



ХИМИКОТЕХНОЛОГИЧЕН И МЕТАЛУРГИЧЕН
УНИВЕРСИТЕТ – СОФИЯ
ФАКУЛТЕТ ПО МЕТАЛУРГИЯ И МАТЕРИАЛОЗНАНИЕ
КАТЕДРА “ТЕХНОЛОГИЯ НА СИЛИКАТИТЕ”

инж. Калин Симеонов Крумов

**ПОДОБРЯВАНЕ НА ТОПЛООБМЕНА ВЪВ
ВИСОКОТЕМПЕРАТУРНИ КАМЕРНИ ПЕЩИ
ЗА ИЗПИЧАНЕ НА КЕРАМИЧНИ ИЗДЕЛИЯ**

ДИСЕРТАЦИЯ

**за получаване на образователна и научна степен
“ДОКТОР” в Професионално направление 5.4 Енергетика,
специалност “Промислена топлотехника”**

Научен ръководител: доц. д-р инж. Нина Янкова Пенкова

СОФИЯ 2016

*На моите родители -
Симеон и Малинка Ненкови*

СЪДЪРЖАНИЕ

ОЗНАЧЕНИЯ

АКРОНИМИ

КРИТЕРИИ

ВЪВЕДЕНИЕ 10

РАЗДЕЛ I

СЪСТОЯНИЕ НА ПРОБЛЕМА 11

ГЛАВА 1. ИЗПИЧАНЕ НА КЕРАМИЧНИ ИЗДЕЛИЯ 11

1.1 Видове пещи за изпичане на керамични изделия 13

1.2 Режими на изпичане на керамични изделия 14

1.3 Изисквания по отношение на режима на изпичане 15

ГЛАВА 2. КАМЕРНИ ПЕЩИ 17

2.1 Видове камерни пещи за изпичане на керамични изделия 19

2.2 Материален и топлинен баланс на камерните пещи 20

2.2.1 Материален баланс на камерните пещи 21

2.2.2 Топлинен баланс на камерните пещи 23

2.3 Топлообмен в камерните пещи 26

2.4 Горивен процес в камерните пещи 28

2.5 Горивни инсталации в камерните пещи 35

2.6 Интензифициране на изгарянето на газово гориво 37

ГЛАВА 3. ИЗСЛЕДВАНЕ НА ТОПЛООБМЕНА В КАМЕРНИТЕ ПЕЩИ 39

РАЗДЕЛ II

ТЕОРЕТИЧНИ ОСНОВИ, МЕТОДИ И СРЕДСТВА ЗА ИЗСЛЕДВАНЕ И ПОДОБРЯВАНЕ НА ТОПЛООБМЕНА В КАМЕРНИТЕ ПЕЩИ	63
---	-----------

ГЛАВА 1. МАТЕМАТИЧЕН МОДЕЛ НА СПРЕГНАТИЯ ТОПЛООБМЕН В КАМЕРНИТЕ ПЕЩИ	63
---	-----------

1.1 Концепция за моделни изследвания	63
--	----

1.2 Система уравнения, описваща спрегнатия топлообмен в пещната камера..	67
--	----

1.3 Условия на еднозначност	71
-----------------------------------	----

1.3.1 Геометрични условия	71
---------------------------------	----

1.3.2 Физични условия	72
-----------------------------	----

1.3.3 Начални условия	72
-----------------------------	----

1.3.4 Гранични условия	72
------------------------------	----

ГЛАВА 2. ЧИСЛЕНО РЕШАВАНЕ НА МАТЕМАТИЧНИЯ МОДЕЛ НА СПРЕГНАТИЯ ТОПЛООБМЕН В КАМЕРНИТЕ ПЕЩИ	73
--	-----------

2.1 Сходимост и устойчивост на решението	74
--	----

2.2 Верификация и валидация на моделните изследвания	74
--	----

2.2.1 Верификация на математичния модел	75
---	----

2.2.2 Валидация на получените резултати	76
---	----

РАЗДЕЛ III

МОДЕЛИРАНЕ И КОМПЮТЪРНО СИМУЛИРАНЕ НА ТОПЛООБМЕНА В КАМЕРНА ПЕЩ ЗА ИЗПИЧАНЕ НА ТЕХНИЧЕСКА КЕРАМИКА	77
---	-----------

ГЛАВА 1. ОБЕКТ НА ИЗСЛЕДВАНЕ: ПАРАМЕТРИ И РЕЖИМ НА РАБОТА	77
--	-----------

ГЛАВА 2. МОДЕЛНИ ИЗСЛЕДВАНИЯ НА ТОПЛООБМЕНА	85
--	-----------

2.1 Моделни изследвания при стационарен процес на горене	85
2.2 Числено моделиране и симулиране на нестационарни топло- и хидродинамични полета в пещния агрегат	89
2.3 Валидиране на модела	100
2.4 Подобряване на нестационарния спрегнат топлообмен в пещната камера чрез прецизиране на конструктивното оформление на пещния агрегат и на температурния режим на изпичане	102
2.5 Енергиен и екологичен ефект от реконструкцията при реализиране на предложените мерки	111
ЗАКЛЮЧЕНИЕ	115
ЛИТЕРАТУРА	
ПУБЛИКАЦИИ, СВЪРЗАНИ С ДИСЕРТАЦИОННИЯ ТРУД	
УЧАСТИЯ В НАЦИОНАЛНИ НАУЧНИ ФОРУМИ	
РЕФЕРЕНЦИИ	
ПРИЛОЖЕНИЕ 1	
ПРИЛОЖЕНИЕ 2	
ПРИЛОЖЕНИЕ 3	
ПРИЛОЖЕНИЕ 4	

ОЗНАЧЕНИЯ

a - коефициент на температуропроводност, m^2/s
 B - количество на горивото, kg/s , m^3/s
 B_{ii} - моментни стойности на разхода на гориво, kg/s , m^3/s
 $ConvMon$ - степен на сходимост
 c_p - специфичен топлинен капацитет при постоянно налягане, $J/(m^3K)$, $J/(kgK)$
 C_s - коефициент на излъчване на абсолютно черно тяло, $C_s = 5,67; W/(m^2K^4)$
 d - диаметър, m
 D - коефициент на молекулна дифузия, m^2/s
 D_o - диаметър на горелката, m
 E_b - интегрална интензивност на излъчването, W/m^2
 F - площ, m^2
 f - честота, $1/m$
 $G(g_x, g_y, g_z)$ - вектор на земното ускорение, m/s^2
 h_2 - коефициент на топлопредаване, $W/(m^2K)$
 I_b - интензитет на излъчване на черно тяло, W/m^2
 I_f - спектрална радиационна интензивност, W/m^2
 K_a - коефициент на абсорбция, $1/m$
 K_s - коефициент на разсейване, $1/m$
 $L(\varphi)$ - диференциалното уравнение за определяне на φ
 M - маса, kg
 p - налягане, Pa
 q_v - обем източник на топлина, W/m
 $\dot{q}$ - плътност на топлинен поток, W/m^2
 $\dot{Q}$ - топлинен поток, W
 $[Q_o^p], [h_e], [h_{гор}], [h_{дс}], [\dot{Q}_{прод}], [\dot{Q}_{нагр}], [\dot{Q}_{огн}], [\dot{Q}_{хим}]$ - матрици-стълб, с елементи, равни на почасовите стойности съответно на долната работна калоричност на горивото, енталпиите на въздуха, горивото и димните газове и топлинните потоци, необходими за нагряване на продукцията, пещта и футеровката, огнеприпаса, и за протичане на химичните реакции в изделията.
 r - радиус, m ; позиционен вектор, -
 s - направляващ вектор, -
 s - дължина на пътя на лъча, m
 T - абсолютна температура, K
 t - температура, $^{\circ}C$
 U - коефициент на толопреминаване, $W/(m^2K)$
 $V(V_x, V_y, V_z)$ - компоненти на вектора на скоростта, m/s ; обем, m^3
 x, y, z - размери на пещната камера и редалката, m
 α - коефициент на излишък на въздух за горене, -
 β - коефициент на топлинно разширение, $1/K$
 Γ_{φ} - дифузионен член в матричните уравнения
 $\sigma_k, \sigma_{\varepsilon}$ - числа на Шмид, отнесени съответно към k и ε , -
 σ - число на Прандтл, -
 ε - скорост на дисипация на турбулентна кинетична енергия, W/kg ; степен на чернота, -
 k - турбулентна кинетична енергия, J/kg ; константа на Карман, -; номер на текущата глобална итерация, -; елементарна реакция, -
 λ - коефициент на топлопроводност, $W/(mK)$

λ_e - ефективен коефициент на топлопроводност, W/(mK)
 μ - молекулярен динамичен вискозитет, Pa s
 μ_e - ефективен динамичен вискозитет, Pa s
 μ_t - турбулентен динамичен вискозитет, Pa s
 ν - коефициент на кинематичен вискозитет на газовете, m²/s
 ρ - плътност, kg/m³
 τ - време, s, h; тангенциално напрежение, Pa/m
 Y_k - масова концентрация на вещество k, kg/kg
 Φ - спектрална индикатриса на разсейването на средата, -
 ϕ - общо означение на степените на свобода на модела ($V_x, V_y, V_z, p, T, k, \epsilon$)
 Ω - пространствен ъгъл, sr

Долни индекси:

ак – акумулиран
 ваг – вагон
 въздх – въздух
 вт – вторичен
 г – горен, годишен
 гор – гориво
 д – долен, действителен
 дг – димни газове
 дим – стени на димохода
 изд – изделие
 изп – изпичане
 к – конвективен
 м.ч. – метална част
 нагр – нагриване
 огн – огнеприпас (помощен огнеупорен материал)
 ок – околно
 ос – околна среда
 от – откъсване
 п – първичен, повърхност
 пещ – пещ
 пр – прекъсване
 прод – продукция
 раб – работен
 св – свод
 ст – стени
 стп – плоски стени на горелките
 стц – цилиндрични стени на горелките
 ф – футеровка
 хим – химичен
 а – абсорбционен
 b – черно тяло
 burn – изгаряне, доизгаряне
 e,w,n,s – компасни повърхнини
 end – краен
 f – честота
 flame – пламък
 i – пореден номер

ign – запалване
in – начален
j – номер на итерация
k – компонента
m – масов
max – максимално
n – нормала към повърхност
o – нормални физични условия
ref – референтен
s – разсейване
si – вътрешен
t – турбулентен
v – обемен
x, y, z – координатни оси
μ – молекулярен
φ – функция

Горни индекси:

v – вагон
вл – влажен
гор – горивен
дг – димни газове
нап – напускащ
пр – приходи
p – работен
разх – разходи
c – сух
i – пореден номер

АКРОНИМИ

ДТА – диференциално-термичен анализ
ДЧС – директна числена симулация
МГИУ – метод с гранични интегрални уравнения
МКЕ – метод с крайни елементи
МКО – метод с крайни (контролни) обеми
МКР – метод с крайни разлики
САР – системата за автоматично регулиране
3D – 3 Dimentions
CFD – Computational Fluid Dynamics
ЧНТ – Conjugate Heat Transfer
DES – Detached Eddy Simulation
DNS – Direct Numerical Simulation
EBU – Eddy Break Up Model)
EDC – Eddy Dissipation Concept Model
EDK – Eddy Dissipation Kinetic Models
EDM – Eddy Dissipation Combustion Model
EVM – Eddy Viscosity Models
FLUENT– CFD код
LES – Large Eddy Simulation

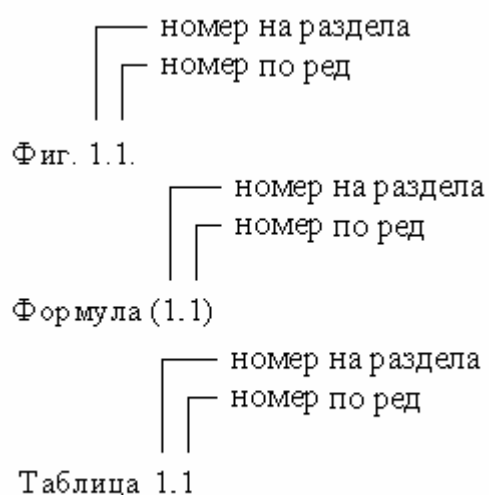
PDF – Probability Density Function
 QUICK – Quadratic Upstream Interpolation for Convective Kinetics
 RANS – Reynolds-Averaged Navier-Stokes
 RMS – Root-Mean-Square
 RSM – Reynolds Stress Model
 RTE – Radiative Transfer Equation
 SGS – Subgrid-scale modelling
 SST – Shear Stress Transport
 URANS-RSM – Unsteady Reynolds-Averaged Navier-Stokes
 WD2 – Westbrook and Dryer 2 steps reaction

КРИТЕРИИ

Re – критерий на на Рейнолдс, $Re = \frac{V.d}{\nu}$

Pr – критерий на Прандтл, $Pr = \frac{\nu}{a}$

Номерата на фигурите, формулите и таблиците се образуват съгласно схемата:



ВЪВЕДЕНИЕ

Керамичното производство е тясно свързано с развитието на човешката култура и бит, като една от предпоставките и мерило за степента на това развитие са технологиите за подготовка на суровините, изработване и първична обработка на изделията, сушене и изпичане и последващо окончателно оформяне на готовата керамика. Съществената част, която заема керамичните изделия в бита на хората от древността до днес, обуславя и големия интерес към усъвършенстване на използваните производствени техники и технологии.

От съвременна гледна точка намирането на нови подходи, методи и инструменти, водещи до ефективно и екологично използване на енергията, суровините и човешкия фактор, е ключов момент в повишаване на конкурентноспособността на дадено стопанство и благосъстоянието на хората, в развитието на науката и образованието.

Изпичането на керамичните изделия е един от най-скъпите и комплексни процеси в керамичното производство. Ето защо подобряването на нестационарния спрегнат топлообмен между горещата среда в печните камери на топлотехническите агрегати и изпичаната продукция се явява въпрос от изключителна важност за науката и практиката.

Математичното моделиране и компютърна симулация са утвърдени научни и научно-приложни методи и средства, които дават възможност за по-пълно изследване на нестационарните топлинни и хидродинамични процеси с цел намирането на рационални решения при проектиране на печните агрегати и при организация на топлинните режими в тях.

След направената литературна справка се установи, че досега не са публикувани данни, получени при решаване на спрегнатата задача на нестационарния топлообмен във високотемпературни камерни пещи за изпичане на керамични изделия, което даде основание да насочим нашето внимание върху този проблем.

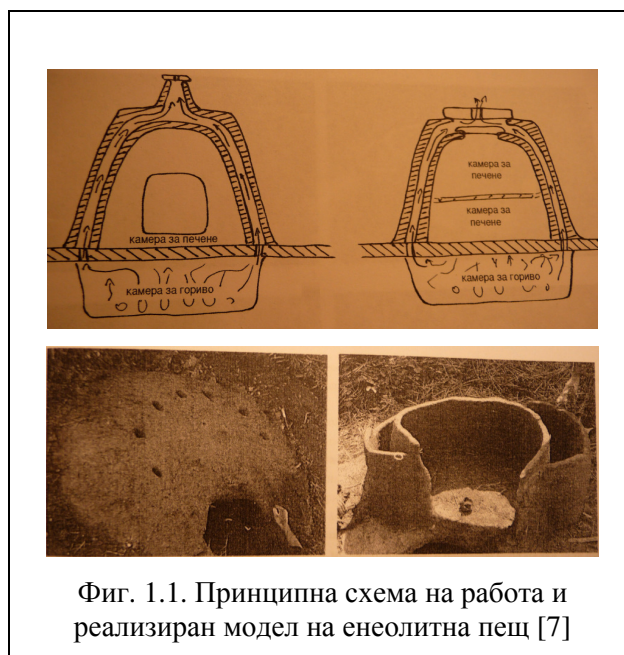
РАЗДЕЛ I

СЪСТОЯНИЕ НА ПРОБЛЕМА

ГЛАВА 1. ИЗПИЧАНЕ НА КЕРАМИЧНИ ИЗДЕЛИЯ

Новокаменната епоха (последната четвърт на VII хил.пр.н.е. до края на VI хил.пр.н.е.) е един от най-важните и определящи периоди в историята на човечеството, като неин изходен момент е Неолитната революция. Предпоставка за извършването на тази революция е завършилото формиране на съвременния човек – *Homo sapiens sapiens*. Неговите технически достижения и развитие на производствените сили са решаващи, за да бъде осъществен преходът от присвояваща икономика към производството на материални блага. Именно тогава се появява и керамичното производство – глинени съдове са се произвеждали от няколко сорта глинено тесто, различаващо се по видове опоснители – плява, счукан кварц, по-едър или по-дребен пясък, шамот и псевдошамот. Опоснителите са се прилагали в зависимост от предназначението на съдовете, като глината за най-фините съдове е и най-чиста и фина. Керамиката е била формована на ръка от един къс глина. Извършвало се е шликуване, полиране и украсяване на изделията. Изпичането е ставало в примитивни еднократни “пещи”, които поемат големи партии съдове. Опалването се е регулирало само до известна степен и достигнатите температури на изпичане не са били особено високи – до 500-600°C [5] или за кратко време до 900°C, а финалната фаза на опалване със значителен приток на кислород е била твърде кратка. В резултат на това при раннонеолитната керамика обикновено ядрото е тъмно, а само външните повърхности – светли до червено или бежово. Наблюдавани са опити за вторично създаване на редукционна среда в пещта, в резултат на което се образуват кафяви оттенъци върху повърхността на керамиката. Впоследствие се усъвършенства технологията на работа – овладява се редукционното изпичане и се достигат достатъчно високи температури. Модел на енеолитна пещ от Козарева могила (Каблешково) е представен в [7], където по идея на проф. Бъчваров е направен опит за реконструкция на намерените находки – фиг.1.1. Горивната камера се намира под камерата за изпичане, като получените горещи газове обтичат вътрешното пещно пространство през образувалата се междина в двуслойната стена на пещта. По същество тази пещ представлява едно или двукамерна кръгла пещ с муфелно нагряване.

Неолитната революция по своя същност представлява една от най-дълбоките икономически трансформации в историята на човечеството и е сравнявана по дълбочина и значение с Индустриалната революция между 1760г. и 1830г. Може да се приеме, че високопроизводителните пещи за керамично производство са се появили и развили през последните 100-150 години. През този период производителността на пещите е



Фиг. 1.1. Принципна схема на работа и реализиран модел на енеолитна пещ [7]

нараснала многократно, силно се е изменила тяхната конструкция и са се създали редица нови видове пещи [6, 11]. Конструкцията на пещите се е развивала успоредно с развитието на технологиите за обработка и изпичане на керамичните изделия. Въпреки това всеки опит за подобряване на техниката и технологията, свързани с керамичното производство, е бил съпроводен с огромен разход на човешки труд, суровини и енергия. Задоволителни и желани резултати са постигнати след множество опити, в които е ставало натрупването на емпирични знания за дадено производство. Методът на работа “проба – грешка” и оттам корекция, нагласяване на тестваните параметри в реалния свят на производство все още господствали и впоследствие се е определяла посоката на развитие на дадена технология и свързаните с нея топлотехнически агрегати.

Съвременното продължение на тези явления е Научно-техническата революция, на която всички ние сме съвременници [29]. Изобретяването на микропроцесорната технология и появата на персоналния компютър (70-те г. на XX в.) създават неограничени възможности за обработка, обмен и съхраняване на информация във всички сфери на обществения живот. Или вече може да говорим за Информационна революция (А. Тоффлер пръв въвежда този термин) - радикална промяна в инструменталната екипировка, методите за предаване и съхранение на информацията, достъпна до активната част от населението. Компютъризацията води до информатизация на обществото и издига на преден план нов отрасъл - информационна индустрия, свързана с производството на технически и програмни средства, методи и

технологии за производството на информационни продукти. Информационната индустрия осигурява провеждане на широк кръг от научни изследвания, проектно-конструкторска дейност, съответстващото образование и работата на икономическите организации [31]. Именно сега е възможно посредством развитите адекватни математични модели и мощна електронно-изчислителна техника, да бъдат числено моделирани процесите протичащи при изпичането на керамичните изделия. Нещо повече – посредством този инструментариум ние бихме могли да предвидим развитието на редица процеси и явления, да създадем материали с желани свойства и поведение, без те реално да протичат или съществуват. Така получената икономия на суровини, енергия и труд е значителна и това заедно с възможността да “вникнем” в същината на протичащите процеси и да сравним голям брой алтернативни решения, както по отношение на конструкциите, така и по отношение на режимните и технологични параметри в керамичните пещи, правят този подход повече от желан. Именно тук има простор за бъдещо развитие на научно-изследователската и приложна инженерингова дейност в областта на керамичното производство.

1.1. Видове пещи за изпичане на керамични изделия

Пещите за изпичане на керамични изделия основно се класифицират според вида на произвежданата продукция и биват:

1. Пещи за груба строителна керамика – строителни керамични блокове и тухли, покривни керемиди и капаци, облицовъчни и киселиноустойчиви тухли и плочи, дренажни и каменинови тръби.
2. Пещи за огнеупорни материали.
3. Пещи за фина керамика – санитарно-технически изделия.
4. Пещи за техническа керамика – металокерамика, феромагнити, абразивни изделия и др.

В зависимост от организацията на топлинния режим пещите биват:

1. Пещи с периодично действие – това са камерните пещи, където керамичните изделия са неподвижни спрямо пещта, а температурното поле в работния обем и в материала се изменя с времето.
2. Пещи с непрекъснато действие.

От гледна точка на топлообмена и относителното движение на материала и температурното поле спрямо пещта, последните биват:

1. Пещи, при които материалният поток се движи непрекъснато спрямо пещта, в която се поддържа стационарно температурно поле със зони с различни температури (пещи от тунелен тип).
2. Пещи, при които материалът е неподвижен, а пещта, която има зони с различни температури и стационарно температурно поле, се движи непрекъснато спрямо материала (каруселни пещи).
3. Пещи, при които материалът и пещта са неподвижни, но по отношение на тях се премества температурното поле със своите различни зони: премества се нагряването (огънят) спрямо неподвижния материал и пещ (рингови и многокамерни пещи).

Според вида на употребяваната енергия за нагряване пещите биват:

1. Пещи с изгаряне на гориво – пламъчни, факелни. Те от своя страна биват с пряко нагряване (факелът или пламъкът имат пряк досег с изпичаната керамична продукция) и муфелни (при тях факелът нагрява стените на муфела, а те от своя страна нагряват пещното пространство чрез излъчване).
2. Електрически пещи.

По отношение на начина на отвеждане на димните газове пещите биват:

- с горно отвеждане;
- с долно отвеждане.

По отношение на броя и разположението на огнищата пещите биват:

- с едностранно разположение на огнищата;
- с двустранно разположение на огнищата;
- с многостранно разположение на огнищата.

По отношение на формата на работното пространство камерните пещи биват:

- кръгли;
- четириъгълни.

1.2. Режими на изпичане на керамични изделия

Процесът на изпичане на керамични изделия представлява специфична високотемпературна обработка на керамичната маса съобразно зададен температурен и газов режим, който осигурява получаването на продукт с предварително зададени физико-химични свойства. Основно изпичането обхваща три етапа – загряване на керамичните изделия до температура на изпичане, задържане на тази температура, която е максимална

за процеса и охлаждане на изделията [11]. Освен температурен режим, осигуряващ протичането на тези процеси, е необходимо и създаването на газов режим, определен от коефициента на излишък на въздух за горене α , и който режим може да бъде редукиционен ($\alpha < 1$), неутрален ($\alpha = 1$), или окислителен ($\alpha > 1$). Също така, за да се осъществи равномерен и интензивен топлообмен между горещите газове и изделията, и хомогенно температурно поле в обема на пещната камера, е необходимо да се създаде подходяща газодинамична среда (т.е. подходящо поле на налягането и скоростта на газовете). Режимът на изпичане на керамичните изделия се задава с т.нар. температурна крива, която представлява зависимостта на температурата на изделиято и времето, като тя е различна за различните по форма и състав керамични изделия и различните



Фиг. 1.2. Температурен режим на изпичане в зависимост от типа на пещта и вида на керамичните изделия [11]
1 - тухли в полски пещи; 2 - тухли в тунелни пещи; 3 и 4 - огнеупорни изделия в периодична пещ

видове пещи [19]. На фигура 1.2 са показани различни температурни криви, определящи температурния режим на изпичане на различни видове керамика.

1.3. Изисквания по отношение на режима на изпичане

Продължителността на процеса на изпичане и на отделните негови фази, както и скоростта на нагряване и охлаждане зависят от следните фактори:

- състава на изпичания материал;
- геометрията на изпичаните изделия;
- типа на конструкцията и размера на пещта;
- вида на източника на топлина за изпичане на изделията;
- начина на организиране на топлообмена в пещта.

Съставът на материала определя режима на изпичане поради факта, че в него протичат сложни физико-химически процеси, свързани с определен топло- и масообмен и изменение на формата, породено от свиване при запълване на порите с течна фаза или от топлинното разширение и свиване при нагряването и охлаждането. Появата на вътрешни

напряжения във фазите на нагряване и охлаждане зависи от геометрията на изделията. Различните по тип и размери на пещите имат и различен топлообмен между топлоносителя и керамичните изделия.

При изпичането на изделията се налагат определени технологични и топлотехнически изисквания и ограничения:

- *Технологичните изисквания и ограничения* се определят от специфичните физико-химични процеси в изделията, отделните температурни интервали на режима и необходимите минимални времена за тяхното протичане, което определя допустимите скорости на загреване на изделията, т.е. температурната крива на изпичане $t = t(\tau)$. В изделията протича отделянето на адсорбционната влага, изгаряне на органичните примеси, дехидратация и декарбонизация на различни полиморфни превръщания, образуване на твърди и течни разтвори, взаимодействие с газовата среда, изменение на порестостта, на дефектиране на кристалните решетки, кристализация на стопилата и др. Изброените процеси протичат поотделно и едновременно, като си взаимодействат. Поради сложността на тези процеси [4, 21] не може да се състави адекватен математичен модел, който да ги описва и понастоящем чрез диференциално-термичен анализ (ДТА) на керамичната маса се определят температурните интервали, вида на протичащите процеси и съответно наличието на ендо- или екзотермичен ефект, като тази информация се счита за достатъчна, за да се определи максималната скорост на изпичане и следователно да се предотвратят възникването на механични напряжения. В технологията на производство на изделия от техническа керамика има такива, които се формуват от предварително синтезирана маса в отделни пещни агрегати, където протичат изброените процеси. От така синтезираната маса се оформят изделия, които се изпичат при определени температурни режими без протичането на каквито и да било изменения [15];
- *Топлотехническите изисквания и ограничения* се обуславят от мощността на пещта, създаването на хомогенно температурно поле в обема на пещта и безопасен температурен градиент в опасните сечения на керамичните изделия.

За да се избегнат деформацията и създаването на топлинни и механични напряжения допустимата скорост на нагряване на изделията може да бъде изчислена по формулата на Нохратян [21]:

$$C_{don} = \frac{\Delta t_{don} a}{AS^2} 3600, \text{ K/h} \quad (1.1)$$

където $\Delta t_{don}/S$, K/m е допустимият температурен градиент в изделията, превишаването на който ще доведе до дефектиране на изделията – определя се експериментално; a е коефициент на температуропроводност, m^2/s ; A е коефициент на формата; S е дебелина на изделието, m.

За създаване на хомогенно температурно поле в пещното пространство е необходимо газодинамичните процеси да бъдат организирани така, че продукцията да се обтича равномерно. Редалката трябва да изпълни максимално работния обем на пещта и да не създава големи хидравлични съпротивления, и през нея равномерно да преминават димните газове. Препоръчително е 70% [32] от общото количество пещни газове да преминават през нея. *Допълнително изискване е редалките да бъдат здрави и устойчиви.*

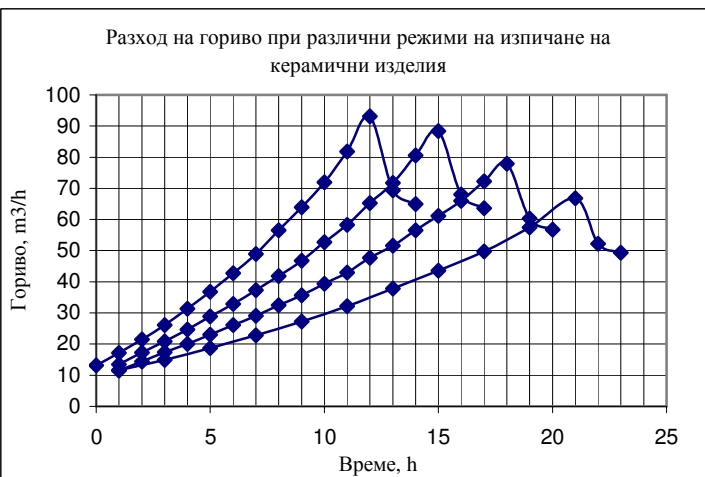
ГЛАВА 2. КАМЕРНИ ПЕЩИ

Първите създадени от човечеството пещи са камерните, които за дълъг период от време са били основния тип пещи за производство на всякакви видове керамика. С развитието на производствените възможности за изпичане след построяването на пещите с непрекъснато действие, ролята на камерните пещи все повече се стеснява. Сегашното им приложение се е запазило за изпичане на изделия с различен асортимент, които са сложни по форма, имат големи размери, изискват специален, по-продължителен температурен и газов режим на изпичане. Те намират широко приложение и за различни лабораторни, научно-изследователски и други подобни цели.

Температурният режим на изпичане при съвременните камерните пещи се организира като се следи температурата в контролни точки (от контролни термодвойки), които подават сигнал към контролер от системата за автоматично регулиране (САР). Там измерената температура се сравнява със зададена стойност (зададена температурна крива), на базата на което се регулира разхода на гориво (при газовите пещи) или електрическата мощност (при електрическите).

Разходът на гориво при газовите пещи нараства в периода на нагряване на продукцията до достигане на температурата на изпичане, след което се понижава или запазва до края на периода на задръжка на температурата – фигура 1.3. За охлаждането на пещта се подава въздух (през горивната инсталация) до достигане на определена температура.

Предимствата на камерните пещи са, че те имат проста конструкция, лесно може да се установи желания режим на изпичане, осигуряват добро качество на изпичаните изделия. Като недостатък, породен от периодичното им действие, може да се отбележи завишения специфичен разход на топлина. Освен това



Фиг. 1.3. Изменение на разхода на гориво в камерна пещ при различна продължителност на цикъла на изпичане на керамични изделия [15]

те имат малка производителност, трудно се механизират и автоматизират напълно. Големи са загубите им с изходящи газове – 35-50% от целия разход на топлина за цикъл на изпичане и загубите за нагряване на пещта – до 25% [6]. В последните години именно тук има сериозен напредък, тъй като с използването на съвременни изолационни материали (с нисък коефициент на усвояване на топлина) се избягва акумулацията на топлина от стените на пещта и се повишава к.п.д. на агрегата. Оценка на акумулиращата способност на даден материал δ се дава с формулата:

$$\delta = \sqrt{\lambda \rho c}, \quad Ws^{0.5}/(m^2K) \quad (1.2)$$

Работните камери се правят с вместимост от 0,10 до 500 m³. Най-малки са пещите за специална фина керамика с обем до 20 m³ и най-големи са тези за изпичане на огнеупорни изделия. Масовият капацитетът на пещта G_n може да се пресметне по формулите:

$$G_n = \frac{G_2 z 100}{24 n_{\text{раб}} (100 - \delta)}, \quad t \quad (1.3)$$

$$G_n = V_{\text{пещ}} \rho_{\text{прод}} \quad (1.4)$$

където G_e е годишна производителност на пещта, t; z - продължителност на един цикъл на изпичане, включително пълненето, изпразването и текущите ремонти, h; $n_{раб}$ - брой на работните дни в годината; $V_{пещ}$ - обем на пещта, m^3 ; δ - брак, %; ρ_{prod} - плътност на нареждането на изделията, t/m^3 .

2.1. Видове камерни пещи за изпичане на керамични изделия

За дългия период на своето съществуване камерните пещи са претърпели редица конструктивни изменения и затова тяхното разнообразие по вид и предназначение е голямо:

1. Полски (пирамидални) пещи за изпичане на тухли и керемиди - те са най-примитивните като конструкция и се строят до мястото, където е суровината и където изделията се използват за строеж. Тя в същност е изградена от самите тухли за изпичане и съществува,



Фиг. 1.4. Полска (пирамидална пещ) [67]

докато тези тухли се изпекат. На фигура 1.4 е показана една действаща полска пещ [67].

2. Еднокамерни четириъгълни с горно или долно отвеждане на димните газове. Счита се, че долното отвеждане на димните газове е по-удачно конструктивно решение от горното отвеждане, защото се създава по-равномерно температурно и аеродинамично поле и затова се използват за производство на каменинови и клинкерни изделия.
3. Четириъгълни камерни пещи с едностранни или двустранни огнища. Първите се строят с ширина до 3m, а вторите до 6m. Височината им не надминава 2,4-2,8m. Дължината им е обикновено между 10m и 15m и се определя от желаната производителност.

4. Камерни пещи използващи твърдо, течено или газообразно гориво, като реализирания топлообмен между горещите газове и продукцията може да е директен или индиректен (посредством муфели).
5. Електрически камерни пещи - използвани основно за изпичане в лабораторни условия или за производство на много чиста керамика. Техният работен обем е до 2m^3 и имат малка мощност. Нагряването става посредством метални и неметални електрически нагреватели.
6. Камерни пещи с подвижен под, с врата-стена – те служат за изпичане на едрогабаритни изделия и такива със специален режим на изпичане. Подвижния под на камерните пещи може да бъде вагонетка или метална хидравлична рампа, върху която е нареден огнеупорен материал и продукцията за изпичане.
7. Кръгли едно- или двукамерни пещи - те имат по-висока устойчивост на термични напрежения отколкото четириъгълните и при нагряване и охлаждане те се разширяват / свиват равномерно, като липсата на ъгли при тях позволява създаването на по-равномерно температурно поле в пещната камера. Тези пещи се използват за изпичане на фина керамика – фаянс и порцелан. Изгарянето на горивото става в огнища, разположени по периферията на долната работна камера, оттам горещите димни газове през канали се предават в горната работна камера и през комина се изхвърлят в атмосферата.
8. Многокамерни пещи – те са създадени с цел да се подобри ефективността на камерните пещи, като се намалят топлинните загуби в околното пространство посредством намаляване на външните повърхности на самите камери и газоходи. Група от отделни камерни пещи са свързани в един блок с общи междинни стени и система от канали, способстващи за по-пълноценно оползотворяване на топлината на изходящите газове и тази, отнемана с въздуха от изпечените вече изделия.

2.2. Материален и топлинен баланс на камерните пещи

Ефективността на топлотехническите агрегати, каквито са камерните пещи за изпичане на керамика, се определя на базата на оценъчни коефициенти, чиито стойности се определят след съставянето на материален и топлинен баланс [17]. От направените анализи на тяхната работа се очертава основния им недостатък – голям специфичен

разход на топлина, вследствие от периодичното им действие и високата температура на изходящите газове.

2.2.1. Материален баланс на камерните пещи

Материалният баланс се съставя въз основа на Закона за съхранение на материята за отворена термодинамична система и гласи, че “сумата от входящи (приходните) материални потоци - $\dot{M}_i^{np}$ е равен на сумата от изходящите (разходните) материални потоци - $\dot{M}_i^{разх}$ ”.

$$\sum_{i=1}^n \dot{M}_i^{np} = \sum_{i=1}^n \dot{M}_i^{разх} \quad (1.5)$$

Той е разписан по-долу за интегралните входящи и изходящи маси за периода на изпичане. Всички входящи потоци на горивото и въздуха, и изходящи масови потоци на продуктите на горене се изменят с времето. Масата на изпичаната продукция намалява в случай, че в нея протичат фазообразуващи процеси и се отделят газове.

А. Материални приходи M_i^{np} :

1. Количество сурова продукция, постъпваща в пещта:

- суха продукция, вкарана в пещта:

$$M_{prod}^c = M_{изд}^c n^e N, \quad kg \quad (1.6)$$

където $M_{изд}^c$ е маса на сухото изделие, kg/изделие; n^e - брой на изделията, натоварени на един вагон, бр/вагон; N - брой на вагоните, влизащи в пещта за един работен цикъл, бр.

