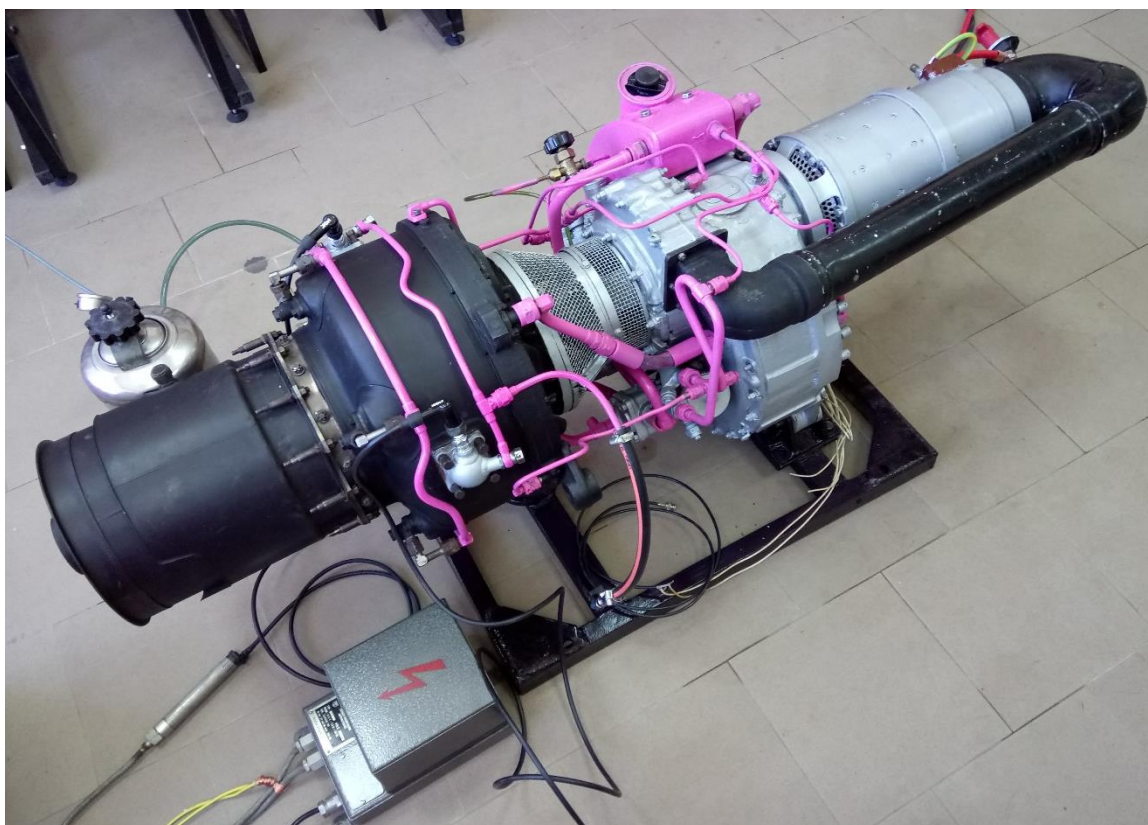


Фиг. 3 Масленая система на ГТИ

След пълното възстановяване на турбогенератора бяха монтирани допълнително измервателни прибори и датчици, които да следят изменението на различни работни параметри:

- Температура на изходящи димни газове;
- Налягане на подаваното гориво;
- Налягане на горивния въздух след компресора;
- Обороти на вала на турбината.

при стационарни и променливи режими на работа на лабораторната установка. Общ изглед на газова турбина ТГ-16М след извършената рехабилитация е показана на Фиг. 4



Фиг. 4 Общ изглед на ГТИ след рехабилитация

Пуск на ГТИ в експлоатация

За първоначално пускане в експлоатация на рехабилитираната газова турбина бяха инсталирани резервоари за подаване както на течно така и на газообразно гориво. Количествата гориво подавано към агрегата се регулира ръчно, като се отчита налягането в подаващите линии.

Оборотите на турбината се измерват с оптичен прибор, който засича маркер поставен на една от работните лопатки. За потвърждаване на измерването се използва осцилоскоп за определяне честотата на въртене на контролния вал след редуктора.

1. Пуск с подаване на газообразно гориво

За първото стартиране беше решено, подаваното към турбоагрегата гориво да е газообразно - LPG. Предпоставка за този избор е възможността за пълно смесване с горивния въздух, дори при по-ниски налягания спрямо проектното, което е гаранция за бързо възпламеняване и поддържане на стабилен горивен процес.

Горивната система на ТГ-16М се състои от две линии. Едната доставя гориво към запалителните свещи за първоначално възпламеняване на гориво-въздушната смес в горивната камера при пуск на агрегата. А втората линия захранва пет броя горивни дюзи,

които впръскват в горивната камера основното гориво, необходимо за поддържане на стабилен работен товар на агрегата.

При първият експеримент за пуск на ТГ-16М, двете горивни линии бяха захранени с LPG от газова бутилка с налягане 5 bar.

Процедурата по пуск се състои от следните операции:

- Подаване на напрежение от акумулаторни батерии към генератора, които в първоначалния момент се използва като мотор за развъртане на въздушния компресор;
- Подаване на електрическо захранване от трансформатор към двете запалителни свещи, монтирани към горивната камера на агрегата;
- Подаване на гориво към линия за начално възпламеняване, към запалителните свещи;
- Прекъсване на захранването подавано от акумулаторните батерии към генератора;
- Подаване на гориво към петте горивни дюзи (основната горивна линия);
- Прекъсване подаването на гориво към линията за начално възпламеняване;
- Прекъсване на електрическото захранване към запалителните свещи.

При първоначалният опит за стартиране на агрегата след отваряне на горивният клапан към линията за начално възпламеняване, налягането в газовата бутилка с LPG се редуцира на 4 bar. След възпламеняване на гориво-въздушната смес в горивната камера, бе отворен клапанът на основната горивна линия, захранваща петте горивни дюзи. Поради драстичното нарастване на необходимата консумация на гориво и невъзможността за достатъчно интензивно изпарение на втечненият газ, налягането в газовата бутилка се редуцира на 2 bar. Което доведе до бедна на гориво смес в горивната камера и прекъсване на горивният просец.

Опитът за пуск на ТГ-16М и достигане на стабилен товар, се оказа неуспешен поради недостатъчен дебит на гориво за реализиране на пълната мощност на агрегата. Поради този факт, бе избран нов подход - газообразното гориво да се използва само при стартиране (да се подава само към линията за начално възпламеняване), а след успешно развъртане на агрегата да се подаде точно гориво през основните горивни дюзи.

2. Пуск с подаване на газообразно и точно гориво

Като основно течено гориво, което служи да захранва основната горивна линия бе избран бензин. За да се осигури необходимо разпръскване на горивото, за пълното му изгаряне, е нужно подаването на бензина към горивните дюзи да бъде с налягане 5 bar. За целта за резервоар е използван съд под налягане, който е свързан към газова бутилка с компресиран азот. Чрез редуцирвентил се регулира налягането на подавания азот към резервоара с бензин, като по този начин се осигурява необходимото налягане на входа на горивните дюзи.

Вторият опит за пуск и достигане на стабилен товар бе проведен при следната последователност:

- Подаване на напрежение от акумулаторни батерии към генератора - развъртане на въздушния компресор до 8 000 rpm;
- Подаване на електрическо захранване от трансформатор към двете запалителни свещи, монтирани към горивната камера на агрегата;
- Отваряне на горивния клапан към линия за начално възпламеняване и подаване на LPG с налягане 4 bar към запалителните свещи ;
- Възпламеняване на подаваното гориво;
- Прекъсване на захранването подавано от акумулаторните батерии към генератора;
- Стабилизиране на оборотите на агрегата на 10 000 rpm в следствие на инициирания горивен процес;
- Подаване на течено гориво – бензин, към петте горивни дюзи (основната горивна линия) с налягане 5 bar и възпламеняването му в горивната камера;
- Развъртане на газовата турбина на 24 000 rpm;
- Прекъсване на електрическото захранване към запалителните свещи;
- Стабилизиране на товарът на агрегата при 24 000 rpm.

Измерените стойности за оборотите на турбината показват, че проведеният опит за пуск и достигане на стабилен товар на ТГ-16М при използване на течно и газообразно гориво е успешен.

Заклучение

На база на проведените експерименти могат да се направят следните изводи и заключения:

- Рехабилитираният стенд, поставен в газовата лаборатория на ТУ – София, е годен за провеждане на лабораторни изпитания.
- Положителните резултати от пуск на агрегата съвместно с LPG и бензин, доказва възможностите на лабораторната установка за провеждане на експериментални изследвания с различни видове горива, при предварително определяне на стехиометричното количество въздух и при прецизно регулиране на количеството подавано гориво.
- Така рехабилитираният агрегат може да намери следните приложения в учебната и научно приложната дейност на катедра „Топлоенергетика и ядрена енергетика“:
 - Обучение на студенти относно устройството и работата на ГТИ;
 - Разработване на лабораторни упражнения свързани с експлоатацията и ремонтните дейности на ГТИ;
 - Възможности за провеждане на научни експерименти при използване на неконвенционални горива.

Като бъдещи дейности с тази лабораторна установка се предвижда внедряване на дейта логер-контролер с цел автоматизация работата на ГТИ. Той трябва да събира данни от измервателните прибори, да обработва получените резултати и да подава контролни сигнали към управляващите механизми, контролиращи процесите.

Литература

1. Эталон Управление надзора ПЛГ ГВС ФС НСТ МТ РФ Турбогенераторная установка ТГ-16 М, Машиностроение, 1971.
2. Alexandru Nicolae. Ground test facility for a turboshaft-Type APU TG-16M for passenger aircraft, University of Craiova, Craiova, Romania.
3. Турбогенераторная установка ТГ-16М Руководство по эксплуатации, Конструкторско-производственное предприятие "Авиамотор".

Петър Пильонов, ТУ-София, катедра „Топлоенергетика и ядрена енергетика“, тел.: 0899487087, e-mail: pilyonov@gmail.com

гл. ас. д-р Крум Тодоров, ТУ-София, катедра „Топлоенергетика и ядрена енергетика“, тел.: 0878840085, e-mail: krum_todorov@tu-sofia.bg

доц. д-р Асен Асенов, ТУ-София, катедра „Топлоенергетика и ядрена енергетика“, тел.: +359 2 965 2249, e-mail: a.asenov@tu-sofia.bg

проф. д-р Димитър Попов, ТУ-София, катедра „Топлоенергетика и ядрена енергетика“, тел.: +359 2 965 2303, e-mail: dpopov@tu-sofia.bg

маг. инж. Дилиана Колева, ТУ-София, катедра „Топлоенергетика и ядрена енергетика“, тел.: 0882 270 253, e-mail: dilyana.koleva.ss@gmail.com

Особености при експлоатацията на смесени уран-плутониеви (МОХ) горива в реактори с вода под налягане

Ивайло Найденов

В настоящата статия е извършен преглед на особеностите при експлоатацията на МОХ горива в леководни реактори като е обърнато внимание на основните различия между смесените и урановите горива. Описани са основните типове зонирани касети, както и възможностите за подредба на активната зона.

Ключови думи: МОХ, ядрено гориво, реактор с вода под налягане

Specifics of mixed uranium-plutonium oxide (MOX) fuel operation in pressurised water reactors

Ivaylo Naydenov

This article represents an overview of the specifics of mixed uranium-plutonium oxide (MOX) fuel operation in light-water reactors. The main differences between mixed and uranium fuels are highlighted. The main types of zoned fuel assemblies are described alongside the options for core arrangement.

Keywords: MOX, nuclear fuel, pressurised water reactor

Въведение

При експлоатацията на ураново гориво, в резултат на захващането на неутрони от ядрата на ^{238}U , се получава нов делящ се изотоп – ^{239}Pu . Чрез последователност от (n;γ) реакции се получават и други, по-тежки, плутониеви изотопи [17]. Като следствие, в отработеното гориво, наред с остатъчния уран и продуктите на делене, е наличен плутоний. Годишното количество генериран плутоний е между 136 и 366 kg на реактор, от които между 47 и 69% са ^{239}Pu , в зависимост от типа реактор [3]. Към края на 2014 г. общото количество натрупан плутоний с граждански произход е 271 t [7]. Това количество ще продължи да нараства, тъй като за всяка произведена гигаватгодина топлинна енергия се получават около 220 kg делящи се плутониеви изотопи [11]. Един от начините за утилизация на тези количества плутоний е включването им в смесени уран-плутониеви горива. Първоначалното развитие на МОХ горивата е продиктувано именно от необходимостта за имобилизиране на излишния плутоний от граждански и военен произход [1]. МОХ горивата за леководни реактори съдържат от 4 до 10 w% плутоний [12]. Първата опитна експлоатация на МОХ в леководни реактори започва през шестдесетте години на XX век, а през седемдесетте години се преминава към промишлената им експлоатация, първоначално в кипящи реактори, а впоследствие и в реактори с вода под налягане в електроцентрали във Франция и ФРГ [15].

Неутронно-физични особености

По-големите сечения на поглъщане на топлинни неутрони на ^{239}Pu и ^{241}Pu в сравнение със сечението на ^{235}U водят до втвърдяване на неутронния спектър. Също така се наблюдават повече на брой резонанси, които са по-големи в областта на епитептермалните неутрони (0,3 – 1,5 eV). Поглъщането на неутрон от ^{240}Pu води до превръщането му в делящ се ^{241}Pu , което обуславя по-високи стойности на коефициента на възпроизводство. Освен това относителният дял на закъсняващите неутрони, получавани при деленето на

плутониеви изотопи, е значително по-нисък от дяла на закъсняващите неутрони, получавани при делене на ^{235}U (Таблица 1). Тези разлики в неутронно-физичните свойства на урана и плутония водят до няколко ефекта, проявяващи се при експлоатацията на МОХ в леководни реактори [4,11,12]:

- Втвърдяването на неутронния спектър води до намаляването на физическото тегло на регулиращите органи и изгарящите поглътители (до 2-3 пъти за борна киселина; възможно решение е използване на бор, обогатен по ^{10}B);
- Частните коефициенти на реактивност по температура на горивото и температура на забавителя придобиват по-отрицателни стойности, което прави реактивностните транзиенти по-бързи. Това води и до внасяне на по-висока реактивност при разхлаждане;
- Локалното енергоотделяне в МОХ гориво, намиращо се в съседство с уранов диоксид или водно пространство е по-високо поради по-мекия неутронен спектър в съседните региони. Това води до локални пикове на мощността;
- Големите микроскопични сечения на поглъщане на плутониевите изотопи водят до намаляване на средното време на живот на мигновените неутрони;
- Запасът от реактивност на уран-плутониевото гориво намалява по-бавно поради по-високия коефициент на възпроизводство и конкуренцията между реакциите на делене и на радиационен захват;
- По-високите сечения на поглъщане водят до по-висока радиална неравномерност на енергоотделянето;
- Наличието на делящи се изотопи на минорни актиниди ($^{242\text{m}}\text{Am}$, ^{243}Cm и ^{245}Cm) внася допълнителна реактивност при по-високи дълбочини на изгаряне.

Таблица 1
Пълен брой вторични и закъсняващи неутрони на
уранови и плутониеви изотопи [10]

Нуклид	Вид неутрони, предизвикали деленето	Пълен брой вторични бързи неутрони, ν_{tot}	Брой закъсняващи неутрони, ν_d
^{235}U	топлинни	$2,4355 \pm 0,0023$	$0,0162 \pm 0,0005$
^{238}U	бързи	$2,8190 \pm 0,0200$	$0,0465 \pm 0,0024$
^{238}Pu	бързи	$3,0000 \pm 0,1400$	$0,0047 \pm 0,0005$
^{239}Pu	топлинни	$2,8836 \pm 0,0047$	$0,0065 \pm 0,0003$
^{240}Pu	бързи	$3,0860 \pm 0,0250$	$0,0090 \pm 0,0004$
^{241}Pu	топлинни	$2,9479 \pm 0,0055$	$0,0160 \pm 0,0008$
^{242}Pu	бързи	$3,1890 \pm 0,0350$	$0,0183 \pm 0,0010$

Топлофизични свойства

Температурите на топене за стехиометрични уранов и плутониев диоксид ($\text{UO}_{2,00}$ и $\text{PuO}_{2,00}$) са съответно 3120 ± 30 K и 2701 ± 35 K. За определяне на линиите солидус (T_S) и ликвидус (T_L) на системата $\text{UO}_2\text{-PuO}_2$ в зависимост от молния дял у на PuO_2 , Роров и колеktiv препоръчват следните корелации [14]:

$$T_S(y) = 3120 - 655,3y + 336,4y^2 - 99,9y^3; \quad (1)$$

$$T_L(y) = 3120 - 388,1y - 30,4y^2. \quad (2)$$

Температурата на топене на стехиометричен МОХ с дял на плутония 5% е с около 20 K по-ниска от тази на UO_2 [12]. За отчитане на ефектите на облъчването на ураново и МОХ гориво върху температурата им на топене (температура солидус) се препоръчва намаляването ѝ с 0,5 K за всеки 1 MWd/kgTM [14]. Топлинното разширение на уран-плутониевите горива е с около 1% по-високо от това на UO_2 [11].

Топлопроводността на урановото и уран-плутониевото гориво зависи от температурата, порьозността, отклонението от стехиометрията и дълбочината на изгаряне. За определяне на коефициента на топлопроводност на MOX гориво Philipponneau предлага следната корелация [13]:

$$\lambda = \left[\frac{1}{(1,528\sqrt{x+0,00931-0,1055+0,44\tau})+2,885\cdot 10^{-4}T} + 76,38\cdot 10^{-12}T^3 \right] \cdot \frac{1}{0,864} \cdot \frac{1-p}{1+2p}, \quad (3)$$

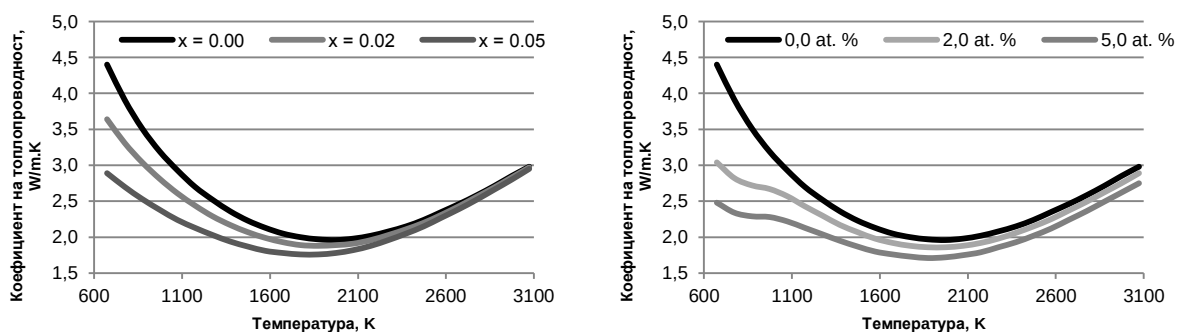
където: x отклонението от стехиометричното отношение на кислорода и метала;

τ е безразмерна дълбочина на изгаряне ($\tau = 0,1 = 10 \text{ at.}\%$);

T – температура, K;

p – порьозност на материала.

Изменението на коефициента на топлопроводност като функция на стехиометрията на горивото, температурата и дълбочината на изгаряне е показано графично на Фиг. 1. От нея става видно силното отрицателно влияние на облъчването и отклонението от стехиометрията върху топлопроводността на MOX при ниски температури. В температурния диапазон 1873 – 1973 K се наблюдава минимум на топлопроводността, след което тя започва да нараства, компенсирайки ефектите от стехиометрията и облъчването. Графиките са построени въз основа на данните, публикувани от Роров и колектив в [14].



Фиг. 1 Зависимост на коефициента на топлопроводност на необлъчено MOX гориво от стехиометрията (ляво) и на стехиометрично MOX гориво от дълбочината на изгаряне (дясно)

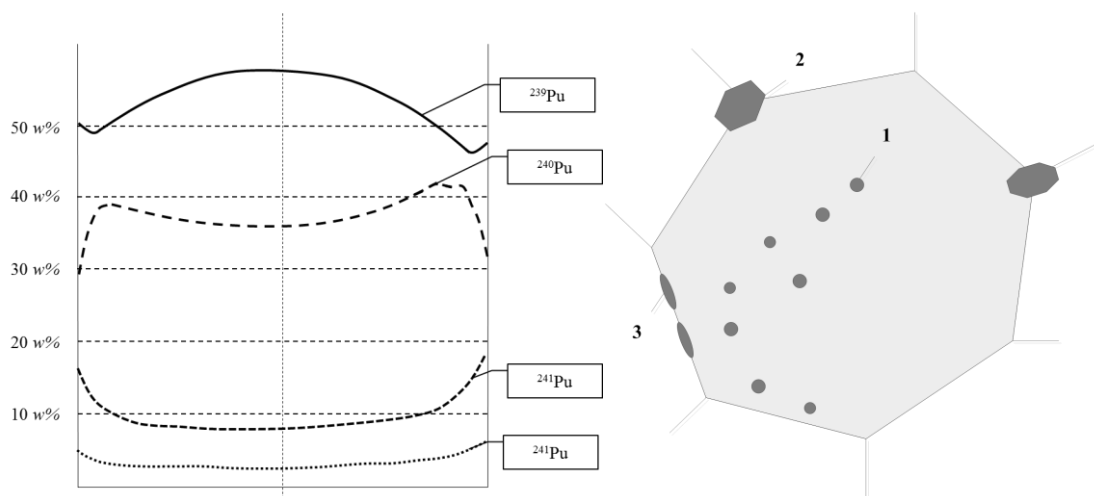
Радиално разпределение на плутония и дифузия на газообразни продукти на делене

Дължината на свободен пробег на топлинните и епитеpmалните неутрони в средата на горивната таблетка е малка в сравнение с геометричните ѝ размери и тъй като голяма част от тях идва извън нея, в повърхностната област на горивото се поглъщат значително количество неутрони. Това е особено валидно в случаите на резонансно поглъщане. Поради тази причина се наблюдава минимум на неутронния поток в центъра на таблетката. Разпределението на неутронния поток влияе и на разпределението на енергоотделянето по радиуса на горивото [2].

Наличието на плутоний в горивната матрица допринася за радиалната неравномерност на потока топлинни неутрони в таблетката като се наблюдава спад в централната част на горивото. Този ефект е породен от голямото поглъщане на топлинни неутрони в плутониевите изотопи. Поради тази причина радиалният профил на енергоотделянето е с по-голям спад в началото на горивната кампания в сравнение с разпределението при ураново гориво. С увеличаване на дълбочината на изгаряне, намаляването на концентрацията на ^{239}Pu е най-изразено в районите по ръба на таблетката, което води до по-високи концентрации в нейния център. Концентрацията на ^{240}Pu също намалява преимуществено в периферията, което води до натрупване на ^{241}Pu в граничните райони за

сметка на централната част на горивната матрица [9]. Радиалното разпределение на плутониевите изотопи е показано графично на Фиг. 2.

По отношение на отделянето на газообразни продукти на делене (криптон, ксенон), процесът, протичащ при МОХ горивата в леководни реактори, не се отличава съществено от този при урановия диоксид. При МОХ горивата, обаче, отделянето на газове става по-интензивно с нарастването на дълбочината на изгаряне. Ако разпределението на плутония в горивото е нехомогенно и топлинното му натоварване е по-високо от това на урановото гориво, от матрицата на уран-плутониевото гориво се отделят повече газообразни продукти на делене. Това се дължи на наличието на уран-плутониеви агломерати в микроструктурата на горивната матрица, което от своя страна предизвиква локални големи дълбочини на изгаряне и локални температурни пикове [5].



Фиг. 2 Радиално разпределение на плутониевите изотопи в таблетка МОХ гориво, по данни на Lirrens и колектив (ляво) [9] и механизми на образуване на газови мехурчета (дясно) [8]

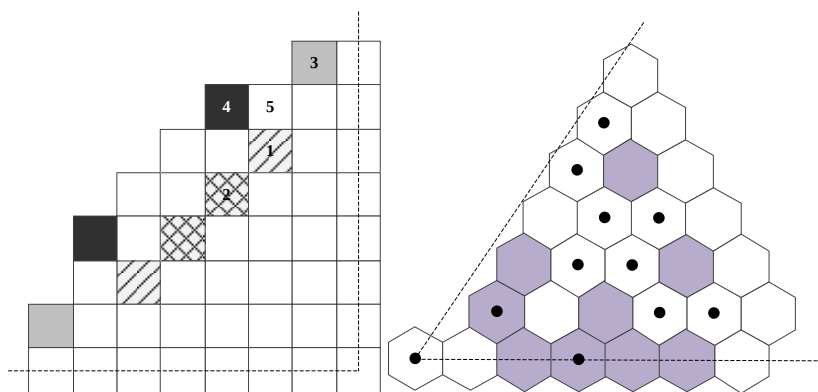
Основният процес при оформянето на газови мехурчета е дифузията на единични атоми в границите на зърната. Вътрезърнестите мехурчета са с размер 1-2 nm. Под въздействието на облъчването, газовите атоми могат да бъдат разтворени обратно в горивната матрица. В резултат на дифузионните процеси, газовете достигат до границите на зърната, където се отлагат по стените им и образуват лещовидни мехурчета, чиито размери са от порядъка на няколко микрометра. При достигане на концентрация на насищане в лещовидните мехурчета, газовете започват да мигрират и да се отлагат по ръбовете на зърната. Когато и там бъде достигната концентрация на насищане, мехурчетата започват да се свързват като така могат да възникнат проходи в структурата на горивото и газовете да бъдат освободени в свободния обем на топлоотделящия елемент. Попадането на ксенон и криптон в газовата хлабина влошава коефициента на топлопроводност на газа, което води до повишаване на температурата на горивото [2,8]. Видовете газови мехурчета са показани на Фиг. 2, където с 1 са означени вътрезърнестите мехурчета, с 2 – мехурчетата, образувани по ръбовете на зърната и с 3 – лещовидните мехурчета по стените на зърната.

Горивни касети и подредба на активната зона при частично зареждане

Най-честата технологична практика е частичното зареждане на активната зона с касети МОХ гориво. Технологично, касетите с ураново и уран-плутониево гориво, са идентични. Обикновено концентрацията на плутония е такава, че да бъдат осигурени приблизително еднаква скорост на изгаряне на двата вида гориво и постигане на сходни средни дълбочини на изгаряне [12]. Примерна подредба на смесена активна зона на PWR900 и ВВЕР-1000 е показана на Фиг. 3. На фигурата с 1, 2, 3 и 4 са означени касети с МОХ гориво, съответно в първа, втора, трета и четвърта част на горивната кампания. При ВВЕР с бял цвят са

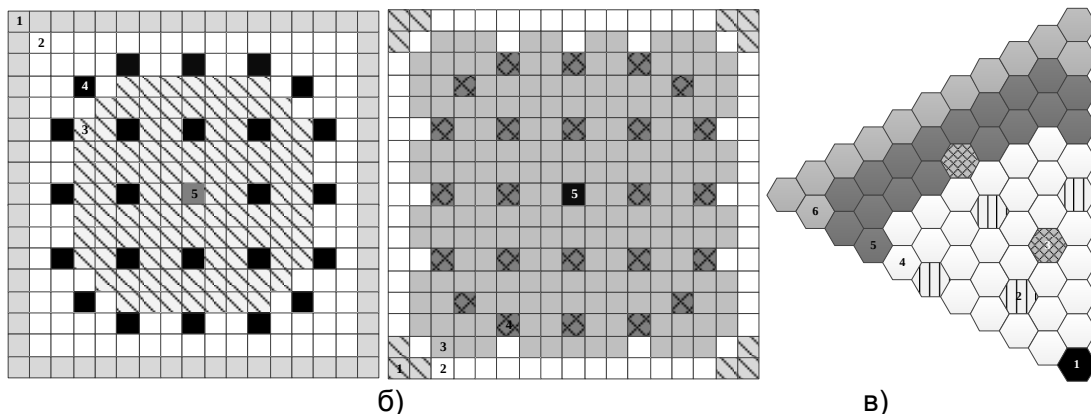
означени касети с UO_2 , а със сив – касетите с MOX. С точки са означени касетите, в които има кластери на СУЗ.

Поради разликата в неутронните спектри в касетите с UO_2 и MOX, на границата между две такива касети възниква ток на топлинни неутрони, който прониква на 1-2 дължини на дифузия в касетата с MOX гориво (~1-2 cm). Този ефект предизвиква локални пикове на енергоотделянето в първите един или два външни реда топлоотделящи елементи. Този ефект се усилва в ъгловите клетки на касетите, тъй като там се получава двустранен градиент на потока топлинни неутрони. Поради това, както и за изравняване на потока топлинни неутрони в касетите с MOX гориво, те се профилират по концентрация на плутоний – TOE с ниски концентрации се разполагат в периферията, а с по-високи концентрации – в централната част [12].



Фиг. 3 Подредба на смесена активна зона на PWR (ляво) [12] и ВВЕР-1000 (дясно) [6]

На Фиг. 4 са показани три типа профилирани MOX касети. Означенията са както следва – за касета 17x17 (а): 1 – 64 TOE с дял на плутония 3,35%; 2 – 100 TOE с дял на плутония 5,10%; 3 – 100 TOE с дял на плутония 6,75%; 4 – направляващи тръби за органите на СУЗ; 5 – централна инструментална тръба; за касета AFA 2G (б): 1 – 12 TOE с общ масов дял на плутония 2,70%; 2 – 68 TOE с общ масов дял на плутония 3,86%; 3 – 184 TOE с общ масов дял на плутония 5,98%; 4 – направляващи тръби за органите на СУЗ; 5 – централна инструментална тръба; за зонирана касета за ВВЕР-1000: 1 – клетка с централна тръба, 2 – клетка с направляваща тръба за кластерите на СУЗ, 3 – клетка с 3,6% ^{235}U и 4% Gd_2O_3 , 4 – клетка с MOX – 4,2% дялящ се плутоний, 5 – клетка с 3,0% дялящ се плутоний, 6 – клетка с 2,0% дялящ се плутоний.



а)

б)

в)

Фиг. 4 Стандартна MOX касета 17x17 за френски реактор PWR 900 (а) [11]; касета PWR AFA 2G (б) [12]; зонирана MOX горивна касета (1/6) за ВВЕР-1000 (в) [16]

Заклучение

Извършен е преглед на основните свойства на MOX горивата, влияещи върху експлоатацията им в леководни реактори. Най-съществените отлики от UO_2 произлизат от по-големите сечения на поглъщане на топлинни неутрони от плутониевите изотопи и наличието на резонанси в близост до областта на топлинните неутрони. Намалването на физическото тегло на поглъстителите, по-ниският дял закъсняващи неутрони и отрицателните частни температурни коефициенти по реактивност не позволяват цялостно зареждане на активната зона с MOX, ако реакторът не е проектиран за това. В топлофизично и термомеханично отношение свойствата на $(\text{U};\text{Pu})\text{O}_2$ са сходни с тези на UO_2 . По-съществена разлика е намаляването на температурата на топене с увеличаване на молния дял на PuO_2 . Експлоатацията на смесени активни зони е добре установена практика, въпреки проявяващите се усложнения при компановането им. Наличният опит позволява ефективната и безопасна експлоатация на MOX и представлява база за разширението на приложенията на смесените горива.

Литература

1. Burakov, B.E., M. Ojovan, W.E. Lee, Crystalline Materials for Actinide Immobilisation, Materials for Engineering – vol. 1, Imperial College Press, London, United Kingdom, 2011.
2. Caruso, S., Characterization of High-Burnup LWR Fuel Rods through Gamma Tomography, Thèse n° 3762, Ecole Polytechnique Fédérale de Lausanne, Lausanne, Confédération suisse, 2007.
3. Castle, B.K. et al., Plutonium Discharge Rates and Spent Nuclear Fuel Inventory Estimates for Nuclear Reactors Worldwide, Idaho National Laboratory, INL/EXT-12-27150, Idaho Falls, ID, United States, 2012.
4. Fujishiro, T. et al., Overview of Safety Analysis, Licensing and Experimental Background of MOX Fuels in LWRs, In: Proceedings of MOX Fuel Cycle Technologies for Medium and Long Term Deployment Symposium, pp. 38-48, ISSN 1563-0153, Vienna, 2000.
5. Fukuda, K. et al., MOX Fuel Use as a Back-end Option: Trends, Main Issues and Impact on Fuel Cycle Management, In: Proceedings of MOX Fuel Cycle Technologies for Medium and Long Term Deployment Symposium, pp. 6-25, ISSN 1563-0153, Vienna, 2000.
6. Gomin, E., M. Kalugin, D. Oleynik, VVER-1000 MOX Core Computational Benchmark. Specification and Results, NEA/NSC/DOC(2005)17, OECD No. 6088, ISBN 92-64-01081-5, Paris, 2006.
7. International Panel on Fissile Materials, Global Fissile Material Report 2015. Nuclear Weapon and Fissile Material Stockpiles and Production, Eighth annual report of the International Panel on Fissile Materials, Princeton, NJ, United States, 2015.
8. Lassman, K. et al., TRANSURANUS Handbook, Document Number Version 1 Modification 1 Year 2006, European Commission, Joint Research Centre, Institute for Transuranium Elements, Karlsruhe, 2006.
9. Lippens, M. et al., Highlights on R&D Work Related to the Achievement of High Burnup with MOX Fuel in Commercial Reactors, In: Proceedings of MOX Fuel Cycle Technologies for Medium and Long Term Deployment Symposium, pp. 220-232, ISSN 1563-0153, Vienna, 2000.
10. Nichols, A.L. et al., Handbook of Nuclear Data for Safeguards: Database Extensions, INDC (NDS)-0534, Vienna, 2008.
11. OECD NEA, Physics of Plutonium Recycling, Volume I, Issues and Perspectives, A Report by the Working Party on Physics of Plutonium Recycling of the NEA Science Committee, Paris, 1995.
12. OECD NEA, Plutonium Management in the Medium Term, A Review by the OECD/NEA Working Party on the Physics of Plutonium Fuels and Innovative Fuel Cycles (WPPR), NEA No. 4451, Paris, 2003.
13. Philipponneau, Y., Thermal conductivity of $(\text{U},\text{Pu})\text{O}_{2-x}$ mixed oxide fuel, Journal of Nuclear Materials 188 (1992) 194-197.

14. Popov, S.G. et al., Thermophysical Properties of MOX and UO₂ Fuels Including the Effects of Irradiation, Fissile Materials Disposition Program, Oak Ridge National Laboratory, ORNL/TM-2000/351, Oak Ridge, TN, United States, 2000.
15. Provost, J.-L. et al., MOX Fuel Fabrication and Utilisation in LWRs Worldwide, In: Proceedings of MOX Fuel Cycle Technologies for Medium and Long Term Deployment Symposium, pp. 29-37, ISSN 1563-0153, Vienna, 2000.
16. Thilagam, L. et al., A VVER-1000 LEU and MOX assembly computational benchmark analysis using the lattice burnup code EXCEL, Annals of Nuclear Energy 36 (2009) 505-519.
17. Глухов, Г., Ядрени енергийни реактори, Ифо дизайн, С., 2004.

ас. инж. Ивайло Найденов, ТУ–София, катедра „Топлоенергетика и ядрена енергетика“, тел. 0898 59 71 94, e-mail: ivaylo.naydenov@gmail.com

Зависимост на енергийния сектор в страните от Европейския съюз от дефицита на суровини за производството на конструкционни материали

Силвия Бойчева

Ключови конструкционни материали за ядрената енергетика са неръждаемите стомани, високоникеловите и циркониевите сплави, от които се изготвят съоръженията и компонентите в контакт с топлоносителя. Основен компонент на първите две категории материали е хромът (Cr), който е категоризиран като една от 20-те суровини от изключителна важност за Европейския съюз (ЕС) с високо рисково снабдяване и важно икономическо значение. Доставка на Cr за ЕС в 88 % са от страни извън съюза, което е предпоставка за създаване на икономическа и стратегическа зависимост на ключови отрасли от промишлеността, в това число и на енергийния сектор. Ограничаването на рисковете от дефицит на важни суровини налага намирането на устойчиви и икономически ефективни решения за рециклиране, заменимост и алтернативни конструкционни материали.

Ключови думи: неръждаеми стомани, високоникелови сплави, суровини от изключителна важност за ЕС, ядрени електрически централи

Risk of supply of critical raw materials for equipment of electric power plants in European Union countries

Silviya Boycheva

Key constructional materials for nuclear energy industry are stainless steel, high-nickel and zirconium alloys, from which the equipment in contact with coolant is produced. The main component in the first two categories is chromium (Cr) which is considered as one of the twenty critical raw materials (CRMs) because of its economical importance and risk of supply. The import of Cr in European Union (EU) is totally up to 88 % from non-European countries, which creates risks for independence and sustainability of key industrial branches for EU economy, including energy industry. This creates necessity for finding alternatives and to deliver innovative, sustainable and cost effective solutions for CRMs supply.

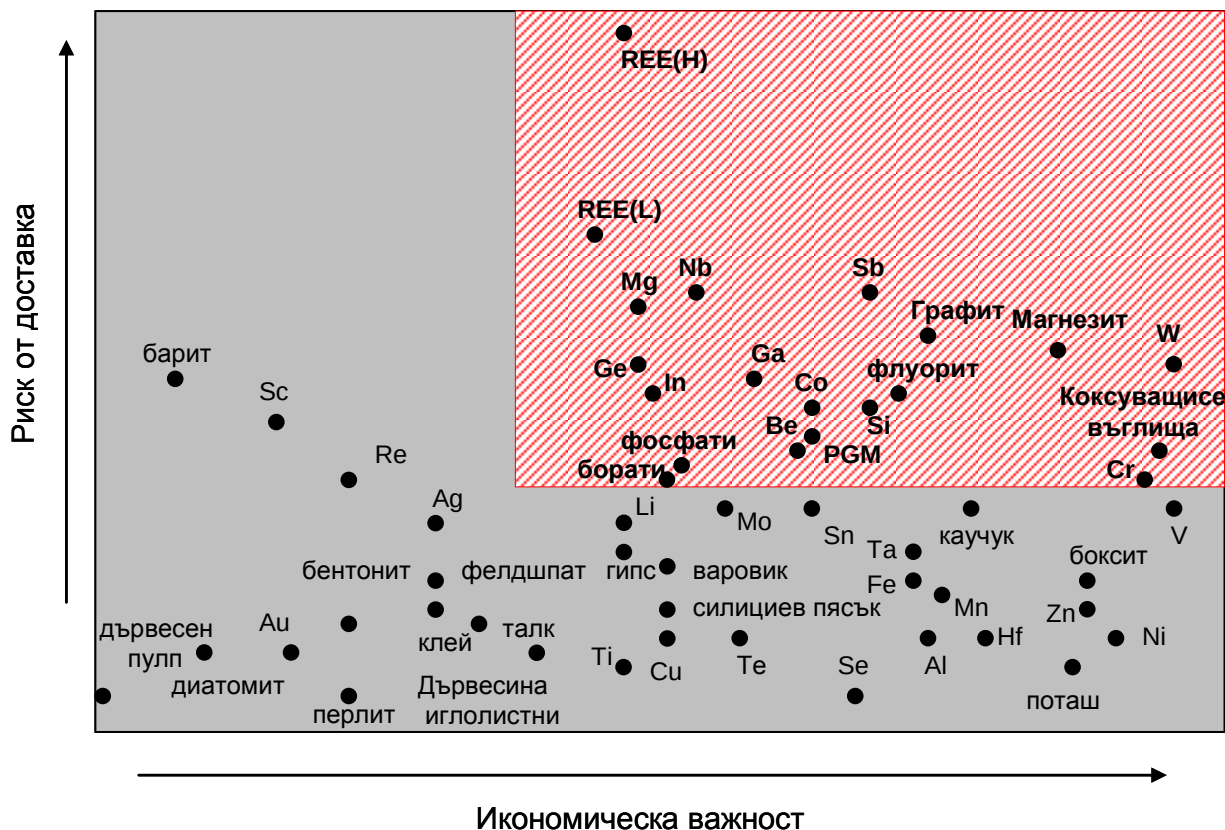
Keywords: stainless steel, high-nickel alloys, critical raw materials, nuclear power plants

Въведение

Достъпността на суровини за производството на конструкционни материали за компоненти и съоръжения в редица отрасли на промишлеността е от основна значимост за стабилността, сигурността, техническия и икономически прогрес, както и за осигуряване на качеството на живот на населението в страните от Европейския съюз (ЕС). Редица суровини, обаче, които са от изключителна индустриална и икономическа важност се осигуряват от източници извън ЕС, чрез което се създават предпоставки за зависимост и риск на доставките за съюза.

Първата категоризация на суровини „от изключителна важност за ЕС“, т.е. на суровини с високорисково снабдяване и важно икономическо значение (от англ. *Critical Raw Materials*, CRMs) е публикувана през 2011 г. Оценката е направена измежду 54 материала по критерии за икономическа важност и риск от доставка, въз основа на която като „дефицитни“ са възприети 14 суровини с ключово значение за икономиката на ЕС. Последната актуализация, представена на Фиг. 1, е публикувана през 2014 г., според която като най-

критични са дефинирани суровините, попадащи в заштрихованата зона [1]. Това са общо 20 компонента или техни групи, както следва: антимон Sb, берилий Be, хром Cr, кобалт Co, галий Ga, германий Ge, индий In, магнезит, магнезий Mg, ниобий Nb, волфрам W, флуорит CaF_2 , борати, природен графит, метален силиций Si, коксуващи се въглища, фосфорит, метали от групата на платината (PGMs: Pt, Ru, Rh, Pd, Os, Ir), тежки редкоземни елементи (REE (Heavy): Eu, Gd, Tb, Dy, Er, Yb) и леки редкоземни елементи (REE (Light) La, Ce, Pr, Nd, Sm). Данни за процентния дял на доставяните дефицитни суровини от страни извън ЕС към ЕС, както и тези на основните доставчици, са обобщени в Табл. 1.



Фиг. 1 Дефицитни суровини за производството на конструкционни материали [1]

Маркетинговият анализ показва, че страните от ЕС са с малък дял в добиването на дефицитни суровини, възлизащ на не повече от 1 %, като с най-голям дял на доставките към ЕС са Китай, САЩ, Бразилия, ЮАР, Русия и т.н. (Фиг. 2.). Китай се очертава като най-влиятелната държава по отношение на глобално снабдяване с 20-те суровини от изключителна важност. Няколко други държави доминират при доставките на конкретни суровини, например Бразилия по отношение на ниобий.

От икономически най-съществени суровини, общо 54 категории, в ЕС се добиват едва 9 % от общото им годишно потребление.

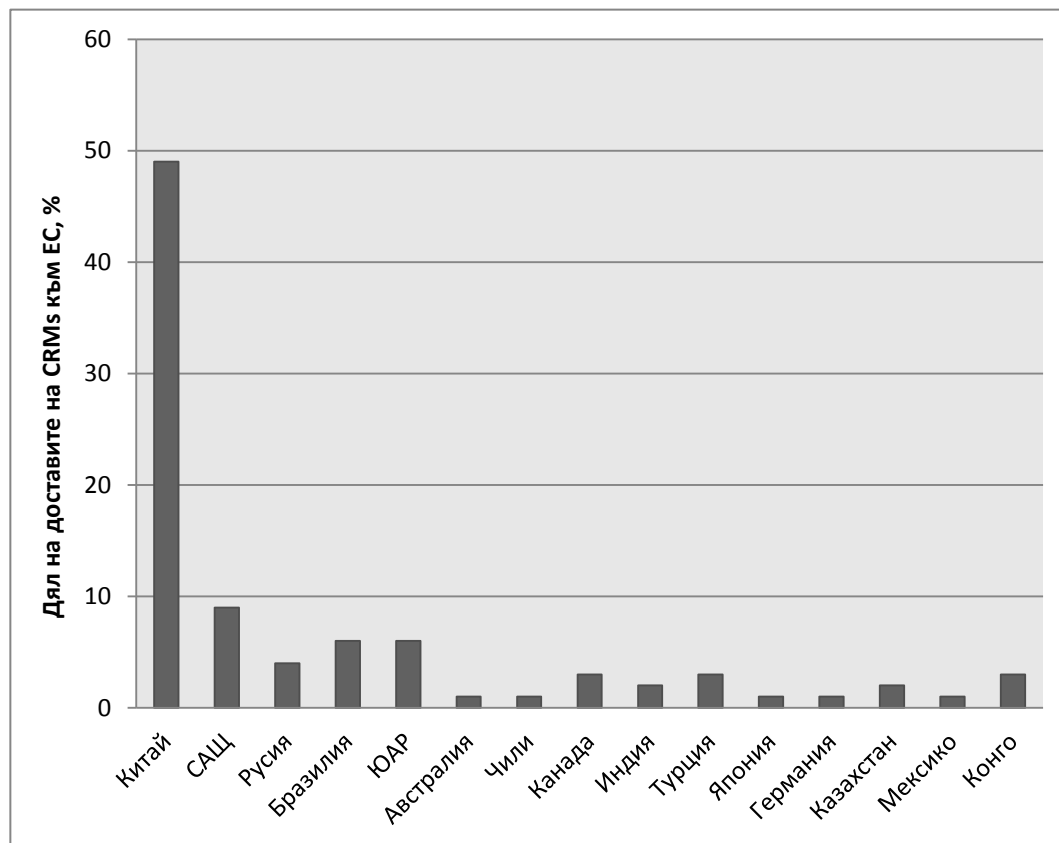
Към отраслите, попадащи в риска от доставка на дефицитни суровини, се отнася и енергетиката, още повече, че производствените съоръженията в ЯЕЦ и ТЕЦ се разглеждат като функциониращи при екстремни условия и изискванията по отношение на характеристиките на стоманите и сплавите, използвани като конструкционни материали в тях, са високи и това поставя предизвикателства пред създаването на аналози.

Настоящият доклад акцентира върху важността на дефицитните суровини за ядрения енергиен сектор и възможните пътища за намирането на решения за ограничаване на зависимостите на ЕС от доставките им.

Таблица 1

Дял на доставките на дефицитни суровини от страни извън ЕС към ЕС и основни доставчици [1]

Дефицит. суровини	Внос за ЕС, %	Главен вносител	Дял на гл. вносител, %	Дефицит. суровини	Внос за ЕС, %	Главен вносител	Дял на гл. вносител, %
Антимон	93	Китай	87	Магнезит	86	Китай	69
Берилий	99	САЩ	90	Магнезий	96	Китай	86
Борати	88	Турция САЩ	38 30	Природен графит	93	Китай	69
Хром	88	ЮАР Казахстан	43 20	Ниобий	99	Бразилия	92
Кобалт	82	Конго	56	PGMs	93	ЮАР Русия	61 27
Коксуващи-се въглища	94	Китай	51	Фосфорит	66	Китай	38
Флуорит	84	Китай	56	REE (Heavy)	100	Китай	99
Галий	90	Китай	69	REE (Light)	100	Китай	87
Германий	94	Китай	59	Силиций	79	Китай	56
Индий	81	Китай	58	Волфрам	91	Китай	85



Фиг. 2 Дял на доставките на дефицитни суровини към ЕС от отделните държави и производители в ЕС

Значимост на дефицитните суровини за конструкционни материали в ЯЕЦ

В съвременните ЯЕЦ с леководни реактори се прилагат повече от 25 конструкционни стомани и сплави, които осигуряват в общия случай 30-40 години продължителност на експлоатацията на ядрените блокове [2]. Тенденциите в развитието на ядрената енергетика е постигане на 60 годишен експлоатационен период при IV-то поколение ядрени реактори, което е в непосредствена връзка с подобряване на характеристиките на конструкционните материали и компонентите от тях, както и с контрола на корозионните процеси в системите метал-топлоносител.

В ЯЕЦ се прилагат освен въглеродна корпусна стомана и високо резистентни на корозия метални материали, като циркониеви и високоникелови сплави и неръждаеми стомани. Основните конструкционни материали, използвани в широко разпространените в световен мащаб водоводни реактори (ВВЕР) са:

- високоникелови сплави от типа Inconels: Inconel 600 и 182 (15 wt % Cr); Inconel 82 (20 wt% Cr); Inconel 690, 52 или 152 (30 wt % Cr);
- високоникелови сплави Incoloy 800 (33 wt% Ni, 22 wt% Cr, 45 wt% Fe);

Високо никеловите сплави се прилагат основно в изпарителни тръби на ядрените парогенератори (ЯПГ) (Inconel 600 и 690 и Incoloy 800), елементи на реакторния корпус, спойки и заварки в първи контур (сплави 182, 82, 52 и 152). Сплавите 690 и 800 са предпочитани, поради тяхната обща резистивност и устойчивост на стрес-корозия в съчетание с добрите им механични свойства [3].

- Неръждаеми стомани - най-използвани са стоманите от серията 300 (304, 308, 309, 316, 321, 347), които съдържат около 10 wt. % Ni и 20 wt.% Cr, някои от тях включват и елементи като Mo и Ti.

От неръждаеми стомани се изработват компонентите в контакт с реакторната вода: циркуляционни помпи, клапи, тръбопроводи, свързки, заварки, спойки, теплообменници на системите към I-ви контур (за химичен и обемен контрол, инжекционни системи за безопасност; системи за отвеждане на остатъчната топлина), а в някои случаи и кондензаторни тръби. Неръждаемите стомани се прилагат, поради тяхната добра обща корозионна устойчивост.

- Циркониеви сплави: сплави Zr-Ni - Циркалой-2 (Zr, 1.5 wt% Sn, 0.12wt % Fe, 0.1wt % Cr; 0.05 wt % Ni); Циркалой - 4 (Zr; 1.5 wt% Sn; 0.2 wt % Fe; 0.1 wt% Cr ; 0.007 wt % Ni); сплави Zr-Nb - Zirlo (Zr, 1.0 wt % Nb; 1.0 wt % Sn; 0.1 wt % Fe); H-1 (1 wt% Nb); H-2.5 (2.5 wt % Nb).

Циркониевите сплави се прилагат като конструкционни материали за обвивки на топлоотделящи елементи (ТОЕ) във водоохлаждаемите реактори, поради малкото сечение на захват на топлинни неутрони; радиационна, химична и ерозионна устойчивост; притежават топлофизични свойства, гарантиращи съхраняване на формата, размерите и геометрията на металното изделие; висока топлопроводност и възможност за химична преработка след облъчване. Zr се характеризира с много широка област на пасивност - пасивира се в голям обхват от потенциали и pH.

Основните корозионни процеси, които са регистрирани в циркониевите сплави са [4]:

- Водородна крехкост (delayed hydride cracking), поради адсорбцията на водород, като степента на водородна крехкост зависи от обемената фракция на циркониевия хидрид ($ZrH_{1.5}$), ориентацията на хидридите натрупвания и степента им на агломерация;
- Фретинг-корозията на обвивките на ТОЕ, дължаща се на движението им спрямо дистанционните решетки, предизвикано от пулсациите на потока реакторна вода, преминаваща през активната зона или при изменение на мощността на реактора;
- Корозията на циркониевите сплави в резултат на увеличаване дебелината на защитния оксиден слой: равномерна корозия; формиране на неравномерен оксиден слой с локални натрупвания от ZrO_2 - "nodular corrosion";
- Корозионна сянка – формиране на локална област на корозия, отразяваща формата на друг конструкционен елемент.

Реакторният контур на АЕЦ с реактори тип ВВЕР е сложен корозионен обект, в който в зависимост от вида и интензитета на облъчване се разглеждат две групи конструкционни елементи: такива, които по време на работа са подложени на неутронно и γ -облъчване (ядрен реактор) и такива, които са подложени само на γ -облъчване - компонентите, които се намират извън реактора: тръбопроводи, компенсатор на обема, помпи, парогенератори и др.

Неутронното облъчване индуцира точкови дефекти в материалите, от типа на вакансии в металната решетка (дефекти по Шотки), едновременно поява на ваканция и внедрен атом в междувъзлията (дефекти по Френкел), продукти на делене могат да се внедрят в междувъзлията или да заместят част от основните метални атоми във възлите на металната кристална решетка (примесни атоми на заместване и на внедряване). При натрупване на точкови дефекти в метала настъпват дислокации, т.е. линейни (двумерни) дефекти, които се разпространяват на голяма дължина – прагови и винтови дислокации.

Дефектите силно влияят и на физичните свойства на металите, като рязко изменят якостта, пластичността, границите на еластичност, термичната и електрична проводимост, в което се изразява радиационната повреда.

В частност, АЕЦ „Козлодуй” е изградена по руска технология и основни конструкционни материали са руски хром-никелови аустенитни стомани.

Основно преимущество на аустенитните стомани е високата им устойчивост на неутронно въздействие, поради което петкратно стабилизирания стомана 08X18H10T се прилага като „наплавка” (втори слой) на цялата вътрешна повърхност на перлитните корпуси на реакторите тип ВВЕР-1000, като конструкционен материал на редица компоненти – барботьор, компенсатор на налягане, както и на изпарителната система на ЯПГ. Съставът на стомана 08X18H10T, е посочен в Табл. 2.

Таблица 2

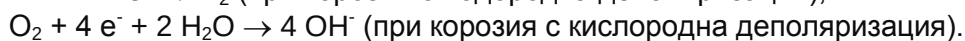
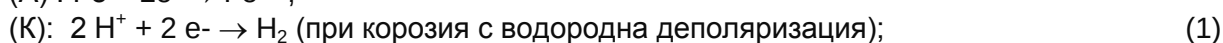
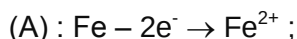
Химичен състав на 08X18H10T (GOST 5632-72) до 100 wt.% Fe

Компоненти	C	Si	Mn	Ni	S	P	Cr	Cu	Ti
Състав, wt%	<0.08	<0.8	< 2.0	9-11	<0.02	0.035	17-19	<0.3	Cx5<Ti<0.7

Други неръждаеми стомани използвани във ВВЕР-1000 са стомана 12X18H10T, 08X19H10Г2Б (компенсатор на налягане), мартензитно-аустенитен клас 06X12H3ДЛ (главна циркуляционна помпа), аустенитна стомана 08X19H10Г2Б и др.

Основен корозионен процес, идентифициран при аустенитните стомани при сенсibiliзация на структурата им е стрес-корозията (корозия под напрежение или крекинг-корозия), като корозионната повреда се проявява като пукнатини върху металната повърхност с транс-кристален характер [3]. Корозионният процес може да е интегрален и да включва корозионна умора от циклични механични напрежения, радиационна крекинг-корозия в неутронно поле или водородна крехкост от внедряване на H_2 в стоманата от реакторната вода. Междукристалната крекинг-корозия се причинява от хромното обедняване по границите на структурните единици на аустенитните стомани и се предотвратява чрез стабилизация с Ti и Nb (Таблица 2). Крекинг-корозията допълнително се интензифицира в електролитна среда в присъствието на разтворен кислород и хлориди.

Корозията на конструкционните материали в енергийните обекти се разглежда като хетерогенен процес, протичащ на границата метал-топлоносител, като в общия случай е от електрохимично естество и се изразява чрез следните анодни (А) и катодни (К) реакции:



Единствено в системата метал-прегрята пара процесът се определя като химичен и се изразява чрез реакцията на Chaudron:



В тази връзка химичният състав на топлоносителя е от съществено значение за забавяне на процесите на корозия.

В частност, в първи контур на АЕЦ „Козлодуй“ се поддържа корекционен водно-химичен режим (ВХР) за обезпечаване на неутрална среда при работна температура ($pH_{300}=6.8\div 7.2$), намаляване на скоростта на радиолиза на топлоносителя, предотвратяване на корозионното повреждане на металните повърхности и отлагането на диспергирани продукти на корозия (ДПК).

Нормите и качеството на водата на първи контур в режим на нормална експлоатация са представени в Табл. 3.

Таблица 3

Норми и качеството на водата на първи контур в режим на нормална експлоатация

Показател	Норма	Показател	Норма
pH_{25}	$5.7 \div 10.2$	$[NH_3]$, mg/kg	≥ 5.0
pH_{300}	7.0 ± 0.2	$[H_3BO_3]$, g/kg	$0 \div 16.0$
$\Sigma[Cl^-, F^-]$, mg/kg	≤ 0.100	$[Fe]$, mg/kg	≤ 0.200
$[O_2]$ разтворен, mg/kg	≤ 0.005	$[Cu]$, mg/kg	0.020
$[H_2]$, $T=0^\circ C$, $P=0.1 MPa$, nml/kg	$30 \div 60$	Радиоактивност на топлоносителя по изотопи на йод, ΣA_i , Bq/kg	$\leq 3.710^7$ – норм. експл. $\leq 1.8510^8$ – безопасна експл.
$\Sigma[K^+, Li^+, Na^+]$, mg-eq/kg	$0.05 \div 0.45$	Специфична активност по сух остатък, Ci/l	1.10^{-2}

Качеството на средата във втори контур се поддържа чрез високоалкален ВХР с едновременно дозиране на амоняк, етаноламин (ЕТА) и хидразин, означаван като АМЕТА, при който се поддържа $pH_{25}=9.7\div 9.95$ на подхранващата вода и $pH_{25}=9.3\div 9.8$ на продувчната вода. ВХР включва:

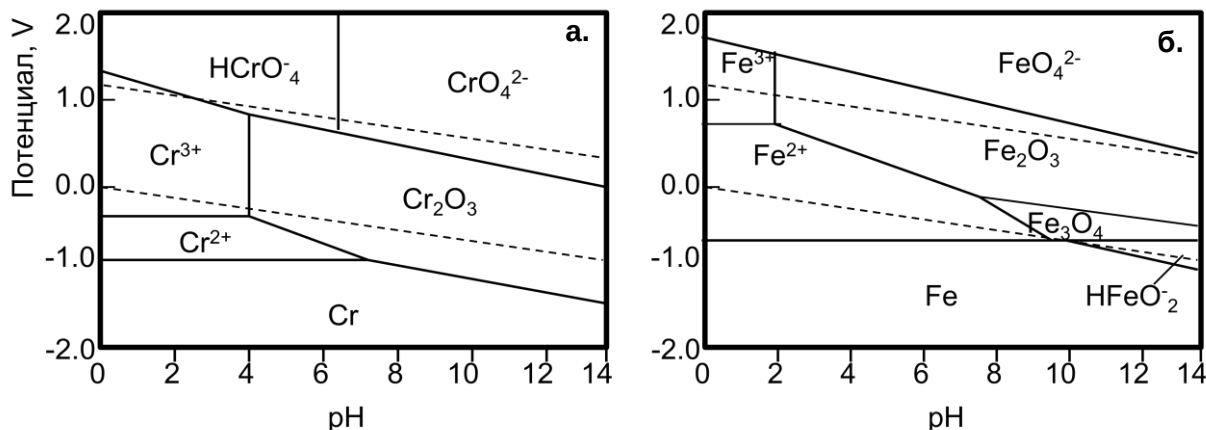
- дозиране на смесен разтвор на NH_3 и ЕТА (2:1) в питателната вода до концентрации в топлоносителя на II^{пн} контур – $3-5 \text{ mg}NH_3/\text{kg}$ и $0.3-0.5 \text{ mg}ETA/\text{kg}$;
- дозиране на N_2H_4 (~1,5 %) в кондензатния тракт за обезпечаване на излишък от хидразин в питателната вода.

Функции на хрома в неръждаемите стомани и високоникеловите сплави

Основен компонент от „изключителна важност“ във високоникеловите сплави и неръждаемите стомани е Cr. Неръждаемите стомани съдържат минимум 10.5 wt % Cr и обикновено 11-12 wt % Cr, с което се гарантира високата им резистивност на обща корозия. Функциите на Cr за корозионната устойчивост на стоманите се заключават в способността му да формира самовъзстановяващ се пасивиращ слой от дихромен триоксид (Cr_2O_3) върху повърхността на метала, изпълняващ функциите на бариера срещу въздействието на контактната среда. Добавянето на никел (Ni) в количество над 8 wt % към високо хромови неръждаеми стомани води до получаването на най-важния клас корозионно и термично устойчиви стомани – аустенитните, означавани като 18-8 (304/1.4301). Предимствата на Cr се изясняват чрез съпоставяне на теоретичните E-pH диаграми на Pourbaix за системите Fe-H₂O и Cr-H₂O, от които се установява широка област на пасивност чрез формиране на стабилен защитен слой от Cr_2O_3 [5]. Опростени диаграми на Pourbaix са представени на Фиг. 3.

Способността на Ni да стабилизира аустенитна фаза, резултира във високоякостни свойства на материала и устойчивост на корозионни въздействия при високи и ниски температури. Хромът намалява „Фладе-потенциала“ на стоманите при добавянето му до 18 wt %, с което се увеличава резистентността им към корозия с водородна деполяризация. Устойчивостта на конструкционните материали към крекинг-корозия нараства с увеличаване

на съдържанието на Ni в сплавта, но при $Ni > 70 \text{ wt\%}$, материалът става склонен към междукристална крекинг-корозия (МКК), регистрирана при Inconel 600.



Фиг. 3 Опростени диаграми на Pourbaix за системите Cr-H₂O (а) и Fe-H₂O (б), показващи зависимостта на потенциала на метала (Е) във функция от pH. Областта на стабилност на водата е очертана от двете пунктирани линии

Пътища за решаване на проблемите, произтичащи от CRMs

Решаване на проблемите с доставките към ЕС на критични за икономиката суровини включва дейности в направленията, представени на Фиг. 4, които могат да обобщят по следния начин:

- 1) Заместимостта на CRM включва създаване на аналози. За количествена оценка на трудността при заместване е въведен „Индекс на заместимостта“, изведен въз основа на всички приложения на материала. Стойностите му се изменят в граници от 0 до 1, като 1 съответства на най-малко заменим CRM. При настоящото технологично ниво, индексът на заместимост на Cr се оценява на 0.96.
- 2) Под терминологията “Рециклиране след излизане от употреба” се възприема частта от метала и металните продукти, които са произведени от скрап след излизане от употреба на оборудването и от други остатъци с ниско съдържание на съответния метал. Процентът на рециклируемостта на Cr по последни данни е едва 13 %.
- 3) Удължаване времето на живот на конструкционните материали в енергийните съоръжения е пряко свързано с оптимизацията на реагентните схеми на обработка на контактната среда за минимизиране на разрушителните процеси, т.е. с водно-химичните режими. По отношение на ВХР на „слабото звено“ на ЯЕЦ – ядрените парогенератори, подобряването на реагентната обработка на водата за II-ри контур на ВВЕР от първата в света двуконтурна ЯЕЦ до наши дни се изразява в замяната на фосфатирането на парогенераторната вода с обработката с неутрализиращи амини, чрез което се ограничават пораженията в изпарителните системи от алкална крехкост и равномерна фосфатна корозия. Паралелно с това е усъвършенстването на конструкционните материали чрез със замяната на неръждаемите стомани с високоникелови аустенитни сплави.
 Интензивно се изследват защитни покрития, които да извършват функциите на пасивиращия оксиден слой на хрома, с което да се намали съдържанието му в конструкционните стомани и сплави.
- 4) Разкриването на нови източници на CRMs чрез минен добив под морското ниво е на етап проучвания и картиране за подобряване базата от знанията за суровинните ресурси.