- влажна продукция, постъпила в пещта:

$$M_{prod}^{вл} = M_{prod}^c \frac{100}{100 - w_{prod}}, \quad kg \quad (1.7)$$

където w_{prod} е влажността на продукцията, %;

2. Масата на футеровката, помощния огнеупорен материал и металната част на вагоните, постъпващи в пещта:

$$M_{ваг} = (M_{ф} + M_{огн} + M_{м.ч.})N, \quad kg \quad (1.8)$$

където $M_{ф}$, $M_{огн}$, $M_{м.ч.}$ са масата на футеровката, помощния огнеупорен материал и металната част на един вагон, kg;

3. Количество гориво, изгаряно в пещта:

$$B, \text{ kg} \quad (1.9)$$

4. Количество въздух, постъпващо в пещта за горивния процес:

$$M_{\text{въздух}}^{\text{зоп}} = V_{\text{въздух}}^{\alpha} B \rho_{0\text{въздух}}, \text{ kg} \quad (1.10)$$

където $V_{\text{въздух}}^{\alpha}$ е количество въздух за изгаряне на горивото при коефициент на излишък на въздух α , $\text{m}^3/\text{m}^3_{\text{гор}}$; $\rho_{0\text{въздух}}$ - плътност на въздуха при нормални физични условия, kg/m^3 ;

4.1. Количество първичен въздух за горивния процес:

$$M_{\text{n.въздух}}^{\text{зоп}} = k V_{\text{въздух}}^{\alpha} B \rho_{0\text{въздух}}, \text{ kg} \quad (1.11)$$

където k е частта от общото количество, постъпващо като първичен въздух за горивния процес;

4.2. Количество вторичен въздух за горивния процес:

$$M_{\text{вт.въздух}}^{\text{зоп}} = (1-k) V_{\text{въздух}}^{\alpha} B \rho_{0\text{въздух}}, \text{ kg} \quad (1.12)$$

Б. Материални разходи $M_i^{\text{разх}}$:

1. Количество изпечена продукция, напускаща пещта:

$$M_{\text{прод}}^{\text{нан}} = M_{\text{прод}}^c \left(1 - \frac{n}{100}\right), \text{ kg} \quad (1.13)$$

където n е процентното съдържание на изходното химическо вещество в суха маса на материала, претърпяло дехидратация и декарбонизация в процеса на изпичане, %;

2. Количество химическо вещество, претърпяло дехидратация и декарбонизация в процеса на изпичане:

$$M_{\text{хим}} = M_{\text{прод}}^c \left(\frac{n}{100}\right), \text{ kg} \quad (1.14)$$

3. Количество изпарена влага от суровата продукция:

$$M_{\text{в}} = M_{\text{прод}}^{\text{вт}} - M_{\text{прод}}^c, \text{ kg} \quad (1.15)$$

4. Маса на футеровката, помощния огнеупорен материал и металните части на вагоните, напускащи пещта:

$$M_{\text{ваг}} = (M_{\text{ф}} + M_{\text{огн}} + M_{\text{м.ч.}}) N, \text{ kg} \quad (1.16)$$

5. Количество димни газове от изгаряне на горивото при коефициент на излишък на въздух α :

$$M_{\text{CO}_2}^{\text{дз}} = V_{\text{CO}_2}^{\text{дз}} \rho_{\text{CO}_2} B, \text{ kg} \quad (1.17)$$

$$M_{\text{SO}_2}^{\text{дз}} = V_{\text{SO}_2}^{\text{дз}} \rho_{\text{SO}_2} B, \text{ kg} \quad (1.18)$$

$$M_{N_2}^{\partial z} = V_{N_2}^{\partial z} \rho_{N_2} B, \quad kg \quad (1.19)$$

$$M_{O_2}^{\partial z} = V_{O_2}^{\partial z} \rho_{O_2} B, \quad kg \quad (1.20)$$

$$M_{H_2O}^{\partial z} = V_{H_2O}^{\partial z} \rho_{H_2O} B, \quad kg \quad (1.21)$$

където $\rho_{CO_2}, \rho_{SO_2}, \rho_{N_2}, \rho_{O_2}, \rho_{H_2O}$ са плътностите на съответните газове, отчетени при нормални физични условия

$$M^{\partial z} = M_{CO_2}^{\partial z} + M_{SO_2}^{\partial z} + M_{N_2}^{\partial z} + M_{O_2}^{\partial z} + M_{H_2O}^{\partial z}, \quad kg \quad (1.22)$$

2.2.2. Топлинен баланс на камерните пещи

Топлинният баланс се съставя въз основа на Закона за съхранение на енергията за отворена термодинамична система и гласи, че “сумата от входящи (приходните) енергийни / топлинни потоци - $\dot{Q}_i^{np}$ е равен на сумата от изходящите (разходните) енергийни / топлинни потоци - $\dot{Q}_i^{разх}$ ”.

$$\sum_{i=1}^n \dot{Q}_i^{np} = \sum_{i=1}^n \dot{Q}_i^{разх} \quad (1.23)$$

Отделните пера в топлинния баланс на камерните пещи са взети с техните моментни стойности и за тяхната оценка се предлага балансовото уравнение да се разглежда в матричен вид [14]:

$$[B] \left([Q_o^p] + V_\alpha [h_{вздох}] + [h_{гор}] - V_\alpha^{\partial z} [h_{\partial z}] \right) = [\dot{Q}_{нагр}] + [\dot{Q}_{прод}] + [\dot{Q}_{огн}] + [\dot{Q}_{хим}] \quad (1.24)$$

където:

$$[B] = \begin{bmatrix} B_{11} & 0 & \cdot & 0 \\ 0 & B_{22} & \cdot & 0 \\ \cdot & \cdot & \cdot & \cdot \\ 0 & 0 & 0 & B_{nn} \end{bmatrix} - \text{диагонална матрица с моментните стойности на количеството}$$

на горивото;

$$[Q_o^p] = \begin{pmatrix} Q_o^p \\ \cdot \\ \cdot \\ \cdot \\ Q_o^p \end{pmatrix} - \text{матрица -стълб със стойностите на долната работна калоричност на}$$

горивото;

$$[h_{\text{вздох}}] = \begin{pmatrix} h_6^1 \\ h_6^2 \\ \vdots \\ h_6^n \end{pmatrix} - \text{матрица - стълб с моментните стойности на енталпията на въздуха за}$$

горене;

$$[h_{\text{гор}}] = \begin{pmatrix} h_2^1 \\ h_2^2 \\ \vdots \\ h_2^n \end{pmatrix} - \text{матрица - стълб с моментните стойности на енталпията на горивото;}$$

$$[h_{\text{ог}}] = \begin{pmatrix} h_{\text{ог}}^1 \\ h_{\text{ог}}^2 \\ \vdots \\ h_{\text{ог}}^n \end{pmatrix} - \text{матрица - стълб с моментните стойности на енталпията на димните}$$

газове:

$$h_{\text{ог}}^i = c_{p,\text{ог}}^i t_{\text{ог}}^i ; h_{\text{вздох}}^i = c_{p,\text{вздох}}^i t_{\text{вздох}}^i \quad (1.25)$$

Специфичните топлинни капацитети на въздуха и димните газове са определени съгласно:

$$c_{\text{вздох}}^i = 1298 + 0,233 t_{\text{вздох}}^i ; c_{\text{ог}}^i = 1354 + 0,343 t_{\text{ог}}^i \quad (1.26)$$

Температурата на изходящите от пещта газове може да се определи от израза:

$$T_{\text{ог}}^i = \sqrt{T_{\text{max}}^i T^i} = \sqrt{T_{\text{ог}}^i T^i} \quad (1.27)$$

Изменението на температурата в пещното пространство T_i в рамките на изследваните режими се определя съгласно температурните криви на последните. За T_{max} във формула (1.27) се приема действителната температура $T_{\text{ог}}$ на горене в пещта, чието изменение в рамките на изследваните режими е определено съгласно:

$$T_{\text{ог}}^i = 273,15 + k \frac{Q_{\text{ог}}^p + c_{\text{гор}} t_{\text{гор}} + V_{\alpha} t_{\text{вздох}}^i c_{\text{вздох}}^i}{V_{\alpha}^2} \quad (1.28)$$

с коефициент, отчитащ загубите при горенето при този тип пещи $k=0,8$;

$$[\dot{Q}_{\text{нагр}}] = \begin{pmatrix} \dot{Q}_{\text{нагр}}^1 \\ \dot{Q}_{\text{нагр}}^2 \\ \vdots \\ \dot{Q}_{\text{нагр}}^n \end{pmatrix} - \text{матрица - стълб с моментните стойности на топлинния поток за}$$

нагриване на пещта и вагона:

$$\dot{Q}_{\text{нагр}}^i = \dot{Q}_{\text{ак}}^i + \dot{Q}_{\text{ок}}^i \quad (1.29)$$

$$[\dot{Q}_{хим}] = \begin{pmatrix} 0 \\ \vdots \\ \dot{Q}_{хим1} \\ 0 \\ \dot{Q}_{хим2} \\ 0 \end{pmatrix} - \text{матрица - стълб с моментните стойности на топлинните потоци,}$$

необходими за протичане на химични реакции в продукцията. Тези топлини се поставят i-тите редове на матриците, съответстващи на времето за достигане на температурите, при които е възможно протичането на съответните фазообразуващи реакции;

$$[\dot{Q}_{прод}] = \begin{pmatrix} \dot{Q}_{прод}^1 \\ \dot{Q}_{прод}^2 \\ \vdots \\ \dot{Q}_{прод}^n \end{pmatrix} - \text{матрица - стълб с моментните стойности на топлинния поток за}$$

нагриване на продукцията;

$$[\dot{Q}_{огн}] = \begin{pmatrix} \dot{Q}_{огн}^1 \\ \dot{Q}_{огн}^2 \\ \vdots \\ \dot{Q}_{огн}^n \end{pmatrix} - \text{матрица - стълб с моментните стойности на топлинния поток за}$$

нагриване на огнеприпаса.

Горният индекс на елементите на матриците се отнася за края съответно на $1\Delta\tau$; $2\Delta\tau$ $n\Delta\tau$ времеви интервал от цикъла на изпичане на изделията.

За определяне на моментните стойности на последните два топлинни потока в настоящата работа се предлага аналогична на температурната крива за режима на изпичане зависимост между моментните им стойности и времето τ :

$$Q_{прод}^i = \begin{cases} \frac{\dot{Q}_{прод}^{\tau_{нагр}}}{\tau_{нагр}} \tau \text{ за } \tau \leq \tau_{нагр} \\ \dot{Q}_{прод}^{\tau_{нагр}} \text{ за } \tau_{нагр} \leq \tau \leq \tau_{изп} \end{cases} \quad (1.30)$$

и

$$Q_{огн}^i = \begin{cases} \frac{\dot{Q}_{огн}^{\tau_h}}{\tau_h} \tau \text{ за } \tau \leq \tau_{нагр} \\ \dot{Q}_{огн}^{\tau_h} \text{ за } \tau_h \leq \tau \leq \tau_{изп} \end{cases} \quad (1.31)$$

След числено решение на уравнението (1.24) се получават моментните стойности на необходимото количество гориво B_{ji} . Пълните количества на внесените и отведените през него топлини и количество на горивото се получават чрез числено интегриране на

зависимостта на елементите на горните матрици от времето в рамките на разглеждания цикъл:

$$B = \int_0^{n\Delta\tau} B(\tau) d\tau \quad (1.32)$$

Ограничение за осъществяване на изследвания топлинен режим на пещта е максималната изчислена моментна стойност на горивото $B_{\max}$ да бъде по-малка от максималната възможна за съществуващата горивна инсталация [15].

Посоченият топлинен баланс е развит от направлението по “Промислена топлотехника” в катедра “Технология на силикатите” към Факултета по металургия и материалознание при Химикотехнологичен и металургичен университет - София. Базиран е на редица допускания за линейни изменения на топлинните потоци и посредством моделиране тези зависимости могат да бъдат уточнени.

2.3. Топлообмен в камерните пещи

Топлинната обработка на керамичната продукция в камерните пещи се извършва чрез предаване и отнемане на определени количества топлина между тела с различна температура. В повечето камерни пещи източник на топлина са факелът и димните газове, образувани при изгарянето на съответното гориво – течно, твърдо или газообразно, докато при пещите с електрически ток източник се явяват електронагревателите. Топлообменът в камерните пещи, т.е. процеса на нагряване и охлаждане на изпичаните изделия в пещното пространство, представлява нестационарен процес, свързан с изменение във времето на параметрите и стойностите на температурните и газодинамични полета.

Топлина се предава в пространството чрез топлопроводност (кондукция), топлопредаване (конвекция) и чрез излъчване (радиация) [11, 16, 27, 48]. По своята същност **топлопроводността** е сложен преносен процес, причинен от движението на микроструктурните елементи на материята – молекули, атоми, електрони и техния непосредствен контакт, при което се предава кинетична енергия. Този процес може да се обясни като предаване на енергия от частици с по-високо енергийно ниво към такива с по-ниско. Различните начини за предаване на тази енергия възпрепятстват създаването на единен действителен механичен модел – при диелектричните твърди тела и течности това става посредством еластични вълни (вълни на Дебай, при които трептенията на решетките възбуждат вътрешен фононен транспорт), при газовете чрез дифузия на атоми и молекули, и при металите – чрез дифузия на свободни електрони и фонони. Приема се, че

топлопроводността на идеалните газове не се влияе от налягането, докато при реалните газове и пари това не е така. При увеличаване на температурата се повишава специфичния топлинен капацитет и средната скорост на молекулите на газа. С това се обяснява и значителното нарастване на теплопроводността при газовете. При чистите метали с нарастване на температурата, тяхната теплопроводност намалява, докато при сплавите и металите с примеси се наблюдава повишение. За теплоизолационни материали се използват твърди материали с нисък коефициент на теплопроводност, които във вид на нишки, прахообразно състояние или пяна формират пореста структура. Те повишават силно своята теплопроводност с увеличаване на плътността и влагосъдържанието си.

Предаването на **топлина чрез конвекция** е процес, протичащ вследствие на температурна разлика между две материални среди (най-често това са твърди тела и обтичащия ги флуид) и свързаното с това хаотично микро- и макродвижение на флуидните частици. Процесът на топлопредаване се осъществява при наличието на два гранични слоя – *динамичен граничен слой* (област, в която скоростта на флуида се изменя от нула, поради наличието на адхезионни сили и полепването на частиците към твърдата повърхност, до тази на несмутеното течение) и *температурен (топлинен) граничен слой* (област, в която температурата на флуида се изменя от температура на твърдата повърхност до температура на несмутеното течение). В непосредствена близост до повърхността, където скоростта на флуида е близка до нула, топлопренасянето се осъществява преобладаващо чрез теплопроводност. Другият преносен механизъм, породен от макроскопичното движение на флуида, има съществен дял за преноса на енергия в самия флуид чрез вихрови (турбулентни) образувания и интензивно разместване в напречна посока. Следователно топлообмена през ламинарния граничен слой не е толкова интензивен, колкото преноса на топлина в турбулентния поток далеч от повърхността. Факторите, които оказват влияние върху конвективния топлообмен са скоростта, специфичният топлинен капацитет, коефициентът на теплопроводност, плътността, температурата, динамичния и кинематичния вискозитет на флуида, размерите, грапавостта и температурата на обтекаемото тяло, и температурната разлика между двете среди – флуидна и нефлуидна. От съществено значение е и вида на движение на обтичащия флуид – принудено или свободно, ламинарно или турбулентно.

Същността на **топлопренасянето чрез излъчване** се състои в способността на телата да превръщат топлинната (вътрешната) си енергия в лъчиста, която да се пренесе през пространството посредством електромагнитни вълни, и при попадане върху друго

тяло да се превърне отново, частично или напълно, в топлинна (вътрешна) енергия. Прието е, че лъчистата енергия се пренася чрез електромагнитните вълни (според класическата вълнова теория) или чрез фотони според квантовата механика. За разлика от другите два начина на топлопренасяне, този не се нуждае от материален контакт. Материалните тела се различават съществено по характера на топлинното си излъчване и поглъщане – повечето твърди и течни тела имат непрекъснат спектър на излъчване на енергия в целия интервал на дължината на вълната от нула до безкрайност. Такива са диелектриците, полупроводниците и металите с грапава и окислена повърхност. Металите с полирана повърхност, газовете и парите се характеризират със селективен (прекъснат) спектър на излъчване. Друга особеност на лъчистият топлообмен е, че полупрозрачните тела – стъкло, кварц, оптична керамика, различни видове пластмаси, газове и пари (изключение са едно- и двуатомните) излъчват и поглъщат топлинни лъчи с целия си обем. Интензитетът зависи много по-силно от температурата на телата, отколкото при топлопроводност и конвекция.

В промишлените топлинни агрегати е рядкост самостоятелното протичане на процеси на топлопроводност, топлопредаване и излъчване, то много по-често се наблюдава едновременно и съвместно протичане на два или три от тях. Топлообменът в камерните пещи включва процеси на предаване на топлина от горещите газове към редалката и зидарията на пещта чрез излъчване и конвекция, и радиационен топлообмен между повърхностите с различна температура. Топлинните лъчи от изгаряне на горивото се поглъщат и отразява от три- и многоатомните газове, които отразени лъчи попадат върху нефлуидната среда. От своя страна нефлуидната среда поглъща част от попадналата върху нея лъчистата енергия, а друга част отразява обратно към флуидната. Съвкупността от тези процеси са вариант на т.нар. **спрегнат топлообмен** (Conjugate heat transfer - СНТ).

2.4. Горивен процес в камерните пещи

Процесът на горене представлява превръщане на реагиращите вещества в продукти на горене, като същевременно се отделя топлина. При съвременните пещи за изпичане на керамика се използва основно газообразно гориво – природен газ, който има редица преимущества пред другите видове горива [18, 48]:

- опростена конструкция на горивната инсталация и възможност за пълно автоматизиране на горивния процес;

- постигане на по-добро смесване на горивото и въздуха, вследствие на което се постигат по-високи температури при намален излишък на въздух и се намаляват загубите на физична топлина с изходящите газове;
- намаляване на замърсяването на околната среда и осигуряване на много добри санитарно-хигиенни условия на работните места;
- предотвратяване образуването на сажди при изгарянето на горивото и осигуряване на чистота на изпичаната продукция;

Долната топлина на изгаряне Q_o^p при газообразните горива и в частност на природния газ се определя в kJ/m^3 по формула:

$$Q_o^p = 358,17CH_4 + 637,48C_2H_6 + 912,5C_3H_8 + 1186,45C_4H_{10} + 1140,77C_5H_{12} \quad (1.33)$$

където $CH_4, C_2H_6, C_3H_8, C_4H_{10}, C_5H_{12}$ са обемните проценти на съответния компонент на природния газ.

Връзката между долна Q_o^p и горна Q_z^p работна топлина на изгаряне се изчислява по формулата:

$$Q_o^p = Q_z^p - 25,12W_{prod}, \quad \text{kJ/m}^3 \quad (1.34)$$

където W_{prod} е съдържание на влага в продуктите на горене, kg/m^3 .

Преизчисляването на състава на газа от сухо гориво във влажно гориво се извършва по формулата:

$$H_2O = \frac{100 W_{газ}}{804 + W_{газ}}, \quad \% \quad (1.35)$$

където $W_{газ}$ е съдържание на влага в газа, g/m^3 сух газ за съответната температура.

На база на основните реакции на окисляване на горивните компоненти на природния газ – метан, етан, пропан, бутан, пентан се определя и теоретично необходимото количество въздух за горенето V_o в m^3/m^3 гориво по формула:

$$V_o = 0,0238(CO + H_2 + 3H_2S + 2 \sum (n + 0,25m)C_nH_m - 2O_2) \quad (1.36)$$

В реални условия се работи с различно количество на въздуха, необходим за горенето. Това се налага и поради факта, че има недоизгаряне на горивото и необходимостта да се поддържа определена газова среда, която може да бъде редукиционна ($\alpha < 1$), неутрална ($\alpha = 1$) или окислителна ($\alpha > 1$). Действителното количество на въздуха V_α , необходимо за горене се определя по формулата:

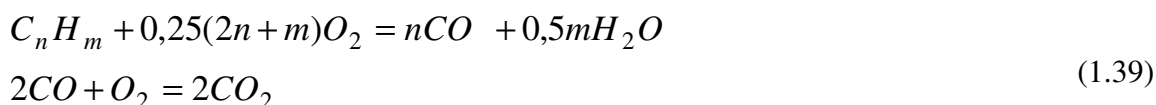
$$V_\alpha = \alpha V_o, \quad \text{m}^3/\text{m}^3 \quad (1.37)$$

От гледна точка на горивния процес високите стойности на коефициента α оказват неблагоприятно влияние, тъй като понижават температурата на горенето. При изгаряне на предварително смесено с въздух газообразно гориво той може да бъде $\alpha = 1,00 \div 1,05$, докато при изгаряне на газообразно гориво в обикновенни горелки без предварително смесване на въздух коефициента може да бъде $\alpha = 1,05 \div 1,25$ [17, 18].

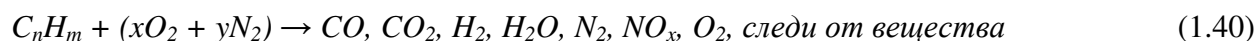
Процесът на изгаряне на газовото гориво представлява хомогенен процес, при който отсъства ясна разделителна повърхнина между газообразното гориво и окислителя (най-често въздух). Този процес включва в себе си няколко етапа като образуването на газовъздушната смес, нейното подгряване и запалване, едновременно с това и термично разлагане на участващите в горенето вещества (тук се образуват алдехиди, а те от своя страна се разлагат до крайни продукти водород и въглерод, който е и причината за образуване на сажиди), и окончателно изгаряне на продуктите на това разлагане, образувайки последователно CO, CO₂ и H₂O. Реакцията на едностъпково изгаряне на въглеводороден тип гориво от вида C_nH_m и образуването на CO₂ дава представа само за началния и краен стадий на процеса:



При двустъпковия процес имаме следните реакции:



Всъщност реалния процес на взаимодействие между горивото и въздуха представлява многостъпкова реакция, с получаване на множество междинни и крайни продукти:



където n и m са стехиометрични коефициенти.

Условие за възникване на горене се явява контактът между молекулите на кислорода и тези на горещия газ, като в случая е в сила хипотезата на Арениус, че "химическа реакция не настъпва при всеки сблъсък на молекулите на реагиращите вещества, а само при стълкновение на молекули, притежаващи излишна енергия над определено ниво, т.е. активни молекули". Оттук следва, че за протичането на реакция е необходимо поглъщането на определено количество енергия (енергия на активация) от молекулите на изходните вещества за преодоляването на тази енергийна бариера. Вследствие на тази реакция се образуват нови вещества (продукти на горенето) и се отделя топлина. Следователно енергията на активация определя основно скоростта на реакцията: колкото по-малка е тази енергия, толкова по-бързо протича тази реакция [3].

Зависимостта на скоростта на химическата реакция (определена като константа на скоростта на реакция K) от температурата се задава от уравнението на Арениус:

$$K = K_0 e^{\frac{-E}{RT}} \quad (1.41)$$

където K_0 и E са кинетични константи; $R=8,314 \text{ kJ/(kmolK)}$ е универсална газова константа.

Във формула (1.41) параметрите могат да съответстват: K_0 - на общия брой на сътолковения между молекулите в единица обем за единица време, E - на минималното количество енергия на сблъскващите се молекули и K - на броя на реагиращите молекули.

Скоростта на химична реакция при постоянна температура при мономолекулна реакция е пропорционална на налягането, тази при бимолекулна реакция е пропорционална на квадрата на налягането, а тази при тримолекулна реакция е пропорционална на третата степен на налягането. Влиянието на състава на газовата смес (където освен окислител има и инертни примеси, какъвто е случая с въздуха за горене) при постоянно налягане и температура върху скоростта на химична реакция може да се оцени с частта ξ на окислителя към неговата смес с инертния газ, т.е.

$$\xi = \frac{\text{окислител}}{\text{окислител} + \text{инертни примеси}} \quad (1.42)$$

От направения анализ в [3] следва, че скоростта на химична реакция при наличие на примеси ще бъде с $1/\xi$ пъти по-бавна, отколкото при отсъствие на тези инертни примеси. При наличие на инертни примеси скоростта на химичната реакция намалява както в резултат на намалена концентрация на реагиращите вещества, така и поради това, че максималната скорост на горене съответства на обогатена, а не на стехиометрична смес, която да осигури пълното изгаряне на горивото.

В зависимост от това дали горивото и окислителя се смесват предварително и след това изгарят или тези два процеса протичат едновременно, се различават основно два типа изгаряне – кинетично и дифузионно. От своя страна тези два типа в зависимост от типа на потока се подразделят на турбулентно и ламинарно кинетично или дифузионно горене [120]. При горива с ниска дифузионна способност най-бавният процес при изгарянето е процесът на смесване на гориво и въздух и той определя интензивността на самото изгаряне.

При кинетичното горене (premixed combustion) се изгаря еднородната, предварително подготвена газовъздушна смес, като интензивността на процеса зависи само от кинетиката на химическата реакция. Горенето на сместа се осъществява чрез разпространение на пламъка в насрещно движещ се поток, постъпващ непрекъснато в пещната камера. В така образуваният се факел горивовъздушната смес се подгрява много бързо до температура, превишаваща температурата на възпламеняване, реакцията на окисление протича толкова интензивно, че термично разпадане на изходните продукти почти не се наблюдава и сажди във факела не се образуват. В случая факелът е прозрачен и малко светещ, като при този тип изгаряне може да се постигне и т.нар. беспламенно горене. Кинетичното изгаряне може да протече при ламинарен или турбулентен поток, като характерно за коефициента на турбулентна дифузия е, че той е с пет порядъка по-голям от коефициента на молекулярна дифузия. Скоростта на изтичане на сместа от дюзата на горелката при ламинарен поток е в границите $1 \div 6$ m/s, докато при турбулентния поток скоростта на изтичане по оста на пламъка може да се приеме в границите $10 \div 30$ m/s [11]. Като типичен пример за турбулентно кинетично горене се явяват изгарянето на горивото при двигателите с вътрешно горене с искрово запалване и стационарните газови турбини с ниски емисии на NO_x , докато пример за ламинарно кинетично горене са плоския и бунзеновския пламък.

При дифузионното горене (non-premixed combustion) горивото (газът) и въздуха се подават поотделно в горивната камера, където се осъществява тяхното смесване. Горивната смес се получава в резултат на взаимна дифузия между горимия газ и въздуха, като запалването на горивото и неговото изгаряне става за сметка на кислорода от въздуха в среда, представляваща смес от гориво, въздух и продукти на горенето. Интензивността на дифузионното смесване определя и скоростта на горене и именно този тип горене има най-голямо приложение в промишлените горивни инсталации.

Дифузионно горене на правоотокова струя от газ, който изтича в неподвижна или съпътстваща среда от окислител е представена на фигура 1.5 [3, 120]. При турбулентното разпространение на газовата струя от околната среда към зоната на горене 3 дифундира въздух, а от ядрото на струята 2 – горим газ и в зоната 3 те влизат в химична реакция, като образуват продукти на горене. Тези продукти от своя страна дифундират както в околната среда, където се смесват с въздуха (зона 5), така и във факела, където се смесват с горещите газове (зона 4). Повърхността на зоната 3 се образува от постъпващите в нея посредством турбулентна дифузия горещ газ и кислород от въздуха за горене, като те са в стехиометрично съотношение за пълно горене. Концентрацията на газ (линия $C_{\text{газ}}$) е

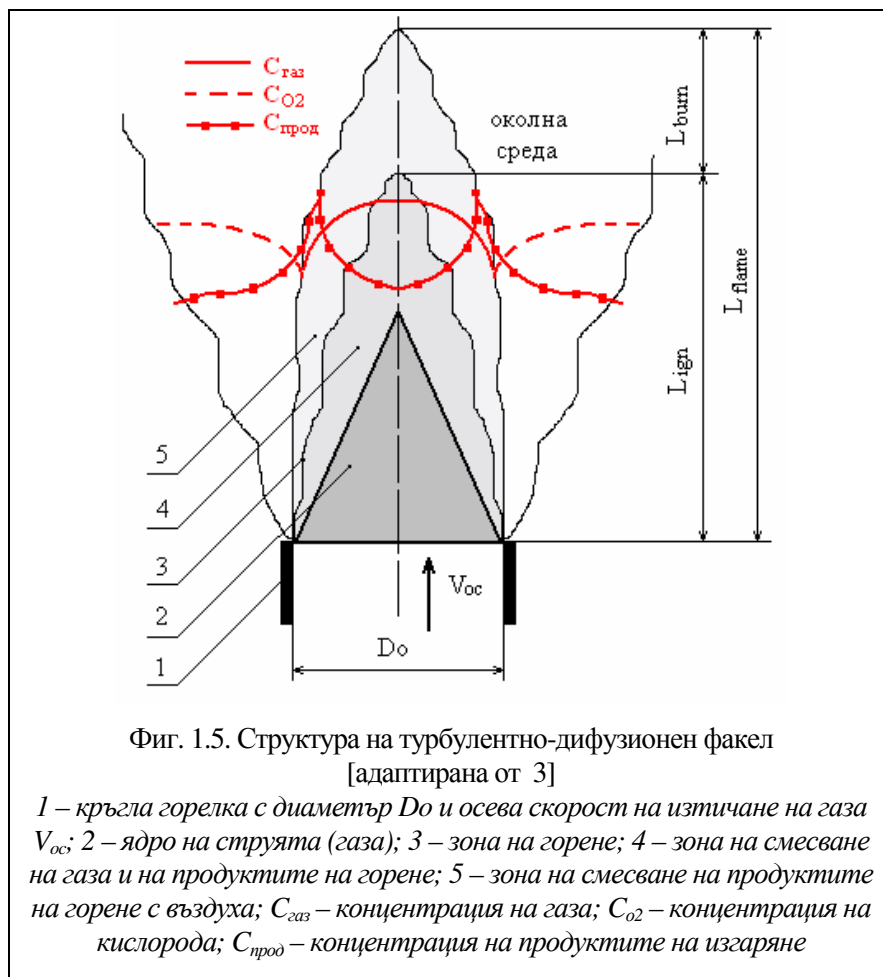
максимална по остта на факела, концентрацията на кислород (линия C_{O_2}) е максимална в околната среда, а е минимална в зоната на изгаряне, докато концентрацията на продуктите на изгаряне (линия $C_{\text{прод}}$) е максимална в зоната на изгаряне. Турбулентната струя е автотомелна и коефициентът на дифузия е пропорционален на нейната скорост V_{oc} и на диаметъра на горелката D_o , и следователно положението на зоната на възпламеняване и горене 3, както и относителната дължина на зоната на възпламеняване L_{ign}/D_o не зависят от скоростта на изтичане V_{oc} .

В общия случай зависимостта на относителната дължина на зоната на възпламеняване

L_{ign}/D_o зависи от стехиометричното число m , показващо разхода на кислород за единица маса от изгарящия газ и от концентрацията на кислород $O_2 \text{ mol/m}^3$ в средата се изразява със следната формула:

$$\frac{L_{ign}}{D_o} = f\left(\frac{m}{O_2}\right) \quad (1.43)$$

Общата дължина на пламъка L_{flame} е сума от дължината на зоната за възпламеняване L_{ign}



и зоната за доизгаряне на горивото L_{burn} (където става окончателното доизгаряне на елементарните молекули, на които е раздробен факела вследствие на турбулентните пулсации). В тях процесът на смесване се дължи на молекулната дифузия, която е значително по-бавна от турбулентната. Допълнителен фактор за забавянето на процеса на горене оказва и малката концентрация на кислород и горим газ.

Относителната дължина на зоната на доизгаряне L_{burn}/D_o може да се определи съгласно формулата:

$$\frac{L_{burn}}{D_o} \approx \frac{V_{oc} \tau_{burn}}{D_o} \quad (1.44)$$

където V_{oc} е средна осева скорост на изтичане на струята, m/s; τ_{burn} е времето, за което елементарните молове изгарят, т.е. изминават разстоянието на L_{burn} .

Това време τ_{burn} зависи от размера на най-големите елементарни молове ψ , m, коефициента на молекулна дифузия D , m²/s и функцията $f\left(\frac{m}{O_2}\right)$, влияеща на големината на дифузионния поток или τ_{burn} се изчислява по формулата :

$$\tau_{burn} = \frac{\psi^2}{D} f\left(\frac{m}{O_2}\right), s \quad (1.45)$$

Като цяло отчитайки влиянието на хидродинамичния критерий на Рейнолдс Re и вихровия пренос върху относителния размер на турбулентни елементарни молове, може да се изведе зависимостта:

$$\frac{L_{burn}}{D_o} = f\left(\frac{\rho_o}{\rho}, \frac{V_{oc}^2}{g D_o}, \frac{\nu}{D}\right) \quad (1.46)$$

където ρ_o и ρ са плътности на изтичащия от горелката горим газ и плътността на околната среда, kg/m³;

Увеличаването на температурата на газа води до намаляване на относителната дължина на зоната на доизгаряне L_{burn}/D_o , вследствие влиянието ѝ върху коефициента на молекулна дифузия D и кинематичния вискозитет ν .

За относителната дължина на факела L_{flame}/D_o може да се запише, че зависи от:

$$\frac{L_{flame}}{D_o} = f\left(\frac{m}{O_2}, \frac{\rho_o V_{oc}^2}{\rho g D_o}, \frac{\nu}{D}\right) \quad (1.47)$$

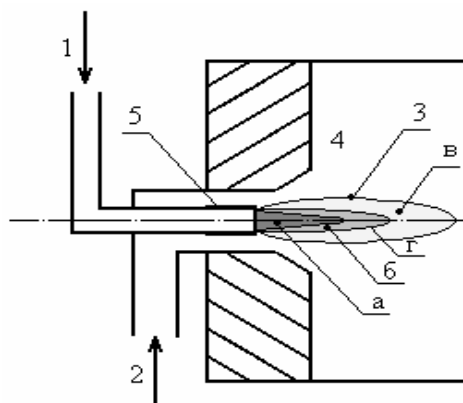
като върху неговата дължина оказва влияние и конструкцията на горелките.

Съществува и т.нар. “смесено горене”, при което горимият газ е предварително частично смесен с въздух, но количество на въздуха не е достатъчно за пълното му изгаряне.

2.5. Горивни инсталации в камерните пещи

Изгарянето на горивото в камерните пещи става посредством горивна инсталация, състояща се от горелки, подаваща тръбопроводна арматура за природен газ и въздух, контролни, измервателни и регулиращи уреди, система за автоматично регулиране и нагнетателен вентилатор, осигуряващ притока на въздуха за горене. Елемент от горивната инсталация е и отвеждащия димните газове тръбопровод, където често се монтират рекуперативни топлообменници за предварително подгряване на горивния въздух. Изгарянето на газообразните горива преминава през няколко етапа – образуване на газовъздушната смес, нейното подгряване, термично разлагане, възпламеняване и изгаряне на продуктите на термично разлагане.

Процесът на смесване определя и скоростта на изгарянето. В зависимост от мястото, където се подготвя газовъздушната смес се различават два типа устройствата за това изгаряне – дифузионни (фиг.1.6) и кинетични (фиг.1.7) горелки.



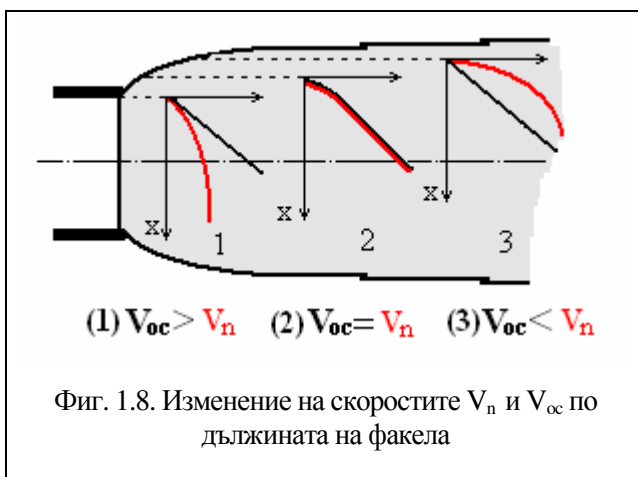
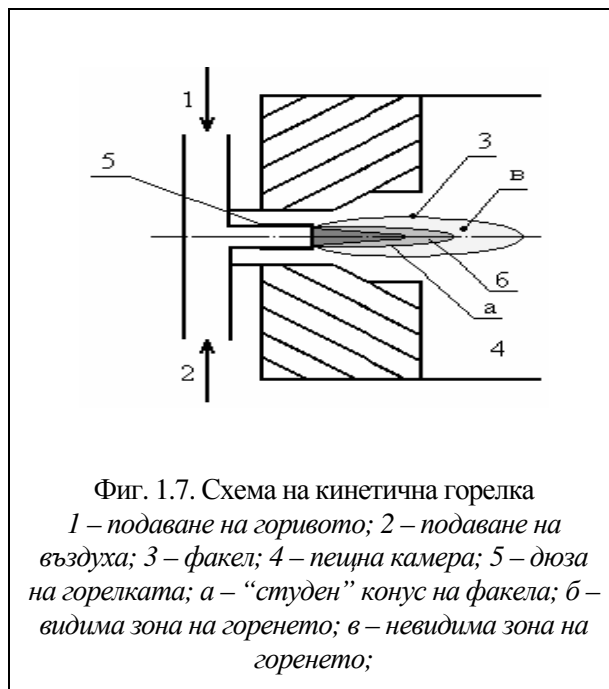
Фиг. 1.6. Схема на дифузионна горелка
 1 – подаване на горивото; 2 – подаване на предварително подгрятия въздух; 3 – факел; 4 – пещна камера; 5 – дюза на горелката; а - конус на факела; б – зона на смес от газ и продукти на горенето; в – зона с продукти на горенето; г – видим фронт на горенето

При дифузионните горелки в зависимост от аеродинамичните режими на изгаряне съществува ламинарно (молекулно) и турбулентно (дифузионно) горене. При тях от дюзата на горелката изтича само газ или газовъздушна смес с недостатъчно количество въздух ($\alpha < 1$), а останалото необходимо количество на въздух се подава непосредствено около горелката в пешното пространство. Първичният въздух оформя факела във вид на конус, извън който горимия газ доизгаря, реагирайки с вторичния въздух.

Дължината на турбулентния факел при дифузионното горене може да се пресметне по формулата:

$$L_{flame} = 173 D_o, \text{ mm} \quad (1.48)$$

При дифузионни горелки с ламинарен поток на горивната смес факелът става разтеглен, “мек” и е с понижена температура, близка до температурата на горещите газове в пещта. По-късият факел, вследствие на по-голямата интензивност на топлопредаването от горещите газове към околната среда и по-голямата скорост на потока се нарича “твърд” факел.



За кинетичните горелки е характерно това, че вследствие на кинетичното горене, предварителното смесване на горимия газ и въздуха, и бързото подгряване на сместа, не се наблюдава термично разпадане на въглеводородите и не се образуват сажди. Факелът е прозрачен и малко светещ и е възможно дори да се получи безпламъчно горене. Различават се също така ламинарно

и турбулентно горене. При ламинарното горене нормалната скорост V_n на разпространение на фронта на пламъка може да бъде по-малка (1), равна (2) или по-голяма (3) от осевата скорост на газовъздушната смес V_{oc} - фиг.1.8.

Когато $V_{oc} > V_n$ фронтът на горене се откъсва и отдалечава от устието на горелката, вследствие на факта, че в корена на факела газовъздушната смес е силно накъсана и няма необходимите условия (достатъчно висока температура и концентрация) за протичане на възпламеняването. Скоростите на откъсване $V_{от}$ и на прекъсване $V_{пр}$ на факела зависят от диаметъра на отвора на дюзите d , mm [77]:

$$V_{от} = 8,65(1+0,2d^2)^{0,5}, \text{ m/s} \quad (1.49)$$

$$V_{пр} = 15(1+0,2d^2)^{0,5}, \text{ m/s} \quad (1.50)$$

Когато $V_{oc} = V_n$ (в близост до изхода на горелката) пламъкът се държи устойчиво, образувайки стабилен запалителен кръг, осигуряващ непрекъснатото запалване на постъпващата горивна смес по периферията на струята.

Когато $V_{oc} < V_n$ се наблюдава прескачане (обратен удар) на пламъка, като задържането на пламъка в самата горелка предизвиква удари, шум и свистене, и се появява опасност от взрив. За избягване на откъсването на пламъка и прекъсването на горенето се организира предварителна турбулизация и завихряне на потока на горивната смес.

Съществуват множество различни по конструкция, мощност и предназначение горелки – вихрови горелки за въртящи се пещи с регулиране на скоростта на изтичане, газови горели с ниско налягане и ниска скорост на изтичане, газови горелки за високотемпературни керамични пещи с подаване на първичен (~ 20%) и вторичен (~ 80%) въздух, предварително загрят до 850-900°C.

2.6. Интензифициране на изгарянето на газово гориво

Интензификацията на горенето може да се постигне основно по два начина: чрез увеличаване на скоростта на турбулентно разпространение на пламъка и чрез увеличаване на повърхността на фронта на пламъка. Скоростта на турбулентно разпространение на пламъка зависи от интензивността на топло- и масообмена в пламъка и средата в пещната камера, като за тази цел е необходимо създаване на рационален аеродинамичен режим на изгаряне на горивото.

Скоростта на турбулентно разпространение може да се увеличи и чрез увеличаване на скоростта на химическата реакция, посредством увеличаване на температурата на въздуха (горивото). Предварителното силно загряване на горивото трябва да се избягва, тъй като предизвиква термично разлагане на тежките въглеводороди, а това е нежелателно. Трябва да се има предвид, че основното загряване (подгрбяване) на горивната смес става в пещната камера чрез дифузията на силно загретите продукти на горене. Увеличаване на скоростта на химическата реакция може да се получи и чрез увеличаване на концентрацията на реагиращите вещества.

Увеличаване на повърхността на фронта на пламъка е другия основен подход за интензификация на горивния процес. Повърхността на фронта на пламъка зависи от начина на запалване и характера на движение на газовете. Оценка за топлинното натоварване на пламъка е уравнението:

$$\frac{Q}{V} = \frac{V_m F Q_o^p}{V}, \quad kW / m^3 \quad (1.51)$$

или след определени преобразувания и допускания се получава:

$$\frac{Q}{V} = \frac{3V_n Q_o^p \rho \sqrt{V_{oc}^2 + V_n^2}}{rV_{oc}}, \quad kW / m^3 \quad (1.52)$$

където V_m е масовата скорост на газа, $kg/(m^2s)$; F и V са съответно площ (m^2) и обем (m^3) на факела; V_n е нормалната скорост на разпространение на пламъка, m/s ; r е радиуса на горелката, m ; ρ е плътността на изтичащия от горелката горим газ, kg/m^3 ;

От анализа на формула (1.52) може да се направи извода, че топлинното натоварване е обратно пропорционално на радиуса на горелката. Това се обяснява с факта, че горенето става по повърхността на факела (вътре във факела се образува инертен обем) и с намаляване на радиуса на горелката се увеличава повърхността на факела, отнесен към единица обем и същевременно нараства неговото обемно топлинно натоварване.

Когато ядрото на факела се разбие на множество микрофакли (малки пламъчета), то се увеличава общата повърхност на горене, отнесена към единица обем от факела и следователно се увеличава топлинното натоварване. Технически това се постига чрез поставяне на решетка на изхода на горелката и създаването на множество микрофакли.

При кръговите горелки възможностите за интензификация на горенето са малки, тъй като с намаляване на диаметъра на дюзите при горелките се намалява и тяхната мощност и топлопроизводство. За да се елиминира този недостатък се прибегва до употребата на процепни горелки, като при тях при еднаква площ на изходното сечение (сравнено спрямо кръговите горелки) широчината на процепа е много по-малка от радиуса на кръговите горелки и оттук скоростта на възпламеняване от периферията към оста на струята при процепните горелки е по-голяма.

Ускорено запалване се получава и при горелки, които създават въртеливо движение на газовата смес, по оста на която се получават зони на разреждане и предизвикват поток от високотемпературни продукти на горене към корена на факела. Той от своя страна приема формата на кух конус, запалването на който става както по периферията, така и по вътрешността на този конус.

Различните методи за интензификация на процеса на изгаряне на газово гориво следва да бъдат внимателно анализирани и прилагани, тъй като всеки един от тях води със себе си съпътстващи странични ефекти, касаещи икономичната и екологична ефективност на пещните агрегати. Подобряването на един параметър много често е свързано с влошаването на един или няколко други параметъра.

ГЛАВА 3. ИЗСЛЕДВАНЕ НА ТОПЛООБМЕНА В КАМЕРНИТЕ ПЕЩИ

Камерните печи представляват сложна система състояща се от флуидна и нефлуидна среда, в които протичат взаимосвързани нестационарни топло- и хидродинамични процеси. Познати са основно два подхода за оценка и анализ на топлообмена и ефективността на работа на различните в експлоатационно и конструктивно отношение камерни печи – експериментален и изчислителен.

Експерименталният подход е твърде скъп: високотемпературните камерни печи са материало- и енергоемки топлинни агрегати, работещи при нестационарен режим на работа, който се определя от редица технически и технологични ограничения. Анализ на тяхната работа и свързаните с това измервания на хидродинамиката и топлообмена са възможни единствено в реално работещи в индустриални условия печи, които измервания са много трудоемки и в много случаи неосъществими.

Изчислителният подход се основава на принципите на математичното моделиране и компютърно симулиране на топло – и масопреносните процеси в камерни печи, като за целта се създава математичен модел – система от уравнения, чието решение се търси при съответните условия на еднозначност за реална или виртуална печ – геометрични, физични, начални и гранични.

Класификацията на съществуващите методи за решаване на задачи, описващи топло- и хидродинамичните процеси в топлинните агрегати, може да се направи по различни признаци, като един от тях е формата на получените решения [2]. В зависимост от този критерий методите се разделят на [22]:

- **аналитични** – решението на задачата е представено във вид на формули, позволяващи при задаване на стойности на аргументите да се получават стойности на функциите;
- **числени** – решението е представено чрез числени стойности на функциите при зададени числени стойности на аргументите.

Използва се и т.нар. синтез между числените и аналитичните методи, при който на някой от етапите на анализа на аналитичните решения се използват числени методи.

Използването на числените методи от своя страна позволява решаването на сложни задачи, невъзможни за решение чрез аналитичните методи, като в последните години те придобиха преимуществено приложение спрямо аналитичните и другите методи [33]. Основните числени методи за анализ на топлинни и хидродинамични полета са:

- метод с крайни разлики – МКР;
- метод с крайни елементи – МКЕ;
- метод с крайни (контролни) обеми – МКО;
- метод с гранични интегрални уравнения – МГИУ.

Първият появил се във времето метод МКР се основава на апроксимация на диференциалното уравнение на полето (топлинно или хидродинамично) с дискретни аналози. Този метод намира широко приложение при решаване на задачите от динамика на флуидите.

Другия широко разпространени и прилаган метод е МКЕ. Посредством този метод могат да се решават задачи с голяма сложност, произволна геометрия, характеристики на среди и нелинейности. По същество методът с крайни елементи може да се раздели на няколко етапа:

1. Дискретизация на изследваната област на елементарни подобласти, наречени крайни елементи. Най-често се използват *възлови крайни елементи (nodal finite elements)*, при които във всеки елемент се дефинират точки (възли) и в които се търсят неизвестната функция. Използват се и други крайни елементи, например *ръбови (edge finite elements)*, *елементи-стени (faces finite elements)* и *изопараметрични (isoparametric finite elements)*, като в зависимост от решаваната задача те биват в повечето случаи двумерни (триъгълни и четириъгълни) и тримерни (тетраедри, хексаедри и призми). Условие е тези подобласти да не се застъпват и тяхното обединение да образува цялата изследвана област.
2. В границите на всеки краен елемент неизвестната функция (напр. температура, налягане) се апроксимира с полином от ниска степен – най-много до 3-та. Функциите на формата позволяват да се изрази неизвестната функция чрез стойностите ѝ във възлите на крайните елементи. Броят на възлите съответства на броя на коефициентите на апроксимиращия полином.
3. Извършва се интегриране върху изследваната област, основано най-често на минимизиране на (енергиен) функционал или посредством метода на Галеркин да се ортогонализира остатъка на приближеното решение със система от базисни функции (функции на формата) [63]. По този начин се достига до решаване на система линейни или нелинейни алгебрични уравнения от висок ред.

Обобщена схема, валидна за всички методи за приблизително решаване на уравненията на топлообмена (в частност на спрегнатия топлообмен), може да се представи със следната последователност:

1. Формулиране на конкретна физическа задача, чието решение се търси.
2. Съставяне на математичен модел, включващ основните интегрални и диференциални уравнения, описващи протичащите процеси, както и дефиниране на съответните гранични и начални условия.
3. Дискретизация по време и пространство на използваните в предходния етап интегрални и диференциални уравнения и получаване на съответната система от алгебрични уравнения.
4. Решаване на системата от алгебрични уравнения.
5. В случай, че решението е незадоволително, на база на резултатите от етап 4 се повтаря отново етап 3 или се задава друга схема на дискретизация.
6. Полученото крайно решение на поставената задача, удовлетворяващо поставените критерии, се анализира и обработва за последващо използване.

Най-разпространеният числен метод използван в CFD е МКО. Това е метода използван от най-популярните комерсиални среди – ANSYS CFX, Fluent. При него съществено е допускането, че във всяка контролна клетка (или краен обем) от мрежата всичките величини са постоянни и балансовите уравнения се интегрират за всичките контролни обеми на мрежата. Общото балансово уравнение на коя и да е величина ϕ (например налягане, температура, скалар на компонентата на скоростен вектор и др.) има вида:

$$\frac{\partial \phi}{\partial \tau} = -\nabla(\vec{v}\phi) - \nabla \vec{J}_{\phi} + S_{\phi} \quad (1.53)$$

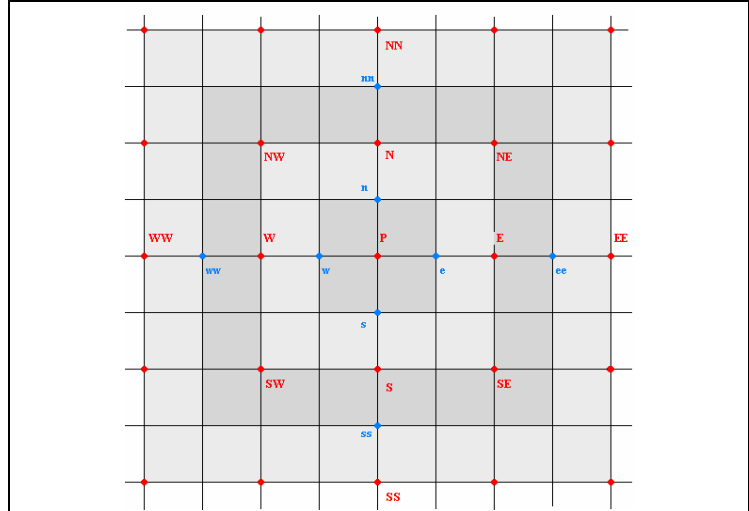
където $\partial \phi / \partial \tau$ е производната на ϕ по отношение на времето и е равна на нула за установени (стационарни) процеси и различна от нула за преходни (нестационарни, неустановени) процеси; $\nabla(\vec{v}\phi)$ е конвективния транспортен член ($\vec{v}$ е конвективната скорост); $\nabla \vec{J}_{\phi}$ е дифузионния (молекулен) транспортен член ($\vec{J}_{\phi}$ е вектора на дифузионния (молекулен) поток), а S_{ϕ} е източников член, който в голяма степен зависи от типа на величината ϕ .

При анализ на един двумерен стационарен случай, т.е. време производната е равна на нула, уравнението (1.53) придобива вида:

$$0 = -v_x \frac{\delta\varphi}{\delta x} - v_y \frac{\delta\varphi}{\delta y} + \frac{\delta}{\delta x} \left(\Gamma \frac{\delta\varphi}{\delta x} \right) + \frac{\delta}{\delta y} \left(\Gamma \frac{\delta\varphi}{\delta y} \right) + S_\varphi \quad (1.54)$$

където Γ е молекулярния транспортен коефициент, определен заедно със скоростното поле.

Дискретизацията се извършва както за равномерна структурирана мрежа, така и за неравномерни и неструктурирани мрежи [103]. Използваните обозначения са компасни и с главни червени букви са означени възлите на мрежата, а с малки сини са точките от граничните повърхности на крайните обеми - фиг.1.9. Интегрирането на уравнение (1.54) по контролен обем дава уравнението:



Фиг. 1.9. Компасно кодиране на равномерна структурна мрежа, използвана при МКО [адаптирана от 103]

$$0 = -\int_V v_x \frac{\delta\varphi}{\delta x} dV - \int_V v_y \frac{\delta\varphi}{\delta y} dV + \int_V \frac{\delta}{\delta x} \left(\Gamma \frac{\delta\varphi}{\delta x} \right) dV + \int_V \frac{\delta}{\delta y} \left(\Gamma \frac{\delta\varphi}{\delta y} \right) dV + \int_V S_\varphi dV \quad (1.55)$$

Посредством теоремата на Гаус се извършва преминаването от обемен към повърхностен интеграл и чрез последващото му решение се получава уравнението:

$$0 = -\int_A \vec{n} v_x dA - \int_A \vec{n} v_y dA + \int_A \vec{n} \left(\Gamma \frac{\delta\varphi}{\delta x} \right) dA + \int_A \vec{n} \left(\Gamma \frac{\delta\varphi}{\delta y} \right) dA + \int_V S_\varphi dV \quad (1.56)$$

$$0 = -(v_x A\varphi)_e + (v_x A\varphi)_w - (v_y A\varphi)_n + (v_y A\varphi)_s + \left(\Gamma A \frac{\delta\varphi}{\delta x} \right)_e - \left(\Gamma A \frac{\delta\varphi}{\delta x} \right)_w + \left(\Gamma A \frac{\delta\varphi}{\delta y} \right)_n - \left(\Gamma A \frac{\delta\varphi}{\delta y} \right)_s + \bar{S}_\varphi V$$

където A_e , A_w , A_n и A_s са площите на съответните повърхности на контролния обем.

Апроксимацията на производните на φ става посредством централна разлика от втори род:

$$\left(\Gamma A \frac{\delta\varphi}{\delta x} \right)_e = \Gamma_e A_e \left(\frac{\varphi_P - \varphi_E}{\delta x_{PE}} \right) \quad (1.57)$$

където δx_{PE} е разстоянието между точките P и E.

Накрая става заместване на стойностите на φ за повърхностите на контролния обем с определена функция на възловите стойности, като за целта се използват основно три схеми:

- права диференчна схема (Upwind Differencing Scheme) – при тази схема стойността на граничната повърхност на контролния обем е равна на съответната възлова стойност

$$\varphi_e = \varphi_E \quad (1.58)$$

Тази схема допуска по-големи стойности на грешката, но дава безусловна устойчивост и стойностите получени с нея спазват физичните ограничения, като например да не се получават отрицателни стойности за концентрациите. Освен това тя редуцира големите промени в градиентите – това свойство се нарича числена дифузия (numerical diffusion).

- централна диференчна схема (Central Differencing Scheme)

$$\varphi_e = \frac{\delta x_{Ee} \varphi_E + \delta x_{eP} \varphi_P}{\delta x_{PE}} \quad (1.59)$$

Това е схема с условна устойчивост, при която могат да се появят осцилации в решението и това евентуално да доведе до разходимост на итеративната процедура. Грешката при нея е по-малка, защото е от втори ред и се препоръчва за процеси с добре изразена дифузия;

- Quadratic Upstream Interpolation for Convective Kinetics (QUICK)

$$\varphi_e = -\frac{1}{8} \varphi_{EE} + \frac{6}{8} \varphi_E + \frac{3}{8} \varphi_P \quad (1.60)$$

Това е комбинация на предходните две схеми и основа за повечето схеми от трети ред. При нея се наблюдават осцилации в решението, но те са по-малки от тези при централната диференчна схема и се препоръчва за системи с малка дифузия.

Накрая за източниковият член се използва линейна апроксимация:

$$\bar{S}_\varphi V = S_0 + S_1 \varphi \quad (1.61)$$

При решаване на задачите за нестационарна топлопроводност в твърдо тяло при обтичането му от флуид, при изменяща се с времето и в пространството температура на повърхността на тялото, не е подходящо използването на закона на Нютон при фиксиран предварително коефициент на конвективен топлообмен h_k [20]. В тези случаи зависимостта на температурата на повърхността на стената от координатите и времето се получава по пътя на съвместното решаване на уравненията за разпространение на топлината във флуида и твърдото тяло с уравненията за движение, като на границата флуид – твърдо тяло температурите и топлинните потоци се приемат за равни [22].

Този тип задачи са наречени “спрегнати задачи на топлообмена“ и позволяват да се

отчете влиянието на хидродинамичната обстановка в изследваната област върху топлообмена. Решаването на спрегната задача на топлообмена представлява интегриран подход, при който се определят едновременно топло- и хидродинамичните полета за флуидни среди и температурното поле в твърдата среда. Изключително важно е задачите за топлообмена да се формулират като спрегнати в случаите на нестационарен топлообмен [20].

Численото решаване на спрегната задача на топлообмена във високотемпературни камерни пещи позволява да се направи цялостен анализ на преносните процеси във газовата среда, образувана от газообразното гориво, въздуха, продуктите на горене, топлообмена между газовете, изпичаната продукция и помощния огнеупор, и разпространението на топлината в твърдата среда. При това не е необходимо да се извършват множество измервания на повърхностната температура на камерата и на изпичаната продукция.

Този подход има съществени предимства [23, 24, 91, 107] при численото моделиране и изследването на работата на пещите за изпичане на керамика, тъй като позволява оценка на нееднородността на нестационарното температурно разпределение в пещното пространство при различни начини на нареждане на продукцията и на помощния огнеупор. На базата на такава оценка може да се подобри конструкцията на редалката и на пещния агрегат, както и да се намерят оптималните режимни параметри на процеса на изпичане.

За решаване на спрегната задача на топлообмена в камерните газовите пещи е необходимо да бъде симулиран числено и нестационарният горивен процес. Почти всички процеси на горене в практиката протичат при турбулентно движение и затова изучаването на връзката между горенето и турбулентността е от изключителна важност. Пълното числено изследване на турбулентен горивен процес може да се осъществи при определяне на най-малките от всичките тези мащаби посредством директна числена симулация - ДЧС (Direct Numerical Simulation - DNS) и са възможни само за някои научни случаи с относително малка стойност на Re . За практически изчисления интерес представляват осреднените локални стойности на величините. Съществуват основно два метода за практическо числено изследване на турбулентните потоци – единият е симулация на голям вихър LES (Large Eddy Simulation), а другият е с усредняване по Рейнолдс на уравненията на Навие-Стокс, наречен RANS (Reynolds-averaged Navier-Stokes). При LES се използва мрежа с достатъчно малък размер, който да позволява директната числена симулация (както е при DNS) на големите турбулентни вихри, докато

за малките се използва определен моделиращ подход (както е при RANS). Моделирането на малките турбулентни вихри се нарича SGS моделиране (Subgrid-scale modelling), като най-често използваните SGS модели за малките вихри са тези на Смагорински и те са подобни на моделите на вихров вискозитет EVM (Eddy Viscosity Models) при RANS (при тях турбулентният поток се състои от малки вихри, които непрекъснато се образуват и затихват, и за Рейнолдсовите напрежения може да се приеме, че са пропорционални на средните градиенти на скоростта). Необходимите изчислителни ресурси при една LES симулация са значително по-големи в сравнение с тези при RANS симулациите и към момента могат да се извършват само на високопроизводителни компютри с паралелна архитектура. При RANS всичките величини се осредняват за всичките турбулентни флуктуации във времето, като осредняването се основава на факта, че големините на турбулентните флуктуации и останалия поток се различават значително. Това позволява използването на относително груби мрежи за голям брой системи и следователно не са необходими големи изчислителни ресурси. Влиянието на турбулентността се отразява с допълнителни уравнения в моделите на турбулентност. Понятието “модел на турбулентност” означава съвкупността от емпирични и други съотношения, които е необходимо да се внесат като допълнение към осреднените във времето Рейнолдсови уравнения на движението и енергията в системата от диференциални уравнения описваща процесите, за да може тя да се реши. Най-често използвани групи модели са вихрово-вискозни модели EVM и модел на Рейнолдсовите напрежения RSM (Reynolds Stress Model), като първата група модели са получили по-голямо разпространение, заради по-малките си хардуерни изисквания и достатъчната точност на получените решения. Тези модели служат за изчисляване на турбулентен динамичен вискозитет μ_t и турбулентния коефициент на топлопроводност λ_t , които се използват за моделиране на пулсациите.

Средата, в която протича горенето се характеризира с непрекъснато изменение на наляганията, температурите, скоростите, концентрациите и вида на химическите компоненти получени по време на междинните за процеса химически реакции. Процесът допълнително се усложнява при турбулентно горене вследствие влиянието на турбулентните пулсации при смесването на горивото, окислителя и продуктите на горене. Трудност при изучаването на всички тези процеси се явява определянето на скоростта на химическата реакция, поради нейния нелинеен характер [30]. Тя е функция на температурата, налягането и концентрацията на химическите вещества, но нейната средна стойност не е функция на усреднените им стойности. Пулсациите на температурата и

концентрациите на реагентите оказват значително влияние върху времето за протичане на реакцията.

Съществуват редица модели за определяне на скоростта на химическата реакция, по които се изучават различните видове горене – с използване на опростена или подробна химическа схема на реакция, с или без изследване на кинетиката на химическата реакция. Един добър сравнителен анализ на моделите на турбулентно горене е направен в [30].

- Модели, базирани на хипотезата за разпадане на вихрите - EBU (Eddy Break Up Model). При допускане на определени предположения (процесът да протича при много бърза химическа реакция, т.е. високо число на Дамкьолер; скоростта на химическа реакция се приема като скорост на разпадане на отделни вихри и процесът да се приеме за единична необратима едностъпкова реакция), Сполдинг определя скоростта на химическа реакция, като нейната локална стойност вече зависи от пулсациите на реагиращите компоненти. Този модел е приложим успешно само при моделиране на горене с предварително смесване (premixed combustion).
- Модели, базирани на хипотезата за разсейване на вихрите - EDM (Eddy Dissipation Combustion Model). Този модел е предложен от Магнусен, като при него скоростта на химическа реакция се представя чрез усреднените стойности на концентрациите на реагиращите вещества.
- Модели, базирани на концепцията за разсейване на вихрите - EDC (Eddy Dissipation Concept Model). Този модел използва подобие между молекулярното смесване в турбулентното течение и дисипацията на кинетична енергия. Моделът използва теорията на Чомиак за разпространението на турбулентния пламък, изразяваща се в допускането, че дисипацията не протича в целия обем на флуида, а само в концентрирани области. Именно в тези микрообеми протича превръщането на турбулентната кинетична енергия в топлина, поради смесването на реагентите на молекулярно ниво.

Модели, базирани на концепцията за разсейване на вихрите с кинетика на химическите реакции - EDK (Eddy Dissipation Kinetic Models). Този модел представлява комбинация между EDC и редуциран модел на химическите реакции. Прилагането на този модел е адекватно при турбулентни течения, където кинетиката на химичните реакции и тяхната турбулентност влияят върху процеса с еднаква сила. При определени допускания посредством този модел могат да се моделират различни химически реагиращи течения – от ламинарно до напълно развито турбулентно.

Моделирането на спрегнатия топлообмен между газове с голяма излъчвателна и поглъщателна способност и твърдо тяло, налага използването на радиационен модел на лъчистия топлообмен, който в тези случаи (при високотемпературните камерни пещи, където работната температура достига до 1600°C) съпровожда конвективния и в голямата част от процесите е преобладаващ.

На база на публикуваната досега литературата в таблица 1.1 са систематизирани редица изследвания, пряко или косвено свързани с разглеждания проблем. Направения подбор и анализ на съществуващата информация е извършен от гледна точка приложимостта ѝ при решаване на конкретната за целта на настоящата дисертационна работа, научна или инженерна задача.

Таблица 1.1

Публикации	Автори	Място на публикуване	Идеи, разработки, научни изследвания
I. Изследване на различни видове пещи за изпичане на керамика			
A new tunnel kiln for the high-temperature firing of magnesian refractories	Protasov V.V., Bosenko A.V., Vasenin I.A. and co.	Refractories and Industrial Ceramics, Vol.47, №3, 2006, 155-157	Представена е съвременна високотемпературна тунелна пещ за производство на огнеупори.
Calculation of the emission of nitrogen oxides in electric resistance heating furnaces	Aksenov A.V., Belyakov V.A., Sadykova Z.G.	Refractories and Industrial Ceramics, Vol.39, №1-2, 1998, 56-59	Използване на модерни електрически пещи за изпичане на керамика и редуцирането на NO _x .
Control of the temperature conditions of firing in furnaces with radiating walls	Karaush S. A., Bober E. G.	Translated from Steklo i Keramika, No. 11, 1998, 20 - 22	Използван е метода на крайните разлики при пресмятане на изпичането в тунелна пещ, установена е целевата функция на процеса при отчитане само на радиационния топлообмен. Изследване на едномерен процес - по оста на изделиято, както и на прекъсната термоеластичност.
Heat losses in a tunnel kiln for brick firing	Gol'tsova O.B., Klekovkin V.S., Nagovitsin O. B., Antonychev S.V.	Translated from Steklo i Keramika, No. 4, 2006, 24 – 25	Описани са резултатите от експерименталните изследвания на топлинните загуби през оградящите конструкции на работеща тунелна пещ, чрез термокамери.

High-temperature tunnel furnace for drying and firing spinel-containing refractories	Tyutin N.A., Levchenko Yu.A., Skoichilov A.A., Vanyukov M.Yu.	Refractories and Industrial Ceramics, Vol.47, №4, 2006, 209-211	Анализирана е работата на нов прототип високо-температурна тунелна пещ за производство на огнеупори.
Dynamic Turbulence Simulation of Ceramic Roll Kiln Based on Particle Systems	Wenbi Rao , Weixia Shi	Springer-Verlag Berlin Heidelberg 2010, 331-336	Представен е динамичен модел на турбулентност, с който се изследва разпространението на пламъка в ролкова пещ за изпичане на керамика.
Drehrohrofen – Innovationen ermöglichen neue thermische Prozesse	Fink R., Becker F.	Gaswärme International (52) Nr. 7/2003,425-427	Представена е нова конструкция на ротационна пещ за непрекъснато изпичане на керамични изделия.
Thermal analysis of a tunnel kiln used to produce roof tiles	Oba R., Possamai T.S., Nicolau V.P.	Applied Thermal Engineering, Vol. 63, 2014, 59-65	Посредством МКО е направен топлинен анализ на тунелна пещ за производство на тухли и покривни керемиди. Получените резултати са съпоставени с измерени реални стойности.
II. Изследване на камерни пещи			
Effective model of gas chamber: a base for making furnaces of new generation	Grunskoi V.P., Aleko V.A.	Refractories and Industrial Ceramics, Vol.41, №11-12, 2000, 412-414	Представен е нов енергоефективен модел на камерна пещ и са анализирани конструкцията и работните характеристики на агрегата.
Model investigation of firing conditions of chrome-magnesite refractories in gas-fired chamber kilns	Korneva N.K.	Heat Engineering, 2004	На базата на теория на подобие е проведено е моделно изследване на изпичането на огнеупори в камерна пещ с цел осигуряване на равномерно изпичане на продукцията.
Рационално използване на енергията в камерна газова пещ за изпичане на изделия от техническа керамика	Зашкова Л.	Сборник доклади ЕМФ 2006, Том II, 92-98	Представени са начини за ефективно оползотворяване на енергията при изпичане на техническа керамика.
Влияние на скоростта на нагряване върху акумулационните разходи на топлина при изпичане на техническа керамика в камерна газова пещ	Зашкова Л.	Сборник доклади ЕМФ 2006, Том II, 99-104	Изложени са резултатите от изследване на възможностите за икономия на енергия в камерна газова пещ за изпичане на изделия от техническа керамика.

Numerical and experimental study of the application of roof flat-flame burners	Lazic L., Brovkin V.L., Gupalo V., Gupalo E.V.	Applied Thermal Engineering, Vol.31, 2011, 513-520	Посредством компютърно базиран математичен модел е изследван радиационния и конвективен топлообмен в камерна пещ при вариране на геометрията на камерата.
III. Обзорни статии върху технология на керамиката и керамичните пещи			
Ceramics, Refractories and Glasses	Cardarelli F.	Materials Handbook, Springer, 2008, 593-689	Представени са суровините, индустриалната обработка и свойствата на керамиката, огнеупорите и стъклата.
Ceramic Materials: Science and Engineering – Chapter 9 Furnace	Carter C. B., Norton M. G.	Springer Science + Business Media New York, 2013, 143-157	Направен е обзор на съвременните видове пещи, огнеупори, представени са различни видове температурни криви и начините за измерване на високите температури в пещните камери.
IV. Технология на изпичане, оптимизация на процесите, енергийна и екологична ефективност			
Criteria of temperature conditions control in firing of ceramic articles	Karaush S. A.	Translated from Stelido i Keramika, No. 5, pp. 3 - 5, May, 1998	Дефинирани са три групи от критерии за контрол на температурата при изпичане на керамични изделия. Извършва се оценка на ефекта от основните критерии за контрол върху процеса на изпичане в пещ с излъчващи стени.
Optimization of ceramic setting as a function of their heat absorption from the radiating walls of the furnace	Karaush S.A., Chizhik Yu. I., Bober E. G.	Translated from Steklo i Keramika, No. 6, 1997, 25-27	Експериментално проучване, включващо моделиране на поглъщането на топлина от стените на пещ за керамични изделия, наредени върху количка.
Prospects for increasing the energy and ecological efficiency of the production of ceramic articles	Zakharov A.I., Begak M.V., Guseva T.V., Vartanyan M.A.	Glass and ceramics, Vol.66, №9-10, 2009, 356-362	Проучване за най-добри налични технологии при производството на керамични изделия съобразно Директива 2008/1/ЕС.

Energy efficient technologies in high temperature industries	Tsoutsos T.	Publication of the European Commission (DC XVII for Energy, THERMIE Programme). CRES, 1999	Представени са иновативни енергийно ефективни технологии за енергийно натоварените индустрии – производство на керамика, стъкло, цимент и метали с цел намаляване емисиите на CO ₂ , NO _x , SO ₂ , създадени в тези индустрии.
Kilns and Brick Making. A Rough Draft	Goyer K.	March, 2006	Показани са няколко все още използвани примитивни начина за изпичане на керамични тухли.
Improvement of energy efficiency in glass-melting furnaces, cement kilns and brick oven	Carvalho M.G., Nogueira M.	Applied Thermal Engineering, Vol. 17. Nos. 8-10, 1997, 921-933	Представени са начините за оптимизация на топлопреносните процеси в ниско, средно и високотемпературните агрегати. Съчетаването на числено моделиране и реални измервания довежда до подобряване на енергийната ефективност на пещите.
The influence of furnace design on the NO formation in high temperature processes	Kremer H.	Energy Conversion and Management, Vol.42, № 15- 17, 2001, 1937-1952	Посредством математичен модел на турбулентните потоци и горенето е изследвано взаимодействието и радиационния топлообмен между горещите газове и стените на пещта и е оценено влиянието на пещната конструкция върху формирането на NO _x .
Improvement the thermal and energetical efficiency of a gas heated kiln for firing technical ceramics	Zashkova L., Penkova N., Asenov A., Hristov W.	Interceram, 2, 2006, 86-88	Представени са начини за повишаване на енергийната ефективност във високотемпературна камерна пещ за изпичане на техническа керамика
Fluid-dynamic and NOx computation in swirl burners	Khanafer K., Aithal S.A.	International Journal of Heat and Mass Transfer, Vol.54, 2011, 5030–5038	Проведено е изследване с цел да се създаде надежден метод за оценка на влиянието на различните конструктивни и режимни параметри на вихрови горелки върху образуването на NO _x .

Progress and trends in CO ₂ capture/ separation technologies: A review	Mondal M.K., Balsora H.K., Varshney P.	Energy, Vol.46, 2012, 431-441	Направен е обзор на съвременни технологии за улавяне и отделяне на CO ₂ при термични централи, които могат да се използват и при камерните пещи.
Parametric optimization study of a multi-burner flameless combustion furnace	Danon B., Cho E.-S., de Jong W., Roekaerts D.J.E.M.	Applied Thermal Engineering, Vol.31, 2011, 3000-3008	Проведено е изследване с цел оптимизация на топологията, режимите и граничните условия на горивна пещ.
Numerical investigation of burner positioning effects in a multi-burner flameless combustion furnace	Danon B., Cho E.-S., de Jong W., Roekaerts D.J.E.M.	Applied Thermal Engineering, Vol.31, 2011, 3885-3896	По зададени критерии е оценена различна топология на горелките в горивна пещ.
Improvement of kiln furniture for firing ceramic articles	Kryuchkov Yu. N.	Glass and Ceramics, Vol. 68, 2011, Nos. 3 – 4, 2011, Translated from Steklo i Keramika, No. 3, 2011, 25–27	Предложена е нова конструкция на редалката в камерната пещ с цел да се подобри ефективността на процеса на изпичане устойчивостта на конструкцията.
V. Математично моделиране на технологични процеси и агрегати			
Development and approval of a mathematical model of a brick firing kiln	Gol'tsova O.B., Klekovkin V.S., Tenenev V.A.	Translated from Steklo i Keramika, No. 3, 2008, 34–36	Изследван е математически модел, който може да се използва за поддържане на параметрите на процеса в реално време в зависимост от количеството на продукцията в тунелни пещи.
Praxisorientierte, experimentell abgesicherte mathematische Modellierung der Wärmeübertragung in häuslichen, wandhängenden Gasfeuerstätten unter Berücksichtigung der Wasserdampfkondensation	Albus R., Kremer H.	Gaswärme-Institut e.V., Essen, 2006	Математичното моделиране е използвано за подобряване работата на различни топлинни агрегати. Изследвани са преносните процеси с помощта на CFD-код Fluent.
Mathematical modelling of the heat behaviour in the ceramic chamber furnaces at different temperature baking curves	Zashkova L.	Simulation Modelling Practice and Theory, Vol.16, 2008, 1640–1658	Представен е тестван алгоритъм за определяне на най-краткия режим на изпичане на керамични изделия в камерна пещ.

Изследване на причините за напукване на елементите на окачен свод на високотемпературна камерна пещ за изпичане на керамика	Пенкова Н., Илиев В., Зашкова Л.	Механика на машините, Варна, година XV, 2007, 35–39	Направена е оценка на факторите, водещи до напукване на огнеупора на окачен свод на високотемпературна камерна пещ.
Утилизация на топлината от изходящите газове на високотемпературна камерна пещ	Зашкова Л., Пенкова Н.	Механика на машините, година XV, 2008, книга 5, 106–108	Представен е подход за утилизация на топлината във високотемпературна камерна пещ.
Numerical and experimental thermal analysis of an industrial kiln used for frit production	Possamai T.S., Oba R., Nicolau V.P.	Applied Thermal Engineering, Vol.48, 2012, 414-425	Използвайки Ansys CFX е направено моделно изследване на пещ за производство на керамични фрити.
Heat and mass transport in an industrial tunnel dryer: Modeling and simulation applied to hollow bricks	Almeida G. da S., da Silva J.B. and et al.	Applied Thermal Engineering, Vol.55, 2013, 78-86	Посредством математично моделиране и числена симулация е направен анализ на работата и параметрите в тунелна сушилка за кухи тухли.
A review on kiln system modeling	Saidura R., Hossaina M.S., Islama M.R., Fayazb H., Mohammedc H.A.	Renewable and Sustainable Energy Reviews, Vol.15, 2011, 2487–2500	Описан е модел на циментова пещ и са направени числени симулации на три индустриални пещи с цел намаляване на енергийната консумация на тон клинкер при вариране на режимните параметри.
VI. Моделиране на топлообмен / спрегнат топлообмен в отделни елементи на пещите			
Heat transfer modeling	ANSYS Inc.	Fluent User Service Center, 2006	Показани са основните принципи при моделирането на топлообмена.
Nonstationary heat transfer from a flat radiator to the ceramic product charger	Karaush S.A.	Glass and Ceramik, Vol.51, No3-4, 1994	Експериментално е изследван топлообмена от плосък радиатор към наредена керамична продукция. Получена е зависимостта на топлинния поток на повърхността на редалката за единица време от големината на топлинния поток от нагревателя към плътно наредената продукция. Установено е задоволително съответствие между експерименталните и теоретични резултати.

Heat exchange in a fast firing kiln for glost firing of porcelain	Becker F.H., Lorenz L., Walter G.	www.reidhammer.de, 2006	Проведено е изследване на топлообмена в пещи за бързо изпичане на порцелан. Определен е конвективния топло-пренос като функция на образуваните потоци.
Analysis of the conjugate heat transfer in a multi-layer wall including an air layer	Armando G.-M., Armando B.-B. J., Christian V.-C., Rangel-Hernandez V.H, Belman-Flores J.M.	Applied Thermal Engineering, Vol.30, 2010, 599–604	Изследван е спрегнатия топлообмен при многослойна стена на пещна камера. Определена е оптималната дебелина на въздушния слой в стената на пещта.
Methodology of numerical coupling for transient conjugate heat transfer	Radenac E., Gressier J., Millan P.	Computers & Fluids, Vol.100, 2014, 95–107	Предложена е методология за числено свързване на флуидната и нефлуидна изчислителна среда при нестационарен спрегнат топлообмен. Използван е метода на крайните обеми МКО, анализирани са точността и стабилността на решенията за граничните условия.
Modelling of heat and mass transfer in a tunnel dryer	Mabrouk S.B., Khiari B., Sassi M.	Applied Thermal Engineering, Vol. 26, 2006, 2110–2118	Съставеният числен модел на нестационарен топло- и масообмен в тунелна сушилка е решен с помощта на МКО. Оценени са различни параметри на въздушния поток, скоростта на сушене и температурното разпределение в продукцията.
An efficient computational method for thermal radiation in participating media	Hassanzadeh P.	Master of Applied Science degree thesis, Waterloo, Ontario, Canada, 2007	Анализиран е радиационния топлообмен и методите за неговото пресмятане. Предложен е един нов метод Q_L , който избягва неудобствата на сега съществуващите – ниска сходимост при решаване на задачи с голяма оптичка дебелина, силно отражателни граници и др.

Modelling and simulation of fluid flow and heat processes in a regenerator with ceramic chimney block checkerwork	Zashkova L., Penkova N.	Scientific Bulletin of the Academic Computer Centre in Gdansk, Task Quarterly, Vol.9, No 1, 2005, 133–142	СНТ казус е решен посредством Ansys 8.0/Flotran. Представени са определени резултати от математичното моделиране и компютърна симулация на флуидните потоци и топлообмен при регенератор в стъкларска пещ.
Thermal and fluid flow fields in a regenerator with ceramic chimney block checkerwork	Zashkova L., Penkova N.	Scientific Bulletin of the Academic Computer Centre in Gdansk, Task Quarterly, Vol.9, No 1, 2005, 143–151	Представени са резултати от математичното моделиране и компютърна симулация на топлинните полета и флуидните потоци при вертикален противотоков регенератор в стъкларска пещ.
Математично моделиране и компютърна симулация на процеса на изпичане на строително-керамични изделия	Пенкова Н., Зашкова Л.	Механика на машините, година XV, книга 1, 2007, 11-14	Представени са предимствата на математично моделиране и компютърна симулация в процеса на решаване на инженерни задачи.
Математично моделиране и компютърна симулация на топлинната работа на високотемпературна газова пещ за изпичане на керамични плочи	Пенкова Н., Зашкова Л.	Механика на машините, година XI, книга 5, 2008, 94–97	Използвано е математично моделиране и компютърна симулация на процеси при решаване на конкретни инженерни задачи.
Coupling conjugate heat transfer with in-cylinder combustion modeling for engine simulation	Yuanhong L., Song-Charng K.	International Journal of Heat and Mass Transfer, Vol.54, 2011, 2467–2478	Симулиран е нестационарен спрегнат топлообмен в цилиндър на двигател и топлинното натоварване в горивната камера.
Assessment of simplified thermal radiation models for engineering calculations in naturalgas-fired furnace	Kontogeorgos D.A., Keramida E.P., Founti M.A.	International Journal of Heat and Mass Transfer, Vol.50, Issues 25–26, 2007, 5260–5268	Направено е числено изследване на турбулентен дифузионен пламък и е оценен значението на радиационния топлообмен, използвайки различни радиационни модели (вкл. P1) при вариране на коефициента на абсорбция.

Boundary layer response to combustion instabilities and associated heat transfer	Panara D.	Dissertation for the award of the degree of Doctor of Engineering Sciences, Stuttgart, 2010	Посредством изследване на пламъчната нестабилност е оценен ефекта на влияние на пулсациите в горивния поток върху топлообмена. Направена е симулация с CFD код и е предсказано топлин-ното натоварване на стените, пристенната турбулентност и СНТ.
VII. Моделиране на турбулентност и на горивен процес, дифузионно и високотемпературно горене			
An experimental study on high-temperature and low oxygen air combustion	Kim W.B., Chung D.H., Yang J.B., Noh D.S.	Journal of Thermal Science, Vol.9, №2, 2000, 171-175	Изследвана е технологията на горивния процес при наличие на прегрят и разреден въздух.
Effect of swirl intensity on the flow and combustion of a turbulent non-premixed flat flame	Kwark J.-H., Jeong Y.-K., Jeon C.-H., Chang Y.-J.	Flow, Turbulence and Combustion, Vol.73, Kluwer Academic Publishers, 2004, 231–257	Изследвано е влиянието на вихровата интензивност на турбулентен пламък при дифузионно горене върху характеристиките на потока.
Large eddy simulations of swirling non-premixed flames with flamelet models: a comparison of numerical methods	Kempf A., Malalasekera W., Ranga-Dinesh K. K. J., Stein O.	Flow Turbulence Combustion, Vol.81, 2008, 523–561	Изследвано е приложението на LES, за да се селектират случаите на турбулентните дифузионни Сидни вихрови пламъци.
Numerical simulation and experimental validation of the turbulent combustion and perlite expansion processes in an industrial perlite expansion furnace	Klipfel A., Founti M., Zähringer K., Martin J.P., Petit J.P.	Flow, Turbulence and Combustion, Vol. 60, 1998, 283–300	Изчисленията са разработени на базата на Ойлеров-Лагранж подход, за да се моделира горенето и движението на перлитни частици във вертикална пещ.
Prediction of a turbulent non-premixed natural gas flame in a semi-industrial scale furnace using a radiative flamelet combustion model	Mahmud T., Sangha S. K.	Flow, Turbulence Combust, Vol.84, 2010, 1–23	Модела на горене на предварително смесен и реагиращ факел, който заедно с цялостния радиационен модел за пренос на топлина, базиран на дискретния преносен метод за решаване на уравнението на радиационния пренос, се прилага за симулация на турбулентен безвихров и дифузионен факел при изгарянето на природен газ.

Turbulent Combustion: Concepts, Governing Equations and Modeling Strategies	Echekki T., Mastorakos E.	Turbulent Combustion Modeling , Springer Science+Business Media B.V., 2011, 19-39	Разгледани са принципите на численото моделиране на турбулентното горене.
Artificial intelligence for the modeling and control of combustion processes: a review	Kalogirou S.A.	Progress in Energy and Combustion Science, Vol.29, 2003, 515–566	Представен е обзор на използването на изкуствен интелект при моделирането и контрола на горивни процеси.
Simulating combustion processes	Ferreira J.C.	Ansys Solution, 2006	Анализирани са стратегиите при моделиране на горивния процес, развитието на моделите, както и са дадени областите на приложение на CFX.
Experimental and numerical methods for studying the flame structure	Kohse-Höinghaus K. , Brockhinke A.	Combustion, Explosion, and Shock Waves, Vol. 45, No. 4, 2009, 349–364	Изследвани са структурата на ламинарния пламък, получен при кинетично горене, нискотемпературно горене на силно разрежен горивна смес. Показани са методи за диагностика на пламъци.
Numerical modeling of nonpremixed turbulent combustion	Vervisch L.	Proceedings of the Seventeenth International Colloquium on the Dynamics of Explosions and Reactive Systems, 1999	Направен е преглед на числените модели за моделиране на дифузионни пламъци.
Large eddy simulation chapter 10	Kolev N.I.	Multiphase Flow Dynamics 4, Springer, 2012, 195-207	Представени са три широко използвани LES метода за математично моделиране на турбулентност – алгебричен метод, решаване на k-преносно и на k-ε преносно уравнение.
New Trends in Combustion Simulation	Schmidt U., Rexroth C.-H., Scharler R., Cremer I.	www.bios-bioenergy.at/en/cfd-simulations.html	Представен е преглед на последните развития във възможностите на моделирането на горивния процес чрез CFD, както и гамата от налични модели на горене с особен акцент върху новите модели на химични реакция.