Фиг. 4 Пътища за намаляване на дефицита на CRM

Заклучителна част

Хромът е основен компонент на неръждаемите и високоникеловите сплави, които са широко използван конструкционен материал в енергийните съоръжения. Поради изключителната важност на Cr за ключови отрасли от икономиката на ЕС и поради факта, че доставките му към ЕС са от страни извън ЕС, то тази суровина е категоризирана като „рискова“, което налага интензифициране на изследванията и разработките по отношение на заместимостта и рециклирането Cr.

Литература

1. Report on Critical raw materials for the EU. Report of the Ad hoc Working Group on defining critical raw materials, May 2014.
2. Allen T., J. Busby, M. Meyer, D. Petti, Materials challenges for nuclear systems, Materials Today, 13 (12) , 2010, 15-23.
3. Cattant F., D. Crusset, D. Feron, Corrosion Issues in Nuclear industry Today, Materials Today, 11 (10), 2008, 32-37.
4. Allen T.R., R.J.M. Konings, A.T. Motta, Corrosion of Zirconium Alloys. In: Konings R.J.M., (ed.) Comprehensive Nuclear Materials, 5, 2012, 49-68.
5. Revie R. W., H.H. Uhlig, Corrosion and corrosion control, An introduction to corrosion science and engineering, John Wiley&Sons, Inc. 2008.

доц. д-р Силвия Бойчева, ТУ–София, катедра „Топлоенергетика и ядрена енергетика“, тел. 02 965 2537, e-mail: sboycheva@tu-sofia.bg

Един подход за оценка на спестяванията в промишлена система в резултат на многосвързани енергоспестяващи мерки

Никола Калоянов

Представен е подход за оценяване на спестяванията в промишлена система за случаите, когато има въведени енергоспестяващи мерки, които си влияят взаимно и няма възможност за измерване на ефекта от всяка мярка поотделно. Такива са преобладаващите случаи в практиката с промишлените системи. Съществен фактор се явява и големината на произвежданата продукция. Разработен е алгоритъм за анализ на разхода на енергия и спестяванията за даден период от време при определена референтна база.

Ключови думи: енергийни спестявания, екологичен ефект, многосвързани енергоспестяващи мерки

An approach to assessing savings in an industrial system resulting from multiple energy savings measures

Nikola Kaloyanov

An approach to assessing savings in an industrial system is presented for cases where energy-saving measures have been introduced that influence each other and there is no possibility of measuring the effect of each measure individually. Such are the prevailing cases in industrial systems. A significant factor is also the size of production. An algorithm has been developed to analyze energy consumption and savings over a given period of time on a given reference basis.

Keywords: energy savings, environmental impact, multi-related energy saving measures

Въведение

В случаите, когато основният фактор за разхода на енергия в една промишлена система е големината на произвежданата продукция и тя е променлива във времето, сумарният ефект от прилагане на енергоспестяващи мерки не може да се определи като адитивна величина от единичните ефекти от отделните мерки. Причините за това са комплексни: в много случаи не е възможно идентифициране на единичните ефекти, не е възможно идентифицирането на взаимното влияние на отделните мерки в един пакет от мерки, промяната на големината на основния фактор - произвежданата продукция, влияе съществено върху големината на единичните и съвместните ефекти.

Математическо описание на метода

Един правомерен подход за оценка на енергийните спестявания и екологичния ефект от прилагане на единични енергоспестяващи мерки или пакети от мерки в даден период от време за такива случаи е основан върху следния алгоритъм:

А. Изчисляване на спестената крайна енергия

1. Определя се базова година за начало на оценката.

За базовата година "b" се изчислява специфичният разход на крайна енергия $SEE_{i,p,b}$ за конкретния продукт "i" за всеки използван енергиен ресурс "p" на основата на измерени данни за годината:

$$SEE_{i,p,b} = \frac{AEEC_{i,p,b}}{G_{i,b}}, \text{ kWh/t} \quad (1)$$

където:

$AEEC_{i,p,b}$ - годишният разход на крайна енергия от енергийния ресурс p за производството на продукта i , kWh;

$G_{i,b}$ - количеството произведен продукт i за базовата година b (например t , както е прието в урав.1). В случаите, когато при производството на продукта i се получава остатъчна маса от суровината, която се преработва в допълнителен друг продукт, за който е невъзможно точното определяне на потребената енергия и отделянето и от общата енергия за целия процес, количеството произведен продукт може да се определи като еквивалентно общо количество.

2. Когато в системата се използва само един вид енергиен ресурс, енергийните спестявания може да се изчислят по израз:

$$FES_i = \sum_{k=1}^K (SEE_{i,b} \cdot G_{i,k} - AEEC_{i,k}), \text{ kWh} \quad (2)$$

където:

FES_i - спестената крайна енергия при производството на продукта i за периода от K години, kWh;

$G_{i,k}$ - количеството произведен продукт i през годината k , t;

$AEEC_{i,k}$ - годишният разход на крайна енергия от енергийния ресурс за производството на продукта i през годината k , kWh;

$k=1,2,3,\dots,K$ – индекс на годините в оценявания период.

3. При използване на P броя различни енергийни ресурси през оценявания период, общите енергийни спестявания може да се изчислят по израз:

$$FES_i = \sum_{p=1}^P \left\{ \sum_{k=1}^K (SEE_{i,p,b} \cdot G_{i,k} - AEEC_{i,p,k}) \right\}, \text{ kWh} \quad (3)$$

където:

FES_i - спестената крайна енергия при производството на продукта i за периода от K години, kWh;

P – броят на всички енергийни ресурси, използвани в оценявания период от време, вкл. базовата година.

Изразът (уравнение 3) отчита и ефекта в случая на замяна на енергийната база.

Б. Изчисляване на спестената първична енергия

4. При използване на P броя различни енергийни ресурси през оценявания период, общата спестена първична енергия може да се изчисли по израз:

$$PES_i = \sum_{p=1}^P \left\{ \sum_{k=1}^K (SEE_{i,p,b} \cdot G_{i,k} - AEEC_{i,p,k}) \right\} \cdot f_p, \text{ kWh} \quad (4)$$

където:

PES_i - спестената първична енергия при производството на продукта i за периода от K години, kWh;

P – броят на всички енергийни ресурси, използвани в оценявания период от време, вкл. базовата година;

f_p - коефициентът за превод на крайната енергия от p -я енергиен ресурс в първична.

В. Изчисляване на екологичния ефект – спестени емисии CO₂

5. При използване на Р броя различни енергийни ресурси през оценявания период, екологичният еквивалент на спестената енергия от прилагане на енергоспестяващи мерки може да се оцени по израза:

$$ES_{CO_2,i} = \sum_{p=1}^P \frac{1}{1000} \left\{ \sum_{k=1}^K (SEE_{i,p,b} \cdot G_{i,k} - AEEC_{i,p,k}) \right\} \cdot e_p, \text{ kg} \quad (5)$$

където:

$ES_{CO_2,i}$ - спестеното количество емисии CO₂ при производството на продукта i за

периода от К години, kg;

P – броят на всички енергийни ресурси, използвани в оценявания период от време, вкл. базовата година;

e_p - коефициентът на екологичен еквивалент на крайната (доставената) енергия с p -я енергиен ресурс, gCO₂/kWh.

Резултати от приложение на подхода за оценка на спестяванията в завод за спирт

Изложеният подход и алгоритъм са илюстрирани с едно приложение за оценка на спестяванията в завод за производство на спирт.

Изходни условия

1. Избрана е базова година 2009. Оценява се период от 7 години (2010-2016 г.)
2. Анализирана е последователността от годишното потребление на топлина и електричество.
3. В завода за спирт е използвана топлина (пара) от ТЕЦ и топлина (пара) от локална централа на природен газ.
4. При определяне на коефициента на първична енергия и коефициента на екологичния еквивалент емисии CO₂ за доставената (потребената) топлина с топлоносител пара от ТЕЦ са отчетени съответните годишни ефективности на централата с основно гориво каменни въглища. Приведените към количеството потребена топлина стойности на коефициентите са показани в Табл. 1.

Таблица 1

Година	Парова централа (ТЕЦ) на каменни въглища			Приведени коефициенти към произведената (потребената) пара	
	Кпд, %	Коеф. на първична енергия	Емисионен фактор, gCO ₂ /kWh	Коеф. на първична енергия	Емисионен фактор, tCO ₂ /MWh
2009	74.17	1.2	341	1.62	0.4597
2010	74.13	1.2	341	1.62	0.4600
2011	70.51	1.2	341	1.70	0.4836
2012	70.06	1.2	341	1.71	0.4867
2013	75.29	1.2	341	1.59	0.4529
2014	66.41	1.2	341	1.81	0.4529
2015	76.03	1.2	341	1.58	0.4485
2016	76.00	1.2	341	1.58	0.4487

5. Доставената (потребената) топлина с пара от локалната централа е отчитана като приведена към количеството потребено гориво природен газ (с отчитане на ефективността на системата за генериране, пренос и разпределение) с долна топлотворна способност 8000 kcal/nm³, поради което не се налага изчисляване на приведени стойности на коефициентите за определяне на първична енергия и емисии CO₂.

6. Параметрите на въведените енергоспестяващи мерки са показани в Табл. 2.

Таблица 2

№	Наименование на мярката	Година на изпълнение на мярката	Вложени инвестиции хиляди лева	Живот на мярката, год.
1	Отстраняване на пропуски и топлоизолация на топлопроводи	2011	72.44	15
2	Въвеждане на система за оползотворяване на топлината на димните газове в локалната централа	2011	58.92	15
3	Енергоспестяващи мерки по трансформатори	2015	6.10	8
4	Енергоспестяващи мерки по системите за осветление	2014 2016	1.56 1.44	8
5	Режимна оптимизация на технологичните процеси	2010-2016		10
		ОБЩО	140.46	

Резултати от оценката на спестяванията в завода за спирт

Резултатите от реализираната изчислителна процедура по посочения алгоритъм са показани в Таблица 3: Произведена продукция и потребена енергия и Таблица 4: Енергийни спестявания, спестени емисии CO₂, спестени финансови средства, а графичното изображение на резултатите е показано на Фиг. 1, 2 и 3.

Общо спестена крайна енергия за периода 2009-2016: **40.67 GWh**.



Фиг. 1 Спестена топлина



Фиг. 2 Спестена електроенергия



Фиг. 3 Спестена енергия

Заклучение

Представеният подход дава една възможност за оценка на спестяванията в промишлена система в резултат от въвеждани през годините единични енергоспестяващи мерки и пакети от мерки. Като естествено следствие, резултиращите спестявания – на енергия от различните използвани енергийни ресурси, както и на емисиите CO₂, са променливи през годините и не е възможно да се намери оценка на индивидуалните ефекти. Големината им зависи строго от взаимното влияние на въведените мерки, както и от големината на произвежданата продукция. Разработеният алгоритъм за оценка на спестяванията е приложим без ограничения по отношение на вида на системата и произвежданата продукция.

Литература

1. НАРЕДБА № Е-РД-04-3 от 4.05.2016 г. за допустимите мерки за осъществяване на енергийни спестявания в крайното потребление, начините на доказване на постигнатите енергийни спестявания, изискванията към методиките за тяхното оценяване и начините за потвърждаването им.

Анализ на топлопреносните свойства на топлинна изолация на сградни ограждащи елементи от пенополистирен

Любомир Цоков, Цветан Божков, Никола Калоянов

Представени са резултати от измерване и анализ на топлофизичните свойства на плоска пенополистиренова топлинна изолация, произведена в България. Изследвана е зависимостта на топлоизолационните свойства и цената на плочи от EPS от масовата плътност на пенополистирена и е направена сравнителна оценка на изолация с различна плътност за изолиране на външна стена, при спазване на нормативните изисквания за термичното съпротивление на стената.

Ключови думи: топлинна изолация, топлопроводност, енергийна ефективност

Analysis of heat transfer properties of polystyrene thermal insulation of building envelope elements

Lubomir Tzokov, Tsvetan Bozhkov, Nikola Kaloyanov

Results of measurement and analysis of the thermophysical properties of a flat polystyrene thermal insulation produced in Bulgaria are presented. The dependence of the thermal insulating properties and the price of EPS boards on the density of the polystyrene foam was investigated and a comparative assessment of isolation with different density for an external wall was made, in compliance with the normative requirements for the thermal resistance of the wall.

Keywords: thermal insulation, thermal conductivity, energy efficiency

Въведение

Съгласно изискванията на Наредба 7 от 2009 година [1], референтният коефициент на топлопреминаване през външни стени при температура на въздуха в кондиционирания обем над 15°C е $U=0,28 \text{ W/m}^2\text{K}$. За постигането на тези стойности е необходимо външните стени да се изолират топлинно. Най-често, по икономически съображения, за топлоизолация се използват плочи от пенополистирен с различна дебелина и масова плътност, които се закрепват към неизолираната стена и върху тях се нанася защитно-декоративна замазка. За постигане на референтните стойности на топлопреминаване, с масово предлаганите на българския пазар пенополистиренови изолации, необходимата дебелина на топлоизолацията зависи от коефициента и на топлопроводност и варира около 10 см. Известно е, че коефициентът на топлопроводност на изолациите с ниска плътност зависи от плътността на материала и топлоизолационните свойства се влошават при понижаване на плътността под 20 kg/m^3 поради нарастване на дяла на лъчистия топлообмен в изолацията. Същевременно, понижаването на плътността на материала води до понижаване на себестойността на топлинната изолация на единица обем, но пак има неблагоприятен ефект и върху останалите механични качества на изолацията и нейната трайност. Известно е, че плътността на изолациите от пенополимери е основен фактор, влияещ върху технико-икономическите им характеристики и тяхното приложение. За съжаление не рядко данните за масовата плътност на топлоизолационните плочи от EPS са "спестени". Самите потребители също не обръщат особено внимание на това каква е плътността на изолацията, която им се предлага, а се интересуват предимно от цената. Това е предпоставка за спекулации от страна на търговци и изпълнители или некоректна подмяна

на един продукт с друг. В тази връзка е направена експериментална проверка на влиянието на масовата плътност върху топлоизолиращите свойства и цената на плочи от EPS на конкретно българско производство.

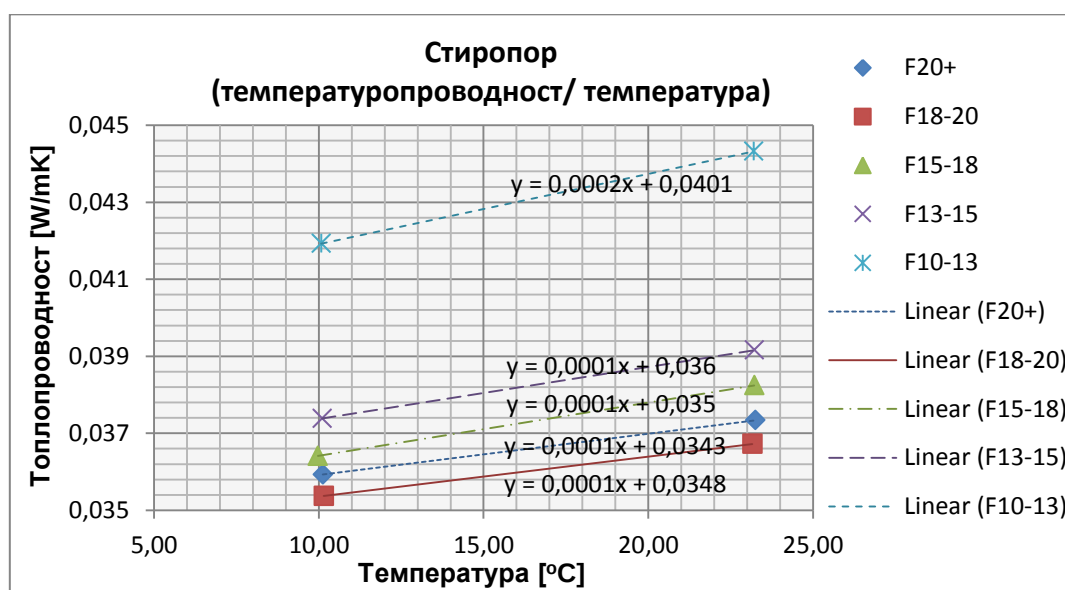
Резултати от изследването

Изследването е проведено върху плоскости от EPS за изолация на стени, произведени от една производствена линия, от един материал, с еднаква дебелина и широк диапазон от плътности. Резултатите от измерване на пробите са представени в Таблица 1.

Таблица 1

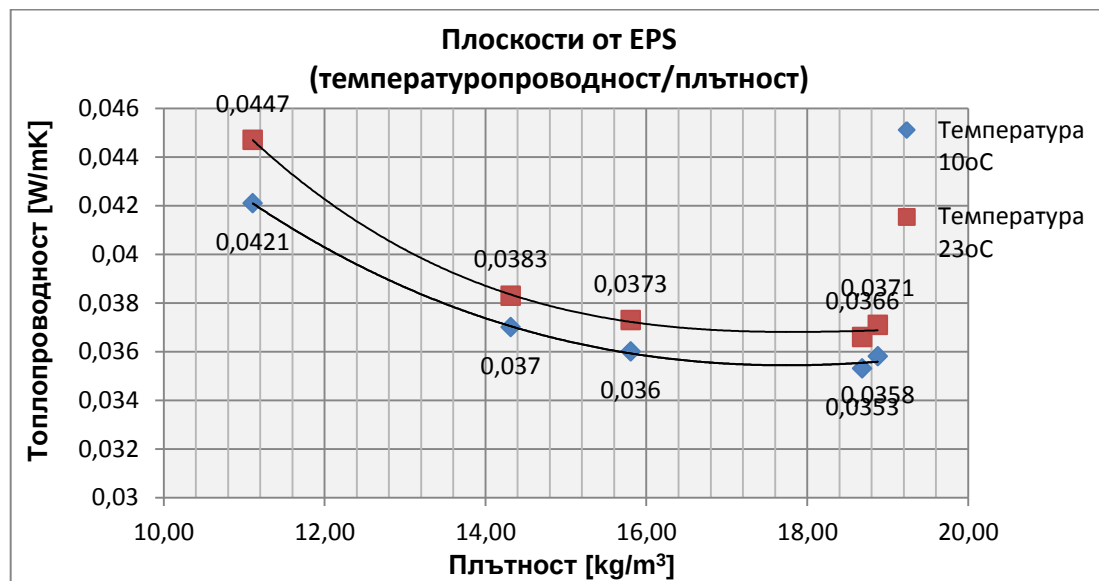
Проба	Плътност		Температура	Топлопроводност	Температура	Топлопроводност
условно означение	kg/m ³		°C	W/(mK)	°C	W/(mK)
	декл.	изм.	средна	измерена	средна	измерена
EPS 11-13	11÷13	11,1	10,07	0,0419	23,20	0,0443
EPS 13-15	13÷15	14,3	10,10	0,0374	23,22	0,0392
EPS 15-18	15÷18	15,8	9,97	0,0364	23,22	0,0382
EPS 18-20	18÷20	18,7	10,15	0,0354	23,16	0,0367
EPS 20+	>20	18,9	10,12	0,0359	23,25	0,0373

Резултатите от Табл. 1 са илюстрирани графично на Фиг. 1. Установена е зависимостта на топлопроводността на плоскостите от пенополистирен от температурата при постоянна плътност.



Фиг. 1 Зависимост на коефициента на топлопроводност на плоскости от EPS от температурата

Резултатите от Табл. 1, показващи зависимостта на топлопроводността на пенополистирена от масовата плътност на пробите при постоянна температура, са представени на диаграмата от Фиг. 2.



Фиг. 2 Зависимост на коефициента на топлопроводност на плоскости от EPS от плътността

Тъй като референтната стойност на коефициента на топлопреминаване е $U=0.28$ (W/m^2K), термичното съпротивление на необходимия слой топлинна изолация зависи от термичното съпротивление на стената, върху която той ще бъде положен. За да се направи оценка за цената на изолацията, необходима за постигане на референтната стойност на термичното съпротивление, е удобно да се въведе специфична цена на изолацията за единица термично съпротивление.

$$P_{Rt} = \frac{P_{\delta}}{R_{\delta}}; \quad P_{\delta} = \delta \cdot P_v \quad (1)$$

P_{Rt} [$лв / (m^2K / W)$] – цена на изолацията на единица специфично термично съпротивление;

R_{δ} [m^2K / W] – измерено специфично термично съпротивление на пробата;

P_{δ} [$лв / m^2$] – цена на квадратен метър от измерената проба;

P_v [$лв / m^3$] – цена на кубичен метър от измерената проба;

δ [m] – дебелина на измерената проба.

Специфичната цена за единица термично съпротивление P_{Rt} може да се използва за пресмятане на цената на квадратен метър изолация $P_{изол}$:

$$P_{изол} = R_{t,изол} \cdot P_{Rt}, \quad (2)$$

с желано термично съпротивление $R_{t,изол}$. В случая, за $R_{t,изол}$ е използвано термично съпротивление, необходимо за постигане на референтната стойност на термичното съпротивление на квадратен метър стена, пресметнато по следния начин

$$R_{t,изол,реф} = R_{t,реф} - R_{t,ст} - R_{t,в-х}, \quad (3)$$

$R_{t,изол,реф}$ – термично съпротивление на един квадратен метър изолация за постигане на референтното термично съпротивление на стената $R_{t,реф}$;

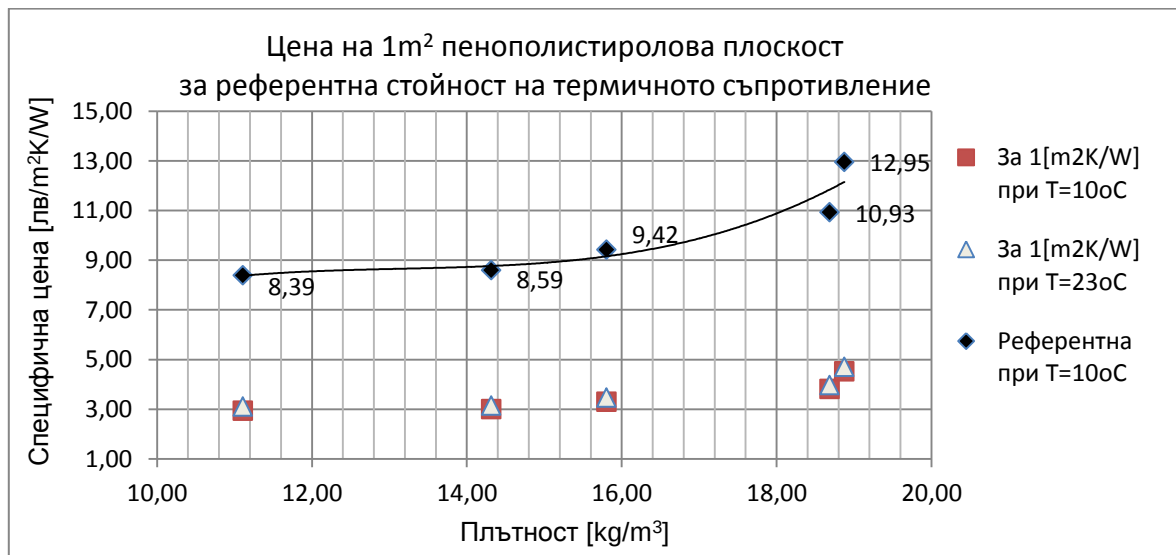
$R_{t,ст}$ – термичното съпротивление на един квадратен метър неизолирана стена;

$R_{t,в-х}$ – термичното съпротивление на граничните слоеве въздух.

На база референтното термично съпротивление на вертикална стена от решетъчна тухла $R_{t,изол,реф}=1/0.28$ са пресметнати стойности на цената на изолацията чрез израза:

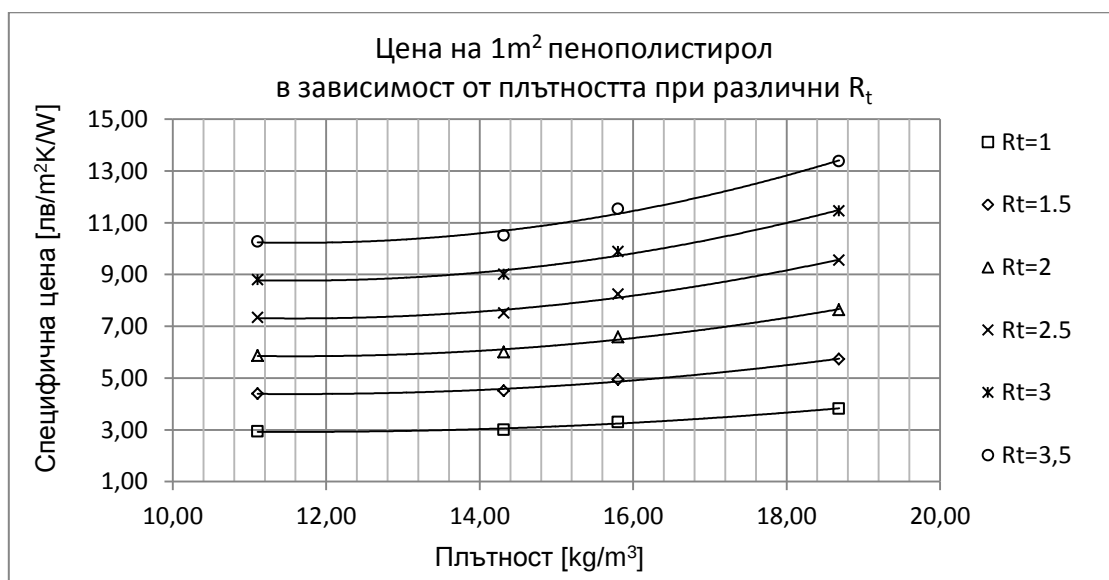
$$R_{i,изол,реф} = R_{i,реф} - R_{i,ст} - R_{i,в-х} \quad (4)$$

Резултатите за цената на изолацията при единица термично съпротивление и при термично съпротивление на стената, отговарящо на избраната референтна стойност, са представени на Фиг. 3.

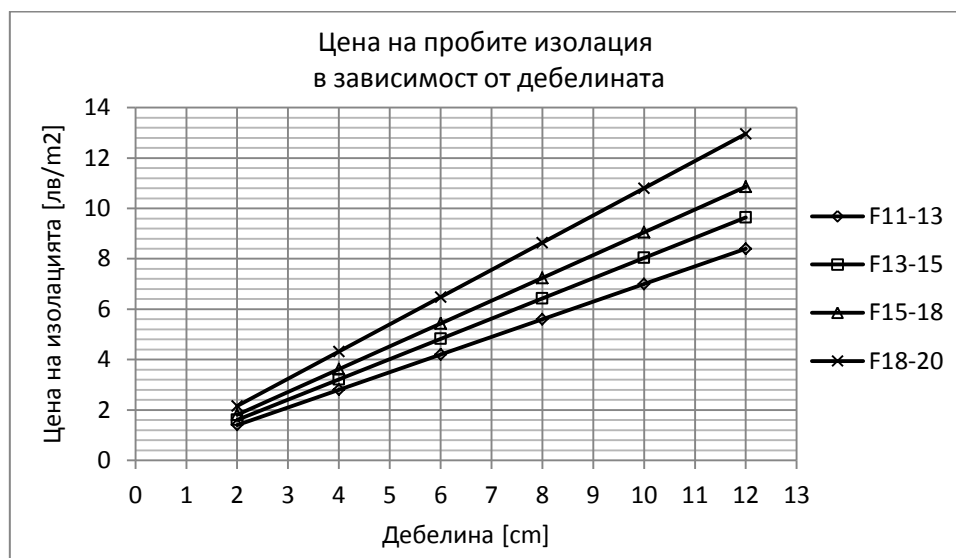


Фиг. 3 Зависимост на цената на плоскости от EPS от тяхната плътност при термично съпротивление $R_t=1$ [m²K/W] и $R_t=2.86$ [m²K/W]

Фиг. 4 изобразява диаграма, показваща цената на изолацията за по-широк диапазон от стойности на термичното съпротивление и плътността.



Фиг. 4 Зависимост на цената на плоскости от EPS от тяхната плътност в широк диапазон от термични съпротивления на изолацията



Фиг. 5 Зависимост на цената на измерените проби от дебелината

След като се отчете цената на изолацията при дадено термично съпротивление от Фиг. 4, с помощта на Фиг. 5 е възможно да се коригира цената на изолацията за конкретната проба при целочислена стойност на дебелината ѝ в сантиметри. За целта е необходимо да се отчете цената от Фиг. 4 и по нея от Фиг. 5 да се определи най-близката целочислена стойност на дебелината за избраната проба и коригираната ѝ цена.

Заклучение

Резултатите от изследването показват, че с понижаване на плътността на пенополистирола коефициентът на топлопроводност се увеличава. Въпреки това, поради влагането на по-малко количество стирол и в резултат на съществено намаляване на цената, изолацията с по-ниска плътност е с по-ниска цена при зададена стойност на термичното съпротивление на стената. Необходимо е при избора на конкретна плътност на пенополистироловата изолация да се отчитат и останалите физико-механични свойства на плоскостите от пенополистирол и особено влиянието на процеса на стареене на материала.

Литература

1. Наредба за изменение и допълнение на Наредба №7 от 2004 г. за топлосъхранение и икономия на енергия в сгради от 27.10.2009 г.

доц. д-р Любомир Цоков, ТУ-София, катедра „Топлинна и хладилна техника“, e-mail: lubo@tu-sofia.bg

доц.д-р Цветан Божков, ТУ-София, катедра „Топлинна и хладилна техника“, e-mail: cecobj@abv.bg

проф. д-р Никола Калоянов, ТУ-София, катедра „Топлинна и хладилна техника“, e-mail: ngk@tu-sofia.bg

Възможности за използване на нетъкани текстилни материали за топлинна изолация

Маргарита Незнакова, Любомир Цоков, Никола Калоянов

Изследвана е връзката между геометричните параметри и въздухопропускливостта, както и ефективния коефициент на пренос на топлина на нетъкани иглонабити материали от полиестерни влакна, получени след рециклиране на бутилки. Материалите с пореста структура имат специфични физични свойства, те са със значителна дифузионна проницаемост, малко аеродинамично съпротивление, високи адсорбционни свойства, малка звуко- и топлопроводност, но качествата им силно зависят от метода на получаване, химичната структура и параметрите на вложените влакна и заключителното им облагородяване.

Ключови думи: иглонабити нетъкани материали, регенерирани полиестерни влакна, ефективен коефициент на топлопроводност

Possibilities for use of nonwoven textile materials for thermal insulation

This paper reports an investigative study between the geometric parameters of needed nonwovens from regenerated polyester fibers on air permeability and the effective heat transfer coefficient. Materials with a porous structure have specific physical properties, they have significant diffusion permeability, little aerodynamic resistance, high adsorption properties, low sound and thermal conductivity, but their properties depend on the method of production, fibrous composition and their final treatment.

Keywords: needlepunched nonwovens, reclaimed polyester fibers, effective thermal conductivity

Въведение

Нетъканите текстилни материали на основата на природни и синтетични влакна намират напоследък голямо приложение в различни области на икономиката. Използват се като ефективни топло- и звукоизолации, в промишленото и гражданското строителство, за топлоизолации на определени участъци на тръбопроводи и различно оборудване. Нетъканите материали имат голяма роля и в дизайна на дрехите и обувките, като осигуряват комфортни условия за живот на човека. Основен проблем при създаване на нови нетъкани материали е изучаването на влиянието на структурните им характеристики върху общите топлофизични свойства, въздухо- и паропроницаемостта. Теплозащитните свойства на влакнестите топлоизолационни материали и тяхната въздухопропускливост зависят от състава, технологията за изработване, вида на материалите влизащи в тях, както и от вида на заключителна обработка.

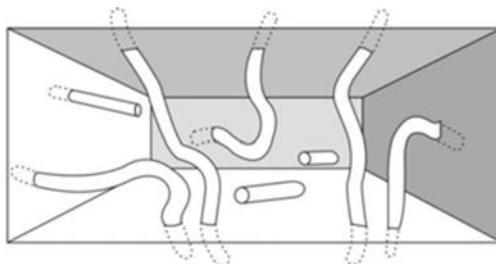
Текстилните материали са хетерогенни порести материали. Порестостта им зависи от начина на разположение на влакната: подредено (прежди, тъкани и трикотаж) или случайно (нетъкан). Тези текстилни продукти се получават по силно интегрирани производствени процеси, от суровината до крайния продукт. Технологиите като цяло обхващат два основни стадия - формиране на настил от произволно ориентирани влакна и след това тяхното консолидиране - химично, термично или механично. Голямото разнообразие на технологиите и възможностите за свързване, правят изследването им изключително трудно. За разлика от тъканите и трикотажа, в зависимост от избрания метод и технологията на

получаване, се получават обемни нетъкани материали с голямо количество затворени и отворени пори. Това позволява включване на голямо количество въздух в обема им, а чрез заключителната обработка могат технологично да се контролират масопреноса и топлинния поток, в зависимост от предназначението на изделието.

Необходимите за използване при екстремно студ влакнести материали могат да се разделят на две големи групи: текстилни материали за защита от студ и текстилни материали с техническо предназначение. При изграждането на облекло за защита от студ главен фактор е конструкцията му, и задължително се реализира принципът на многослойност – количеството на изолиращите слоеве трябва да бъде не по-малък от три, а към материала за всеки слой се предявяват определени изисквания. Вътрешният, контактен с човешката кожа слой, контролира микроклимата – температурата и влажността на въздуха до тялото. При ниска физическа активност този слой трябва да намали движението на въздуха в контакт с кожата, а при висока активност – да обезпечава намаляването на влажността, за да се избегне прегряването. Това се дължи на адсорбцията на влага за сметка за преноса ѝ в следващите слоеве. В зависимост от това се избират вида на влакната, от които се изготвя вътрешният слой и вида на нетъканата топлоизолация, която винаги трябва да е обемна, но едновременно с това да не затруднява движението. Средният слой осигурява основната част на топлоизолацията. Изборът на текстил е повече или по-малко произволен, но трябва да осигурява добра изолация при продължително въздействие на студ, както и да осигурява възможност за сушене. За този нетъкан слой се избират неадсорбиращи вода материали.

Към техническите нетъкани топлоизолиращи изделия се поставят допълнителни изисквания в зависимост от предназначението им – например, олеофобност, устойчивост към действието на агресивни среди, огнеустойчивост и т.н. Допълнително условие и в двата случая (защитно облекло и технически текстил), е устойчивост на самото изделие и заключителното облагородяване към действието на екстремно ниски температури. Като се вземат предвид специфичните особености на структурата, както и физичната природа на процеса топлопроводност, за основен параметър при определяне на интензивността на разпространение на топлината, най-вече се използва ефективния коефициент на топлопроводност – $\lambda_{\text{еф}}$. Тази комплексна характеристика за твърди среди с капилярно-пореста или пореста структура, отчита молекулния топлопленос в структурните елементи, молекулния и конвективния топлообмен между частиците на средата, която се намира в порите и частта от топлината, която се предава чрез излъчване.

За нетъканите текстилни материали е невъзможно порестата структура да се представи като успоредни, с еднакви диаметри капиляри, разположени на равно отстояние една от друга. Във връзка с това изследването на процеса на топлообмен в порести текстилни материали, с хаотично ориентирани, неравномерно разпределени в обема на изделието капиляри със различен диаметър, със случаен брой отворени и затворени пори, каквито са НТМ, е актуално. За разлика от тъканите и трикотажа, които имат подредена структура, разположението на влакната в нетъкания текстил е случайно, в много случаи хаотично и трудно се описва математично. Порестата им структура, зависи от използвания метод на получаване и от вида на заключителна обработка. Също така диаметърът на капилярата по нейната дължина може да е различен [1].



Фиг. 1 Схематично представяне на порестата структура на нетъкан текстил [2]

Целта на настоящото изследване е да се установи влиянието на обемната плътност на нетъкани изделия от полиестерни рециклирани влакна върху въздухопропускливостта и коефициента им на топлопроводност. Изследването на влиянието на тези фактори върху топлозащитната функция и въздухопропускливост на нетъканите текстилни материали и съставните изделия с различно предназначение с тяхно участие, ще доведе до създаване на топлоизолационен продукт с определени, желани свойства.

Експериментални изследвания

Изследването се извършва върху иглонабит нетъкан текстил от 100 % полиестерни регенерирани от пластмасови бутилки влакна, с линейна плътност 3,4 dtex и дължина 57 mm. Иглонабиването е извършено при параметри на процеса посочени в Таблица 1.

Таблица 1

Технологични параметри на процеса на получаване

Параметър на роцеса	Проба 1	Проба 2	Проба 3	Проба 4
Честота на иглонабиване	500	800	840	900
Проекционна плътност	15	50	50	50
Дълбочина на иглонабиване	12	10	8	8

Използвани са игли Groz-Beckert с технологични параметри като 15x18x32x3 R333 G3027.

Описанието на изследваните проби е представено в Таблица 2.

Таблица 2

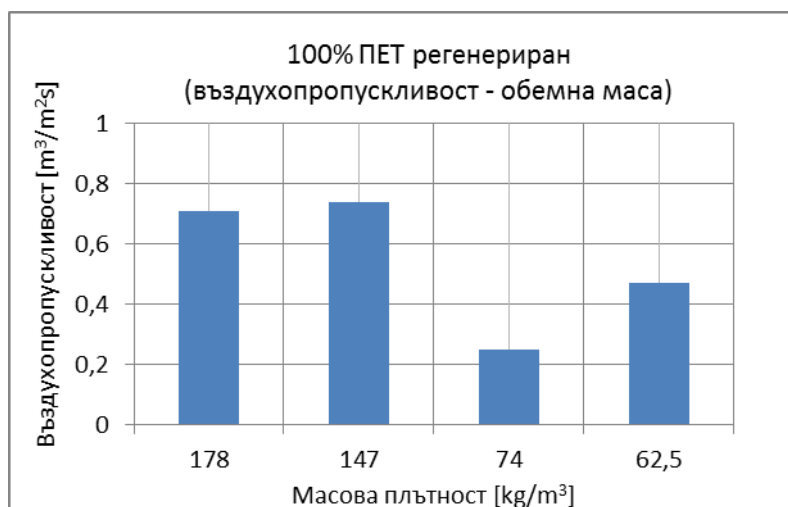
Взаимовръзка между обемната плътност, дебелината и други показатели върху свойствата на НТМ

Проба	Масова плътност, kg/m ³	Площна маса, g/m ²	Дебелина при налягане 20kPa, mm	Коефициент на топлопроводност, W/mK	Въздухопропускливост, m ³ /m ² s	Влагопоглъщане, %
1	178	500	2,8	0,048	0,71	1,7
2	147	500	3,4	0,046	0,74	3,1
3	74	800	10,8	0,041	0,25	2,3
4	62,5	500	8	0,039	0,47	0,4

Изследваните материали имат достатъчно висока порестост, обемна плътност и дебелина, по-малка (в сравнение с известните строителни топлоизолационни материали от минерален произход), но също така и еластични характеристики и гъвкавост. Коефициентът на топлопроводност, който зависи от порестостта и обемната плътност, се колебае в границите на 0,039 до 0,048 W/(m·K).

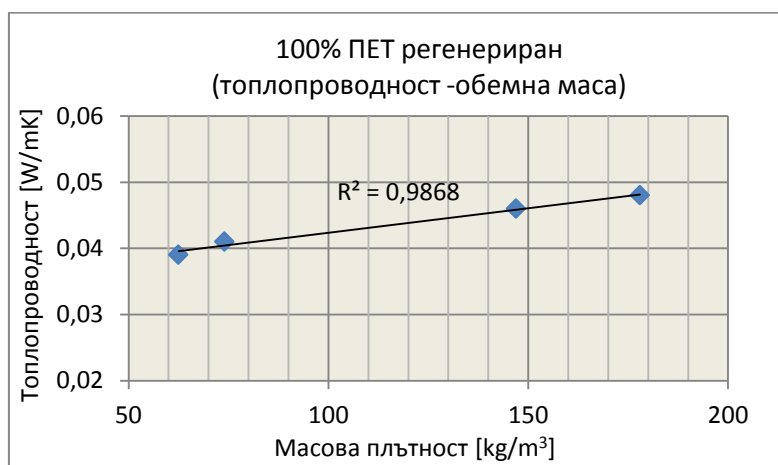
Резултати и дискусия

Въздухопропускливостта е много важно свойство при използване на нетъканите текстилни материали за топлоизолатори. Тя е свързана с физическите параметри на материала като площна и обемна маса, дебелина и плътност. С увеличаване плътността на иглонабиване, при една и съща площна маса на настила подложен за консолидиране, се увеличава плътността на платното, намалява дебелината и порестостта. Получените резултати не показаха определена зависимост между масовата плътност на пробите и тяхната въздухопропускливост.



Фиг. 2 Изменение на въздухопропускливостта в зависимост от масовата плътност на пробите

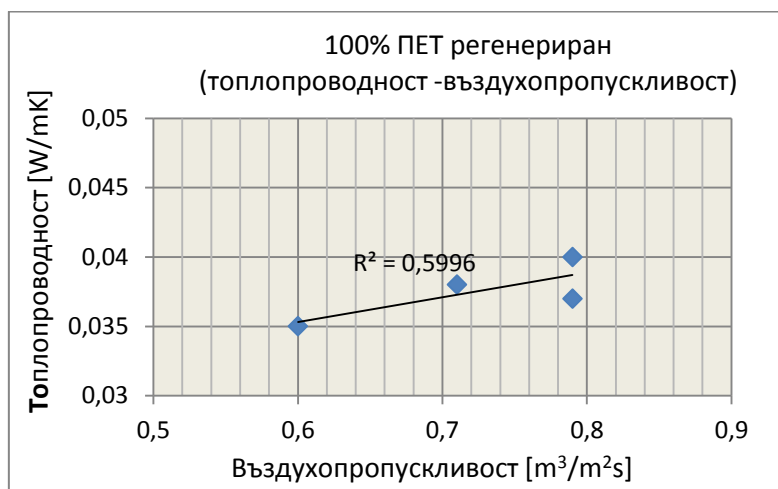
Това се дължи на разликите в технологичните параметри на процеса. Колкото е по-висока честотата на иглонабиване, толкова материалът се уплътнява и топлоизолационната способност вече се определя от наличието на затворен в системата въздух, поради по-високата консолидация на влакната и наличието на по-голям брой затворени пори. Тъй като изследваните материали са само от един и същ вид влакна, може да се заключи, че основно значение има количеството на задържания в системата въздух. Тъй като се касае за хидрофобни влакна, влиянието на влажността на въздуха в системата може да се пренебрегне.



Фиг. 3 Зависимост на коефициента на топлопроводност от масовата плътност на изследваните материали

За изследваните проби е установена линейна зависимост между масовата плътност и топлопроводността. С нарастването ѝ ефективният коефициент на топлопроводност расте. Това потвърждава допускането, че създаването на по-голям брой затворени пори, които задържат въздух допринася за получаване на по-добър топлинен изолатор.

Линейна е и зависимостта между топлопроводността и въздухопропускливостта.



Фиг. 4 Влияние на въздухопропускливостта на иглонабит нетъкан текстил върху топлопроводността

Влиянието на честотата на иглонабиване, за проби 3 и 4 е по-малко, поради малката разлика – 840 и 900 Hz.

Установи се, че площната маса на нетъкания текстил не може да бъде използвана при търсене за определяне на топлоизолационната способност на нетъканите материали.

Изводи

1. На база на проведените изследвания е установено, че нетъканите текстилни материали от полиестерни влакна получени при рециклиране на бутилки, могат да бъдат използвани за топлинни изолатори.
2. Поради гъвкавостта на получаваните материали и тяхната топлинна устойчивост до температури от 150°C , те могат да се използват при изолация на топлопроводи.
3. Основен технологичен параметър при избора на подходящ материал е масовата плътност, която от своя страна се определя основно от честотата на иглонабиване.

Научните изследвания, резултатите от които са представени в настоящата публикация, са финансирани от НФ „Научни изследвания“ по договор ДУНК-01/3 от 29.12.2009 г.

Литература

1. Part 14. Holmer I. Textiles for protection against cold / In book: Textiles for protection. Ed. R.A. Scott. // Woodhead Publishing LTD: Cambridge, England. 2005. - 785 P.
2. Dubrovski P. D. and M. Brezocnik Porosity and Nonwoven Fabric Vertical Wicking Rate, Fibers and Polymers 2016, Vol.17, No.5, 801-808.

проф. д-р Маргарита Незнакомова, ТУ-София, катедра „Текстилна техника“, e-mail: mpn@tu-sofia.bg

доц. д-р Любомир Цоков, ТУ-София, катедра „Топлинна и хладилна техника“, e-mail: lubo@tu-sofia.bg

проф. д-р Никола Калоянов, ТУ-София, катедра „Топлинна и хладилна техника“, e-mail: ngk@tu-sofia.bg

Матричен метод за анализ на системи от топлообменни апарати

Борислав Станков, Момчил Василев

Представен е матричен метод за анализ (изчисляване на статичен баланс) на системи от топлообменни апарати. Представеният метод е реализиран като потребителски софтуер в програмната среда на MATLAB. При софтуерната имплементация е приложена теорията на графите. Софтуерът позволява бързо моделиране и симулиране на системи от топлообменни апарати, при които специфичните топлинни капацитети на потоците могат да се приемат за постоянни.

Ключови думи: системи от топлообменни апарати, матричен метод, теория на графите, MATLAB, метод на преносните топлинни единици

Matrix method for analysis of heat exchanger networks

Borislav Stankov, Momchil Vasilev

Presented is a matrix method for analysis (calculation of the steady-state heat balance) of heat exchanger networks. The MATLAB programming environment was used for software implementation of the method. The software utilizes network analysis algorithms, based on the graph theory. It allows for quick modeling and simulation of heat exchanger networks, where the specific heat capacities of the flows can be assumed to remain constant.

Keywords: heat exchanger networks, matrix method, graph theory, MATLAB, effectiveness-NTU method

Въведение

За решаването на проверочната задача (анализ) за сложни системи от топлообменни апарати се използват два вида методи: итеративни и матрични.

При итеративните методи решението се намира чрез последователно изчисляване на топлинния баланс на всеки топлообменен апарат в системата в итерационен цикъл, до задоволяване на определените критерии за сходимост. Итеративни методи са заложили в компонентно-ориентирани софтуери за моделиране и симулиране на статични и динамични системи, като Simulink, Modelica и TRNSYS. В тези симулационни среди всеки топлообменен апарат се дефинира като отделен компонент, т.е. самостоятелен модел, чиито входни и изходни променливи са свързани с тези на другите компоненти в системата. Използването на такъв тип софтуери позволява голяма гъвкавост при моделирането на произволни системи, включващи и други типове компоненти.

При матричните методи системата се описва изцяло чрез стойностите на коефициентите, заложили в съответните матрици и се решава чрез матрични операции. Матричните методи имат по-ограничени възможности, но могат да бъдат по-прости и бързи. В зависимост от сложността си, те могат да бъдат реализирани в софтуери, като MATLAB, Mathematica и Maple, но също така и в „spreadsheet” програми като MS Excel.

Известен пример е обобщеният матричен метод, представен във VDI-Wärmeatlas [6]. При този метод системата се описва чрез десет матрици. Три от тези матрици, съдържащи температурите на потоците (на входовете и изходите от всеки топлообменен апарат и на изходите от системата), се получават чрез решаване на матрични уравнения. В тези уравнения участват останалите седем матрици, които описват събиранията и разделянията

на потоците в системата и ефективностите на топлообменните апарати (по метода на преносните топлинни единици).

В тази статия е предложен друг матричен метод, при който е използван различен подход за описване на системата. Той се основава на съставяне на система от линейни уравнения, които изразяват топлинния баланс на системата от топлообменни апарати, като е използван методът на преносните топлинни единици [2], [5], [7]. Представеният метод е приложен в MATLAB и реализиран като потребителски софтуер. В алгоритмите за дефиниране, съставяне на матриците и графичното изобразяване на системата е приложена теорията на графите. Процедурата за въвеждане на системата от страна на потребителя е максимално опростена, поради което разработеният софтуер е лесен за използване и позволява бързо моделиране и решаване на статичния баланс на системи, при които специфичните топлинни капацитети на потоците могат да се приемат за постоянни. Последното е общо ограничение при директните матрични методи, тъй като за тях се изисква специфичният топлинен капацитет да бъде независим от температурата (в противен случай е необходимо итеративно решение).

Математическо описание на метода

В основата на предложения матричен метод е обстоятелството, че система от N линейни уравнения с N неизвестни от вида:

$$\begin{cases} a_{1,1}x_1 + a_{1,2}x_2 + \dots + a_{1,N}x_N = b_1 \\ a_{2,1}x_1 + a_{2,2}x_2 + \dots + a_{2,N}x_N = b_2 \\ \vdots \\ a_{N,1}x_1 + a_{N,2}x_2 + \dots + a_{N,N}x_N = b_N \end{cases}, \quad (1)$$

където: a_{ij} и b_i са константи, а x_j са независимите променливи ($i = 1 \dots N$; $j = 1 \dots N$); може да се представи в матрична форма като:

$$\begin{bmatrix} a_{1,1} & \dots & a_{1,N} \\ \vdots & \ddots & \vdots \\ a_{N,1} & \dots & a_{N,N} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} x_1 \\ \vdots \\ x_N \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} b_1 \\ \vdots \\ b_N \end{bmatrix} \quad (2)$$

или:

$$Ax = b, \quad (3)$$

където: A е матрица с N реда и N стълба, съдържаща коефициентите a_{ij} пред независимите променливи; x е вектор с N реда, съдържащ независимите променливи x_j ; а b е вектор с N реда, съдържащ свободните коефициенти b_i . Индексът i съответства на последователния номер на уравнението (и респективно реда на матрицата A и реда на вектора b), а индексът j съответства на поредния номер на независимата променлива (и респективно колоната на матрицата A и реда на вектора x).

Матричните операции са сред основните функционалности на MATLAB [4], поради което този софтуер е особено подходящ за решаване на такъв тип системи. Допълнително предимство са създадените в MATLAB алгоритми за анализ на мрежи, основани на теорията на графите [1], [3].

За да се сведе до вида на уравнение (2), топлинният баланс на системата трябва да се представи във вид на линейни уравнения. Методът на среднологаритмичната температурна разлика [2], [5], [7] не е подходящ за целта, тъй като изисква итеративно решаване на нелинейни уравнения, включващи неизвестните изходящи температури на потоците. Методът на преносните топлинни единици е алгебрично еквивалентен на метода на среднологаритмичната температурна разлика (извежда се аналитично от последния за определена схема на движение на потоците), но за разлика от него изразява топлинния баланс на топлообменния апарат като линейна функция от температурите [2], [5], [7]. По тази причина е много подходящ за такъв подход.

При ε -NTU метода топлинният поток се изразява като [2], [5]:

$$\dot{Q} = \varepsilon W_{min}(t'_r - t'_c); \quad (4)$$

$$W_{min} = \min(W_r; W_c), \quad (5)$$

където: ε – ефективност на топлообменния апарат, [-]; W_r – топлинен капацитет на масовия дебит (воден еквивалент) на горещия поток, [W/K]; W_c – топлинен капацитет на масовия дебит (воден еквивалент) на студения поток, [W/K]; W_{min} – по-малкия от двата водни еквивалента, [W/K]; t'_r – входяща температура на горещия поток, [°C]; t'_c – входяща температура на студения поток, [°C].

Ефективността на топлообменния апарат, която показва съотношението на реалния топлинен поток към максималния теоретично възможен, се изчислява като функция от броя на преносните топлинни единици и съотношението на водните еквиваленти:

$$\varepsilon = f(NTU, R); \quad (6)$$

$$NTU = UA/W_{min}; \quad (7)$$

$$C_R = W_{min}/W_{max}, \quad (8)$$

където: NTU – брой на преносните топлинни единици, [-]; U – коефициент на топлопреминаване, [W/(m²K)]; A – площ на топлообменната повърхност, [m²]; C_R – съотношение на водните еквиваленти, [-]; W_{min} – по-малкия от двата водни еквивалента, [W/K]; W_{max} – по-големия от двата водни еквивалента, [W/K].

Уравнения за определяне на ε , при различни схеми на движение на потоците, са дадени в [2] и [5]. При противоток и $C_R \neq 1$, уравнението има следния вид:

$$\varepsilon = \frac{1 - e^{-NTU(1-C_R)}}{1 - C_R e^{-NTU(1-C_R)}}. \quad (9)$$

Това уравнение може да се пригоди за различни схеми на движение на потоците, като преносните топлинни единици се коригират по следния начин [6]:

$$NTU_{cf} = F_{cf} \cdot NTU; \quad (10)$$

$$F_{cf} = (1 + aC_R^{db} NTU^b)^{-c}, \quad (11)$$

където: NTU_{cf} – приведен брой на преносните топлинни единици (който се използва в уравнението за противоток), [-]; NTU – брой на преносните топлинни единици, изчислен по уравнение (7), [-]; F_{cf} – корекционен фактор, [-]. Стойности на коефициентите: a , b , c и d , които се използват за определяне на F_{cf} , за 34 конфигурации, са предложени във VDI-Wärmeatlas [6]. В друг алтернативен подход, при който се използва обобщено уравнение за ефективността, схемата на движение на потоците се привежда до еквивалентна схема на противоток чрез т. нар. индекс на противоточност [9]. Разработеният софтуер дава възможност на потребителя да избере един от трите подхода (с отделни уравнения за различни схеми, с корекционен фактор или с индекс на противоточност). Уравненията са предварително заложени в софтуера, като изборът на конфигурация става чрез падащи менюта. Въведени са също коефициенти за определяне на F_{cf} и индекси на противоточност за голямо разнообразие от конфигурации от [6] и [9].

Всеки топлообменен апарат в системата може да се представи чрез четири линейни уравнения (по отношение на входящите и изходящите температури на двата потока). Четирите уравнения представляват топлинните баланси по горещ и студен поток – уравнения (13) и (15), и граничните условия за входящия горещ поток и входящия студен поток – уравнения (12) и (14):

$$t'_r = \sum_n (f_n W_n t_n) / \sum_n (f_n W_n); \quad (12)$$

$$\varepsilon W_{min}(t'_r - t'_c) = W_r(t'_r - t''_r); \quad (13)$$

$$t'_c = \sum_m (f_m W_m t_m) / \sum_m (f_m W_m); \quad (14)$$

$$\varepsilon W_{min}(t'_r - t'_c) = W_c(t''_c - t'_c), \quad (15)$$

където: t' – температура на входящ поток, [°C]; t'' – температура на изходящ поток, [°C]; f – дял от масовия дебит на поток n (или m), който навлиза в топлообменния апарат.

Уравнения (12) и (14) се използват за определяне на температурите на смесване на произволен брой потоци, които представляват съответно входящия горещ поток (смес от n потока със съответните водни еквиваленти W_n и температури t_n) и входящия студен поток (смес от m потока със съответните водни еквиваленти W_m и температури t_m). За да могат да се решат уравнения (12) – (15) е необходимо първо да се състави масов баланс на системата и да се определят водните еквиваленти на горещите и студените потоци за всички топлообменни апарати. Както е отбелязано по-горе, матричният метод е приложим, когато топлинните капацитети на потоците могат да се приемат за постоянни. При това положение, масовият баланс на системата може да се изрази чрез система от линейни уравнения, която да се представи в матрична форма, съгласно уравнение (2).

При произволна система от топлообменни апарати, всеки входящ в топлообменника поток може да представлява смес от входящи в системата потоци (потоци, които навлизат отвън, преди да се преминали през топлообменен апарат в системата) и изходящи потоци от други топлообменни апарати в нея:

$$W_i = \sum_{j=1}^{2M} f_{i,j} W_j + \sum_{k=1}^L \hat{f}_{i,k} \hat{W}_k, \quad (16)$$

където: W_i – воден еквивалент на поток i (горещ или студен поток, входящ в топлообменен апарат); M – брой на топлообменните апарати в системата; L – брой на потоците, навлизащи в системата; $f_{i,j}$ – дял от масовия дебит на поток j (изходящ от друг топлообменен апарат), който се влива (смесва) в поток i ; $\hat{f}_{i,k}$ – дял от масовия дебит на поток k (входящ в системата), който се влива (смесва) в поток i ; W_j – воден еквивалент на поток j (горещ или студен поток, изходящ от друг топлообменен апарат); $\hat{W}_k$ – воден еквивалент на поток k (входящ в системата).

Уравнение (16) може да се запише и като:

$$-\sum_{j=1}^{2M} f_{i,j} W_j = \sum_{k=1}^L \hat{f}_{i,k} \hat{W}_k, \quad (17)$$

където $f_{i,i} = -1$.

Когато уравнение (17) се изрази за двата входящи потока, за всеки топлообменен апарат, се получава система от $2M$ линейни уравнения. Ако уравненията се подредят по реда на индексирание на топлообменните апарати, като на първо място се сложи уравнението за водния еквивалент на входящия горещ поток, а след него – уравнението за водния еквивалент на входящия студен поток, матричната форма на резултантната система от уравнения ($i = 1 \dots 2M$) има следния вид:

$$-\begin{bmatrix} -1 & f_{1,2} & \dots & f_{1,2M} \\ f_{2,1} & -1 & \dots & f_{2,2M} \\ \vdots & \vdots & \ddots & \vdots \\ f_{2M,1} & f_{2M,2} & \dots & -1 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} W_1 \equiv W_{r1} \\ W_2 \equiv W_{c1} \\ \vdots \\ W_{2M} \equiv W_{cM} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \hat{f}_{1,1} & \dots & \hat{f}_{1,L} \\ \vdots & \ddots & \vdots \\ \hat{f}_{2M,1} & \dots & \hat{f}_{2M,L} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \hat{W}_1 \\ \vdots \\ \hat{W}_L \end{bmatrix} \quad (18)$$

или

$$-FW = \hat{F}\hat{W}. \quad (19)$$

Векторът W включва водните еквиваленти на горещия и на студения поток за всеки от топлообменните апарати. Нечетните индекси j съответстват на горещия поток, преминаващ през топлообменен апарат с индекс $p=(j+1)/2$ (т.е. $W_j \equiv W_{r(j+1)/2}$ или $W_{rp} \equiv W_{2j-1}$). Четните индекси j съответстват на студения поток, преминаващ през топлообменен апарат с индекс $p=j/2$ (т.е. $W_j \equiv W_{cj/2}$ или $W_{cp} \equiv W_{2j}$). Векторът $\hat{W}$ включва водните еквиваленти на всички L на брой входящи потоци за системата (потоци, които навлизат отвън, преди да се преминали

през топлообменен апарат в системата). Коефициентите в матриците F и $\hat{F}$ изразяват разделянето на потоците по колони, т.е. дяла от потока, отговарящ на съответната колона, който се влива в потока, отговарящ на съответния ред. Например $f_{3,8}=0.3$ означава, че 30% от поток 8 (изходящия студен поток от топлообменен апарат 4) се влива в поток 3 (входящия горещ поток в топлообмен апарат 2). Уравнение (19) може да се реши матрично по отношение на вектора с неизвестните водни еквиваленти W като:

$$W = -F^{-1}\hat{F}\hat{W}. \quad (20)$$

След изчисляването на масовия баланс на системата, може да се определи и топлинният ѝ баланс, т.е. да се изчислят входящите и изходящите температури на горещите и студените потоци за всеки от топлообменните апарати. Уравнения (12) – (15), изразени за всеки от M на брой топлообменни апарати, образуват система от $4M$ линейни уравнения, които за да бъдат изразени в матрична форма, трябва да се преобразуват във вида на уравнение (1). Ако уравненията се подредят по реда на индексирание на топлообменните апарати в системата, като на първо място е групата от четири уравнения за топлообменен апарат 1, след тях – групата от четири уравнения за топлообменен апарат 2 и т.н., а температурите се подредят по реда: t_r', t_r'', t_c', t_c'' , матричната форма на резултантната система от уравнения ($i = 1 \dots 4M$) е:

$$\begin{bmatrix} a_{1,1} & a_{1,2} & a_{1,3} & a_{1,4} & \dots & a_{1,4M} \\ a_{2,1} & a_{2,2} & a_{2,3} & a_{2,4} & \dots & a_{2,4M} \\ a_{3,1} & a_{3,2} & a_{3,3} & a_{3,4} & \dots & a_{3,4M} \\ a_{4,1} & a_{4,2} & a_{4,3} & a_{4,4} & \dots & a_{4,4M} \\ \vdots & \vdots & \vdots & \vdots & \ddots & \vdots \\ a_{4M,1} & a_{4M,2} & a_{4M,3} & a_{4M,4} & \dots & a_{4M,4M} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} t_1 \equiv t_{r1}' \\ t_2 \equiv t_{r1}'' \\ t_3 \equiv t_{c1}' \\ t_4 \equiv t_{c1}'' \\ \vdots \\ t_{4M} \equiv t_{cM}'' \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} b_1 \\ b_2 \\ b_3 \\ b_4 \\ \vdots \\ b_{4M} \end{bmatrix} \quad (21)$$

или:

$$At = b. \quad (22)$$

При така дефинираното матрично уравнение (21), уравнения (12) – (15) се преобразуват съответно (за $p = 1 \dots M$, където p е индексът на топлообменния апарат) като:

$$\sum_{j=1}^{4M} a_{i,j} t_j = b_i \quad \begin{cases} i = 4(p-1) + 1 \\ \left\{ \begin{aligned} &= W_{rp} && \leftarrow \text{за } j = i \\ &= 0 && \leftarrow \text{за } j = 1, 3, 5, \dots \\ &= f_{2(p-1)+1,j/2} W_{j/2} && \leftarrow \text{за } j = 2, 4, 6, \dots \end{aligned} \right. \\ b_i = \sum_{k=1}^L \hat{f}_{2(p-1)+1,k} \hat{W}_k t_k \end{cases} \quad (23)$$

$$a_{i,i} t_i + a_{i,i-1} t_{i-1} + a_{i,i+1} t_{i+1} = b_i \quad \begin{cases} i = 4(p-1) + 2 \\ \left\{ \begin{aligned} &W_{min} = MIN(W_{rp}; W_{cp}) \\ &a_{i,i} = -W_{rp} \\ &a_{i,i-1} = W_{rp} - \varepsilon_p W_{min} \\ &a_{i,i+1} = \varepsilon_p W_{min} \\ &b_i = 0 \end{aligned} \right. \end{cases} \quad (24)$$

$$\sum_{j=1}^{4M} a_{i,j} t_j = b_i \quad \begin{cases} i = 4(p-1) + 3 \\ \left\{ \begin{aligned} &= W_{cp} && \leftarrow \text{за } j = i \\ &= 0 && \leftarrow \text{за } j = 1, 3, 5, \dots \\ &= f_{2(p-1)+2,j/2} W_{j/2} && \leftarrow \text{за } j = 2, 4, 6, \dots \end{aligned} \right. \\ b_i = \sum_{k=1}^L \hat{f}_{2(p-1)+2,k} \hat{W}_k t_k \end{cases} \quad (25)$$

$$a_{i,i}t_i + a_{i,i-1}t_{i-1} + a_{i,i-3}t_{i-3} = b_i \quad \begin{cases} i = 4(p-1) + 4 \\ W_{min} = MIN(W_{rp}; W_{cp}) \\ a_{i,i} = -W_{cp} \\ a_{i,i-1} = W_{cp} - \varepsilon_p W_{min} \\ a_{i,i-3} = \varepsilon_p W_{min} \\ b_i = 0 \end{cases} \quad (26)$$

След определяне на всички коефициенти в матриците A и b (повечето от които обикновено са нули), съгласно уравнения (23) – (26), температурите в системата (вектор t) се определят като:

$$t = A^{-1}b. \quad (27)$$

Софтуерна имплементация

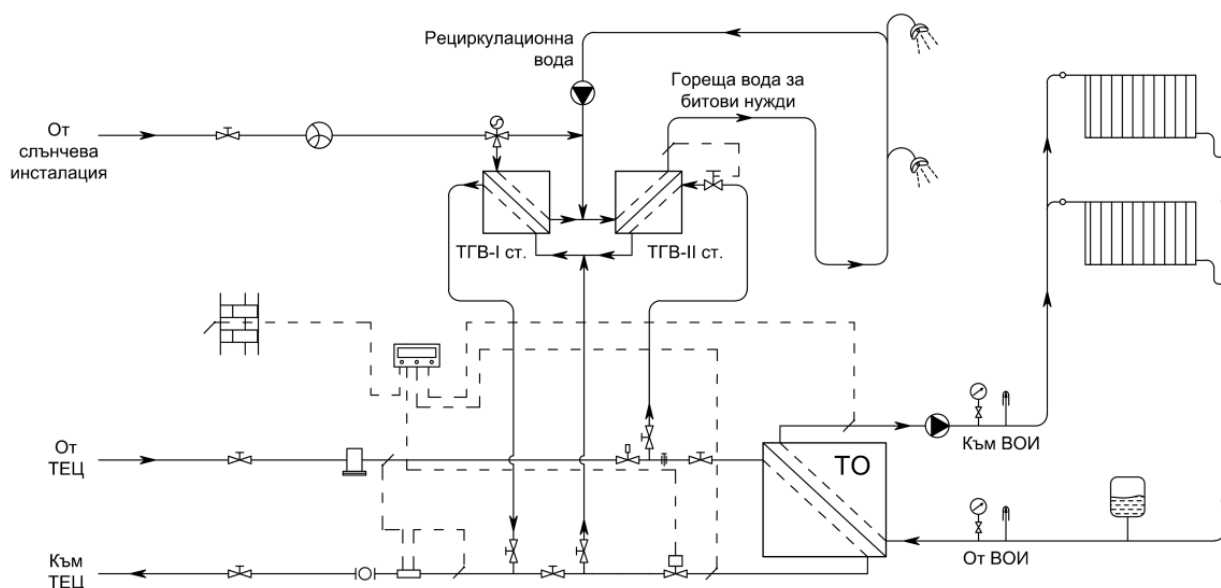
Представеният по-горе алгоритъм е приложен в MATLAB [4] и реализиран като потребителски софтуер. Системата се дефинира във вид на насочен граф (*digraph* обект в MATLAB [3]). Всеки поток, навлизащ в системата, се представя чрез възел, който съдържа информация за неговите масов дебит, специфичен топлинен капацитет и температура. Всеки топлообменен апарат се дефинира чрез пет възела – входящ горещ поток, входящ студен поток, изходящ горещ поток, изходящ студен поток и междинен възел (топлообменник). Междинният възел е свързан чрез дъги с останалите четири и съдържа параметрите на съответния топлообменен апарат. Всеки от двата входящи потока (възела) може да се дефинира като смес от произволен брой други потоци и съответно в другата посока е свързан с произволен брой възли, представляващи изходящи потоци от други топлообменни апарати или потоци, навлизащи в системата. Дъгите, свързващи междинния възел с приходящите потоци, съдържат като параметър дяла от масовия дебит на съответния поток, който се влива в сместа (т.е. $f_{i,j}$ или $\hat{f}_{i,k}$ от уравнение (16)). Допълни възли се генерират за изходите от системата (по един след всеки изходящ възел на топлообменник, за който по-малко от 100% от потока се насочва към друг топлообменник).