Soot formation in turbulent non premixed flames	Cuoci A., Frassoldati A., Patriarca D., Faravelli T., Ranzi E., Bockhorn H.	Chemical Engineering transactions Vol.22, 2010, 35-40	Използвайки радиационен / пламъчен горивен модел, EDC модел на турбулентност и метода на моментите, е предсказано образуването на сажди при дифузионно изгаряне на природен газ.
Modeling turbulent swirling flows in gas turbine combustors with transient three-dimensional procedures	Benim A.C., Nahavandi A., Stopford P.J., Syed K.J.	www.wseas.us/e-library/conferences/2006elounda2/papers/538-134.pdf	Моделирани и анализирани са реагиращи и нереагиращи турбулентни вихрови потоци, образувани в газова турбина с помощта на URANS-RSM, LES, DES.
Untersuchung der flammlosen Verbrennung im Oxyfuel-Betrieb	Kneer R.	RWTH Aachen, 2007	Изследвано е безпламъчно горене на метан в горивна камера с ниско CO ₂ /O ₂ -среда. Направена е CFD симулация с различни горивни модели.
A dynamic global-coefficient subgrid-scale model for compressible turbulence in complex geometries	You D., Moin P.	Center for Turbulence Research Annual Research Briefs, 2008, 189-196	Представен е и е тестван нов динамичен модел за LES на свиваем турбулентен поток със съставна геометрия.
Large Eddy Simulation of a turbulent non-premixed propane-air reacting flame in a cylindrical combustor	Paul S.C., Paul M.C., Jones W.P.	Computers & Fluids, Vol.39, 2010, 1832-1847	Представени са резултати от LES на дифузионен пламък в горивна камера и е направено сравнение с експерименталните такива.
Large Eddy Simulations of gaseous flames in gas turbine combustion chambers	Gicquel L.Y.M., Staffelbach G., Poinso T.	Progress in Energy and Combustion Science, Vol.38, 2012, 782-817	Направено е сравнение при използването на съвременни числени методи LES, DNS и RANS за симулиране на горене в лабораторни условия и при реална горивна камера.
Innovative turbulence modeling SST-Model in Ansys CFX	ANSYS Inc.	www.ansys.com/staticassets/ANSYS/staticassets/resourcelibrary/techbrief/cfx-sst.pdf .	Направено е кратко сравнение между стандартен k-ε модел на турбулентност и съвременния SST-модел на Ментер.
CFD modeling of combustion in flexi-fuel burners at gas turbine conditions	Abou-Taouk A.	Thesis for the degree of licentiate of engineering in thermo and fluid dynamics, Göteborg, Sweden, 2011	Представени са съвременни модели на турбулентност, използвани в CFD, както и нов 3-стъпков механизъм на реакция на метан-въздух.

A statistical model for predicting the heat transfer of solid particles in turbulent flows	Zaichik L.I., Alipchenkov V.M., Avetissian A.R.	Flow Turbulence Combust, Vol.86, 2011, 497–518	Представен е статистически модел за пренос на инертни частици и топлообмен в турбулентни потоци и е направена оценка на този модел в реални турбулентни потоци.
Turbulence modelling of unsteady turbulent flows using the Stress Strain Lag Model	Revell A.J., Craft T.J., Laurence D.R.	Flow Turbulence Combust, Vol.86, 2011, 129–151	Представен е нов модел на турбулентност CAS , който отразява неравномерностите на натиск и опън в турбулентни потоци със средна неустойчивост.
Large Eddy Simulation of methane non-premixed flame using the Laminar Flamelet Model	Mitani M., Ito Y., Yamasaki N.	Journal of Thermal Science Vol.20, No.6, 2011, 534-542	Използвайки ламинарен пламъчен модел е направена LES на дифузионен пламък с цел да се направи валидиране на числените методи и да се изследва пламъчната структура.
Effect of different turbulence models on combustion chamber pressure using CFD	Nazri M.N.B.A.	Dissertation for the award of the degree of Bachelor, Malaysia, 2009	Използвайки CFD код е направена оценка на влиянието на различните модели на турбулентност върху налягането в горивна камера.
The k-epsilon model in the theory of turbulence	Scott-Pomerantz C.D.	Dissertation for the award of the degree of Doctor of Philosophy, Pittsburgh, 2004	Анализирано е използването на k-ε модел в теорията на турбулентността и е оценено значението на константите в уравнението за k и ε.
Ten years of industrial experience with the SST turbulence model	Menter F.R., Kuntz M., Langtry R.	Turbulence, Heat and Mass Transfer, Vol.4., 2003, 625-632	Представен е съвременния етап на развитие на SST модела на турбулентност с оглед прецизиране на пристенните взаимодействия между участващите среди.
A comparative study of turbulence models performance for turbulent flow in a planar asymmetric diffuser	El-Behery S.M., Hamed M.H.	World Academy of Science, Engineering and Technology, Vol. 53, 2009, 769-780	Направено е числено изследване посредством CFD код на асиметричен дифузор и са съпоставени резултатите от симулациите при използване на шест различни турбулентни модела с реални данни.
VIII. Подобряване на горивния процес в горивните камери			

Numerical simulation of vortex engine flow field: one phase and two phases	Najafi A.F., Saemi S.D., Saidi M.H.	Journal of Thermal Science, Vol.18, №3, 2009, 226-234	Подобряване на ефективността на горивни системи чрез използването на завъртяни вихрови потоци.
Fuel consumption rate in a heat-powered unit analyzed as a function of the temperature and consumption ratio of the air	Tyutin N.A.	Refractories and Industrial Ceramics, Vol.47, №1, 2006, 28-29	Анализирана е консумацията на гориво (топлина) в процеса на обработка на керамични материали като функция на температурата на подавания въздух.
IX. Програмни среди, CFX, CFD, верификация и валидация в CFD			
An introduction to computational fluid dynamics. The finite volume method	Versteeg H.K., Malalasekera W.	Longman Scientific & Technical, 1995	Разгледани са принципите на CFD и приложението на метода на крайните обеми при решаване на различни проблеми.
CFD simulation of temperature distribution and heat transfer pattern inside C492 combustion furnace	Ahmad A. A.-F.	Bachelor in Chemical Engineering (Gas Technology) degree thesis, University Malaysia Pahang, 2009	Изследвано е температурното разпределение и топлообмена в лабораторна пещ с дифузионна горелка, използвайки FLUENT. Представени са предимствата при съчетаването на реални и симулационни резултати.
Computational Fluid Dynamics for engineering solutions. Statement of Qualifications	Allied Environmental Technologies, Inc.	www.alentecnic.com/papers/CFD/Statement of Qualifications-CFD.pdf	Представени са инженерни приложения на CFD с решаване на конкретни проблеми.
Verification and validation in computational fluid dynamics	Oberkampf W.L., Trucano T.G.	Progress in Aerospace Sciences, Vol. 38, 2002, 209–272	Представен е обзор на процедурите по верификация и валидация при CFD. Предложени са насоки за изследване и промяна на тези процедури в производството и комерсиалния софтуер.
ANSYS CFX Introduction	ANSYS Inc.	Release 12.0, 2009	Въведение в среда ANSYS CFX.
ANSYS CFX-Solver Modeling Guide	ANSYS Inc.	Release 12.0, 2009	Представени са принципите, методите и средствата за моделиране в среда ANSYS CFX.
ANSYS CFX-Pre User's Guide	ANSYS Inc.	Release 12.0, 2009	Представени са физико-дефинитивните процедури на пре-процесора в среда ANSYS CFX.

ANSYS CFX-Solver Theory Guide	ANSYS Inc.	Release 12.0, 2009	Представени са основните теоретични постановки при изграждането на средата ANSYS CFX.
Verification and Validation in CFD	ECCOMAS	Lisbon, 2010	Представени са основните числени грешки, допускани по време на изчисленията, както и проблемите при верификация на средата и валидация на получените резултати.
Overview of CFD Verification and Validation	NASA	www.grc.nasa.gov/WWW/wind/valid/tutorial/overview.html , 2008	Направен е преглед на процеса на верификация и валидация в CFD, както са дадени определения за базови понятия в тази теория.
Fire Dynamics Simulator (Version 5) - Technical Reference Guide	McGrattan K., Hostikka S., Floyd J. and et.al.	NIST, Special Publication 1018-5	Документът съдържа теоретичната база на софтуера FDS и техническо ръководство за неговата употребата.

От направената литературна справка е установено, че досега не са публикувани статии, описващи решаването на спрегната задача на нестационарния топлообмен при високотемпературни камерни пещи за изпичане на керамични изделия. На базата на литературен обзор за видовете камерни пещи и в частност за високотемпературните такива, предимствата и недостатъците на различните конструктивни решения, влиянието им върху работата на пещта, избора на режим на работа, изложената методика за изчисление и изследването на топлообмена на камерни пещи могат да се направят следните

ИЗВОДИ

1. Високотемпературните камерни пещи са широко използвани при производството на голям кръг от керамични изделия. Тяхната ефективна работа влияе съществено върху качеството на изпичаната продукция и свързаните с процеса разходи.
2. Съществува голямо разнообразие от камерни пещи за изпичане на керамични изделия, с различна конструкция и организация на газодинамичния режим на работа, работещи при различни температурни режими, вид, форма, количество и състав на продукцията и различни енергоносители. Досега в литературата не са формулирани препоръки за оптимален дизайн на пещните камери, горивните инсталации или разположението на

електронагревателите от гледна точка на получаване на равномерни температурни полета в средата на пещната камера.

3. Проведените досега изследвания на топлинните режими на високотемпературните камерни пещи се базират на допускане за:

- стационарност на топлинните процеси в рамките на целия цикъл на изпичане или на отделни етапи. Топлофизичните характеристики на флуидите и твърдите тела, топлинните и хидродинамични параметри във високотемпературните камерни пещи се приемат за константи за периодите на изпичане на изделията. В действителност при различните температурни криви горивния процес, прогряването на изпичана продукция и газодинамичната среда в пещната камера са нестационарни.
- равномерност на скоростния профил на флуидната среда (гориво, въздух за горене и продукти на горене) в пещната камера (еднаква скорост и коефициент на конвективен топлообмен в обема на пещта). Топлинният поток за нагряване на стените на пещната камера и изпичане на наредената продукция се приема за равномерно разпределен в обема на камерата. В действителност съществува неравномерност при движението на димните газове и въздуха в пещната камера, породена от силно изразената турбулизация на горивния процес, което води до разлика между изчислените резултати и действителните параметри в пещното пространство.
- равномерност на температурното поле в обемите на твърдата среда в пещната камера (продукция за изпичане, наредена върху огнеупорна етажна конструкция). Радиационния топлообмен между стените и горещите газове е приет за равномерно разпределен в целия обем на камерата. В действителност температурното поле се обуславя от хидродинамичната обстановка (и се влияе от комплексния радиационен топлообмен газ-керамика и керамика-керамика). Във високотемпературни камерни пещи съществува неравномерност при нестационарното температурно разпределение в обема на твърдата среда, което води до появата на термични напрежения, които в някои случаи надвишават якостта на материала и водят до дефекти в изделията.

4. Досега от литературата не е известно комплексно изследване на нестационарния спрегнат топлообмен в газови камерни пещи, с числено симулиране на температурни, концентрационни и хидродинамични полета, защото такъв анализ изисква големи компютърни ресурси и машинно време. Този подход би позволил детайлен триизмерен

анализ на температурното разпределение в твърдата и газовата среда, процеса на горене, обтекаемостта на изпичаната продукция от горещите газове и топлообмена между тях. На тази база могат да се формулират препоръки за дизайна на пещните агрегати и за корекция на поддържаните температурни криви.

5. Изследването на спрегнатия топлообмен в камерните пещи е възможно благодарение на развитието на съвременни хардуерни системи и софтуерни среди за компютърна симулация при наличие на адекватни математични модели.

Целта на настоящия дисертационен труд е да се предложи алгоритъм за моделни изследвания на нестационарния спрегнат топлообмен в газовите камерни пещи за изпичане на керамични изделия, който да бъде използван за подобряване на процеса на горене, температурните и газодинамични режими, и съответно на технологичната и енергийна ефективност на пещите.

За целта е необходимо да бъдат решени следните задачи:

1. Съставяне на математичен модел на нестационарния спрегнат топлообмен в пещната камера, обхващащ:
 - горивните процеси;
 - турбулентното движение на факела и газовите смеси;
 - преноса на топлина чрез излъчване, топлопроводност и конвекция в газовата среда;
 - преноса на топлина чрез топлопроводност в твърдата среда на изпичаната продукция, помощния огнеупор и зидарията на пещта.
2. Валидиране на математичния модел чрез компютърното му решаване, числено симулиране на резултантните топлинни, хидродинамични и концентрационни полета за един установен цикъл на изпичане на керамични изделия в камерна пещ и сравнение на получените резултати с измерени in-situ параметри.
3. Анализ на нестационарните, топлинни и хидродинамични полета за установения топлинен режим на пещта:
 - скоростно разпределение на флуидните потоци при движението им в пещната камера;
 - разпределение на налягането на флуидните потоци;
 - концентрационни полета в гориво-въздушната смес и продуктите на горене;
 - температурно разпределение във флуидните потоци;

- плътност на топлинния поток и топлинно натоварване на флуидна/нефлуидна среда;
 - температурно разпределение в обема на редалката и зидарията на пещта.
4. Формулиране на препоръки за подобряване на топлообмена в пещната камера.
 5. Моделиране и числено симулиране на топлообмена при варианти на конструкцията и/или на топлинния режим на пещния агрегат, предвид анализа и формулираните препоръки.
 6. Сравнителен анализ на топлообмена при установения режим на изпичане и изследваните моделни варианти.

РАЗДЕЛ II

ТЕОРЕТИЧНИ ОСНОВИ, МЕТОДИ И СРЕДСТВА ЗА ИЗСЛЕДВАНЕ И ПОДОБРЯВАНЕ НА ТОПЛООБМЕНА В КАМЕРНИТЕ ПЕЩИ

ГЛАВА 1. МАТЕМАТИЧЕН МОДЕЛ НА СПРЕГНАТИЯ ТОПЛООБМЕН В КАМЕРНИТЕ ПЕЩИ

1.1. Концепция за моделни изследвания

Най-пълнен модел на спрегнатия топлообмен и на процесите, протичащи при работата на високотемпературни камерни печи може да се получи, когато геометричния модел отразява напълно твърдата и газовата среда на пещния агрегат: стени, свод, под, огнеупорната част на горелките, конструкцията на дымохода, газовото пространство, помощния огнеупор и продукцията. Такъв комплексен анализ изисква големи компютърни ресурси и машинно време, тъй като е свързан с генерирането на мрежа с голям брой крайни елементи (обеми).

За облекчаване на изчислителните процедури моделните изследвания на топлообмена в камерните печи могат да бъдат проведени при долуописания алгоритъм (представен схематично на фиг. 2.1):

1. Построяване геометричен модел на ограждащите елементи на пещта (свод, под, стени) и симулиране на нестационарното им прогряване съгласно температурната крива. За целта се решава уравнението на топлопроводността при граничните условия в таблица 2.1.

Таблица 2.1

Граници	Гранично условие
1.1) Вътрешни повърхности на вертикалните стени, пода и свода	Гранично условие от I род - условие на Дирихле $T_i = \begin{cases} T_{in} + C \tau & \text{за } \tau \leq \tau_{нагр} \\ T_{max} - \Delta T & \text{за } \tau_{нагр} \leq \tau \leq \tau_{изп} \end{cases}$ Скоростта на нагряване C зависи от температурната крива. При $C=const$: $C = \frac{T_{max} - \Delta T - T_{in}}{\tau_{нагр}}$; Ориентировъчни температурни разлики: $\Delta T = \begin{cases} 0K & \text{за свода} \\ 50K & \text{за вертикалните стени} \\ 100K & \text{за пода} \end{cases}$
1.2) Стени на горелките	$T = T_{max}$
1.3) Външни повърхности	Гранично условие от III род - условие на Робин $\lambda_{xx} \frac{\partial T}{\partial x} \cos \alpha + \lambda_{yy} \frac{\partial T}{\partial y} \cos \beta + \lambda_{zz} \frac{\partial T}{\partial z} \cos \gamma + h_{si} (T - T_o) = 0$ където: $h_{si} = U \sqrt[4]{T - T_o} + 5,67 \epsilon \frac{\left(\left(\frac{T}{100} \right)^4 - \left(\frac{T_o}{100} \right)^4 \right)}{T - T_o}, W/(m^2 K) \quad u$ $U = \begin{cases} 3,3 \rightarrow \text{свод} \\ 2,6 \rightarrow \text{вертикални стени} \\ 1,6 \rightarrow \text{под} \end{cases}; \quad T_o = 293K$

2. На базата на резултатите от моделното изследване в точка 1 се определят топлинните потоци $\dot{Q}_{si}$ към елементите на зидарията. Те включват акумулираната от ограждащите елементи топлина и загубите към околната среда. Чрез тях се изчисляват моментни стойности на изкуствени коефициенти на топлопредаване U^* през ограждащите повърхнини:

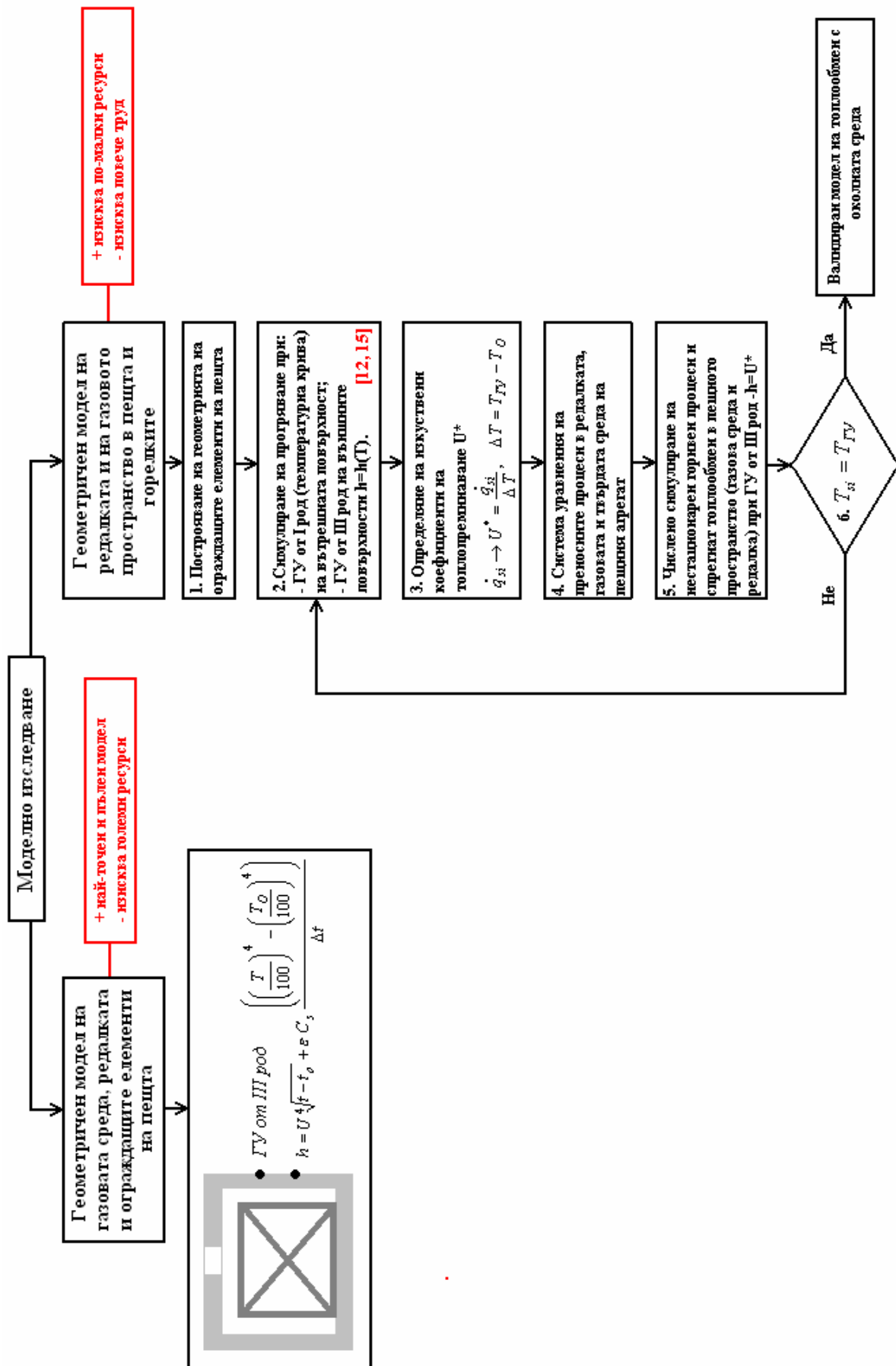
$$U^* = \frac{\dot{q}_{si}}{\Delta T}, W/(m^2 K) \quad (2.1)$$

където $\dot{q}_{si}$ е плътност на топлинния поток, W/m^2 ; ΔT е разликата между температурите от ГУ в таблица 2.1 и температурата на околната среда.

3. Построява се геометричен модел, обхващащ газовата среда в печната камера и горелките, и твърдата среда на продукцията и помощния огнеупор. Провежда се числена симулация на горивния процес, и на спрегнатия топлообмен в печното пространство. Топлообменът от повърхностите, ограничаващи газовата среда в пещта към околната среда се моделира чрез гранично условие от III род при коефициентите на топлопредаване U^* , получени при горната стъпка.

4. Получените при изчисленията температури в газовата среда на пещта в областта на контролната термодвойка се сравняват с температурите от контролираната температурна крива. При разлики, надвишаващи допустимо отклонение (допустима грешка съгласно температурната крива) се прави корекция на температурите, използвани за моделиране на прогряването на пещта при ГУ от I род и се повтаря процеса от т.2 до т.6 от алгоритъма. Тези итерационни изчисления се извършват до получаване на температурно поле в пещта, при което измерените и изчислените температури са достатъчно близки. Тогава се счита, че моделът на топлообмена с околната среда е калибриран.

Изследванията в настоящия труд са проведени според представения по-горе алгоритъм чрез последователно симулиране на топлообмена в зидарията и в печното пространство на камерната пещ - обект на изследване. Математичният модел за числено симулиране на нестационарните горивен процес и спрегнат топлообмен в пещта в т.3 от алгоритъма на фиг. 2.1 е описан в т.1.2 от настоящата глава.



Фиг. 2.1. Алгоритъм за моделиране на спрегнатия топлообмен в камерните пещи

1.2. Система уравнения, описващи спрегнатия топлообмен в пещната камера

Математичният модел на спрегнатия топлообмен в пещното пространство обхваща модели на горивния процес, хидродинамичните процеси и топлинното взаимодействие между флуидната среда и нефлуидната среда на продукцията, помощния огнеупор и ограждащите елементи на пещта при нестационарни условия.

За флуидната еднофазна многокомпонентна среда, формирана от газообразното гориво, въздуха, продуктите на горене и продуктите на химични реакции, протичащи в изпичаната керамична маса се решава система уравнения, описваща горивния процес, движението на газовите потоци, разпространението на топлина и топлобмена чрез излъчване.

- Уравнение на непрекъснатостта за отделните k компоненти на флуидната среда:

$$\frac{\partial \rho_k}{\partial \tau} + \rho_k \operatorname{div} \vec{V}_k - J_{kk}^m = 0 \quad (2.2)$$

- Уравнение за импулса на отделните k компоненти на флуидната среда:

$$\rho_k \frac{d\vec{V}_k}{d\tau} - \operatorname{div} P_k - \rho_k \vec{F}_k + J_{kk}^m \vec{V}_k - J_{kk} = 0 \quad (2.3)$$

- Уравнение за съхранение на химическите вещества за отделните k компоненти:

$$\frac{\partial (\rho \overline{Y_{ik}})}{\partial \tau} + \frac{\partial}{\partial x_i} (\rho \overline{V_{ik} Y_k}) = \frac{\partial}{\partial x_i} \left(\Gamma \frac{\partial \overline{Y_k}}{\partial x_i} - \overline{\rho V_{ik} Y_k'} \right) + \overline{\rho \omega_{xi}} \quad (2.4)$$

- Уравнение за съхранение на енергията за отделните k компоненти на флуидната среда:

$$\rho_k \frac{d \left(u_k + \frac{\overline{V_k^2}}{2} \right)}{d\tau} + \operatorname{div} (j_k^{ed} + j_k^{er}) - \operatorname{div} (P_k \vec{V}_k) - \rho_k \vec{F}_k \vec{V}_k + J_{kk}^m \left(u_k + \frac{\overline{V_k^2}}{2} \right) - J_{kk}^e = 0 \quad (2.5)$$

- Уравнение за състоянието за отделните k компоненти на флуидната среда – пещните газове се приемат за идеални:

$$\overline{\rho} = \frac{\overline{p}}{\overline{T} R \sum \frac{\overline{Y_{ik}}}{M_{ik}}} \quad (2.6)$$

- Модел на турбулентност - стандартен k - ϵ модел:

$$\frac{\partial \rho \kappa}{\partial \tau} + \frac{\partial (\rho V_x \kappa)}{\partial x} + \frac{\partial (\rho V_y \kappa)}{\partial y} + \frac{\partial (\rho V_z \kappa)}{\partial z} = \frac{\partial}{\partial x} \left(\frac{\mu_t}{\sigma_k} \frac{\partial \kappa}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left(\frac{\mu_t}{\sigma_k} \frac{\partial \kappa}{\partial y} \right) + \frac{\partial}{\partial z} \left(\frac{\mu_t}{\sigma_k} \frac{\partial \kappa}{\partial z} \right) +$$

$$+ \mu_t \Phi - \rho \varepsilon + \frac{C_4 \beta \mu_t}{\sigma_t} \left(g_x \frac{\partial \Gamma}{\partial x} + g_y \frac{\partial \Gamma}{\partial y} + g_z \frac{\partial \Gamma}{\partial z} \right) \quad (2.7)$$

$$\frac{\partial \rho \varepsilon}{\partial \tau} + \frac{\partial (\rho V_x \varepsilon)}{\partial x} + \frac{\partial (\rho V_y \varepsilon)}{\partial y} + \frac{\partial (\rho V_z \varepsilon)}{\partial z} = \frac{\partial}{\partial x} \left(\frac{\mu_t}{\sigma_\varepsilon} \frac{\partial \varepsilon}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left(\frac{\mu_t}{\sigma_\varepsilon} \frac{\partial \varepsilon}{\partial y} \right) + \frac{\partial}{\partial z} \left(\frac{\mu_t}{\sigma_\varepsilon} \frac{\partial \varepsilon}{\partial z} \right) +$$

$$+ C_{1\varepsilon} \mu_t \frac{\varepsilon}{\kappa} \phi - C_2 \rho \frac{\varepsilon^2}{\kappa} + \frac{C_\mu (1 - C_3) \beta \rho \kappa}{\sigma_t} \left(g_x \frac{\partial \Gamma}{\partial x} + g_y \frac{\partial \Gamma}{\partial y} + g_z \frac{\partial \Gamma}{\partial z} \right) \quad (2.8)$$

$$\text{където } \mu_t = \rho C_\mu \frac{k^2}{\varepsilon}$$

Стойностите на отделните константи в k-ε модела на турбулентност се приемат за равни на използваните по подразбиране в комерсиалните изчислителни среди:

$$C_\mu = 0,09; C_1 = 1,44; C_2 = 1,92; \sigma_k = 1; \sigma_\varepsilon = 1,3; \sigma_t = 1; C_3 = 1; C_4 = 0; \beta = 0$$

- Модел на граничен слой

При съвместното решаване на уравненията на непрекъснатостта, енергията и движението се определят скоростното и температурното разпределение в граничния слой, напреженията на триене на стената, пристенните турбулентни параметри на потока, топлинния поток към стената и коефициента на топлоотдаване флуид - стена. Моделирането на вискозните ефекти в близост до стената и свързаните с това рязко изменение на флуидните параметри в граничния слой става посредством два основни подхода [43]:

- метод на пристенните функции;
- метод на ниски Рейнолдсови стойности.

Методът на пристенните функции, в чиято основа стоят трудовете на Сполдинг [89, 113, 114] и Уайт [122], се базира на емпирични логаритмични зависимости между тангенциалната скорост и пристенните тангенциални напрежения, които се използват в гореспоменатите турбулентни модели с две уравнения. Численото решаване на задачата е възможно и при груба мрежа, което намалява необходимото машинно време. В настоящата дисертационна работа динамичният граничен слой е моделиран по този метод, като той е подходящ при използването на всички модели на турбулентност в ANSYS CFX.

Методът на ниските Рейнолдсови стойности позволява системата от уравнения да се решава директно при зададени условия на еднозначност на граничния слой [43]. За тази

цел е необходимо построяване на много фина мрежа, което води до необходимост от големи машинно време и компютърни ресурси при решаване на по-сложни проблеми.

При решаване на спрегната задача на топлообмена температурното разпределение в граничния слой и на повърхността на стената се получава като резултат. Плътноста на топлинния поток към стената q_{CT} се изчислява чрез интегриране на уравнението на енергията по обема на граничните елементи, но може да се изчисли и директно от изведения аналитично (чрез интегриране) израз за несвиваеми флуидни потоци:

$$q_{CT} = \frac{u^2 \rho C_p}{V Pr} \left(T_{CT} - T - \frac{Pr V^2}{2C_p} \right) \quad (2.9)$$

където $u = C_\mu^{0.25} k^{0.5}$ и приет от нас $Pr=1$.

- Модел на радиационен топлообмен

Лъчистия топлообмен между димните газове и твърдата среда (помощния огнеупор, наредена върху него продукцията и ограждащите елементи на пещта) в настоящата работа е моделиран посредством един широко използван и препоръчан в литературата [43, 44] радиационен модел – P1. Моделът представлява диференциално приближение (Differential Approximation) на уравнението за пренос на лъчиста енергия, което допуска, че радиационната интензивност е изотропна или независима по посока на всяка точка в пространството. Пълната форма на уравнението за преноса на спектрална лъчиста енергия (RTE) и получаването на P1 модела за излъчване са дадени от Raithby [44].

$$\frac{dI_f(r, s)}{ds} = -(K_{af} + K_{sf})I_f(r, s) + K_{af}I_b(v, T) + \frac{K_{sf}}{4\pi} \int_{4\pi} dI_f(r, s') \Phi(s \bullet s') d\Omega' + J \quad (2.10)$$

При P1 моделът спектралният радиационен топлинен поток при наличие на излъчване, поглъщане и линейно разсейване q_{rf} , W е:

$$q_{rf} = -\frac{1}{3(K_{af} - K_{sf}) - A.K_{sf}} \nabla G_f \quad (2.11)$$

където A е линеен анизотропен коефициент; G_f - спектрална падаща радиация, J, За топлообмена между газа и стените се използва уравнението:

$$nq_{rf} = -\frac{1}{3(K_{af} - K_{sf}) - A_{sf}} \frac{\partial G_f}{\partial n^+} = \frac{\varepsilon_f}{2(2 - \varepsilon_f)} [E_{bf} - G_v]_w \quad (2.12)$$

където $G_f = \int I_f d\Omega_s$

Радиационен топлообмен протича и между твърдите повърхности на редалката и ограждащите елементи на пещта през непрозрачната за топлинното излъчване газова среда (т.нар. surface-to-surface radiation). В настоящата работа този топлообмен не е взет под внимание предвид, че повърхностите с големи ъглови коефициенти имат сравнително близки температури. При необходимост от прецизиране на температурното поле този лъчист топлообмен трябва да бъде моделиран.

- Модел на горивен процес

За моделиране на горивния процес в настоящата дисертационна работа е използван EDM модел, базиран на концепцията, че химическата реакция на горенето зависи от преносните процеси в потока: когато реагентите се смесват в подходящо съотношение, те мигновено образуват продукти. Моделът допуска, че скоростта на реакция може да бъде пряко свързана с времето, необходимо за смесване на реагентите на молекулно ниво. В турбулентни потоци, това време за смесване се определя от вихровите свойства, турбулентната кинетична енергия k , и скоростта на дисипацията на турбулентната кинетична енергия ϵ . Следователно скоростта на реакция е пропорционална на времето за смесване, определено от:

$$R_{EDM} \propto \frac{\epsilon}{k} \quad (2.13)$$

Чрез този модел се разглеждат предимно бързите химически реакции, чиято скорост е по-голяма в сравнение със скоростта на смесване на реагентите в потока. Скоростта на развитие на елементарната реакция k е определена от избора на по-малката от двете скорости, получени от уравненията :

- за участващите реагенти

$$R_k = A \frac{\epsilon}{k} \min \left(\frac{[I]}{v_{kI}} \right) \quad (2.14)$$

където $[I]$ е моларната концентрация на компонентата I на реагентните съставки на елементарната реакция k , kmol/m^3 ;

- за получените продукти на горенето

$$R_k = AB \frac{\epsilon}{k} \left(\frac{\sum_P [I] W_I}{\sum_P v_{kI}'' W_I} \right) \quad (2.15)$$

където P са всички компоненти на продуктите на елементарната реакция k ;

Посредством стойностите на коефициента В продуктите на химическата реакция могат да се ограничат, като при отрицателна стойност това ограничение може да се избегне. При едностепенна и многостепенна схема на реакция коефициентът В е изключен по подразбиране ($B = -1$), но при необходимост на него може да се зададе положителна стойност [43].

- Уравнение на топлопроводността за нефлуидната среда (закон за запазване на енергията при $V=0$):

$$\rho c \frac{\partial T}{\partial t} = \frac{\partial}{\partial x} \left(\lambda_{xx} \frac{\partial T}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left(\lambda_{yy} \frac{\partial T}{\partial y} \right) + \frac{\partial}{\partial z} \left(\lambda_{zz} \frac{\partial T}{\partial z} \right) + \dot{q}_v \quad (2.16)$$

При наличие на ендо- и екзотермични реакции в изделията, влиянието им върху температурното разпределение може да бъде отразено чрез обемния източник на топлина $\dot{q}_v$.

1.3. Условия на еднозначност

За да се реши описната по-горе система от уравнения е необходимо да се дефинират условия за еднозначност, отразяващи характерните особености на конкретен изследван процес.

1.3.1. Геометрични условия

Геометричният модел на пещното пространство обхваща нефлуидната и флуидната среда в пещната камера. Нефлуидната среда включва огнеприпаса, наредената върху него продукция и зидарията на пещта. Флуидната среда е образувана от горивото, въздуха и продуктите на горене, и е ограничена от вътрешните твърди повърхности на свода, пода, стените на пещната камера, стените на камерите на горелките след дюзите, през които се подава горивото и въздуха. Геометрията на ограждащите повърхнини отразява в детайли огнеупорните конструкции на стените, пода, свода и муфите за присъединяване на горелките към тях.

Флуидната и нефлуидната среда имат общи граници с цел моделиране на идеален топлинен контакт. При дискретизацията им на пространствена мрежа от крайни обеми или елементи възлите от тези граници също са общи за двете среди.

При наличие на достатъчни компютърни ресурси ограждащите елементи на горелките и на пещния агрегат могат да бъдат включени в геометричния модел.

1.3.2. Физични условия

Температурното поле в изследвания обект е нестационарно, поради което съществени за процеса физични параметри на газовете, ограждащите елементи, огнеприпаса и керамичната продукция се задават като функция на температурата (таблица 2.2).

Таблица 2.2

Газова среда	Твърда среда	
$c_{газi} = c_{газi}(T)$	$c_{прод} = c_{прод}(T)$	$c_{огн} = c_{огн}(T)$
$\rho_{газi} = \rho_{газi}(T)$	$\rho_{прод} = \rho_{прод}(T)$	$\rho_{огн} = \rho_{огн}(T)$
$\lambda_{газi} = \lambda_{газi}(T)$	$\lambda_{прод} = \lambda_{прод}(T)$	$\lambda_{огн} = \lambda_{огн}(T)$
$\mu_{газi} = \mu_{газi}(T)$	Степен на чернота за всички повърхности $\epsilon_{п} = \epsilon_{п}(T)$	

За зависимостта на специфичния топлинен капацитет на газовите компоненти от температурата се използват полиноми от трета степен с константи, зависещи от природата на газа.

За моделиране на изменението на плътността на газовете при нарастване на температурата се използва уравнението на състоянието.

За моделиране на връзките между коефициента на топлопроводност и вискозитета на газовете, и температурата могат да бъдат използвани уравненията на Sutherland.

1.3.3. Начални условия

Началните стойности на всички променливи за всеки възел от обема на газовата среда се приемат: $V_x = V_y = V_z = 0$, $T = 293K$, $p = 0$, $k = \epsilon = 0$. Свръхналягането p се задава и изчислява спрямо референтно. В случая $p_{ref} = 1 \text{ atm}$.

За твърдата среда $T = T_{in}$, съгласно технологията и температурната крива.

1.3.4. Гранични условия

Граничните условия за моделирането на топлообмена с околната среда се определят съгласно описаният по-горе алгоритъм. В таблица 2.3. те са представени в общ вид заедно с граничните условия на входа и на изхода на газовите потоци.

Таблица 2.3

Граници	Гранични условия
1. Вътрешни повърхности на ограждащите елементи на камерата	Гранично условие от III род - условие на Робин $\lambda_{xx} \frac{\partial T}{\partial x} \cos \alpha + \lambda_{yy} \frac{\partial T}{\partial y} \cos \beta + \lambda_{zz} \frac{\partial T}{\partial z} \cos \gamma + U * (T - T_{oc}) = 0$ където U^* е различно за свода, пода и стените (2.1)

2. Входи и изход на газовите потоци	
2.1 - вход на въздуха	$T_{взлх} = T_{взлх}(\tau)$ $V_n = \frac{V_a B_o}{\sum F_{взлх}} \frac{T}{273}$ където V_n е компонентата на скоростта, перпендикулярна на границата; $B_o = B_o(\tau)$ * Масови части на кислорода и азота: $g_{O_2} = 0,22$; $g_{N_2} = 0,78$;
2.2 - вход на горивото	$T_{гор} = T_{ос} = \text{const}$ $V_n = \frac{B_o}{\sum F_{гор}} \frac{T}{273}$ Масови части на компонентите на горивото g_i
2.3 – изход на камерата	$p = 0 \text{ Pa}$

* Изменението на разхода на гориво B_o при нормални условия с времето се получава или чрез непосредствено измерване (при действаща камерна пещ) или чрез матричното уравнение на топлинния баланс при проектиране на нова пещ.

$$[B] \left([Q_o^p] + V_a [h_{взлх}] + [h_{гор}] - V_a^{\partial z} [h_{\partial z}] \right) = [\dot{Q}_{нагр}] + [\dot{Q}_{прод}] + [\dot{Q}_{огн}] + [\dot{Q}_{хим}] \quad (2.17)$$

ГЛАВА 2. ЧИСЛЕНО РЕШАВАНЕ НА МАТЕМАТИЧНИЯ МОДЕЛ НА СПРЕГНАТИЯ ТОПЛООБМЕН В КАМЕРНИТЕ ПЕЩИ

За решаване на горната система уравнения е удобен методът на крайните обеми МКО, при който геометричния модел се дискретизира на мрежа от крайни елементи и във всеки възел се изчисляват степените на свобода – скорости, налягане, температура, k , ϵ и концентрациите на компонентите на газовата смес.

Основни предимства на метода на крайните обеми, които го правят подходящ за решаване на описания математичен модел на топлообмена при камерните пещи, са [26]:

1. Възможността за прилагане на метода за анализ на топлообмена в геометрични модели, чиито части имат свойства, различаващи се неколkokратно (ill-conditioned conjugate heat transfer). По отношение на настоящата задача метода дава възможност да се моделират едновременно процесите във флуидната и нефлуидна среда, изпълнен от различни материали.

2. Криволинейните области могат да бъдат апроксимирани с помощта на праволинейни или да се опишат точно с криволинейни елементи. В този смисъл е възможно използването на метода не само за области с “добре оформени” граници.

3. Размерите на крайните обеми могат да бъдат променливи. Това позволява разбиването на областите на променлива мрежа (с различни размери на елементите), ако е необходимо.

4. С помощта на метода на крайните обеми не представлява проблем да се разглеждат гранични условия с променливо по повърхността и във времето натоварване и смесени гранични условия.

Главния недостатък на метода е голямата оперативна памет, което води до необходимостта от компютри с високи изчислителни възможности. Моделните изследвания в настоящия дисертационен труд са проведени чрез МКО с помощта на програмна среда за изчисляване на флуидна динамика ANSYS CFX 12.0, в която са разработени и достъпни разнообразни процедури в областта на изчислителната хидродинамика.

2.1. Сходимост и устойчивост на решението

Флуидните проблеми по принцип са нелинейни и за тях не се гарантира сходимост на решението. Общата сходимост на решението за глобална итерация, включваща изчислителни процедури чрез МКО за решаване на гореописаните математични модели, се измерва посредством степен на сходимост (convergence monitor):

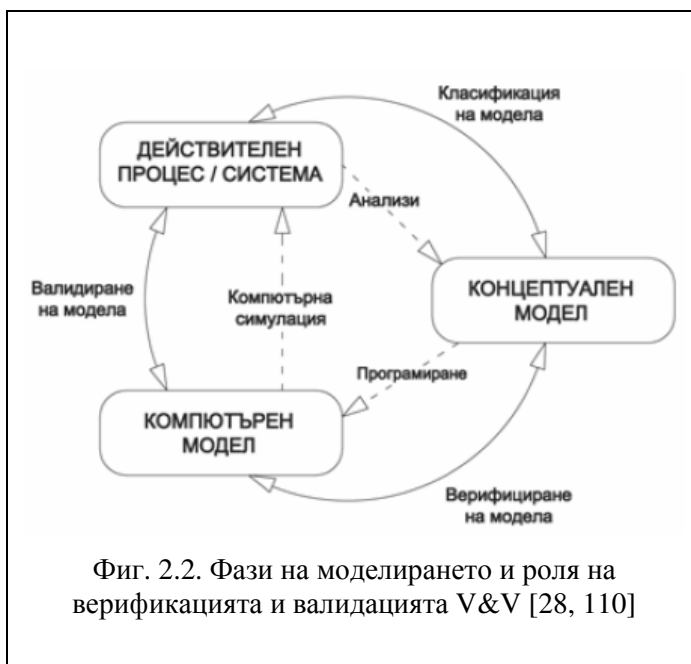
$$ConvMon = \frac{\sum_{i=1}^n |\phi_i^j - \phi_i^{j-1}|}{\sum_{i=1}^n |\phi_i^j|} \quad (2.18)$$

Степента на сходимост се задава и контролира за всяка степен на свобода ϕ . Итеративният процес (глобалните итерации) за всяка стъпка във времето продължава до достигане на предварително зададените степени на сходимост в рамките на приетия брой итерации. При изчисленията е необходимо да се търси устойчиво и сходящо решение.

2.2. Верификация и валидация на моделните изследвания

Адекватно съставеният математичен модел на протичащите процеси във високотемпературните камерни пещи при изпичане на керамични изделия и вярното решаване на получената система от диференциални уравнения при зададените условия на еднозначност позволяват получаването на реални резултати, които могат да се използват за подобряване на топлообмена в пещта, а оттам и за повишаване на технологичната, енергийна и екологична ефективност на този вид пещи.

Процесът на верифициране и валидиране на моделите (Verification and Validation – V&V) имат съществено значение при оценка на тяхната точност и надеждност [28, 101, 110]. За целта е създадена методология, дефинираща основните понятия и обекти, и задаваща принципите и процедурите на взаимодействия между тях. Методологията представлява затворен цикъл – фиг.2.2 и включва дейностите по разработване (квалифициране) на модела чрез анализи на процесите и системите, верификация на концептуалния модел и впоследствие валидиране на създадения компютърен модел и получените от числените симулации резултати.



2.2.1. Верификация на математичния модел

Верифицирането се приема като процес на оценка на създадения математичен модел по отношение на прецизността на пресъздаване на проектното концептуално описание на действителния процес и/или система [101]. Тази оценка се прави чрез сравняване на получени данни от симулация на процесите в определена компютърна среда с точни аналитични резултати и цели да се открият евентуални грешки, допуснати при компютърното програмиране.

На верификация подлежи както компютърната среда (код), така и получените от симулацията резултати, като средата предварително се тества от нейните разработчици. Верификацията на резултатите от симулацията съдържа оценка на грешката, определяща точността на изчислителните процедури. Процесът на този вид верификация включва [40]:

- проверка сходимостта на итерациите, изчислителната мрежа и използваната стъпка на дискретизация;
- проверка за устойчивост на решението;
- сравнение на получените резултати с други налични резултати, получени при използването на друг код;
- анализ на качеството на генерираната мрежа от крайни елементи/обеми.

2.2.2. Валидация на получените резултати

Валидирането представлява процес на оценка на степента на точност и адекватно отразяване на реалността на получените резултати от гледна точка на тяхното последващо използване в научните и инженерно-приложни изследвания. На валидиране подлежат приетите условия на еднозначност и получените от компютърната симулация резултати. Това включва в себе си повторна верификация (без извършването на съпоставка с решенията от друг компютърен код) и определени допълнителни процедури:

- съпоставка на получените CFD резултати с налични експериментални данни – измерени in-situ температури, скорости, налягания;

- проверка на неопределеността на модела – тя е необходима поради наличие на неопределеност в определени физични модели в CFD кодовете, напр. моделите на турбулентност и горене. Тази неопределеност се дължи на непълното разбиране и познаване на протичащите физични процеси. Тя може да бъде изследвана чрез провеждане на поредица от компютърни симулации при вариране на различните модели на турбулентност и горивни модели, и последващ анализ на влиянието им върху резултатите.

Моделът на нестационарния спрегнат топлообмен в камерните пещи може да бъде валидиран чрез сравняване на получени при численото решение температури, скорости, налягания и концентрации в газовата среда с измерени стойности.

За целта при камерните пещи е удобно да бъдат измерени:

- температури на външните повърхности на ограждащите елементи;
- температури в газовата среда (контролирани и следени в отделни точки от контролни термодвойки и системата за автоматично регулиране)
- температура в димохода след пещта.

РАЗДЕЛ III

МОДЕЛИРАНЕ И КОМПЮТЪРНО СИМУЛИРАНЕ НА ТОПЛООБМЕНА В КАМЕРНА ПЕЩ ЗА ИЗПИЧАНЕ НА ТЕХНИЧЕСКА КЕРАМИКА

Съставените алгоритми и модели на нестационарния топлообмен са приложени за анализ и подобряване на топлообмена на една реално работеща високотемпературна камерна газова печь.

ГЛАВА 1. ОБЕКТ НА ИЗСЛЕДВАНЕ: ПАРАМЕТРИ И РЕЖИМ НА РАБОТА

Камерната печь – обект на изследване се използва за изпичане на техническа керамика. От документацията на печта и проведени огледи е установено техническото и технологично ѝ състояние: конструктивното оформление на печния агрегат и на горивната инсталация, вида и количество на изпичаната продукция, температурния и газов режим на изпичане.

Параметрите на печта са систематизирани в таблица 3.1 и таблица 3.2.

Пещ тип “KEOS”

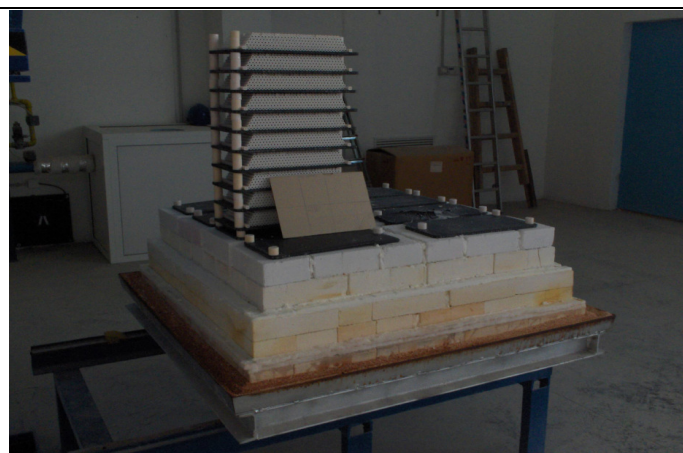
Таблица 3.1

Параметър	Стойност
Горивен процес (гориво – природен газ)	
Топлина на изгаряне на горивото	$Q_d^p = 34848 \text{ kJ/m}^3$
Теоретично количество въздух за изгаряне на горивото	$V_0 = 9,26 \text{ m}^3/\text{m}^3$
Действително количество въздух за изгаряне на горивото	$V_a = 10,19 \text{ m}^3/\text{m}^3$
Температура и специфичен топлинен капацитет на горивото	$t_{гор} = 20^\circ\text{C}$ $c_{гор} = 1,8 \text{ kJ}/(\text{m}^3\text{K})$
Температура и специфичен топлинен капацитет на въздуха за горене	$t_{вздох} = 150^\circ\text{C}$ $c_{вздох} = 1,3 \text{ kJ}/(\text{m}^3\text{K})$
Горелки - 6 бр., по 3 на срещуположните страни на печта	
Пещ, футеровка, продукция	
Вътрешни геометрични размери на камерата (паралелепипед)	$x = 1,1\text{m}; y = 1,1\text{m}; z = 0,91\text{m}$
Вътрешни геометрични размери на дымохода	$d = 0,2\text{m}; l = 0,3\text{m}$
Маса на изпичаната продукция и на огнеприпаса	$m_{прод} = 92,6 \text{ kg}$ $m_{огн} = 930 \text{ kg}$
Помощни огнеупорни етажни конструкции – 2 броя	$x = 0,9\text{m}; y = 0,4\text{m}; z = 0,835\text{m}$
Среден спец. топл. капацитет на продукцията и огнеприпаса	$c_{прод} \approx c_{огн} = 1100 \text{ J}/(\text{kgK})$

Таблица 3.2

Свойства на огнеупорните материали от зидарията на печта	Плътност ρ , kg/m ³	Специфичен топлинен капацитет C , kJ/(kgK)	Коефициент на топлопроводност λ , W/(mK)				
Лековесен корунд	1450	$c = 0,681 + 0,000419T$	t,°C	600	800	1000	1200
			λ	0,44	0,46	0,51	0,58
Керамична вата	128	1	t,°C	600	800	1000	1200
			λ	0,44	0,46	0,51	0,58
Високоалумоокисен огнеупор	2500	$c = 0,636 + 0,000126 T$	$\lambda = 1,47 + 0,00018T$				
Структура на стените на печта							
Лек корунд		λ_1	0,58	W/(mK)	δ_1	0,125	m
Високоалумоокисни огнеупори		λ_2	1,805	W/(mK)	δ_2	0,125	m
Керамична вата		λ_3	0,33	W/(mK)	δ_3	0,010	m
Високоалумоокисни огнеупори		λ_4	1,805	W/(mK)	δ_4	0,065	m
					Общо:	0,325	m
Структура на пода на печта							
Лек корунд		λ_1	0,58	W/(mK)	δ_1	0,130	m
Високоалумоокисни огнеупори		λ_2	1,805	W/(mK)	δ_2	0,130	m
Високоалумоокисни огнеупори		λ_3	1,805	W/(mK)	δ_3	0,130	m
					Общо:	0,390	m
Структура на свода на печта							
Лек корунд		λ_1	0,58	W/(mK)	δ_1	0,250	m
					Общо:	0,250	m

Продукцията е наредена на етажна огнеупорна конструкция (редалка или помощен огнеупор) на пода на печния вагон – фигура 3.1.



Фиг. 3.1. Наредена керамична продукция

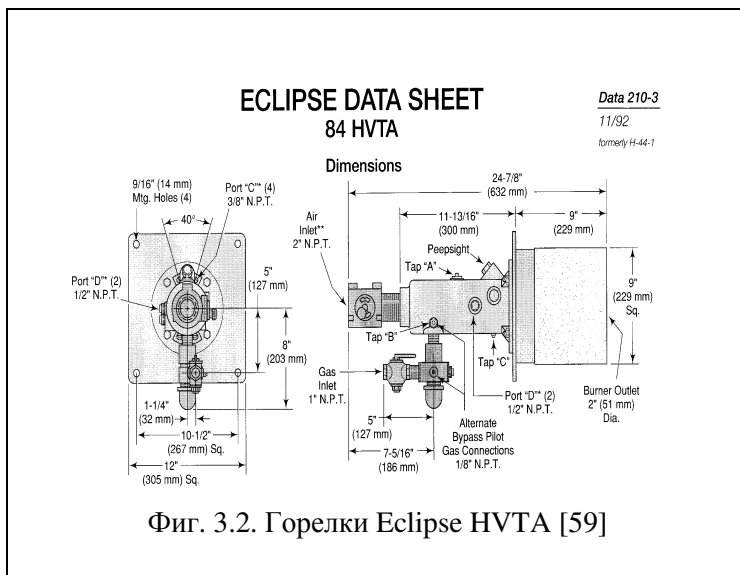
На две срещуположни страни на камерната пещ са разположени по три горелки ECLIPSE HVTA – фигура 3.2. На всяка горелка има по четири дюзи с диаметър 0,01m за подаване на въздух и една дюза с диаметър 0,012m за подаване на горивото - природен газ. По дължина на горелката външният ѝ диаметър варира от 0,06m до 0,07m. По-подробни технически данни за горелките са дадени в Приложение 1.

Геометричният модел на газовото пространство на пещната камера, разположението и номерацията на горелките са показани на фигура 3.3.

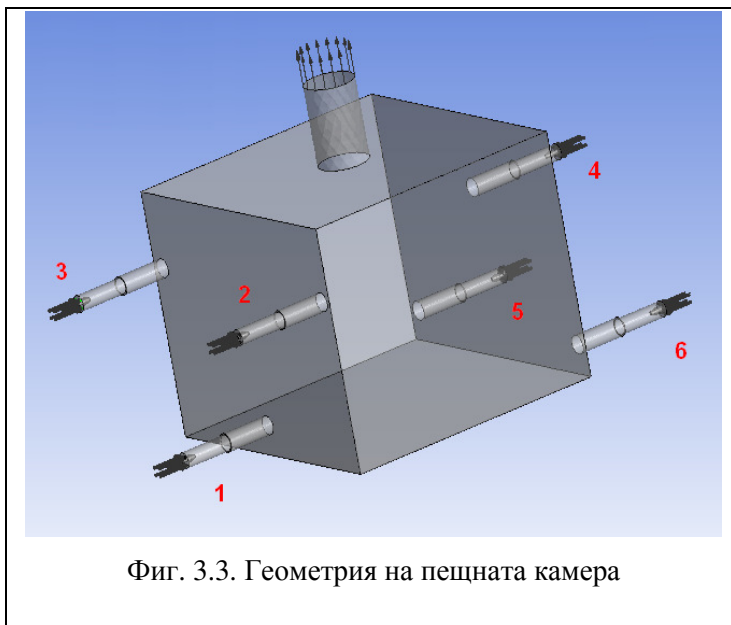
Изходът на горивната камера е с диаметър 0,20m и дължина 0,30m.

Въздухът за горене се подгрява за сметка на топлината на изходящите газове в топлообменник след пещта. Температурата на подавания към горелките въздух е 150°C, а тази на природния газ е 20°C. По данни на газоснабдителното дружество са определени съставът и процентното разпределение на компонентите на използваното гориво – природен газ (таблица 3.3).

Направени са натурни измервания на наляганията пред горелките, разходите на природен газ и въздух.



Фиг. 3.2. Горелки Eclipse HVTA [59]



Фиг. 3.3. Геометрия на пещната камера

В печната камера се поддържа температурен режим съгласно зададена (програмирана в предварително в контролера) температурна крива – фигура 3.4.

Дебитът на горивото се регулира посредством САР, чиито управляващ орган е на общият газоход преди разделянето му към отделните

горелки, въз основа на сигнал от една контролна термодвойка. Измерената температура се сравнява със зададената и на базата на температурната разлика се увеличава или намалява общия разход на природния газ към горивната инсталация.

Отделните горелки могат да бъдат регулирани ръчно преди да бъде пусната печта, но след всеки цикъл тази настройка се губи поради преразпределение на наляганията по време на работа.

Таблица 3.3

Природен газ - компоненти		Обемни части	Масови части
Метан	CH_4	96,7 %	94,96 %
Етан	C_2H_6	0,56 %	1,03 %
Пропан	C_3H_8	0,18 %	0,48 %
Бутан	C_4H_{10}	0,04 %	0,14 %
Пентан	C_5H_{12}	0,03 %	0,13 %
Въглероден двуокис	CO_2	0,03 %	0,08 %
Азот	N_2	0,77 %	1,32 %
Вода	H_2O	1,69 %	1,86 %
Общо		100 %	100 %



Регулирането на коефициента на излишък на въздух α става посредством лостова система, която не позволява прецизно управление на съотношението гориво-въздух.

От данните на датчиците за налягане на горивото пред отделните горелки е проследено изменението на това налягане за всяка една от тях по време на процеса на изпичане.

В таблица 3.4 са дадени стойностите на наляганията на горивото и въздуха пред горелките, измерени в един произволен момент от работата на камерната пещ и изчислените чрез тях скорости.

Таблица 3.4

Горелка No	$\Delta p_{\text{вздух}}$ [mmH ₂ O]	$\Delta p_{\text{вздух}}$ [Pa]	$V_{\text{вздух}}$ [m/s]	$\Delta p_{\text{газ}}$ [mmH ₂ O]	$\Delta p_{\text{газ}}$ [Pa]	$V_{\text{газ}}$ [m/s]
1	9,5	93,2	14,95	23,4	229,6	25,96
2	9,2	90,3	14,72	30,3	297,2	29,53
3	9,5	93,2	14,95	21,4	209,9	24,83
4	9,6	94,2	15,03	26,1	256,0	27,41
5	9,5	93,2	14,95	19,4	190,3	23,64
6	9,5	93,2	14,95	22,4	219,7	25,40

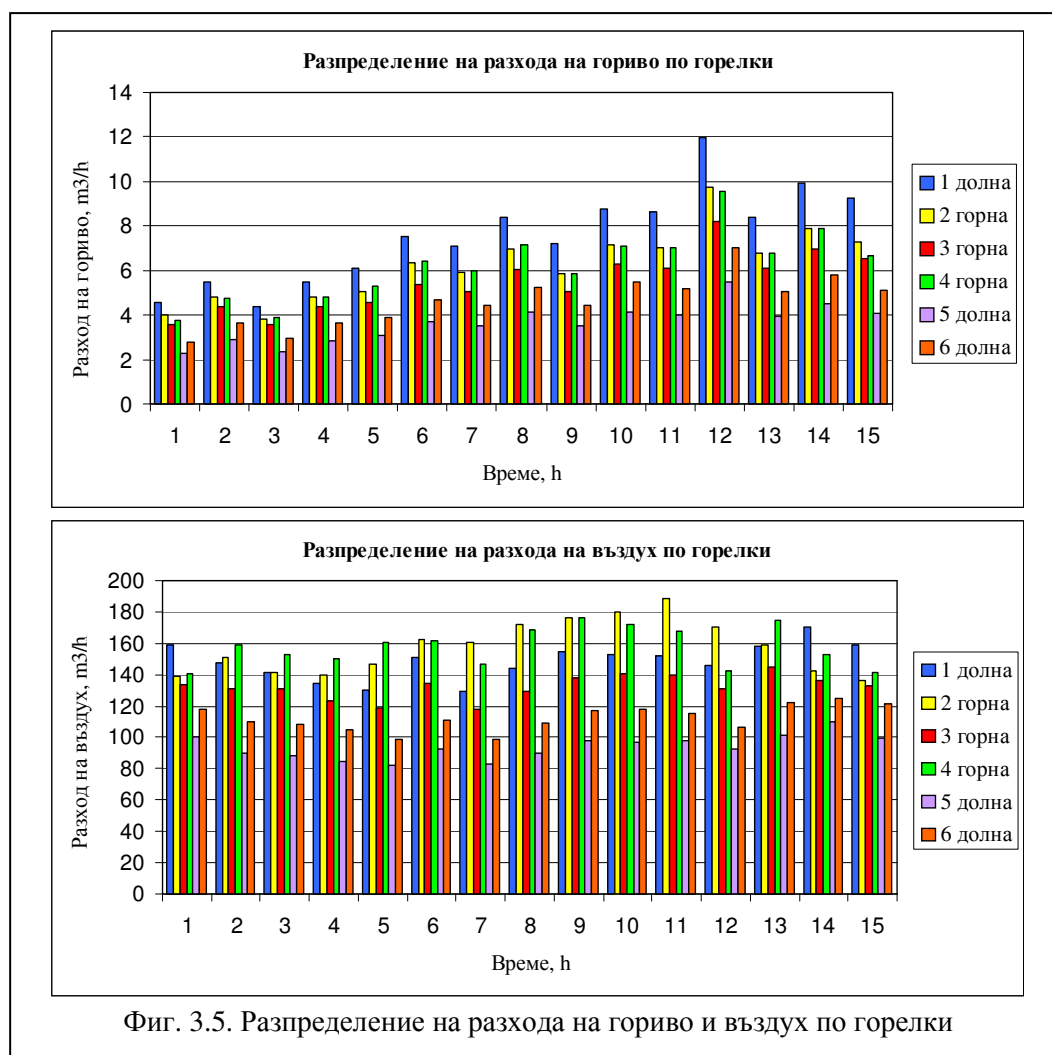
По данни от разходомера за гориво и измервания на разхода на въздух е установено как варират във времето общия за пещта разход на въздух и гориво при температура 20°C (таблица 3.5).

На фигура 3.5 е показано разпределението във времето на разхода на гориво и въздух по горелки на базата на измерени стойности, дадени в Приложение 2 (таблица 10 и таблица 11).

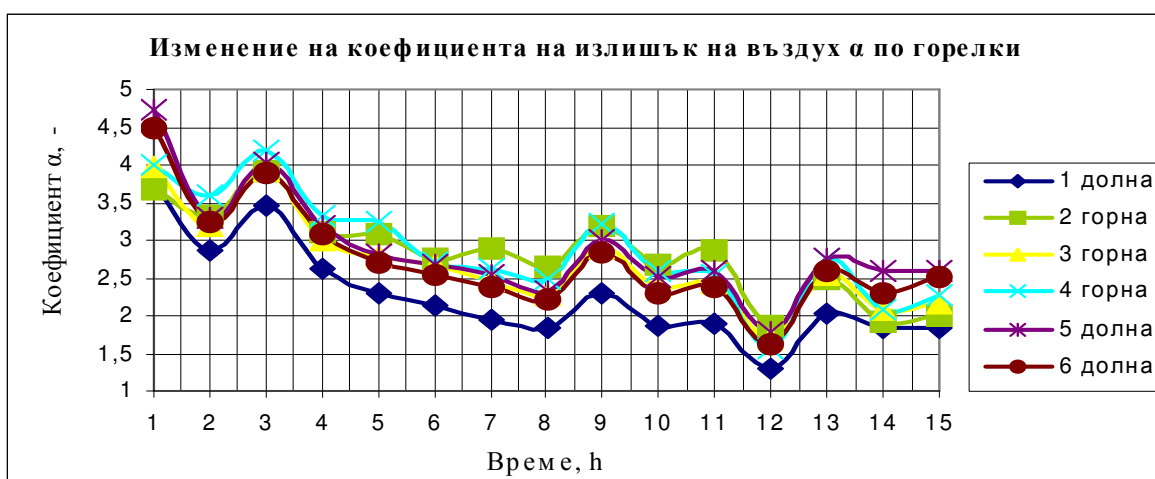
Таблица 3.5

Час	Гориво, m ³ /h	Въздух, m ³ /h
1	21	789
2	26	789
3	21	763
4	26	737
5	28	737
6	34	813
7	32	737
8	38	813
9	32	861
10	39	861
11	38	861
12	52	789
13	37	861
14	43	837
15	39	789

Допълнително е изчислено изменението във времето на коефициента на излишък на въздух α за всяка горелка поотделно.



Коефициентите на излишък на въздух α за отделните горелка са значително (неколкократно) по-големи от теоретично необходимите, особено в началото на процеса на изпичане. Големите стойности на α увеличават загубите на топлина с изходящите газове от пещта, а оттам водят до влошаване на енергийната ѝ ефективност. На фигура 3.6 (Приложение 2, таблица 12) е представено изменението на коефициентите на излишък на въздух α за отделните горелки във времето.



Фиг. 3.6. Изменение на коэффициента на излишек на въздух α по горелки

Таблица 3.6. Моментни стойности на разхода на гориво V и на коэффициента на излишек на въздух α при средна температура в пещта 1590°C

Горелка		$V, \text{m}^3/\text{h}$	α
1	долна	9,93	1,79
2	горна	7,91	1,89
3	горна	6,98	2,04
4	горна	7,86	2,04
5	долна	4,52	2,54
6	долна	5,80	2,25

Въз основа на проведените огледи, измервания, последващ анализ на резултатите и топлинен баланс на пещния агрегат са направени следните констатации и изводи:

- При обследваното състояние на пещния агрегат липсва систематичен подход и логика при разпределението на разхода на

въздух и гориво по горелки – разходът на гориво в горният ред горелки превишава разхода в долния ред. При съществуващата топография на горелките и на изхода на продуктите на горене (близостта на горните горелки до него) би следвало и разходът на гориво да намалява отдолу нагоре и да бъде по-голям през горелки №1 и №4 в сравнение със срещуположните им горелки на същото ниво. В резултат на многобройни опити за подобна настройка на горивния процес е установено неравномерно разпределение на горивовъздушната смес по горелки, което предизвиква голямо топлинно натоварване на определени места в свода и стените на пещта, изменение в цвета на огнеупора и появата на пукнатини в зидарията.

- Общата мощност на горелките е неколkokратно по-висока от балансовата за съществуващата конструкция и топлинните разходи в пещния агрегат. Това води до рязко

покачване на температурата в началото на процеса на изпичане. За подтискане на скоростта на нарастване на температурата в печното пространство се подава въздух с неколkokратно по-голям коефициент на излишък на въздух от препоръчителния при този тип пещи, горивни инсталации и гориво. Това се налага от невъзможността за поддържане и регулиране на горивовъздушните потоци и горивния процес в диапазона под 30% от номиналната работна мощност на горелките поради опасност от изгасване на пламъка. Опитите за регулиране на разходите на гориво и въздух в диапазона между 0 и 30 % от номиналната мощност на горелките е нарушение на изискванията за тяхната експлоатация [59]. В случай, че при стартиране на цикъла на изпичане се включат в действие само част от горелките, при достигане на определена температура се налага охлаждане на останалите горелки чрез пускане на въздух през тях.

- Така организираният горивен процес е причина за неравномерност на температурните, скоростните и концентрационни полета в печната камера. В отделни области на работното пространство се формират мъртви зони, където по данни на персонала керамичната продукция не се изпича добре и дефектира.
- Неефективният горивен процес и нерационалната организация на газодинамичните потоци и полета се изразяват в повишен разход на гориво, висок коефициент на излишък на въздуха, неравномерно температурно поле в камерата и непълно горене - част от горивото доизгаря в дымохода след пещта.

Насоки за подобряване на топлообмена в пещта

За подобряване на топлообмена в печното пространство е необходима прецизна настройка на горивния процес при подходящо разпределение на разходите на гориво и въздух по горелки. Поради топографията на горелките е невъзможно това разпределение на горивото и въздуха да бъде определено чрез аналитични изчисления. **Поради особеностите на системата за автоматично регулиране и сравнително голямата мощност на горивната инсталация такава настройка е невъзможно да бъде направена.**

За решаване на проблема е необходимо да се преоразмери и реконструира горивната инсталация чрез избор на подходящо разположени горелки, така че да се осигури равномерно обтичане на продукцията. Освен това е необходимо да бъде изградена нова система за автоматично регулиране, която да позволява регулиране на разходите на гориво и въздух по горелки или групи от горелки. За уточняване на конструкцията на печния агрегат, топологията и мощността на горелките и резултантните топлинни,

хидродинамични и концентрационни полета е необходимо да бъдат проведени серии от моделни изследвания при следните стъпки:

1. Генериране на геометричен модел на печния агрегат.
2. Числена симулация на топлообмена при условия на еднозначност към модела, отразяващи поддържания понастоящем топлинен режим в печта.
3. Валидиране и верифициране на математичния модел.
4. Анализ на нестационарните топлинни, хидродинамични и концентрационни полета в газовата среда на печта, и на температурното поле в изпичаната продукция за уточняване на причините за дефектиране на печта и изделията.
5. Провеждане на топлинен баланс на печния агрегат за оразмеряване на горивната инсталация.
6. Избор на нов тип горелки, на местоположението им и ориентацията им спрямо изпичаната продукция и ограждащите елементи на печта (подходяща топология).
7. Генериране на геометричен модел на реконструирания агрегат.
8. Числено моделиране на нестационарния спрегнат топлообмен и горивен процес в печния агрегат с цел установяване на целесъобразността на избрания конструктивен вариант.

ГЛАВА 2. МОДЕЛНИ ИЗСЛЕДВАНИЯ НА ТОПЛООБМЕНА

2.1. Моделни изследвания при стационарен процес на горене

Таблица 3.7

В софтуерна среда ANSYS CFX [10, 12] са разработени и достъпни модели на едностъпкови (WD1) и двустъпкови (WD2) химични реакции при изгаряне на газово гориво, и на механизмите за получаване на продуктите от горене. Те дават възможност да бъдат моделирани процеси на пълно и непълно горене с и без получаване на азотни оксиди. Възможните двустъпкови реакции WD2 с моделиране на вероятностното разпределение на концентрациите чрез Probability Density

Модели на химични реакции при горене в среда ANSYS CFX
Methane Air WD2 NO PDF
Methane Oxygen WD2
Ethane Oxygen WD2
Propane Oxygen WD2
Butane Oxygen WD2
Prompt NO Methane PDF
Thermal NO PDF
WD2 Methane Oxidation
WD2 Ethane Oxidation
WD2 Propane Oxidation
WD2 Butane Oxidation
WD2 CO Oxidation

Function PDF (отчитаща вероятност за реакция при температурни флуктуации), и на формирането на NO_x , са представени в таблица 3.7 съгласно [3, 40, 92]. За уточняване на модела на горивния процес е проведена първоначална числена симулация на процесите при стационарно горене в празна камера на пещта.

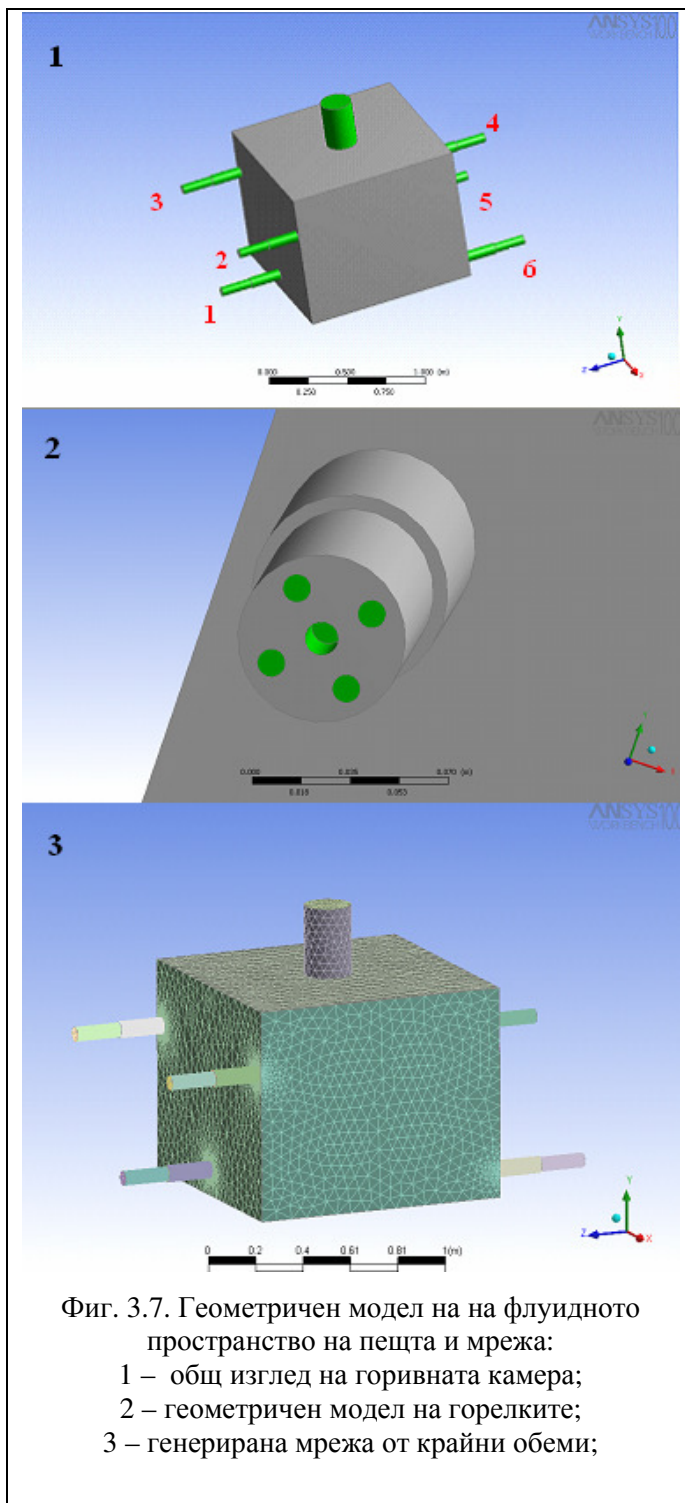
Горивната смес е дефинирана на базата на състава на природния газ. При моделирането на горивния процес са взети предвид всички двустъпкови реакции от таблица 3.6 между газообразните въглеводороди и кислорода от въздуха с отчитане на образуването на азотен оксид чрез механизми Prompt NO Methane PDF и Thermal NO PDF.

Условия на еднозначност:

1. Геометрични условия – построен е триизмерен геометричен модел на горивната камера и на газовата среда на горелките при спазване на реалните размери. Моделът е дискретизиран на мрежа от крайни обеми при минимална / максимална дължина на ръбовете елементите:

- зона на горелките: 0,002m / 0,003m;
- зона на димохода: 0,010m / 0,030m;
- пещна камера: 0,010m / 0,050m.

Параметрите на мрежата в зоните с очаквани по-големи градиенти на полетата са уточнени и прецизирани впоследствие.



2. Физични условия – при пресмятанията са използвани топлофизичните характеристики (динамичен вискозитет, коефициент на топлопроводност и специфичен топлинен капацитет) на компонентите на газовата среда в камерната пещ - природен газ, въздух и продукти на горенето като функция на температурата. За целта са използвани модели, достъпни за използване в библиотеките с база данни на компютърната среда ANSYS CFX.

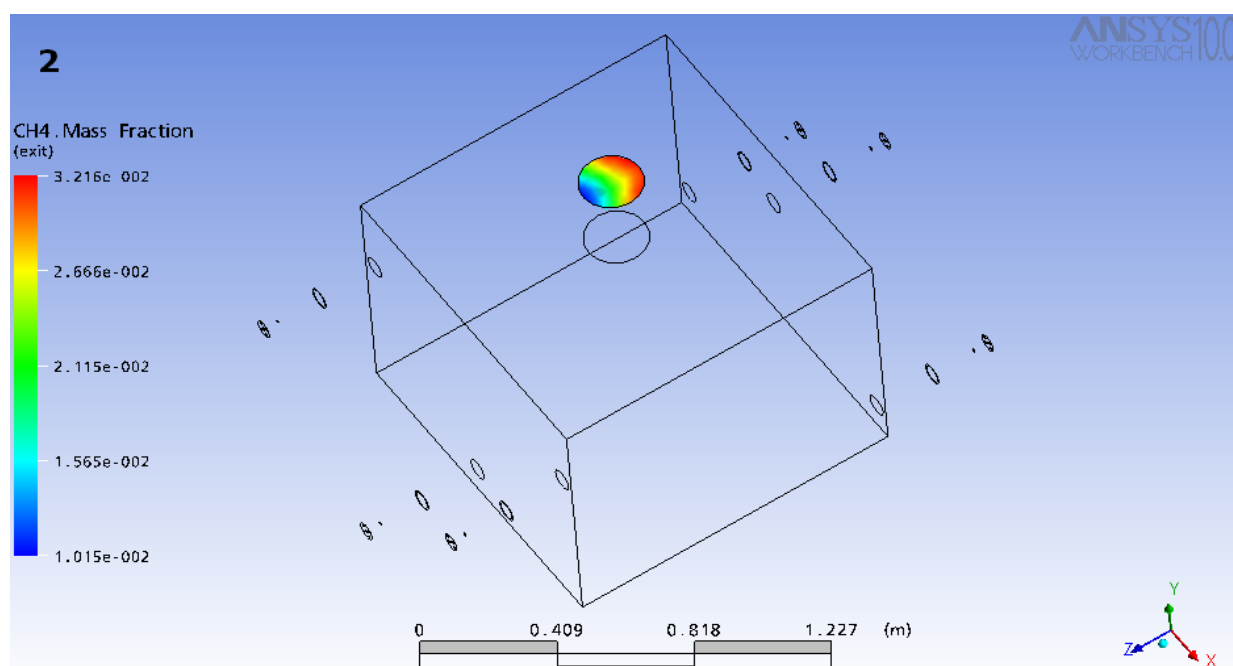
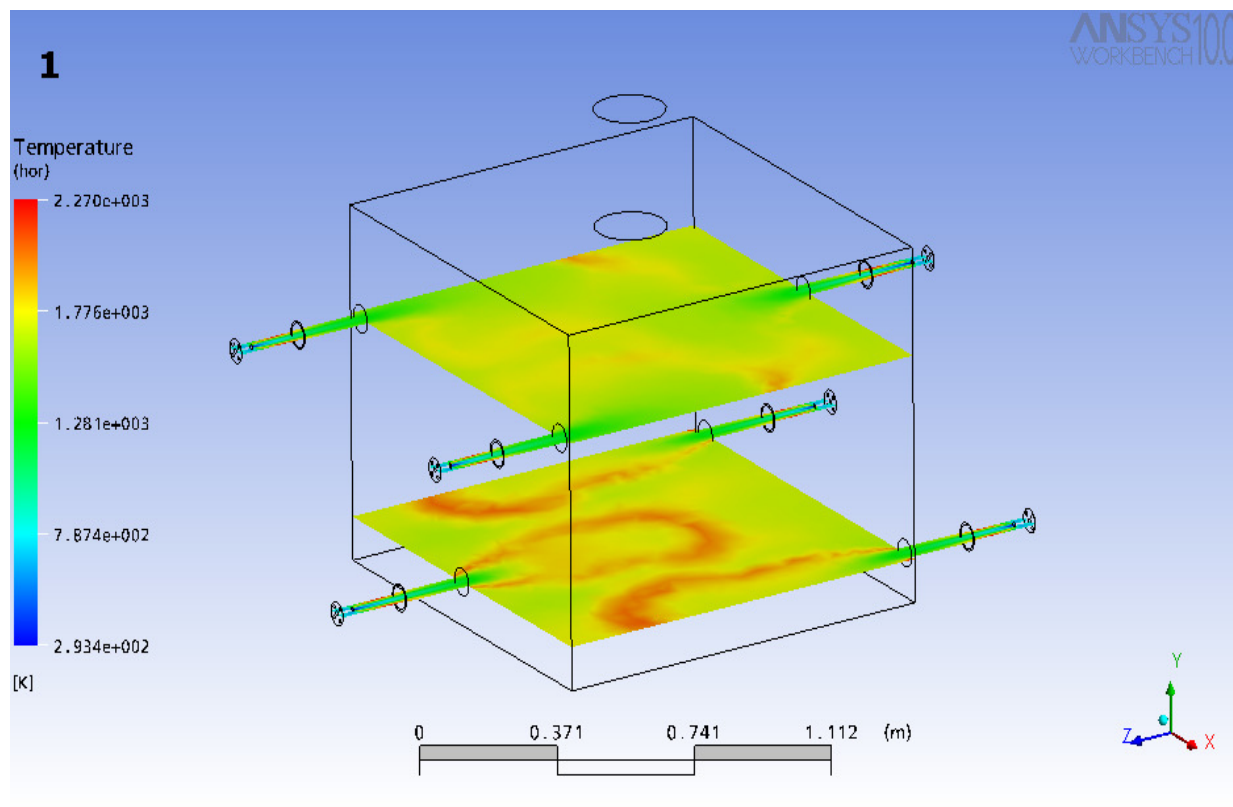
3. Начални и гранични условия - стените на пещната камера и на горелките са приети за адиабатни, гладки, некаталитични и абсолютно черни.

На всяка една от горивните дюзи на горелките са зададени моментни стойности на скоростта и температурата на газовата смес (природен газ) и масовите части на компонентите на горивото. На всички четири дюзи – вход на въздуха при всяка горелка също са зададени скоростта и температурата на въздуха за горене. На изхода на горивната камера е зададено относително налягане (relative pressure) 0 [Pa].

За газовата среда са приети коефициент на абсорбция 1 [1/m] и коефициент на разсейване 0 [1/m]. Тези коефициенти са уточнени при последващи решения на модела при флуидна и нефлуидна среда.

Проведени са итерационни процедури до получаване на устойчиво решение [127].