Възлите и дъгите в насочения граф се генерират автоматично, според въведената от потребителя информация за топлообменните апарати и входящите в системата потоци. Въвеждането на параметрите е максимално опростено за потребителя. За всеки входящ в системата поток се въвеждат: име, масов дебит, специфичен топлинен капацитет и температура. За всеки топлообменен апарат се въвеждат: име, площ, коефициент на топлопреминаване, схема на движение на потоците и входящи горещ и студен поток. Схемата на движение на потоците се избира от предефинирани конфигурации или чрез въвеждане на собствени стойности за индекс на противоточност или коефициенти за определяне на корекционен фактор F_{cf} . Двата входящи потока за всеки топлообменник се въвеждат като смес от потоци (с най-малко един компонент). Всеки компонент се задава чрез избор на един от възможните възли в системата (изходящ поток от други топлообменен апарати или поток, навлизащ в системата) и задаване на неговия собствен дял (процент от този поток, който се влива в сместа).

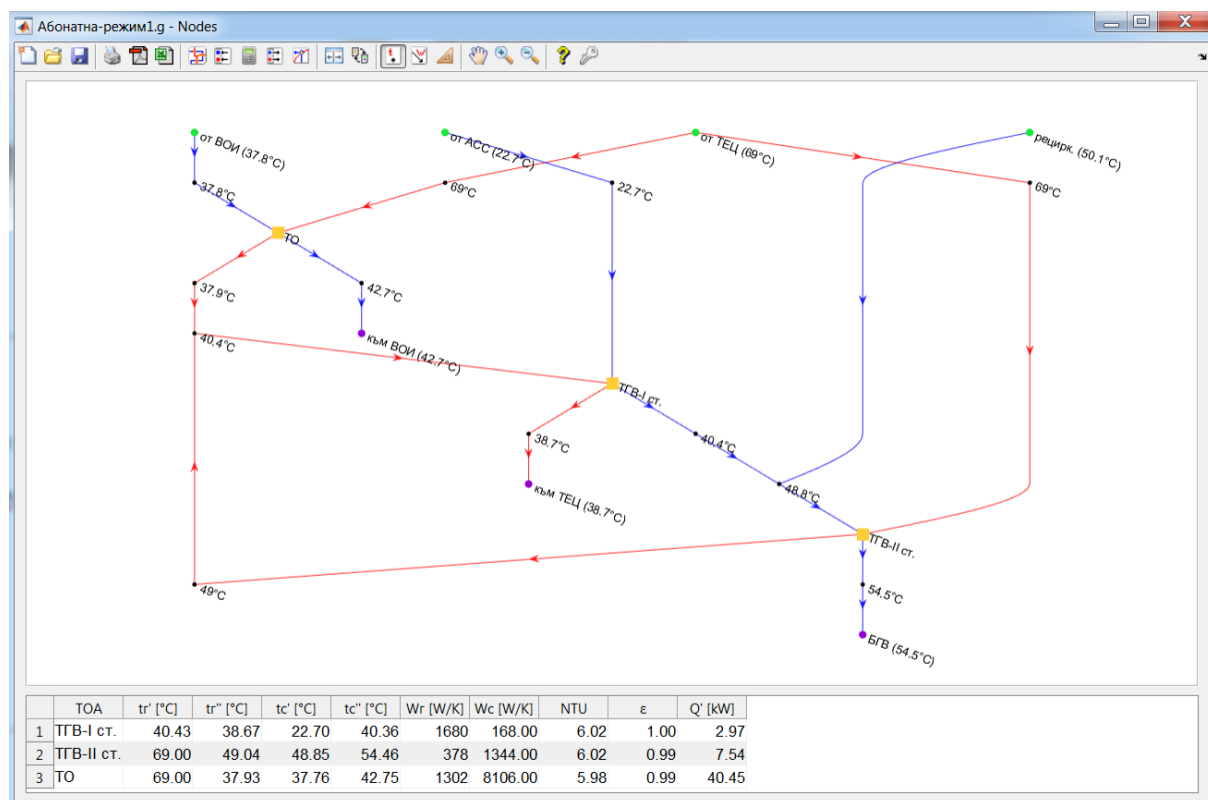
Решението на напълно дефинираната система е последователност от две стъпки – определяне първо на водните еквиваленти и след това на температурите във всеки от четирите възела (общо $4M$ на брой за цялата система), представляващи входовете и изходите по горещ и студен поток за всеки топлообменен апарат. Това става чрез съставяне на съответните матрици и решаване на уравнения (18) и (21). Масовият баланс се свежда до система от $2M$ уравнения, тъй като водните еквиваленти на всеки входящ и съответния му изходящ поток са равни – водният еквивалент на изходящия впоследствие се приравнява към този на входящия. Коефициентите в матриците F , $\hat{F}$, A и b се определят чрез алгоритъм, който използва програмни функции за намиране на предшественици и наследници на съответните възли в графа [1], [3], след което разчита параметрите, заложили като информация в тях (параметри на топлообменните апарати и входящите потоци) и дъги

(дялове на потоците). Резултатите се представят в табличен и графичен вид. Табличните резултати и графът на системата могат да се експортират съответно в XLS и PDF формат.

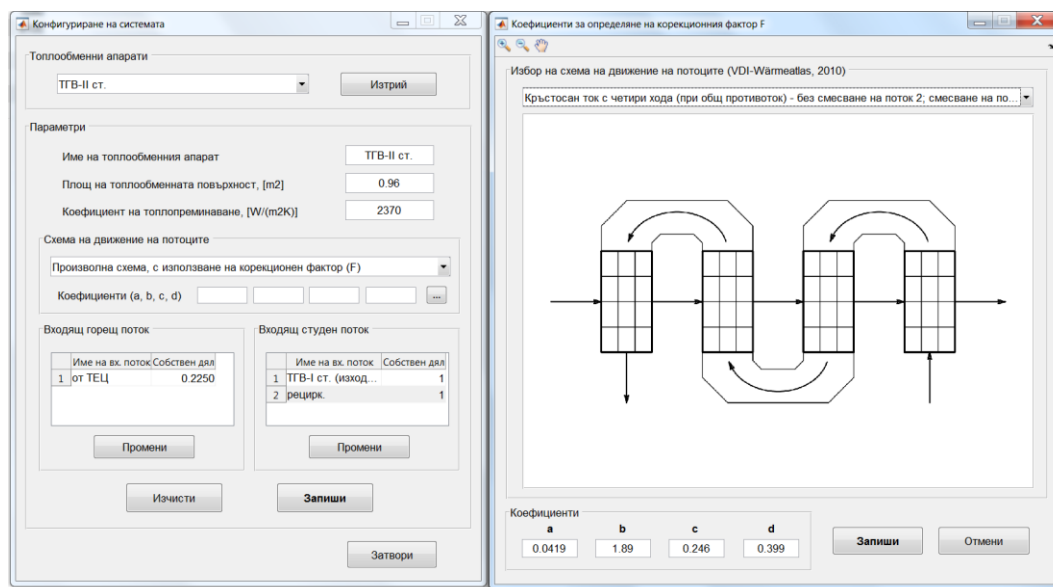
Като пример, на Фиг. 1 е представена схема на свързване на активна слънчева система и абонатна станция за централизирано топлоснабдяване [8], която е анализирана в софтуера при един режим на работа (без байпасиране на ТГВ-I ст.). Резултатите, във вид на граф и таблица в основния работен екран на софтуера, са показани на Фиг. 2. Основни елементи на потребителския интерфейс са показани на Фиг. 2 и Фиг. 3.



Фиг. 1 Схема на свързване на активна слънчева система и абонатна станция (адаптирана от [8])



Фиг. 2 Потребителски интерфейс – основен работен екран (граф и таблица)



Фиг. 3 Потребителски интерфейс – конфигуриране на система

Заклучение

Представеният метод за анализ на системи от топлообменни апарати се основава на матрично решаване на системи от линейни уравнения. Възможностите на MATLAB за извършване на матрични операции и анализ на мрежи (чрез прилагане на теорията на графите) са използвани за програмна реализация на метода. Създаденият потребителски софтуер може да бъде използван като самостоятелно приложение. Той позволява бързо моделиране и решаване на статичния баланс на системи с произволен брой топлообменни апарати и произволен брой смесвания и разделяния на потоците. Методът е приложим, когато специфичните топлинни капацитети на потоците могат да се приемат за постоянни, т.е. стойностите им не зависят от решението за температурите.

Литература

1. De Weck, O.L., Matlab Tools for Network Analysis. MIT Strategic Engineering Research Group, 2017. http://strategic.mit.edu/downloads.php?page=matlab_networks.
2. Incropera, F.P., DeWitt, D.P., Bergman, T.L. & Lavine, A.S., Fundamentals of Heat and Mass Transfer. 6th ed. Hoboken, NJ: Wiley, 2007.
3. MathWorks, Graph and Network Algorithms. The MathWorks Inc., 2017. <https://www.mathworks.com/help/matlab/graph-and-network-algorithms.html>.
4. MATLAB R2017a. Natick, MA: The MathWorks Inc., 2017.
5. Nellis, G. & Klein, S., Heat Transfer. Cambridge University Press, 2009.
6. VDI-Wärmeatlas. 2nd ed. Düsseldorf: Springer, 2010. doi:10.1007/978-3-540-77877-6.
7. Калоянов, Н., Топлообменни апарати. Издателство на ТУ-София, 2009.
8. Калоянов, Н., Златева, М., Божков, Ц. и Гунев, А., Съвместна работа на активна слънчева система и абонатна станция за централизирано топлоснабдяване. Сборник доклади от XIX Научна конференция с международно участие ЕМФ 2014 (том 1), Созопол, 14 – 17 септември. Издателство на ТУ-София, 2014. стр. 367-374.
9. Каневец, Г.Е., Обобщенные методы расчета теплообменников. Издателство „Наукова думка“, 1979.

гл. ас. д-р Борислав Станков, ТУ-София, катедра „Топлинна и хладилна техника“, e-mail: bstankov@tu-sofia.bg

ас. Момчил Василев, ТУ-София, катедра „Топлинна и хладилна техника“, e-mail: Momchil@tu-sofia.bg

Влияние на отношението площ на външните ограждащи конструкции/обем на сградата върху годишния разход на енергия за охлаждане

Константин Шушулов

Представени са резултати от предварително изследване за установяване на влиянието на геометричните параметри и ориентацията върху разходите за охлаждане в жилищни сгради. Изследването е извършено чрез компютърно моделиране и симулиране на две жилищни сгради от масов тип.

Ключови думи: енергия, икономия, конструкция

Influence of attitudes size envelope constructions/volume of the building on annual energy consumption for cooling

Konstantin Shushulov

Results of preliminary study to establish the impact of the orientation on cooling costs in buildings The study is performed by means of modeling and simulation of two widely used in Bulgaria types of buildings.

Въведение

Проблемът за съотношението на основния геометричен параметър на сградите – отношение на площта на външните ограждения към обема на сградата върху годишния разход на енергия за поддържане на необходимия микроклимат в нея [1] не се отнася само за зимен, а и за летен режим. Често инженерните решения са предопределени от конструкцията и геометрията на сградата и възможностите за постигане на енергоефективни решения, като използване на активни ограждащи елементи за отопление и охлаждане [3] са твърде малки. Направен е опит за намиране на оптимален процент остъкление на фасадите при различна дебелина на положена топлинна изолация върху стените. Ето защо в това изследване са представени резултати за две типови сгради, за които още на етап проектиране е възможно да се решат редици проблеми свързани със спестяването на енергия и съответно на екологичния ефект върху околната среда.

Разгледани са следните типови жилищни сгради:

- жилищна кооперация на пет етажа (стените са изградени от решетъчна тухлена зидария и скатен покрив);
- ЕПК блок (три входа) на осем етажа с плосък покрив.

Двата типа сгради са разгледани при съществуващо положение (без топлинна изолация на ограждащите елементи) и с топлинна изолация от 10 cm EPS на стените. Прозорците на двата типа сгради са PVC профил. Отоплението се осъществява посредством абонатна станция.

В средата ESP-r [2] са направени модели на жилищните сгради.

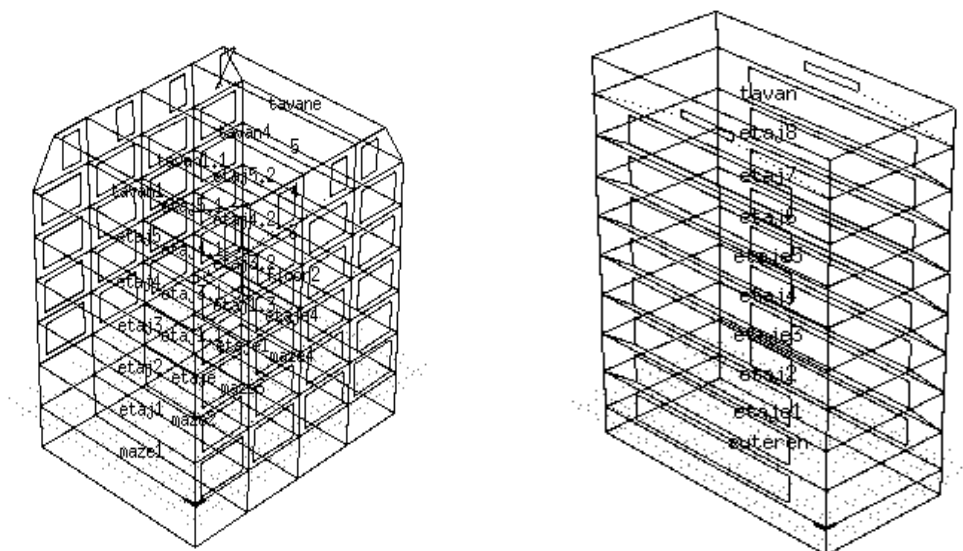
На Фиг.1 е показан модел на пететажна жилищна кооперация и на блок на осем етажа.

Климатичните данни са за град София.

Изследването е направено за периода от 15 април до 30 септември.

Температурата, която се поддържа в разглежданите обекти, е приета 25°C.

Project: et8



Фиг. 1 Модели на жилищна кооперация и на блок на осем етажа в средата ESP-r

Условия на експеримента

А. Кооперация на 5 етажа

Сградата се третира като многозонов обект с подпокривно пространство и сутерен, в който е монтирана абонатна станция.

За изследването са приети два варианта на външни стени: изградени от тухлена зидария без топлинна изолация с коефициент на топлопреминаване $U = 1,44 \text{ W/m}^2\text{K}$ и с положена топлоизолация с коефициент на топлопреминаване $U = 0,25 \text{ W/m}^2\text{K}$.

Дограмата е PVC профил с коефициент на топлопреминаване $U = 2 \text{ W/m}^2\text{K}$. Остъклението на изследваните фасади е 50 %.

Покривът е скатен и е изграден от керемиди. Подпокривното пространство е неотопляемо.

Изследвани са следните две основни ориентации на фасадите със стъклена дограма: изток-запад и север юг.

Основните размери са: $L \times W \times h = 20 \times 15 \times 15 \text{ m}$. Обемът е 4500 m^3 . Направено е сравнение за разхода на енергия за охлаждане при запазване на обема и увеличаване/намаляване на етажността. При четириетажна кооперация застроената площ е 375 m^2 , а $L \times W \times h = 25 \times 15 \times 12 \text{ m}$. За шест етажа $L \times W \times h = 16,66 \times 15 \times 18 \text{ m}$.

Симулациите са направени при следните вътрешни топлинни източници: брой живущи – 32; осветление – $1,8 \text{ W/m}^2$ на час; електрическо оборудване – $8,8 \text{ W/m}^2$ на час.

Б. Жилищен блок на 8 етажа

Сградата се третира като многозонов обект с вентилируемо подпокривно пространство и сутерен, където е монтирана абонатна станция.

За изследването са приети два варианта на външни стени: изградени от стоманобетонова конструкция без топлинна изолация с коефициент на топлопреминаване $U = 2,55 \text{ W/m}^2\text{K}$ и с положена топлоизолация с коефициент на топлопреминаване $U = 0,27 \text{ W/m}^2\text{K}$.

Дограмата е PVC профил с коефициент на топлопреминаване $U = 2 \text{ W/m}^2\text{K}$. Остъклението на изследваните фасади е 50 %.

Изследвани са следните две основни ориентации на фасадите със стъклена дограма: изток-запад и север юг.

Основните размери са: $L \times W \times h = 50 \times 12 \times 24 \text{ m}$. Обемът е 14400 m^3 . Направено е сравнение за разхода на енергия за охлаждане при запазване на обема и увеличаване/намаляване на етажността. При седем етажа застроената площ е 686 m^2 , а $L \times$

$W \times h = 50 \times 13,71 \times 21$ m. За шест етажа $L \times W \times h = 50 \times 16 \times 18$ m, а за 9 етажа $L \times W \times h = 50 \times 10,61 \times 27$ m.

Симулациите са направени при следните вътрешни топлинни източници: брой живущи – 144; осветление – $1,8 \text{ W/m}^2$ на час; електрическо оборудване – $8,8 \text{ W/m}^2$ на час.

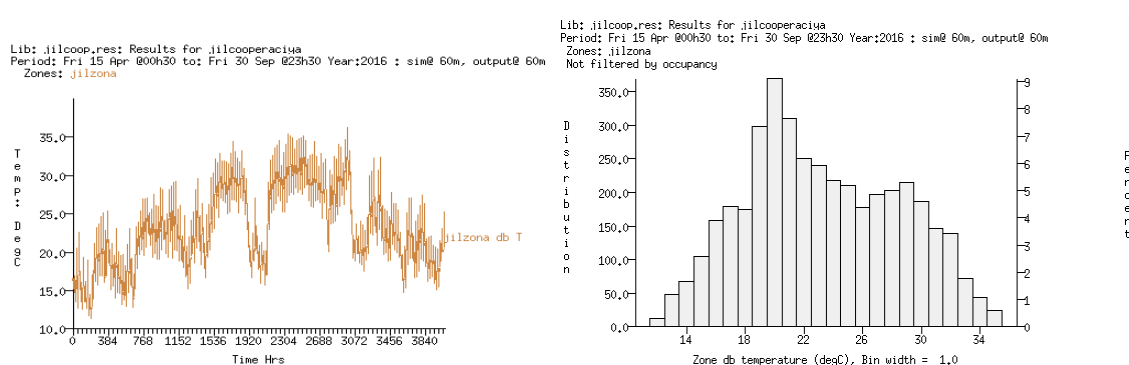
Инфилтрацията на външен въздух и за двете сгради е $n = 0,6 \text{ h}^{-1}$.

Получени резултати от симулацията

А. Кооперация на 5 етажа

Изменението на температурата в представителна зона на Фиг. 1 доказва, че е необходимо охлаждане през разглеждания период.

В Табл.1 са представени резултатите за необходимата енергия при летен режим без положена топлинна изолация на стените, а в Табл. 2 с 10 cm EPS.



Фиг. 1 Ход на температурата през периода 15.04. до 30.09. и честотното и разпределение

Таблица 1

Потребена енергия за охлаждане на жилищна кооперация без топлинна изолация

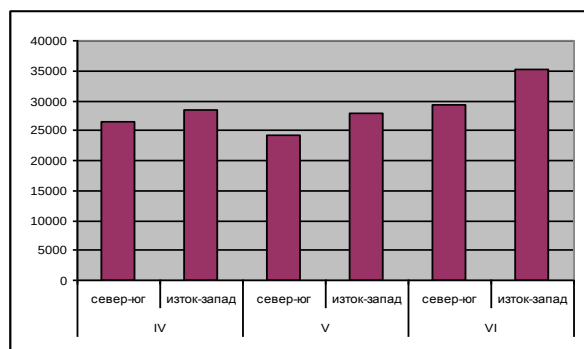
№	брой	небесна	топлоизолация	охлаждане
	етажи	ориентация	cm	kWh
1	IV	север-юг	0	26419
		изток-запад	0	28407
2	V	север-юг	0	24110
		изток-запад	0	27768
3	VI	север-юг	0	29403
		изток-запад	0	35164

Таблица 2

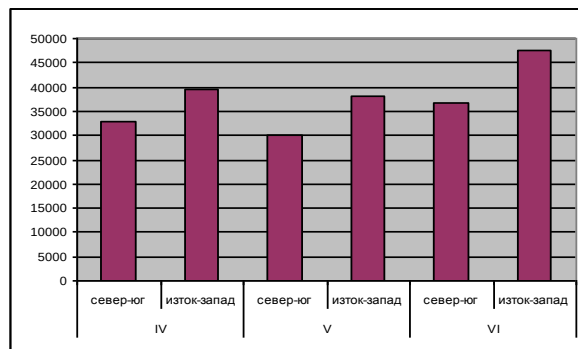
Потребена енергия за охлаждане на жилищна кооперация с 10 cm EPS

№	брой	небесна	топлоизолация	охлаждане
	етажи	ориентация	cm	kWh
1	IV	север-юг	10	32902
		изток-запад	10	39510
2	V	север-юг	10	30055
		изток-запад	10	38012
3	VI	север-юг	10	36841
		изток-запад	10	47571

Получените резултати, показани в Табл. 1 и 2 и на Фиг. 2 и 3, доказват, че при запазване на обема на сградата потребената енергия за охлаждане е най-ниска при 5 етажна жилищна кооперация, а от ориентацията се спестява между 10 и 20 %.



Фиг. 2 Потребена енергия за охлаждане без топлинна изолация на стените



Фиг. 3 Потребена енергия за охлаждане с 10 cm топлинна изолация на стените

Б. Блок на осем етажа

Резултатите за потребената енергия за летен режим в жилищен блок за различна етажност и ориентация са представени в Табл. 3.

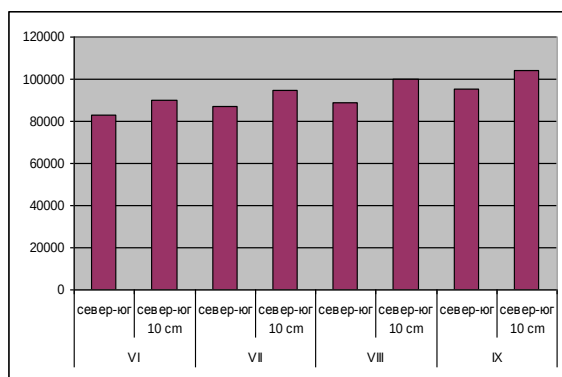
Таблица 3

Потребена енергия за летен режим

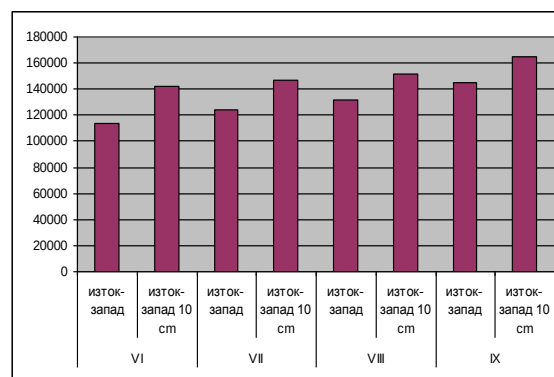
№	брой етажи	небесна ориентация	топлоизолация cm	охлаждане kWh
1	VI	север-юг	0	82945
		север-юг	10	89702
		изток-запад	0	113764
		изток-запад	10	142506
2	VII	север-юг	0	87062
		север-юг	10	94987
		изток-запад	0	124093
		изток-запад	10	146852
3	VIII	север-юг	0	88964
		север-юг	10	99696
		изток-запад	0	131699
		изток-запад	10	152016
4	IX	север-юг	0	95280
		север-юг	10	103857
		изток-запад	0	144520
		изток-запад	10	164478

Най-благоприятна небесна ориентация е пак север-юг, а потребената енергия за летен режим е най-ниска при шест етажа. Разходът на енергия се повишава с около 8 % за север-юг и 10-12 % за ориентация изток-запад, при полагане на топлинна изолация с 10 cm на външните стени.

За съществуващия осем етажен блок е потърсен вариант за най-ниски разходи на енергия при зимен и летен режим при различен процент остъкление на фасадите и дебелина на положената топлинна изолация. В Табл. 4, 5 и 6 са представени резултатите при 40%, 50% и 60% остъкление на фасадите. Вътрешното осветление не се променя и за трите варианта – 1,8 W/m² на час.



Фиг. 4 Потребена енергия за охлаждане за небесна ориентация север-юг



Фиг. 5 Потребена енергия за охлаждане за небесна ориентация изток-запад

Таблица 4

Потребена енергия за зимен и летен режим при 40% остъкление на фасадите

№	ориентация	топлоизолация	отопление	охлаждане
		cm	kWh	kWh
1	север-юг	0	418440	83314
2	север-юг	2	303588	83100
3	север-юг	4	271502	84180
4	север-юг	6	256331	85300
5	север-юг	8	247483	87100
6	север-юг	10	241698	92768
7	изток-запад	0	410012	121974
8	изток-запад	2	298638	122500
9	изток-запад	4	267429	124100
10	изток-запад	6	253000	125628
11	изток-запад	8	244090	126642
12	изток-запад	10	238469	137600

Таблица 5

Потребена енергия за зимен и летен режим при 50% остъкление на фасадите

№	ориентация	топлоизолация	отопление	охлаждане
		cm	kWh	kWh
1	север-юг	0	411028	88964
2	север-юг	2	309810	90680
3	север-юг	4	281866	92422
4	север-юг	6	268714	93495
5	север-юг	8	261065	94205
6	север-юг	10	256061	99696
7	изток-запад	0	403316	131699
8	изток-запад	2	304635	135721
9	изток-запад	4	277350	138561
10	изток-запад	6	264508	140226
11	изток-запад	8	257040	141288
12	изток-запад	10	252165	152016

Таблица 6
Потребена енергия за зимен и летен режим при 60% остъкление на фасадите

№	ориентация	топлоизолация	отопление	охлаждане
		cm	kWh	kWh
1	север-юг	0	404277	97988
2	север-юг	2	316737	98019
3	север-юг	4	292864	99592
4	север-юг	6	281657	100526
5	север-юг	8	275150	101129
6	север-юг	10	270900	103542
7	изток-запад	0	397307	145954
8	изток-запад	2	311315	149444
9	изток-запад	4	287865	152516
10	изток-запад	6	276879	154210
11	изток-запад	8	270509	155263
12	изток-запад	10	266346	166976

Анализът на резултатите показва, че и за трите варианта на процентно остъкление на фасадите за зимен режим е най-подходяща топлинна изолация с дебелина 10 cm. За охлаждане най-добре е да няма топлинна изолация. При съпоставка зимен – летен режим най-добре е топлинната изолация върху външните фасади да е между 2 и 8 cm.

Заклучение

Резултатите от изследването доказват, че при сгради, които се охлаждат влиянието на небесната ориентация върху потребната енергия е от изключително значение. Спестената енергия за летен режим може да достигне до около 40% при разположение на дограмата на север и на юг.

Въпреки ограничеността на експеримента, резултатите показват влияние на геометричния фактор – повърхност на външните стени/ обем на сградата върху потребената енергия за охлаждане. Най-благоприятна етажност за строителство при запазване на обема на сградите е между 5 – 6 етажи. Спестената енергия за охлаждане достига до 10%.

Процентът остъкление оказва влияние върху разходите за отопление и охлаждане. Препоръчително е да се използва остъкление на фасадите между 40 и 50 %. При по-малък процент остъкление ще се повишат вътрешните топлинни източници от осветление.

Литература

1. Шушулов К.. Влияние на ориентацията и конструктивните параметри на сградата върху годишния разход на енергия. Научна Конференция с международно участие Храна и качество на живота'2000. Сборник доклади, стр.28-34, Пловдив 2000.
2. Hand J.W.The ESP-r Coocbook. University of Strathclyde, Glazgow, UK.2008.
3. Златева М. Използване на топлинно активни ограждащи елементи за охлаждане на помещения. Сборник доклади, стр. 199 – 204. ЕМФ'2016. Созопол, 2016.

доц. д-р Константин Шушулов, ТУ-София, катедра „Топлинна и хладилна техника“, тел: 02 965 2327, e-mail: koiko@tu-sofia.bg

Експериментално изследване на термичната ефективност на отворена стена на Тромб в непрекъснат режим на работа – Част 1

Георги Томов, Борислав Станков, Никола Калоянов

Представени са резултати от експериментално изследване на ефективността на отворена стена на Тромб в режим на непрекъснато (24 часа) подаване на външен въздух. Изследванията са за два вида абсорберно покритие на стената, при условия на естествена и принудена вентилация.

Ключови думи: стена на Тромб, вентилация, енергийна ефективност

Experimental study on the thermal efficiency of a Trombe wall in continuous ventilation mode – Part 1

Georgi Tomov, Borislav Stankov, Nikola Kaloyanov

The paper presents results from an experimental study on the thermal efficiency of a Trombe wall in continuous (24h) fresh air supply ventilation mode. A Trombe wall with two types of absorber coating has been studied in the conditions of natural and forced (fan-assisted) ventilation.

Keywords: Trombe wall, ventilation, energy efficiency

Въведение

Използването на слънчевата енергия за загряване на пресен въздух е една от възможностите за подобряване на енергийните характеристики на сградите и осигуряване на високо качество на обитаваната среда [2]. При подходящи условия, отворената стена на Тромб може да бъде използвана за постигането на такъв ефект. Целта на проведеното експериментално изследване е анализ на топлопреносните процеси в отворена стена на Тромб при осъществяване на естествена и принудена вентилация (подаване на външен въздух) и оценка на влиянието на вида на абсорберното покритие (акрилна черна боя и селективно покритие) върху нейната ефективност.

Термичната ефективност на отворената стена на Тромб може да се дефинира като степента на усвояване на падналата слънчева радиация за загряване на подавания въздух (реалните топлинни печалби към максимално възможните):

$$\eta_{\text{therm}} = Q_v / Q_{\text{svt}} ; \quad (1)$$

$$Q_v = c_p \cdot G_v \cdot (T_{\text{vent}} - T_{\text{out}}) / 3600 , \quad (2)$$

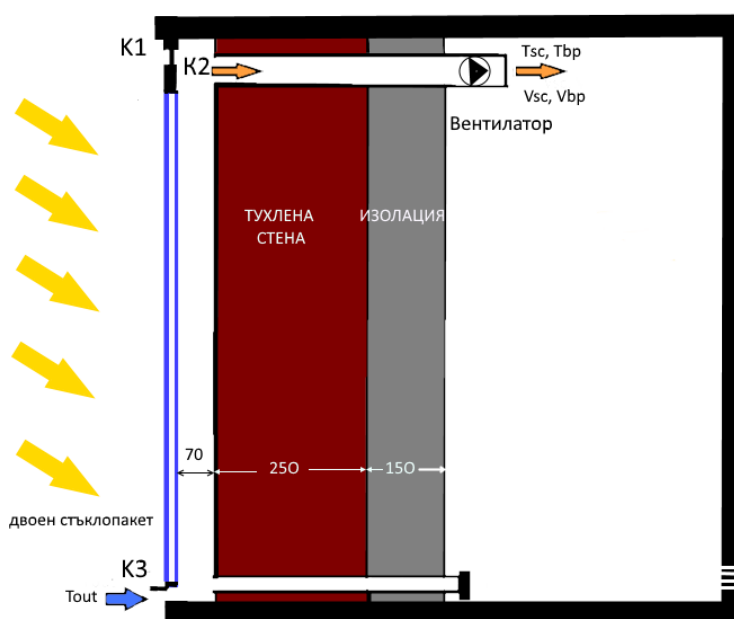
където: η_{therm} – термична ефективност на стената на Тромб, [5]; Q_v – топлина, отдадена на вентилационния (подавания в помещението) въздух от стената на Тромб за 1 час, [Wh]; Q_{svt} – пълна слънчева радиация, паднала върху стената на Тромб за 1 час [Wh]; c_p – специфичен топлинен капацитет на въздуха, [J/(kgK)]; G – масов дебит на въздуха, [kg/h]; T_{vent} – температурна на подавания въздух, [°C]; T_{out} – температурна на външния въздух, [°C];

План на експерименталното изследване

Принципна схема на изследваната стена на Тромб е показана на Фиг. 1. Конструкцията на експерименталния модул е базирана на резултатите от предварителни числени експерименти, проведени с TRNSYS [1], [3], които са използвани за анализ и определяне на оптималните параметри на отворената стена на Тромб при естествена и принудена вентилация в климатичните условия на гр. София [4]-[7]. Основните параметри на

изградения експериментален модул са обобщени в Табл. 1. Модулът е вграден в южната фасада на експериментална къща, разположена на територията на ТУ-София.

Акумулацият елемент е изграден от силикатни тухли, измазани отвън с гладка циментова мазилка, а от вътрешната страна – изолирани с 15 см екструдирани полистирол. Прозрачният елемент е двоен стъклопакет с вградени в дограмата вентилационни клапи (K1 и K3). Стената се състои от две секции, термично и аеродинамично разделени, различаващи се по своето повърхностно покритие – **bp** (черна акрилна боя) и **sc** (селективно покритие). Селективното покритие е от медно кадмирано фолио, залепено върху листовка поцинкована ламарина ($\delta=3\text{mm}$), захваната към мазилката със строително лепило. Изходящите вентилационни отвори – по един за всяка секция – представляват тръба с $\varnothing 150$ и площ 0.0176 m^2 всеки. Снимка на експерименталния модул отвън е показана на Фиг. 2.



Фиг. 1 Принципна схема на изследваната вентилируема стена на Тромб



Фиг. 2 Снимка на експерименталния модул

Таблица 1

Параметри на изследваната вентилируема стена на Тромб

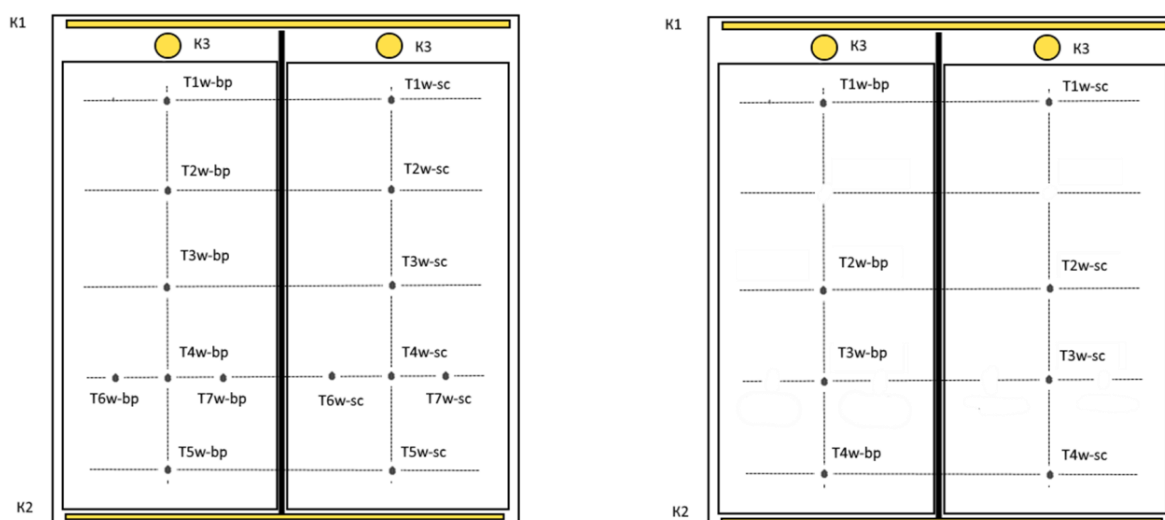
Конструкция на стената			Материал на стената силикатна тухла			
Наклон	β	90°	Дебелина на стената	Lp	0.25	m
Азимут	φ	0°	Коеф. на топлопроводност	λ	2.7	kJ/(hr.mK)
Височина и ширина на модула	H x W	2.15 x 0.72 m	Спец. обемен топл. капац.	ср	1522	kJ/(m³K)
Брой на прозр. елементи	N	2	Вид на покритието 1	bp	емайллак	черен мат
Разстояние между остъкления и стената D		0.07 m	Вид на покритието 2	sc	медно	кадмирано
Енергопроп. на елемента	g_{gl}	0.8	Поглъщ. способност	$\alpha_{s,w}$	bp 0.96	sc 0.95
Излъчвателна способност	ε_{gl}	0.84	Излъчвателна способност	ε_w	bp 0.87	sc 0.11

Измерванията са правени едновременно на двете секции за три периода при естествена вентилация и един период при принудена вентилация, както е показано в Табл. 2. Първоначално са отчитани температурите в пет вертикално разположени точки за всяка от двете половини на стената (на височина 1.94; 1.50; 1.08; 0.65; 0.22 m) и в две допълнителни точки на ниво 0.65 m. Поради факта, че в хоризонтален план температурите и на двете половини на стената варират в много малки граници, измерванията са продължени само в 4 точки, съгласно дясната схема на Фиг. 3. В двата вентилационни отвора към помещението ($\varnothing 150$) са разположени по два броя комбинирани сензори за измерване на скорост и температура, чиито показанията се осредняват. Стойностите от всички измервания са записвани на всеки 5 минути, след което са осреднени по часове.

Таблица 2

План на измерванията

ПЕРИОД	РЕЖИМ	КЛИМАТИЧНИ ДАННИ		ТЕМПЕРАТУРНО ПОЛЕ Tw-sc Tw-bp	ПАРАМЕТРИ на входящия въздух	
		Tout (°C)	SVT (Kj/m²)		средна скорост	средна температура
08 до 12.02	естествена конвекция	Tout (°C)	SVT (Kj/m²)	2 x 7 точки	Vsc (m/s) Vbp(m/s)	Tsc (°C) Tbp (°C)
12 до 20.02	естествена конвекция	Tout (°C)	SVT (Kj/m²)	-	Vsc (m/s) Vbp(m/s)	Tsc (°C) Tbp (°C)
20 до 27.02	естествена конвекция	Tout (°C)	SVT (Kj/m²)	2 x 7 точки	Vsc (m/s) Vbp(m/s)	Tsc (°C) Tbp (°C)
10.3 до 4.04	принудена вентилация	Tout (°C)	SVT (Kj/m²)	2 x 4 точки	Vsc (m/s) Vbp(m/s)	Tsc (°C) Tbp (°C)

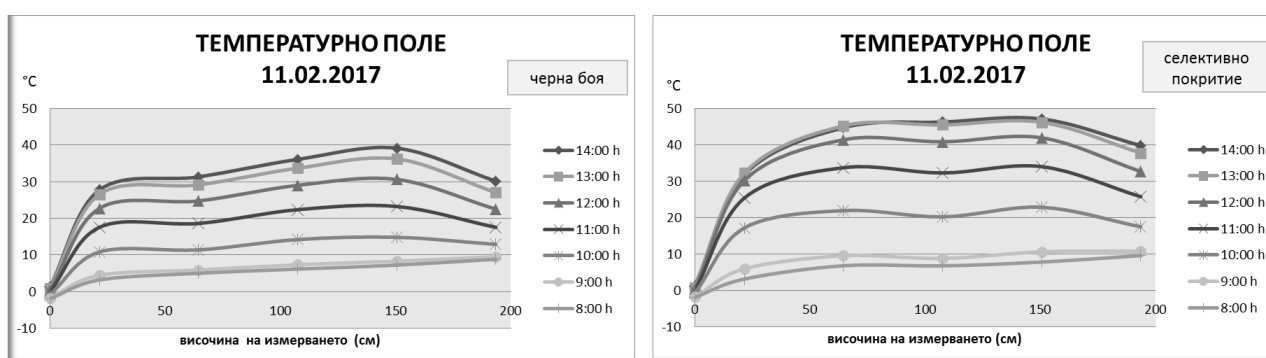


Фиг. 3 Разположение на сензорите за измерване на температурата на абсорберната повърхност при план 2x7 и 2x4

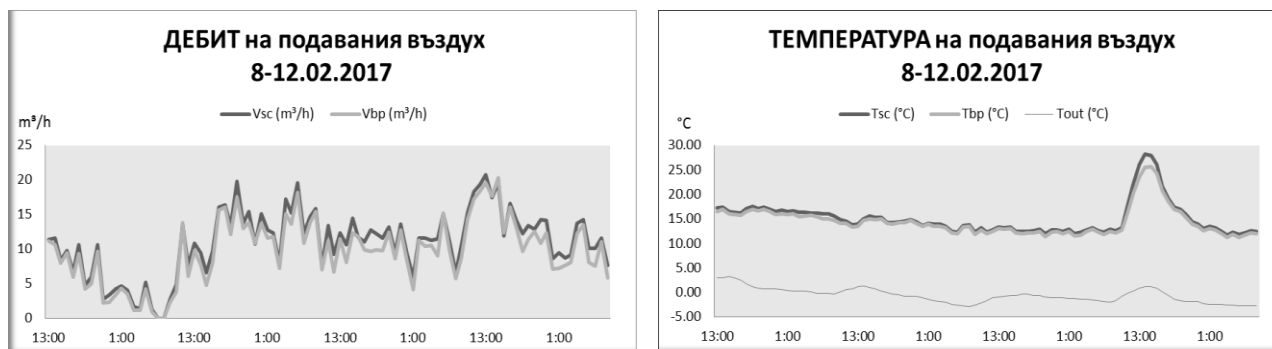
Резултати при режим на естествена вентилация за периода 08-12.02.2017

Температурното поле на абсорберната повърхност за 11.02.2017 (секции **bp** и **sc**) е показано Фиг. 4. Дебитът и температурата на подавания в помещението въздух по часове са дадени на Фиг. 5, а средната температура на стената и усвоената топлина – на Фиг. 6. Забелязват се по-високите стойности на температурите на стената със селективно покритие, особено при интензивно слънчево греење, както и по-бързото изстиване на повърхността ѝ, дължащо се на термичното съпротивление между селективното покритие и акумулационната тухлена стена.

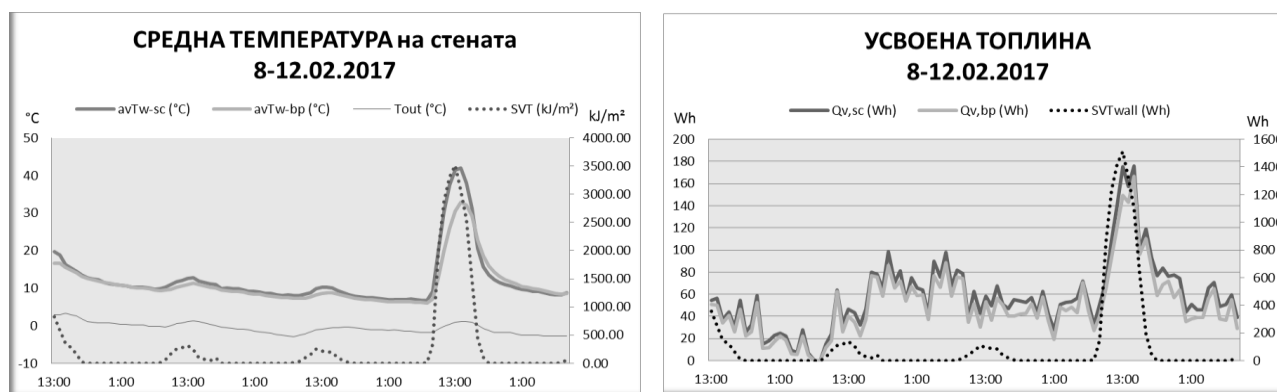
Дебитите и температурите на подавания в помещението въздух за **sc** секцията са по-високи от тези **bp** съответно с до 12% и до 10%. При средната температура на стената това повишение е 22%. Забелява се отчетливата корелация между температурата на стената, температурата на подавания в помещението въздух и усвоената слънчева топлина.



Фиг. 4 Температурно поле на стената за 11.02.2017



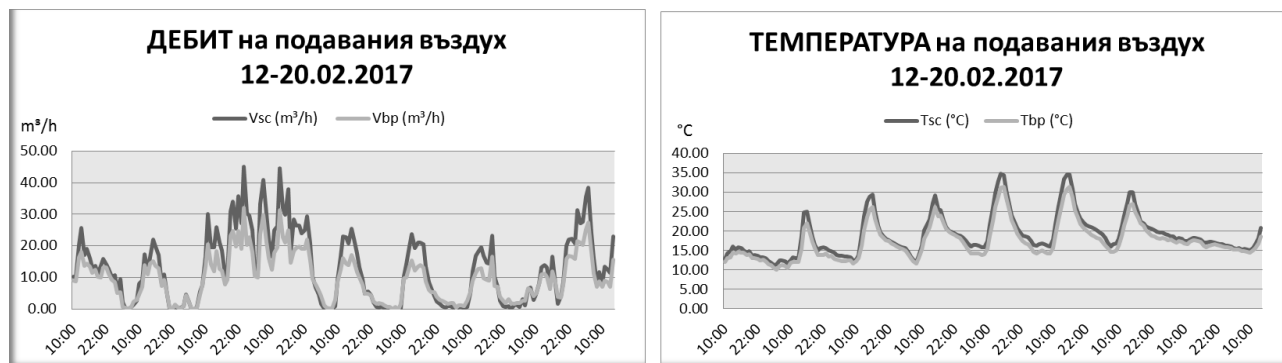
Фиг. 5 Дебит и температура на подавания в помещението въздух



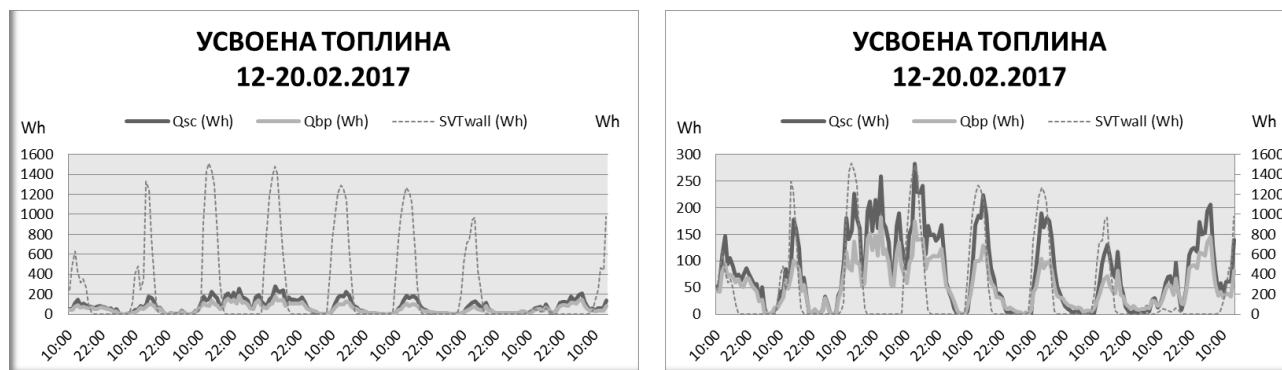
Фиг. 6 Средна температура на стената и усвоена топлина

Резултати при режим на естествена вентилация за периода 12-20.02.2017

В този период също се наблюдават по-високи дебити и температури на подавания в помещението въздух за **sc** секцията от тези за **bp** – съответно с до 30% и до 11% (Фиг. 7). На Фиг. 8 са показани топлинните печалби от слънчево греење (за загряване на подавания въздух) за двете секции, които са съпоставени с измерванията за падналата пълна слънчева радиация върху стената на Тромб.



Фиг. 7 Дебит и температура на подавания въздух

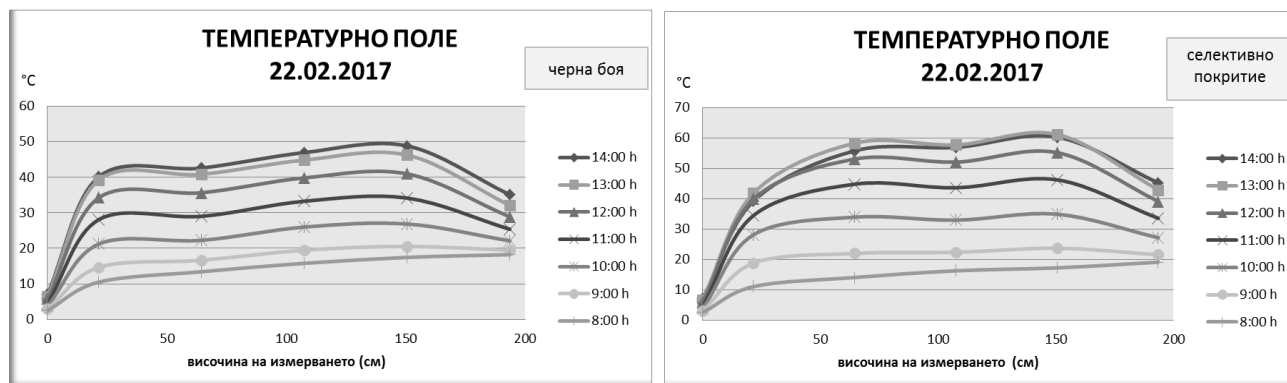


Фиг. 8 Топлинни печалби от слънчево греење за загряване на подавания въздух

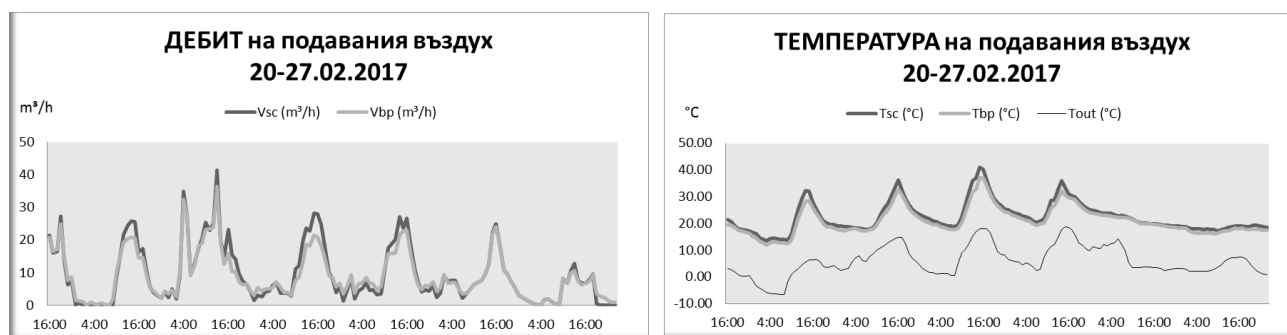
Резултати при режим на естествена вентилация за периода 20-27.02.2017

Температурното поле на стената за 22.02.2017 (секции **bp** и **sc**) е показано Фиг. 9. Дебитът и температурата на подавания в помещението въздух по часове са дадени на Фиг. 10, а средната температура на стената и усвоената топлина – на Фиг. 11. В този период също се наблюдават по-високи стойности на температурите на стената за **sc** секцията, особено при интензивно слънчево греење, както и по-бързо изстиване на повърхността ѝ.

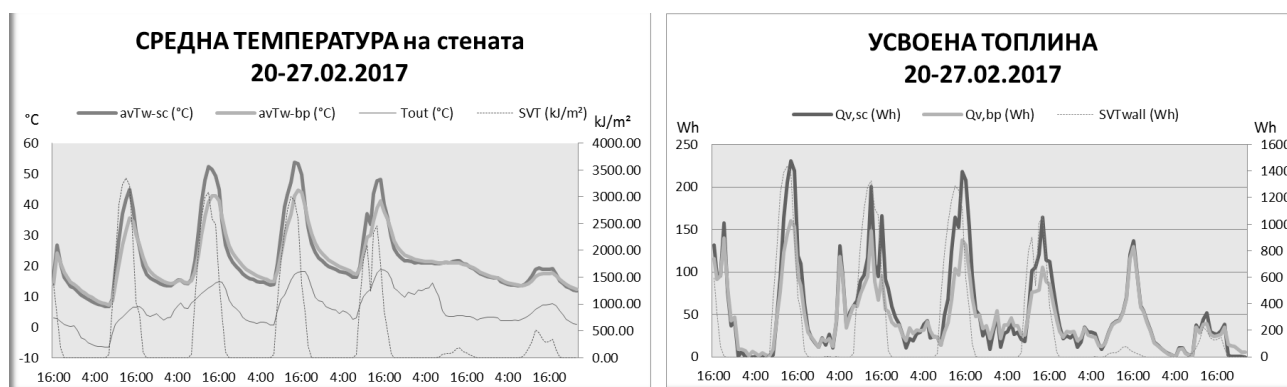
Дебитите и температурите на подавания в помещението въздух са по-високи за **sc** секцията, съответно с до 24% и до 8%. Забелява се отчетлива корелация между температурата на стената, температурата на подавания в помещението въздух и усвоената слънчева топлина, която за **sc** секцията превишава тази за **bp** секцията с до 40%. На базата на измерванията е изчислена средната термична ефективност за всеки един от трите периода – Табл. 3.



Фиг. 9 Температурно поле на стената за 22.02.2017



Фиг. 10 Дебит и температура на подавания в помещението въздух



Фиг. 11 Средна температура на стената и усвоена топлина

Таблица 3
Термична ефективност на стената на Тромб при естествена вентилация

период	вентилация	av SVTwall (Wh)	$\eta_{\text{therm,bp}}$	$\eta_{\text{therm,sc}}$
8 до 12.02	естествена	115	44%	50%
12 до 20.02	естествена	245	22%	32%
20 до 27.02	естествена	220	21%	24%

Заклучение

От експерименталното изследване на стената на Тромб при непрекъснато подаване на пресен въздух (при естествена и принудена вентилация) са установени следните зависимости: Температурните полета по вертикала за **sc** и **bp** секциите на отворената стена

на Тромб се различават значително, както по стойностите на измерения параметър, така и по характера си, което се дължи на разликата в проводимостта на повърхностния слой. Наличието на две термични съпротивления между повърхността и акумулиращия материал при **sc** секцията е причина за по-бързото ѝ загряване и съответно по-бързото ѝ изстиване. Най-големите разлики в средните температури на двете секции достигат до 40 %.

Дебитът на подавания в помещението въздух зависи от температурната разлика между абсорберната повърхност и външния въздух. Дебитите в **sc** секцията превишават тези в **bp** секцията с до 30%, като същевременно температурата на въздуха, подаван в помещението, е по-висока с до 11%. Термичната ефективност на **sc** и **bp** секциите за различните периоди се различават съответно с 12%, 31% и 13%.

Научното изследване е осъществено с материалната база, осигурена с финансовата подкрепа на фонд "Научни изследвания" към Министерство на образованието и науката по договор ДУНК-01/3 "Създаване на Университетски научно-изследователски комплекс (УНИК) за иновации и трансфер на знания в областта на микро/нано технологии и материали, енергийната ефективност и виртуалното инженерство" и договор ДФНИ Е 02/17 "Параметричен анализ за оценка на ефективността на прозрачни структури в системи за оползотворяване на слънчевата енергия".

Литература

1. Klein, S.A., Beckman, W.A., Mitchell, J.W., Duffie, J.A., Duffie, N.A., Freeman, T.L., ... Duffy, M.J. TRNSYS 17: A Transient System Simulation Program. [Software]. Madison, WI: Solar Energy Laboratory, University of Wisconsin, 2010.
2. Златева М. Оценка на оползотворената енергия от слънчеви системи с въздушни колектори. XX научна конференция с международно участие ЕМФ 2015. Издателство на ТУ-София, 2015.
3. Калоянов, Н., Г. Томов, Б. Станков, Моделиране на топлопреносните процеси в отворена стена на Тромб. Сборник доклади от XX Научна конференция с международно участие ЕМФ 2015. Издателство на ТУ-София, 2015.
4. Калоянов, Н., Г. Томов, Б. Станков, Л. Цоков, Числено изследване на топлопреносните процеси в отворена стена на Тромб в режим „вентилация“. Сборник доклади от XX Научна конференция с международно участие ЕМФ 2015. Издателство на ТУ-София, 2015.
5. Томов, Г., Влияние на конструктивните параметри върху топлинната ефективност на стена на Тромб в режим „вентилация“. Сборник доклади от XX Научна конференция с международно участие ЕМФ 2015. Издателство на ТУ-София, 2015.
6. Томов, Г., Б. Станков, Н. Калоянов., Числено изследване на термичната ефективност на отворена стена на Тромб в непрекъснат режим на принудена вентилация. Сборник доклади от XXI Научна конференция с международно участие ЕМФ 2016. Издателство на ТУ-София, 2016.
7. Томов, Г., Б. Станков, Н. Калоянов., Числено изследване на термичната ефективност на отворена стена на Тромб в непрекъснат режим на естествена вентилация. Сборник доклади от XXI Научна конференция с международно участие ЕМФ 2016. Издателство на ТУ-София, 2016.

ас. инж. Георги Томов, ТУ-София, катедра „Топлинна и хладилна техника“, e-mail: g_tomov@abv.bg

гл. ас. д-р Борислав Станков, ТУ-София, катедра „Топлинна и хладилна техника“, e-mail: bstankov@tu-sofia.bg

проф. д-р Никола Калоянов, ТУ-София, катедра „Топлинна и хладилна техника“, e-mail: ngk@tu-sofia.bg

Експериментално изследване на термичната ефективност на отворена стена на Тромб в непрекъснат режим на работа – Част 2

Георги Томов, Борислав Станков, Никола Калоянов

Представени са резултати от експериментално изследване на ефективността на отворена стена на Тромб в режим на непрекъснато (24 часа) подаване на външен въздух. Изследванията са за два вида абсорберно покритие на стената, при условия на естествена и принудена вентилация.

Ключови думи: стена на Тромб, вентилация, енергийна ефективност

Experimental study on the thermal efficiency of a Trombe wall in continuous ventilation mode – Part 2

Georgi Tomov, Borislav Stankov, Nikola Kaloyanov

The paper presents results from an experimental study on the thermal efficiency of a Trombe wall in continuous (24h) fresh air supply ventilation mode. A Trombe wall with two types of absorber coating has been studied in the conditions of natural and forced (fan-assisted) ventilation.

Keywords: Trombe wall, ventilation, energy efficiency

Въведение

Използването на слънчевата енергия за загряване на пресен въздух е една от възможностите за подобряване на енергийните характеристики на сградите и осигуряване на високо качество на обитаваната среда [2]. При подходящи условия, отворената стена на Тромб може да бъде използвана за постигането на такъв ефект. Целта на проведеното експериментално изследване е анализ на топлопреносните процеси в отворена стена на Тромб при осъществяване на естествена и принудена вентилация (подаване на външен въздух) и оценка на влиянието на вида на абсорберното покритие (акрилна черна боя и селективно покритие) върху нейната ефективност. Планът на експерименталното изследване резултатите при естествена вентилация са представени в Част 1 [8].

Резултати при режим на принудена вентилация

На Фиг.1 е показана снимка на експерименталния модул на отворена стена на Тромб от страната на помещението. Изходящите вентилационни отвори на двете секции на стената на Тромб (**bp** – с черна акрилна боя и **sc** – със селективно покритие) представляват тръби с $\varnothing 150$, в които са монтирани два броя вентилатори от различни производители, канален тип за дебит $180 \text{ m}^3/\text{h}$ при напор 110 Pa.