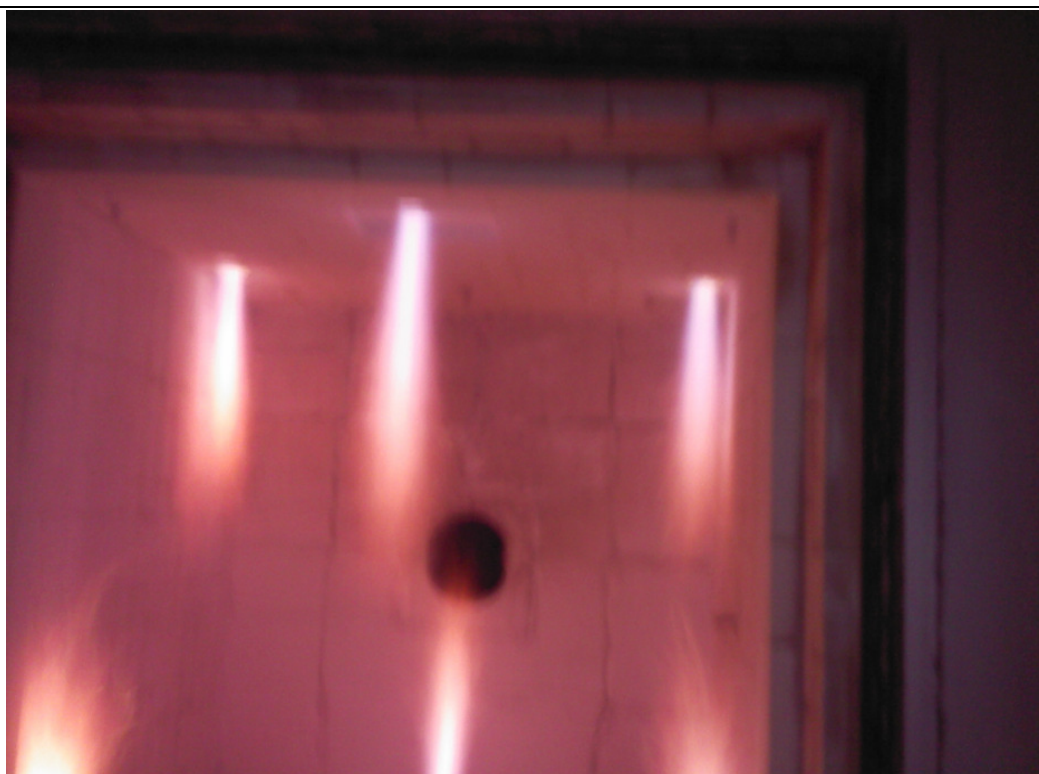
От анализа на получените резултати на температурните, скоростните и концентрационни полета (фигура 3.8) е установено, че факелите на горелки №1 и №4 от фигура 3.7 не достигат до срещуположния край на камерната пещ, поради въздействието на гориво - въздушната струя на срещуположните две горелки.



Фиг. 3.8. (1) – Горизонтални разрези на температурно поле; (2) – Концентрационно поле на CH_4 на изхода на димохода

Това температурно разпределение, отразяващо развитието на факела съответства на наблюденията при горивен процес при празна камера на пещта (фигура 3.9).

На изхода на димохода е получено значително количество недоизгоряло гориво 3,2%, което се очаква да бъде по-малко при пълна с продукция пещ поради забавяне скоростта на факела от редалката. Горното разположение на димохода подсилва този ефект, тъй като способства за по-бързото напускане на горещите газове на пещната камера [19].

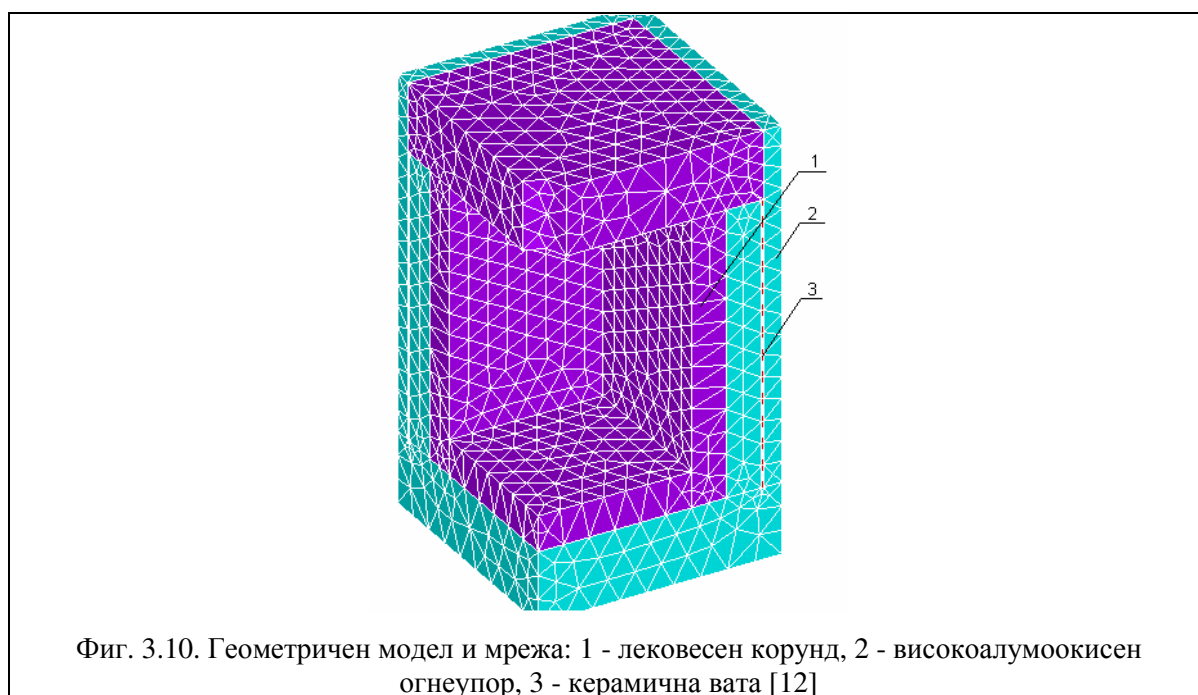


Фиг.3.9. Развитие на факлите в празна камерна пещ

Получените числени резултати позволяват приблизителна оценка на топло- и хидродинамична обстановка в пещта, но дават основание да бъдат проведени пълни изследвания на топлообмена съгласно работните режими на изпичане.

2.2. Числено моделиране и симулиране на нестационарни топло- и хидродинамични полета в пещния агрегат

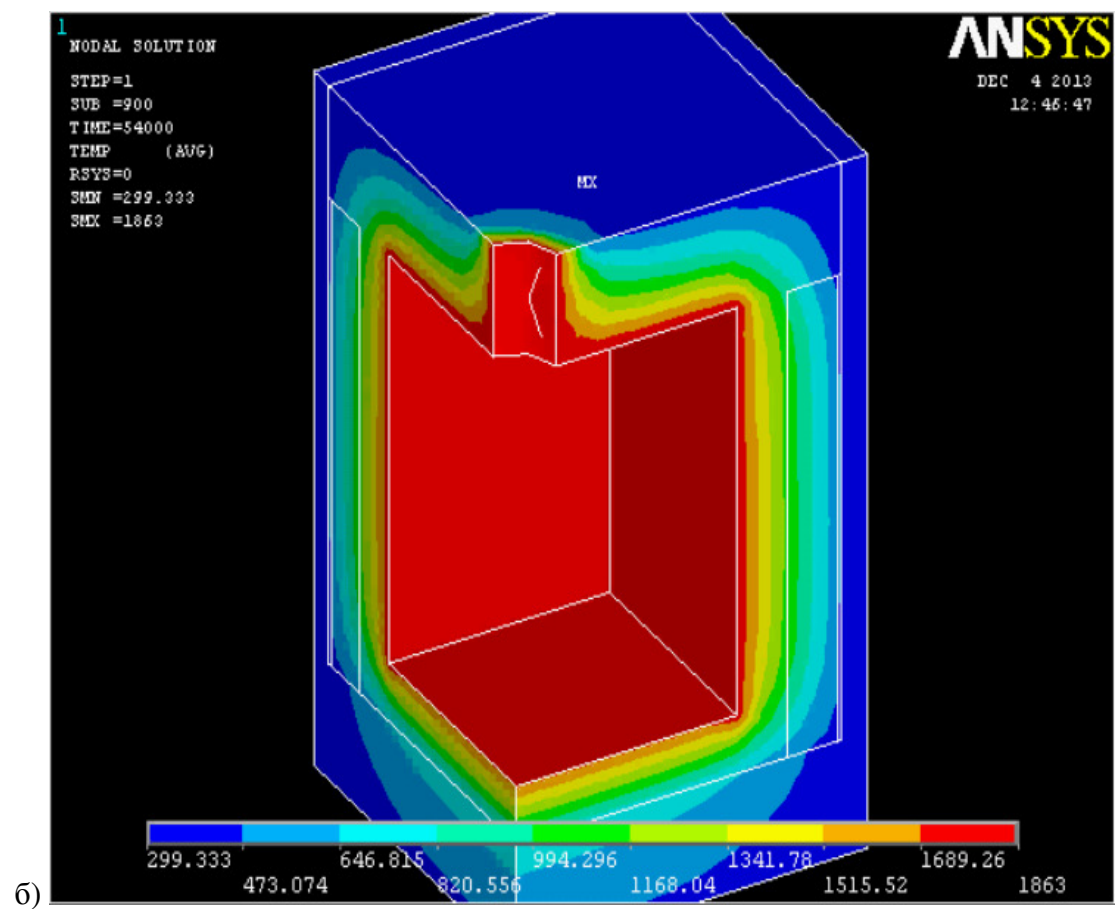
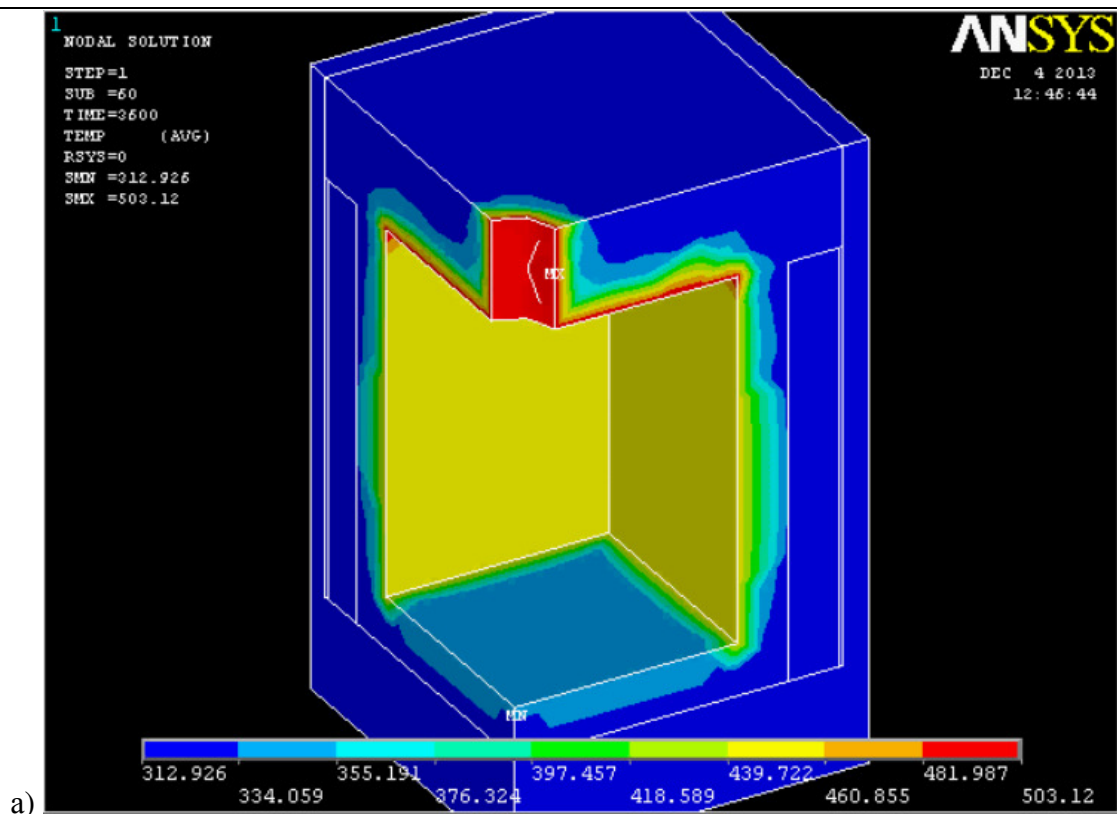
За моделното изследване на нестационарния горивен процес и на спрегнатия топлообмен в камерната пещ е използван описания по-горе алгоритъм.



А) Числено моделиране на нестационарния топлообмен в ограждащите елементи на пещта.

Построен е 3D геометричен модел на зидарията на работещата пещ (фиг.3.10) и е проведено числено изследване на температурното поле в нея при гранични условия съгласно температурна крива [12]. На фигура 3.11 е представено температурното поле в ограждащите елементи на пещната камера в отделни моменти от процеса на изпичане.

В резултат са получени моментни стойности на плътностите на топлинния поток към ограждащите елементи на зидарията, на базата на които са изчислени «изкуствени» коефициенти на топлопреминаване U^* по формула (2.1), отразяващи акумулираната топлина и топлопреминаването през стените, свода и пода на пещта. Те са уточнени чрез две итерационни процедури при последователно числено симулиране нестационарния топлообмен в пещното пространство и в зидарията. Числените стойности на U^* (представени в таблица 13 на Приложение 2) са използвани при формулиране на граничните условия за последващото моделиране на процесите в пещното пространство.



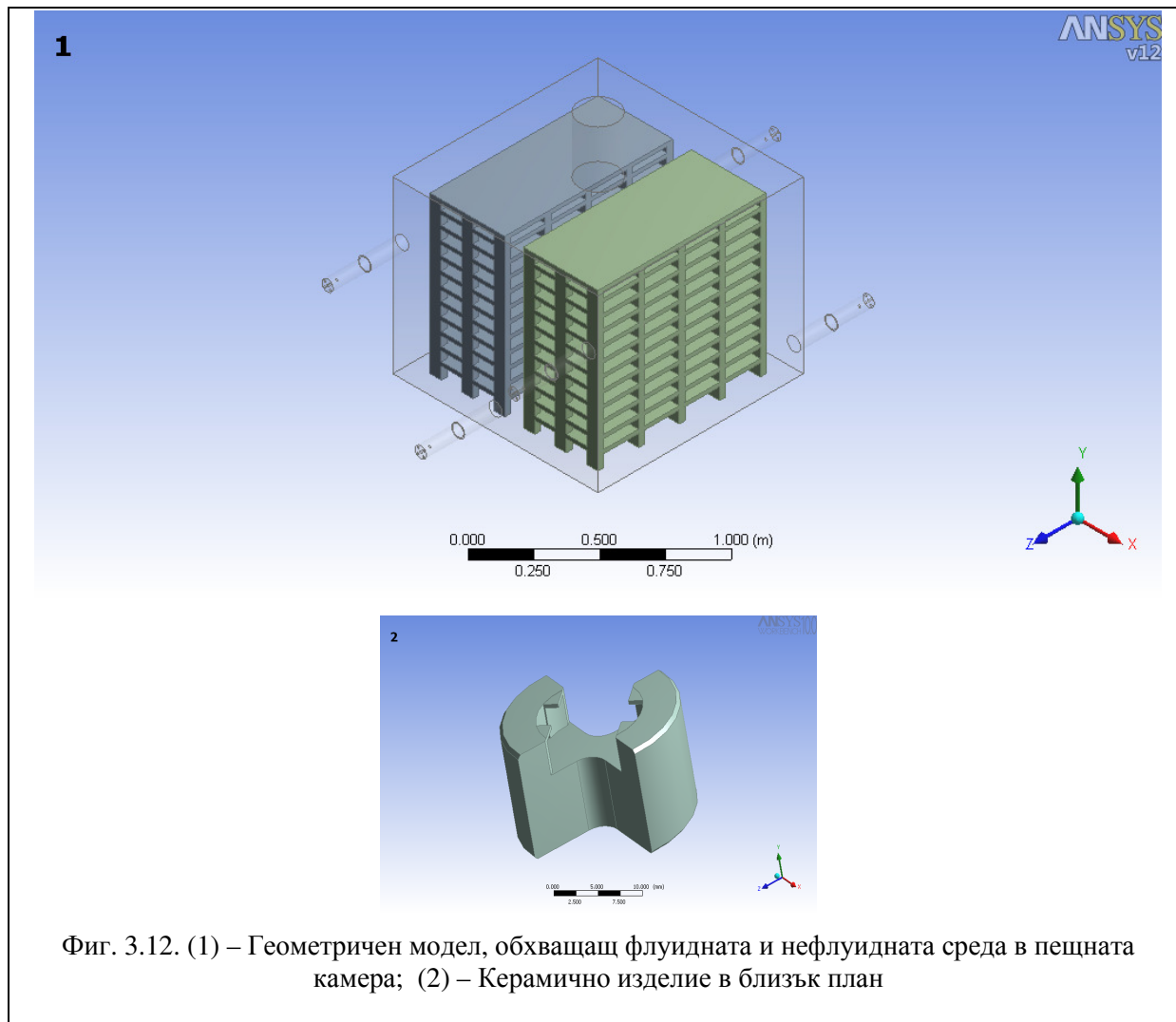
Фиг. 3.11. Температурно поле в ограждащите елементи на пещта:

а) в началото на процеса на изпичане, $\tau=3600s$

б) в края на процеса на изпичане, $\tau=54000s$

Б) Числено моделиране на нестационарния топлообмен в пещното пространство.

Генериран е 3D геометричен модел, съставен от флуидния обем на пещното пространство и горелката, и нефлуидния обем на редалката (фигура 3.12).



Изпичаните керамични изделия имат сравнително малки размери и сложна геометрия. Отразяването им в геометричния модел е възможно, но изисква големи компютърни ресурси поради необходимостта от фина мрежа при процеса на дискретизация на пространството. Наредената върху помощния огнеупор (корундова етажна конструкция) продукция е моделирана геометрично чрез увеличаване на плътността и грапавостта на редалката. Завишената плътност на редалката е получена като към нейната маса е прибавена и масата на продукцията, и сумата е отнесена към обема на помощния огнеупор.

Граничните условия за моделиране на нестационарния топлообмен са представени в таблица 3.8. Поради невъзможността изменението на скоростите на въздуха и горивото на входа на горелките да бъдат апроксимирани чрез един израз за периода на изпие на керамичните изделия, последният е разделен на четири подпериода. За първия подпериод са използвани гореописаните начални условия, а за следващите подпериоди за начални условия са задавани получените в края на предходния подпериод резултати. Изведените зависимости на скоростите от времето са използвани при дефиниране на граничните условия на входа и изхода на горивото и въздуха по горелки (зададени са като скорости, перпендикулярни на входните сечения).

За всеки подпериод е използван средноаритметичен за него коефициент на топлопреминаване U^* , определен на базата на моментните стойности от таблица 13, Приложение 2.

Таблица 3.8

Граници	Гранични условия
1. Околни повърхнини на пещното пространство	
1.1 Стени, под, свод	Гранично условие от III род - условие на Робин $\lambda_{xx} \frac{\partial T}{\partial x} \cos \alpha + \lambda_{yy} \frac{\partial T}{\partial y} \cos \beta + \lambda_{zz} \frac{\partial T}{\partial z} \cos \gamma + U^* (T - T_o) = 0$ където: $U^* = \frac{U^*_{init} + U^*_{end}}{2}$ $V_x = V_y = V_z = 0$
1.2. Повърхнини на редалката и продукцията, граничеци с флуидната среда	$V_x = V_y = V_z = 0$
1.3 Контактни повърхности на отделните части на редалката	$V_x = V_y = V_z = 0$ Идеален топлинен контакт $(\partial T / \partial y)_{yi} = 0$
2. Входящи и изходящи газови потоци ⁽¹⁾	
2.1 – Входове на въздушните потоци	$T_{вздох} = 423 \text{ K} ; V_x = V_y = 0 ; V_z = V_n = \frac{V_a B_o}{\sum F_{вздох}}, \text{ където } B_o = B_o(\tau)$ Масови части на кислорода и азота: $g_{O_2} = 0,22; g_{N_2} = 0,78;$
1-ва горелка	$V_n = \begin{cases} (0,014\tau - 0,288e-5\tau^2 + 2,331e-10\tau^3 - 6,541e-15\tau^4)6 & \text{за } 0s < \tau \leq 14400s \\ (19,885 - 0,315e-2\tau + 0,131e-5\tau^2 - 1,532e-10\tau^3 + 5,428e-15\tau^4)6 & \text{за } 14401s \leq \tau \leq 28800s \\ (21,217 + 0,111e-2\tau - 2,553e-7\tau^2 + 2,307e-11\tau^3 - 7,348e-16\tau^4)6 & \text{за } 28801s \leq \tau \leq 43200s \\ (21,21 + 0,232e-3\tau + 1,1875e-7\tau^2 - 1,151e-11\tau^3)6 & \text{за } 43201s \leq \tau \leq 54000s \end{cases}$

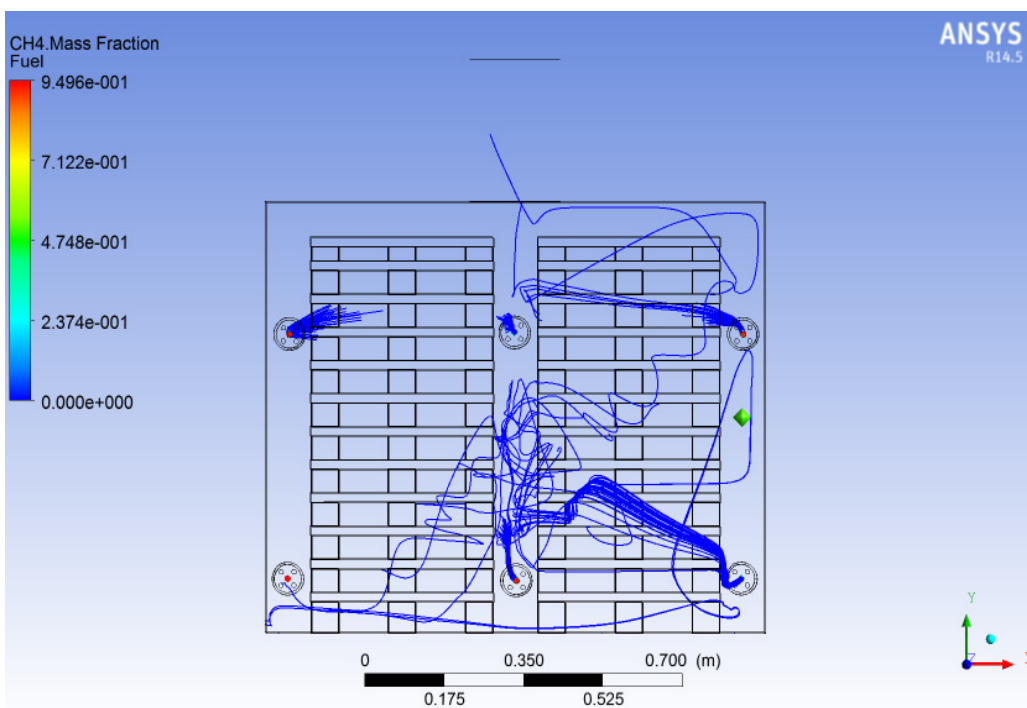
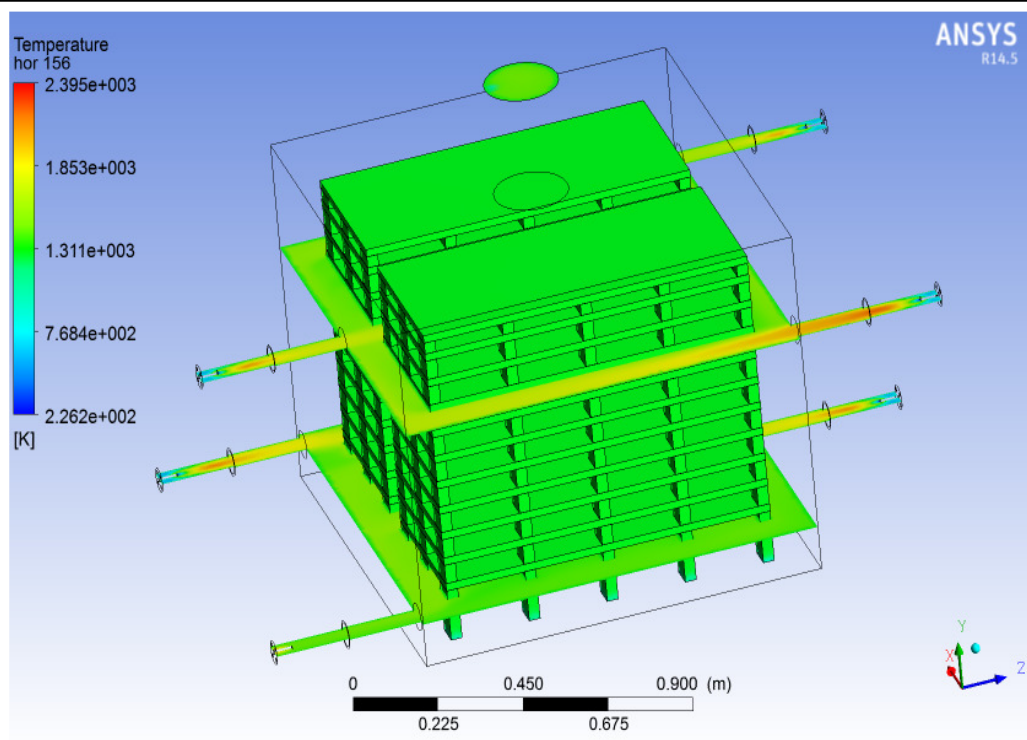
2-ра горелка	$V_n = \begin{cases} (0,011\tau - 0,172e - 5\tau^2 + 1,156e - 10\tau^3 - 2,774e - 15\tau^4)6 \\ (20,646 - 0,891e - 3\tau + 5,134e - 7\tau^2 - 6,066e - 11\tau^3 + 2,146e - 15\tau^4)6 \\ (25,412 + 0,651e - 3\tau - 2,343e - 7\tau^2 + 3,293e - 11\tau^3 - 1,382e - 15\tau^4)6 \\ (25,127 - 0,216e - 3\tau - 7,292e - 8\tau^2 + 2,782e - 13\tau^3 + 4,032e - 16\tau^4)6 \end{cases}$	за $0s < \tau \leq 14400s$ за $14401s \leq \tau \leq 28800s$ за $28801s \leq \tau \leq 43200s$ за $43201s \leq \tau \leq 54000s$
	$V_n = \begin{cases} (0,012 - 0,234e - 5\tau^2 + 1,907e - 10\tau^3 - 5,463e - 15\tau^4)6 \\ (18,1467 - 0,243e - 2\tau + 9,851e - 7\tau^2 - 1,148e - 10\tau^3 + 4,056e - 15\tau^4)6 \\ (19,059 + 0,571e - 3\tau - 8,234e - 8\tau^2 + 6,559e - 12\tau^3 - 2,436e - 16\tau^4)6 \\ (19,311 + 0,117e - 2\tau - 1,743e - 7\tau^2 - 1,251e - 12\tau^3 + 6,978e - 16\tau^4)6 \end{cases}$	за $0s < \tau \leq 14400s$ за $14401s \leq \tau \leq 28800s$ за $28801s \leq \tau \leq 43200s$ за $43201s \leq \tau \leq 54000s$
3-та горелка	$V_n = \begin{cases} (0,01\tau - 0,158e - 5\tau^2 + 1,022e - 10\tau^3 - 2,397e - 15\tau^4)6 \\ (22,167 - 0,996e - 4\tau + 3,007e - 7\tau^2 - 5,114e - 11\tau^3 + 2,196e - 15\tau^4)6 \\ (24,813 + 0,111e - 2\tau - 3,204e - 7\tau^2 + 3,355e - 11\tau^3 - 1,248e - 15\tau^4)6 \\ (20,939 + 0,294e - 2\tau - 4,744e - 7\tau^2 + 3,547e - 12\tau^3 + 1,397e - 15\tau^4)6 \end{cases}$	за $0s < \tau \leq 14400s$ за $14401s \leq \tau \leq 28800s$ за $28801s \leq \tau \leq 43200s$ за $43201s \leq \tau \leq 54000s$
	$V_n = \begin{cases} (0,009\tau - 0,199e - 5\tau^2 + 1,659e - 10\tau^3 - 4,77e - 15\tau^4)6 \\ (12,496 - 0,159e - 2\tau + 6,412e - 7\tau^2 - 7,383e - 11\tau^3 + 2,587e - 15\tau^4)6 \\ (13,305 + 0,841e - 3\tau - 2,083e - 7\tau^2 + 2,048e - 11\tau^3 - 6,921e - 16\tau^4)6 \\ (13,611 + 0,2918e - 3\tau + 2,953e - 8\tau^2 + 1,646e - 13\tau^3 - 4,229e - 16\tau^4)6 \end{cases}$	за $0s < \tau \leq 14400s$ за $14401s \leq \tau \leq 28800s$ за $28801s \leq \tau \leq 43200s$ за $43201s \leq \tau \leq 54000s$
4-та горелка	$V_n = \begin{cases} (0,0101\tau - 0,2157e - 5\tau^2 + 1,759e - 10\tau^3 - 4,983e - 15\tau^4)6 \\ (15,43 - 0,208e - 2\tau + 7,89e - 7\tau^2 - 9,043e - 11\tau^3 + 3,179e - 15\tau^4)6 \\ (16,062 + 0,605e - 3\tau - 9,826e - 8\tau^2 + 7,307e - 12\tau^3 - 2,443e - 16\tau^4)6 \\ (15,705 + 0,1e - 2\tau - 1,0831e - 7\tau^2 + 2,405e - 12\tau^3 + 7,457e - 17\tau^4)6 \end{cases}$	за $0s < \tau \leq 14400s$ за $14401s \leq \tau \leq 28800s$ за $28801s \leq \tau \leq 43200s$ за $43201s \leq \tau \leq 54000s$
	$V_n = \begin{cases} (0,7e - 3\tau - 3,944e - 8\tau^2 - 4,054e - 12\tau^3 + 2,897e - 16\tau^4)6 \\ (2,248 - 0,2780e - 3\tau + 1,541e - 7\tau^2 - 1,86e - 11\tau^3 + 6,691e - 16\tau^4)6 \\ (3,441 - 0,726e - 3\tau + 2,511e - 7\tau^2 - 2,746e - 11\tau^3 + 9,732e - 16\tau^4)6 \end{cases}$	за $0s < \tau \leq 14400s$ за $14401s \leq \tau \leq 28800s$ за $28801s \leq \tau \leq 43200s$
5-та горелка	$T_{гор} = 293K; V_x = V_y = 0; V_z = V_n = \frac{B}{\sum F_{гор}}, \text{ където } B=B(\tau.)$	
	$V_n = \begin{cases} (0,7e - 3\tau - 3,944e - 8\tau^2 - 4,054e - 12\tau^3 + 2,897e - 16\tau^4)6 \\ (2,248 - 0,2780e - 3\tau + 1,541e - 7\tau^2 - 1,86e - 11\tau^3 + 6,691e - 16\tau^4)6 \\ (3,441 - 0,726e - 3\tau + 2,511e - 7\tau^2 - 2,746e - 11\tau^3 + 9,732e - 16\tau^4)6 \end{cases}$	за $0s < \tau \leq 14400s$ за $14401s \leq \tau \leq 28800s$ за $28801s \leq \tau \leq 43200s$
6-та горелка		
2.2 – Входове на горивото		
1-ва горелка		

2-ра горелка		$(4,9-0,851e-3\tau+1,309e-7\tau^2-5,31e-13\tau^3-4,79e-16\tau^4)6$	за $43201s \leq \tau \leq 54000s$
	$V_n = \begin{cases} (0,631e-3\tau-4e-8\tau^2-3,01e-12\tau^3+2,364e-16\tau^4)6 \\ (1,971-0,293e-3\tau+1,414e-7\tau^2-1,655e-11\tau^3+5,859e-16\tau^4)6 \\ (2,849-0,629e-3\tau+2,14e-7\tau^2-2,326e-11\tau^3+8,199e-16\tau^4)6 \\ (3,984-0,687e-3\tau+1,076e-7\tau^2-1,319e-12\tau^3-3,284e-16\tau^4)6 \end{cases}$	$(0,631e-3\tau-4e-8\tau^2-3,01e-12\tau^3+2,364e-16\tau^4)6$ $(1,971-0,293e-3\tau+1,414e-7\tau^2-1,655e-11\tau^3+5,859e-16\tau^4)6$ $(2,849-0,629e-3\tau+2,14e-7\tau^2-2,326e-11\tau^3+8,199e-16\tau^4)6$ $(3,984-0,687e-3\tau+1,076e-7\tau^2-1,319e-12\tau^3-3,284e-16\tau^4)6$	за $0s < \tau \leq 14400s$ за $14401s \leq \tau \leq 28800s$ за $28801s \leq \tau \leq 43200s$ за $43201s \leq \tau \leq 54000s$
3-та горелка		$(0,56e-3\tau-3,553e-8\tau^2-2,501e-12\tau^3+1,995e-16\tau^4)6$	за $0s < \tau \leq 14400s$
	$V_n = \begin{cases} (1,8-0,1978e-3\tau+9,613e-8\tau^2-1,143e-11\tau^3+4,12e-16\tau^4)6 \\ (2,475-0,578e-3\tau+1,976e-7\tau^2-2,136e-11\tau^3+7,445e-16\tau^4)6 \\ (3,366-0,484e-3\tau+7,002e-8\tau^2+4,679e-13\tau^3-3,096e-16\tau^4)6 \end{cases}$	$(1,8-0,1978e-3\tau+9,613e-8\tau^2-1,143e-11\tau^3+4,12e-16\tau^4)6$ $(2,475-0,578e-3\tau+1,976e-7\tau^2-2,136e-11\tau^3+7,445e-16\tau^4)6$ $(3,366-0,484e-3\tau+7,002e-8\tau^2+4,679e-13\tau^3-3,096e-16\tau^4)6$	за $14401s \leq \tau \leq 28800s$ за $28801s \leq \tau \leq 43200s$ за $43201s \leq \tau \leq 54000s$
4-та горелка		$(0,547e-3\tau-2,082e-8\tau^2-4,414e-12\tau^3+2,697e-16\tau^4)6$	за $0s < \tau \leq 14400s$
	$V_n = \begin{cases} (1,981-0,221e-3\tau+1,228e-7\tau^2-1,503e-11\tau^3+5,48e-16\tau^4)6 \\ (2,942-0,666e-3\tau+2,148e-7\tau^2-2,279e-11\tau^3+7,923e-16\tau^4)6 \\ (3,92-0,667e-3\tau+1,0444e-7\tau^2-7,25e-13\tau^3-3,862e-16\tau^4)6 \end{cases}$	$(1,981-0,221e-3\tau+1,228e-7\tau^2-1,503e-11\tau^3+5,48e-16\tau^4)6$ $(2,942-0,666e-3\tau+2,148e-7\tau^2-2,279e-11\tau^3+7,923e-16\tau^4)6$ $(3,92-0,667e-3\tau+1,0444e-7\tau^2-7,25e-13\tau^3-3,862e-16\tau^4)6$	за $14401s \leq \tau \leq 28800s$ за $28801s \leq \tau \leq 43200s$ за $43201s \leq \tau \leq 54000s$
5-та горелка		$(0,314e-3\tau-5,874e-9\tau^2-3,388e-12\tau^3+1,853e-16\tau^4)6$	за $0s < \tau \leq 14400s$
	$V_n = \begin{cases} (1,161-0,106e-3\tau+6,176e-8\tau^2-7,548e-12\tau^3+2,744e-16\tau^4)6 \\ (1,697-0,352e-3\tau+1,1681e-7\tau^2-1,267e-11\tau^3+4,473e-16\tau^4)6 \\ (2,258-0,362e-3\tau+5,233e-8\tau^2+2,728e-13\tau^3-2,291e-16\tau^4)6 \end{cases}$	$(1,161-0,106e-3\tau+6,176e-8\tau^2-7,548e-12\tau^3+2,744e-16\tau^4)6$ $(1,697-0,352e-3\tau+1,1681e-7\tau^2-1,267e-11\tau^3+4,473e-16\tau^4)6$ $(2,258-0,362e-3\tau+5,233e-8\tau^2+2,728e-13\tau^3-2,291e-16\tau^4)6$	за $14401s \leq \tau \leq 28800s$ за $28801s \leq \tau \leq 43200s$ за $43201s \leq \tau \leq 54000s$
6-та горелка		$(0,378e-3\tau-3,321e-9\tau^2-4,567e-12\tau^3+2,414e-16\tau^4)6$	за $0s < \tau \leq 14400s$
	$V_n = \begin{cases} (1,491-0,155e-3\tau+8,17e-8\tau^2-9,775e-12\tau^3+3,52e-16\tau^4)6 \\ (2,148-0,526e-3\tau+1,832e-7\tau^2-2,008e-11\tau^3+7,04e-16\tau^4)6 \\ (2,876-0,457e-3\tau+6,653e-8\tau^2+4,232e-13\tau^3-3,032e-16\tau^4)6 \end{cases}$	$(1,491-0,155e-3\tau+8,17e-8\tau^2-9,775e-12\tau^3+3,52e-16\tau^4)6$ $(2,148-0,526e-3\tau+1,832e-7\tau^2-2,008e-11\tau^3+7,04e-16\tau^4)6$ $(2,876-0,457e-3\tau+6,653e-8\tau^2+4,232e-13\tau^3-3,032e-16\tau^4)6$	за $14401s \leq \tau \leq 28800s$ за $28801s \leq \tau \leq 43200s$ за $43201s \leq \tau \leq 54000s$
2.3 – Изход на пещта		$p = 0 Pa$	

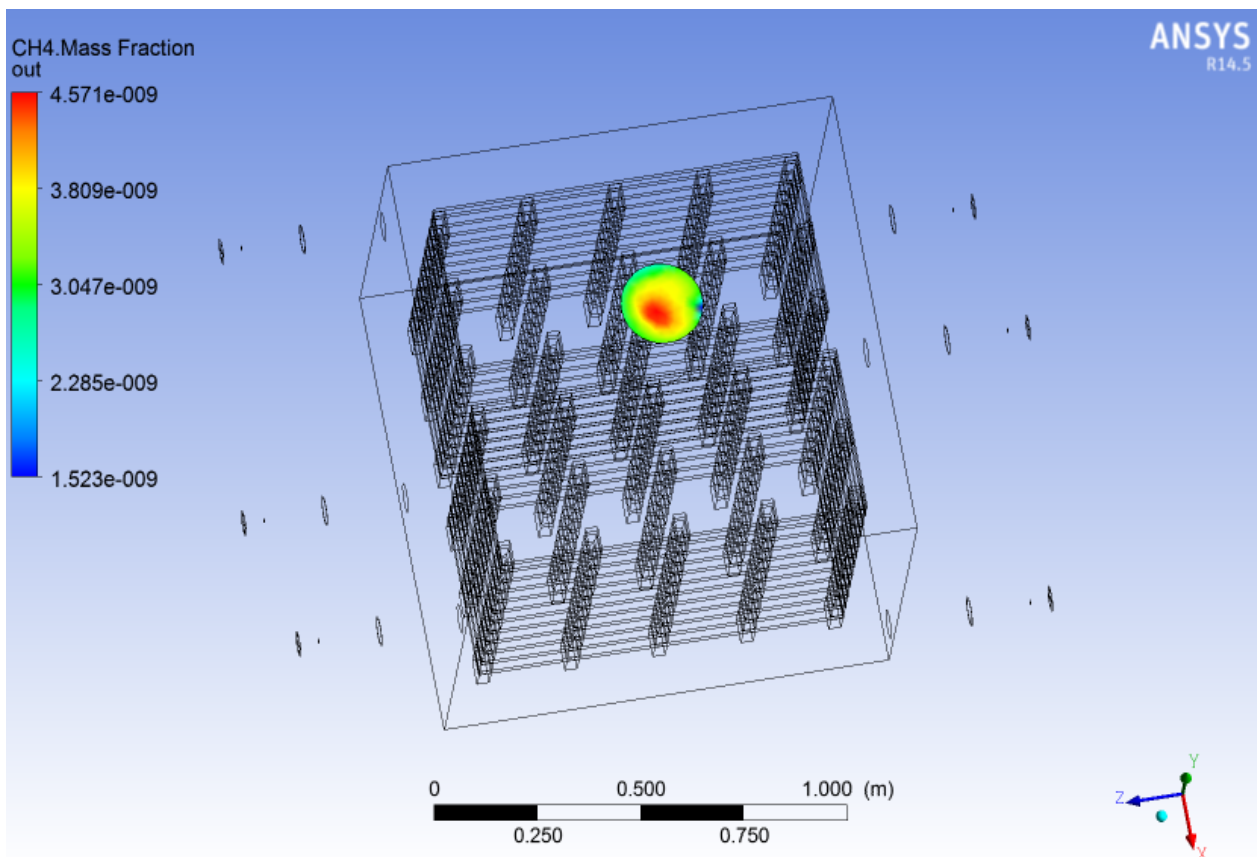
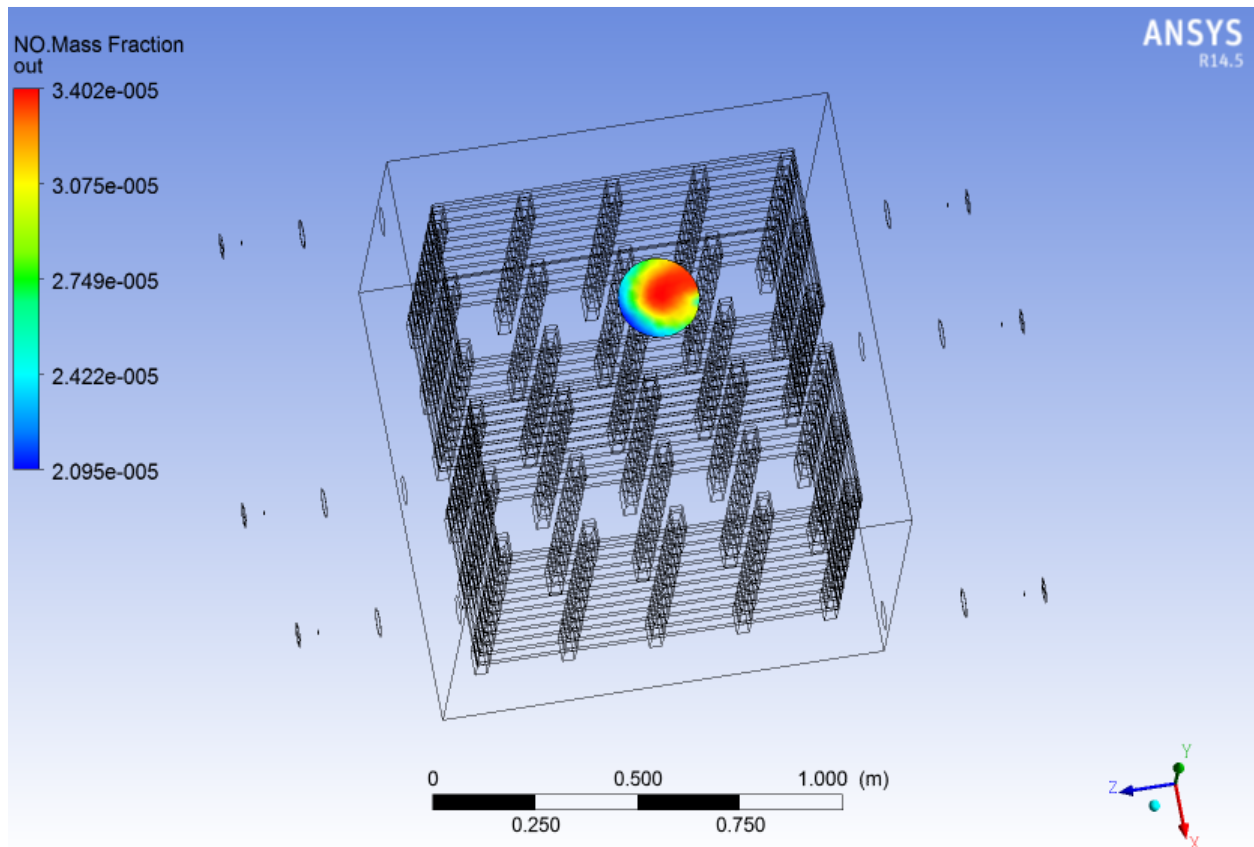
⁽¹⁾ Изразите за скоростите на входящите въздух и гориво са получени по метода на най-малките квадрати чрез използването на софтуер MAPLE – Приложение 2 (точка 7). За целта са използвани изчислени скорости на съответните входи представени в Приложение 2 (точка 6 и таблици 1-9). Изменението на скоростите е видно от фиг. 3.5 и фиг. 3.6.