Измерванията при режим на принудена вентилация са направени в периода от 10.03 до 4.04.2017. На Фиг. 2. е показано температурното поле на абсорберното покритие за секции **bp** и **sc**, за типичен ден без интензивно слънчево греење (11.03.2017). Аналогично, резултатите за типичен ден с интензивно слънчево греење (23.03.2017) са показани на Фиг. 3. На фигурите се наблюдава тенденцията температурите в секция **sc** да бъдат по-високи, като разликата е значително по-изразена във втория случай.

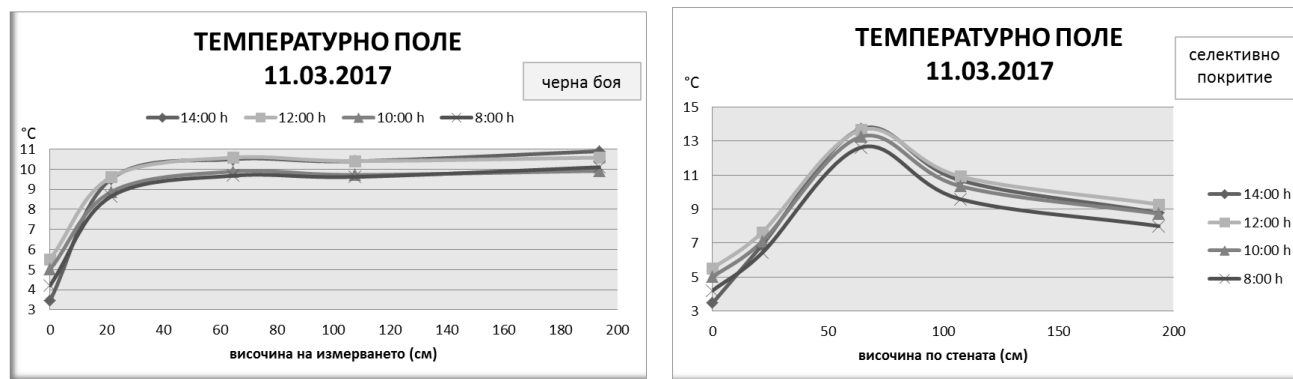
Средните температури на стената за целия период, както и тези за период с интензивно слънчево греење (20-25.03.2017), са показани на Фиг. 4. Температурата на подавания в помещението въздух по часове за целия период, както и тези за период с интензивно слънчево греење (20-25.03.2017), са показани на Фиг. 5. Видими са по-високите стойности

(до 22%) на температурите на стената със селективно покритие особено при интензивно слънчево грееене, както и по-бързото изстиване на повърхността ѝ, дължащо се на термичното съпротивление между селективното покритие и акумулационната тухлена стена. Дебитите на подавания в помещението въздух не са постоянни, като влияние оказват различните вентилатори, колебанията в електрическото захранване и естествената конвекция, като дебитите за **sc** секцията са с до 16% по-високи от тези на **bp**. При температурата това повишение е в порядъка на 2% (Фиг. 5).

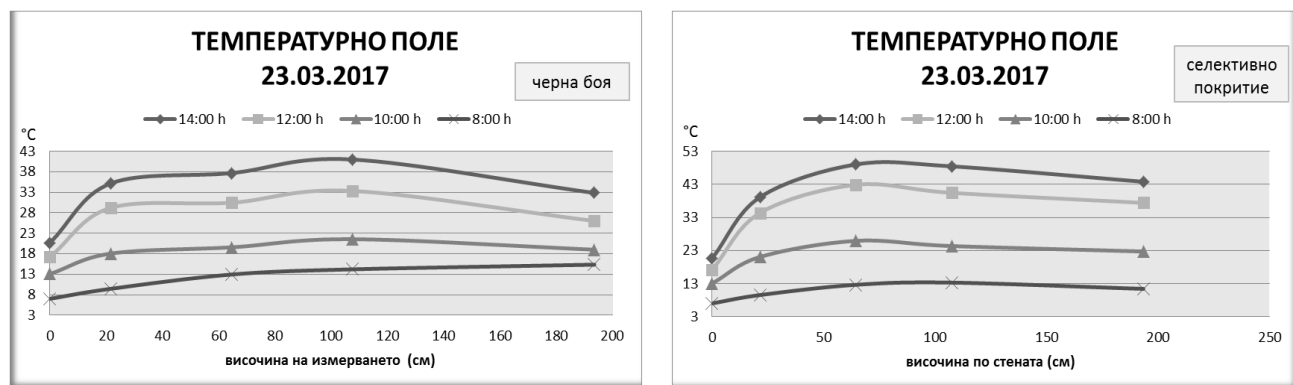
По отношение на усвоената топлина (топлинните печалби от слънчево грееене, оползотворени за загряване на подавания в помещението въздух), разликата е в границите на 25% (Фиг. 6), Забелява се и отчетливата корелация между температурата на стената, температурата на подавания в помещението въздух и усвоената слънчева топлина. Въз основа на резултатите от измерванията са изчислени средните за целия период термични ефективности [8], $\eta_{\text{therm,bp}}$ и $\eta_{\text{therm,sc}}$, чиито стойности са съответно 46.1% и 49.6%.



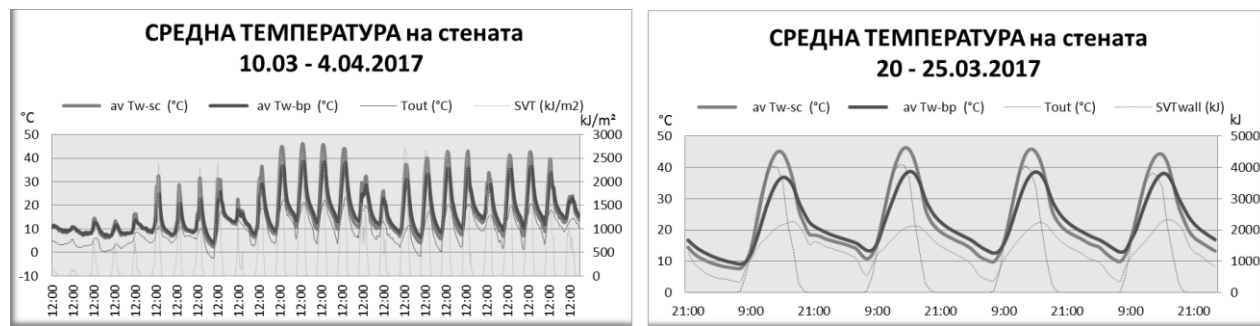
Фиг.1 Снимка на експерименталния модул



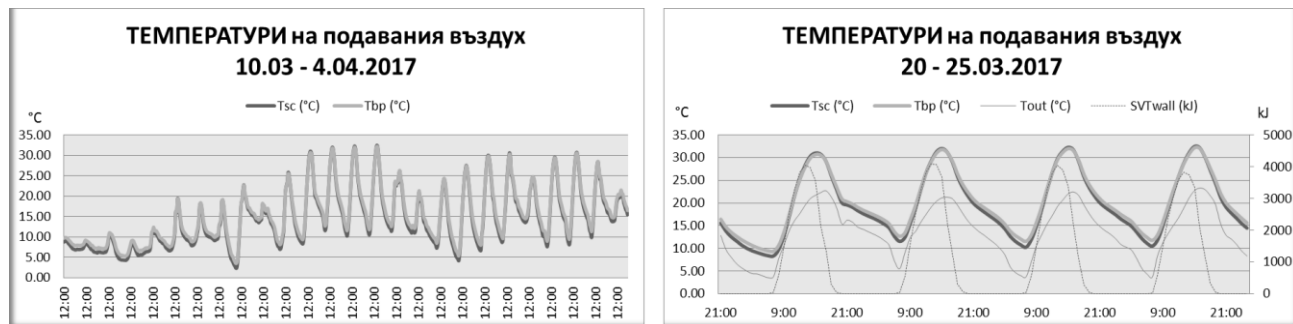
Фиг. 2 Температурно поле на абсорберната повърхност за 11.02.2017



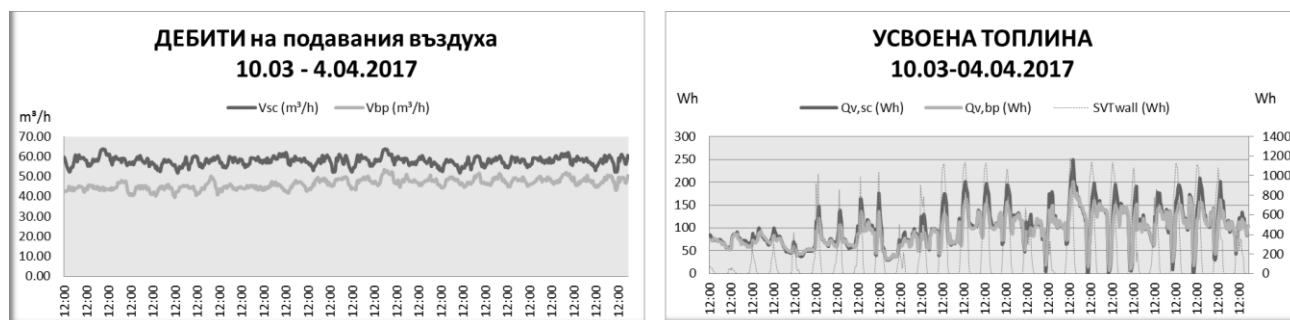
Фиг. 3 Температурно поле на абсорберната повърхност за 23.03.2017



Фиг.4 Средни температури в стената на Тромб



Фиг. 5 Температури на подавания в помещението въздух



Фиг.6 Дебити на подавания въздух и усвоена топлина

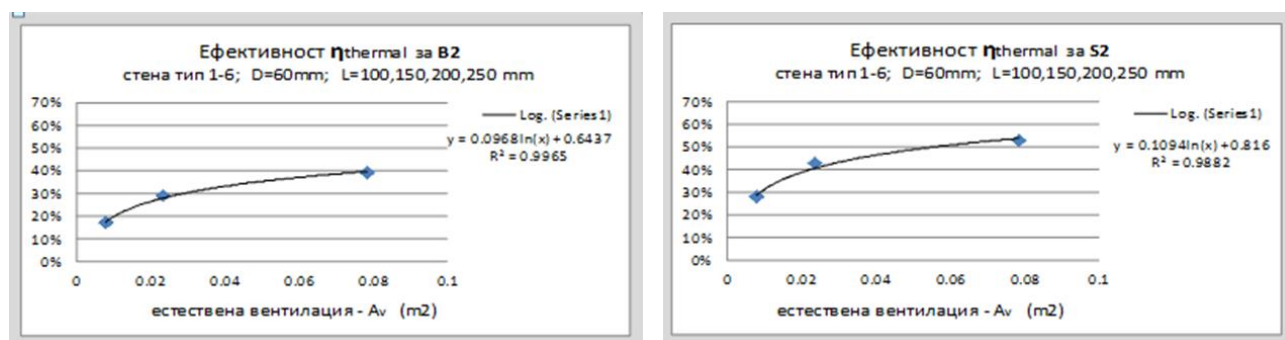
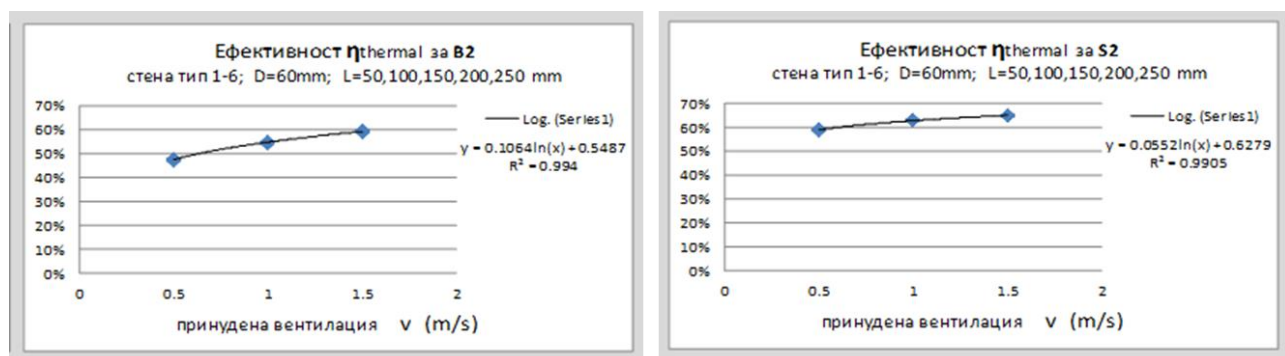
Анализ на резултатите

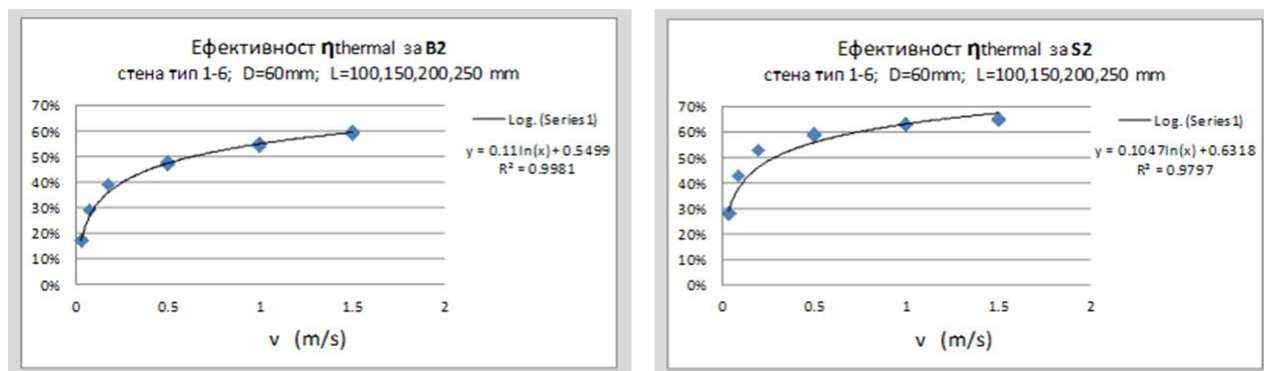
В Табл. 1 са показани резултатите за термичната ефективност на двете секции на стената на Тромб (**bp** – с черна акрилна боя и **sc** – със селективно покритие), съответно $\eta_{\text{thermal,B2}}$ и $\eta_{\text{thermal,S2}}$. Същите са сравнени с резултатите от числените експерименти [3]-[7] и изведени зависимости за $\eta_{\text{thermal,B2}}$ и $\eta_{\text{thermal,S2}}$ (в зависимост от площта на вентилационните отвори A_v (Фиг. 7) при естествена вентилация и от скоростта на въздуха между остъклението и стената (Фиг. 8) за принудена вентилация). На Фиг. 9 са представени обобщени зависимости за термичната ефективност, които са валидни за естествена и принудена вентилация – $\eta_{\text{thermal,B2}^*}$ и $\eta_{\text{thermal,S2}^*}$.

Таблица 1

Термична ефективност на стената на Тромб (секции **bp** и **sc**)

период	вентилация	av SVTwall (Wh)	$\eta_{\text{thermal,bp}}$	$\eta_{\text{thermal,B2}}$	$\eta_{\text{thermal,B2}^*}$	$\eta_{\text{thermal,sc}}$	$\eta_{\text{thermal,S2}}$	$\eta_{\text{thermal,S2}^*}$
8 до 12.02	естествена	115	43.9%	25.3%	22.9%	50.4%	37.6%	33.7%
12 до 20.02	естествена	245	22.3%	25.3%	22.9%	31.7%	37.6%	35.4%
20 до 27.02	естествена	220	20.6%	25.3%	22.2%	24.2%	37.6%	32.4%
10.3 до 4.04	принудена	202	46.1%	40.3%	40.0%	49.6%	56.4%	51.2%

Фиг. 7 Термична ефективност $\eta_{\text{thermal,B2}}$ и $\eta_{\text{thermal,S2}}$ при естествена вентилацияФиг. 8 Термична ефективност $\eta_{\text{thermal,B2}}$ и $\eta_{\text{thermal,S2}}$ при принудена вентилация

Фиг. 9 Термична ефективност $\eta_{\text{thermal},B2^*}$ и $\eta_{\text{thermal},S2^*}$

Заклучение

Експерименталните резултати за термичната ефективност на стената на Тромб показват, че резултатите получени на базата на числени експерименти са по-достоверни при аргумент скорост на въздуха в междинното пространство ($\eta_{\text{thermal},B2^*}$ и $\eta_{\text{thermal},S2^*}$) сравнени с тези с аргумент площта на вентилационните отвори ($\eta_{\text{thermal},B2}$ и $\eta_{\text{thermal},S2}$). Резултатите за термичната ефективност на стената на Тромб получени на базата на числени експерименти са по-достоверни при покритие с черна боя, сравнени с тези при специално покритие, както и при принудена вентилация, сравнени с тези при естествена, като при естествената вентилация средното слънчево греење за периода оказва значително влияние.

От експерименталното изследване на стената на Тромб при непрекъснато подаване на пресен въздух (при естествена и принудена вентилация) са установени следните зависимости: Температурните полета по вертикала за **sc** и **bp** секциите на отворената стена на Тромб се различават значително, както по стойностите на измерения параметър, така и по характера си, което се дължи на разликата в проводимостта на повърхностния слой. Наличието на две термични съпротивления между повърхността и акумулиращия материал при **sc** секцията е причина за по-бързото ѝ загряване и съответно по-бързото ѝ изстиване. Най-големите разлики в средните температури на двете секции достигат до 40%.

Дебитът на подавания в помещението въздух зависи от температурната разлика между абсорберната повърхност и външния въздух. Дебитите в **sc** секцията превишават тези в **bp** секцията с до 30%, като същевременно температурата на въздуха, подаван в помещението, е по-висока с до 11%. Термичната ефективност на **sc** и **bp** секциите за различните периоди се различават съответно с 12%, 31% и 13%.

Научното изследване е осъществено с материалната база, осигурена с финансовата подкрепа на фонд "Научни изследвания" към Министерство на образованието и науката по договор ДУНК-01/3 "Създаване на Университетски научно-изследователски комплекс (УНИК) за иновации и трансфер на знания в областта на микро/нано технологии и материали, енергийната ефективност и виртуалното инженерство" и договор ДФНИ Е 02/17 "Параметричен анализ за оценка на ефективността на прозрачни структури в системи за оползотворяване на слънчевата енергия".

Литература

1. Klein, S.A., Beckman, W.A., Mitchell, J.W., Duffie, J.A., Duffie, N.A., Freeman, T.L., ..Duffy, M.J. TRNSYS 17: A Transient System Simulation Program. [Software]. Madison, WI: Solar Energy Laboratory, University of Wisconsin, 2010.
2. Златева М. Оценка на оползотворената енергия от слънчеви системи с въздушни колектори. XX научна конференция с международно участие ЕМФ 2015. Издателство на ТУ-София, 2015.

3. Калоянов, Н., Г. Томов, Б. Станков, Моделиране на топлопреносните процеси в отворена стена на Тромб. Сборник доклади от XX Научна конференция с международно участие ЕМФ 2015 (том 1). Издателство на ТУ-София, 2015.
4. Калоянов, Н., Г. Томов, Б. Станков, Л. Цоков, Числено изследване на топлопреносните процеси в отворена стена на Тромб в режим „вентилация“. Сборник доклади от XX Научна конференция с международно участие ЕМФ 2015 (том 1). Издателство на ТУ-София, 2015.
5. Томов, Г., Влияние на конструктивните параметри върху топлинната ефективност на стена на Тромб в режим „вентилация“. Сборник доклади от XX Научна конференция с международно участие ЕМФ 2015 (том 1). Издателство на ТУ-София, 2015.
6. Томов, Г., Б. Станков, Н. Калоянов., Числено изследване на термичната ефективност на отворена стена на Тромб в непрекъснат режим на принудена вентилация. Сборник доклади от XXI Научна конференция с международно участие ЕМФ 2016 (том 1). Издателство на ТУ-София, 2016.
7. Томов, Г., Б. Станков, Н. Калоянов., Числено изследване на термичната ефективност на отворена стена на Тромб в непрекъснат режим на естествена вентилация. Сборник доклади от XXI Научна конференция с международно участие ЕМФ 2016 (том 1). Издателство на ТУ-София, 2016.
8. Томов, Г., Б. Станков, Н. Калоянов., Натурно изследване на термичната ефективност на отворена стена на Тромб в непрекъснат режим на работа – Част 1, Сборник доклади от XXII Научна конференция с международно участие ЕМФ 2017 (том 1). Издателство на ТУ-София, 2017.

ас. инж. Георги Томов, ТУ-София, катедра „Топлинна и хладилна техника“, e-mail: g_tomov@abv.bg

гл. ас. д-р Борислав Станков, ТУ-София, катедра „Топлинна и хладилна техника“, e-mail: bstankov@tu-sofia.bg

проф. д-р Никола Калоянов, ТУ-София, катедра „Топлинна и хладилна техника“, e-mail: ngk@tu-sofia.bg

Използване на отпадна компресорна топлина за отопление в промишлени сгради

Мерима Златева

В доклада са представени резултати от проведено изследване с цел оценка на възможностите за отопление на производствени помещения с отпадна компресорна топлина. Разполагаемата енергия от компресора е определена въз основа на измервания и данни за режима му на натоварване, а потребната топлина е прогнозирана чрез моделно изследване на разглеждания промишлен обект. Делът на оползотворената отпадна компресорна топлина е оценен чрез изследване на годишното разпределение на външната температура и на топлинния товар на помещенията.

Ключови думи: отпадна топлина от компресори, разход на енергия за отопление

Using of waste compressor heat for heating in industrial buildings

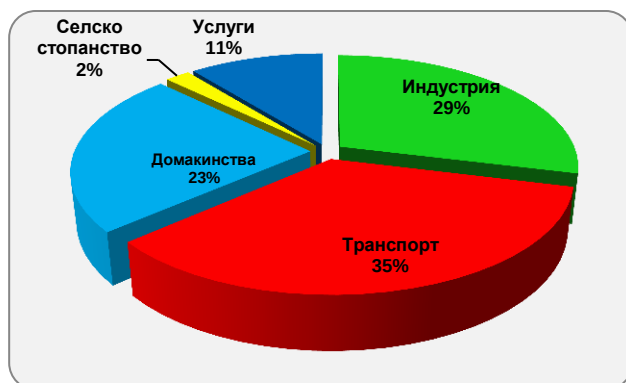
Merima Zlateva

The report presents the results of a study to assess the possibilities for heating of production premises with waste compressor heat. The available energy from the compressor is determined on the basis of measurements and data on its load regime, and the required heat for heating is calculated by modeling of the industrial site. The share of utilized waste compressor heat is estimated by examining the annual distribution of the outdoor temperature and the heat load of the premises.

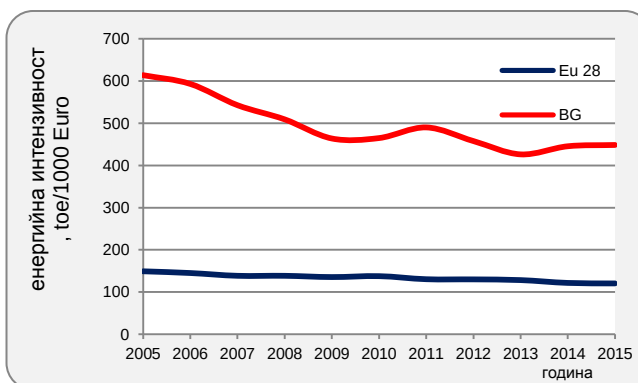
Keywords: compressor waste heat, energy demand for heating

Въведение

Потреблението на енергия в промишления сектор на България е с дял около 30 % от общия енергиен баланс на страната (Фиг. 1). Наред с това, макар и през последните две десетилетия да се установява устойчива тенденция за намаляване, интензивността на българската икономика е значително по-висока от средната за страните от Европейския съюз (Фиг. 2).

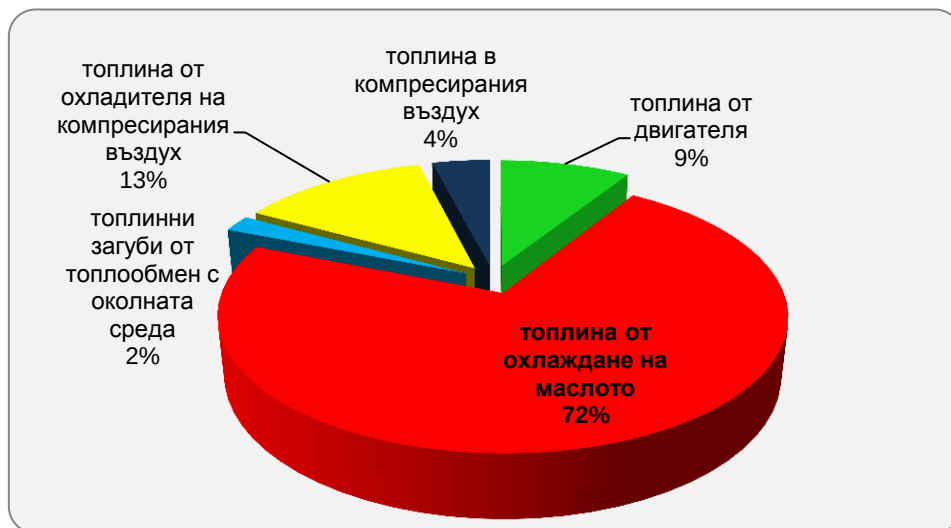


Фиг. 1 Баланс на крайното енергийно потребление по сектори в България към 2015 г. (НСИ)



Фиг. 2 Интензивност на българската и европейска икономики

От друга страна, производството на компресиран въздух се характеризира с висок специфичен разход на електричество, при което 94 % от вложената енергия се преобразува в отпадна топлина (Фиг. 3), която може да бъде оползотворена.



Фиг. 3 Енергиен баланс на винтов компресор

Целта на представеното изследване е анализ на възможностите за оползотворяване на отпадната топлина от производството на компресиран въздух и използването ѝ за отопление в промишлени помещения.

Обект на изследване

Обект на изследване е промишлен винтов компресор с честотно регулиране на оборотите на двигателя и инсталирана електрическа мощност 30 kW. Предназначен е за производство на инструментален компресиран въздух с налягане 7,2 bar и дебит 4,56 m³/min. Компресорът е с въздушно охлаждане, а дебитът на охлаждащия го въздух е 5 300 m³/h. Средногодишният му коефициент на натоварване е пресметнат въз основа на показанията на модула му за управление и на данни от измервания при характерни технологични режими. При установените коефициент на натоварване и работен режим на компресора отпадната му топлина възлиза на 135 360 kWh/г.

Производствените помещения, за чието отопление се предвижда да бъде оползотворявана отпадната топлина, са разположени в непосредствена близост до компресорното. При съществуващото състояние, през зимния период температурата на въздуха в тях се поддържа от централна топовъздушна отоплителна система. Топлозахранването на системата е с топлоносител от котелната централа на обекта, работеща с гориво природен газ.

Годишният разход на енергия за отопление на помещенията е определен с помощта на софтуерен продукт EAB Software 1,0. За целта е съставен модел, в който като входни данни са въведени повърхнините и топлофизическите характеристики на външните им ограждащи елементи, както и данни за вътрешните източници на топлина. Необходимата топлинна мощност за отопление при изчислителни условия е 27 kW. Годишната потребна енергия за отопление на помещенията възлиза на 28 683 kWh/г., за чието генериране са необходими 3,08 хил. н. m³/г. природен газ.

Направен е анализ на ефективността от използване на система за оползотворяване на отпадната топлина от винтовия компресор, включваща канален вентилатор и въздухопроводна мрежа. Въздухът след охлаждане на компресора с дебит 5 300 m³/h се засмуква с помощта на канален вентилатор непосредствено над него и през въздухопроводна мрежа с две клона се подава към отопляваните помещения и/или към

атмосферата. Дебитът в двата клона се регулира с клапи с плавно регулиране и датчик за температура в отопляваните помещения в зависимост от отоплителния им товар. Нагнетяваният в помещенията въздух се компенсира чрез трансферни решетки.

Оценка на оползотворената енергия за отопление

Потреблението на енергия за отопление слез интегриране на системата за оползотворяване на отпадната топлина на компресора е определена на база на годишното разпределение на външната температура, зависещата от него продължителност на отоплителния товар и разполагаемия потенциал на отпадната топлина.

Графикът на годишното разпределение на външната температура е построен с помощта на броя на часовете през отоплителния сезон t_i с външна температура, по-ниска от определена стойност $\vartheta_{e,i}$ ($i=1\cdots 8$) (Фиг. 4). На фигурата е показано и изменението на потребната топлина за отопление $\Phi_{h,i}$ на помещенията, определена по зависимостта:

$$\Phi_{h,i} = \Phi_h^* \cdot \frac{\vartheta_{in} - \vartheta_{e,i}}{\vartheta_{in} - \vartheta_e^*}, \text{ kW} , \quad (1)$$

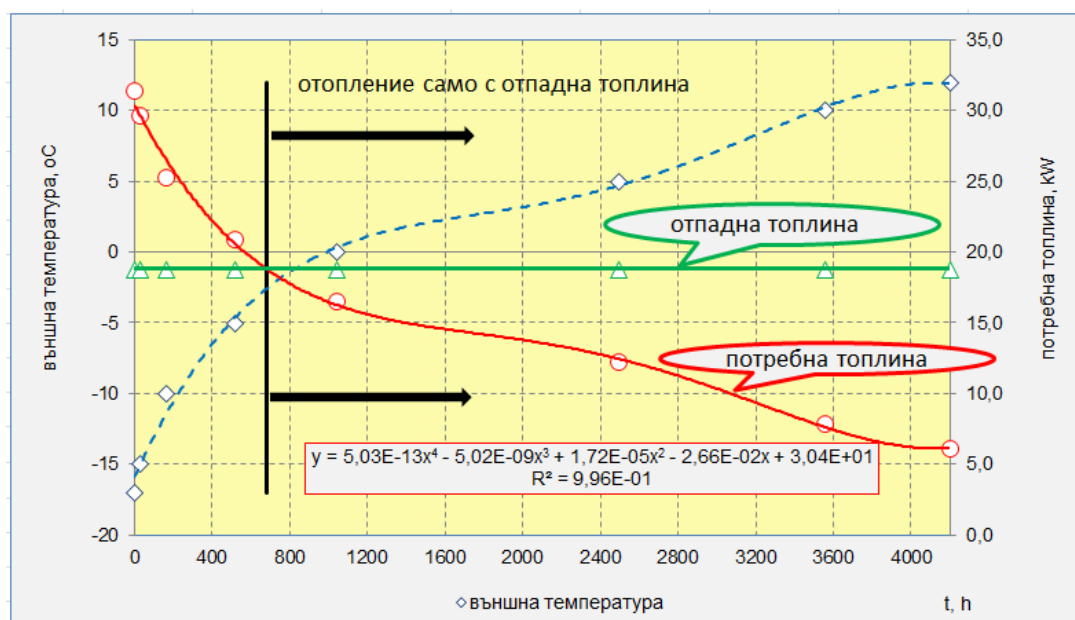
където Φ_h^* е потребната топлинна мощност за отопление при изчислителни условия, kW;

ϑ_e^* - външна изчислителна температура, °C;

$\vartheta_{e,i}$ - външна температура с продължителност t_i (часове), °C;

ϑ_{in} - температура в отопляваните помещения, °C;

На Фиг. 4 е показана и разполагаемата отпадна топлина от компресора $\Phi_{k,total} = 18,8 \text{ kW}$.



Фиг. 4 Годишно разпределение на външната температура и потребна топлина за отопление

При изпълнение на условията:

- $\Phi_{h,i} = \Phi_{k,total}$ - отпадната топлина от компресора е достатъчна за поддържане на температурата в отопляваните помещения;
- $\Phi_{h,i} < \Phi_{k,total}$ - за покриване на топлинния товар на помещенията ще се оползотворява само част от отпадната топлина на компресора;

- $\Phi_{h,i} > \Phi_{k,total}$ - за поддържане на температурата в отопляваните помещения освен отпадната е необходима и топлина от котелната централа, която възлиза на $\Phi_{b,i} = \Phi_{h,i} - \Phi_{k,total}$.

За определяне на времето t от отоплителния сезон, през което ще е необходима топлина от котела (помещенията ще се отопляват с отпадна и с топлина от котела) е разгледана регресионната зависимост на потребната топлина за отопление $\Phi_h(t)$, чийто висок коефициент на множествена корелация дава основание тя да бъде приета за достоверна.

Времето t , при което се изпълнява условието $\Phi_h = \Phi_{k,total}$ е определено чрез решаване на уравнението:

$$\Phi_h = 5,03 \cdot 10^{-13} \cdot t^4 - 5,02 \cdot 10^{-9} \cdot t^3 + 1,72 \cdot 10^{-5} \cdot t^2 - 2,66 \cdot 10^{-2} \cdot t + 3,04 \cdot 10 = \Phi_{k,total}, \quad (2)$$

при което е получено:

$$\Phi_h = 18,8 \text{ kW при } t = 680 \text{ h}$$

При общ брой часове през отоплителния сезон 4 200 h, времето, през което отпадната топлина от компресора е достатъчна за отопление на помещенията е 3520 h.

Потребната енергия за отопление от котелната централа (нетна) Q_b е определена по зависимостта:

$$Q_{b,i} = \frac{0,5 \cdot (\Phi_{b,i} + \Phi_{b,i-1}) \cdot (t_i - t_{i-1})}{K_{tk}}, \text{ kWh}, \quad (3)$$

където $\Phi_{b,i} = \Phi_{h,i} - \Phi_{k,total}$ е необходимата топлинна мощност от котела при външна температура ϑ_{ei} с продължителност t_i ;

K_{tk} - корекционен коефициент за отчитане на режима на работа на компресора (300 дни/г.).

Необходимата брутна енергия за отопление, внасяна с горивото (природен газ) е:

$$Q_{gas,i} = \frac{Q_{b,i}}{\eta_r \cdot \eta_e \cdot \eta_b}, \text{ kWh}, \quad (4)$$

където η_r е коефициентът на полезно действие на системата за автоматично регубиране;

η_e - коефициент на полезно действие на системата за ЕП/ЕМ;

η_b - коефициент на полезно действие на котела.

Оползотворената отпадна топлина, преизчислена като брутна енергия за отопление $Q_{u,br}$ с отчитане на ефективността на системата за топлоснабдяване е определена като разлика:

$$Q_{u,br} = Q_h - \sum_i Q_{gas,i}, \text{ kWh / г.}, \quad (5)$$

където Q_h е потребната брутна енергия за отопление на помещенията (без оползотворяване на отпадна топлина), kWh/г.;

$\sum_i Q_{gas,i}$ - необходимата брутна енергия за отопление, внасяна с горивото (природен газ), kWh/г.

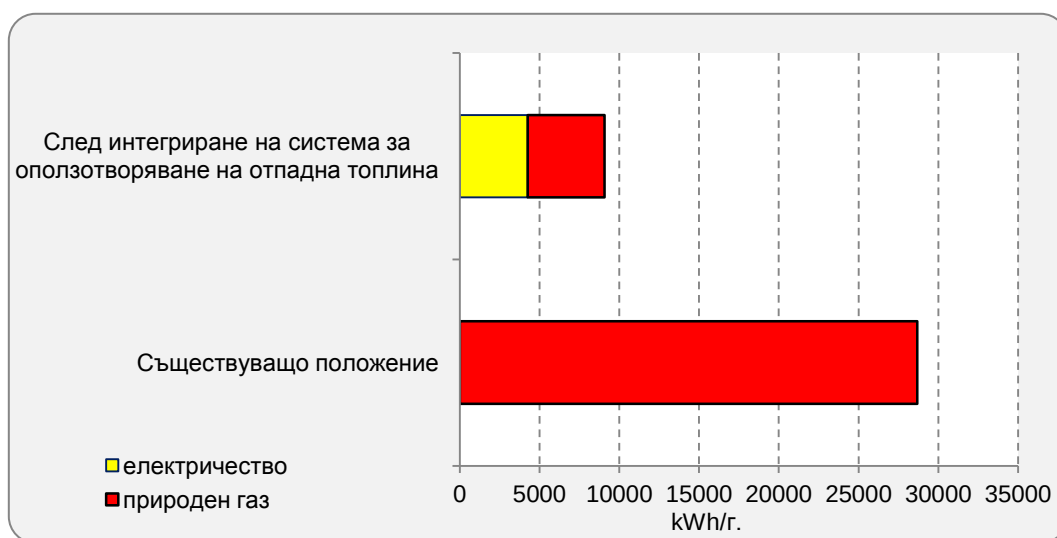
От $Q_{u,br}$ се определят действителните енергийни спестявания от оползотворяване на компресорната отпадна топлина.

Реално оползотворена отпадна топлина от компресора (равна на нетната енергия за отопление) Q_u е:

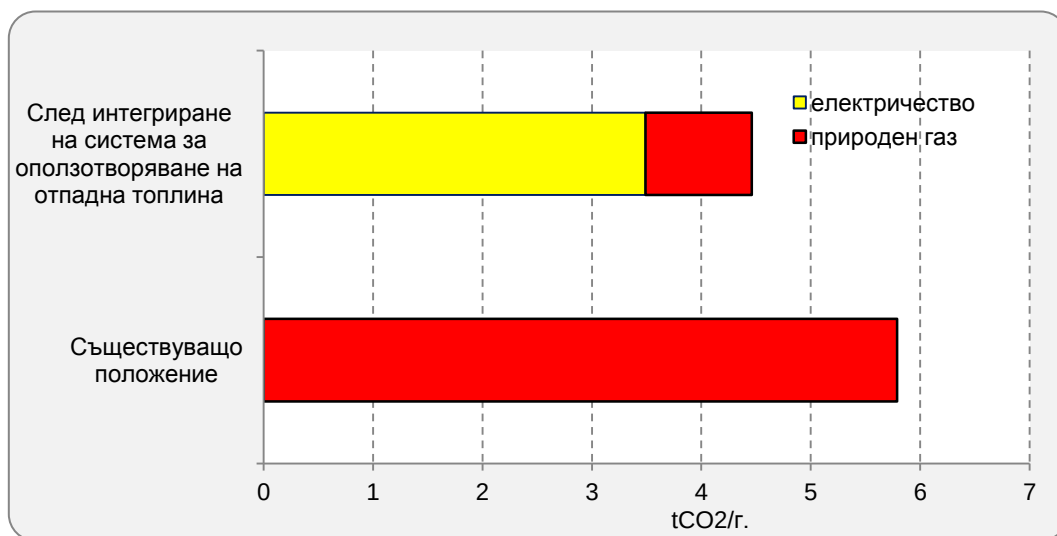
$$Q_u = Q_{u,br} \cdot \eta_r \cdot \eta_e \cdot \eta_b, \text{ kWh / г.} \quad (6)$$

Оценка на потреблението на енергия след интегриране на системата за оползотворяване на отпадна

За коректна оценка на потреблението на енергия след интегриране на системата за оползотворяване на компресорната отпадна топлина е необходимо да бъде отчетен и годишния разход на електричество от вентилатора $\dot{V}$. Годишната потребна енергия за отопление на помещенията преди и след интегриране на системата за оползотворяване на отпадната топлина е показана на Фиг. 5, а спестените емисии CO_2 – на Фиг. 6.



Фиг. 5 Годишна потребна енергия за отопление



Фиг. 6 Годишни емисии на CO_2

Заклучение

Резултатите от проведеното изследване показват, че внедряването на системи за оползотворяване на отпадна компресорна топлина създава предпоставки за значително намаление на потребната енергия за отопление в промишлени обекти.

За обекта, предмет на настоящия анализ, намалението на годишното потребление на енергия за отопление е 68 %, а на потребната топлина - 83 %. Поради високата стойност на екологичния еквивалент на електричеството, намалението на емисиите на CO₂ е значително по-малко (23 %).

Литература

1. Бюлетин за състоянието и развитието на енергетиката на Република България, 2016 г. <https://www.me.government.bg/bg/themes/byuletin-za-sastoyanieto-i-razvitiето-na-energetikata-na-republika-balgariya-2016-g-1678-296.html>
2. Energy intensity of the economy, <http://ec.europa.eu/eurostat/en/web/products-datasets/-/TSDEC360>
3. Wärmerückgewinnung in Druckluftstationen, Juli 2013, Sommer Kompressoren GmbH.

доц. д-р Мерима Златева, ТУ-София, катедра „Топлинна и хладилна техника“, e-mail: mzlat@tu-sofia.bg

Криогенно съхранение на енергия за възобновяем изкуствен студ и електрозахранване

Костадин Фикийн, Борислав Станков

Представена е концепцията на иновационната технология CryoHub, основана върху акумулирането на възобновяема енергия като криогенна течност (втечнен въздух). Втечненият въздух се използва за частично покриване на студопотребността на хладилните съоръжения, както и за генериране на електроенергия, която се изразходва на място или захранва електроснабдителната система в периоди на пиково потребление.

Ключови думи: съхранение на енергия, възобновяема енергия, промишлени хладилници, умни мрежи, нисковъглеродна икономика

Cryogenic energy storage for renewable refrigeration and power supply

Kostadin Fikiin, Borislav Stankov

This contribution presents the key features of the innovative CryoHub technology, which is based on storing renewable energy as a cryogenic liquid (liquefied air). The cryogen is then boiled at very low temperatures to generate electricity for on-site use or feeding the power grid during peak demand periods. The cooling effect of boiling the cryogen is employed to refrigerate industrial facilities.

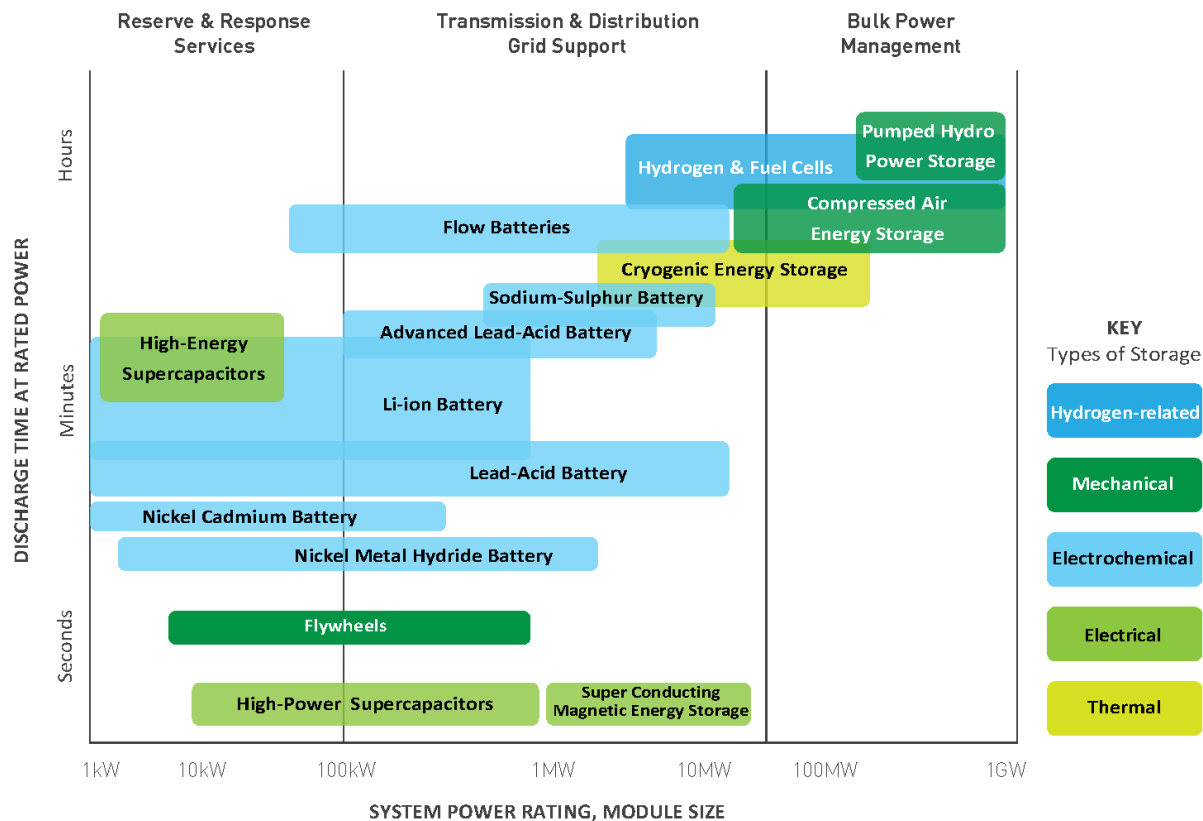
Keywords: energy storage, renewable energy, refrigerated warehouses, smart grids, low-carbon economy

Въведение

Неравномерното разпределение във времето на енергията, генерирана от възобновяеми източници (ВЕИ), е едно от основните предизвикателства, породени от внедряването на все по-големи ВЕИ мощности в електрическата мрежа [1]. Като правило, възобновяемите енергийни източници имат непостоянен характер и се характеризират със свръхпроизводство при ниско потребление и с недостиг при върхови натоварвания [9]. Това създава трудности при балансиране на електрическата мрежа, особено при традиционните мрежи с централизирана структура, където потребителите са изцяло пасивни участници на пазара на енергия. Преходът от този тип структури към т. нар. „умни мрежи“, където потребителите представляват активни участници на енергийния пазар, допринася за увеличаване на дела на ВЕИ в енергийния микс и спомага за по-ефикасно балансиране на производството и потреблението на електричество.

Един от елементите на прехода към „умни мрежи“ е въвеждането на системи за съхранение на енергия, както в малък, така и в голям мащаб [10]. Съществува разнообразие от такива системи, основани на различни физични принципи (прибягващи до акумулиране на топлина или студ, водноелектрическа енергия, сгъстен въздух, криогенни вещества, маховици, суперкондензатори, свръхпроводящи магнити, електрохимични клетки и батерии, горивни клетки и т.н.), част от които са систематизирани на Фиг. 1 [2, 9, 16]. Една от обещаващите технологии е криогенното съхранение на енергия (КСЕ) и по-специално съхранението на енергия с течен въздух. Настоящата разработка разглежда възможностите съхраняваният втечен криогенен газ да покрие част от студопотребността на хладилни хранилища или хранителни предприятия, като същевременно се затопля и изпарява за да

се задвижат електрогенератори, подаващи възобновяема енергия в електроснабдителната система и/или захранващи частично или изцяло хладилната инсталация на място.



Фиг. 1 Приложимост на различни технологии за съхранение на енергия [16]

Криогенно съхранение на енергия

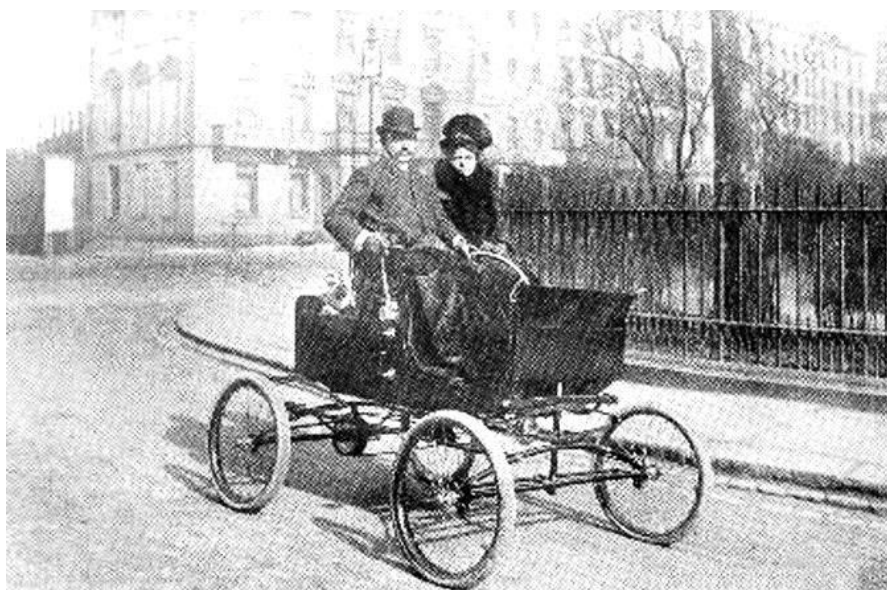
Както е известно, чистият атмосферен въздух съдържа около 78% азот и 21% кислород. При атмосферно налягане, азотът кипи при -195.8°C , а кислородът – при -183°C . Латентната топлина на изпарение е 200 kJ/kg за N_2 и 213 kJ/kg за O_2 . В редица приложения, явна топлина до 160 kJ/kg може допълнително да бъде използвана. Кипенето на течен въздух или азот е съпроводено с над 700-кратно обемно разширение (т.е. от 1 литър течност се получава над 700 литра газ) и тази бурна експанзия стои в основата на множество изобретени двигатели на криогенен принцип.

Принципът на действие на КСЕ е прост и логичен [4, 9]:

- В периоди с ниско потребление и ниска себестойност на енергията се втечнява криогенен газ, който се съхранява в добре изолирани съдове при много ниски температури (акумулиране на енергия);
- В периоди с високо потребление и висока себестойност на енергията, втечнения газ се разширява през турбина, задвижваща електрогенератор, който захранва електрическата мрежа (отдаване на акумулираната енергия).

Криогенното съхранение на енергия в действителност е отдавна изпитана концепция. Например, още през 1899 г. американската Liquid Air, Power and Automobile Company от Бостън произвежда автомобил, задвижван от втечнен въздух (Фиг. 2). Автомобилът е демонстриран от своя изобретател Ханс Кнудсен на изложение в Лондон през 1902 г., където предизвиква огромен интерес и противоречиви оценки (вариращи от възхищение до обвинения в шарлатанство) [2, 3]. Около век по-късно, през 2001 г., британският изобретател Питър Диърман патентова т. нар. „двигател на Диърман“, който също използва втечнен въздух

или азот и намира различни приложения, основно като двигател на транспортни средства [2, 3, 5, 12]. През последните десетилетия са лансирани и осъществени редица научно-изследователски и развойни инициативи и проекти в областта на КСЕ, реализирани от Mitsubishi Heavy Industries (Япония); Highview Power Storage, Dearman и Birmingham Centre of Cryogenic Energy Storage (Великобритания); както и Linde Gas и Hitachi Power Europe (Германия) [11-13, 15, 17]. Въпреки дългата предистория на КСЕ технологиите, досега приложенията са доста ограничени, поради ниската ефективност на метода (изразена като съотношение между вложената и получената след периода на съхранение енергия). Този недостатък би могъл да се компенсира частично чрез използване на ВЕИ за втечняване на криогенния газ, както и чрез директно приложение на освободения студ в големи консуматори, каквито са промишлените хладилници.



Фиг. 2 Автомобилът на Ханс Кнудсен (1903 г.), задвижван от втечен въздух [12]

Роля на промишлените хладилници на електроенергийния пазар

Осъществяването на прехода към „умни мрежи“ изисква по-активно участие на потребителите на електричество в електроенергийния пазар. Това се отнася особено за големите промишлени потребители на енергия в системата, сред които и промишлените хладилници. Преходът към „умни мрежи“ се изразява в няколко направления, между които: увеличаване на дела на локалните („разпределени“) източници на енергия; използване на локални системи за съхранение на енергия; и изграждане на ефективни системи за енергиен мениджмънт [10].

Хладилните хранилища за охладени и замразени храни са големи консуматори на енергия, притежават внушителни инсталирани мощности за охлаждане и затопляне и генерират значителни количества отпадна топлина. Като цяло, в началото на века енергийното потребление на хладилните хранилища в ЕС се оценява на 12.5 TWh годишно (средно 41.5 kWh/m³), като работната им мощност е средно около 1500 MW, достигаща до 3000 MW при максимално натоварване [4]. Като промишлени обекти, те представляват идеална индустриална среда за приложение на „пасивни“ и „активни“ методи за локално съхранение на възобновяема енергия [6-8]. Съхранението на енергия с течен въздух е особено подходящо за приложение на територията на такъв тип обекти, защото голямото количество студ, освободен при кипене на криогенната течност, може да се използва за покриване на част от хладилния им товар [7]. По такъв начин може да се постигне по-висока цялостна ефективност на системата.

Същевременно промишлените хладилници обикновено разполагат и с големи открити площи (например равните покриви), подходящи за разполагане на съоръжения за оползотворяване на ВЕИ. Редица примери на промишлени хладилници, които разполагат със значителни ВЕИ мощности на място, както и подробен преглед на различните технологии за използване на ВЕИ в промишлени хладилници (намиращи се в напреднал или начален стадий на развитие), са представени в наша предишна публикация [8]. Тези примери включват фотоволтаични системи; вятърни турбини; термични слънчеви системи; термо-механични слънчеви системи; когенерационни и тригенерационни системи, използващи биогаз, слънчева или геотермална енергия; и т.н. [8]. Един от най-мащабните проекти от този тип е фотоволтаична система от 9 MW, разположена върху покрива на пристанищно хладилно хранилище в Ню Джърси, САЩ [7, 9, 14]. Фиг. 3 показва аналогичен соларен парк върху промишления хладилник на MTC Logistics в Балтимор, Мериленд, САЩ [8].



Фиг. 3 Фотоволтаична система на покрива на пристанищен хладилник в Балтимор [8]

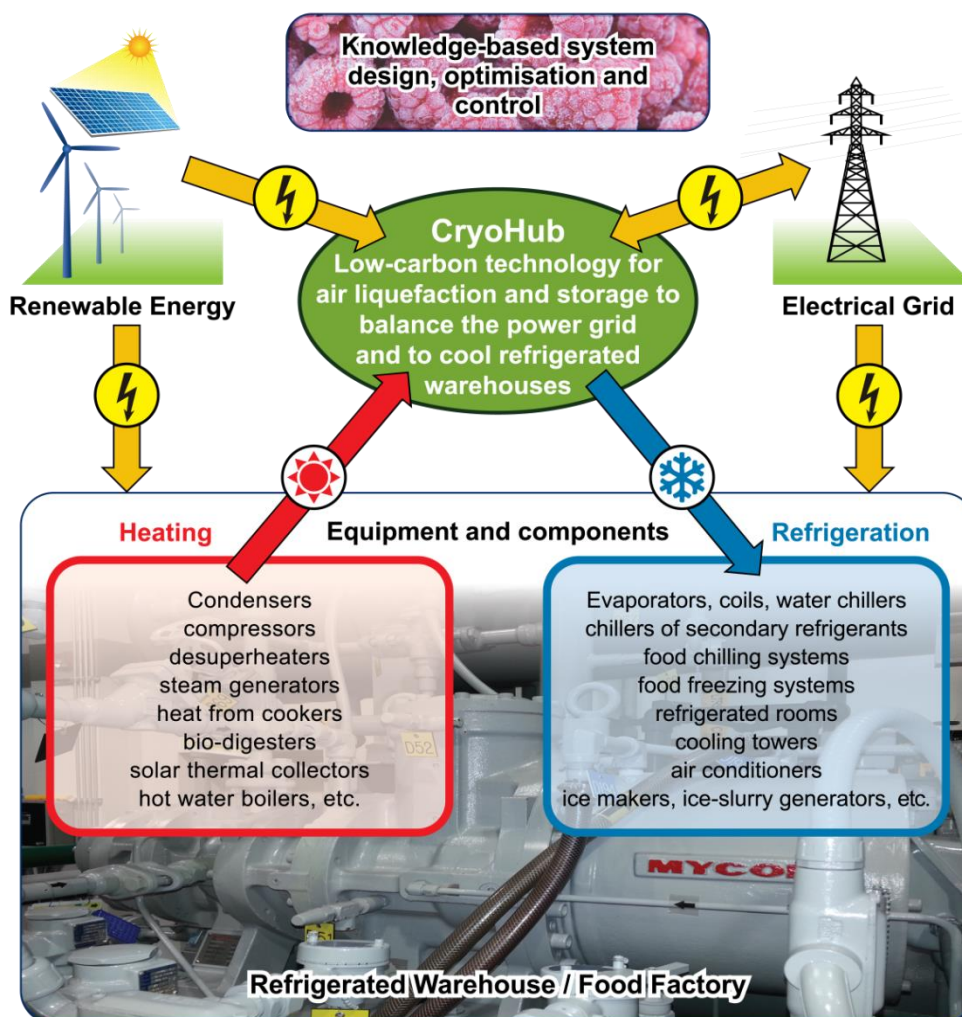
Технологична концепция CryoHub

Въз основа на горепосочените предпоставки, международен консорциум от 14 партньорски организации от пет държави на Европейския съюз (включително университети, научно-изследователски институти, малки и средни предприятия, големи корпорации и международни организации), с участието на ТУ-София, спечели и разработва проект по рамковата програма на ЕС за научни изследвания и иновации "Хоризонт 2020", озаглавен "Разработване на криогенно съхранение на енергия в хладилните хранилища на храни като интерактивен хъб за интегриране на възобновяема енергия в хладилната промишленост и подобряване устойчивостта на електрическата мрежа (CryoHub)" [4].

Иновационната технология CryoHub има за цел да разгърне потенциала на системите за криогенно съхранение на енергия, като използва ВЕИ за втечняване и съхранение на криогенни газове и приложи съхранената енергия за производство както на студ, така и на електричество, покривайки частично студопотребността на промишлени хладилници за съхранение на храни и регенерирайки отпадна топлина от тяхното оборудване и компоненти (Фиг. 5). Използването на технологията може да допринесе за превръщането на промишлените хладилници в активен участник в балансирането на електрическата мрежа (Фиг. 6).

Предварителните оценки сочат, че прилагането на КСЕ с използване на ВЕИ в около 10% от общо 5000-6000 големи промишлени хладилника на територията на ЕС-28 би допринесло с годишно понижение на емисиите на CO₂ с над 9 Mt [4, 9]. Трябва специално да

се подчертае, че технологията CryoHub по никакъв начин не заменя конвенционалната хладилна инстанция на промишлените хладилници, а само допълва, подпомага и облекчава нейната работа, осигурявайки част от необходимия изкуствен студ като съпътстващ продукт на генерирана електроенергия [9].

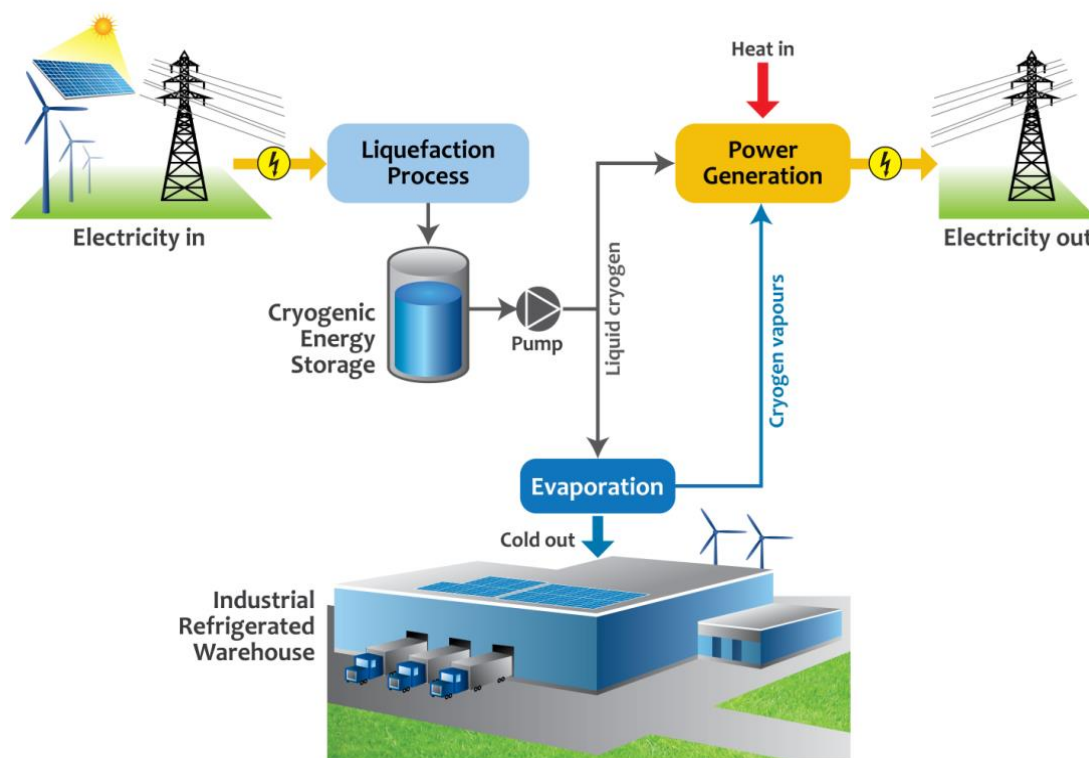


Фиг. 5 Промисленият хладилник като интерактивен хъб за интегриране и съхранение на възобновяема енергия и за балансиране на електромержата [4, 7, 9]

Проектът CryoHub е фокусиран върху изпълнението на следните основни задачи:

- ☑ Оценяване на настоящия и бъдещия потенциал за приложение на КСЕ в промишлени хладилници и разпространяване на резултатите сред професионалните среди и крайните потребители в енергийния сектор и сектора за хладилно съхранение на храни.
- ☑ Определяне на възловите процеси и производствени операции, които могат да спечелят от технологията за КСЕ в обичаен промишлен хладилник и установяване как съхранявания криогенен студ и наличната отпадната топлина могат да се интегрират по най-добър начин.
- ☑ Изследване на синергичното и взаимно обусловено действие на КСЕ и ВЕИ технологиите при хладилното съхранение на храни.
- ☑ Установяване на икономии на енергия и въглеродни емисии, които КСЕ може да постигне в промишлени хладилници, на фона на конвенционалните съоръжения.

- ✓ Намиране на инженерни решения за внедряване на системи с КСЕ в типични промишлени хладилни инсталации за оптимизиране на работата и засилване на ефективността им.
- ✓ Разработване на софтуерна система за автоматизирано вземане на решения и управление на КСЕ и разхода на втечен газ като функция на поведението на промишления хладилник, ВЕИ и електрическата мрежа, климатичните условия, търсенето и предлагането на енергия, промяната в цените на електричеството (в зависимост от договорените тарифни планове или флуктуации на свободния пазар) и т.н.
- ✓ Изграждане на демонстрационна система с КСЕ в промишлен хладилник, валидиране и демонстриране на ефективността на системата.
- ✓ Разработване на стратегия за внедряване на КСЕ в сектора за хладилна обработка и съхранение на храни в цяла Европа.



Фиг. 6 Съвместно функциониране на КСЕ и ВЕИ в промишлен хладилник [7, 9]

Заключителни бележки

Настоящата разработка обяснява как един конвенционален промишлен хладилник за храни може да бъде превърнат от обикновен консуматор на енергия в интелигентен енергиен хъб, който взаимодейства с електроснабдителната система чрез използване на ВЕИ и иновативната технология за КСЕ, наречена CryoHub. Така се обединяват avantajите и се осигурява синергия между „конвенционалния“ и „криогенния“ изкуствен студ (без субективно да се отдава предпочитание на никой от тези два способа на изстудяване, конкуриращи се от дълго време в хранителната промишленост).