Проведена е последователна числена симулация на отделните етапи на процеса на изпичане, като итерационните процедури за прекратяване при достигната зададена степен

на сходимост $RMS < 1.10^{-4}$. На фигури 3.13 и 3.14 са визуализирани резултати за температурните, скоростните и концентрационни полета в определен момент на процеса.

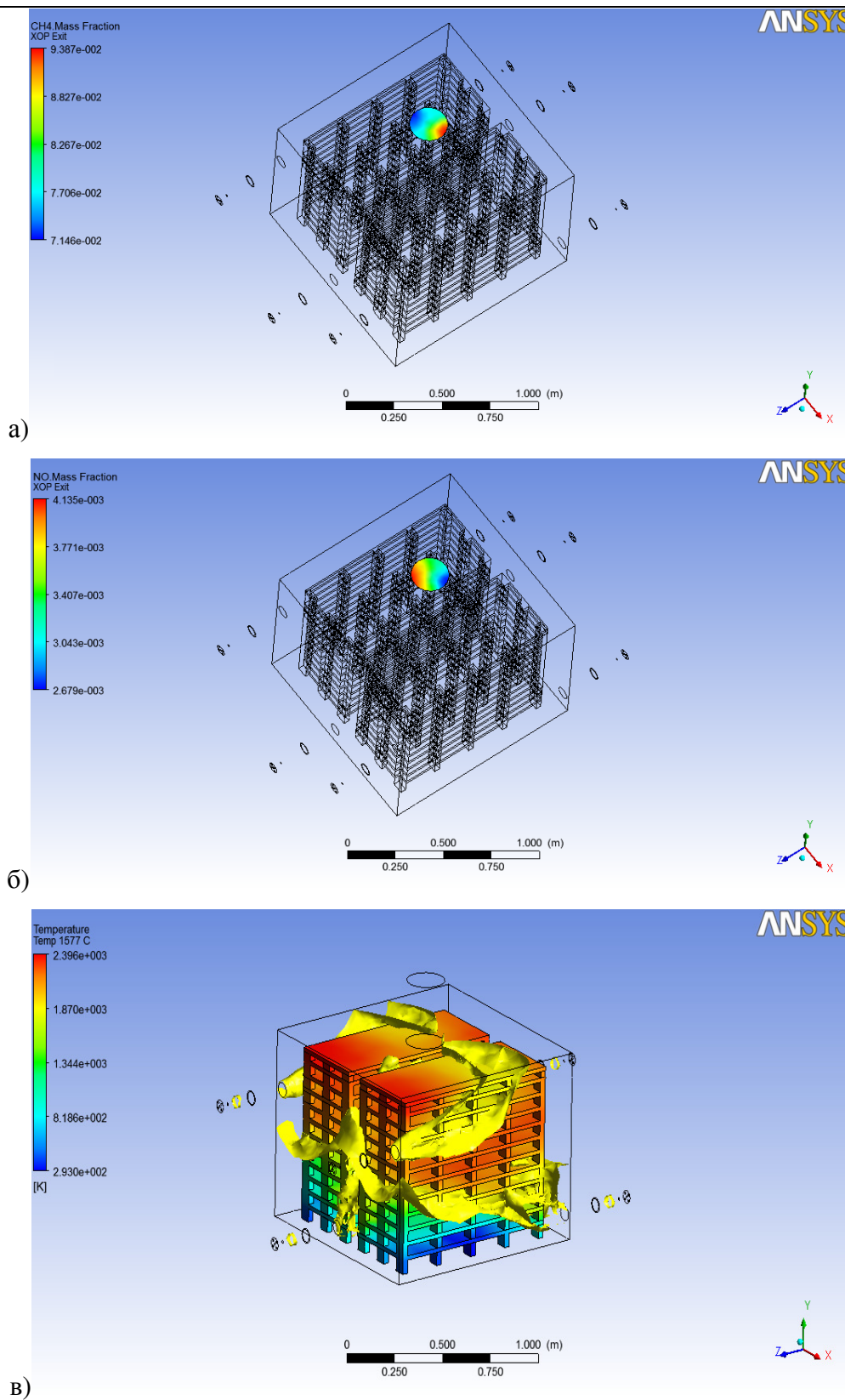


Фиг. 3.13. Температурни и скоростни полета в определен момент от процеса на изпичане, $\tau = 28800$ s



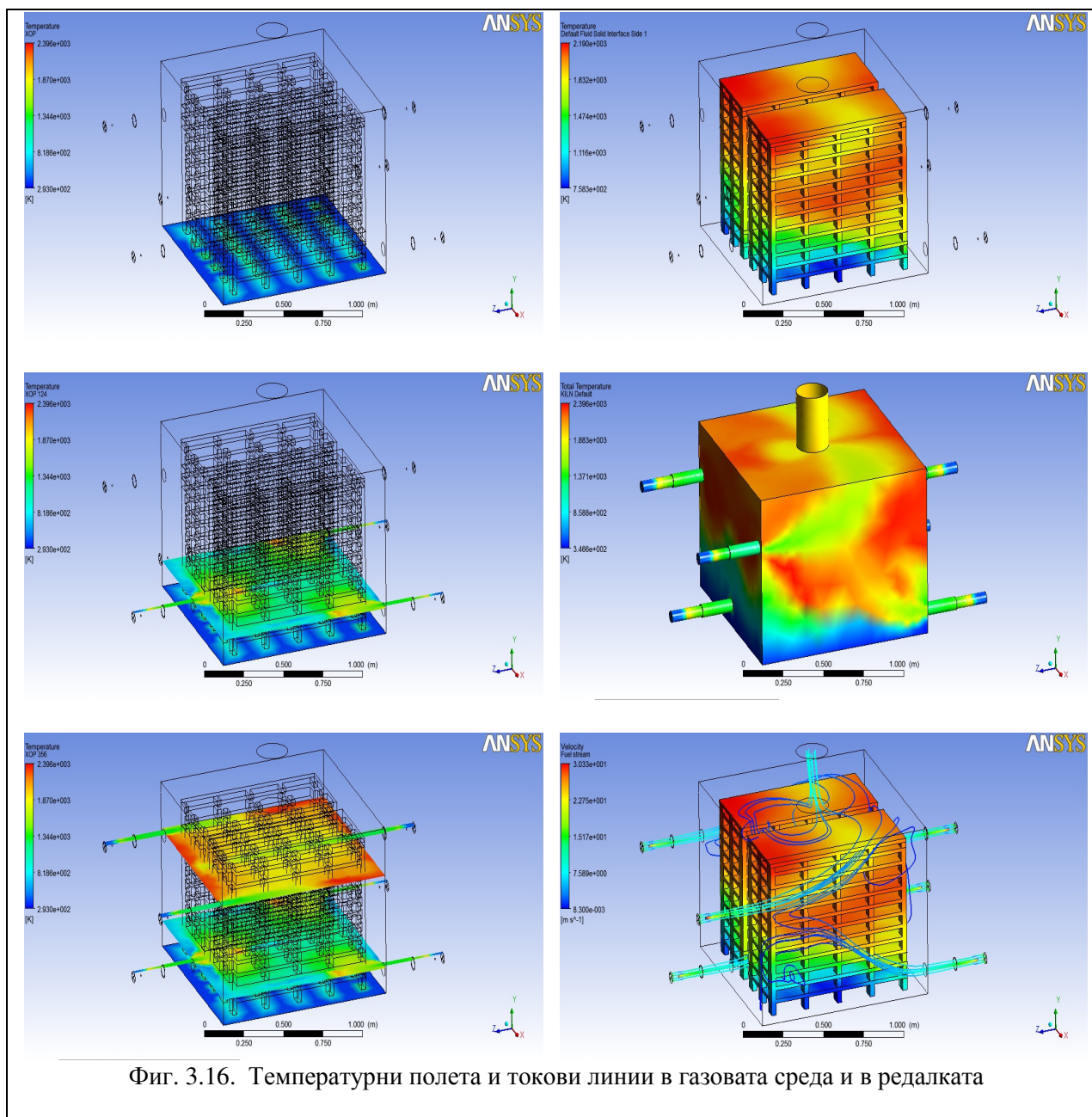
Фиг. 3.14. Концентрационни полета на CH_4 и NO в определен момент на процеса на изпичане, $\tau=28800\text{s}$

На фигура 3.15 са показани масовите фракции на CH_4 и NO_x на изхода от пещната камера, както и изотермична повърхнина с температура 1577°C .



Фиг. 3.15. а) CH_4 масова фракция; б) NO_x масова фракция; в) Изоповърхнина при 1577°C

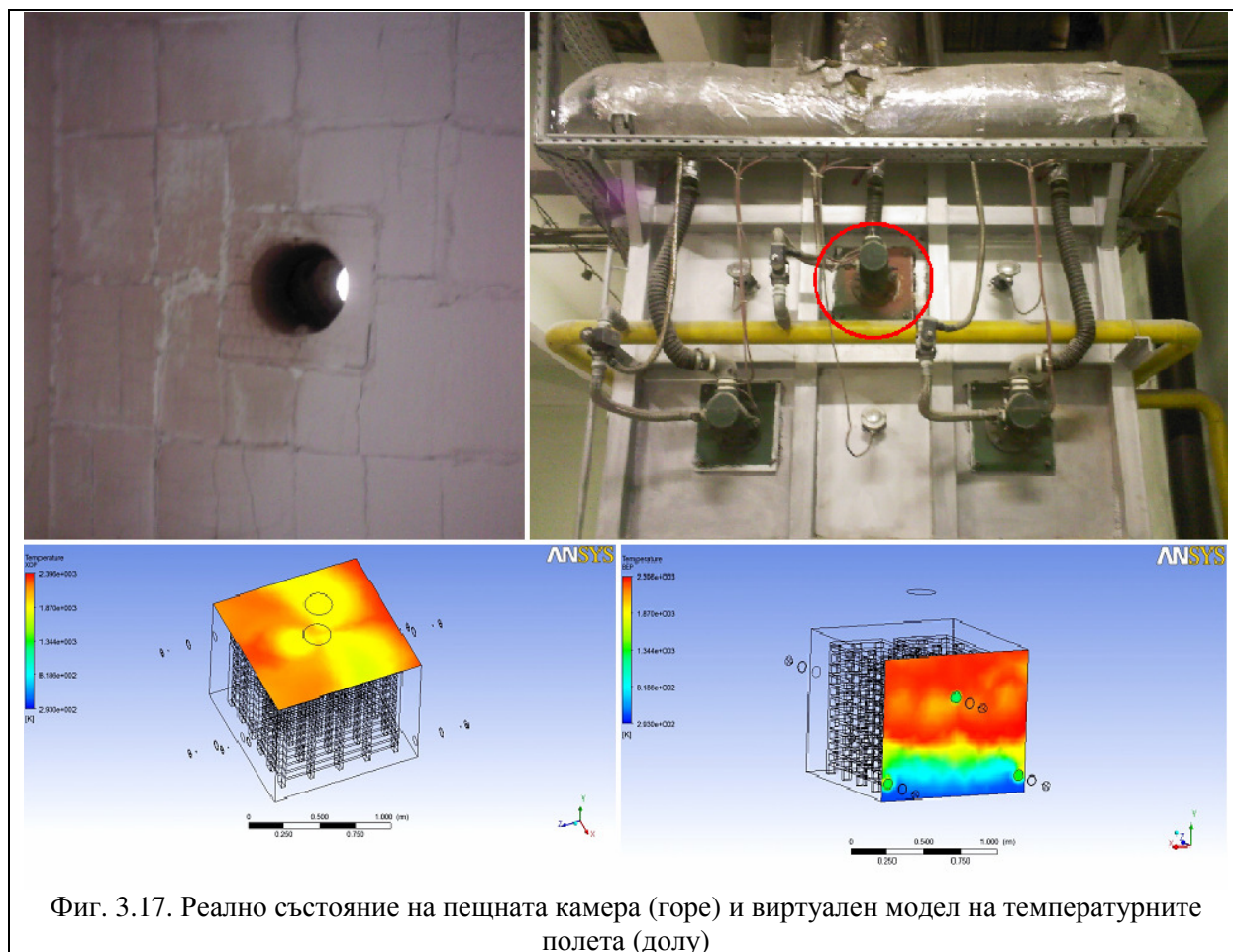
Резултати относно температурните и хидродинамични полета в газовата среда и в редалката са визуализирани във фигура 3.16.



Делът на неизгорялото гориво (основно нереагирал метан CH_4) е в порядъка от 7,2 - 9,4%. Температурната разлика по повърхността на редалката в началото на процеса на изпичане достига до 1432K. От анализа на горните фигури е видно, че факелите на горелките създават неравномерно температурно поле поради взаимното насрещно действие на срещуположните гориво-въздушни струи.

2.3. Валидиране на модела

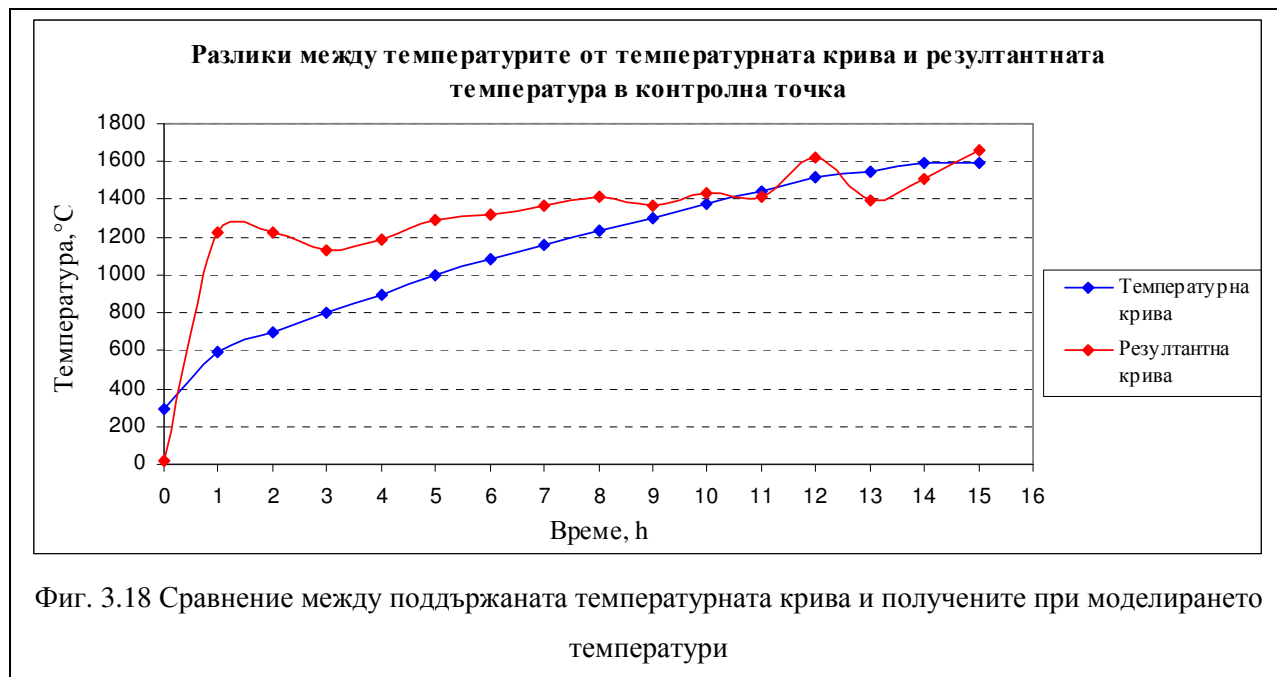
В резултат на численото моделиране на процесите е установено завишено топлинно натоварване върху зони от стените, съответстващи на изменените цветово и дефектиралите повърхности от печната зидария - фигура 3.17.



Фиг. 3.17. Реално състояние на печната камера (горе) и виртуален модел на температурните полета (долу)

Получените от проведеното числено изследване резултати за температурата в областта на контролната термодвойка от работещата печ са представени в таблица 15, Приложение 2. Получените стойности на температурата в контролната точка се различават от зададените стойности по температурна крива със средно 7 процента (фиг. 3.18). Разликите са по-големи в началото на процеса на изпичане и намаляват след 7-мия час. В действителност в работещата печ е проблем поддържането на температурната крива именно в началото на процеса на изпичане. По-високите температури в началото на процеса се дължат на трудността при регулиране на горивния процес при по-голямата мощност на горивната инсталация. Това е причина за завишените коефициенти на излишък на въздуха в този период. Резултатите от валидацията на модела са основание за

последващи моделни изследвания с цел усъвършенстване на съществуващата САР на горивоподаването и конструкция на пещния агрегат.



Констатации

При проведените моделни изследвания е потвърдено неудачното срещуположно разположение на шестте горелки в пещната камера и невъзможността за поддържане на равномерно температурно поле в нея чрез настройка на горивния процес.

Резултатите относно нестационарните и неравномерни скоростни, температурни и концентрационни полета в пещната камера доказват недобре организирания горивен процес и насочват към промяна вида на горелките и на пространственото им разположение с цел по-добро обтичане на редалката от горещите газове. Решението на този проблем трябва да бъде съобразено със съществуващата топография на изхода на продуктите на горене от пещната камера, чиято реконструкция ще изисква допълнителни разходи и ресурси.

Алтернатива за подобряване на топлообмена е и увеличаване на светлото сечение в редалките с цел увеличаване влиянието на радиационния топлообмен между горещата флуидна среда и керамичната продукция. Но от друга страна това преразпределение на геометрията на редалката би довело до редуциране на количеството на изпичаната продукция в пещта.

2.4. Подобряване на нестационарния спрегнат топлообмен в пешната камера чрез прецизиране на конструктивното оформление на пешния агрегат и на температурния режим на изпичане

След обсъждане на вариантите и възможностите за реконструкция на пешния агрегат с ръководството на завода и с водещи специалисти в областта на този тип пещи, е прието да бъдат проведени моделни изследвания при:

- различни по отношение на типа, броя и топологията горелки със съответстваща на топлинния баланс мощност;

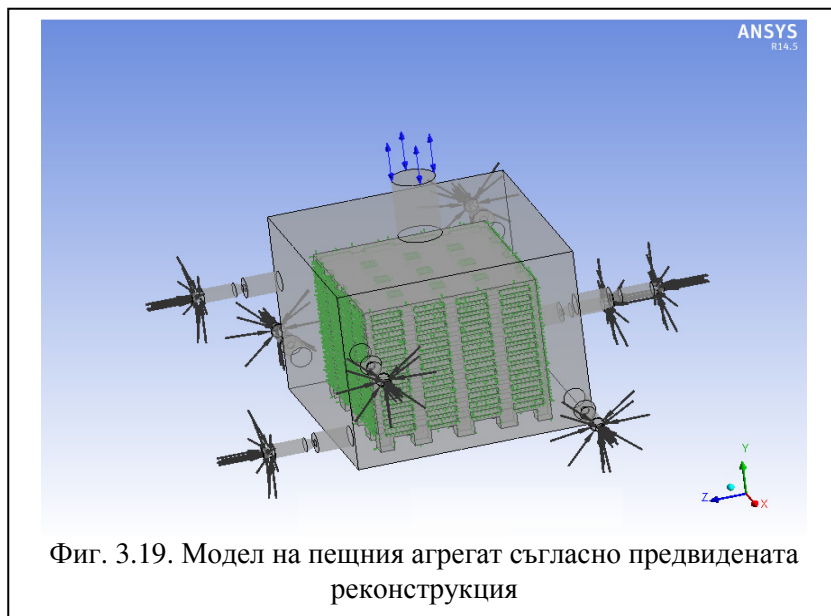
- различна температурна крива, определяща температурния режим на работа на пешния агрегат;

- изменения в геометрията на помощната етажна огнеупорна конструкция и увеличение на масата на изпичаната за един цикъл керамична продукция.

Дебелините, структурата и свойствата на ограждащите елементи на пешната камера се запазват.

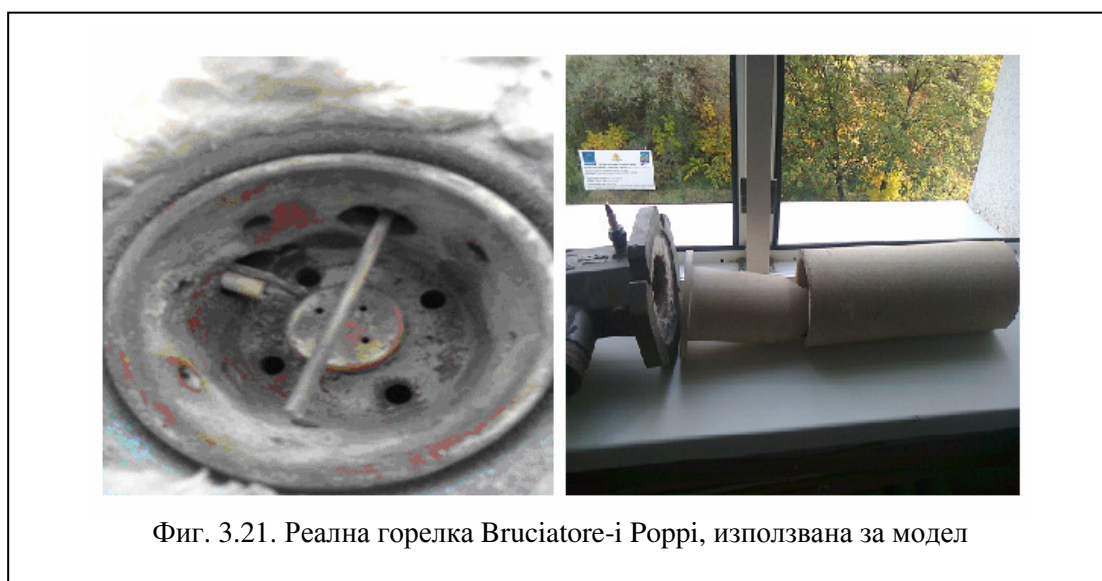
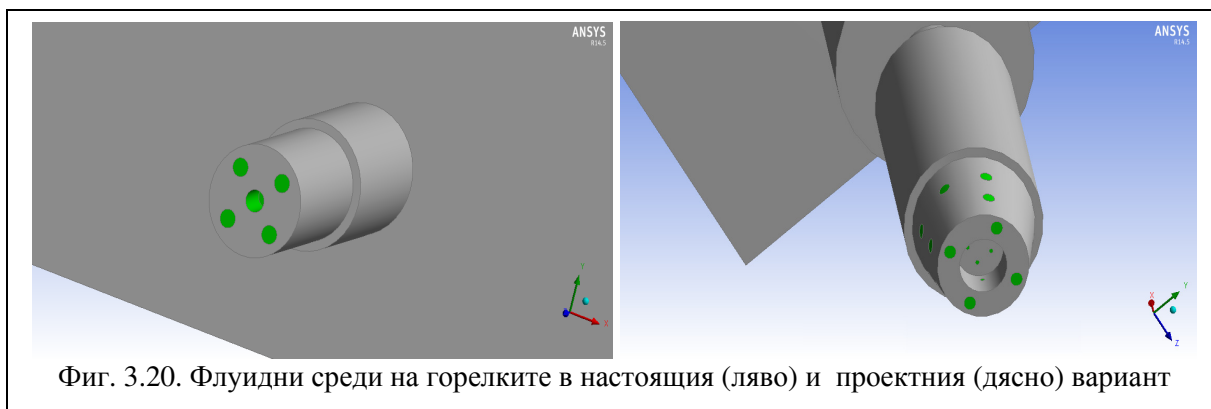
След повторно обсъждане с ръководството на завода и отговорния за изпичането персонал предвид анализа на получените резултати са приети следните мерки за реконструкция:

1. По предложение на екипа на предприятието е прието горелките да бъдат марка Bruciatore-i Porri – 8 броя, всяка с мощност 40kW (Приложение 3). Те са разположени по две на всяка вертикална стена така, че да образуват два противотокови кръга - горен и долен (фигура 3.19). На всяка горелка има по четиринадесет дюзи за подаване на въздух (диаметър 0,006m) и седем дюзи за подаване на горивото - природен газ (диаметър 0,002m). Съпоставка на флуидните среди на горелките понастоящем и в проекто-варианта и са представени на фигура

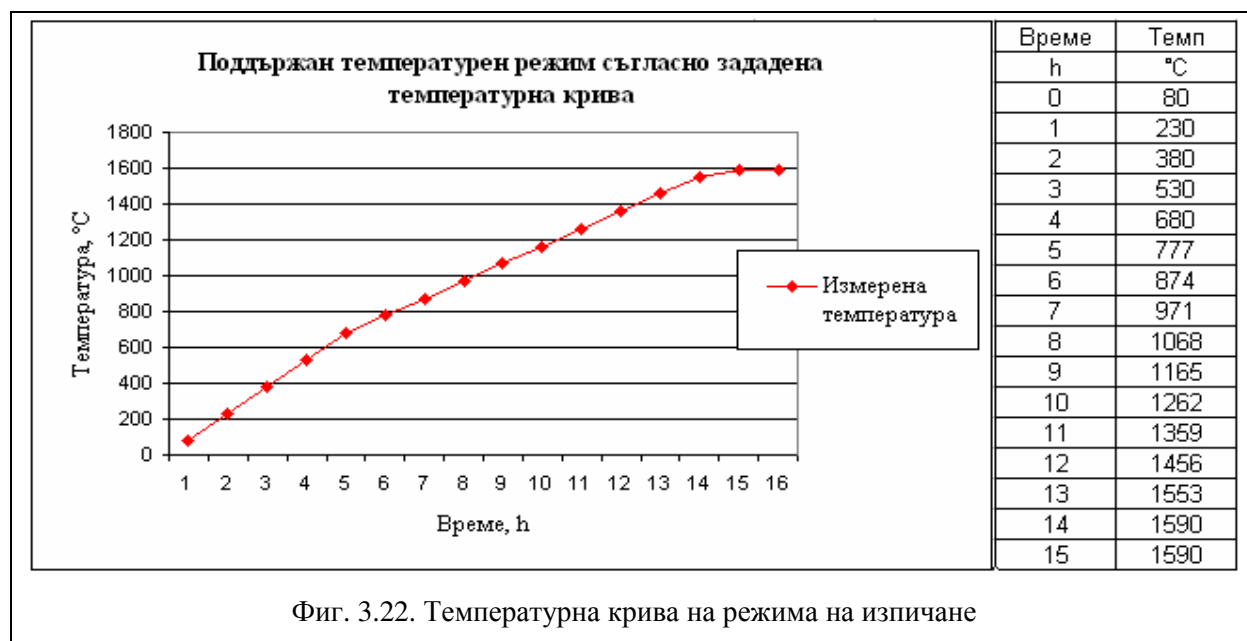


Фиг. 3.19. Модел на пешния агрегат съгласно предвидената реконструкция

3.20, като за създаването на виртуалния геометричен модел е заснета конструкцията на бъдещите горелки – фигура 3.21.



2. Новият температурен режим е определен и зададен от отговорния за изпичането персонал, като данни за температурната крива са дадени на фигура 3.22.
3. С цел по-пълно използване на пещното пространство по желание на екипа на предприятието се възприе чрез моделни изследвания да се провери възможността за изпичане при една етажна конструкция на редалката (в настоящия момент те са две) и увеличена маса на керамичната продукция (фигура 3.19).



4. Въвеждане на САР за регулиране на горивния процес отделно за долния и горния кръг. Предвидено е да топлинният товар на долния и горния кръг горелки да бъде разпределен и поддържан в съотношение 60/40.

Параметрите на пещта след реконструкция са систематизирани в таблица 3.9.

Таблица 3.9

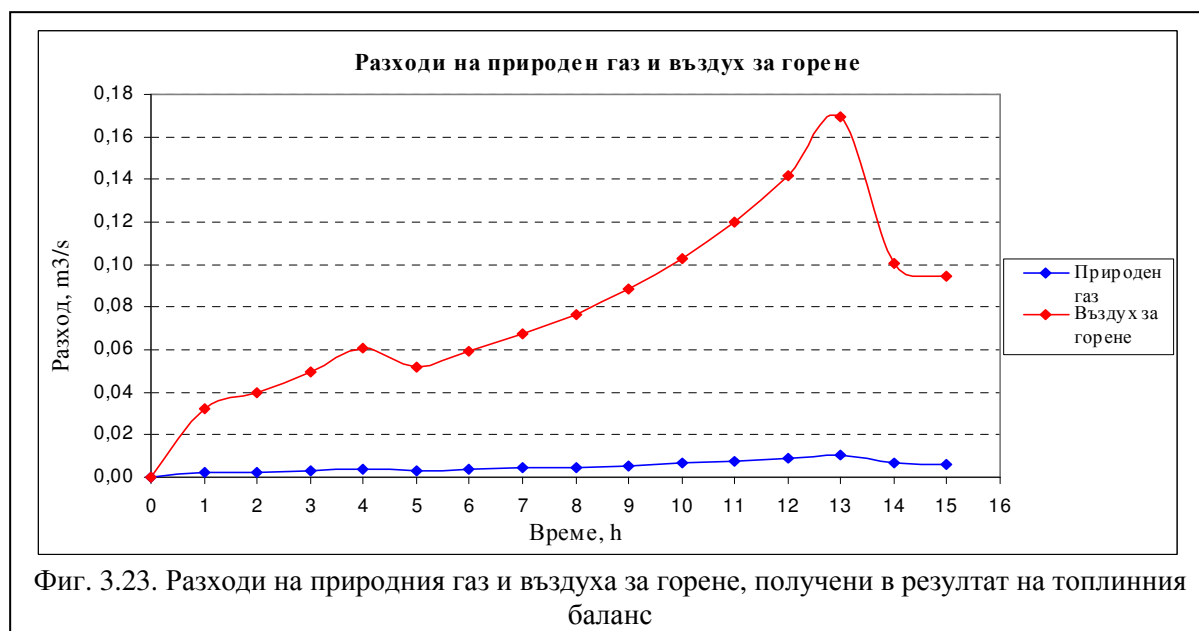
Параметър	Стойност
Горивен процес (гориво – природен газ)	
Топлина на изгаряне на горивото	$Q_d^p = 34848 \text{ kJ/m}^3$
Теоретично количество въздух за изгаряне на горивото	$V_0 = 9,26 \text{ m}^3/\text{m}^3$
Действително количество въздух за изгаряне на горивото	$V_a = 10,19 \text{ m}^3/\text{m}^3$
Температура и специфичен топлинен капацитет на горивото	$t_{гор} = 20^\circ\text{C}$ $c_{гор} = 1,8 \text{ kJ}/(\text{m}^3\text{K})$
Температура и специфичен топлинен капацитет на въздуха за горене	$t_{вздох} = 150^\circ\text{C}$ $c_{вздох} = 1,3 \text{ kJ}/(\text{m}^3\text{K})$
Горелки - 8 бр., по 2 на всяка страна на пещта	
Пещ, футеровка, продукция	
Вътрешни геометрични размери на камерата - паралелепипед	$x = 1,1\text{m}; y = 1,1\text{m}; z = 0,91\text{m}$
Вътрешни геометрични размери на дымохода	$d = 0,2\text{m}; l = 0,3\text{m}$
Маса на изпичаната продукция и на огнеприпаса	$m_{прод} = 108 \text{ kg}, m_{огн} = 930 \text{ kg}$
Редалка – 1 брой	$x = 0,8\text{m}; y = 0,8\text{m}; z = 0,735\text{m}$
Среден спец. топл. капацитет на продукцията и огнеприпаса	$c_{прод} \approx c_{огн} = 1100 \text{ J}/(\text{kgK})$

Въз основа на уравнението на топлинния баланс в матричен вид (2.17)

$$[B]([Q_o^p] + V_\alpha [h_{вздох}] + [h_{гор}] - V_\alpha^{\partial z} [h_{\partial z}]) = [\dot{Q}_{нагр}] + [\dot{Q}_{прод}] + [\dot{Q}_{огн}] + [\dot{Q}_{хим}]$$

са определени часовите стойности на разхода на природен газ с температура 20°C и въздуха за горене с температура 150°C - фигура 3.23 (Приложение 4 – таблици 1-4).

Топлинните потоци за нагряване на огнеприпаса, продукцията и задарията в съответните матрици са определени чрез симулиране на нестационарното им прогряване по температурната крива чрез утвърдени модели [12]. На базата на преизчислените



разходи на горивото и въздуха са определени скоростите им на входа на дюзите на горелките (Приложение 4 - таблица 3). На базата на числените стойности на тези скорости в средата на MAPLE са изведени зависимости, които отразяват изменението им във времето (Приложение 4, точка 4).

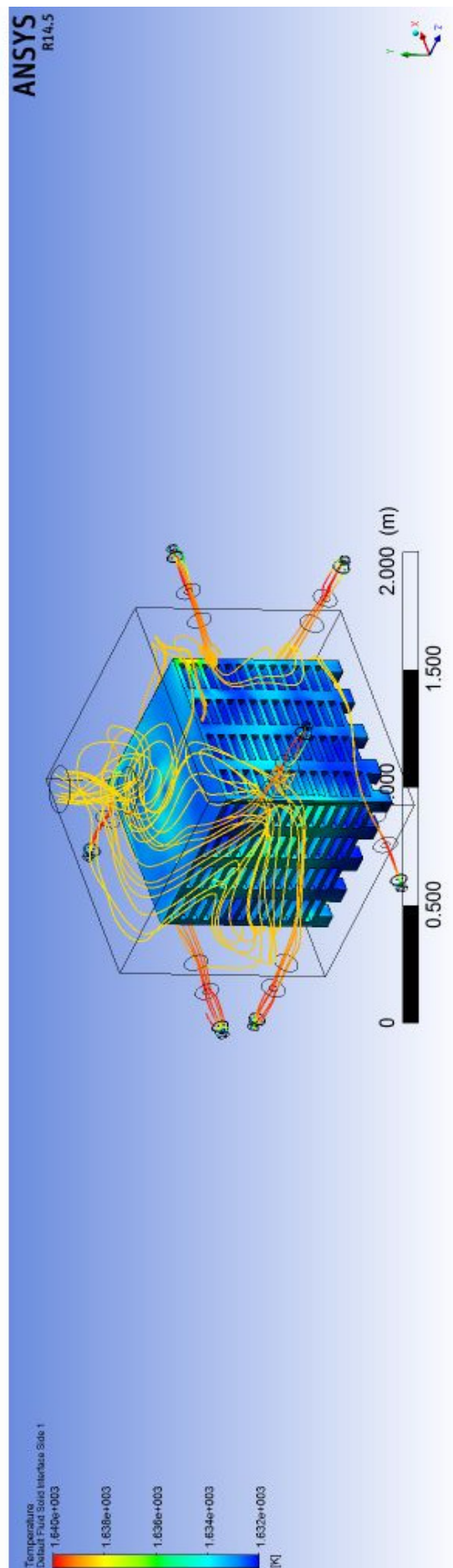
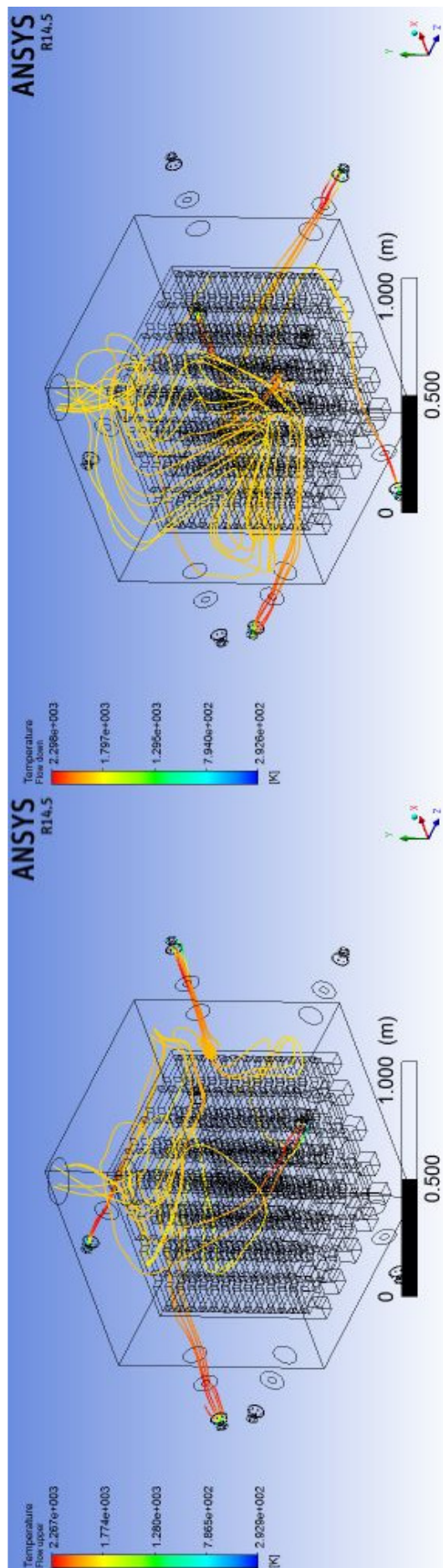
Условията на еднозначност за решаване на системата уравнения на спрегнатия топлообмен отразяват приетите условия на процеса и изменението на разходите на въздух и гориво с времето. В таблица 3.10 са систематизирани граничните условия за моделиране на нестационарния топлообмен при проекто-варианта на пещта.