Хладилните хранилища за охладени и замразени храни са големи консуматори на енергия, притежават внушителни инсталирани мощности за охлаждане и затопляне и генерират значителни количества отпадна топлина. Тези съоръжения осигуряват идеалната

индустриална среда, в която да се демонстрира, развие и усъвършенства технологията за криогенно съхранение на енергия. Внедряването на възобновяеми енергийни източници, в синхрон с развитието на криогенното съхранение на енергия, допринася както за повишаване на екологосъобразността на хладилния сектор, така и за балансиране на електрическата мрежа и подобряване на устойчивостта на енергийната система. Концепцията на CryoHub за синергично използване на КСЕ и ВЕИ позволява с единен подход да се преодолеят голяма част от съществуващите бариери и пред двата типа технологии.

Проектът CryoHub се финансира по Програмата на Европейския съюз за изследвания и иновации „Хоризонт 2020“ съгласно Споразумение за грант № 691761.

Литература

1. Boie, I., Fernandes, C., Frías, P., & Klobasa, M. (2014). Efficient strategies for the integration of renewable energy into future energy infrastructures in Europe – An analysis based on transnational modeling and case studies for nine European regions. *Energy Policy*, 67, 170–185. <http://doi.org/10.1016/j.enpol.2013.11.014>
2. CLCF (2013). *Liquid Air in the Energy and Transport Systems*. UK, York: Centre for Low Carbon Futures, 129 p.
3. CLCF & LAEN (2013). *Liquid Air Technologies – A Guide to the Potential*. UK: Centre for Low Carbon Futures and Liquid Air Energy Network, 26 p.
4. CryoHub (2015). Horizon 2020 Project No. 691761 “Developing Cryogenic Energy Storage at Refrigerated Warehouses as an Interactive Hub to Integrate Renewable Energy in Industrial Food Refrigeration and to Enhance Power Grid Sustainability – CryoHub”. www.cryohub.eu
5. English, A. (2013). Liquid Air – the future of motoring? *The Telegraph*. www.telegraph.co.uk/motoring/green-motoring/10087205/Liquid-Air-the-future-of-motoring.html
6. Fikiin, K. (2015). Temperature control strategies for smarter energy use in refrigerated warehouses. *New Food*, 18(4), 76–79.
7. Fikiin, K. (2015). Refrigerated warehouses as intelligent hubs to integrate renewable energy in industrial food refrigeration and to enhance power grid sustainability. *Proceedings of the 29th EFFoST International Conference*, Vol. I (pp. 48-53). Athens, Greece: NTUA.
8. Fikiin, K., & Stankov, B. (2015). Integration of renewable energy in refrigerated warehouses. In P. D. Gaspar & P. Dinho da Silva (Eds.), *Handbook of Research on Advances and Applications in Refrigeration Systems and Technologies* (pp. 803–853). Pennsylvania, USA: IGI Global. <http://doi.org/10.4018/978-1-4666-8398-3>
9. Fikiin, K., Stankov, B., Evans, J., Maidment G., Foster, A., Brown, T., Radcliffe, J., Youbi-Idrissi, M., Alford, A., Varga, L., Alvarez, G., Ivanov, I. Evg., Bond, C., Colombo, I., Garcia-Naveda, G., Ivanov, I., Hattori, K., Umeki, D., Bojkov, Ts. & Kaloyanov, N. (2017). Refrigerated warehouses as intelligent hubs to integrate renewable energy in industrial food refrigeration and to enhance power grid sustainability. *Trends in Food Science & Technology*, Vol. 60, pp. 96-103, <http://dx.doi.org/10.1016/j.tifs.2016.11.011>
10. Inage, S.-I. (2009). *Prospects for Large-Scale Energy Storage in Decarbonised Power Grids*. Paris, France: International Energy Agency. www.iea.org/publications/freepublications/publication/energy_storage.pdf
11. Kishimoto, K., Hasegawa, K., & Takahisa, A. (1998). Development of generator of liquid air storage energy system. *Mitsubishi Heavy Industries – Technical Review*, 35(3). www.mhi-global.com/company/technology/review/pdf/e353/e353117.pdf
12. Liquid Air Energy Network (2013). *Liquid Air in Power and Transport Applications*. liquidair.org.uk/about-liquid-air
13. Morgan, R., Nelmes, S., Gibson, E., & Brett, G. (2015). Liquid air energy storage – Analysis and first results from a pilot scale demonstration plant. *Applied Energy*, 137, pp. 845–853. <http://doi.org/10.1016/j.apenergy.2014.07.109>

14. Pereyra Boue, M. (2014). State of Photovoltaics (PV) in New Jersey. University of Massachusetts Lowell, 14 p.
15. Stover, B., Rehfeld, S., Alekseev, A., & Stiller, C. (2014). Process engineering and thermodynamic evaluation of concepts for liquid air energy storage. In Power-Gen Europe. 4-6 June, Vienna, Austria. pennwell.sds06.websds.net//2013/vienna/pge/papers/T7S4O3-paper.pdf
16. Taylor, P., Bolton, R., Stone, D., Zhang, X.-P., Martin, C., Upham, P., Yongliang, Li, Porter, R., & Bonvallet, E.P. (2012). Pathways for energy storage in the UK. Centre for Low Carbon Futures, 56 p.
17. University of Birmingham (2016). Birmingham Centre for Cryogenic Energy Storage. Birmingham.ac.uk/research/activity/energy/research/centre-energy-storage/cryogenic-energy-storage/index.aspx

гл. ас. инж. Костадин Фикийн, ТУ-София, катедра „Топлинна и хладилна техника“/НИС, e-mail: k.fikiin@tu-sofia.bg

гл. ас. д-р Борислав Станков, ТУ-София, катедра „Топлинна и хладилна техника“, e-mail: bstankov@tu-sofia.bg

Адекватност на европейския регламент относно температурно-влажностния контрол в хранителната верига за яйца

Степан Актерян, Костадин Фикийн, Борислав Станков

Представена е критична гледна точка върху действащия Регламент на Европейската комисия №589/2008 за пресни яйца. Ключовите несъответствия, обхващащи операторите в хранителната верига, са резултат от: (i) свръхакцентиране върху възможната повърхностна кондензация на влага и свързаните със Salmonella здравни рискове, докато се пропускат други съществени аспекти на безопасността и качеството, и (ii) необясними или липсващи изисквания за температурно-влажностен контрол, които всъщност са страх спрямо охлаждането, но толерират съхранение при високи температури. Следователно, съществуващият Регламент на ЕС следва да бъде внимателно преразгледан и актуализиран, имайки също предвид, че той би могъл да се приложи, при естествени климатични условия, едва в 10 страни-членки на ЕС от Северозападна Европа. Необходими са също и значителни усилия за хармонизиране на огромните противоречия между релевантните нормативни практики и стандарти в Европа, САЩ и останалия свят.

Ключови думи: яйца, охлаждане, хладилна верига, контрол на храните, безопасност и качество

Adequacy of the European regulation regarding temperature and humidity control along the food chain for shell eggs

Stepan Akterian, Kostadin Fikiin, Borislav Stankov

A critical viewpoint on the current EC Regulation No. 589/2008 for egg handling is presented. The key inconsistencies, which confuse the EU food chain operators, results from: (i) overemphasis on the possible egg surface condensation and Salmonella-related safety risks, while overlooking other substantial safety and quality aspects, and (ii) obscure or missing temperature and humidity control requirements, which inspires fear from chilled storage but tolerates handling at high temperatures. Consequently, the existing EU egg handling regulation needs to be carefully reconsidered and updated, given also that it might be applied, under natural climatic conditions, in maximum 10 EU member states of Northwestern Europe. Substantial efforts should also be made to harmonise the huge discrepancies between relevant codes and practices in Europe, USA and the rest of the world.

Keywords: eggs, chilling, cold chain, food control, safety and quality

Въведение

Действащият Регламент (ЕО) № 589/2008 на Европейската комисия е предназначен да определи подробни правила относно стандартите за пресни яйца с оглед прилагането на Европейския регламент (ЕО) № 1234/2007 за установяване на обща организация на селскостопанските пазари и специфични разпоредби за някои земеделски продукти [2, 3, 20]. Макар да е съобразен с релевантни експертни становища на EFSA [5], този Регламент страда от редица вътрешни противоречия и непълноти, които обхващат както операторите в хранителната верига на Европейския съюз, така и крайните потребители [8]. Тези несъвършенства са породени от:

- Преекспониране на здравните рискове от заразяване със *Salmonella*, докато други съществени аспекти на безопасността и качеството са значително подценени или дори пренебрегнати.
- Неясни и противоречиви изисквания за температурен контрол, които всъщност са страх от хладилното съхранение на яйца, но са доста толерантни към манипулирането им при високи температури.

Особености на настоящата нормативна уредба

Регламент (ЕО) № 589/2008 е фокусиран изключително върху избягване на микробиологичния риск, свързан с кондензацията на атмосферна влага върху повърхността на охладени яйца след изваждането им от хладилник. По този повод регламентът предписва следното:

- Яйцата да не се изстудяват преди продажбата им на крайния потребител.
- Яйцата от клас А да бъдат преокачествявани в по-нисък клас В, ако са охладени под 5 °C в продължение на над 24 часа при транспортиране или над 72 часа в търговската мрежа.
- Само френските отвъдморски територии да имат привилегиите да бъдат снабдявани с охладени яйца, което трябва да е маркирано на видно място върху техните опаковки (като че ли се касае за опасна стока).
- Съхранението и транспортирането на яйца да става при постоянна температура (без да се посочва никаква конкретна стойност).

Несъответствия в Европейския регламент за яйца

Група важни недостатъци и противоречия в регламента могат да се резюмират както следва [8]:

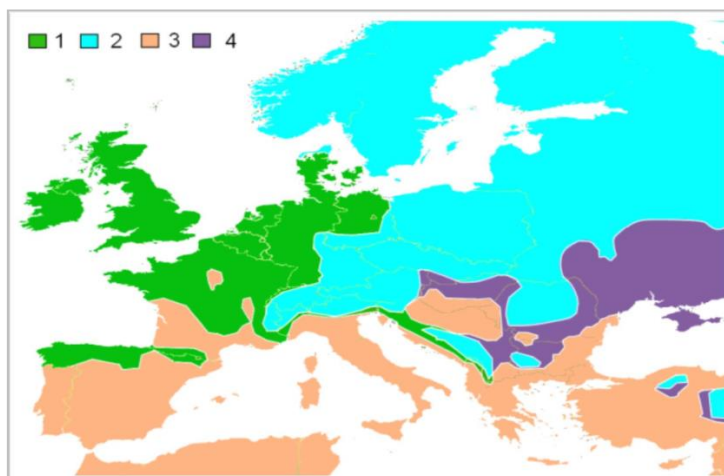
- Изискваната по-горе постоянна температура не може да се поддържа без наличие на хладилна верига с релевантен температурен контрол.
- Не е указана никаква конкретна температурата за съхранение и манипулиране на пресни яйца, нито допустим температурен интервал с гранични стойности.
- Няма никакво обвързване на температурата на съхранение с безопасността, качеството и срока на съхранение на яйцата.
- Докато опаковките на яйца от клас А следва да имат етикет, който инструктира потребителя да съхранява закупените яйца в хладилник, от операторите на пресни яйца в хранителната верига се очаква точно обратното – да боравят с неохладени яйца (което е в пълно противоречие с изискването за непрекъсната и повсеместна хладилна верига при бързоразвалящи се хранителни продукти от животински произход).

Цялостното впечатление е, че Регламент (ЕО) № 589/2008 е свръх-либерален спрямо производителите, операторите и търговците на яйца, тъй като не предявява почти никакви задължителни нормативни претенции към тях, докато интересите на крайния потребител за безопасен и качествен продукт не са защитени в достатъчна степен.

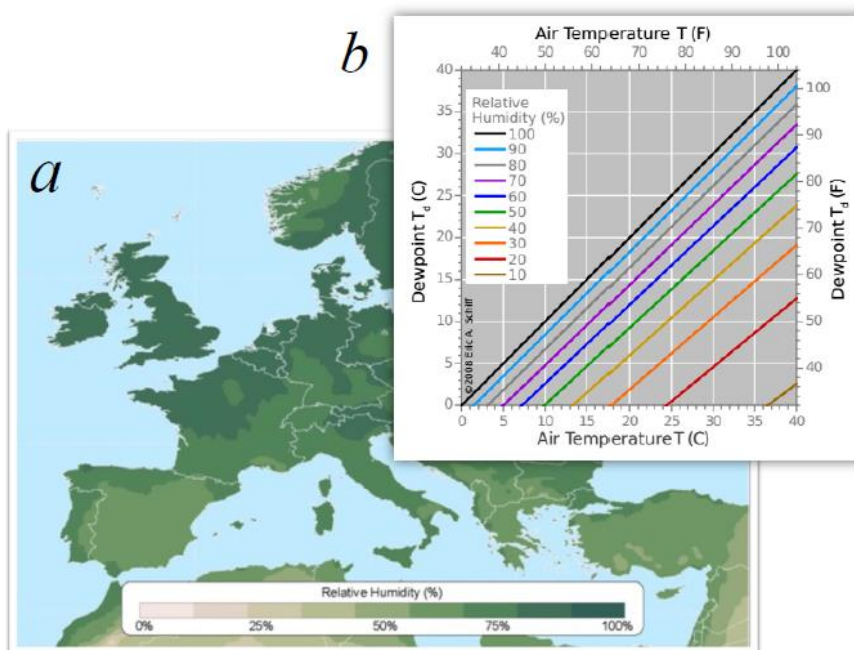
Климатични аспекти и географска валидност

На Фиг. 1 са представени четирите основни климатични региона в Европа. В умерения климатичен регион 1 (оцветен в зелено) средните летни температури са под 20°C, а средните зимни температури са над 0°C. Средните зимни температури в студения климатичен регион 2 (оцветен в синьо) са под 0°C. В горещия климатичен регион 3 (оцветен в оранжево) средните летни температури са над 20°C. В териториите на континенталния климатичен регион 4 (оцветен във виолетово) средните летни температури са над 20°C, а средните зимни температури са под 0°C.

Приемливите температури за съхранение и манипулация на яйца са в интервала от 0°C до 18-20°C. Имайки предвид, че криоскопичната температура на пресните яйца е -2,2°C, Европейския регламент 589/2008 може да намери директно приложение при естествени условия само за умерения климатичен регион в северозападната част на Европа (Великобритания, Ирландия, Холандия, Белгия, Дания, Северна Франция, Северна Германия и Северна Испания). Останалите региони изискват специфичен и целенасочен температурен контрол при хладилни условия или мерки против замръзване.



Фиг. 1 Климатични региони в Европа: 1 – умерен, 2 – студен, 3 – горещ, 4 - континентален (Адаптирано от Atlas of Biosphere: <https://nelson.wisc.edu>)



Фиг. 2 (a) Средногодишна относителна влажност (%) в Европа (nelson.wisc.edu);
(b) Точка на оросяване в зависимост от температурата и относителната влажност на въздуха (earthscience.stackexchange.com)

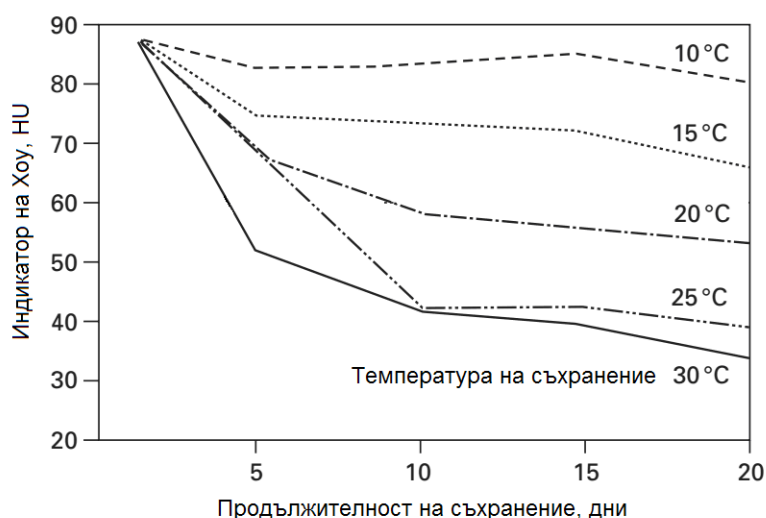
Средната относителна влажност на въздуха, RH, в Северна Европа (Швеция, Норвегия, Финландия, Ирландия, Великобритания, Дания, Холандия, Белгия, Северна Франция, Северна Германия) е почти 90 %, докато в южните части на Европа (Испания, Гърция, Кипър, Малта, Южна Италия) е около 60 % (Фиг. 2a). При RH 90, 70 и 60 %, точката на оросяване е по-ниска от показанията на сухия термометър съответно с около 1.5, 5 и 7 °C (Фиг. 2b).

Кондензацията на влага по повърхността на яйцата, визирана в Европейския регламент 589/2008, съставлява преобладаващия риск главно в Северна и Северозападна Европа през есенно-зимния период с по-ниски температури и RH над 80 %. В Централна Европа следва да се обръща внимание както на нежеланата кондензация, така и на високите температури, докато в Южна Европа пролетно-летните горещини (с температури над 25 °C) са основната

опасност при съхранение на яйцата. При високи околни температури, извадените от хладилник охладени яйца бързо повишат повърхностната си температура, което минимизира кондензацията на водни пари върху черупката на яйцето, както и резултантния риск от развитие на патогенна микрофлора [16].

Безопасност и качество на яйцата в зависимост от температурата на съхранение

Патогенната бактерия *Salmonella enterica* (SE) може да се открие не само по повърхността, но и във вътрешността на яйцата. Установено е, че в Европейския съюз 44-68 % от случаите на salmonellosis са свързани с обработката и консумацията на яйца и яйчни продукти [6, 9]. Martelli and Davies [11] обобщават, че охлаждането намалява растежа и метаболитната активност на SE. Zeidler [17] препоръчва съхранение на пресните яйца при температури от 4-8°C, което редуцира растежа и термичната устойчивост на SE. Pasquali et al. [12] посочват, че температура от 4 °C има най-силен инхибиторен ефект върху SE.



Фиг. 3 Влияние на температурата и продължителността на съхранение върху индикатора на Хоу (HU) за вътрешното качество на яйца [4]

Индикаторите за оценка на качеството на яйцата се разделят в две групи:

(i) **Външно качество**, където водещият индикатор е теглото. Zeidler [18] посочва, че хладилното съхранение при 7 °C води до 1 % загуба на влага в яйцата, докато съхранението при 21°C удвоява тези фири. Освен това, съхранението при температури над 30°C увеличава значително дела на яйца с напуквания [18].

(ii) **Вътрешно качество**. Индикаторът на Хоу (измерван в Haugh units - HU), се счита за обективна оценка на качеството и свежестта на яйцата. Този индикатор се определя в зависимост от теглото на яйцето и измерената височина на яйчния белтък (албумин) след счупване. Влиянието на температурата на съхранение върху вътрешното качество (оценявано в HU) е илюстрирано на Фиг. 3. Zeidler [18] показва благоприятния ефект на понижените температури в интервала 7-16°C за запазване на качеството на яйчния албумин. Много изследователи [10, 13] докладват за драматично понижаване на белтъчното качество и драстично съкращаване на срока на съхранение на яйцата при температури над 30°C.

Като цяло, всички публикувани досега научни изследвания показват безспорно и недвусмислено, че безопасността на яйцата може да се осигури, а качеството им – да се запази за по-дълъг период от време, при температури на манипулиране и съхранение от 4 до 15°C.

Алтернативни регулаторни практики и стандарти по света

Указанията на FAO [14] за производство и търговия на яйца препоръчват температура на съхранение от 0-1,5°C, но във всички случаи под 13°C дори за тропичен климат (с RH

съответно 80-85 % и 75-80 %). Препоръчаната температура на 5-6 дневно транспортиране е между -1 и 1°C . Тези указания са разработени основно за развиващите се страни с топъл климат.

В монографията "HACCP and ISO 22000. Application to Foods of Animal Origin" [1], хладилното съхранение и дистрибуция на пресни яйца са идентифицирани като критична контролна точка (с указана температура в рамките на $8-22^{\circ}\text{C}$ и RH от 60 до 75 %).

Руският стандарт ГОСТ 31654-2012 изисква кокошите яйца да се съхраняват при температури $0-20^{\circ}\text{C}$ и RH 85-88 % в продължение на 7-25 дни в зависимост от типа на яйцата [19]. Предвижда се и дълготрайното съхранение на яйцата до 90 дни при температура между -2 и 0°C и същата RH.

Регулаторната рамка в САЩ [7, 15, 17] предписва яйцата за търговски цели да се охладят веднага след снасянето и да се съхраняват в цялата хранителна верига при температури под 7°C . Повечето стандарти и нормативни практики в САЩ за пост-инкубационна обработка и манипулиране на пресни яйца (незабавно охлаждане, измиване, покриване с хидрофобен слой и т.н.) драстично се различават от Европейските норми (основаващи се на принципа на минималното въздействие).

Този кратък преглед показва, че нормативната уредба в напредналите и развиващите се страни извън Европа фиксира ясни изисквания за температурно-влажностния контрол при манипулиране, съхранение и транспорт на сурови яйца, което предполага широко прилагане на непрекъсната и повсеместна хладилна верига. Прилагат се редица начини за успешно справяне с повърхностната кондензация на влага (покриване на черупките със защитни хидрофобни филми от масла, восък и др., използване на опаковки с хидроабсорбиращи свойства и т.н.).

Заключение и препоръки

Действащият Европейски регламент 589/2008 следва да бъде внимателно преразгледан и актуализиран, чрез въвеждане на ясни и конкретни изисквания относно температурно-влажностния контрол при манипулиране, съхранение, транспорт и дистрибуция на пресни яйца. Характеристиките на безопасността и качеството, които силно зависят от температурата и влажността на въздуха, трябва да бъдат анализирани и отчетени в много по-голяма степен.

Също така, трябва да се положат значителни усилия за да се хармонизират огромните несъответствия между релевантните нормативни кодекси, практики и стандарти, прилагани в Европа, САЩ и останалия свят. Международната неправителствена организация Global Harmonization Initiative (globalharmonization.net) би могла да бъде подходяща платформа за решаване на тази задача.

Професионалните становища и позиции, съдържащи се в настоящата разработка, бяха представени и апробирани пред 30^{-тата} Конференция на Европейската федерация по хранителна наука и технологии – EFFoST [8].

Литература

1. Arvanitoyannis I.S. (2009) HACCP and ISO 22000. Application to Foods of Animal Origin. Chichester, Wiley-Blackwell, 560 p.
2. EC (2008). Commission Regulation (EC) No. 589/2008 of 23 June 2008 laying down detailed rules for implementing Council Regulation (EC) No. 1234/2007 as regards marketing standards for eggs, Official Journal of the European Union (EN), 24.06.2008, L163/6-L163/23.
3. EC (2007). Council Regulation (EC) No. 1234/2007 of 22 October 2007 establishing a common organisation of agricultural markets and on specific provisions for certain agricultural products. Official Journal of the European Union (EN), 16.11.2007, L299/1-L299/149.
4. DEFRA (1983). Table Egg Storage on the Farm. Department for Environment, Food and Rural Affairs. Leaflet 563, London, TSO Publications Centre.

5. EFSA (2009). Scientific Opinion of the Panel on Biological Hazards on a request from the European Commission on Special measures to reduce the risk for consumers through Salmonella in table eggs – e.g. cooling of table eggs. The EFSA Journal (2009) 957, 1-29
6. EFSA (2015). The European Union summary report on trends and sources of Zoonoses, Zoonotic agents and food-borne outbreaks in 2014. European Food Safety Agency, J. 13, 4329
7. FDA (2009). FDA Improves Egg Safety. Food and Drug Administration. www.fda.gov/ForConsumers/ConsumerUpdates/ucm170640.htm
8. Fikiin K., Akterian S. and Stankov S. (2016). Should raw eggs be refrigerated? Does the current EU regulation ensure high-quality shell eggs for the European consumers? 30th EFFoST International Conference, Vienna, Austria, 28-30 November 2016. Poster P2.80.
9. Hilbert F., Paulsen P. and Smulders FJM. (2014). Poultry and Eggs. In Encyclopedia of Food Safety, Ed.: Motarjemi Y., San Diego, Academic Press, Vol. 3, pp. 280-284.
10. Jirangrat W., Torrico D.D., No J. No H.K. and Prinyawiwatukul W. (2010). Effects of mineral oil coating on internal quality of chicken eggs under refrigerated storage. International Journal of Food Science and Technology, Vol. 45, pp. 490-495.
11. Martelli F. and Davies R.H. (2012). Salmonella serovars isolated from table eggs: an overview. Food Research International, Vol. 45, pp. 745-754.
12. Pasquali F., Klein G., Reich F., Manfreda G. and Valero A. (2016). Modelling survival behaviour of Salmonella enterica ser. Enteritidis, Typhimurium and Tennessee on table eggs during storage at different temperatures. Food Control, Vol. 59, pp. 314-319.
13. Raji A. O., Aliyu J., Igwebuike J. U. and Chiroma S. (2009). Effect of storage methods and time on egg quality traits of laying hens in a hot dry climate. ARPN Journal of Agricultural and Biological Science, Vol. 4, No. 4, pp. 1-7.
14. Seidler E.S. and Hilmi M. (2003). Egg marketing. A guide for the production and sale of eggs. FAO Agricultural Services Bulletin, No. 150. Rome, Food and Agriculture Organization of the United Nations.
15. USDA (2011). Shell Eggs from Farm to Table. US Department of Agriculture. www.fsis.usda.gov/wps/wcm/connect/5235aa20-fee1-4e5b-86f5-8d6e09f351b6/Shell_Eggs_from_Farm_to_Table.pdf?MOD=AJPERES
16. WFLO (2017). Condensation Control. In WFLO Commodity Storage Manual, World Food Logistics Organisation, Global Cold Chain Alliance, www.gcca.org/commodity-storage-manual/
17. Zeidler G. (2002). Processing and Packaging Shell Eggs. In Commercial Chicken Meat and Egg Production, Eds: Bell D.D. and Weaver W.D., 5th edition, New York, Springer Science + Business Media, pp. 1129-1161.
18. Zeidler G. (2002). Shell Egg Quality and Preservation. In Commercial Chicken Meat and Egg Production, Eds: Bell D.D. and Weaver W.D., 5th edition, New York, Springer Science + Business Media, pp. 1199-1217.
19. ГОСТ (2012). Межгосударственный стандарт ГОСТ 31654-2012. Яйца куриные пищевые. Москва, Стандартинформ, 2012.
20. ЕО (2008). Регламент ЕО No. 589/2008 на Комисията от 23 юни 2008 година за определяне на подробни правила за прилагане на Регламент (ЕО) No 1234/2007 на Съвета относно стандартите за търговия с яйца. Официален вестник на Европейския съюз (BG), 24.6.2008, L163/6-L163/23.

проф. д-р Степан Актерян, УХТ-Пловдив, катедра Технологии на тютюна, захарта, растителните и етеричните масла, akterian@abv.bg

гл. ас. инж. Костадин Фикийн, ТУ-София, катедра „Топлинна и хладилна техника“/НИС, e-mail: k.fikiin@tu-sofia.bg

гл. ас. д-р Борислав Станков, ТУ-София, катедра „Топлинна и хладилна техника“, e-mail: bstankov@tu-sofia.bg

Топлотехническо оразмеряване на конструкция на прототип на високотемпературен двигател работещ по цикъла на Стърлинг

Любомир Ташков

Целта на настоящото изследване е топлотехническо оразмеряване на топлообменниците (нагревател, регенератор и охладител) на двигател работещ по цикъла на Стърлинг. Полученият геометрична конструкция ще се използва за осъществяване на симулация на работата на регенератора в среда използваща метода на крайните елементи.

Ключови думи: Стърлинг, високотемпературен двигател, регенератор

Thermodynamic calculation of design of prototype construction of high-temperature Stirling engine

Lyubomir Tashkov

The purpose of this study is the heat sizing of the heat exchangers (heater, regenerator and cooler) of a Sterling cycle engine. The resulting geometric design will be used to perform the simulation of the regenerator operation in a finite element method.

Keywords: Stirling, high temperature engine, regenerator

Въведение

В системата участва високотемпературен двигател работещ по цикъла на Стърлинг. Топлинният източник е горивна камера, в която изгаря течно или газообразно гориво, а охлаждането на двигателя се осъществява в околната сред чрез охлаждаща вода.

Основните елементи на двигателя са три топлообменника (горивна камера (нагревател), регенератор и охладител), като и 4-ри цилиндъра осигуряващи движението на работното вещество.

В настоящото изследване ще бъдат разгледани трите топлообменника, като целта е да бъдат установени основните геометрични параметри, необходими за създаването на модел на топло- и масо- обменните процеси в тях, изследвани в последствия чрез метода на крайните елементи в CFX среда.

В проектирането като основен входен параметър е използвана изходната мощност на двигателя - 6 kW. Останалите изходни параметри са:

- температурата в горивната камера - 1000°C;
- температурата на входа на охладителя - 30°C;
- работното вещество и налягането на запълване - He, 8 bar;
- броя на цилиндрите и честотата на работа на двигател - 4 цил., 20Hz;

Първоначално пресмятане

За постигане на желаната мощност е необходимо да се анализира и оцени ефективността на цялата система. Ефективността на идеалният терм-динамичен цикъл трябва да се коригира с ефективността на основните елементи на енергопреобразуващата система. Коририращите коефициенти отговарят за ефективността на: съвпадение на теоретичният към действителният цикъл; трите топлообменни процеса; ефективност на механичната система. Предварителна информация за параметрите на действителният цикъл е получена с използването на специализиран софтуер [5].

Ефективността на теоретичният цикъл при зададените условия е 66,8 %, а ефективността на посочените елементи на двигателя е 55,8 %. Като общата максимална ефективност на двигателя се получава 37,2 % [1, 2].

При желана изходна мощност от 6 kW за входната топлинна енергия получаваме 16 kW.

Симетричността на двигателя, а именно факта, че всеки от 4-те цилиндри притежава свой горещ-, студен- и регенератив- топлообменник, ни позволява да изследваме четвърт от системата, като посочените топлообменници ще бъдат съответно оразмерени за четвърт от необходимата мощност.

Използваният за пресмятане алгоритъм е следният:

- Пресмята се теоретичната необходимата мощност за всеки един от трите топлообменника използвайки първоначалните подбраните коефициенти на ефективност;
- Задаване на първоначалните геометрични размери. Изчисляване на параметрите на флуидните потоци. Пресмятане на коефициентите на топлопредаване [1];
- Повторно пресмятане на коефициентите на ефективност и корекция на предаваните мощности;
- Прецизиране на геометричните размери.

Процесът на пресмятане е итеративен.

Конструиране на модела в твърдотерлна среда - Solid Works

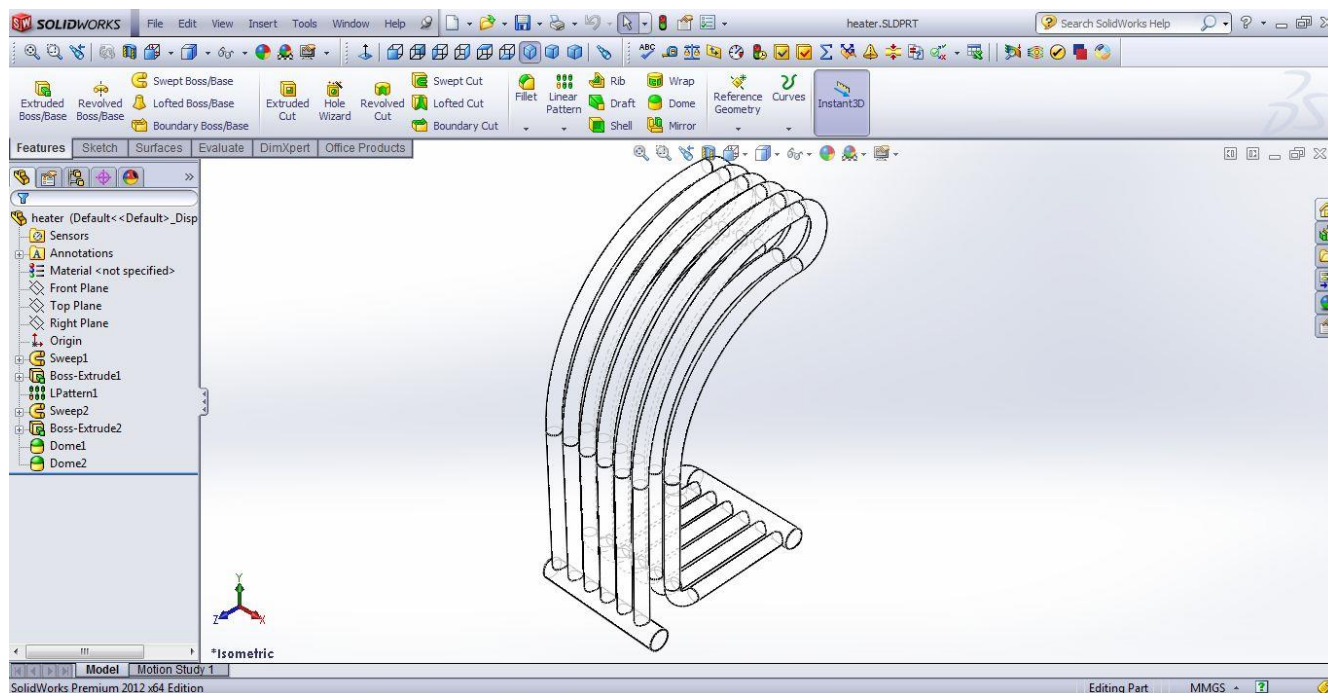
За създаване на геометричен модела е използвана програмна среда за твърдотоленно проектиране Solid Works. В нея на базата на геометричните размери (Табл. 1), получени от първоначалното оразмеряване са изчертани необходимите елементи (Фиг. 1 и Фиг. 2).

Типът топлообменници е избран съгласно "добрите практики" при конструиране на високотемпературни Стърлингови двигатели [2, 3].

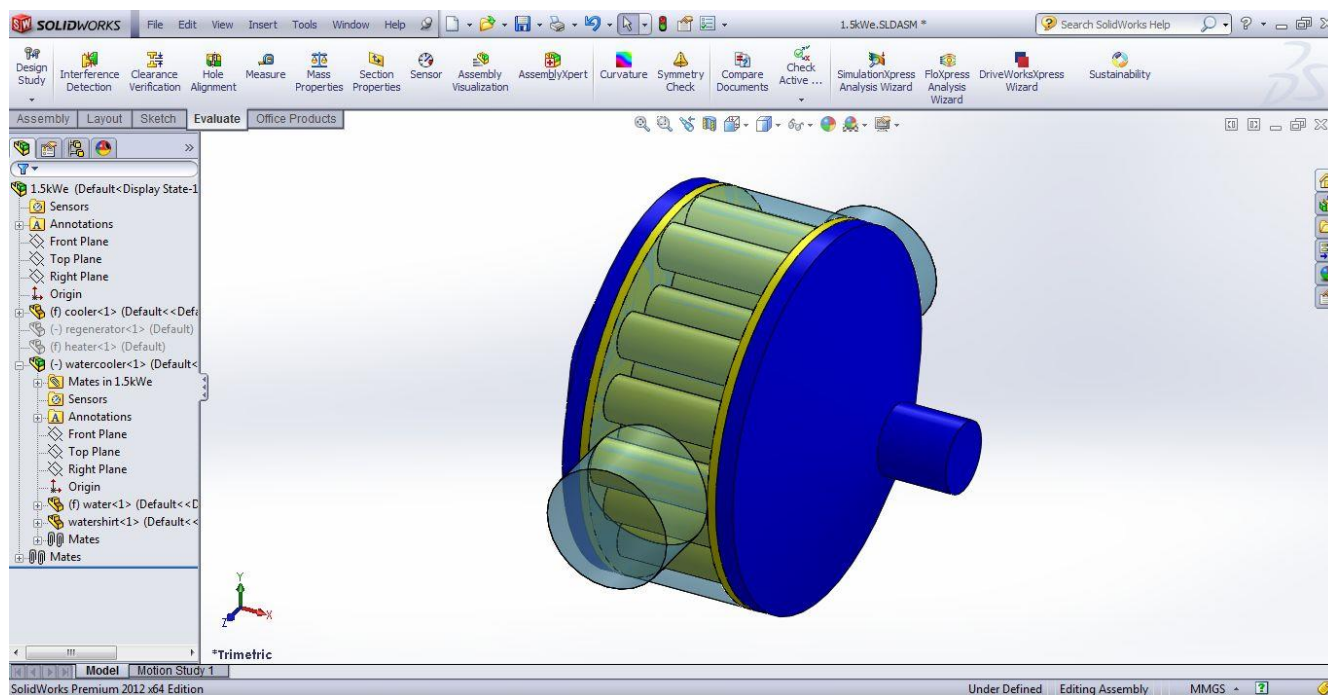
Таблица 1

По-важни геометрични параметри

Нагревател: топлообменна повърхност - 0,14 m ² дължина на тръбите - 2,2 m вътрешен диаметър на тръбите - 5 mm мъртъв обем - 63 cm ³	Охладител: топлообменна повърхност - 0,17 m ² дължина на тръбите - 4,9 m вътрешен диаметър на тръбите - 4 mm мъртъв обем - 62 cm ³
Регенератор: обем - 4,2 cm ³ пориозност - 70 %	Цилиндри: брой - 4 общ обем - 952 cm ³ мъртъв обем - 12%, 129 cm ³ ход - 30 mm



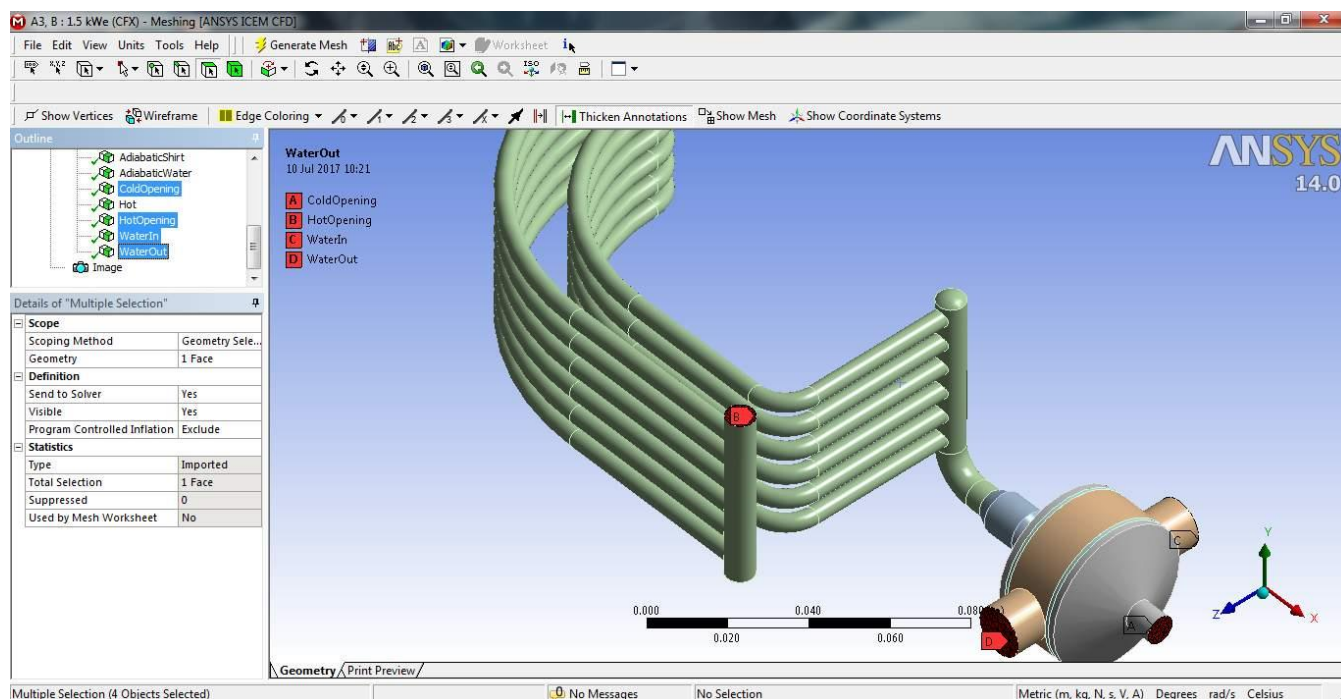
Фиг. 1 Модел на горещия топлообменник в среда Solid Works



Фиг. 2 Модел на студения топлообменник и водният поток в среда Solid Works

Структуриране на модел в CFX среда - AnSys, Fluid Flow

Така построеният модел е въведен в симулационната среда на AnSys [4]. Тук повърхнините са групирани и именувани съответстващо с функционалните им характеристики, след което моделът е омрежен (Фиг. 3).



Фиг. 3 Модел на топлообменниците в среда AnSys Fluid Flow (CFX)

Заклучение

Със симулирания модел предстои да бъдат извършени серия от пресмятания верифициращи топлотехническите параметри на системата, както и поведението на топлообменниците при различни температури, налягания на работното вещество, както и при различна честота на цикъла.

След установяване на оптималния режим на работа, ще бъде анализирано поведението на регенератора, като ще бъдат заложили различни конструктивни варианти при изпълнението му.

Литература

1. Incropera, F.P., DeWitt, D.P., Bergman, T.L. & Lavine, A.S., Fundamentals of Heat and Mass Transfer. 6th ed. Hoboken, NJ: Wiley, 2007.
2. Snyman, H., Harms, T.M. и Strauss, J.M., Design analysis methods for Stirling engines., Journal of Energy in Southern Africa, Том 19, 2008.
3. William R. Martini, Engineering Stirling Engine Design Manual, NASA, 1983.
4. ANSYS Ing, AnSys Fluid Flow (CFX), 2014.
5. Ташков, Л., Числен метод за симулиране на работата на двигател работещ по цикъла на Стърлинг, Сборник доклади от XX Научна конференция с международно участие „ЕМФ 2015“, Том.1, ТУ-София, стр. 310-317.

ас. инж. Любомир Ташков, ТУ–София, катедра „Топлинна и хладилна техника“, e-mail: tashkov@tu-sofia.bg

Влияние на нестационарния топлообмен върху топлинното натоварване при стъклопакетите

Нина Пенкова, Калин Крумов, Ивелин Иванов, Димитър Велчев, Веселин Илиев, Златка Гешкова

Проведени са числени изследвания на нестационарните топлинни, хидродинамични полета и вътрешни натоварвания в стъклопакети, водещи до деформация на прозрачните им елементи. Изследванията целят създаване на алгоритъм за предсказване на цикличното термо-механично поведение на стъклото, причинено от изменението на слънчевата радиация и метеорологичните условия, и на влиянието тези процеси върху техническия живот на прозрачните фасадни елементи в сградните ограждения.

Ключови думи: нестационарен топлообмен, моделиране, CFD, стъклопакети, климатични натоварвания

Transient heat transfer and subsequent thermal loads at insulating glass units

Nina Penkova, Kalin Krumov, Ivelin Ivanov, Dimitar Velchev, Veselin Iliev, Zlatka Geshkova

Numerical investigation of the transient thermal, fluid flow fields and subsequent internal loads at insulating glass units are implemented. The aim of the study is a development of an algorithm for prediction of cyclic thermo-mechanical behavior of the glass at transient climatic loads and its influence on the durability of the transparent building facades.

Keywords: transient heat transfer, modeling, CFD, insulating glass units, climatic loads

Въведение

Стъклопакетите са широко използван конструктивен елемент в съвременните сградни ограждения в качеството на изолационен прозрачен елемент. Разнообразни техни решения по отношение на геометрията, вида на стъклата, покритията и херметизирания газ се предлагат на съвременния пазар. Въпреки масовото им използване, процесите, свързани с термомеханичното поведение на отделните им елементи в зависимост от външните климатични условия продължават да са актуална и недостатъчно изследвана област [2, 3]. От съществено значение за оценка на надеждността на стъклопакетите в процеса на експлоатацията им в сградните ограждения е информацията за термомеханичното поведение на стъклото – то е крехък материал и вероятността за дефектирането му е по-голяма в сравнение с останалите метални и полимерни елементи на конструкцията.

В сравнение с масивните непрозрачни сградни ограждения строителното стъкло и стъклопакетите са сравнително тънки от гледна точка на топлопроводността: цикличните изменения на външните климатични условия и на слънчевата радиация водят до съответни изменения в температурните полета в твърдата и газовата среда на конструкцията със сравнително ниско времезакъснение [7, 8]. Разликата между наляганията на херметизирания газ и на околната среда (isochoric pressure) също се изменя в резултат на този топлообмен:

$$\Delta p_{is} = C_1 \Delta T + C_2 \Delta H + \Delta p_{met}, \text{ kPa.} \quad (1)$$

В горната формула ΔH [m] Δp_{met} [kPa] и ΔT [K] са съответно изменения на температурата, метеорологичното налягане и надморската височина спрямо H , p_{met} и T при процеса на херметизиране; $C_1=0,34$ kPa/K и $C_2=0,012$ kPa/m.

В умерения климатичен пояс при сравнително високите температури и плътности на слънчевия топлинен поток през лятото и ниските температури през зимата Δp_{is} може съответно да има положителни или отрицателни стойности, съответстващи на надналягане или вакуум в херметизираното газово пространство. Това така наречено вътрешно натоварване в газовото пространство на стъклопакетите е различно от резултантното налягане на газа след огъването на стъклата. Действителното работно състояние на системата е между два гранични случая [6, 9].

1) Стъклените слоеве са идеално корави и началният обем V_{in} на газа не се променя. Тогава вътрешното надналягане е Δp_{is} .

2) Стъклените слоеве са идеално еластични, вътрешното абсолютно налягане ще е равно на външното и $\Delta p_{is} = 0$.

Възможните изменения на налягането и обема на херметизирания газ при една и съща температура, зависеща от условията на топлообмен, са свързани както при изотермичен процес:

$$p \cdot V = const. \quad (2)$$

В първия случай при $V_{in} = const$. налягането на газа е максимално (т. нар. "isohoric limit"):

$$(p_{in} + \Delta p_{is}) \cdot V_{in} = const. \quad (3)$$

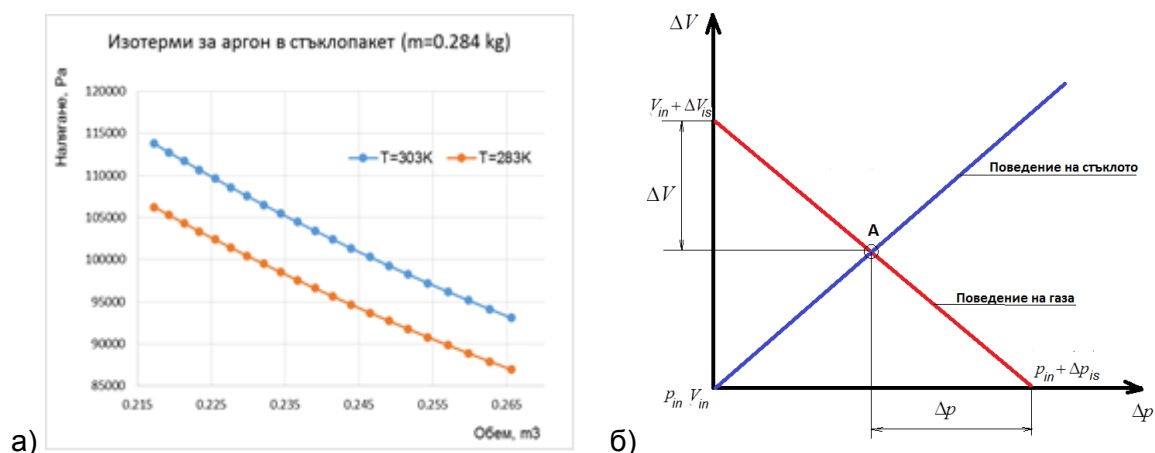
Във втория случай при $\Delta p_{is} = 0$ обемът на газа е максимален (т. нар. "izobaric limit"):

$$p_{in} \cdot (V_{in} + \Delta V_{is}) = const. \quad (4)$$

На практика стъклото има фиксиран модул на еластичност и се огъва до определена степен, при което вътрешното налягане става равно на налягането в точка А на долната фигура. Манометричното налягане на газа намалява с Δp спрямо максималното възможно и обемът се намалява с ΔV спрямо ΔV_{is} . Долното уравнение дава връзката между термодинамичните параметри на газа в работната точка А:

$$(p_{in} + \Delta p_{is}) \cdot V_{in} = p_{in} \cdot (V_{in} + \Delta V_{is}) = (p_{in} + \Delta p_{is} - \Delta p) \cdot (V_{in} + \Delta V_{is} - \Delta V). \quad (5)$$

То също има хиперболически характер, но в тесни граници на изменение с достатъчна за практиката точност може да се разгледа като линейна зависимост (Фиг. 1)



Фиг. 1 Изотерми на херметизиран в стъклопакет аргон (а) и графично определяне на изменението на обема и налягането газа при деформиране на стъклените листа

Деформациите и напрегнатото състояние на стъклата се определят итеративно при известно начално вътрешно натоварване Δp_{is} [3, 6, 8, 9]. Докато съставлящите го компоненти, дължащи се на измененията на метеорологичното налягане и надморската височина спрямо

тези при процеса на херметизация могат да бъдат предсказани сравнително лесно, компонентата, дължаща се на изменението на температурата на газа може да бъде определена чрез числено моделиране на топлообмена в стъклопакета. Моделните изследвания и компютърното симулиране на температурното поле в конструкцията позволяват получаването на детайлна информация и за температурното поле в стъклата, която е важна за предсказване на термичните напрежения при разширяването и свиването им.

Целта на представените в настоящата работа изследвания е създаване на алгоритъм за предсказване на термо-механичното поведение и възможността за умора на прозрачните елементи на стъклопакетите при сезонното вариране на климатичните условия и на слънчевата радиация.

Изследванията са проведени чрез моделиране и компютърна симулация на спрегнатия топлообмен в двоен стъклопакет от окачена фасада.

Моделиране на спрегнатия топлообмен през стъклопакети

1. Числено симулиране на топло- и хидродинамичните полета в стъклопакетите

Практиката показва, че нестационарните температурните полета в прозрачните елементи на фасадите с достатъчна за практиката точност могат да бъдат разглеждани като последователност от стационарни, получени в резултат на гранични условия, отразяващи моментните метеорологични условия [3, 5, 8]. Детайлно описание на преносните процеси и на триизмерните температурни, скоростни полета и налягането в стъклопакетите може да бъде получено чрез решаване на долуописаната система уравнения по диференчен метод.

Флуидна среда (херметизирано газово пространство на стъклопакета):

- уравнение за непрекъснатост;
- уравнения на движението;
- енергийно уравнение;
- модел на турбулентност;
- модели на динамичен и топлинен граничен слой.

Нефлуидна среда (стъклени листа, дистанционер, уплътнения):

- енергийно уравнение за твърда неподвижна среда (уравнението на Фурие-Кирхоф).

Върху температурното поле в отделните елементи на стъклопакетите влияние оказва погълнатата слънчева енергия, която впоследствие се предава към околната среда чрез конвекция и излъчване в инфрачервения спектър поради сравнително ниските температури на топлообменящите повърхности. В ИЧ спектъра стъклото е с ниска пропускателна способност ($T < 3\%$) и на практика се приема за непрозрачно. Степента на чернота на повърхностите му се приема за равна на поглъщателната му способност.

Повърхностите, ограничаващи херметизираното газово пространство образуват затворена система (enclosure). Съвременните среди за компютърна симулация предлагат възможности за изчисление на ъгловите коефициенти и топлообмена чрез излъчване между „взаимно виждащите се“ повърхности на крайните елементи/обеми в затворени и отворени системи [*Radiosity solver method*, 1]. За изчислението на този радиационен топлообмен (*Surface to surface radiation* - S2S) се формира допълнително матрично уравнение за температурата, което се решава едновременно с матриците на основната система уравнения.

2. Условия на еднозначност

Геометрични условия - свеждат се до построяването на триизмерен геометричен модел на стъклопакета. Моделирането на *Surface to surface radiation* не позволява разделянето на геометричния модел спрямо равнини на симетрия.

Физични условия

Свеждат се до определяне и използване в модела на топлофизичните и хидродинамичните характеристики на средите: коефициент на топлопроводност λ , плътност ρ , специфичен топлинен капацитет c_p , динамичен вискозитет при газовете в системата и

степените на чернота на твърдите повърхности. За моделиране на естественото движение в газовата среда е необходимо плътността да се изрази като функция на налягането и температурата чрез уравнението на състоянието. С достатъчна за практиката точност газовете в херметизираното пространство могат да бъдат разгледани като идеални.

Гранични условия

Плътност на топлинния поток на външните повърхности (#1):

$$\dot{q}_{se}^g = h_{c,se} (T_{out} - T) + \epsilon_1 (T_{r,m}^4 - T^4) + \hat{A}_1 I_s, \text{ Wm}^{-2}, \quad (6)$$

където $h_{c,se}$, $\text{Wm}^{-2}\text{K}^{-1}$, е коефициент на топлопредаване чрез конвекция между външната повърхност и околната среда с температура T_{out} ; $\hat{A}_1$ - пълна поглъщателна способност на външното стъкло; I_s , Wm^{-2} - плътност на слънчевия топлинен поток; ϵ_1 - степен на чернота на външната повърхност на стъклопакета; $T_{r,m}$, K - средна температура на околната среда за изчисляване на радиационния топлообмен в инфрачервения спектър. Определя се на базата на ъгловите коефициенти $F1$ и $F2$ за топлообмена чрез излъчване между външните повърхности на стъклопакета, небосвода и твърдата околна среда [5, 6]:

$$T_{r,m} = (F1.T_{out}^4 + F2.T_{sky}^4)^{1/4}. \quad (7)$$

В горния израз T_{sky} е температура на небосвода. Равна е на температурата на околната среда в облачно време или се изчислява по формулата на Swinbank за безоблачно небе.

Плътност на топлинния поток на повърхностите, граничещи с помещението (#4):

$$\dot{q}_{si} = h_{si} (T_{in} - T), \text{ Wm}^{-2}, \quad (8)$$

където h_{si} , $\text{Wm}^{-2}\text{K}^{-1}$ е коефициент на топлопредаване чрез конвекция и излъчване между повърхността и помещението, T_{in} , K - температурата в помещението.

Плътност на топлинен поток на външната повърхност на вътрешното стъкло (#3):

$$\dot{q}_3 = \hat{A}_2 I_s, \text{ Wm}^{-2}, \quad (9)$$

където $\hat{A}_2$ е пълната поглъщателна способност на външното стъкло.

Взаимно виждащи се (i и j) повърхности от крайните обеми/елементи, ограничаващи херметизираното газово пространство на стъклопакета:

$$\dot{q}_i^{S2S} = \epsilon_{i,j} F_{i,j} (T_i^4 - T_j^4), \quad (10)$$

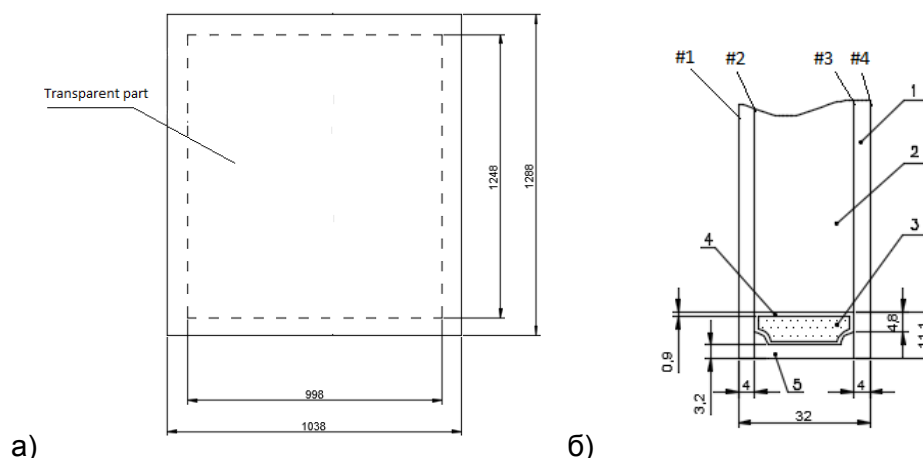
$$V_x = V_y = V_z = 0.$$

Ъгловите коефициенти и приведените степени на чернота в (10) се изчисляват чрез Radiosity solver method съответно за стъклата и за непрозрачните части на дистанционера.

3. Числени изследвания

Описаните по-горе модели са решени по метода на крайните обеми в ANSYS/CFX за вертикален двоен стъклопакет, монтиран на източно ориентирана окачена фасада на територията на гр. София (Фиг. 2). Дебелините на отделните слоеве на стъклопакета са: 4 mm стъкло без покритие, 24 mm аргон и 4 mm стъкло с нискоемисионно покритие.

Пълните поглъщателни способности на външния и вътрешния стъклен лист са съответно $\hat{A}_1=0,13$ и $\hat{A}_2=0,18$. Степените на чернота на покритата и непокритата стъклена повърхност съответно са 0,03 и 0,84, а на алуминиевата повърхност на дистанционера – 0,06.



Фиг. 2 Двоен стъклопакет

а) Фронтален изглед б) Част от напречен разрез в близък план
1 - стъкло, 2 - херметизиран газ аргон; 3- силикагел; 4- алуминий; 5- силикон

Топлофизичните свойства на отделните материали са представени в Табл. 1.

Таблица 1

Топлофизичните свойства на материалите

Материал	Коефициент на топлопроводност	Плътност	Специф. топлинен капацитет
	$\text{Wm}^{-1}\text{K}^{-1}$	Kgm^{-3}	$\text{Jkg}^{-1}\text{K}^{-1}$
Стъкло	1	2500	750
Алуминий	237	2702	903
Силикагел	0.2	2500	840
Силикон	0.35	1200	1000

Коефициентите на топлопредаване чрез конвекция са приети: $h_{c,se} = 20 \text{ Wm}^{-2}\text{K}^{-1}$; $h_{si} = 7.7 \text{ Wm}^{-2}\text{K}^{-1}$.

Проведено е числено симулиране на топлообмена в стъклопакета при вариране на дневните климатични условия съгласно информацията в PVGIS [4] в рамките на цялата година. Информацията за външните температури в базата данни е налична за светлата част на деня, като температурите преди и след залеза на слънцето са приблизително равни. Плътността на слънчевия топлинен поток е определена за ясно небе.

В резултат са получени нестационарните температурни полета в елементите на стъклопакета в различни моменти от годината. В настоящата работа са представени условията за провеждане на експериментите и резултати за месеците януари и юли (Табл. 2 и 3, Фиг. 3 и 4).

Получените в резултат на числените изследвания вътрешни натоварвания вследствие изменението на температурата на херметизирания аргон спрямо температурата на херметизация са представени в последните колони на таблиците 2 и 3. През юли за всички изследвани моменти от деня в херметизираното пространство на аргона е установено надналягане, което варира в рамките на деня. По-големите стойности на надналягането (до 4 kPa) са в тази част от деня, в която фасадата е огряна от директна и дифузна слънчева радиация.

През януари през целия ден се наблюдава подналягане в газовото пространство на аргона. Най-ниските му стойности са през първата половина от деня при наличие на директно и дифузно слънцегрееене върху фасадата и положителни температури на околната среда.

Таблица 3

Климатични условия и резултати относно вътрешното натоварване
на стъклопакета през месец юли

#	Time	Is	Tout	Tsky	Tr,m	Средна темп. на аргона	ΔT^*	C1. ΔT
	h:min	Wm ⁻²	K	K	K	K	K	Pa
1	4:07	0	292	275	284	293	0.2	55
2	5:07	105	293	276	285	295	2.1	721
3	6:07	461	294	278	286	300	7.2	2455
4	7:07	671	295	280	288	303	10.4	3543
5	8:07	741	296	282	289	304	11.0	3737
6	9:07	697	297	283	291	305	11.9	4043
7	10:07	567	298	284	291	304	10.8	3665
8	11:07	378	299	285	292	302	8.7	2961
9	12:07	157	299	286	293	299	5.8	1958
10	13:07	73	299	286	293	298	4.8	1639
11	14:07	72	299	286	293	298	5.0	1690
12	15:07	69	298	285	292	297	4.2	1425
13	16:07	63	297	283	290	297	3.5	1197
14	17:07	52	296	281	288	296	2.9	996
15	18:07	36	294	279	287	295	1.8	626
16	19:07	16	293	277	286	294	1.1	365
17	20:07	0	293	276	285	294	0.8	272

Таблица 3

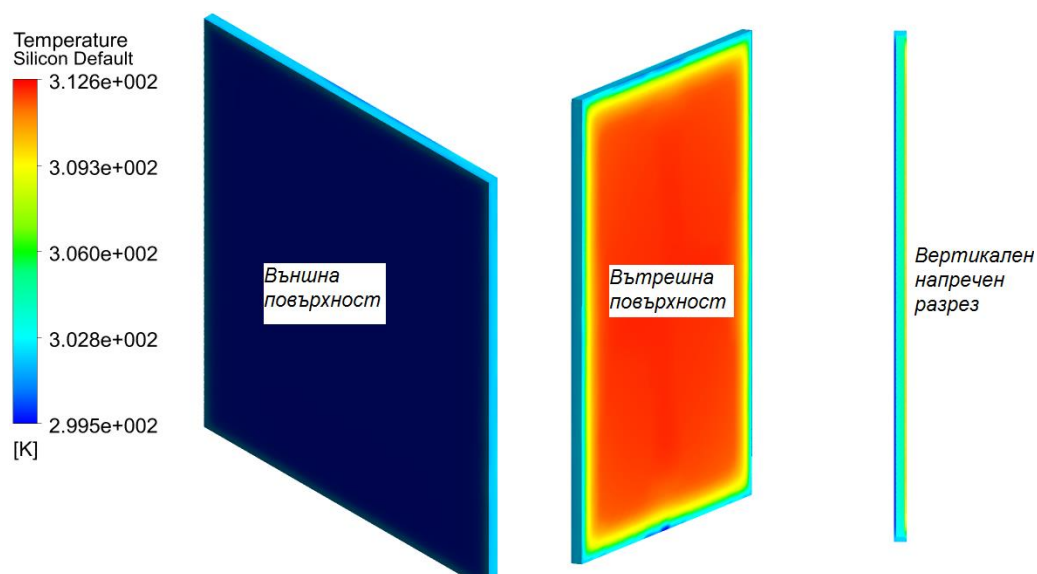
Климатични условия и резултати относно вътрешното натоварване
на стъклопакета през месец януари

#	Time	Is	Tout	Tsky	Tr,m	Средна темп. на аргона	ΔT^*	C1. ΔT
	h:min	Wm ⁻²	K	K	K	K	K	Pa
1	6:52	0	271	246	259	280	-13.4	-4557
2	7:52	413	273	248	261	286	-7.1	-2401
3	8:52	642	274	251	263	289	-3.6	-1216
4	9:52	575	276	252	265	290	-3.3	-1136
5	10:52	392	276	254	266	287	-5.6	-1895
6	11:52	150	277	254	266	285	-8.1	-2756
7	12:52	23	276	253	266	283	-10.2	-3470
8	13:52	21	276	252	265	283	-10.3	-3493
9	14:52	18	275	251	264	282	-10.9	-3715
10	15:52	13	274	250	262	281	-11.5	-3925
11	16:52	4	273	248	261	281	-12.2	-4144
12	17:52	0	272	247	260	280	-12.8	-4359
13	18:52	0	271	246	260	280	-13.4	-4542
14	19:52	0	271	246	259	280	-13.4	-4550

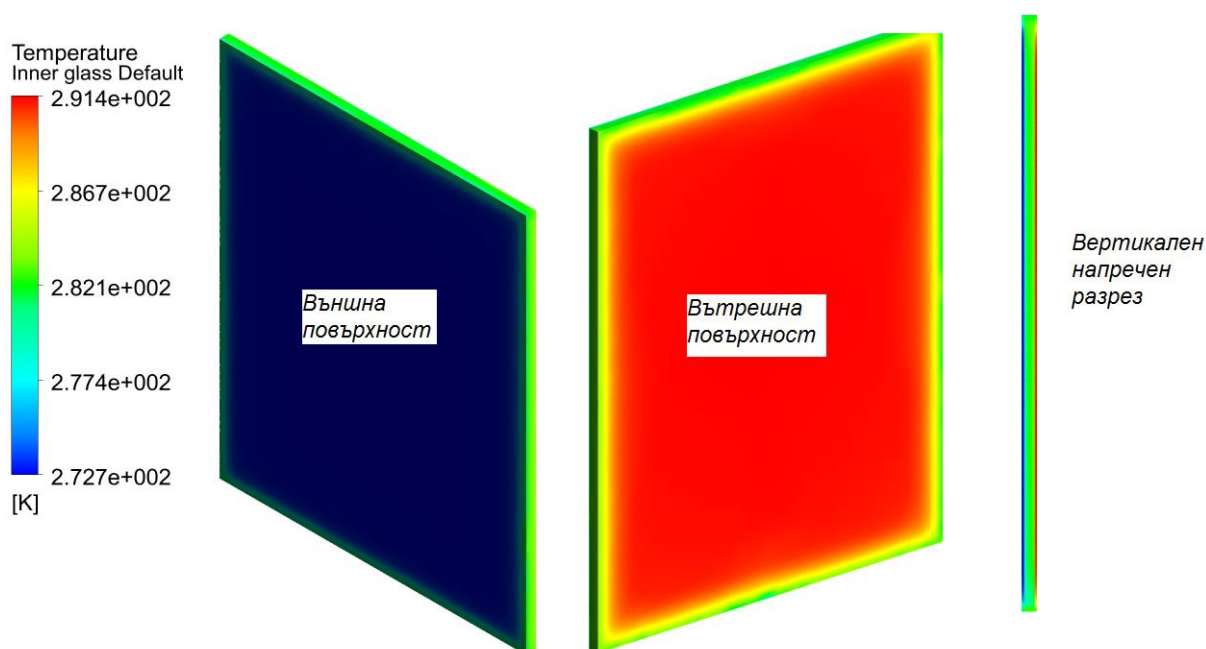
* ΔT е разликата между средната температура на аргона и температурата му по време на херметизирането на стъклопакета (293 K)

Изводи

- ✓ В резултат на проведените числени изследвания на топлообмена в стъклопакетите е получена информация за варирането на вътрешното натоварване, възникнало поради изменението на температурата на херметизирания газ, в рамките на отделните дни и месеци. Установено е, че то се изменя неколкостранно за едно денонощие и при липса на допълнителни компоненти в Δp_{is} ще доведе до деформация на стъклата в противоположни направления през зимните и летните месеци.



Фиг. 3 Температурно поле в двоен стъклопакет с нискоемисионно стъкло (8:07 ч., юли)



Фиг. 4 Температурно поле в двоен стъклопакет с нискоемисионно стъкло (8:52 ч., януари)

- ✓ Получените числени стойности на надналягането и подналягането в херметизираното газово пространство позволяват предсказване на сумарното вътрешно натоварване в изследваната конструкция при информация за възможната вариация на метеорологичното налягане и за надморските височини на местата на производство и инсталация на стъклопакета. Тази информация дава възможност да се направи изследване на цикличните механични деформации, напрежения, и на възможността за умора на елементите от строително стъкло.

Проведените изследвания и участието в настоящата конференция са осъществени с финансовата подкрепа на договор ДФНИ Е 02/17 "Параметричен анализ за оценка на ефективността на прозрачни структури в системи за оползотворяване на слънчевата енергия", финансиран от фонд "Научни изследвания" към Министерство на образованието и науката на Република България.

Литература

1. ANSYS CFX-Solver, Release 12.0: Theory (2010).
2. EN 1991: Eurocode 1 – Actions on structures.
3. Feldmann M., Kasper R. and collective, Guidance for European Structural Design of Glass Components, Joint Research Centre Scientific and Policy Reports, 2014.
4. <http://re.jrc.ec.europa.eu/pvgis/apps4/pvest.php#>
5. Kumar S., Investigation of 3D heat transfer effect in fenestration product, Thesis, University of Massachusetts (2010).
6. Neugebauer, Jürgen. "A Design Concept for Bent Insulated Glasses for the Reading Room of the Berlin State Library." Proceedings of Glass Performance Days (2009).
7. Penkova N., Iliev V., Zashcova L., Neugebauer J., Thermal load analysis of cylindrically bent insulating glass units, Challenging glass & COST Action TU0905 Final Conference, Lausanne, Proceedings, 123-132 (2014).
8. Penkova N., Iliev V., & Neugebauer J., Thermal-mechanical behavior of insulating glass units, COST Action TU0905 Mid-term Conference on Structural Glass, Proceedings, 295-302 (2013).
9. Velchev D., Ivanov I., Todorov M., Finite Element Analysis of Insulating Glass Units, Mechanics of Machines, Varna, 63 (2006), 39-43 (in Bulgarian).

доц. д-р Нина Пенкова, Химикотехнологичен и металургичен университет, тел. 0886 08 44 66, e-mail: nina_ir@mail.bg

гл. ас. д-р Калин Крумов, Химикотехнологичен и металургичен университет, тел. 0888 743 281, e-mail: kalin_krumov@mail.bg

проф. д-р Ивелин Иванов, Русенски университет „Ангел Кънчев“, тел. 0887 745 811, e-mail: ivivanov@uni-ruse.bg

гл. ас. д-р Димитър Велчев, Русенски университет „Ангел Кънчев“, тел. 0899 360 122, e-mail: dvelchev@uni-ruse.bg

Сложен топлообмен при едроплощни прозрачни сградни ограждения

Нина Пенкова, Калин Крумов, Лилиана Зашкова, Иван Касабов, Андриана Сурлева

При прозрачните сградни ограждения с различни от нула ъглови коефициенти на излъчване елементите от строително стъкло с различна пространствена ориентация в определени периоди могат да се окажат едновременно по пътя на слънчевите лъчи. При това част от постъпващата през първия прозрачен слой в помещението директна слънчева радиация огрява достигнатите от нея следващи прозрачни слоеве. В настоящата работа са дискутирани възможните ефекти от тези процеси върху оползотворяването на слънчевата енергия и топлинния комфорт в сградите.

Ключови думи: прозрачни фасади, ъглови коефициенти, оползотворяване на слънчева енергия, топлинен комфорт

Complex heat transfer at large scale transparent building envelopes

Nina Penkova, Kalin Krumov, Liliana Zashcova, Ivan Kassabov, Andriana Surleva

The transparent building envelopes “seeing each other” may occur simultaneously on the path of the sun rays at certain moments of the day. The part of the direct solar radiation enters the room through the first transparent layers, crosses the non-opaque indoor environment and shines the next transparent layers. The possible impact of these processes on the solar energy gains and the thermal comfort in the buildings are discussed in the present paper.

Keywords: large scale facades, view factors, solar energy gain, thermal comfort

Въведение

През последното столетие в архитектурата се наложиха модерни концепции и промени от градоустройственото планиране до интериора на отделното помещение. Те рефлектираха и в прозрачните части на сградните ограждения – от единичните прозорци се стигна до изцяло остъклени фасади. Тази тенденция се наблюдава в по-малка степен в жилищните сгради и в по-голяма – в съвременните офис сгради [5].

При прозрачни фасадни елементи, чиито ъглови коефициенти на излъчване са различни от нула (взаимно виждащи се повърхности), през определени периоди от годината има вероятност слънчевите лъчи да преминат едновременно през различно ориентираните прозрачни слоеве. Слънчевият топлинен поток, пропуснат от първия прозрачен фасаден елемент, при липса на непрозрачна среда по пътя на слънчевите лъчи в помещението достига до следващия прозрачен елемент, където се отразява, поглъща и пропуска. В този процес (indoor solar ray tracing) участват директната и дифузната слънчева радиация. Дифузният слънчев поток не зависи от пространствената ориентация на вертикалните фасади и е по-малък от директния. Разпределението на директната слънчева радиация при взаимно виждащите се прозрачни ограждения води до резултати, които не се отчитат от утвърдените методи за определяне на енергийните печалби от слънцегрееене [2].

Ефектът от indoor solar ray tracing варира в рамките на деня и годината, тъй като площта на огрените откъм страната на помещението прозрачни слоеве се изменя. Това оказва влияние върху топлинния комфорт в помещенията през различните сезони от годината [3].

В настоящата работа са разгледани особеностите на процеса на разпределение на слънчевата енергия при преобладаващо прозрачни сградни ограждения с ненулеви ъглови

коэффициенты на излъчване и влиянието на този процес върху оползотворяването на слънчевата енергия и топлинния комфорт в сградата.

Слънчево огряване при „взаимно виждащи се“ прозрачни плоски стени

Позицията на слънчевите лъчи спрямо фасадите се определя от височинния ъгъл β , азимута на слънцето φ и пространствената ориентация на повърхността. Последната се определя от азимута на нормалата на повърхността γ и нейния наклон спрямо хоризонталната равнина. В рамките на дните и годината се изменят височинният ъгъл на слънцето и неговият азимут. Те зависят от деклинацията (ден в годината), часовият ъгъл (час в денонощието) и географската ширина на разглежданото място [1].

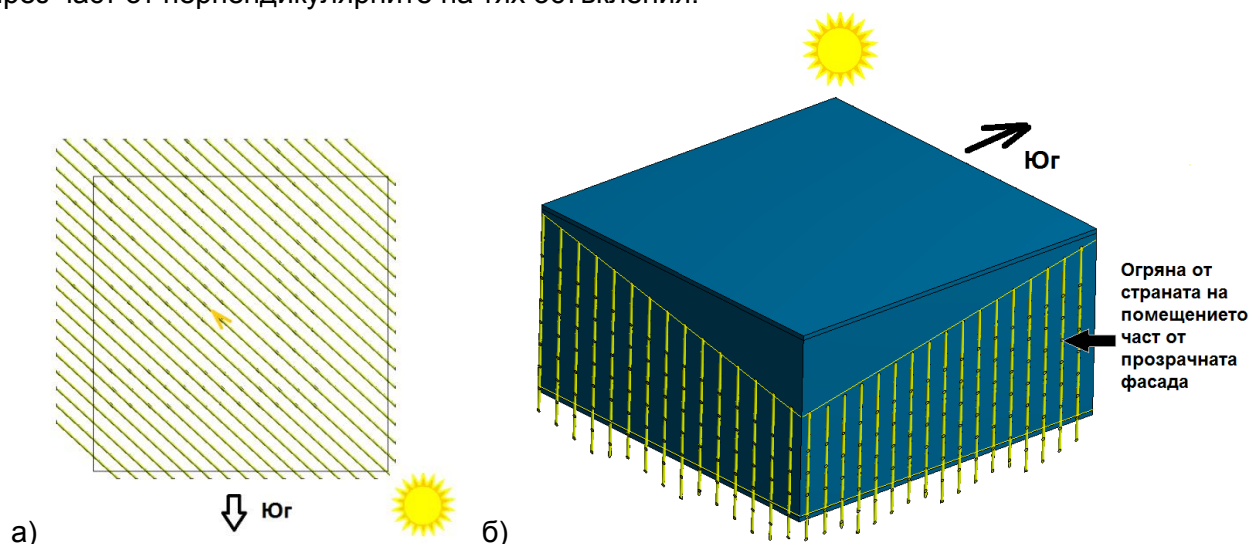
Слънцето огрява фасадите и плътността на директния слънчев поток върху тях е различен от нула при ъгъл θ между слънчевите лъчи и нормалата към повърхността по-малък от 90° (*Условие 1*). Това условие е валидно независимо дали слънчевите лъчи попадат върху повърхността от външната страна или откъм помещението.

Ако *Условие 1* е изпълнено и липсва засенчване по пътя на пропуснатия в помещението слънчев поток, различна част от вътрешната повърхност на стените може да бъде огряна. При успоредни прозрачни фасади с противоположна пространствена ориентация слънчевите лъчи могат да пресекат първата прозрачна конструкция и да огреят втората, ако е изпълнено условието (*Условие 2*):

$$b < h \frac{\cos|\gamma - \varphi|}{\operatorname{tg}\beta}. \quad (1)$$

В (1) b е разстоянието между успоредните повърхности, h - светлата височина на помещението.

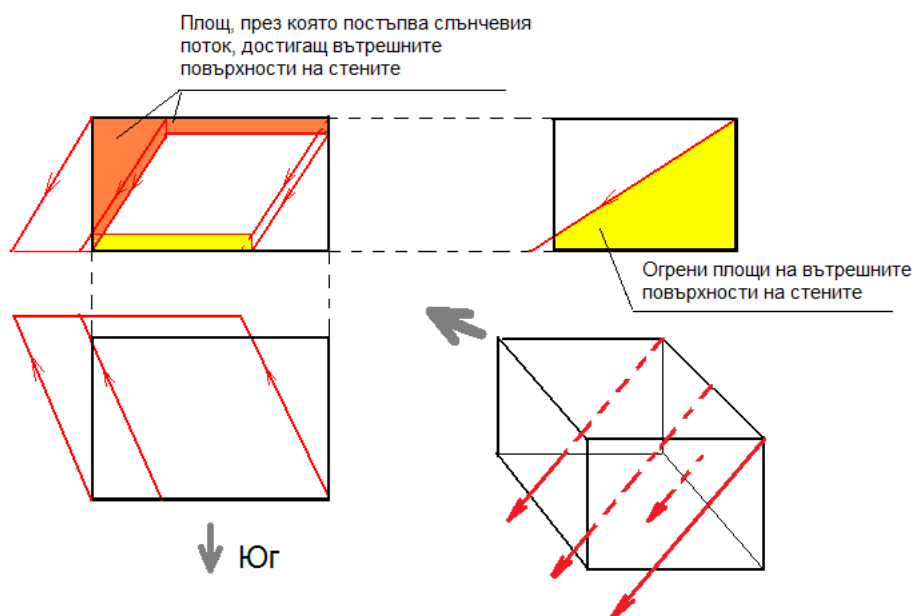
На Фиг. 1 е представено изображение на огряването на прозрачните стени на помещение на територията на гр. София през месец декември. Геометричният модел е построен при следните параметри: местно време – 9 ч, височинен ъгъл на слънцето $\beta = 8.43^\circ$; азимут на слънцето $\varphi = -47.52^\circ$; плътност на слънчевия поток върху повърхност, перпендикулярна на слънчевите лъчи - 366 Wm^{-2} . От фигурата е видно, че част от слънчевата енергия, постъпила през огрените отвън прозрачни стени, напуска помещението през част от перпендикулярните на тях остъкления.



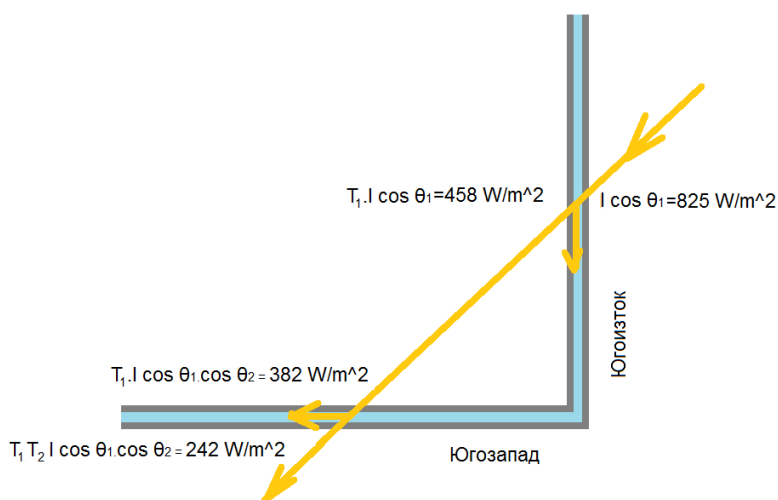
Фиг. 1 Пониране на слънчевата енергия в помещение с изцяло прозрачни стени
а) Поглед отгоре б) Аксонометричен изглед на западната и северната фасада

Огрените от директния слънчев поток откъм страната на помещението площи варират във времето и се преместват в пространството заедно с движението на слънцето. При това

се изменят ъгловите им коефициенти на излъчване в слънчевия спектър. Този процес може да бъде проследен и ефектите от него да бъдат оценени чрез методите на дескриптивната геометрия (Фиг. 2). Удобна за компютърно симулиране на процеса по метод на крайните обеми е програмната среда ANSYS/FLUENT. В софтуера е интегриран изчислителен модел за вектора на слънчевия лъч и стойността на слънчевия поток в зависимост от местоположението на обекта и момента от годината.



Фиг. 2 Проекции на огрените от директната слънчева радиация площи на вътрешните повърхности на стените в помещение с прозрачни стени



Фиг. 3 Разпределение на слънчевия поток при перпендикулярни двойни стъклопакети

На Фиг. 3 са представени резултати от измерване на разпределението на слънчевия поток при два взаимно виждащи се перпендикулярни вертикално разположени стъклопакета без засенчване в пространството между тях. Небесните ориентации на фигурата са приблизителни. Измерванията са проведени чрез пиранометър с възприемаща повърхност, успоредна на повърхнините на стъклата на 30.06.2017 г. в 8.30 ч. при ясно небе в гр. София. Стъклопакетите са с дебелини на отделните слоеве 4 mm стъкло/16 mm въздух/4 mm стъкло с нискоемисионно покритие. I , T и θ са съответно плътността на слънчевия поток, върху

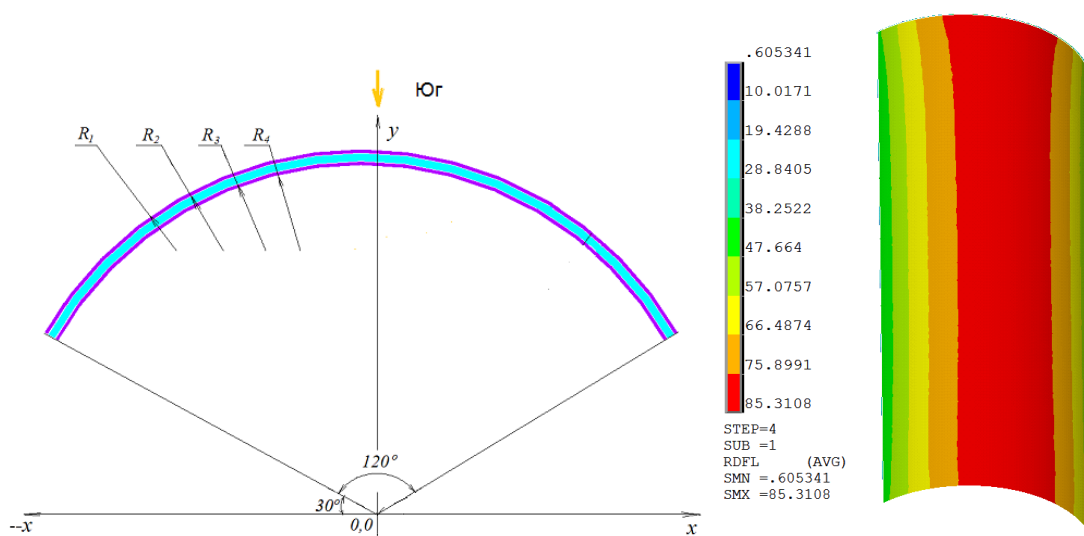
перпендикулярна на него повърхност, пропускателните способности на стъклопакетите в дадения момент и ъглите между слънчевите лъчи и нормалите към повърхностите. От фигурата е видно, че при условията на измерването една част от слънчевата енергия напуска помещението. Трябва да се подчертае, че „загубата на слънчева енергия“ не е през цялата площ на втория стъклопакет по пътя на слънчевите лъчи, а през част от него (това не е отразено на фигурата).

Гореописаните процеси могат да се наблюдават освен в съвременните сгради с предимно прозрачни фасади и в остъкленията на терасите на жилищните блокове.

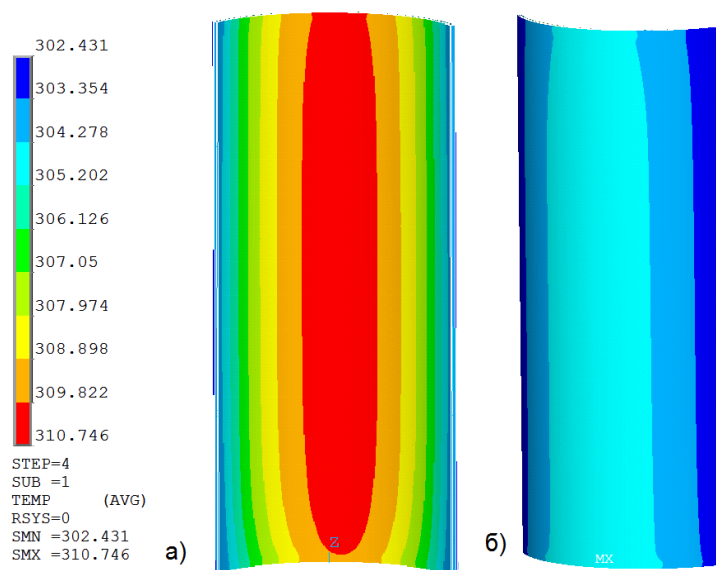
Слънчево огряване при криволинейни прозрачни стени

По принцип плътността на слънчевия топлинния поток върху криволинейните фасади е неравномерен и нестационарен. Оптичните свойства на стъклото също са неравномерни по огънатата повърхност и се изменят с времето, тъй като ъгълът между слънчевите лъчи и нормалата към повърхността се изменя с кривината и варира в рамките на деня. Това води до неравномерно и нестационарно температурно поле в прозрачните слоеве. Отделните части на огънатите повърхности са с ъглови коефициенти на излъчване, различни от нула и с различни температури. Тези фактори водят до сложни разпределения на слънчевата енергия в криволинейните остъкления и радиационен топлообмен в инфрачервения спектър между отделните им части, и между фасадата и помещението.

На долната фигура са представени резултати от изследвания на топлообмена през двоен стъклопакет с полуцилиндрична форма с нискоемисионно покритие на вътрешното стъкло, при които са моделирани гореизброените процеси [4]. Стъклопакетът е част от южно ориентирана фасада на територията на гр. София и е с размери: дължина на дъгата - 1,5 m, височина – 3 m. Дебелините на отделните му слоеве са: 8 mm стъкло/16 mm въздух /8 mm стъкло. Изследванията са проведени при климатични условия, съответстващи на период с максимално слънчево греење през септември: плътност на слънчевия поток върху перпендикулярна на него повърхност 1000 Wm^{-2} ; височинен ъгъл на слънцето $\beta = 60^\circ$; азимут на слънцето $\varphi = 0^\circ$; плътност на дифузния слънчев поток 157 Wm^{-2} ; вътрешна температура 20°C , външна температура 25°C , температура на небосвода 10°C ; коефициенти на топлопредаване чрез конвекция при външните и вътрешните повърхности съответно $h_{si}=3,6 \text{ Wm}^{-2}\text{K}^{-1}$ и $h_{se}=20 \text{ Wm}^{-2}\text{K}$.



Фиг. 5 Двоен стъклопакет с полуцилиндрична форма
а) Напречен разрез б) Плътност на радиационния поток, излъчван от вътрешната повърхност



Фиг. 6 Температурно поле в двоен полуцилиндричен стъклопакет
а) вътрешна повърхност б) външна повърхност

Ефекти от слънчевото огряване при прозрачни ограждения с ненулеви ъглови коефициенти на излъчване

1. Неточност при оценката на печалбите от слънчево греење в сградите

Методът за оценка на енергийните печалби в сградите от слънчево греење съгласно ISO 13790 [2] се основава на допускането, че пропуснатият през прозрачните фасадни елементи слънчев поток не напуска сградата. Той е изцяло валиден за сгради, при които прозрачните ограждения „не се виждат“ - ъгловите им коефициенти на излъчване са сравнително ниски или равни на нула.

Оползотвореният средномесечен топлинен поток Φ_{sol} през прозоречна система/фасада е:

$$\Phi_{sol} = F_{sh,ob} \cdot A_{sol} \cdot I_{sol} \quad W, \quad (2)$$

където: $F_{sh,ob}$ е фактор на засенчване на приемащата слънчева енергия повърхност от външни причини; A_{sol} - ефективната площ на приемащата слънчева енергия повърхност, m^2 ; I_{sol} - среднодневният интензитет на слънчевото греење върху приемащата повърхност; W/m^2 . Ефективната площ на прозрачния ограждащ елемент A_{sol} е:

$$A_{sol} = F_{sh,gl} \cdot g_n \cdot F_w (1 - F_F) A_w \quad m^2, \quad (3)$$

където: $F_{sh,gl}$ е фактор на засенчването (от подвижни засенчващи устройства); g_n - коефициент на енергопреминаване на прозрачната част на елемента при перпендикулярен слънчев поток върху повърхността; F_w - корекционен фактор за неперпендикулярност на слънчевия поток върху повърхностите; F_F - факторът на рамката на елемента; A_w - пълна площ на конструкцията, m^2 .

В случай, че има техническа възможност слънчевата енергия, постъпваща през площ A_{sol} да напусне сградата през перпендикулярна или паралелна на нея прозрачна стена, „загубеният за сградата“ слънчев поток $\Phi_{sol,l}$ може да се определи по формулата [3]:

$$\Phi_{sol,l} = F_{sh,ob} \cdot I_{sol} \cdot F_{sh,gl} \cdot (1 - F_F) \cdot F_w^2 \cdot \bar{A}_1 \cdot \tau_{1n} \cdot \tau_{21} \cdot F_{sh,i} \quad (4)$$

В (4) $\bar{A}_1$ е средна за месеца площ на остъкленията, през която постъпващата слънчева енергия напуска помещенията (в оранжев цвят на Фиг. 2), $\tau_{1g,n}$ и τ_{2gn} са пълните пропускателни способности, съответно на първата и втората прозрачна конструкция по пътя на слънчевите лъчи, а $F_{sh,i}$ е коефициент, отчитащ засенчването на слънчевите лъчи в помещението.

2. Радиационна асиметрия и парников ефект в помещенията

Разликата между температурите на повърхностите, формиращи околната за човека среда в помещенията, може да доведе до локален дискомфорт. В ASHRAE Standard 55 [1] е дефинирана горна граница за допустима температурна разлика (23 K) между температурите на вътрешните повърхности на стените и останалите вътрешни повърхности. Тази разлика може да бъде превишена в горещите сезони при остъкленията, през които слънчевият поток постъпва в сградата. Погълнатата от стъклата слънчева енергия води до повишаване на тяхната температура: в присъствие на слънчево греене вътрешните температури на стъклото са по-високи от тези на непрозрачните масивни стени (4). Този ефект е по-силно изразен при стъклата с покритие, тъй като тяхната поглъщателна способност е по-висока от поглъщателната способност на непокрытите стъкла. Така нагретите стъклени елементи топлообменят с излъчване в инфрачервения спектър с повърхностите в помещението, спрямо които ъгловите им коефициенти са различни от нула. В този топлообмен участват и стъклени ограждения, принадлежащи на различно ориентирани фасади. Допълнително за повишаване на температурата на последните допринася огряването им откъм страна на помещението със слънчева енергия. Тези процеси могат да доведат до парников ефект в помещенията, който трудно може да бъде предсказан чрез утвърдените модели и методики.

3. Допълнителни топлинни натоварвания на елементите от строително стъкло

Участващите в топлообмена между сградния интериор и околната среда прозрачни ограждения изменят своята температура при цикличните промени в климатичните условия и интензивността на слънчевото греене. При нагряване се разширяват, при което в обема на стъклото се появяват термични напрежения. Термомеханичното поведение на стъклото, пресичано еднократно от слънчевите лъчи и участващо в нестационарния топлообмен между сградата и околната среда, е предсказуемо чрез помощта на математичното моделиране. При гореописаните процеси на едновременно пресичане на прозрачните различно ориентирани фасади от слънчевите лъчи, температурното поле в стъклата е неравномерно, с преместване се с движението на слънцето области с по-висока температура. Това води до допълнителна неравномерност в температурните градиенти и термичните напрежения в стъклата, за която досега в литературата липсват систематични проучвания.

Изводи

Радиационният топлообмен в слънчевия и инфрачервения спектър при едроплощни прозрачни фасадни елементи с ненулеви коефициенти на излъчване може да се отрази на енергийния баланс, топлинния комфорт в сградите и да доведе до допълнителни механични напрежения в стъклата. Оценката на ефектите от тези процеси е сложна задача, която може да бъде решена чрез моделни изследвания на основата на геометрични анализи и теорията на нестационарния спрегнат топлообмен.

Проведените изследвания и участието в настоящата конференция са осъществени с финансовата подкрепа на договор ДФНИ Е 02/17 "Параметричен анализ за оценка на ефективността на прозрачни структури в системи за оползотворяване на слънчевата енергия", финансиран от фонд "Научни изследвания" към Министерство на образованието и науката на Република България.

Литература

1. ASHRAE, Handbook of fundamentals, American Society of Heating, refrigeration and Air conditioning Engineers, Atlanta, W.S.A, 1981.
2. EN ISO 13790:2008, Energy performance of buildings - Calculation of energy use for space heating and cooling, 2008.
3. Penkova N., Krumov K., Kassabov I., Zashkova L., Solar energy gains and thermal loads at large scale transparent building envelopes in the presence of indoor solar ray tracing, Engineered Transparency 2016. Glass in Architecture and Structural Engineering, Wiley, 2016, 373-381.

4. Penkova, N., Iliev, V., Zashcova, L., Neugebauer, J., Thermal load analysis of cylindrically bent insulating glass units, Challenging glass & COST Action TU0905 Final Conference, Lausanne, Proceedings, 2014, 123-132.
5. Чернев К., Отражение на човешкият фактор върху дизайна на стъклените фасади, Интернет списание, BAUELEMENTE BAU, брой 5, 2014 (<http://www.bauelemente-bau.com/107.php>)

доц. д-р Нина Пенкова, Химикотехнологичен и металургичен университет, тел. 0886 08 44 66, e-mail: nina_ir@mail.bg

гл. ас. д-р Калин Крумов, Химикотехнологичен и металургичен университет, тел. 0888 743 281, e-mail: kalin_krumov@mail.bg

Моделиране на термо-влажностното и механично поведение на керамични изделия при сушене

Нина Пенкова, Боян Младенов

При сушене на керамични изделия със сложна геометрия нестационарните температурни и влажностни полета в обема на керамичната маса са неравномерни. Тази неравномерност се отразява на процеса на свиване на изделията, което е характерно за нулев и първи период на сушене, и води до поява на механични напрежения, които могат да причинят дефекти при сушенето и при изпичането. В настоящата работа е представен един подход за моделиране и предсказване на тези процеси.

Ключови думи: керамични изделия, сложна геометрия, сушене, свиване, моделиране

Modeling of thermal, moisture and mechanical behavior of ceramic ware at drying

Nina Penkova, Boyan Mladenov

The temperature and moisture content fields in ceramic bodies with complicated geometry are non-uniform at the drying process. That influence on the ceramic shrinkage in zero and first period of drying and leads to additional mechanical stresses which can cause losses at the drying and firing of the ceramic ware. An approach for modeling and prediction of these processes is presented in that paper.

Keywords: ceramic ware, complicated geometry, drying, shrinkage, modeling

Въведение

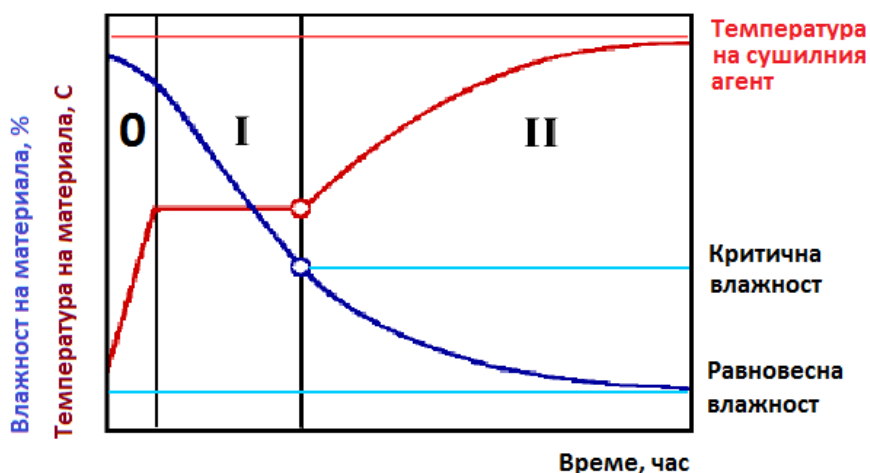
Сушенето на керамични изделия е основен и енергоемък етап в керамичната индустрия. То може да бъде провеждано в периодично или непрекъснато действащи сушилни, и основно е конвективно. Правилната организация на сушилните процеси е важна за предотвратяване на дефектиране на продукцията при сушене, изпичане и следпроизводствената ѝ употреба [1]. За проектиране и експлоатация на сушилните е необходима информация за кинетиката на сушилния процес за конкретния материал: подходяща скорост на изсушаване, механично поведение на керамичния материал при изсушаване, чувствителност при сушене, начална, равновесна и критична влажност.

За да не се появяват напрежения и пукнатини в керамичните изделия при сушене е задължително процесът на отделяне на водата да протича равномерно както по дебелината на изделието, така и по цялата му повърхност. Под равномерно изсушаване би следвало да се разбира именно това, при което появилите се напрежения не довеждат до каквито и да било дефекти както при сушенето, така и при изпичането [8]. При сушенето керамичните изделия се свиват. Този процес протича при отделяне на влагата от материала до достигане на критичната влажност (Фиг. 1). Връзката между свиваемостта на материала и абсолютната му влажност (така наречената крива на Биго) се определя експериментално [6, 7]. Успоредно със свиването на изделията протичат механични деформации под действието на масови (гравитационни) сили, тъй като керамичната маса е пластичен материал. Деформациите също зависят от влажността на материала; в процеса на изсушаването той губи своята пластичност. Нестационарните термо-влажностни полета и механичното поведение на керамичните материали зависят от скоростта на сушене, която се определя от режима на сушене (скорост, температура и относителна влажност на сушилния агент). При камерните периодично-действащи сушилни те се изменят с времето на входа и в обема на

сушилната, а в тунелните непрекъснато действащи – по дължина на сушилния канал.

В съвременната керамична индустрия често се сменя асортимента на изделията основно по отношение на тяхната геометрия. Това налага прецизиране на организацията на процесите на сушене и изпичане, и съответно на топло- и хидродинамичните полета в средата на сушилния агент за изделията със сложна геометрия. Това е една актуална задача, чието решение може да бъде потърсено чрез методите на математичното моделиране и числено симулиране на процесите с помощта на съвременните софтуени среди.

В настоящата работа е предложен един подход за моделиране и числено изследване на термо - влажностните полета и механичното поведение на керамични изделия при сушене с цел прецизиране на организацията на сушилния процес.



Фиг. 1 Периоди на сушене

Математичен модел на термо-влажностните полета и механичното поведение на керамични изделия при сушене.

1. Моделиране на топло- и масопренасянето в керамичната маса

Системата от частни диференциални уравнения, описваща взаимосвързаните явления на топло- и масопренасянето при конвективно сушене във влажни капилярно-порести тела, каквито са керамичните изделия [6], включва:

$$\frac{\partial T}{\partial \tau} = \frac{\lambda}{\rho_0 \cdot c} \nabla^2 T + \frac{\varepsilon \cdot r}{c} \frac{\partial u}{\partial \tau}; \quad (1)$$

$$\frac{\partial u}{\partial \tau} = D_{ef} (\nabla^2 u + \delta \nabla^2 T) + \frac{\lambda_p}{\rho_0} \nabla^2 p; \quad (2)$$

$$\frac{\partial p}{\partial \tau} = \frac{\lambda_p}{\rho_0 \cdot c_{pw}} \nabla^2 p + \frac{T}{p} \frac{\partial T}{\partial \tau} - \frac{\varepsilon}{c_{pw}} \frac{\partial u}{\partial \tau}. \quad (3)$$

Участващите в горните уравнения величини са: D_{ef} – ефективен коефициентът на дифузия на водата във влажния материал, $m^2 \cdot s^{-1}$; p – налягане във влажния материал, Pa; T – температура, K; u – влагосъдържание на материала (отнесено към сухата маса) $kg \cdot kg^{-1}$; c – специфичен топлинен капацитет на влажния материал, $J \cdot kg^{-1} \cdot K^{-1}$; c_{pw} – специфичен масов капацитет на материала спрямо влажния въздух в него, $m^3 \cdot J^{-1}$; r – специфична топлина на парообразуване на водата, $J \cdot kg^{-1}$; ε – критерий на фазов преход на течна вода в пара; λ – коефициент на топлопроводност на материала, $W \cdot m^{-1} \cdot K^{-1}$; λ_p – коефициент на пренасяне на паровъздушна смес в материала, $kg \cdot m^{-1} \cdot s^{-1} \cdot Pa^{-1}$; δ – термоградиентен коефициент, K^{-1} ; ρ_0 – плътност на сухия материал, $kg \cdot m^{-3}$; τ – време, s.

Началните условия (initial conditions) за решаване на горната система уравнения са:

$$T(x, y, z, 0) = T_{in};$$

$$u(x, y, z, 0) = u_{in};$$

$$p(x, y, z, 0) = p_{in}.$$

В случай, че градиентите на налягането в обема на сушилнята могат да се пренебрегнат, уравнение (3), както и последното събираемо в дясната страна на уравнение (2) отпадат.

Деформацията на керамичните материали протича основно в нулев и първи период на сушене. В нулевият период температурата на материала се изменя до температура на мокрия термометър на сушилния агент. През този период скоростта на изсушаване на материала е ниска, а изменението на влажността му, сравнително малко. Ако може да се пренебрегне изменението на температурата и влажността в нулевия период на сушене и се приеме, че процеса на изсушаване до критична влажност протича изотермично, то и уравнение (1) може да отпадне и изменението на влагата в материала по време на деформациите се описва чрез:

$$\frac{\partial u}{\partial \tau} = D_{ef} (\nabla^2 u). \quad (4)$$

Коефициентът на ефективна дифузия в горните уравнения в най-общия случай са функция на температурата и на влажността [10, 7]. Зависимостта му от температурата се дава от уравнението на Арениус [3]:

$$D_{ef} = D_0 \cdot \exp[-E_a / RT], \quad (5)$$

където D_0 е коефициентът на дифузия, E_a – активационната енергия.

За определяне на нестационарното поле на абсолютното влагосъдържание в материала уравнение (4) се решава числено по диференчен метод за пространствена триизмерна мрежа, апроксимираща геометрията на тялото. За целта може да се използва всяка сортуерна среда, в която са достъпни процедури за решаване на уравнението на топлопроводността при нестационарни условия. Последното е аналогично на уравнение (4) с тази разлика, че вместо коефициент на предаване на температура α (коефициент на топлинна дифузия, се използва ефективният коефициент на масова дифузия, и вместо температура като резултат се получава влагосъдържание.

Гранични условия

Гранично условие от III род:

$$-D_{ef} \left. \frac{\partial u}{\partial n} \right|_w = h_m (u - u_e), \quad (6)$$

където u_e е равновесното влагосъдържание, kg.kg^{-1} ; h_m - коефициентът на масопренасяне от повърхността към околната среда, m.s^{-1} [10]

В случай, че не може да се пренебрегне изменението на температурата на материала през първи период на сушене (както е при реалните ситуации), за решаване на уравнения (1) и (2) е необходимо да се дефинира ГУ от III род за моделиране на условията на топлообмен между сушилния агент и изделията.

2. Моделиране на механичното поведение на керамичните материали при сушене

За моделиране на механичните деформации, керамичната маса се приема за вискозо-еластичен материал. Съвместно с уравнение (4) за всеки елемент от пространствената мрежа се изчисляват напреженията и деформациите от уравнението за равновесие:

$$\{\sigma\} = [D] \{\varepsilon^{el}\}, \quad (7)$$

където $\{\sigma\}$ е вектор на напреженията; $[D]$ - матрица на коравината; $\{\varepsilon^{el}\}$ - вектор на еластичните деформации.

$$\{\varepsilon^{el}\} = \{\varepsilon\} - \{\varepsilon\}_m, \quad (8)$$

където $\{\varepsilon\}_m$ е вектор на термичните деформации.

За моделиране на процеса на свиване при сушене се използва аналог на коефициента на температурно разширение α^* , който се определя на базата на експериментални

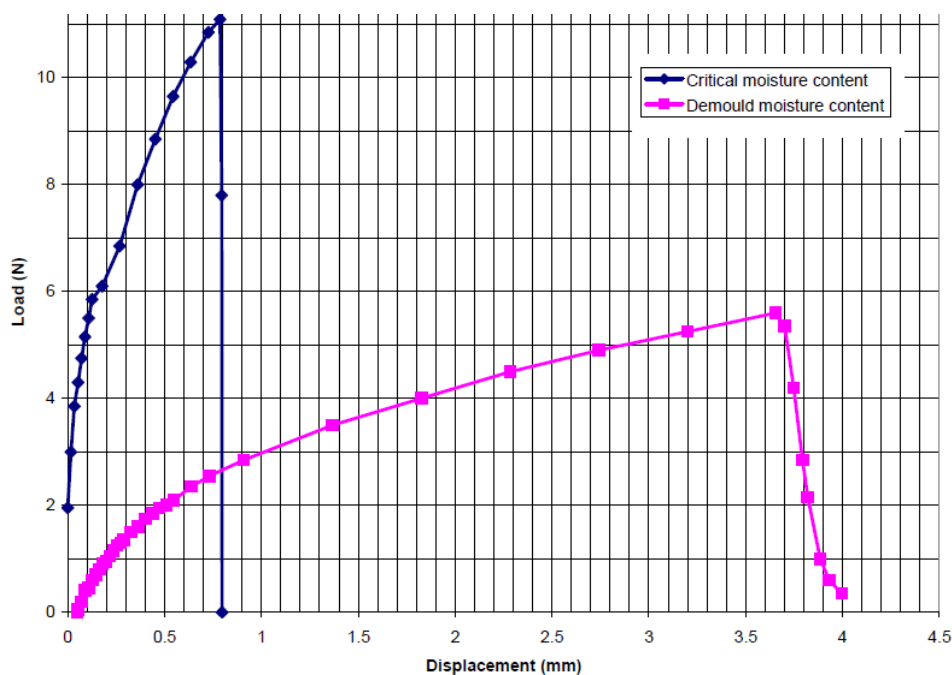
изследвания за измерване на относителната деформация на материала в рамките на първи период на сушене (крива на Биго). При свиване при сушене $\alpha > 0$:

$$\alpha^* = \frac{\Delta l}{l(u_{in} - u_k)}, \text{ kg/kg} . \quad (9)$$

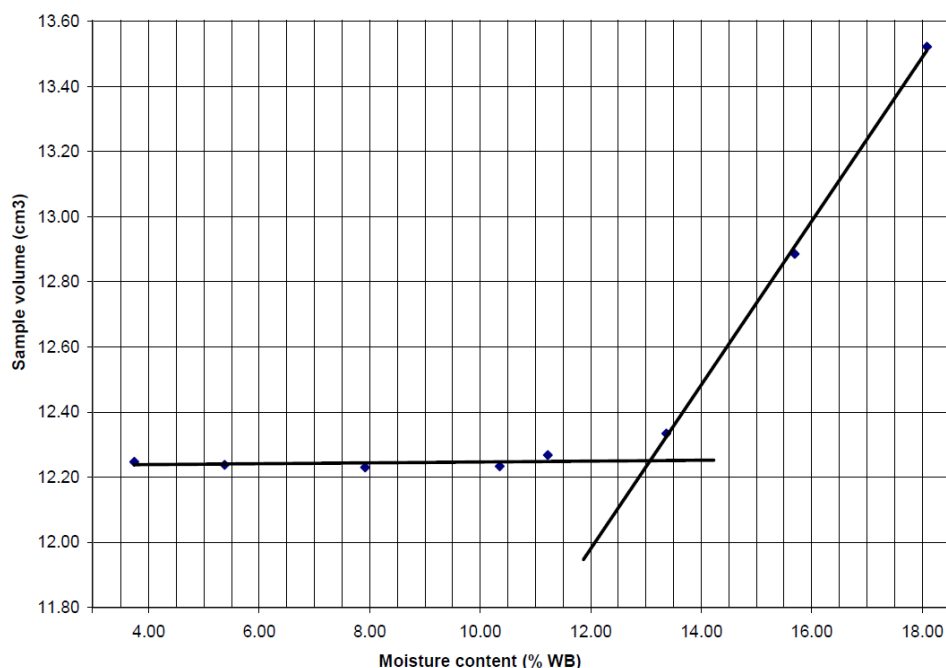
Възловите стойности на абсолютното влагосъдържание, получени от решението на уравнение (4) се използват за изчисление на логаритмичните напрежения по аналогия на термичните (вследствие неравномерното изсъхване на материала):

$$\varepsilon_{th}^* = \alpha^* \cdot (u - u_{in}). \quad (10)$$

Връзката напрежение-деформация за влажния керамичен материал е функция на влагосъдържанието. На Фиг. 2 са представени резултати от експерименти за определяне на тази зависимост за керамична маса за производството на санитарен порцелан. На Фиг. 3 е представена информация, необходима за определяне на кривата на Биго за същия материал. Установено е, че изследваната керамика се свива с приблизително 3% при сушене. Изследванията са проведени за образци с конкретни размери за нуждите на „Идеал Стандарт-Видима“ АД [11].



Фиг. 2 Зависимост между напрежението и абсолютните деформации за сурова керамична маса за производство на изделия от санитарен порцелан



Фиг. 3 Изменение на обема при изсушаване на образец от сурова керамична маса за производство на изделия от санитарен порцелан

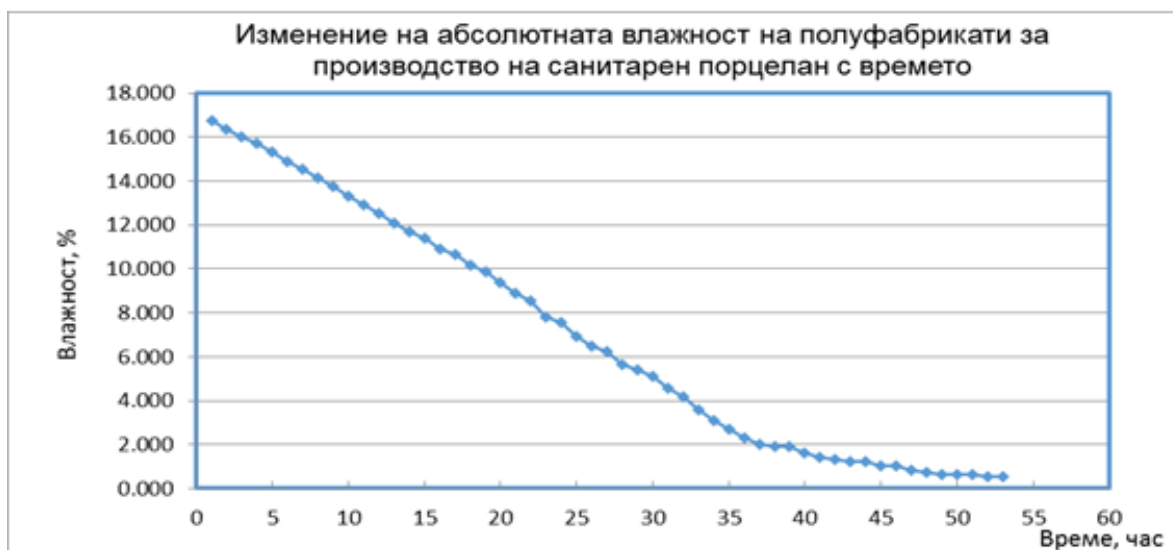
Експериментално определяне на ефективния коефициент на масова дифузия на влагата в материала

Ефективният коефициент на масова дифузия може да бъде определен на базата на експериментално изсушаване на тела с прости форми в околната среда. При този процес се измерват на повърхностната влажност и намалението на теглото на тялото. На база на тази информация и уравнение 4 се изчислява Def чрез решаване на обратна задача [5]. Такива изследвания са направени на територията на „Идеал Стандарт-Видима“ АД (Фиг. 4).

На Фиг. 5 е дадено изменението на абсолютната влажност на материала като функция на времето.



Фиг. 4 Сушене на пластини от суров керамичен материал за производство на санитарен порцелан в околна среда



Фиг. 5

От горната фигура е видно линейното изменение на влажността с времето, което говори за постоянна скорост на изсушаване. Първият период на сушене в околна среда за изследваната керамика е с продължителност 35 часа, а за втори период тя е 18 часа.

Предстои да бъдат определени числено ефективните коефициенти на масова дифузия на базата на резултатите от експерименталните изследвания.

Числено решаване на математичните модели

Един вариант за съвместно решаване на системата уравнения, описваща термо-влажностните полета и напрегнатото състояние на керамичните материали при сушене е софтуерната среда ANSYS/ Mechanical APDL. В Табл. 1 са систематизирани типовете крайни елементи, подходящи за целта.

Таблица 1

Типове елементи	Процеси
SOLID5 - Coupled-Field Hexahedral PLANE13 - Coupled-Field Quadrilateral SOLID98 - Coupled-Field Tetrahedral	Thermoelastic (Thermal Stress)
PLANE223 - Coupled-Field Quadrilateral SOLID226 - Coupled-Field Hexahedral SOLID227 - Coupled-Field Tetrahedral	Thermoelastic (Thermal Stress and Piezocaloric) Structural material nonlinearities Thermoplastic

Заклучение

Представеният в настоящата работа подход за моделно изследване на термо-влажностното и механичното поведение на керамични изделия при сушене може да бъде използван за прецизиране на началната геометрия на изделията и организацията на сушилните процеси. Той е отворен и предстои да бъде доразвит, разширен и да бъдат прецизирани допусканията и опростяванията на моделите чрез приложението му за изследването на процеса на сушене на конкретни керамични изделия.

Авторите благодарят на „Идеал Стандарт-Видима“ АД за идеите, подкрепата при провеждане на експерименти и предоставената информация.

Литература

1. Amorós, J.L., Sánchez, E., Cantavella, V., Jarque, J.C., 2003. Evolution of the mechanical strength of industrially dried ceramic tiles during storage. *J. Eur. Ceram. Soc.* 23,1839–1845.
2. Miranda S, Patruno L., Ricci M., Saponelli R., Ubertini F., Ceramic sanitary wares: Prediction of the deformed shape after the production process, *Journal of Materials Processing Technology* 215 (2015) 309–319.
3. Mujumdar Arun S., Industrial transfer processes, Department of Mechanical Engineering National University of Singapore, 2012.
4. Tuncel, D., Ozel, E., 2012. Evaluation of pyroplastic deformation in sanitarywareporcelain bodies. *Ceram. Int.* 38, 1399–1407.
5. Vasić M., Grbavčić Ž., and Radojević Z., Clay Minerals in nature – their characterization, modification and application / Methods of determination for effective diffusion coefficient during convective drying, 2012.
6. Делийски Н., Сюлейманов А., Ресурсоспестяващо управление на конвективно-вакуумното сушене на дървени материали, *Управление и устойчиво развитие* 1/2007(16), 219-226.
7. Еленков В., Сушене и сушилна техника, Земиздат, 1988.
8. Касабов И., Оптимизиране на процесите на сушене на електро-порцеланови изолатори със сложна геометрия, Хабилитационен труд, София, 1986.
9. Лыков, А. В, Ю. А. Михайлов. Теория тепло- и массопереноса. Госэнэргоиздат, Москва, 1963.
10. Невенкин С., Сушене и сушилна техника, Техника, 1985.
11. Доклад от измервания на материални характеристики за нуждите на „Идеал Стандарт-Видима“ АД, 2010.

доц. д-р Нина Пенкова, Химикотехнологичен и металургичен университет, тел. 0886 08 44 66, e-mail: nina_ir@mail.bg

Боян Младенов, докторант, Химикотехнологичен и металургичен университет, тел. 0888 332119, e-mail: boian@ds-project.info

Механични напрежения в стъклопакети при нестационарно топлинно натоварване

Ивелин Иванов, Нина Пенкова, Димитър Велчев, Иво Драганов, Велина Боздуганова, Веселин Илиев

Проведени са числени изследвания на механичните процеси и полета, възникнали в прозрачните елементи на стъклопакет в условията на нестационарен топлообмен при циклично изменение на външните климатични условия и слънчевата радиация. За целта са използвани температурни полета в стъклопакета и вътрешни натоварвания, получени при моделиране и компютърно симулиране на топлообмена в конструкцията.

Ключови думи: стъклопакет, нестационарен топлообмен, моделиране, напрежения, деформации

Mechanical stresses in insulating glass units under transient thermal loadings

Ivelin Ivanov, Nina Penkova, Dimitar Velchev, Ivo Draganov, Velina Bozduganova, Veselin Iliev

Numerical investigations of mechanical stresses and strain are carried out in insulating glass units, appearing as results of transient heat transfer under cycling climatic loadings and solar radiation changes. The study is based on temperature fields and climatic loadings, obtained by modeling and simulation of the heat transfer in the structure.

Keywords: insulating glass units, modeling, transient heat transfer, stress, strain

Въведение

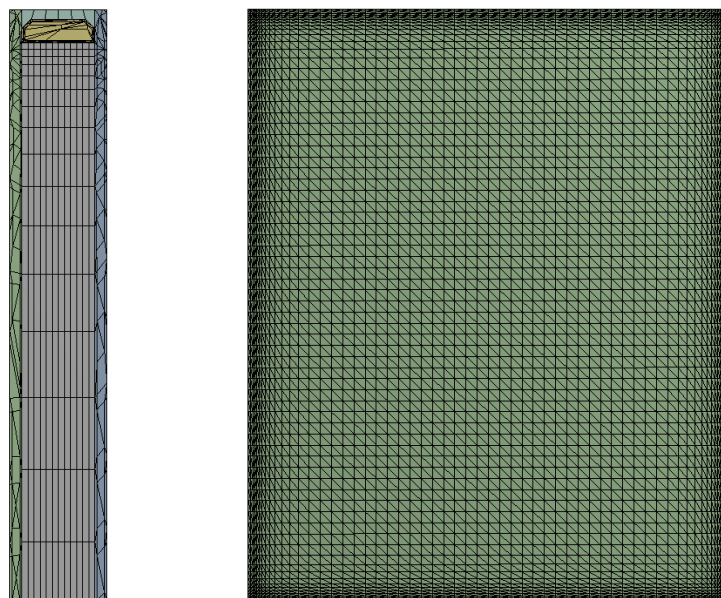
Стъклопакетите са все по-популярни като остъкляване на съвременните сгради. Те имат добри шумоизолационни и топлоизолационни свойства. Термомеханичното им поведение в променливите климатични условия обаче не е добре изучено и не е ясно определен техният ресурс. В резултат на температурните промени от слънчевата радиация в стъклените панели възникват температурни напрежения [3]. Тези напрежения са променливи и следват дневен цикъл, който определя уморно нарастване на налични пукнатини [4], понякога въведени инцидентно [1], или чрез механичната обработка на ръбовете на стъклените панели [5]. Друг фактор допринасящ за появата на механични напрежения в стъклото при стъклопакетите е температурното свиване и разширяване на газа в камерата, което довежда до огъване на стъклените панели [2].

В настоящата работа са представени резултати от изследване на променливото механично поведение на стъклените панели от стъклопакет на базата на температурни полета, получени при числено моделиране на топлообмена в конструкцията с отчитане на дневните изменения в климатичните условия и слънчевата радиация [6].

Напрежения от температурна деформация в стъклените панели

Обект на изследване е двоен стъклопакет от източно ориентирана окачена фасада. Дебелините на отделните слоеве на стъклопакета са: 4 mm стъкло без покритие, 24 mm аргон и 4 mm стъкло с нискоемисионно покритие. Дистанционерът е затворена алуминиева конструкция с пълнеж от силикагел. Габаритните размери на стъклопакета са 1038mm x 1288 mm [6]. В системата ANSYS/CFX е проведено числено симулиране на топлообмена в стъклопакета при отчитане на дневните вариации на метеорологичните условия и слънчевата радиация. Определени са температурните полета в елементите на конструкцията почасово за ден от най-студеният месец (януари) и за ден от най-топлият месец (юли) в съответствие на данните за слънчевата радиация и външните температури за

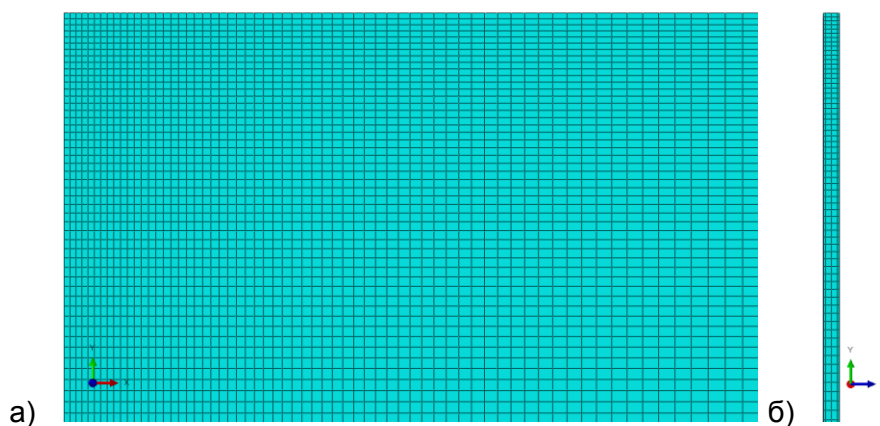
гр. София. На Фиг. 1 е дадена мрежата от крайни обеми за стъклопакета, която е използвана за CFD анализа. Тя е неподходяща за определяне на механичните напрежения от температурни деформации.



а) б)

Фиг. 1 Мрежа от крайни обеми за определяне на температурното поле
а) Част от напречен разрез; б) Поглед отпред

За целта е изградена нова мрежа от крайни елементи в програмната система SIMULIA ABAQUS (Фиг. 2). Тя е от хексагонални пространствени крайни елементи и е неравномерна, като в равнината на панела елементите променят размерите си от 10 mm в средата до 1 mm в краищата му. По дебелина има четири слоя от елементи, които са с съответно дебелини от 0,5; 1,5; 1,5 и 0,5 mm.



Фиг. 2 Мрежа от крайни елементи на стъклените панели
а) Поглед отпред б) Част от напречен разрез

За прехвърлянето на числените стойности на температурите в обема на стъклото, получени при симулиране на топлообмена с цел провеждане на механичен анализ, са проведени няколко операции. Възлите от стъклените панели с техните координати и температури са експортирани от система ANSYS в табличен вид в MS Excel, откъдето са

импортирани в математическата програмна система MATLAB. Същото е направено с възлите и техните координати от системата SIMULIA ABAQUS. В програмната система MATLAB с помощта на функцията "TriScatteredInterp" е интерполирано температурното поле от възлите на ANSYS във възлите на ABAQUS. Така генерираното температурно поле е експортирано от MATLAB и може да се вгради във входните файлове на ABAQUS за определяне на температурните напрежения, създадени от температурните разширения на материала.

Таблица 1

Опънови главни напрежения в стъклените панели, σ_1 , [MPa]

Месец януари			Месец юли		
Час	Вътрешно стъкло	Външно стъкло	Час	Вътрешно стъкло	Външно стъкло
7	8,57	1,28	4	2,44	0,35
8	11,28	1,40	5	3,08	0,36
9	12,79	1,47	6	5,78	0,52
10	11,61	1,33	7	7,17	0,58
11	10,05	1,22	8	7,05	0,42
12	7,78	1,05	9	6,68	0,49
13	7,00	1,02	10	5,21	0,36
14	7,05	1,03	11	3,20	0,20
15	7,35	1,08	12	1,15	0,06
16	7,63	1,13	13	0,37	0,03
17	7,93	1,18	14	0,38	0,02
18	8,22	1,23	15	0,71	0,05
19	8,54	1,28	16	1,08	0,11
20	8,55	1,28	17	1,41	0,16
			18	1,99	0,26
			19	2,25	0,30
			20	2,15	0,30

Стъкленият материал има следните свойства: модул на еластичност $E = 72 \text{ GPa}$, коефициент на Поасон $\nu = 0.22$, коефициент на линейно температурно разширение $\alpha = 9 \times 10^{-6} \text{ K}^{-1}$. Стъкления панел е закрепен с необходимия брой връзки, за да е кинематично неизменяем и външно статично определим.

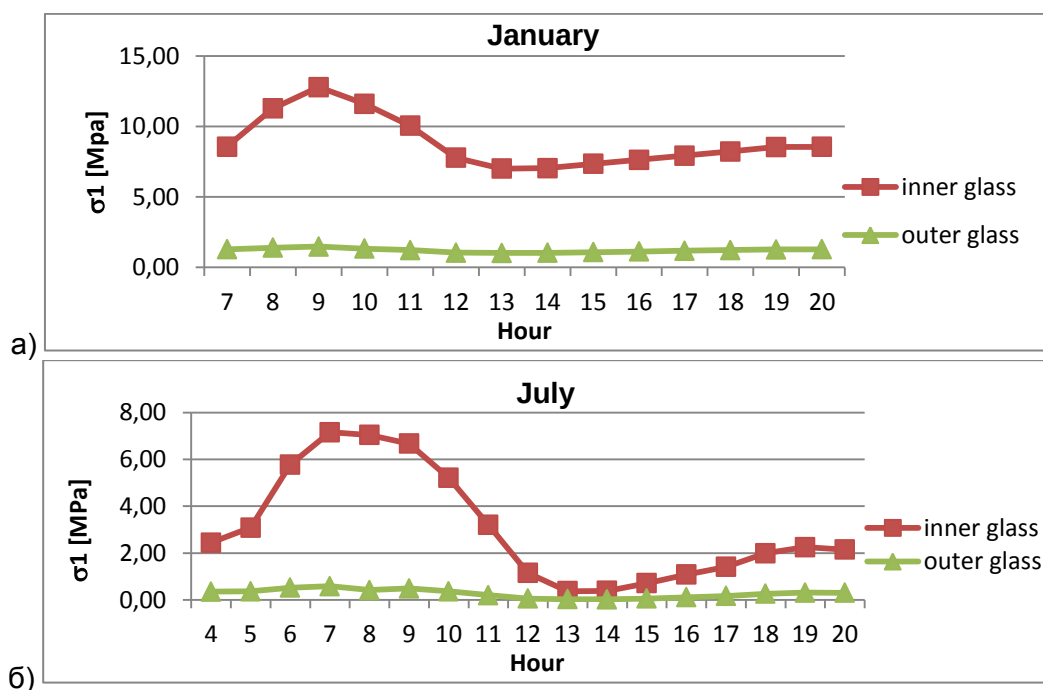
Резултатите от направените изчисления за часове от денонощието в януари и юли са дадени в Табл. 1. Изменението на максималното опъново напрежение в стъклените панели е дадено на Фиг. 3. Местоположението на най-големите опънови напрежения (главните напрежения σ_1) в панела може да се види на Фиг. 4.

От анализа на резултатите става ясно, че напреженията достигат най-големи стойности в средата на външните ръбове на късите страни на вътрешните стъклени панели и през месец януари техните стойности са най-големи, докато през месец юли техният размах е най-голям. Тези големи стойности на напрежението и тяхното изменение в дневен цикъл е предпоставка за "остаряването" и "умората" на стъклото, като с течение на времето в експлоатация могат да се появят пукнатини в стъклените панели.

Напрежения в стъклените панели от изменения на налягането в газовата камера на стъклопакета

С изменение на слънчевата радиация и външната температура се изменя и температурата на затворения херметично газ в газовата камера на стъклопакета. Този газ в изследвания стъклопакет е аргон с молекулно тегло $M = 40 \text{ kg/kmol}$, херметизиран при температура 20°C с налягане равно на атмосферното (1 bar). Газът е приет за идеален и неговите термични параметри се определят от уравнението на състоянието за идеални

газове. Изследванията на нестационарния топлообмен през стъклопакета в различни часове от денонощието през различни месеци от годината показват, че средната температура в газовата среда се понижава до 7°C през януари и достига до 32°C през юли. Тези промени предизвикват изменение на неговото налягане, което огъва стъклените панели. Провисването от огъване изменя обема на камерата и стъклопакетът се намира в равновесие, което обаче може да се установи само с отчитане на състоянието на газа.

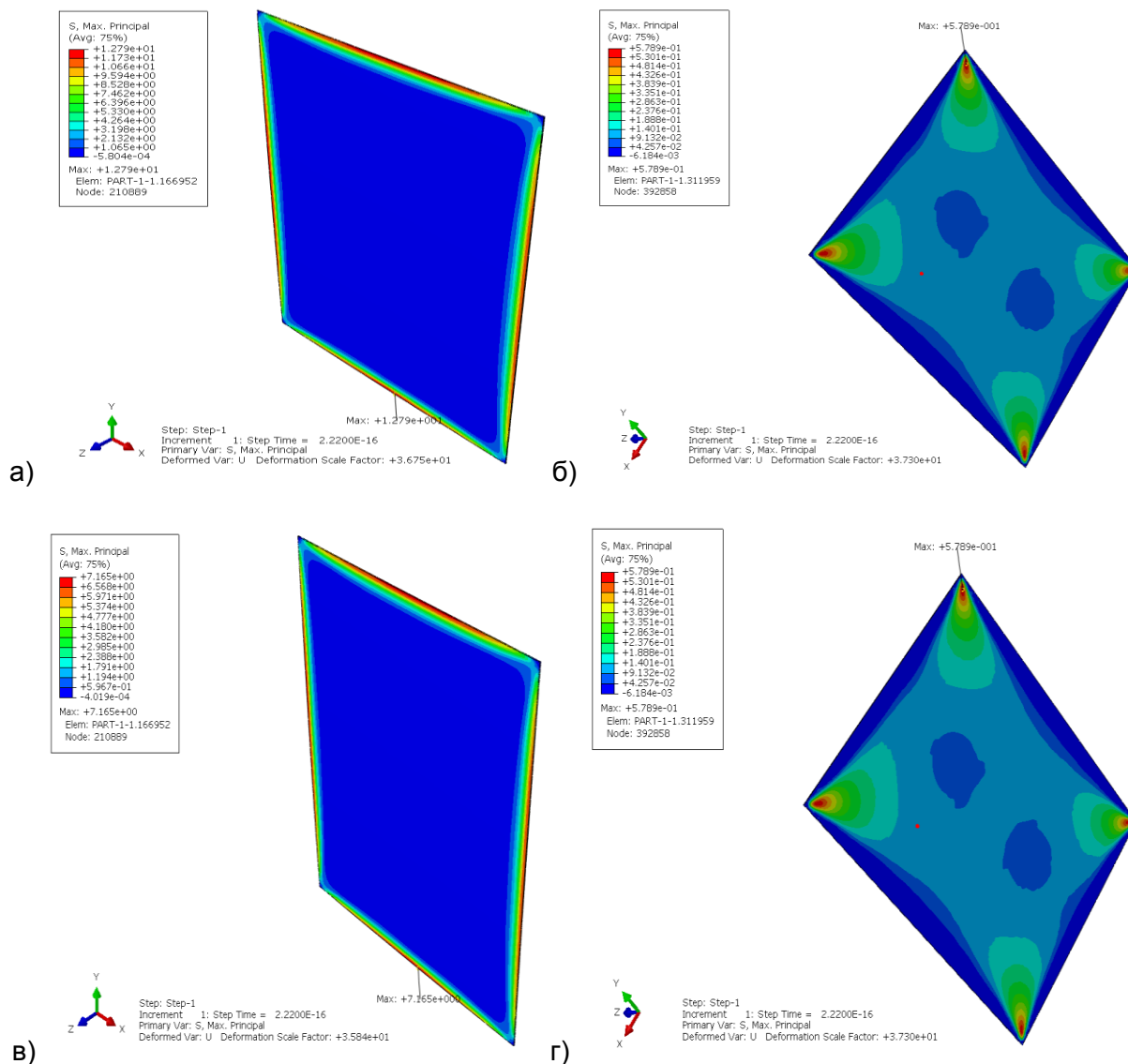


Фиг. 3 Дневно изменение на максималното опъново напрежение σ_1 в стъклените панели
а) месец януари; б) месец юли

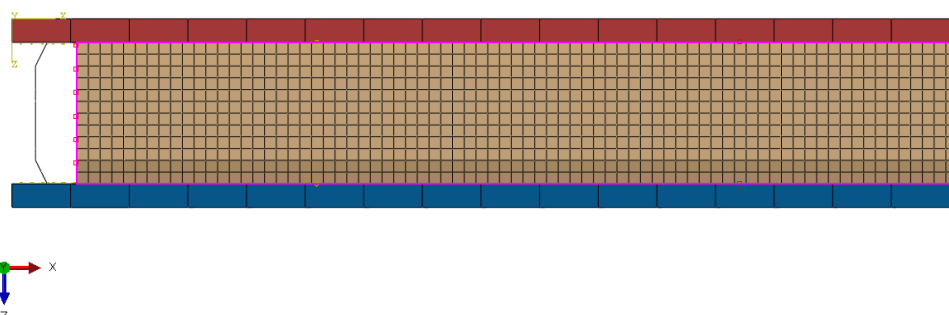
Геометричният модел на стъклопакета в ABAQUS е даден на Фиг. 2 в разрез. Той е съставен от модел на алуминиевия дистанционер с черупкови крайни елементи и модел на стъклените панели с континуални черупкови елементи, които имат дебелина 4 mm и тази дебелина може да се отчита при взаимодействието на елементите на стъклопакета. По вътрешната повърхност на камерата са дефинирани повърхнинни флуидни елементи, които заедно с една реферативна точка от вътрешността ѝ определят параметрите в газова кухина. На всяка итерация от нелинейното решение се изчислява обема на кухината и от там, чрез уравнението на състояние на идеалния газ и температурата на газа се изчислява налягането, което се прилага чрез повърхнинните елементи върху стените на камерата, образувана от черупковите елементи. Моделът от крайни елементи е закрепен с необходимия брой връзки и е кинематично неизменяем, но външно статично определен. Между контактните повърхнини на дистанционерите и стъклените панели е зададена връзка "tie constraint". Така се симулира залепването на панелите към дистанционерите. Тук силикагелът и силиконът не са моделирани, защото те имат в хиляди пъти по-нисък модул на еластичност и имат пренебрежим принос към коравината на другите елементи от конструкцията.

Алуминият от дистанционера има следните материални константи: модул на еластичност $E = 70 \text{ GPa}$, коефициент на Поасон $\nu = 0.34$ и коефициент на линейно температурно разширение $\alpha = 23.1 \times 10^{-6} \text{ K}^{-1}$. Поради големият коефициент на линейно температурно разширение, алуминият може да се свива и разширява от промяната на температурата така, че да влияе на изменението на обема на камерата. Поради високата

топлопроводимост на алуминия е прието, че температурата на повърхността на дистанционера се изменя заедно с температурата на аргона и е равна на нея.

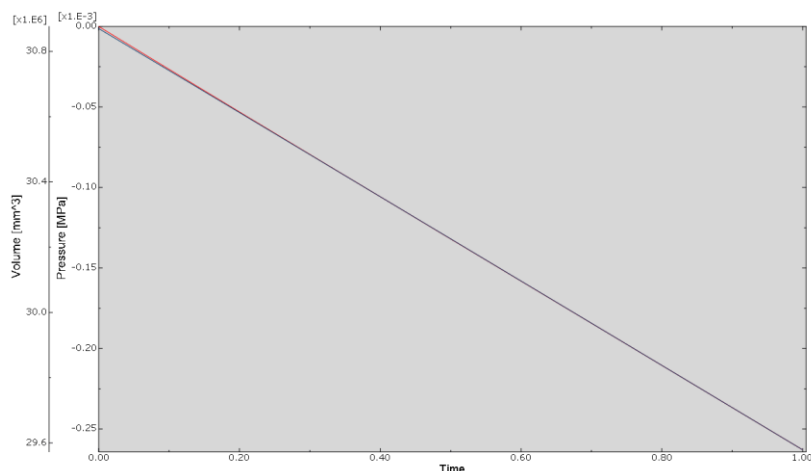


Фиг. 4 Максимални главни напрежения в стъклени панели:
 а) Вътрешен панел през януари б) Външен панел през януари
 в) Вътрешен панел през юли г) Външен панел през юли

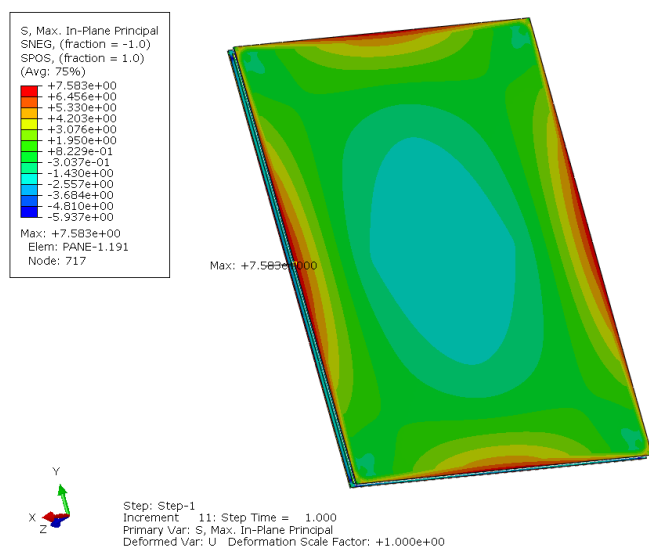


Фиг. 5 Модел с крайни и повърхнинни флуидни елементи на стъклопакета в разрез

Охлаждането на херметизирания газ от 20°C до 7°C води до намаляването на обема на камерата от 30.87 l до 29.58 l и образуване на подналягане от 0,2629 КРа. Изменението им е дадено на Фиг. 6. От огъването на стъклените панели към кухнята се появяват напрежения. Най-големите опънови напрежения се получават в ръбовете от средата на дългите страни на стъклените панели и достигат до 7,583 МРа (Фиг. 7). Изменението на това напрежение в зависимост от температурата в камерата е линейно съгласно Фиг. 8.

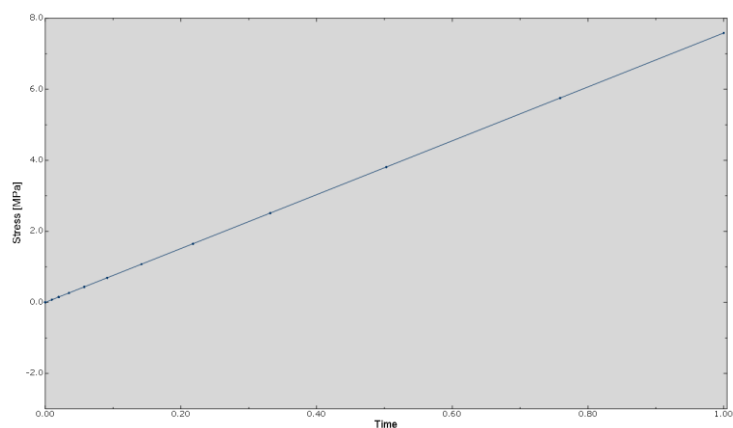


Фиг. 6 Изменение на обема и налягането на камерата при охлаждане на херметизирания газ

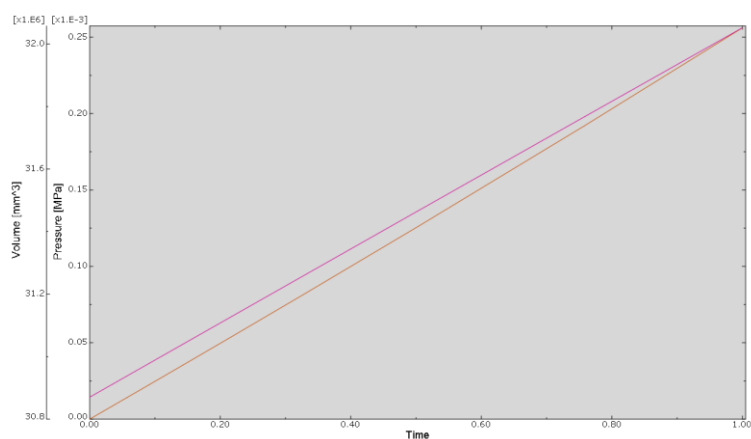


Фиг. 7 Максимални главни напрежения в стъклените панели

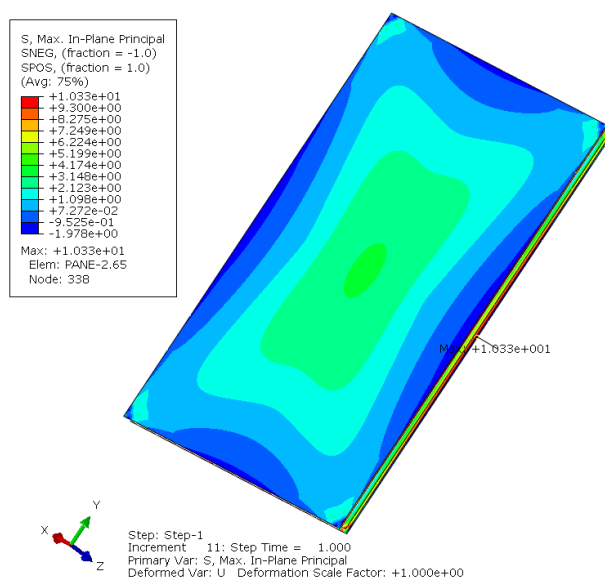
При повишаване на температурата на аргона от 20°C до 32°C, обемът и налягането в газовата среда се увеличават: обемът достига 32.05 l, а свръхналягането достига 0,2561 КРа. От Фиг. 9 се вижда, че това практически е линейно. От огъването на стъклените панели навън от кухнята се появяват напрежения, като най-големите опънови напрежения се получават отново в ръбовете от средата на дългите страни на стъклените панели, но този път по вътрешния ръб и достигат до 10,33 МРа (Фиг. 10). Изменението на това напрежение в зависимост от температурата в херметизираното газово пространство също е линейно съгласно Фиг. 11.



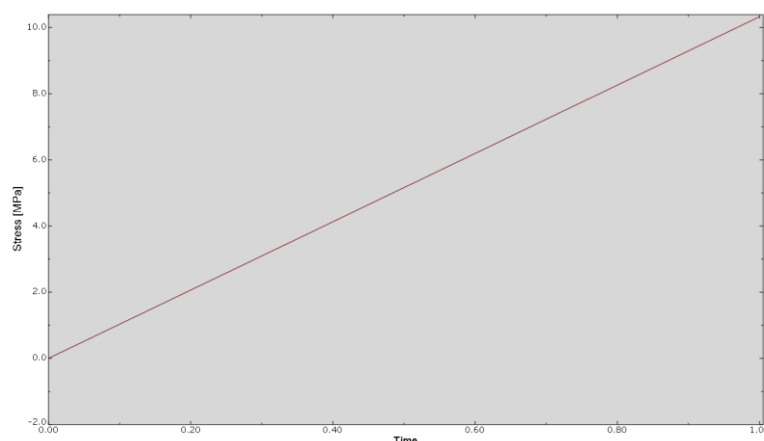
Фиг. 8 Изменение на максималните опънови напрежения при охлаждане на херметизирания газ



Фиг. 9 Изменение на обема и налягането в камерата при нагряване на херметизирания газ



Фиг. 10 Максимални опънови напрежения при нагряване на херметизирания газ



Фиг. 11 Изменение на максималното опъново напрежение при нагряване на херметизирания газ

Заклучение

Напреженията от двата основни фактора (неравномерно температурно поле и вътрешно натоварване) са съществени и в някои области могат да се комбинират неблагоприятно за якостта на стъклото. Необходимо е по-нататъшно изследването на това тяхно взаимодействие.

Проведените изследвания и участието в настоящата конференция са осъществени с финансовата подкрепа на договор ДФНИ Е 02/17 "Параметричен анализ за оценка на ефективността на прозрачни структури в системи за оползотворяване на слънчевата енергия", финансиран от фонд "Научни изследвания" към Министерство на образованието и науката на Република България.

Литература

1. Marcon B., Fouvry S., Sassy O., Guegan J., Daniel G., Fracture mechanics of impacted laminated glass subjected to various fatigue stressing conditions. Engineering Fracture Mechanics 127 (2014) 71–82.
2. Minxi Bao, Xiaogen Liu, Jian Yang, Yiwang Bao. Novel hybrid vacuum/triple glazing units with pressure equalisation design, Construction and Building Materials 73 (2014) 645–651.
3. Pilette C. F., Taylor D. A., Thermal stresses in double-glazed windows, Canadian Journal of Civil Engineering 15 (1988), 807-813.
4. Sglavo V. M., Gadottain M., Michelet D T.. Cyclic loading behaviour of soda-lime silicate glass using indentation cracks, Fatigue & Fracture of Engineering Materials & Structures 20(8) (1997) 1225-1234
5. Vandebroek M., Belis J., Louter C., Caspeelee R., Influence of the load history on the edge strength of glass with arrised and ground edge finishing. Engineering Fracture Mechanics, 104 (2013), 29-40.
6. Пенкова Н., К. Крумов, И. Иванов, Д. Велчев, В. Илиев, З. Гешкова, Влияние на нестационарния топлообмен върху топлинното натоварване при стъклопакетите, Сборник ЕМФ 2017, под печат.

проф. д-р Ивелин Иванов, Русенски университет „Ангел Кънчев“, тел. 0887 745 811, e-mail: ivivanov@uni-ruse.bg

гл. ас. д-р Димитър Велчев, Русенски университет „Ангел Кънчев“, тел. 0899 360 122, e-mail: dvelchev@uni-ruse.bg

доц. д-р Нина Пенкова, Химикотехнологичен и металургичен университет, тел. 0886 08 44 66, e-mail: nina_ir@mail.bg

Термодинамичен анализ на топлотехническа система, състояща се от сграда и системите за поддържане на микроклимата в нея

Даниела Чакърова, Денка Кънчева, Надежда Досева

В настоящата публикация е направен термодинамичен анализ на топлотехническа система, състояща се от сграда и системите за поддържане на микроклимата в нея. За целта са използвани балансови пресмятания, базирани на Първи и Втори принцип на термодинамиката. Разработената методика е тествана върху част от сградата на ДКС - Варна и системите за ОВК и БГВ в нея. Резултатите ще бъдат използвани за термоикономическа оптимизация на топлотехническата система.

Ключови думи: енергия, ексергия, системи за ОВК и БГВ на сгради

Thermodynamic analysis of thermal system composed of a building and microclimate maintenance systems in it

Daniela Chakyrova, Denka Kancheva, Nadehzda Doseva

A thermodynamic analysis of thermal system composed of a building and HVAC and DHW systems is made in this paper. For this purpose, balance calculations according to first and second law of thermodynamics is made. The developed methodology is tested on a part of the building of Palace of Culture and Sports - Varna and HVAC and DHW systems in it. The results will be used for thermo-economics optimization of this thermal system.

Keywords: energy, exergy, HVAC and DHW building systems

Въведение

Според статистическите данни за използването на произведената енергия в световен мащаб, публикувани в [5], 40% се използва в сградите. Този факт сам по себе си налага извода, че всички мерки, които са свързани с оптимизиране на процесите в сградните инсталации и намаляването на използваната в тях енергия, ще имат огромен икономически ефект.

Във връзка с това в световното научно пространство беше разработена и получи широк отзвук така наречената нискоексергийна къща. Към програмата „Съхранение на енергията в сгради и жилищни комплекси“ (Energy Conservation in Buildings and Community Systems Programme)[4] на Международната енергийна агенция бяха разработени Приложенията 37 и 49. Приложение 49 се отнася за нискоексергийни системи за високо ефективни сгради (Low-Exergy Systems for High Performance Buildings / Communities (Annex 49)) [2], а Приложение 37 разглежда нискоексергийните системи за ОВК (Low Exergy Systems for Heating and Cooling of Buildings).

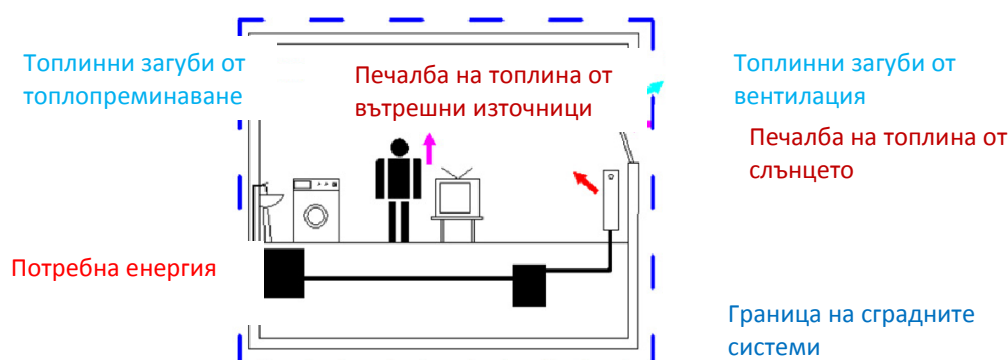
Ексергийният анализ е термодинамичен метод, който се прилага от 50 - те години на миналия век, за сложни системи за производство на електроенергия. Но енергийните процеси в електроцентралите и тези в сградите съществено се различават. В електроцентралите енергийните процеси протичат най- често без директна връзка с околната среда, докато термодинамичните параметри на енергийните процеси в сградите зависят в голяма степен от условията на околната среда. Това е наложило въвеждането на някои промени в прилагането на метода на ексергийния анализ.

В настоящата разработка авторите са приложили методиките за термодинамичен анализ по Първи и Втори принцип на термодинамиката върху сградата и системите за ОВК на ДКС-Варна. Особеност на системите за ОВК на сградата е покриването на голям процент от потребната енергия с възобновяема такава. Използва се геотермална вода за отопление и БГВ. Идеята е тези резултати в бъдеще да бъдат използвани за оптимизация на системата, състояща се от сграда и системите за ОВК и БГВ в нея.

Теоретична част

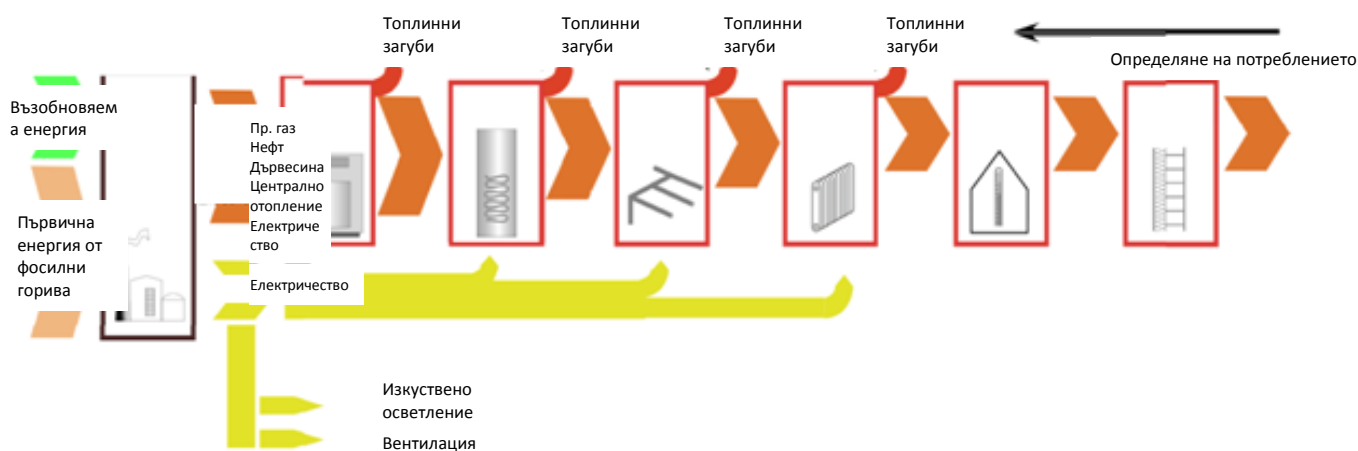
1. Енергиен и ексергиен анализ на системите

На база Първи принцип на термодинамиката са направени балансовите енергийни пресмятания на сградата. Пресметната е потребната енергия за отопление на сградата, както и топлината необходима за затоплянето на водата за битови нужди. При извършване на изчисленията са спазени изискванията на Наредба 15 (за технически правила и нормативи за проектиране, изграждане и експлоатация на обектите и съоръженията за производство, пренос и разпределение на топлинна енергия) и Наредба 7 (за енергийна ефективност на сгради). На Фиг. 1 са представени енергийните / ексергийните потоци през границата на системата (сграда, системите за ОВК и БГВ). На база втори принцип на термодинамиката е направен и ексергиен баланс на тази системи.



Фиг. 1 Енергийни/ ексергийни потоци през границата на системата [6]

Използван е следният модел на структурата за пресмятане, според [3]:



Фиг. 2 Структура на пресмятанията, според Schmidt [3]

В Annex 49 се препоръчва при ексергийния анализ на сгради в качеството на околна среда да се приеме външния въздух, тъй като тя е достатъчно голяма, параметрите ѝ не се променят от действието на системите в сградата и е винаги на разположение. За да

разглежда външния въздух като референтна термодинамична околна среда за сградата, се приема, че температурата, налягането и концентрацията на някои от съставлящите го вещества са равномерно разпределени.

Пресмятане на енергийните / ексергийните потоци в сградата [1], [3], [5] и [6]

При движение на енергийните / ексергийните потоци отляво надясно (Фиг. 2), пресмятанията се извършват с последователност в обратна посока.

а) Енергиен / Ексергиен поток през огражденията

Потребната ексергия на помещението е равна на ексергийното натоварване на отоплението и се определя от:

$$\dot{E}x_{air} = \dot{E}x_{room} = Fq_{air} \dot{Q}_h, W, \quad (1)$$

където: Fq_{air} - коефициент на качеството на въздуха в стаята, който се оценява чрез ефективността на Карно;

$\dot{Q}_h$ – потребната топлина, пресметната според изискванията на Наредба №7, W.

$$Fq_{air} = 1 - \frac{T_0}{T_i}, \quad (2)$$

T_0 , K - температура на външния въздух, T_i , K - температура на въздуха в помещението.

б) Енергия / Ексергия на въздуха в помещенията (ексергийното натоварване на радиатора

$$\dot{E}x_{heat} = Fq_{heat} \dot{Q}_h, W, \quad (3)$$

където: Fq_{heat} - коефициент на качеството на повърхността на радиатора;

$Fq_{heat} = 1 - \frac{T_0}{T_{heat}}$, T_{heat} , K - температура на повърхността на радиатора.

$$T_{heat} = \frac{T_{in} - T_{ret}}{2 \cdot \ln\left(\frac{T_{in} - T_i}{T_{ret} - T_i}\right)} + T_i, K, \quad (4)$$

T_{in} - температурата на водата на входа на радиатора;

T_{ret} - температурата на водата на изхода на радиатора.

в) енергия / ексергия, отделяна от отоплителните уреди

$$\dot{E}x_{emiss} = \dot{E}x_{heat} + \Delta\dot{E}x_{emiss}, W, \quad (5)$$

$\Delta\dot{E}x_{emiss}$ - потребна ексергия на отоплителните тела.

$$\Delta\dot{E}x_{emiss} = \frac{(\dot{Q}_h + \dot{Q}_{loss,E})}{(T_{in} - T_{ret})} \left[(T_{in} - T_{ret}) - T_0 \cdot \ln \frac{T_{in}}{T_{ret}} \right], W; \quad (6)$$

$$\dot{Q}_{loss,E} = \dot{Q}_h \left(\frac{1}{\eta_E} - 1 \right), W, \quad (7)$$

$\dot{Q}_{loss,E}$ - топлинни загуби при топлообмена между отоплителните тела и околната среда;

η_E - коефициент на ефективност на отоплителните тела.

г) ексергия в разпределителната мрежа

$$\dot{E}x_{dis} = \dot{E}x_{emiss} + \Delta\dot{E}x_{dis}, W, \quad (8)$$

$\Delta \dot{E}x_{dis}$ - потребна ексергия на разпределителната система;

$$\Delta \dot{E}x_{dis} = \frac{\dot{Q}_{loss,dis}}{\Delta T_{dis}} \left[T_{dis} - T_{ref} \cdot \ln \frac{T_{dis}}{T_{dis} - \Delta T_{dis}} \right], W, \quad (9)$$

ΔT_{dis} - пад на температурата в разпределителната система;

T_{dis} - входяща температура в разпределителната система, която е равна на средната проектна температура;

$$\dot{Q}_{loss,dis} = (\dot{Q}_h + \dot{Q}_{loss,E}) \left(\frac{1}{\eta_{dis}} - 1 \right), W, \quad (10)$$

$\dot{Q}_{loss,dis}$ - топлинни загуби в разпределителната мрежа;

η_{dis} - топлинна ефективност на разпределителната мрежа;

$$\eta_{dis} = 0,98 \cdot f_{HPP} \cdot f_{ins} \cdot f_{dt} \cdot f_{td}; \quad (11)$$

f_{HPP} - разположение на системата за производство на топлинна енергия- отвътре на огражденията 1, от вън на огражденията 0.9;

f_{ins} - изолация - без изолация 0.7; с лоша изолация 0.9; с добра изолация 1;

f_{dt} - средна проектна температура - ниска ($< 35^{\circ}C$) 1; средна ($35^{\circ}C > f_{dt} < 50^{\circ}C$) 0.99; висока ($> 50^{\circ}C$) 0.9;

f_{td} - предвиден пад на температурата - нисък ($< 5K$) 0.98; среден ($5K > f_{td} < 10K$) 0.99; висок ($f_{td} > 10K$).

д) акумулирана ексергия

Предвижда се ниска степен на акумулиране на ексергията.

е) генерирана ексергия

Потребната енергия на сградата трябва да се покрива от генерираната (произведената) енергия.

$$\dot{E}x_{Ge} = Fq_s \dot{Q}_{Ge}, W; \quad (12)$$

$$\dot{Q}_{Ge} = (\dot{Q}_h + \dot{Q}_{loss,E} + \dot{Q}_{loss,dis} + \dot{Q}_{loss,s}) (1 - F_s) \frac{1}{\eta_E}, W; \quad (13)$$

$$\dot{Q}_{Ge} = (\dot{Q}_h + \dot{Q}_{loss,E} + \dot{Q}_{loss,dis}) \frac{1}{\eta_E}, W, \quad (14)$$

F_s - частта, доставяна от слънцето.

η_E - топлинна ефективност на системата за производство на топлинна енергия.

Fq_s - ексергиен фактор на топлинния източник.

ж) ексергия на други източници в сградата, като осветителните тела и задвижването на вентилаторите

$$\dot{E}x_{plant} = Fq_{elec} (p_e + p_v), W. \quad (15)$$

з) ексергия за БГВ

Потребната енергия за БГВ се пресмята според Наредба № 7. Потребната ексергия се пресмята по:

$$\dot{E}x_{DHW} = Fq_s \dot{Q}_{DHW}, W. \quad (16)$$

и) трансформация на енергия и ексергия

- първична енергия

$$\dot{E}_{\text{prim,tot}} = \dot{Q}_{\text{Ge}} F_p + (P_e + P_v + P_{\text{aux,Ge}} + P_{\text{aux,dis}} + P_{\text{aux,E}}) F_{p_{\text{el}}} + P_w F_{\text{DHW}}, W, \quad (17)$$

F_p - коефициент, отчитащ загубите за добив /производство и пренос на генерираната топлинна енергия;

$P_{\text{aux,dis}}$ - електроенергия за разпределителната система;

$$P_{\text{aux,dis}} = \frac{\Delta p \cdot \dot{V}}{\eta_{\text{circ}}} - \text{спомогателен енергиен фактор}; \quad (18)$$

$$P_{\text{aux,dis}} = P_{\text{aux,dis}} (\dot{Q}_h + \dot{Q}_{\text{loss,E}}), W, \quad (19)$$

η_{circ} - електрическа ефективност на циркулационните помпи;

Δp - пад на налягането в разпределителната мрежа;

$$\Delta p = (1 + N) \cdot R \cdot l_{\text{max}} \cdot A_N + P_{\text{ex}}, Pa, \quad (20)$$

N - дял на съпротивлението на оборудването

R – загуба на налягане в тръбите (линейни хидравлични загуби);

l_{max} – максимална дължина на тръбите;

A_N, m^2 - чистата площ на пода;

P_{ex}, Pa - допълнителни загуби на налягане, възникнали в системата;

$\dot{V} m^3/s$ - среден обемен дебит при проектни условия;

$$\dot{V} = \frac{1}{1,163 \cdot \Delta T_{\text{dis}} \cdot 0,0036}, m^3/s, \quad (21)$$

$$P_{\text{aux,E}} = P_{\text{aux,E}} \dot{Q}_h, W, \quad (22)$$

$P_{\text{aux,E}}, W/kW$ - специфична мощност на системите за отдаване на топлинна енергия;

$$P_{\text{aux,Ge}} = P_{\text{aux,Ge}} (\dot{Q}_h + \dot{Q}_{\text{loss,E}} + \dot{Q}_{\text{loss,dis}} + \dot{Q}_{\text{loss,s}}), W, \quad (23)$$

F_{DHW} - коефициент, отчитащ загубите за добив/производство и пренос на генерираната енергия за БГВ.

Пълното ексергийно натоварване на сградата се определя по:

$$\dot{E}_{\text{tot}} = \dot{Q}_{\text{Ge}} F_p F_{q_s} + (P_e + P_v + P_{\text{aux,Ge}} + P_{\text{aux,dis}} + P_{\text{aux,E}}) F_{p_{\text{el}}} + P_w F_{\text{DHW}} F_{q_{s,\text{DHW}}} + E_R F_{q_R}, W \quad (24)$$

E_R - енергия от възобновяеми източници (термопомпи и колектори).

$$E_R = \dot{Q}_{\text{Ge}} F_R, W, \quad (25)$$

F_R - дял на възобновяема енергия.

Основни параметри за оценка и сравнение на производителността

1. Обща входяща енергия за единица площ:

$$\dot{E}_{\text{tot,pa}} = \frac{\dot{E}_{\text{tot}}}{A_N}, W/m^2. \quad (26)$$

2. Обща входяща енергия за единица обем:

$$\dot{E}_{\text{tot,pv}} = \frac{\dot{E}_{\text{tot}}}{V_N}, W/m^3. \quad (27)$$

3. Обща входяща ексергия за единица площ:

$$\dot{E}_{\text{tot,pa}} = \frac{\dot{E}_{\text{tot}}}{A_N}, W/m^2. \quad (28)$$

4. Обща входяща ексергия за единица обем:

$$\dot{E}x_{tot,pv} = \frac{\dot{E}x_{tot}}{V_N}, W/m^3. \quad (29)$$

5. Обща енергийна ефективност на системата:

$$\eta_{sys} = \frac{\dot{E}x_{build}}{\dot{E}x_{tot}}. \quad (30)$$

6. Обща ексергийна ефективност на системата:

$$\psi_{sys} = \frac{\dot{E}x_{build}}{\dot{E}x_{tot}}. \quad (31)$$

7. Деструкция на ексергия на системата:

$$\dot{E}x_{dest} = (1 - \psi_{sys}) \dot{E}x_{tot}, W. \quad (32)$$

8. Коефициент на възобновяема енергия:

$$R_{R,en} = \frac{\dot{E}x_{renew}}{\dot{E}x_{tot}}. \quad (33)$$

9. Коефициент на възобновяема ексергия:

$$R_R = \frac{\dot{E}x_{renew}}{\dot{E}x_{tot}}. \quad (34)$$

В настоящата разработка, изложената по-горе методика е тествана, като е направен анализ на част от сградата и инсталациите за ОВК в нея на ДКС – Варна. Разгледана е Зала Младост А.

Пресмятанията са направени с помощта на Pre-Design Tool към Annex 49.

В модела са заложили следните изходни данни.

Таблица 1

Изходни данни

Обект: ДКС Варна; зала Младост А		
1		1. Данни за проекта; гранични условия
2	Отопляем обем [m ³]	V = 7128
3	Отопляема площ [m ²]	A _{nt} = 648
4	Температура на отопляваното пространство [°C]	θ _i = 20
5	Температура на външния въздух [°C]	θ _e = 3 = θ _{ref} Референтна температура

В Табл. 2 са представени някои от по-важните резултати от пресмятанията, извършени с помощта на програмния продукт Pre-Design Tool.

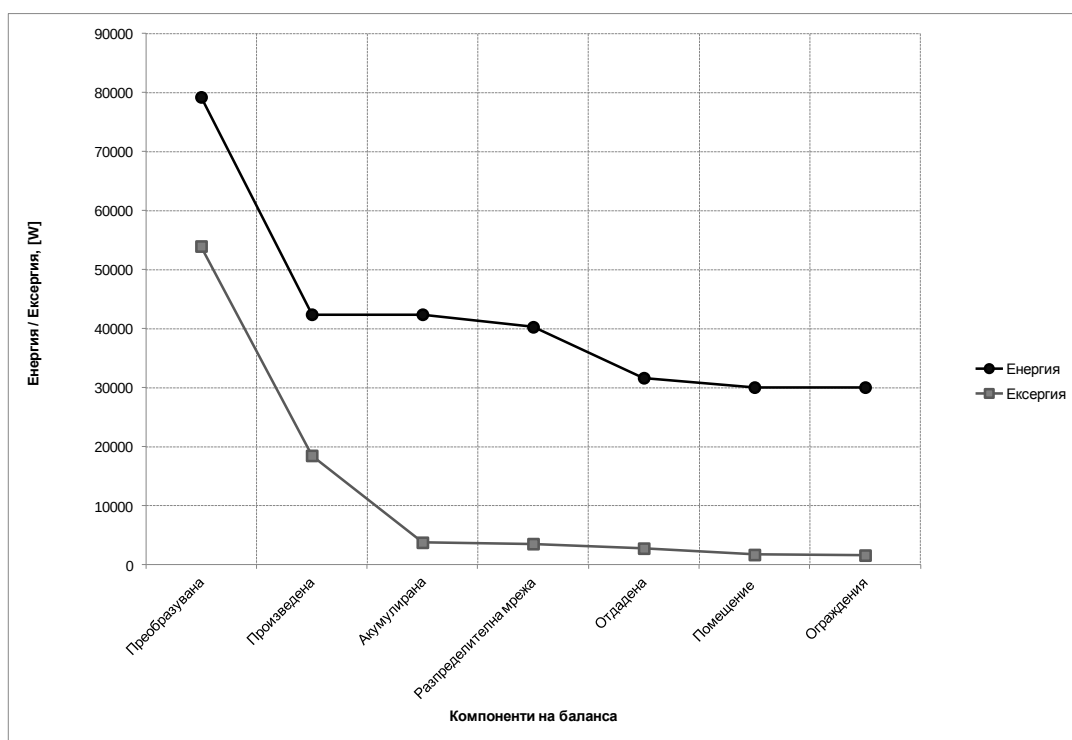
Таблица 2

Резултати от енергийни / ексергийни пресмятания

№	Резултати	Общо	на кв.м.	на куб.м.
1	Подавана енергия в сградата (от фосилни горива от ВЕИ+печалби от слънцето и вътр.източници + спомагателно захранване)	63860.97 W	98.55 W/m ²	8.96 W/m ³
2	Пълна подавана енергия в сградата (подавана енергия в сградата + вентилация + осветление + БГВ)	79253.88 W	122.31 W/m ²	11.12 W/m ³
3	Подавана ексергия в сградата (от фосилни горива от ВЕИ+печалби от слънцето и вътр.източ.+спомагателно захранване)	28895.72 W	44.59 W/m ²	4.05 W/m ³
4	Пълна подавана ексергия в сградата (подавана енергия в сградата + вентилация + осветление + БГВ)	43454.18 W	67.06 W/m ²	6.10 W/m ³

№	Резултати	Общо	на кв.м.	на куб.м.
5	Потребна енергия от огражденията(потребна топлина + печалби от слънцето и втр. източници)	47427.00 W	73.19 W/m ²	6.65 W/m ³
6	Пълна ексергийна ефективност на системата (Потребна ексергия за помещението+БГВ / пълна подавана ексергия), $\Psi_{o,prim}$	4.31%		
7	Фактор за гъвкавост на ексергията (ексергийно натоварване на въздуха в помещението / ексергийното натоварване на топлоотдаването)	61.91%		
8	Пълна енергийна ефективност на системата (Потребна енергия за помещението+БГВ / пълна подавана енергия), η_{prim}	39,78%		
9	Коефициент на възобновяема енергия в сградата	52,11%		
10	Коефициент на възобновяема ексергия в сградата	28,8%		

На Фиг. 1 са предствени енергийните/ексергийните потоци през отделните групи компоненти на системата.



Фиг. 1 Резултати от термодинамичния анализ на сградата и системите за ОВК на ДКС-Варна

Анализ на получените резултати.

Характерна особеност на разглежданите системи са ниските температури на работните тела както в системите, така и на въздуха в помещението (близки до тези на околната среда). Поради тази причина коефициентът, който се използва за пресмятане на ексергията на даденото количество енергия, има много ниски стойности. Това е коефициентът, който отчита качеството на дадената енергия. Резултатите, изложени в Табл. 1 и на Фиг. 1 потвърждават тази тенденция.

Заклучение

Необходимостта от увеличаване на ефективността на използване на енергията в сградите в световен мащаб непрекъснато се увеличава. Тя се засилва и от факта, че възможностите за спестяване в областта на сградите и системите за осъществяване на микроклимата в тях непрекъснато се обогатяват. Повечето от разглежданите енергийни приложения, като например, затоплянето на помещенията до около 20 ° C са по своята същност ниско ексергийни. Става все по-ясно, че енергийната концепция не е достатъчна, за да се получи пълно разбиране за всички процеси на използване на енергия в сградите. От тази гледна точка ексергийната концепция може да запълни тази празнина и да помогне за по-добро разбиране на енергийните потоци. Енергията се проявява не само чрез своето количество, но и чрез своето качество.

Всички подобрения и иновации на енергийните системи в сградите трябва да бъдат измерени с най-ефективното и възможно най-добро използване на качеството на енергията. При анализа на енергийната ефективност на сградите и системите за осигуряване на микроклимата в тях е необходимо да се обърне внимание на ефективното използване на висококачествена енергия и да се пести не само енергия, но и ексергия.

Изследванията, направени в настоящата публикация, са прелюдия към последващ термоикономически анализ и оптимизация на топлотехнически системи, състоящи се от сграда и системите за ОВК и БГВ в тях. Обектът, върху който е тествана разработената методика е много благодатен, тъй като разрешава да се разработят всички концепции на ниско ексергийната сграда, включително и тази, според която количеството необходима ексергия да се осигурява в голяма степен от ВЕИ.

Литература

1. Annex 49 (2006). Energy Conservation in Buildings and Community Systems – Low Exergy Systems for High Performance Buildings and Communities, homepage: <http://www.annex49.com/>
2. D. Schmidt, H.-M. Henning and D. Müller, Heating and Cooling with Advanced Low Exergy Systems, www.aivc.org
3. ECBCS, “Energy Conservation in Buildings and Community Service Program”. International Energy Agency. Homepage: <http://www.ecbcs.org>. 2010.
4. Hepbasli Arif, Low exergy (LowEx) heating and cooling system for sustainable building, Renewable and Sustainable Energy Reviews 16 (2012) 73 – 104.
5. Laure ITARD Dr., Analysis of the exergy-consumption of four types of buildings, The 2005 World Sustainable Building Conference, Tokyo, 27-29 September 2005 (SB05Tokyo) .
6. Saidur R, Masjuki HH, Jamaluddin MY. An application of energy and exergy Analysis in residential sector of Malaysia. EnergyPolicy, 2007, 35,1050–63.
7. Наредба 15 (за технически правила и нормативи за проектиране, изграждане и експлоатация на обектите и съоръженията за производство, пренос и разпределение на топлинна енергия).
8. Наредба 7 (за енергийна ефективност на сгради).

доц. д-р Даниела Чакърова, ТУ–Варна, катедра „Топлотехника“, тел. 052 383 445, e-mail: chakyrova_d@abv.bg;

ас. инж. Денка Кънчева, ТУ–Варна, катедра „Топлотехника“, e-mail: denka_kan4eva@abv.bg;

ас. инж. Надежда Досева, ТУ – Варна, катедра „Топлотехника“, тел. 052 383 445 e-mail: nadehzda.doseva@abv.bg

Оптимална дебелина на изолацията на външни ограждащи елементи на жилищна сграда за условия на България

Надежда Досева, Даниела Чакърова

В настоящата статия е направена технико-икономическа оптимизация за определяне на дебелина на изолацията за външните ограждения на жилищни сгради за условията на България. Като параметри на оптимизационната задача са заложили денградусите, коефициентът на топлопреминаване на огражденията, стойността на инвестиционни разходи, енергийните разходи през периода на експлоатация и други. Анализът на резултатите постави задачите за бъдещи изследвания.

Ключови думи: дебелина на изолацията, енергийна ефективност на сгради, оптимизация

Optimizing thermal insulation thickness of the residential buildings external walls for Bulgarian's climate and market conditions

Nadezhda Doseva, Daniela Chakyrova

In this paper, a thermoeconomics optimization is conducted in order to estimate the optimum thickness of thermal insulation material used in residential building walls for different climate and market conditions of Bulgaria. Heating and cooling degree days, U-value of the wall and economic parameters (investment and energy cost, inflation rate and etc.) are considered as factors of optimization procedure. The investigation of these parameters that affected of optimal insulation thickness enables to put the aims of the further researches.

Keywords: energy efficiency of buildings, optimization, thermal insulation thickness

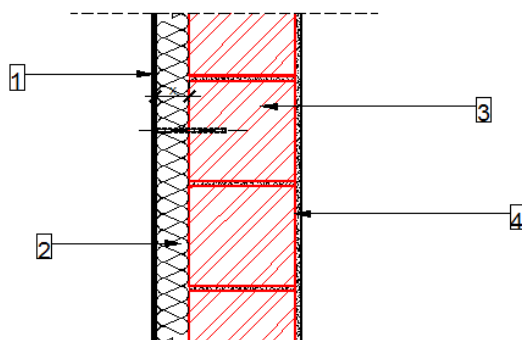
Въведение

Според изследване на Европейския съюз, сградният фонд на Съюза консумира около 40% от общата първична енергия и произвежда 40% от общите емисии на CO₂. Подобни са резултатите от изследванията, направени в други страни в света извън Европейския съюз. Тези резултати налагат заключението, че въпросът с намаляване на енергията, необходима за осигуряване на условията на комфорта в сградите, придобива изключителна важност. Като се има предвид, също така, че поставянето на изолация върху външните ограждения на сградите не е еднозначен въпрос. Той има както топлотехнически, така и икономически аспекти. Дори чисто топлотехническите аспекти, също не са еднозначни. Търсенето на оптимална дебелина на изолацията, която да осигурява минимални разходи на енергия за поддържане на условията на комфорта през цялата година е тема, която занимава научната общност през последните години. Авторите на [1], [4], [5] представя подобни изследвания за регионите на Турция, Босна и Херцеговина, Иран, Израел, Канада и други.

Задачата, която си поставят авторите в настоящата статия е да се направи приблизителен модел, с помощта на който да се оцени приноса на избраните характерни параметри върху дебелината на изолацията на ограждащите елементи. Резултатите от изследването ще бъдат използвани за разработването на един по-сложен модел, който да се доближава в по-голяма степен до реалните условия в сгради.

Математически модел

Анализираната конструкция на ограждащите елементи на сградата (външни стени) е представена на Фиг. 1.



Фиг. 1 Конструкция на анализираната външна стена

1 – външен вароциментов пясъчен разтвор ($\delta_1 = 0.02\text{m}$, $\lambda_1 = 0.87\text{ W/(mK)}$); 2 – изолация ($\delta_2 = x\text{ m}$, $\lambda_2 = 0.036\text{ W/(mK)}$); 3 – зидария от решетъчни тухли на варо-пясъчен разтвор ($\delta_3 = 0.25\text{m}$, $\lambda_3 = 0.52\text{ W/(mK)}$); 4 – вътрешна варо-пясъчна мазилка ($\delta_4 = 0.02\text{m}$, $\lambda_4 = 0.7\text{ W/(mK)}$)

В настоящия модел, плътността на топлинния поток през разглежданата част от сградната обвивка е представен като функция на денградуси и коефициент на топлопреминаване на разглеждания ограждащ елемент. Това означава, че потребната енергия за отопление и охлаждане на жилищната сграда ще е пропорционална на температурата на външния въздух и базовата температура на вътрешния въздух. През летен режим на експлоатация, обаче, в случая на плътни ограждащи елементи, каквито са външните стени на сградата, трябва да се вземе под внимание и слънчевата лъчиста енергия, погълната от външната повърхност на елемента. Поради тази причина, при определяне на охладителните денградуси, CDD , вместо температурата на външния въздух е използвана резултантната температура по външната повърхност на стената вследствие на конвективния и лъчист топлообмен с околната среда. Следователно, отоплителните, HDD , и охладителни, CDD , денградуси са определяни както следва:

$$CDD = 86400 \cdot \sum_{j=1}^{\tau_c} (\theta_{air-sol} - \theta_{int})_j, \text{ K} \cdot \text{s} \quad (1)$$

$$HDD = 86400 \cdot \sum_{j=1}^{\tau_H} (\theta_e - \theta_{int})_j, \text{ K} \cdot \text{s} \quad (2)$$

където τ_H и τ_c са общия брой отоплителни и охладителни дни, съответно; θ_{int} е базовата температура на вътрешния въздух, а 86400 са секундите в едно денонощие. Прието е в зимен режим на експлоатация на сградата $\theta_{int} = 20^\circ\text{C}$, а в летен режим - $\theta_{int} = 26^\circ\text{C}$. Температурата на външния въздух, θ_e , е определяна съгласно [10] за района на югозападна България (климатична зона №9), като са разгледани различни характерни за района на строителство стойности за θ_e , с оглед симулация и на останалите климатични зони от страната.

Участващата в уравнение (1) температура, $\theta_{air-sol}$, е резултантната температура по външната повърхност на стената вследствие на конвективния и лъчист топлообмен с околната среда. Определяна е по следния начин [3]:

$$\theta_{air-sol} = \theta_e + \frac{A \cdot I_0}{\alpha} - \frac{\varepsilon \cdot \sigma \cdot (\theta_e^4 - \theta_{sky}^4)}{\alpha}, \text{ } ^\circ\text{C}, \quad (3)$$

където: A е поглъщателната способност на външната повърхнина на стената; $A=0.4$ - за светло оцветяване, съгласно [3]; I_0 - сумарна слънчева радиация, попадаща върху вертикална повърхнина с южна ориентация – съгласно [10]; ε е степента на чернота на външната повърхнина на стената; α е комбинирания коефициент на топлопредаване, определен съгласно [9]; $\theta_{sky}=10^\circ\text{C}$ е , съгласно [10].

Необходимата енергия за отопление на дадена сграда E_H , приемайки, че жилищната сграда се отоплява непрекъснато през отоплителния сезон, може да се представи като [3, 4]:

$$E_H = \frac{U \cdot HDD}{\eta_s}, J/m^2, \quad (4)$$

където η_s е коефициента на полезно действие на топлоизточника. Прието е, че в зимен режим на експлоатация на сградата източникът на топлина е котел, изгарящ газообразно гориво с долна топлотворна способност $LHV=33500 \text{ kJ/m}^3$ и $\eta_s=0.92$ (съгласно [8]). Коефициентът на топлопреминаване на външната стена U , е определен съгласно израза [9]:

$$U = \frac{1}{R_{t,w} + x/\lambda_2}, W/(m^2K), \quad (5)$$

където $R_{t,w}$ е съпротивлението на топлопреминаване на външната стена без изолация.

Годишната консумация на енергия за охлаждане на дадената жилищна сграда може да бъде представена като:

$$E_C = \frac{U \cdot CDD}{EER}, J/m^2, \quad (6)$$

където EER е коефициента на трансформация на термопомпния агрегат, поддържащ зададената температура на въздуха в климатизираните зони от сградата.

Парични разходи за жизнения цикъл на сградата

Паричните разходи за жизнения цикъл на сградата са разглеждани като сума от първоначални инвестиционни разходи и разходите на енергия за отопление и охлаждане през периода на икономически живот на разглежданите външни ограждащи конструкции. Приема се, че за периода на икономическия живот няма да се наблюдават инвестиции за периодична подмяна на оценяваните сградни елементи.

Първоначалните инвестиционни разходи за топлоизолиране на външните стени на жилищната сграда е изразена като функция на дебелината на изолационния материал. Тази категория разходи е дефинирана чрез следното уравнение:

$$C_{из,TOT} = C_{из} \cdot x + C_{монтаж}, \text{ лв}/m^2. \quad (9)$$

Участващите в уравнение (9) величини са както следва: $C_{из}$ - разходи за закупуване на изолационния материал (в лв/ m^3); $C_{монтаж}$ - разходи за монтаж на изолацията (в лв/ m^2).

Годишните разходи за отопление и охлаждане на жилищната сграда са определяни по следния начин:

$$C_{H,TOT} = C_H \cdot PWF = \frac{HDD \cdot C_f \cdot PWF}{\eta_s \cdot LHV \cdot (R_{t,w} + x/\lambda_2)}; \quad (10)$$

$$C_{C,TOT} = C_C \cdot PWF = \frac{CDD \cdot C_{ел} \cdot PWF}{(R_{t,w} + x/\lambda_2) \cdot EER}, \quad (11)$$

където $C_f=0.789 \text{ лв}/m^3$ е действащата към 01.06.2017 г. цена за битови клиенти на природния газ съгласно тарифите на „Овъргаз“ АД; $C_{ел}=6.153 \cdot 10^{-8} \text{ лв}/J$ е цената за битови клиенти на „ЕнергоПро“ АД на електрическа енергия, а PWF е коефициентът на сегашната стойност на парите. PWF е разглеждан като функция на икономическия живот на

разглеждания сграден ограждащ елемент, n ($n = 25$ год. съгласно [8]), номиналният лихвен процент на банкови заеми, n_r , и нивото на инфлация, b - по официалните данни на БНБ и НСИ към 01.06.2017 г. Коефициентът на сегашната стойност на парите е определян както следва:

$$PWF = \frac{1 - (1 + I)^{-n}}{I}, \text{ при } b < n_r \text{ и } I = \frac{n_r - b}{1 + b}. \quad (12)$$

Функция на целта

Функцията на целта на оптимизационната процедура представлява функционална зависимост на общите годишни разходи за отопление и охлаждане на помещенията от сградата като функция на дебелината на изолацията, като оптималната дебелина на изолацията на външните стени е получена чрез минимизиране на тази функция:

$$C_{TOT} = C_{H,TOT} + C_{C,TOT} + C_{U3,TOT} \quad (13)$$

За определяне на екстремума на функцията, дефинирана чрез уравнение (13) по отношение на дебелината на изолацията, x , е определена първата производна на функцията спрямо дебелината на изолацията и е приравнена на нула. Определената втората производна на функцията на целта (уравнение (14)) служи за определяне на вида на екстремума:

$$\frac{\partial^2}{\partial x^2} f(x) = -2 \cdot \left[\frac{K_1}{\lambda_2 \cdot (R_{t,w} + x/\lambda_2)^2} - C_{U3} + \frac{K_2}{\lambda_2 \cdot (R_{t,w} + x/\lambda_2)^2} \right] \cdot \left[C_{U3,TOT} + \frac{K_2}{(R_{t,w} + x/\lambda_2)} + \frac{K_1}{(R_{t,w} + x/\lambda_2)} \right], \quad (14)$$

където K_1 и K_2 са коефициенти, дефинирани чрез изразите по-долу:

$$K_1 = \frac{CDD \cdot C_{el} \cdot PWF}{EER}; \quad K_2 = \frac{432 \cdot HDD \cdot C_f \cdot PWF}{5 \cdot \eta_s \cdot LHV}. \quad (15)$$

След заместване на пресметнатата стойност на изолацията в екстремалната точка, в уравнение (14) стигаме до заключението, че екстремума е минимум, докато оптималната дебелина на изолацията е изчислена посредством уравнението:

$$x_{opt} = \left[\frac{(K_1 + K_2) \cdot \lambda_2}{C_{U3}} \right]^{1/2} - R_{t,w} \cdot \lambda_2. \quad (16)$$

Резултати и дискусия

В настоящата публикация, влиянието на характерни променливи на модела върху оптималната дебелина на изолационния материал е изследвано чрез провеждане на различни моделни симулации. Проведените девет симулации и диапазона на изменение на характерните за оптимизационна процедура променливи са представени в Табл. 1, като само при различните симулации само един от тях е изменяем, а останалите са с постоянни стойности така, както е представено в цитираната таблица. Подобна процедура е наложена от факта, че оптималната дебелина на изолацията не е абсолютна стойност във времето и зависи от фактори, които имат динамичен във времето характер.

На графиката на Фиг. 2 са представени целевата функция (сумарни годишни разходи като функция на дебелината на изолацията) и двете компоненти на целевата функция (капиталови разходи и енергийни разходи в процеса на експлоатация също като функция на изолацията). На графиката се вижда минимума на целевата функция, който при разглежданите независими променливи е 0.108 m.

От Фиг. 3 става ясно, че оптималната дебелина на изолацията и срокът на откупуване, PB , слабо се влияят от коефициента на трансформация, EER . Оптималната дебелина на изолацията намалява с увеличаване на EER , докато срокът на откупуване бележи плавно повишение.

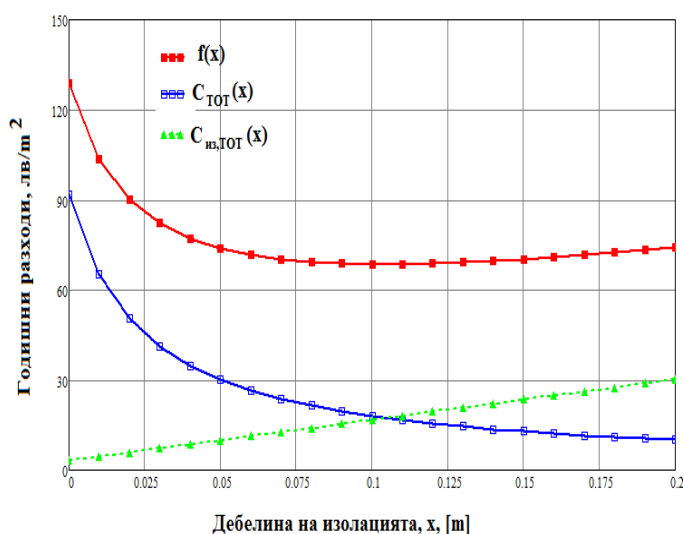
Таблица 1

Варианти на моделните симулации и диапазон на изменение на променливите

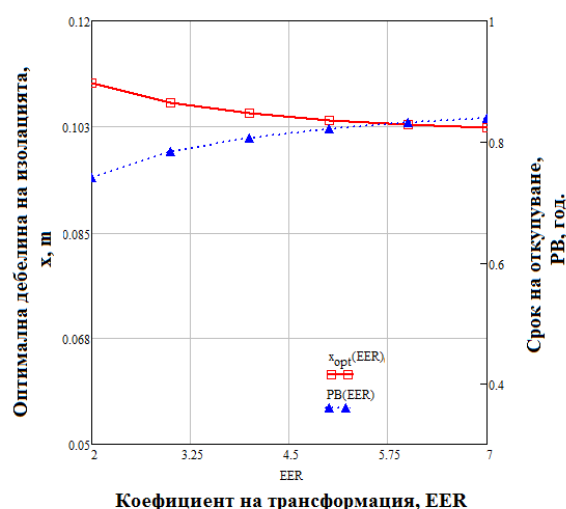
№	HDD	CDD	PWF	$C_{\text{изол}}$ лв/м ³	$C_{\text{гориво}}$ лв/kWh	$C_{\text{ел}}$ лв/kWh	$R_{t,w}$ m ² K/W	λ , W/(mK)	EER
1	2258 - 2939	349.184	10.833	135.6	0.789	0.221508	0.688	0.036	2.5
2	2258.1	297-349	10.833	135.6	0.789	0.221508	0.688	0.036	2.5
3	2258.1	349.184	11 - 25	135.6	0.789	0.221508	0.688	0.036	2.5
4	2258.1	349.184	10.833	80 - 220	0.789	0.221508	0.688	0.036	2.5
5	2258.1	349.184	10.833	135.6	0.2 – 1.2	0.221508	0.688	0.036	2.5
6	2258.1	349.184	10.833	135.6	0.789	0.2 – 0.8	0.688	0.036	2.5
7	2258.1	349.184	10.833	135.6	0.789	0.221508	0.2 – 1.1	0.036	2.5
8	2258.1	349.184	10.833	135.6	0.789	0.221508	0.688	0.03 -0.042	2.5
9	2258.1	349.184	10.833	135.6	0.789	0.221508	0.688	0.036	2.0 -7

На Фиг. 4, 5, 6 и 7 са представени графичните зависимости на оптималната дебелина на изолацията от различни параметри на системата. Зависимостта на оптималната дебелина изолацията като функция на отоплителните денградуси (с различно термично съпротивление) е представена на Фиг. 4. От фигурата се вижда, че оптималната дебелина на изолацията се увеличава с нарастване на денградусите и с намаляване на термичното съпротивление.

На Фиг. 5 и 6 е представена зависимостта на оптималната дебелина на изолацията от икономическите параметри на системата. Зависимостта от коефициента на сегашната стойност на парите е представена на Фиг. 4. Става ясно, че оптималната дебелина на изолацията расте с нарастване на коефициента на сегашната стойност на парите и с намаляване на капиталовите разходи за закупуване на изолацията. Следователно, ако в даден бъдещ период от време се наблюдава трайна тенденция на нарастващо ниво на инфлацията, то и дебелината на изолационния материал, при която се наблюдава технико-икономически оптимум също ще расте. От Фиг. 4 и 5 и представените на тях зависимости се стига до заключението, че параметрите, които оказват значително влияние върху стойностите за x_{opt} са закупната цена на изолационния материал, както и цената на горивото.

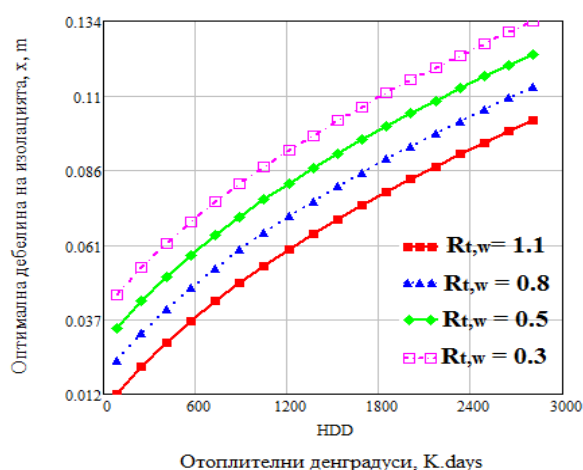


Фиг. 2 Целева функция

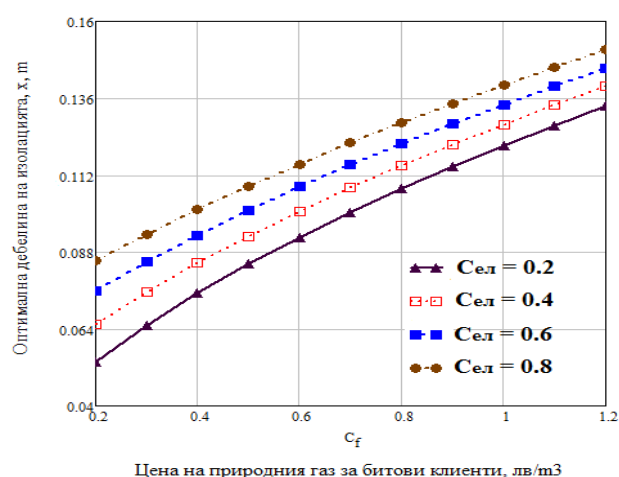


Фиг. 3 Оптимална дебелина на изолацията като функция на PB и EER

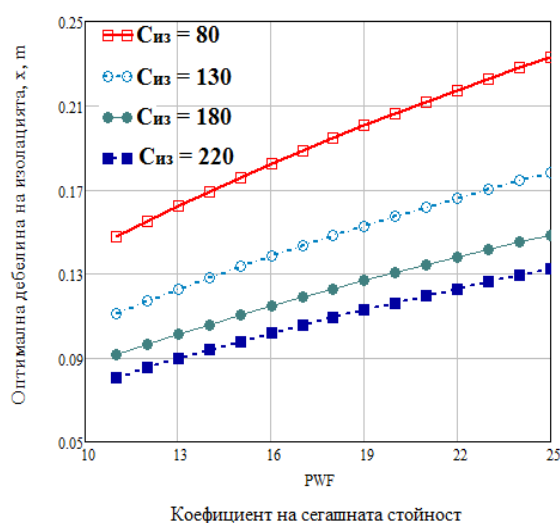
На Фиг. 7 са представени зависимостите на оптималната дебелина на изолацията и на срока на откупуване от отоплителните ден градуси и за два вида изолационни материали. На графиката се вижда, че с увеличаване на денградусите оптималната дебелина на изолацията расте, като за минералната вата е по-голяма от тази за полистерола. С увеличаване на денградусите срокът на откупуване намалява, като за минералната вата стойностите са по-големи от тези за полистерола.



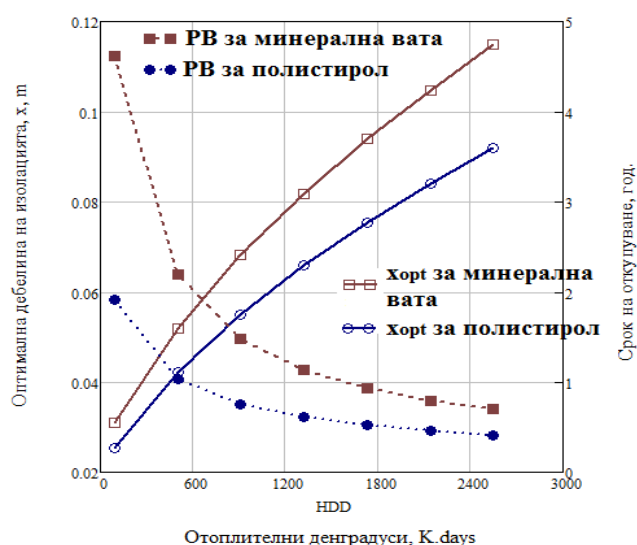
Фиг. 4 Отимална дебелина на изолацията като функция на HDD и $R_{t,w}$ [$\text{m}^2\text{K/W}$]



Фиг. 5 Отимална дебелина на изолацията като функция на C_f и C_{el} [лв/ kWh]



Фиг. 6 Отимална дебелина на изолацията като функция на PWF и $C_{из}$ [лв/м³]



Фиг. 7 Отимална дебелина на различни изолационни материали като функция на срока на откупуване PB

Заклучение

В настоящата статия е определена оптималната дебелина на изолацията, чиято стойност минимизира общите парични разходи, дефинирани чрез уравнение (13). Важно е да се отбележи, че с получената оптимална дебелина на изолационния материал, $x_{opt} = 0.108\text{m}$, се постигат изискванията на [10] за коефициента на топлопреминаване на стени, граничещи с външен въздух. Освен това, анализът на резултатите показва, че оптималната дебелина на изолацията до голяма степен се влияе от икономическите

параметри на задачата ($C_{из}$ и C_f) и в по-малка степен от цената на електрическата енергия, термичното съпротивление на стената и коефициента на трансформация на термопомпния агрегат.

Разработеният модел за термоикономическа оптимизация е опростен максимално с цел да се отразят основните тенденции и оценят възможностите за неговото прецизиране. Известно е, че отношението на площта на ограждащите елементи към обема на кондиционираното пространство оказва влияние върху разхода на енергия за неговото климатизиране, като най-добри са отношения по-малки от 0.7. В разработения модел това влияние не е отчетено.

Когато моделът за технико-икономическа оптимизация е разработен на база потребена енергия на годишна база от дадения тип сграда, резултатите биха били по-прецизни, по-пълни и с по-голяма възможност за отчитане на по-голям брой от независимите параметри, които реално оказват влияние върху оптималната дебелина на изолацията.

Литература

1. Adnan Civic, Branko Vucijak, Multi-Criteria Optimization of Insulation Options for Warmth of Buildings to Increase Energy Efficiency, *Procedia Engineering*, 69, pp.911 – 920. Elsevier, 2014.
2. Afif Hasan, Optimizing insulation thickness for buildings using life cycle cost, *J. Applied Energy* 63, pp.115-124, Elsevier, 1999.
3. Cengel, Y. Heat Transfer: A Practical Approach, 2nd ed, New York, McGraw-Hill, 2004.
4. Derya B. Ozkan, Cenk Onan, Optimization of insulation thickness for different glazing areas in buildings for various climatic regions in Turkey, *J. Applied Energy*, 88, pp. 1331–1342, Elsevier, 2011.
5. Haris Lulic, Adnan Civic, Mugdim Pasic, Alma Omerspahic, Ejub Dzaferovic, Optimization of Thermal Insulation and Regression Analysis of Fuel Consumption, *Procedia Engineering*, 69, pp. 902 – 910, Elsevier, 2014.
6. Marie-Claude Hamelin and Radu Zmeureanu, Multi-objective life cycle optimization of a single-family house envelope, *Proceedings of eSim 2012: The Canadian Conference on Building Simulation*.
7. Milorad Bojic, Alexandre Patou-Parvedy, Harry Boyer, Optimization of thermal comfort in building through envelope design.
8. Агенция за устойчиво енергийно развитие, Наръчник по управление на енергийната ефективност в предприятията, ISBN 978-954-92129-4-5
9. Български институт за стандартизация, БДС EN ISO 6946:2008 Строителни елементи и елементи на сгради. Топлинно съпротивление и коефициент на топлопреминаване. Метод за изчисление (ISO 6946:2007), 2014.
10. МРРБ, Наредба №7 от 15.12.2004 за енергийна ефективност на сгради, Държавен вестник бр. 90 от 2015 г.

доц. д-р инж. Даниела Чакърова, ТУ–Варна, катедра „Топлотехника“, тел. 052 383 445, e-mail: chakyrova_d@abv.bg

ас. инж. Надежда Досева, ТУ–Варна, катедра „Топлотехника“, тел. 052 383 445, e-mail: nadehzda.doseva@abv.bg.

Видове технологични схеми за реализация на пиролиза на отпадни полимери. Оптимизирана технологична схема

Андрей Андреев

В настоящата статия са представени технологични схеми на пиролизен процес. Схемите са организирани по начин позволяващ използване на отпадна топлина и минимални експлоатационни разходи. Схемите са генерирани на база експериментални резултати от проведени експерименти с отпадна гума. Представена е схема на пиролизен реактор с индукционно загряване.

Ключови думи: технологични схеми на пиролиза, реактор с индукционно загряване

Types of piping and instrumentation diagram for pyrolysis of waste polymers. Optimized piping and instrumentation diagram

Andrey Andreev

This article presents different types of piping and Instrumentation Diagram of pyrolysis process. P&ID are organized in a way that allows use of waste heat and minimal running costs. The P&ID were generated on the basis of experimental results from the experiments with waste tires. Also shown P&ID of pyrolysis reactor with induction heating.

Keywords: P&ID of pyrolysis, reactor with induction heating

Въведение

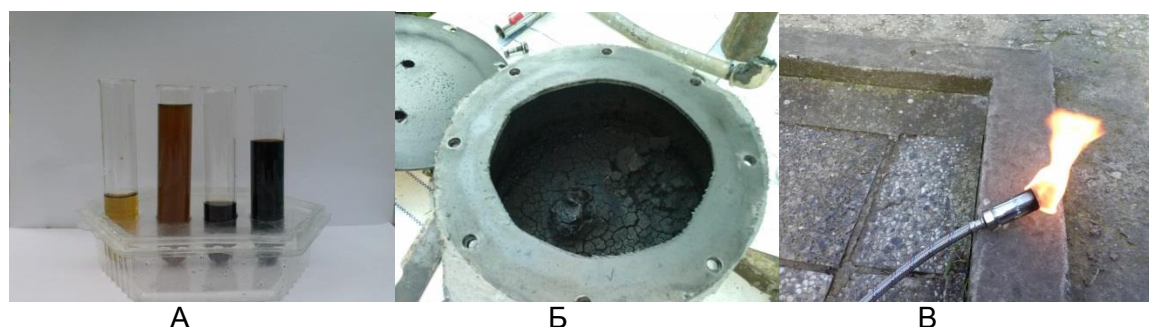
Процесът пиролиза намира приложение при третирането на твърди органични отпадъци, като отпадни гуми, пластмаси, биомаса, животински отпадъци и твърди остатъци от пречиствателни станции. Чрез загряване в безкислородна среда те се разлагат и се получават твърди, течни и газообразни продукти, които имат приложение като горива или суровини за химическата промишленост [1, 3, 4].

Инсталациите, в които се провежда процесът са различни и всички имат някакви предимства и недостатъци. В условията на конкуренция и динамичен пазар на горива с не винаги ясни правила на ценообразуване, се налага да се търсят начини за намаляване на експлоатационните разходи на промишлените уредби и да се сведат до минимум загубите.

Газообразните горива лесно могат да бъдат разпределени за битови и промишлени нужди. Могат да се използват в устройства за получаване на електроенергия, като двигатели, газови турбини или за химичен синтез на течни горива и химикали [4].

Получените течности могат да се използват директно или след допълнителна преработка като гориво в котли или двигатели с вътрешно горене. Също могат да се разделят на фракции и да намерят приложение като суровини в химическата промишленост [3].

В тази статия, след проведени експерименти, е разгледана най-масово разпространената принципна схема на процеса пиролиза и как може да се намалят разходите и да се повиши ефективността на процеса. На Фиг.1 са показани експериментално получените продукти чрез пиролиза на отпадни гуми- основни фракции на пиролизно масло (Фиг.1А), въглероден остатък (Фиг.1Б) и изгаряне на пиролизен газ (Фиг.1В) [9].



Фиг. 1 Експериментално получени продукти, чрез пиролиза на отпадни гуми

Технологични схеми на инсталации за пиролиза

Принципната схема на процеса пиролиза, която има най-широко разпространение е представена на Фиг. 2 [1,3].

Основният елемент в технологичната схема на процеса пиролиза е пиролизния реактор 2. В него се подава суровината, която се загрява (300-600°C), чрез изгаряне на газ и се получават продуктите на процеса. Останалите апарати имат спомагателни функции и осигуряват разделянето на продуктите.

Получената парогазова смес напуска реактора от горната част, преминава през циклон, в който се отделят унесени механични примеси (ако има такива) и преминава през топлообменник, в който се охлажда. В топлообменника-4, се получава кондензация на парите и в следващият апарат (сепаратор-5) се разделят кондензираните пари и пиролизния газ. Кондензираните пари са течният продукт от процеса (пиролизно масло), който се събира в резервоар-6.

За получения пиролизен газ има две възможности. Едната е да се използва като суровина за друг процес или да бъде върнат в пиролизния реактор, където се изгаря.

За реализиране на първата възможност се изисква допълнително оборудване и начин за транспорт до промишлени инсталации, където пиролизният газ е суровина [1, 3, 4].

Реализирането на втората възможност е значително по-лесна и води до намаляване на разходите за загряване на суровината. Според резултатите от проведените експерименти намаляването на необходимия за загряването на суровината газ е около 8%.

Предимствата на тази схема за пиролиза на отпадни полимери е нейната простота и лесен начин за обслужване и поддръжка. Недостатъците са свързани с получаването на големи количества отпадна топлина, която не се използва и невъзможността да се получат допълнителни продукти от разделянето на пиролизното масло на фракции (Фиг.1А).

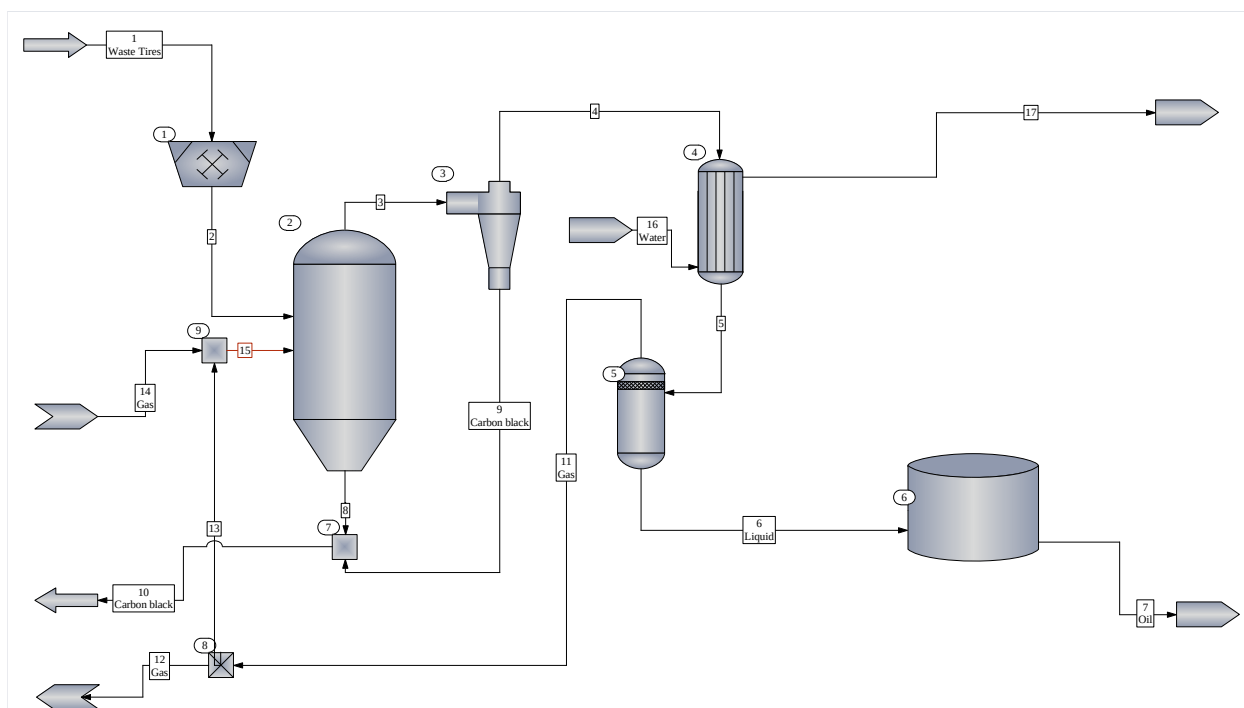
На Фиг. 3 е разгледана технологична схема на пиролизна инсталация, където има добавени апарати за допълнително разделяне на полученото пиролизно масло и използването на отпадната топлина от процеса.

От проведените експерименти с разделянето на фракции на пиролизно масло, резултатите са представени в Табл. 1. Вижда се, че по температурите на кипене получените фракции отговарят на тези получени при атмосферна дестилация на нефта. Това е предпоставка да се търси начин за разделянето на пиролизното масло още с получаването му и да се намалят енергийните загуби [2,7,8].

Таблица 1

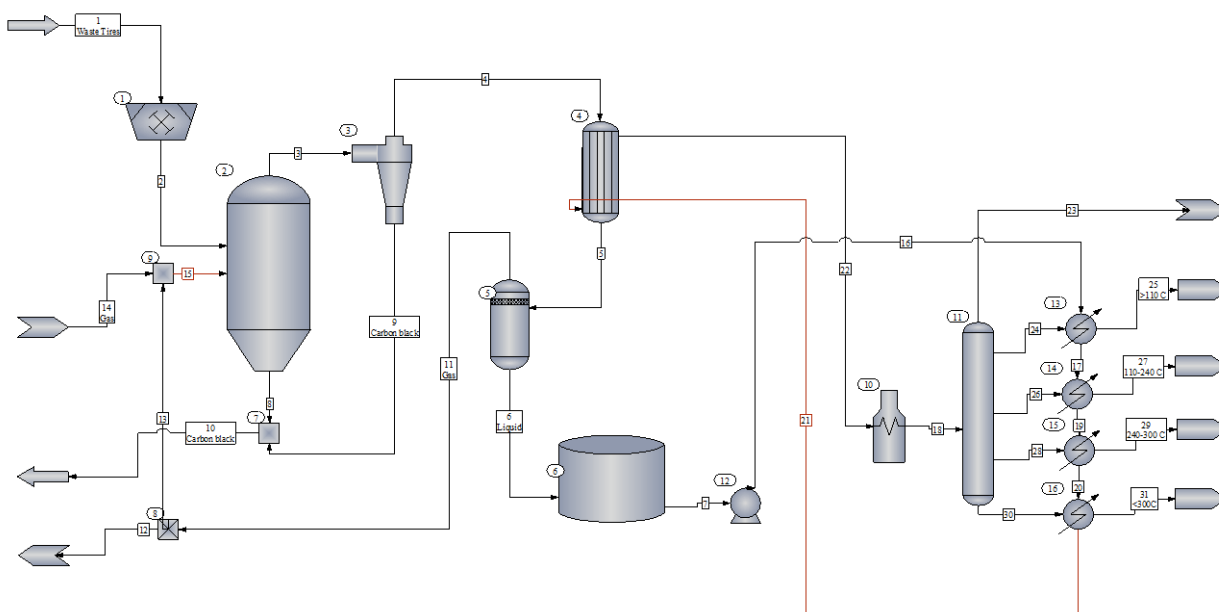
Фракции, получени от разделянето на пиролизно масло

Пиролизно масло при 300°C		Пиролизно масло при 400°C		Пиролизно масло при 500°C	
Фракция	Плътност, kg/l	Фракция	Плътност, kg/l	Фракция	Плътност, kg/l
1	2	3	4	5	6
< 160°C	0,85	< 135°C	0,87	< 110°C	0,77
160-230°C	0,91	135-270°C	0,90	110-240°C	0,87
230-270°C	1	270-340°C	1	240-300°C	1
270°C <	1<	340°C <	1,14	300°C <	1,11



Фиг. 2 Принципна схема на процес пиролиза

Тази схема позволява използването на отпадна топлина. За да протече процесът пиролиза и да се получат трите продукта е необходимо да се внесе в системата топлина и в същото време да се изнесе. Това тук е решено като се използва потокът на течния продукт. След получаването му и събирането му в резервоар-6, той се използва за охлаждане на получените фракции от дестилацията в колона-12. Движението на течността е организирано последователно през топлообменници 13, 14, 15 и 16, което води до постепенното ѝ загряване. След усвояване на отпадната топлина от дестилационната колона, течността се използва и за усвояване на топлината от процеса пиролиза в топлообменник-4. По този начин се усвоява отпадната топлина от цялата инсталация и за поддържането на температурния профил на дестилационната колона в пещ-10 течността само се доподгръва.



Фиг. 3 Технологична схема на пиролизен процес с дестилация на пиролизно масло

Предимството на тази схема е, че се използва отпадната топлина за получаването на допълнителни продукти, които имат широко приложение като горива и суровини. Тези продукти сами по себе си носят добавена стойност и намаляват разходите за получаването им в сравнение с традиционните технологични схеми за пиролиза на отпадни полимери.

Недостатък на схемата е допълнителното оборудване, което трябва да се експлоатира и поддържа. За нормалната работа на оборудването е необходимо наличието на персонал от квалифицирани специалисти в сравнение със схемата разгледана на Фиг. 2.

Като необходимост за тази схема се изисква система за автоматично управление, чрез която да се поддържат стационарни условия. Така реализиран процесът е добре балансиран. За постигане на минимални производствени разходи е необходим режим на непрекъсната работа.

Реализирането на процеса в промишлени условия по този начин е подходящ за големи производствени мощности, където пиролизата е част от цялото производство и продуктите от процеса се използват в други процеси като суровини.

Оптимизирана технологична схема на пиролиза с индукционно загряване

Проведени са експерименти, при които загряването на суровината се извършва индукционно и не се изгаря газ. Тези експерименти показаха много добри резултати относно изразходваната енергия за процеса в сравнение с традиционното загряване. Това даде насоки за търсене на начин да се реализира пиролизен реактор, в който загряването да се извършва индукционно, като се използва електроенергия. Примерна технологична схема, при която в пиролизния реактор внасянето на топлина става чрез индукция е показана на Фиг. 4. На схемата е представено разположението на реактора и апаратите така, че да се постигнат минимални производствени разходи.

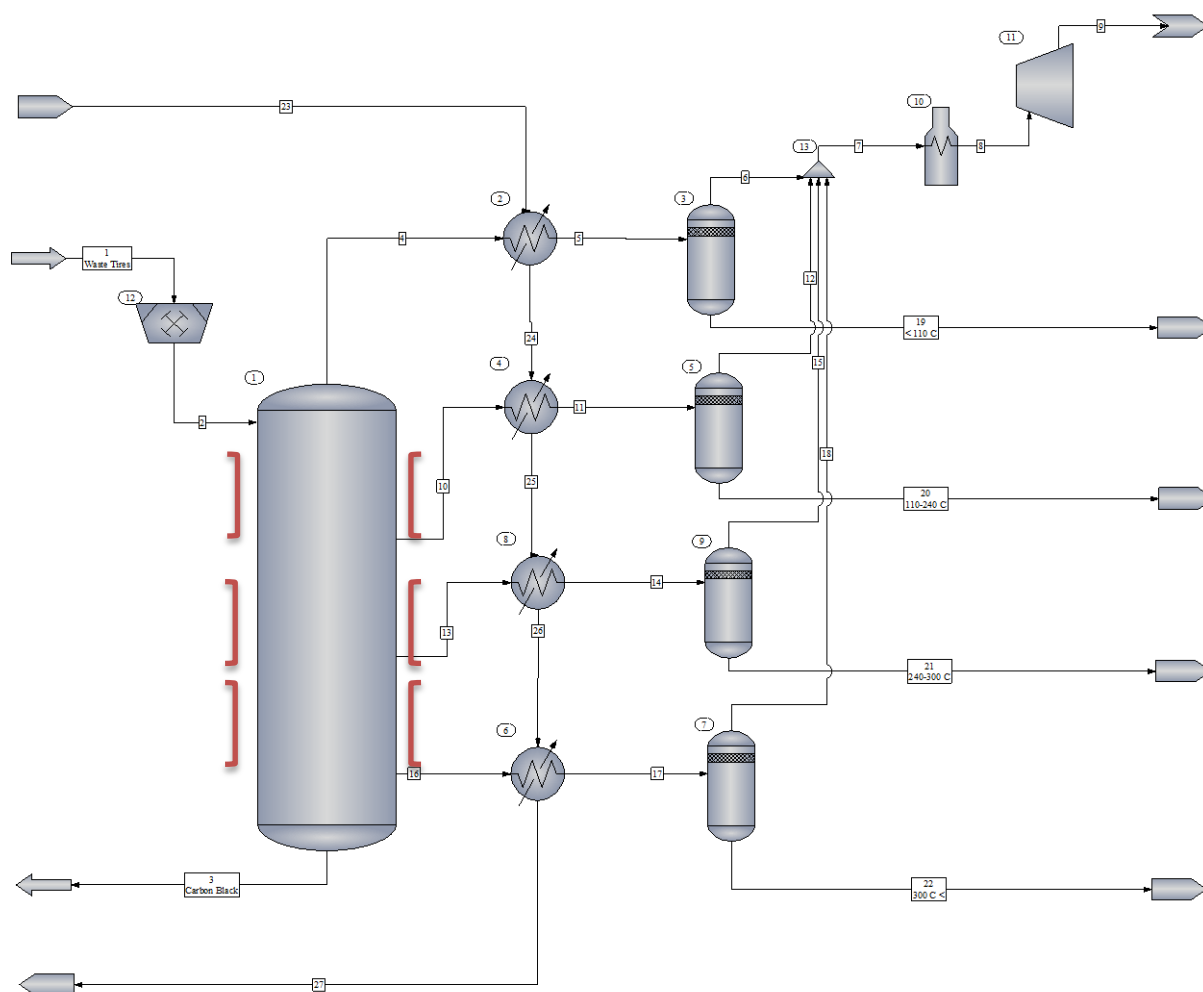
Пиролизният реактор-1 е колонен тип и по височина е разположен на секции индукционно загряване. По този начин може да се осигури поддържането на температурен профил по височина на колоната. Това е голямо предимство т.к. позволява поддържането на желана температура на получаваната парогазова смес на всеки от изходите на колоната. По този начин още в пиролизния реактор се получава разделяне на пиролизното масло на желани фракции и не е необходимо допълнително оборудване за разделянето му. Също така отпада необходимостта от внасяне на допълнително количество топлина за осигуряването на нормална работа на процеса.

Суровината се подава в горната част на реактора, като преминава постепенно надолу през всички зони на индукционното загряване и от долната част на реактора се извежда твърдия продукт на процеса. По височина на реактора се получава парогазова смес, която е с различна температура. Тази температура съответства на получаваните фракции от разделянето на пиролизното масло съответно, до 110°C, 110-240°C, 240-300°C и над 300°C.

Получената парогазова смес преминава през топлообменници и охлаждайки се парите кондензират. В разположените сепаратори след топлообменниците се разделя газът от течността и се подава към двигател с газова уредба, където се изгаря. От направената справка, има производители които произвеждат комбинирани двигатели с ел.генератор и газова уредба, като последната е предназначена за работа с получавания пиролизен газ.

Течните фракции се насочват по предназначение, като краен продукт или суровина.

Реализирането на процесът пиролиза по тази схема изисква високо технологична система за автоматизирано управление, която да може да управлява процеса на каскаден принцип по зададени крайни параметри. Възможни са комбинации от няколко каскадни управления, като целта може да бъде количество от желан продукт или минимални енергийни разходи. За управлението и обслужването на тази инсталация са необходими също високо квалифицирани служители. Основната цел на оператора отговарящ за режима на процеса е не да го управлява, а да следи дали системата управлява процеса коректно.



Фиг. 4 Схема на пиролизен процес с индукционно загряване

Заклучителна част

Има различни видове реактори, в които се реализира процесът пиролиза. Всички имат предимства и недостатъци. Насоките на развитие са свързани с намаляване на енергийните разходи и увеличаване степента на превръщане на суровините в продукти на процеса.

В тази публикация е представено виждане, как да се намалят енергийните загуби, като се оползотвори отпадната топлина от процеса. Това е породено от анализа на резултатите от проведените експерименти при различни условия и качеството на получените продукти [9, 10].

За протичане на процеса е необходимо внасяне на топлина, но също така е необходимо и да се изнесе топлина. Направените енергийни и ексергийни пресмятания [10] показаха, че има голям смисъл да се търси начин да се използва отпадната топлина. Виждането как да се случи това е представено в технологичната схема на Фиг. 3.

Търсенето на начин да се намали количеството на използвана енергия за получаването на отделните фракции на пиролизното масло, доведе до идеята за технологична схема, в която всички процеси да протичат по възможност в един апарат (реактор) представен на Фиг. 4.

Литература

1. A BELL, D., Coal Gasification and Its Applications, Copyright Elsevier Inc., 2011.
2. ALMEIDA-RIVERA, C.P. Designing Reactive Distillation Processes with Improved Efficiency, PrintPartners Ipskamp in the Netherlands, 2005.

3. Basu, P., Biomass Gasification and Pyrolysis. Practical Design and Theory, Elsevier, 2010.
4. Demirbas, A., Gupta, B., Gasoline, Diesel, and Ethanol Biofuels from Grasses and Plants, Cambridge University Press, 2010.
5. Inayat A., Ahmad M., Mutalib M. Effect of Process Parameters on Hydrogen Production and Efficiency in Biomass Steam Gasification with in-situ CO₂ Capture, Proceedings of International Conference on Process Engineering and Advanced Materials (ICPEAM 2010), Malaysia, 2010.
6. Jin L.Y., Yasuo H. Coal gasification and thermodynamic calculation of moving bed coal gasifier with draft tube // Chemical Engineering Communications. - 2000. - V. 183. - P. 141-154.
7. LUYBEN, WILLIAM L., Reactive Distillation Design and Control. John Wiley & Sons, Inc., Hoboken, New Jersey, 2008.
8. SMITH, CECIL L. Distillation Control. A JOHN WILEY & SONS, INC., PUBLICATION, 2012.
9. Чакърова, Д., Андреев, А., Експериментално получаване на горива от отпадни гуми чрез пиролиза, сп. Топлотехника, ТУ-Варна 2016, Варна, ISBN 1314-2550, стр. 77-82.
10. Чакърова, Д., Андреев, А., Енергиен и ексергиен анализ на пиролизата на отпадни гуми, Научна конференция ЕМФ 2016, Созопол 2016, ISBN 1313-5371, стр. 191-199.

маг. инж. Андрей Андреев, ТУ–Варна, катедра „Топлотехника“, e-mail: andreev_andrey@abv.bg

Оптимизация на условията (параметрите) за пиролиза на отпадни полимери

Андрей Андреев

В настоящата статия е направена оптимизация на процеса пиролиза на отпадни автомобилни гуми. Използвани са резултати от проведени експерименти при различни условия. Отчетени са температурата в пиролизния реактор, скоростта на загряване и изменението на основните параметри. Данните са използвани за регресионен анализ и е получен модел, чрез който са определени оптималните условия за протичане на процеса.

Ключови думи: пиролиза, регресионен анализ, оптимизация

Optimization of Pyrolysis Conditions of Waste Polymers

Andrey Andreev

In this article an optimization of the waste tire pyrolysis process is done. Results from experiments conducted under different conditions are used. The temperature in the pyrolysis reactor, the rate of heating and the change of the basic parameters are reported. The data are used for regression analysis and a model is obtained that determines the optimal process speeds.

Keywords: pyrolysis, regression analysis, optimization

Въведение

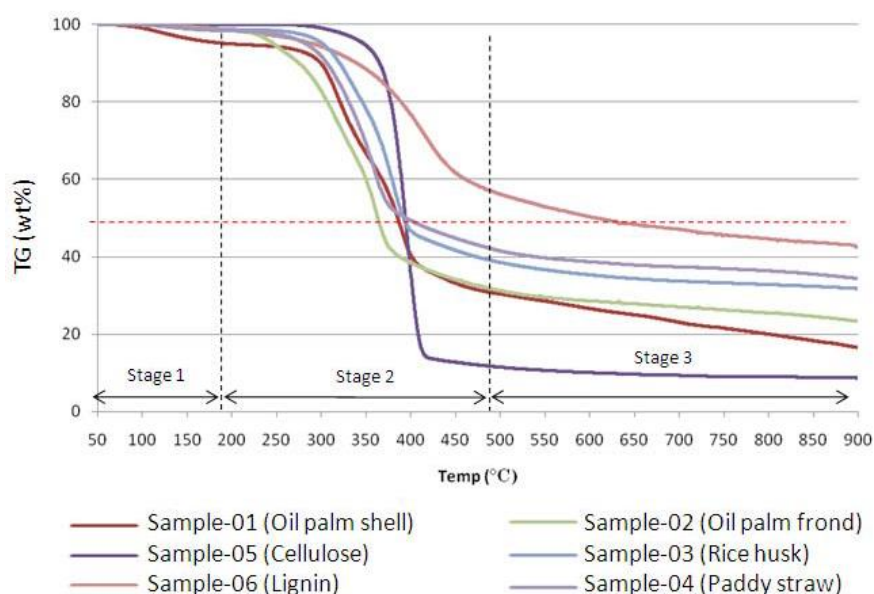
Светът е изправен пред значителни проблеми, като недостиг на изкопаеми горива и замърсяване на околната среда. Проблемите непрекъснато се изострят поради увеличаващото се население и съответно увеличаващото се потребление на енергия на глава от населението.

Една от насоките, по които се работи за решаването на проблемите е свързана с оползотворяване и рециклиране на отпадъците. В днешно време все повече се гледа на тях, като възможен източник на енергия. Процесите, чрез които отпадъците се преобразуват в удобни за използване енергийни източници, носят икономически, социални и екологични ползи.

Биогоривата от първо поколение (етанол от захар и биодизел от растителни масла) са вече на пазара, а второто поколение горива от нехранителни вещества и отпадъци са в процес на разработка.

Процесът пиролиза намира приложение при третирането на твърди органични отпадъци, като отпадни гуми, пластмаси, биомаса, животински отпадъци и твърди остатъци от пречиствателни станции. Чрез загряване в безкислородна среда отпадъците се разлагат и се получават твърди, течни и газообразни продукти, които имат приложение, като горива или суровини за химическата промишленост. Описанието на процеса е сложно поради разнообразието в състава, строежа и свойствата на различните типове отпадъци, които се подлагат на пиролиза. Получаването едновременно на три продукта допълнително усложнява изследването и описанието на пиролиза.

Много от изследователите [1,2] търсейки при какви условия да се проведе процесът, използват Thermal Gravimetric Analysis (TGA). При този анализ се отчита загубата на тегло във времето при нагряване на изследваната проба. Анализът дава добри резултати относно кинетиката на процеса и при каква температура има най- голямо превръщане. На Фиг.1 е показан резултат от TGA проведен от Abdullah S.S.



Фиг. 1 TGA на различни суровини подложени на пиролиза

За нас продуктите на пиролиза представляват интерес всеки сам по себе си, т.к. притежават ценни свойства и е важно да можем да определим условията, при които може да се получи най-голям добив от съответния продукт. TGA- анализа не може да даде търсения отговор, а само да ни насочи. За постигане на поставената цел са проведени експерименти при различни условия, като е отчетено количеството на получените продукти и стойностите на параметрите оказващи влияние върху протичане на процеса. Резултатите от проведените експерименти са подложени на статистически анализ и са получени модели, чрез които може да се определят условията, при които трябва да протича процесът и да се получи желаният продукт.

Експериментална част

В лабораторни условия са проведени експерименти с отпадна гума, която е подложена на пиролиза. Суровината е с известен качествен и количествен състав и при различни условия са получени трите основни продукта на процеса. Количеството и съставът на получените продукти също е определен. Експериментите са проведени независимо, при различни условия и са отчетени параметрите, влияещи върху скоростта на процеса и количеството на получените продукти.

От направените наблюдения, според нас, влияние върху количеството на получаваните продукти оказва температурата в пиролизния реактор и скоростта на загряване. Експерименталните данни необходими за оптимизация на условията (параметрите), при които протича процесът са представени в Табл. 1.

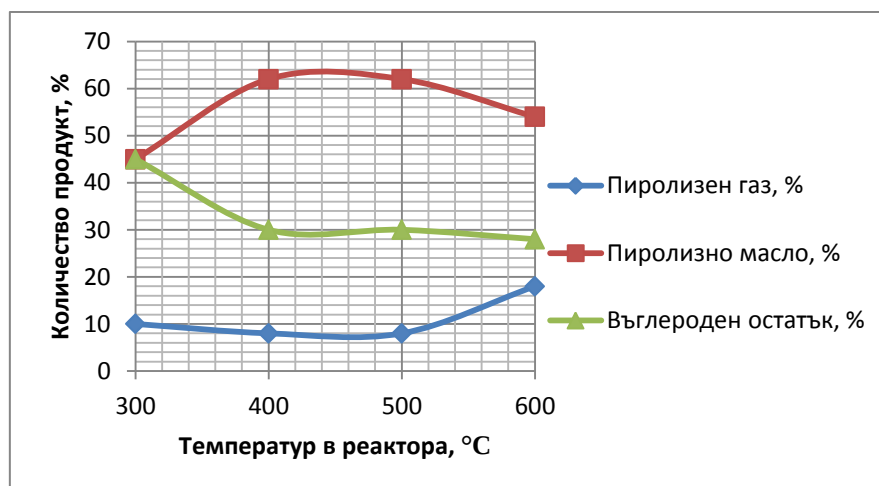
Таблица 1

Експериментални данни

Експеримент	Температура в реактора, °C	Скорост на загряване, °C/min	Пиролизен газ, %	Пиролизно масло, %	Въглероден остатък, %
	x_1	x_2	y_1	y_2	y_3
1	300	27,5	10	45	45
2	400	62,5	8	62	30
3	500	59,3	8	62	30
4	600	71,8	18	54	28

Експериментите са проведени, като в пиролизния реактор е поддържана температура в граници 300-600°C, а скоростта на загряване на суровината в пиролизния реактор е в граници 27,5-71,8°C.

Графично количеството на получените продукти при различна температура в пиролизния реактор са представени на Фиг. 2.



Фиг. 2 Количество на пиролизните продукти при различна температура

От резултатите се вижда, че повишаването на температурата в пиролизния реактор оказва влияние на количеството получавани продукти. С температурата и скоростта на загряване се обяснява декомпозицията (разлагането) на полимерите и органичните съединения, при които от въглеводороди с дълги вериги се получават въглеводороди с по-къси вериги. Това се наблюдава и от количеството на получените пиролизни продукти над 500°C.

За оптимизиране на условията, при които да протича процесът пиролиза с цел да се получи максимален добив от целеви продукт е проведен многофакторен регресионен анализ, който е разгледан в следващата точка.

Методична част

За моделиране формата на един зависим признак от един или няколко фактора използваме регресионен анализ (РА). Зависимостта, чрез която са свързани целевият признак и факторите се нарича уравнение на регресия. Ако факторът, от който зависи признака е един, говорим за еднофакторен РА и когато факторите са два или повече говорим за двуфакторен или многофакторен РА. Уравнението на регресия при многофакторния анализ може да е линейно или нелинейно [3, 4, 6].

Уравнението на регресия при линейно многофакторен РА представлява:

$$\hat{y} = a_0 + a_1x_1 + a_2x_2 + \dots + a_mx_m, \quad (1)$$

където: $\hat{y}$ е теоретична стойност на целевия признак;

$x_i, i=1, \dots, m$ - измерените стойности на факторите от експеримента;

$a_i, i=0, 1, \dots, m$ коефициенти в уравнението на регресия.

За определянето на коефициентите се използва софтуер, разполагащ с функции за Data analysis и Solver [5, 7, 8]. Чрез първия набор от инструменти се обработват експерименталните данни, а чрез втория се търси min или max на получения модел. В днешно време всички комерсиални математически програми разполагат с подобни функции.

При определяне на коефициентите на регресия от софтуера е необходимо още да се определи коефициентът на Пирсън и да се направи анализ на променливите- ANOVA (analysis of variance), който се използва за проверка за значимост на коефициента на детерминация R^2 [8].

Корелационен коефициент R на Пирсън

$$S_0 = \sqrt{\frac{\sum_{i=1}^n (\hat{y}_i - y_i)^2}{n-2}}, \quad (2)$$

където: $\hat{y}_i$ са теоретичните стойности, а y_i са експерименталните стойности.

Таблица 2

ANOVA-анализ

ANOVA	df	SS	MS	F
	Степени на свобода	Сума от квадратичните отклонения	Дисперсия	F-Критерий
Регресия	m	$SS_R^2 = \sum_{i=1}^n (\hat{y}_i - \bar{y}_n)^2$	$S_R^2 = \frac{SS_R^2}{m}$	$F = \frac{S_R^2}{S_0^2}$
Остатък от отклонението	n-m-1	$SS_0^2 = \sum_{i=1}^n (\hat{y}_i - \bar{y}_n)^2$	$S_0^2 = \frac{SS_0^2}{n-m-1}$	
Общо:	n-1	$SS_T^2 = \sum_{i=1}^n (\hat{y}_i - \bar{y}_n)^2$	$S_T^2 = \frac{SS_T^2}{n-1}$	

Означенията в Табл. 2 са:

m - брой фактори в уравнението на линейна регресия (1);

n - брой наблюдавани величини;

$\bar{y}_n$ - средна стойност от експерименталните данни.

Въз основа на експерименталните данни, за пиролизния газ, пиролизното масло и въглеродния остатък, получаваме следните уравнения:

$$y_1 = 0,0677 + 0,0457 \cdot x_1 - 0,165 \cdot x_2; \quad (3)$$

$$y_2 = 44,0707 - 0,05037 \cdot x_1 + 0,5883 \cdot x_2; \quad (4)$$

$$y_3 = 55,8615 - 0,0046 \cdot x_1 - 0,4230 \cdot x_2, \quad (5)$$

където: y_1 –теоретична стойност на получения пиролизен газ;

y_2 –теоретична стойност на полученото пиролизно масло;

y_3 –теоретична стойност на получения въглероден остатък;

$x_i, i= 1, \dots, m$ - измерените стойности на факторите от експеримента.

Таблица 3

ANOVA-анализ за пиролизен газ

ANOVA	df	SS	MS	F
Regression	2	36.7873	18.39365	0.5893
Residual	1	31.2127	31.2127	
Total	3	68		

Таблица 4

ANOVA-анализ за пиролизно масло

ANOVA	df	SS	MS	F
Regression	2	137.5625	68.78123	1.16209
Residual	1	59.18754	59.18754	
Total	3	196.75		

Таблица 5

ANOVA-анализ за въглероден остатък

ANOVA	df	SS	MS	F
Regression	2	137.5625	68.78123	1.16209
Residual	1	59.18754	59.18754	
Total	3	196.75		

За да се намерят оптималните условия, при които ще се получи най- голямо количество от желания продукт, трябва да се намери максимум на полученото регресионно уравнение при зададени следните ограничения:

$$300 \leq x_1 \leq 600 ; \quad (6)$$

$$27.5 \leq x_2 \leq 71.8 ; \quad (7)$$

$$y_1 + y_2 + y_3 = 100 . \quad (8)$$

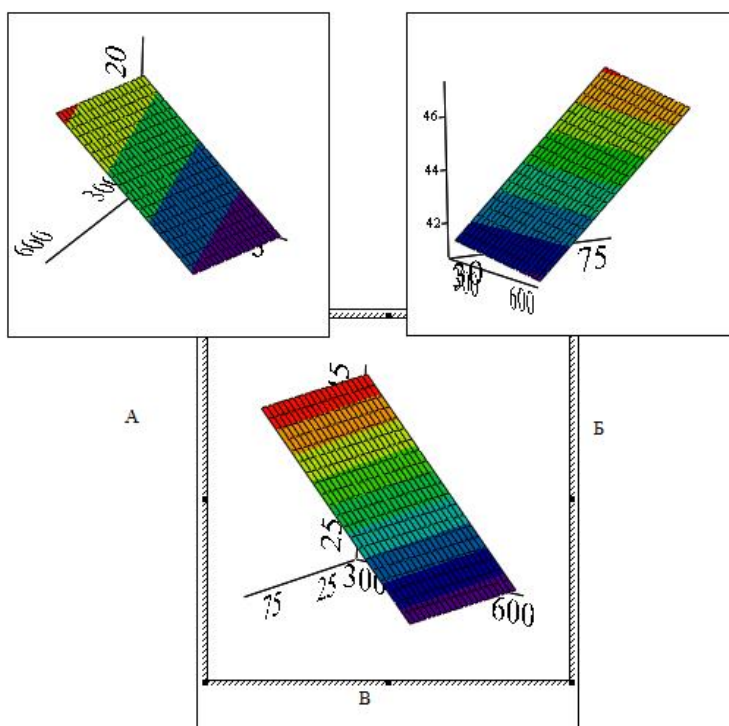
След пресмятане със Solver, получаваме следните оптимални параметри на процеса, които трябва да се поддържат, за да се получи максимално количество от съответния продукт.

За да се получи максимално количество пиролизен газ е необходимо температурата в пиролизния реактор да се поддържа 600°C и скоростта на загряване на суровината да бъде $59,3^{\circ}\text{C}/\text{min}$. Това ще доведе до превръщането на $17,7\%$ от суровината в газ.

Максималното количество пиролизно масло ще се получи при поддържане температура в реактора $482,6^{\circ}\text{C}$ скорост на загряване $71,8^{\circ}\text{C}/\text{min}$. При тези условия ще получим 62% от суровината като пиролизно масло.

Условита, при които ще се получи максимално количество въглероден остатък са 395°C поддържани в пиролизния реактор и скорост на загряване $61,5^{\circ}\text{C}/\text{min}$. Количеството въглероден остатък, което ще се получи от общото количество суровина е 28% .

Получените регресионни уравнения могат да се представят на 3D графика представляваща повърхнина (Фиг. 3).



Фиг. 3 Тримерно изображение на получените регресионни зависимости

Заключителна част

От проведените експерименти и анализ на данните се вижда, че температурата в пиролизния реактор и скоростта на загряване на суровините оказват в различна степен влияние върху количеството на получаваните продукти.

- Пиролизен газ

Влиянието на скоростта на загряване и поддържаната температура в пиролизния реактор върху количеството на получавания пиролизен газ е показано на Фиг.3 А. Вижда се, че за максимален добив на пиролизен газ, трябва да се търсят условия, при които да се поддържа по- висока температура(над 500°C). При тези условия имаме допълнително разлагане на продуктите на процеса и се получават въглеводороди с къси въглеродни вериги, които при нормални условия са в газообразно агрегатно състояние. Влиянието на скоростта на загряване за процеса в този случай не е от голямо значение. Поддържането на високи температури над 600°C, е характерно за друг сходен на пиролиза процес, при който целта е получаване на газообразни продукти- газификация.

- Пиролизно масло

Количеството на получаваното пиролизно масло зависи едновременно от температурата в реактора и скоростта на загряване. От Фиг.3 Б се вижда, че скоростта на загряване има голямо значение, когато целта е получаване на максимално количество от този продукт. За обяснението на този резултат може да се използва фиг.2. На нея са съпоставени едновременно количествата на получените продукти при различни условия.

Скоростта на загряване оказва влияние върху декомпозицията (разлагането) на полимерните суровини. При това се получават въглеводороди с по-къси въглеродни вериги, които при нормални условия са в течно агрегатно състояние. Поддържането на по- ниски температури в пиролизния реактор в граници 300-500°C, води единствено до отделянето на получените въглеводороди. Поддържането на по- високи от 500°C, температури в реактора, води до допълнително разлагане на получените въглеводороди и се увеличава количеството на пиролизния газ, за сметка на пиролизното масло.

- Въглероден остатък

Това е третия продукт на процеса пиролиза. Количеството на продукта не зависи от скоростта на загряване, а само от температурата, поддържана в реактора. Ако целта е получаване на максимално количество от този продукт, трябва да се поддържат ниски температури (300-400°C). Тези условия обаче не са свързани с някои от търсените качества на продукта. Въглеродният остатък има широко приложение и в зависимост от това се търсят различни негови качества. Тези качества не зависят от условията за максимален добив.

Литература

1. Abdullah S.S., Thermogravimetry Study on Pyrolysis of Various Lignocellulosic Biomass for Potential Hydrogen Production, International Journal of Chemical and Biological Engineering 3:3 2010.
2. Gašparovič L., Kinetic study of wood chips decomposition by TGA, 36th International Conference of SSCHE May 25–29, 2009, Tatransk'e Matliare, Slovakia.
3. Атанасов Б., Моделиране и оптимизиране-Ръководство. ИУ-Варна 2008.
4. Вучков И., Математическо моделиране и оптимизация на технологични обекти.С.:Техника 1986.
5. Дьяконов В.,Специальный справочник MathCAD 8/2000. М.:Питер 2001.
6. Дякович В., Обработка на данни от химичния експеримент и анализ. Благоевград 1995.
7. Кудрявцев Е.М., Символьное и численное решение разнообразных задач. М.:ДМК2001
8. Найт Дж., Анализ на бизнес данни с Excel.София.:О`Reilly 2007.

A measure of drying the bamboo powder in Vietnam

Tran Van Hung, Le Khanh Dien, Nguyen Thanh Nam

In the process of production of the bamboo products; the bamboo powder is the principal material in a multiple bamboo product: bamboo plywood, biomass, etc. Bamboo powder contains a lot of water, moisture content of fresh bamboo reaches 26%. To be used, preserved bamboo powder needs to be dried. On the market dryers for sawdust and other bulk materials such as rice, beans, etc. are usually rotary drum dryers with continuous production, these dryers are very large in size and are not suitable for small producers. The aim of the paper is to represent a design of a rotary drum dryers with batch drying process for small producers.

Keywords: drying bamboo powder, small drum dryer, rotary drum dryer with batch drying process

Introduction

Bamboo is very popular in a large area in South East of Asia, especially in Vietnam this evergreen tree grows everywhere and enters people's lives (Fig. 1).



Fig. 1 Bamboo forest, bamboo garden

Bamboo is also a very hard material and can be applied to produce baskets, chairs, chopsticks, boats, fabrics.... (Fig. 2).

After bamboo harvesting, in the bamboo gardens left a huge mass of bamboo tops and bamboo twigs. The owners of bamboo gardens often have to burn and causes a lot of pollution. Many studies have shown that bamboo tops and bamboo twigs can be chopped and grinded into powder for producing plywood (MDF, HDF, PB...), biomass or substrate for mushroom production (Fig. 3). To be used, preserved bamboo powder needs to be dried to the required moisture.

The process of grinding bamboo

The following figure (Fig. 4) represent briefly the process of the process of grinding bamboo, that were performed in CAD-CAM workshop of the National Key Lab of Digital Control and System Engineering (DCSELab), University of Technology, VNU-HCMC, Vietnam.

The quality of bamboo powder is not depended on the uniform and homogenous of the bamboo grain, but it is depended on its dryness. Therefor this paper recommends a measure of powder drying machine on a small scale.



Fig. 2 Multiformal products of bamboo



Fig. 3 Products from bamboo powder

Design a bamboo powder dryer on a small scale

On a large scale, dryers for bamboo powder, sawdust or other bulk materials such as rice, beans and others are usually rotary drum dryers with continuous production (fig. 5). The advantage of these dryers: large power; energy efficient, but their downside is that they are huge in size and unsuitable for small scale. Their size [4] usually are:

Drum diameter: 1.5 m - 4.2 m;

Drum length: 8 m - 38 m;

Unit processing capacity: 10 t/h - 300 t/h.

For the drying of bamboo powder (or other bulk materials) with a small capacity, we have designed the rotary drum dryer with batch drying process, schematically shown in figure 4, with following parameters:

Initial moisture content $\omega_1 = 26$ % of the wet material;

Output moisture content $\omega_2 = 4 - 12$ % (water content after drying);

Output capacity 200 kg/h;

The largest size of bamboo powder $d = 3$ mm;

Drying time 30 min/batch.



a. Bamboo tree



b. After harvesting



c. Bamboo products



d. Trivial residue bamboo grinding machine



e. Bamboo powder

Fig. 4 Process on production of bamboo powder

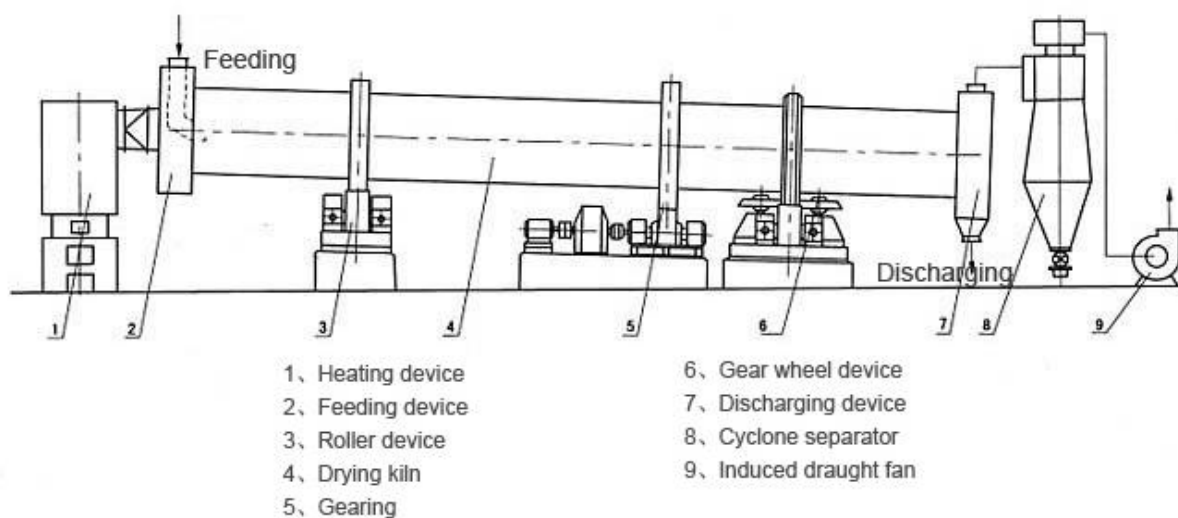


Fig. 5 Drum dryer with continuous production

The new issue here is that the drying agent (hot air) comes in and goes out from one and the same side of the drum. As result, the drying agent will have contact with the drying material for longer periods of time.

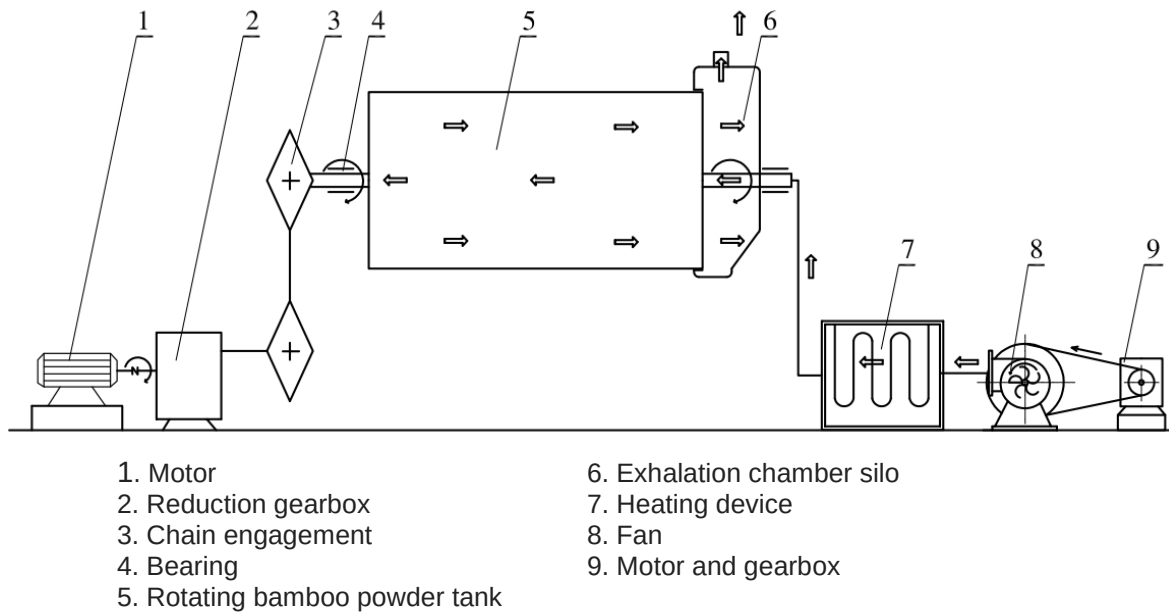


Fig. 4 Rotary drum dryer with batch drying process

The values of temperature of the drying agent and the values of temperature of the dried material are calculated and selected like dryers with continuous production. When the dryer will be manufactured, it will be explored experimentally and these values will be specified. The inlet temperature of the drying agent t_1 can be calculated, based on the formulas [1]:

$$\Delta t = \frac{(t_1 - t_{v1}) - (t_2 - t_{v2})}{\ln \frac{(t_1 - t_{v1})}{(t_2 - t_{v2})}}, \quad (1)$$

where:

t_1 : inlet temperature of the drying agent;
 t_2 : outlet temperature of the drying agent;
 t_{v1} : inlet temperature of the of the wet material;
 t_{v2} : outlet temperature of the dried material;

Δt : logarithmic mean temperature difference;
 Δt can be determined with following graphic (Fig. 5) [1].

Drying time can be calculated according to the formula [3]:

$$\tau = \frac{120\beta\rho(\omega_1 - \omega_2)}{A(200 - (\omega_1 + \omega_2))} \text{ [min]}, \quad (2)$$

where:

β : filled factor in the drum]
 ρ : average density of the dried material (kg/m³);
 ω_1, ω_2 : Input and output moisture content (%);
 A : Evaporation intensity (kg/m³.h).

According to design requirements, the dryer with capacity of 200 kg/h, each batch of 100 kg is dried in 30 minutes. Therefore, can be calculated the filled factor and the volume of rotary drum. After calculating the size of the rotary drum is determined as follows:

Filled factor $\beta=0.31$; Volume of drum $V = 1,07 \text{ (m}^3\text{)}$;
 Drum diameter: $d = 0.8 \text{ m}$; Drum length: $L = 2 \text{ m}$ =

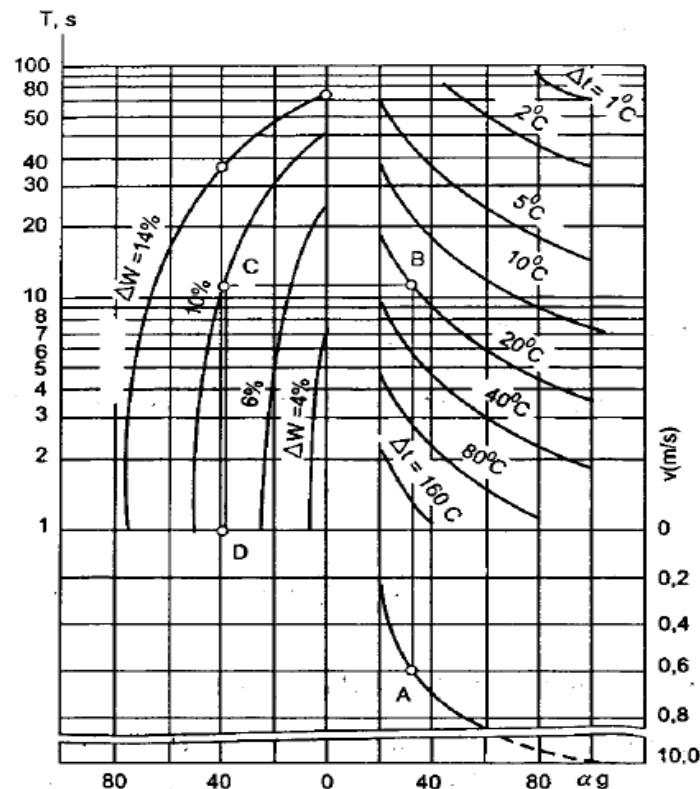


Fig. 5 Graph for drying mode

Conclusion

The above has been described briefly designed rotary drum dryer with batch drying process, the dryer will be manufactured. Then, parameters that affect the drying process will be studied to optimize the drying process, they are: inlet temperature of the drying agent, inlet velocity of the drying agent, rotational speed of the drum. It will be determined optimal drying conditions for rotary drum dryer with batch drying process, for the drying of bamboo powder or other bulk materials such as rice, beans and others with a small capacity.

This research is supported by DCSELAB and funded by Vietnam National University Hochiminh City (VNU-HCM) under grant number GEN2016-48-02.

References

1. PGS.TSKH Trần Văn Phú, "Tính toán và thiết kế hệ thống sấy", Nhà xuất bản Giáo dục, 2002
2. Ts. Trần Xoa, PGS, Ts. Trần Trọng Khuông, "Sổ tay quá trình và công nghệ hóa chất tập 1", Nhà xuất bản Khoa học và Kỹ thuật, 2006.
3. Ts. Trần Xoa, PGS, Ts. Trần Trọng Khuông, "Sổ tay quá trình và công nghệ hóa chất tập 2", Nhà xuất bản Khoa học và Kỹ thuật, 2006.
4. <http://tstianhe.en.made-in-china.com/product/djOxuhzTCnkW/China-Rotary-Dryer-Drum-Drying-Machine-and-Equipment.html>

PhD Tran Van Hung, University of Technology, VNU-HCMC, Vietnam, e-mail: tvhung@hcmut.edu.vn

M.Sc. Le Khanh Dien, University of Technology, VNU-HCMC, Vietnam, 2-mail: lkdien@hcmut.edu.vn

Prof. PhD. Nguyen Thanh Nam, National Key Lab of Digital Control and System Engineering, University of Technology, VNU-HCMC, Vietnam, e-mail: thanhnam@dcselab.edu.vn