Таблица 3.10

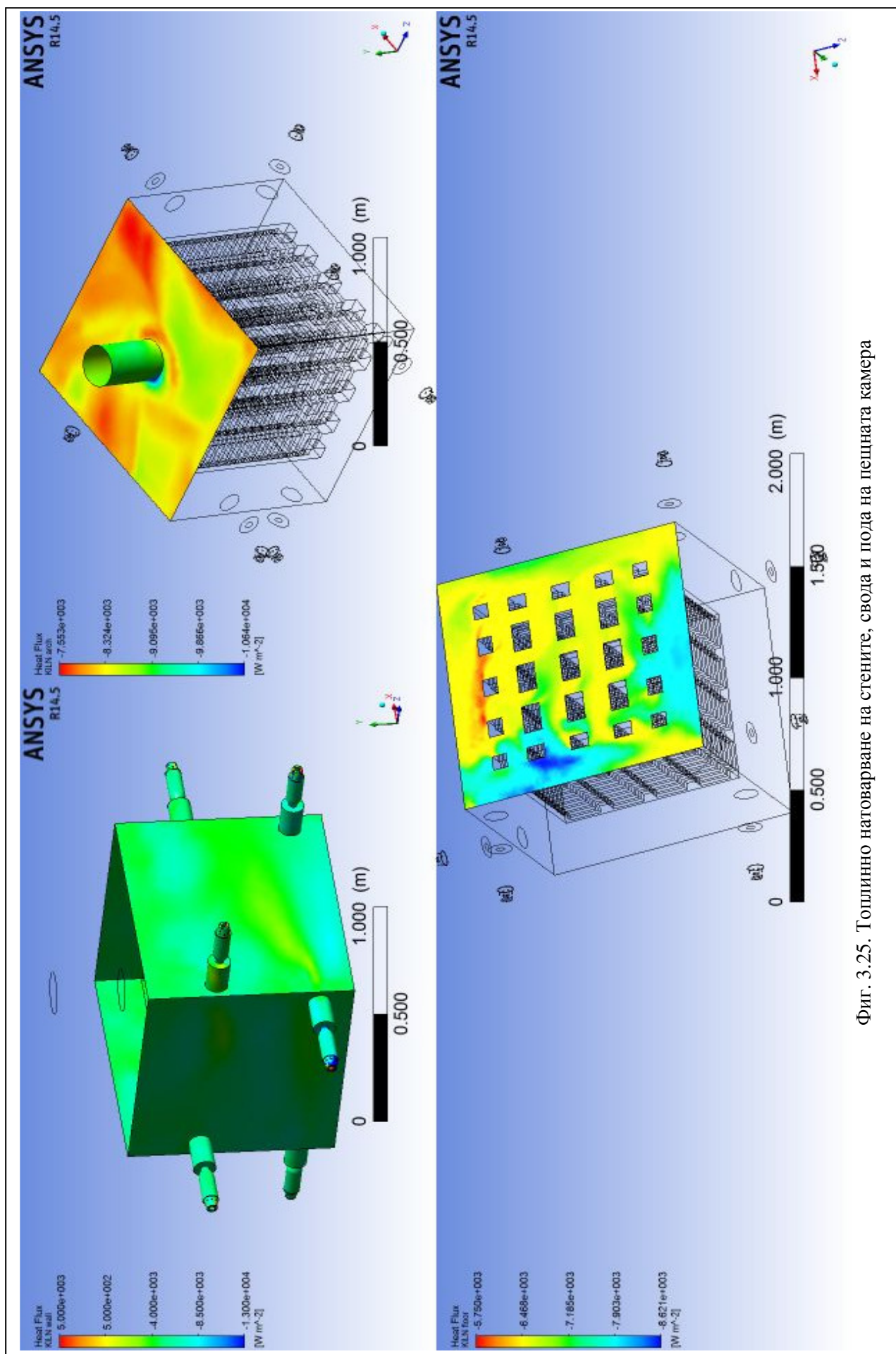
Граници	Гранични условия
1. Околни повърхнини на пещното пространство	
1.1 Стени, под, свод	Гранично условие от III род - условие на Робин $\lambda_{xx} \frac{\partial T}{\partial x} \cos \alpha + \lambda_{yy} \frac{\partial T}{\partial y} \cos \beta + \lambda_{zz} \frac{\partial T}{\partial z} \cos \gamma + U^* (T - T_o) = 0$ където: $U^* = \frac{U_{init}^* + U_{end}^*}{2}$; $V_x = V_y = V_z = 0$

1.2. Повърхнини на редалката и продукцията, граничеши с флуидната среда	$V_x = V_y = V_z = 0$
1.3 Контактни повърхности на отделните части на редалката	$V_x = V_y = V_z = 0$ Идеален топлинен контакт $(\partial t / \partial y)_{yi} = 0$
2. Входящи и изходящи газови потоци ⁽¹⁾	
2.1 – Входове на въздушните потоци	$T_{вздох} = 423 \text{ K}; V_x = V_y = 0; V_z = V_n = \frac{V_a B_o}{\sum F_{вздох}}, \text{ където } B_o = B_o(\tau)$ Масови части на кислорода и азота: $g_{O_2} = 0,22; g_{N_2} = 0,78;$
Долен кръг от горелки	$V_n = \begin{cases} 0,568e-2\tau - 9,584e-7\tau^2 + 7,639e-11\tau^3 - 2,085e-15\tau^4 & \text{за } 0s < \tau \leq 18000s \end{cases}$
	$V_n = \begin{cases} 18,384 + 0,619e-3\tau + 1,735e-8\tau^2 - 1,722e-13\tau^3 + 1,907e-17\tau^4 & \text{за } 18001s \leq \tau \leq 43200s \end{cases}$
	$V_n = \begin{cases} 49,958 + 0,127e-1\tau - 0,350e-5\tau^2 + 2,016e-10\tau^3 & \text{за } 43201s \leq \tau \leq 54000s \end{cases}$
Горен кръг от горелки	$V_n = \begin{cases} 0,379e-2\tau - 6,389e-7\tau^2 + 5,092e-11\tau^3 - 1,390e-15\tau^4 & \text{за } 0s < \tau \leq 14400s \end{cases}$
	$V_n = \begin{cases} 12,256 + 0,413e-3\tau + 1,156e-8\tau^2 - 1,132e-13\tau^3 + 1,267e-17\tau^4 & \text{за } 14401s \leq \tau \leq 43200s \end{cases}$
	$V_n = \begin{cases} 33,305 + 0,849e-2\tau - 0,233e-5\tau^2 + 1,344e-10\tau^3 & \text{за } 43201s \leq \tau \leq 54000s \end{cases}$
2.2 – Входове на горивото	$T_{гор} = 293K; V_x = V_y = 0; V_z = V_n = \frac{B}{\sum F_{гор}}, \text{ където } B = B(\tau)$
Долен кръг от горелки	$V_n = \begin{cases} 0,695e-2\tau - 0,117e-5\tau^2 + 9,350e-11\tau^3 - 2,552e-15\tau^4 & \text{за } 0s < \tau \leq 18000s \end{cases}$
	$V_n = \begin{cases} 22,502 + 0,759e-3\tau + 2,115e-8\tau^2 - 2,049e-13\tau^3 + 2,322e-17\tau^4 & \text{за } 18001s \leq \tau \leq 43200s \end{cases}$
	$V_n = \begin{cases} 61,150 + 0,156e-1\tau - 0,428e-5\tau^2 + 2,467e-10\tau^3 & \text{за } 43201s \leq \tau \leq 54000s \end{cases}$
Горен кръг от горелки	$V_n = \begin{cases} 0,464e-2\tau - 7,821e-7\tau^2 + 6,234e-11\tau^3 - 1,701e-15\tau^4 & \text{за } 0s < \tau \leq 14400s \end{cases}$
	$V_n = \begin{cases} 15,002 + 0,506e-3\tau + 1,408e-8\tau^2 - 1,354e-13\tau^3 + 1,546e-17\tau^4 & \text{за } 14401s \leq \tau \leq 43200s \end{cases}$
	$V_n = \begin{cases} 40,767 + 0,104e-1\tau - 0,285e-5\tau^2 + 1,645e-10\tau^3 & \text{за } 43201s \leq \tau \leq 54000s \end{cases}$
2.3 – Изход на пещта	$p = 0 \text{ Pa}$

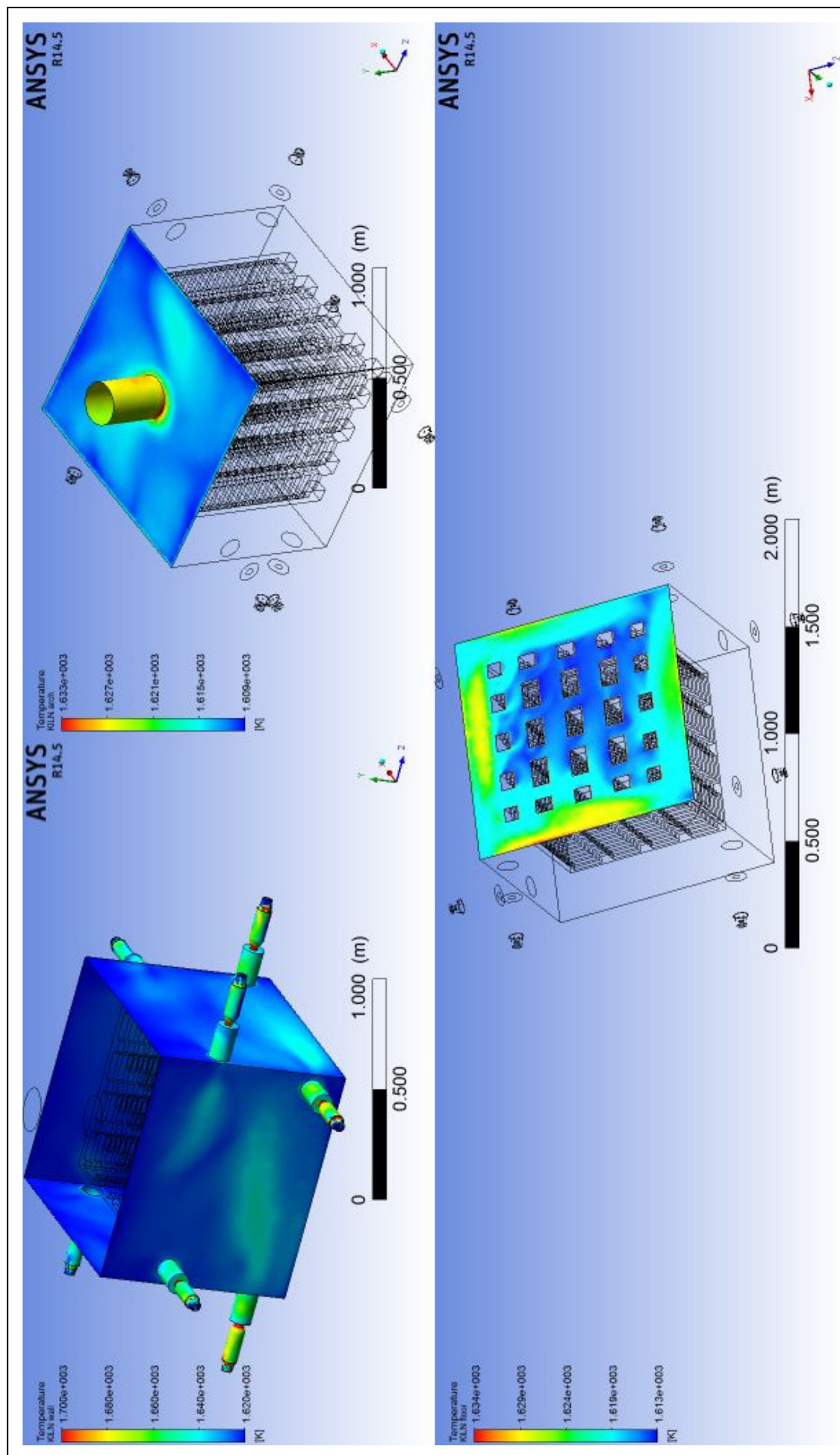
При изменените съгласно концепцията за реконструкция условия за еднозначност е проведена числена симулация на нестационарните температурни, скоростни, концентрационни полета и разпределението на налягането при процеса на изпичане. Визуализирани резултати са представени на фигури 3.24 – 3.26.



Фиг. 3.24. Токови линии на газовите потоци на горния (ляво) и долния (дясно) ред горелки. Общ изглед на обтичането на редалката в крайния момент на процеса на изпичане (долу)

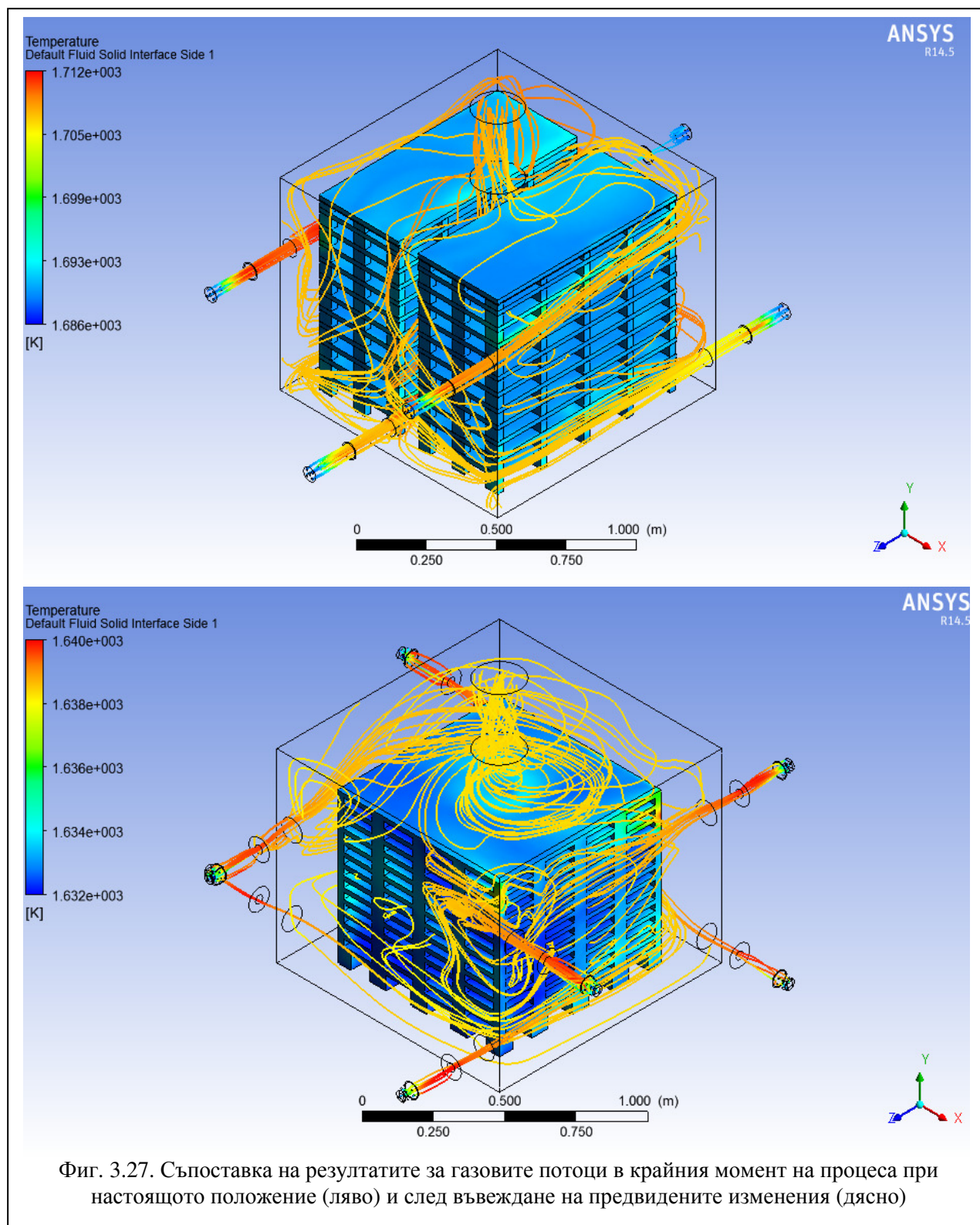


Фиг. 3.25. Топлинно натоварване на стените, свода и пода на печната камера



Фиг. 3.26. Температурно разпределение по стените, свода и пода на печната камера

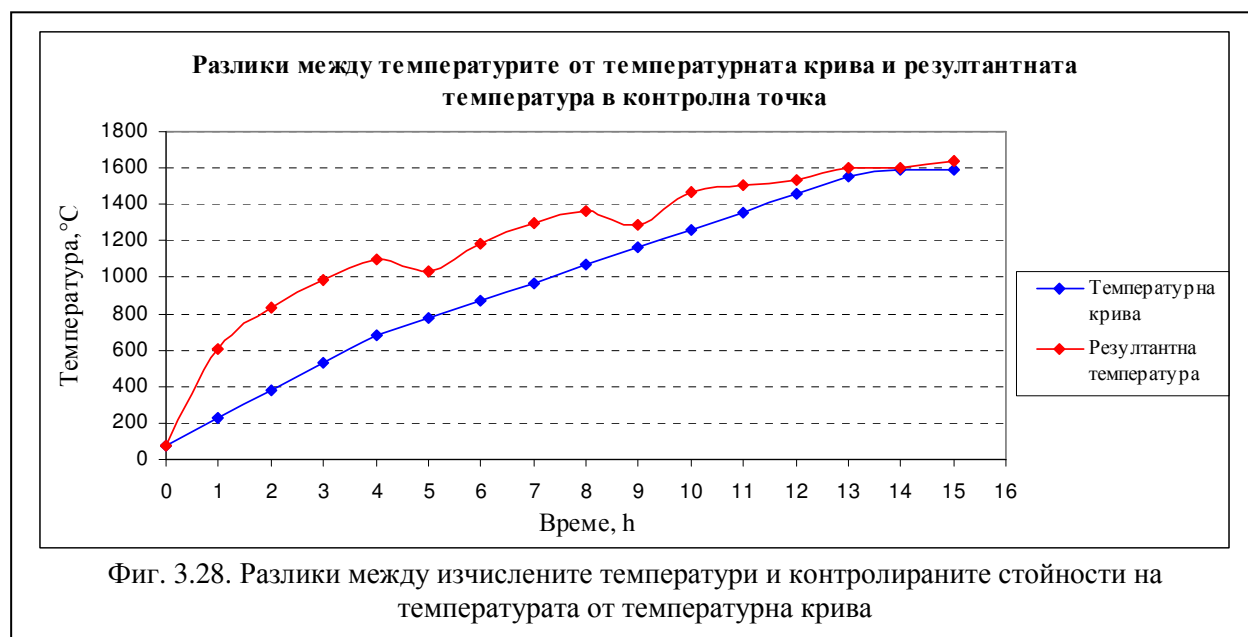
При полученото температурно разпределение по ограждащите пещната камера повърхнини са установени температурни разлики между зоните с най-ниска и най-висока температура под 100 К. Така например в последния етап от процеса на изпичане максималната температурната разлика на вътрешната повърхност на стените е 80К (4,9%), за свода тя е 24К (1,5%) и за пода е 21К (1,3%).



Фиг. 3.27. Съпоставка на резултатите за газовите потоци в крайния момент на процеса при настоящото положение (ляво) и след въвеждане на предвидените изменения (дясно)

увеличаване на престоя на горещите газове средно с 30-35% в печната камера в сравнение с настоящия вариант на горивната инсталация. Това се дължи на удължения път на потоците при формираните циркулационни кръгове, създадени от противотоковото действие на двата кръга горелки – долен и горен. По този начин се намалява възможността за непълно горене и се увеличава количеството на отдадената топлина от газовете към изпичаната продукция. Така енергията, отделена при горивния процес се усвоява по-пълно.

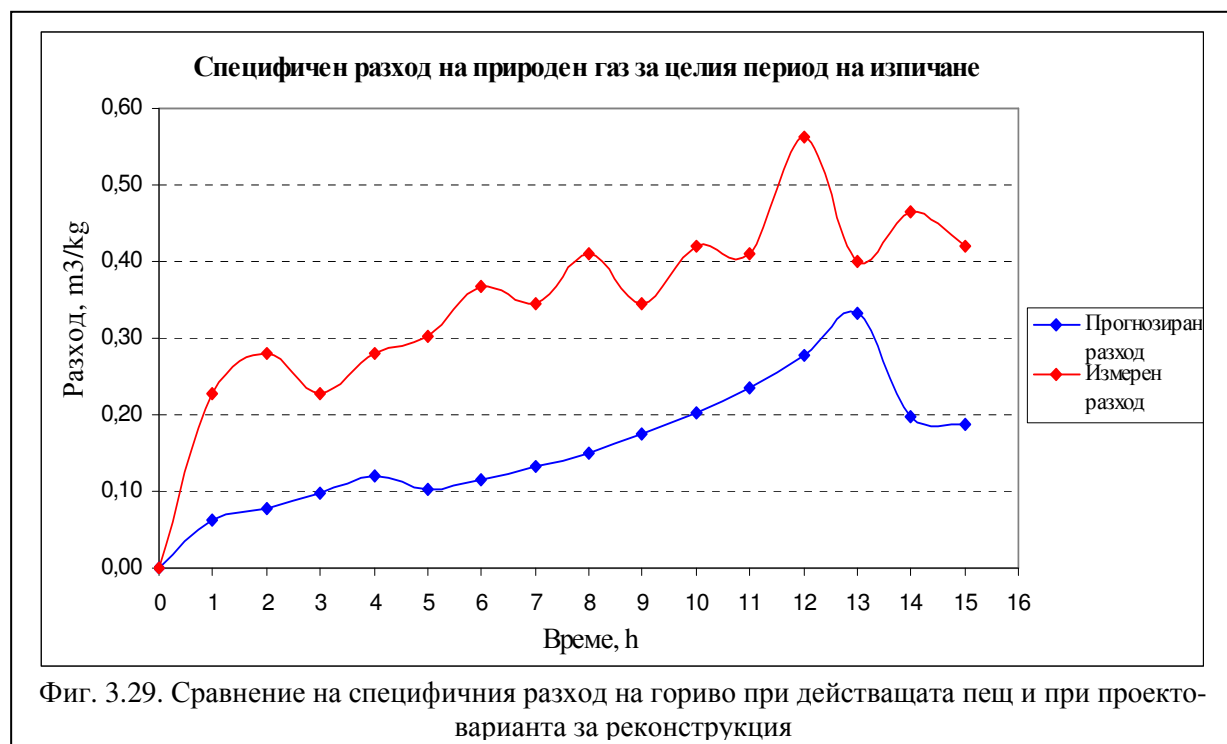
Разликата между изчислените температури в контролната точка и зададените стойности по температурна крива са дадени на фигура 3.28 (Приложение 4 – таблица 5). Отклоненията са по-големи в началото и значително намаляват в края на процеса. Тези отклонения се дължат на сравнително непрецизното моделиране на топлинните загуби през стените и на акумулираната топлина от ограждащите елементи на зидарията, и при евентуалното им наличие в реалния обект могат да бъдат редуцирани чрез системата за автоматично регулиране.



2.5 Енергиен и екологичен ефект при реализиране на предложените мерки

Изменението на специфичния разход на природен газ m^3/kg за периода на изпичане при съществуващата пещ и проекто-варианта за реконструкция е представено на фиг. 3.29 (Приложение 4 – таблица 6).

При числено интегриране на разходите на гориво във времето са определени сумарните количества природен газ за един цикъл на изпичане (Приложение 4 - таблица 2). Установено е, че след реконструкцията на пещта разходът на гориво за един цикъл на изпичане ще се редуцира от 506m^3 до 264m^3 (с 47,8 %), което води до икономия на



енергия от 2,343 MWh/работен цикъл.

Редукцията на специфичния разход на гориво е 3 m^3 природен газ за 1kg изпичана продукция. Това съответства на намаление на специфичната енергия за изпичане с 29 kWh/kg. При определянето на тази икономия е взето предвид увеличението на масата на изпичаната продукция за един работен цикъл от 92,6 kg на 108 kg.

Екологичния ефект е изчислен съгласно Закона за енергийна ефективност и Наредба №7 / 15.12.2004г. за енергийна ефективност на сгради - таблица 3.11.

Таблица 3.11

Икономия на специфична енергия, kWh	Коефициент на екологичен еквивалент на енергоресурси f_b gCO ₂ / kWh	Спестени емисии CO ₂ , kg
29 kWh/kg продукция	202	5,87 kg/kg продукция
2343 kWh/работен цикъл	202	473,2 kg/работен цикъл

ИЗВОДИ

1. Организацията на горивния процес и начина на подреждане на продукцията и помощния огнеупорен материал в камерните газови пещи са основни фактори, влияещи върху топлообмена в пещното пространство и върху качеството на изпичаните изделия. Те трябва да осигурят равномерна обтекаемост на продукцията от горещите газове, условия за интензивен топлообмен и равномерно температурно поле в сравнително ограниченото пещно пространство при температури, максимално близки до технологичната температурна крива.

2. В съвременните пазарни среди за техническо обезпечаване на технологичното оборудване в пещни агрегати се предлагат разнообразни по отношение на геометрията и мощността дифузионни горелки. Това позволява вариране на броя и на конструкцията на отделните горелки при определена обща мощност на горивната инсталация. Влиянието на вариантни комбинации от последните фактори върху топлообмена в пещното пространство могат да бъдат оценени най-пълно чрез моделни изследвания.

3. В настоящата работа е предложен алгоритъм за моделно изследване на нестационарните процеси на изпичане на керамични изделия в камерни пещи, който позволява детайлна оценка на горивния процес, хидродинамичната обстановка в пещта, топлообмена и температурното поле при вариране на:

- брой, конструкция, мощност, пространствено разположение и ориентация на горелките;
- пространствено разположение на димохода за отвеждане на изходящите газове;
- маса и геометрия на изпичаните за един цикъл керамични изделия;
- начин на нареждане на продукцията и помощния огнеупорен материал в пещното пространство.

4. Ефективността на предложения алгоритъм е доказана чрез приложението му за анализ и подобряване на топлообмена във една работеща високотемпературна камерна газова пещ за изпичане на керамични изделия.

5. На базата на моделни изследвания са установени варианти за проекто-конструкция на горивната инсталация на пещния агрегат и за начина на нареждане на продукцията в камерата, при които се очакват по-малки градиенти в топло- и хидродинамичните полета, редуциране на загубите на топлина от непълно горене, и загубите с изходящите газове. Това ще доведе до подобряване на:

-технологичната ефективност на топлинния агрегат чрез увеличаване на производителността и намаляване на брака на продукцията вследствие на равномерно изпичане съгласно зададената температурна крива;

-енергийната и екологична ефективност на топлинния агрегат чрез предотвратяване на непълното горене, намаляване на специфичния разход на гориво и отделените емисии CO₂.

6. Предложеното решение за отстраняване на възникналите проблеми при изпичането на керамични изделия може да се усъвършенства с оптимизиране на разпределението на разходите на гориво и въздух по горелки, а оттам и на съотношението на топлинните товари на долния и горния кръг на горивната инсталация.

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

Подобряването на топлообмена при изпичане на керамични изделия е един интердисциплинарен проблем, включващ взаимосвързани задачи от механиката на флуидите, термодинамиката, топлопренасянето, неорганичната химия, приложната математика и информатика, генерирани от комплексния характер на разглежданите процеси:

- триизмерно турбулентно течение на многокомпонентна газова среда;
- горивен процес (дифузионно горене);
- взаимно влияние на горивния процес и турбулизацията на потока;
- сложна кинетика на химическите реакции на горенето;
- спрегнат топлообмен, включващ топлопредаване чрез конвекция и излъчване от газовата към твърдата среда, топлопроводност в твърдата среда, съпроводена с ендо- и екзотермични фазообразуващи процеси в изпичаната керамична маса, и топлообмен чрез излъчване между твърдите повърхности през непрозрачната за топлинното излъчване газова среда.

Математичното моделиране и съвременните хардуерни системи, и софтуерни среди позволяват вариантни решения на проблема, всяко с технико-икономически предимства и недостатъци. В настоящата работа са потърсени и открити решения за подобряване на топлообмена чрез реконструкции на горивната инсталация към камерната пещ - обект на изследване и на етажната конструкция от помощния огнеупорен материал. В момента се провеждат дейности за реализация на предложените дейности на територията на керамичния завод.

Представените изследвания убедително показват силата и възможностите на математичното моделиране и на компютърната симулация за ефективен анализ на различни проекто-варианти на топлинни агрегати и вземане на оптимално оперативно решение.

В съответствие с поставените цели в настоящия труд са постигнати резултати с научен, научно-приложен и инженерно-приложен принос, които могат да се обобщят както следва:

Научни и научно-приложни приноси

1. Формулиран е научен подход (алгоритъм) за изследване и анализ на работата на високотемпературни камерни газови пещи за изпичане на керамика на базата на съставен математичен модел на нестационарните горивен процес и спрегнат топлообмен в пещното пространство.
2. При прилагането на предложения математичен модел за анализ на топлинния режим във високотемпературна камерна пещ за изпичане на техническа керамика са получени числени стойности на топло- и хидродинамичните полета, които са визуализирани, анимирани и спомагат за по-доброто разбиране на преносните процеси в този тип пещи.
3. Създаденият алгоритъм позволява:
 - решаването на проектни и проверовъчни задачи за разгледания тип топлотехнически агрегат;
 - определяне и оценка на отделните разходни компоненти на енергийния баланс;
 - параметричен анализ за уточняване на разпределението на разходите на гориво и въздух, периодите на работа на отделните горелки, организацията и програмирането на системите за автоматично регулиране;
 - оценка на топлообмена и степента на равномерност на температурното поле в обема на пещта при различни варианти на конструктивните елементи на пещния агрегат.

Инженерно-приложни приноси

1. Предложени са конструктивни изменения в изследвания пещен агрегат, водещи до редуциране на разхода на гориво и на свързаните с горенето вредни емисии с 54,8%, до намаляване на брака и повишаване на производителността на пещта.
2. На базата на получените резултати в настоящия труд в момента се извършва основна реконструкция на високотемпературната камерна пещ.

ЛИТЕРАТУРА

1. Асенов А., Зашкова Л., Христов В., Повишаване на точността на регулиране на съотношението гориво-въздух за високотемпературна газова пещ НТН/8U/180 Rieldhamer, сборник доклади ЕМФ 2004, Варна, 19-24
2. Беляев Н.М., Рядно А.А., Методы нестационарной теплопроводности, Москва, Высшая школа, 1978, 27-2
3. Бонев Б., Тотев Т., Изгаряне на енергийни горива, ИК Кота, София, 2002
4. Бъчваров С. и колектив, Технология на керамиката, Серавати, София, 2003
5. Вандова В., Султанов А., Обобщение на резултатите от лаб.анализи на фрагменти от керамични съдове от неолитното селище Кременик край Сапарева баня, РИМ-Кюстендил, Том 2, 2002, 5-24
6. Велев Д., Печи и сушилни в силикатната промишленост, Техника, София, 1968
7. Георгиева П., Керамична работилница от Козарева могила - възможност за интерпретация, SAUS, Suppl. V, София, 2010, 23-39
8. Зашкова Л., Асенов А., Христов В., Подобряване на топлинната работа на високотемпературна газова пещ – НТН/ 8U/180 за изпичане на техническа керамика, сборник доклади ЕМФ 2004, Варна, 13-18
9. Зашкова Л., Влияние на скоростта на нагряване върху акумулационните разходи на топлина при изпичане на техническа керамика в камерна газова пещ, XI научна конференция с международно участие, Сборник доклади ЕМФ 2006, Том II, 99-104
10. Зашкова Л., Някои разходи на топлина в камерна газова пещ за изпичане на изделия от техническа керамика, Сборник ЕМФ 2006
11. Зашкова Л., Пенкова Н., Касабов И., Топлотехнически агрегати в силикатната промишленост, ХТМУ, София, 2011
12. Зашкова Л., Пенкова Н., Математично моделиране на топлинната работа на високотемпературна камерна пещ за изпичане на техническа керамика, Сборник ЕМФ, ТУ-София, Созопол 2007, 70-76
13. Зашкова Л., Пенкова Н., Утилизация на топлината от изходящите газове на високотемпературна камерна пещ, Механика на машините, година XV, 2008, книга 5, 106 – 108
14. Зашкова Л., Рационално използване на енергията в камерна газова пещ за изпичане на изделията от техническа керамика, XI научна конференция с международно участие, Сборник доклади ЕМФ 2006, Том II, 92-98
15. Зашкова Л., Хабилизационен труд за получаване на научно звание “Професор” по н.с. 02.06.13 “Промислена топлотехника”, София, 2007
16. Калоянов Н., Топлопренасяне - курс лекции, ТУ, София, 2009
17. Касабов И., Атанасов А., Зашкова Л., Ръководство за курсово и преддипломно проектиране на топлинни процеси, агрегати и съоръжения в силикатната промишленост, СТУ, София, 1991
18. Касабов И., Зашкова Л., Техническа термодинамика и топлотехника, Мартилен, София, 1994
19. Касабов И., Печи и съоръжения в силикатната промишленост, Техника, София, 1985
20. Лыков А.В., Тепломассообмен, Москва, Энергия, 1978, 256-287
21. Нохратян К.А., Сушка и обжиг в промышленности строительной керамики, ГИЛАСМ, Москва, 1962
22. Пенкова Н., Дисертационна работа за получаване на научна степен “Доктор”, София, 2005.

23. Пенкова Н., Зашкова Л., Математично моделиране и компютърна симулация на процеса на изпичане на строително-керамични изделия, Механика на машините, година XV, книга 1, 2007, 11-14
24. Пенкова Н., Зашкова Л., Математично моделиране и компютърна симулация на топлинната работа на високотемпературна газова пещ за изпичане на керамични плочи, Механика на машините, година XI, 2008, книга 5, 94 – 97
25. Пенкова Н., Илиев В., Зашкова Л., Изследване на причините за напукване на елементите на окачен свод на високотемпературна камерна пещ за изпичане на керамика, Механика на машините, Варна, година XV, 2007, 35 – 39
26. Сегерлинд Л. Д., Применение метода конечных элементов, Москва, Мир, 1979
27. Сендов С., Тепло- и масопренасяне, Техника, София, 1993
28. Тодоров К., Дисертационна работа за получаване на научна степен “Доктор”, София, 2013.
29. Тодорова Х., Вайсов И., Новокаменната епоха в България, Наука и изкуство, София, 1993
30. Тодоров Д., Дисертационна работа за получаване на научна степен “Доктор”, София, 2000.
31. Тужаров Х., Информатика, Асеновци, София, 2007, www.asenevtsi.com/index.php
32. Юдаев Б.Н., Теплопередача, Москва, Высшая школа, 1981, 129-132
33. Янчев И., Маринова И., Числени методи и моделиране на вриги и полета - I част, ТУ, София, 2007
34. Abou-Taouk A., CFD modeling of combustion in flexi-fuel burners at gas turbine conditions, Thesis for the degree of licentiate of engineering in thermo and fluid dynamics, Göteborg, Sweden, 2011
35. Ahmad A. A.-F., CFD simulation of temperature distribution and heat transfer pattern inside C492 combustion furnace, Bachelor in Chemical Engineering (Gas Technology) degree thesis, University Malaysia Pahang, 2009
36. Aksenov A.V., Belyakov V.A., Sadykova Z.G., Calculation of the emission of nitrogen oxides in electric resistance heating furnaces, Refractories and Industrial Ceramics, Vol.39, №1-2, 1998, 56-59
37. Albus R., Kremer H., Praxisorientierte, experimentell abgesicherte mathematische Modellierung der Wärmeübertragung in häuslichen, wandhängenden Gasfeuerstätten unter Berücksichtigung der Wasserdampfkondensation, Gaswärme-Institut e.V., Essen, 2006
38. Allied Environmental Technologies, Inc. , Computational Fluid Dynamics for engineering solutions. Statement of Qualifications, [www.alentecnic.com/papers/CFD/Statement of Qualifications-CFD.pdf](http://www.alentecnic.com/papers/CFD/Statement_of_Qualifications-CFD.pdf)
39. Almeida G. da S., da Silva J.B. and et al., Heat and mass transport in an industrial tunnel dryer: Modeling and simulation applied to hollow bricks, Applied Thermal Engineering, Vol.55, 2013, 78-86
40. ANSYS CFX Release 10.0 Documentation, 2005
41. ANSYS Inc., ANSYS CFX Introduction, Release 12.0, 2009
42. ANSYS Inc., ANSYS CFX -Pre User`s Guide, Release 12.0, 2009
43. ANSYS Inc., ANSYS CFX -Solver Modeling Guide, Release 12.0, 2009
44. ANSYS Inc., ANSYS CFX-Solver Theory Guide, Release 12.0, 2009
45. ANSYS Inc., Heat transfer modeling, Fluent User Service Center, 2006
46. ANSYS Inc., Innovative turbulence modeling SST-Model in Ansys CFX, www.ansys.com/staticassets/ANSYS/staticassets/resourcelibrary/techbrief/cfx-sst.pdf.
47. Armando G.-M., Armando B.-B. J., Christian V.-C., Rangel-Hernandez V.H, Belman-Flores J.M., Analysis of the conjugate heat transfer in a multi-layer wall including an air layer, Applied Thermal Engineering, Vol.30, 2010, 599–604
48. Baucal C.E. jr, Heat transfer in industrial combustion, CRC Press, New York, 2000

49. Becker F.H., Lorenz L., Walter G., Heat exchange in a fast firing kiln for glost firing of porcelain, www.reidhammer.de, 2006
50. Benim A.C., Nahavandi A., Stopford P.J., Syed K.J., Modeling turbulent swirling flows in gas turbine combustors with transient three-dimensional procedures, www.wseas.us/e-library/conferences/2006elounda2/papers/538-134.pdf
51. Cardarelli F., Ceramics, Refractories and Glasses, Materials Handbook, Springer, 2008, 593-689
52. Carter C. B., Norton M. G., Ceramic Materials: Science and Engineering – Chapter 9 Furnace, Springer Science + Business Media New York, 2013, 143-157
53. Carvalho M.G., Nogueiraf M., Improvement of energy efficiency in glass-melting furnaces, cement kilns and brick oven, Applied Thermal Engineering, Vol. 17. Nos. 8-10, 1997, 921-933
54. Cuoci A., Frassoldati A., Patriarca D., Faravelli T., Ranzi E., Bockhorn H., Soot formation in turbulent non premixed flames, Chemical Engineering transactions Vol.22, 2010, 35-40
55. Danon B., Cho E.-S., de Jong W., Roekaerts D.J.E.M., Numerical investigation of burner positioning effects in a multi-burner flameless combustion furnace, Applied Thermal Engineering, Vol.31, 2011, 3885-3896
56. Danon B., Cho E.-S., de Jong W., Roekaerts D.J.E.M., Parametric optimization study of a multi-burner flameless combustion furnace, Applied Thermal Engineering, Vol.31, 2011, 3000-3008
57. ECCOMAS, Verification and Validation in CFD, Lisbon, 2010
58. Echekki T., Mastorakos E., Turbulent Combustion: Concepts, Governing Equations and Modeling Strategies, Turbulent Combustion Modeling, Springer Science+Business Media B.V., 2011, 19-39
59. ECLIPSE information guide HVTA, <http://www.eclipsenet.com>
60. El-Behery S.M., Hamed M.H., A comparative study of turbulence models performance for turbulent flow in a planar asymmetric diffuser, World Academy of Science, Engineering and Technology, Vol. 53, 2009, 769-780
61. Ferreira J.C., Simulating combustion processes, Ansys Solution, 2006
62. Fink R., Becker F., Drehrohrofen – Innovationen ermöglichen neue thermische Prozesse, Gaswärme International (52) Nr. 7/2003, 425-427
63. Fletcher C.A.J., Computational Galerkin methods, Springer Verlag, N.Y./Berlin/Heidelberg, 1984
64. Gicquel L.Y.M., Staffelbach G., Poinot T., Large Eddy Simulations of gaseous flames in gas turbine combustion chambers, Progress in Energy and Combustion Science, Vol.38, 2012, 782-817
65. Gol'tsova O.B., Klekovkin V.S., Nagovitsin O. B., Antonychev S.V., Heat losses in a tunnel kiln for brick firing, Translated from Steklo i Keramika, No. 4, 2006, 24 – 25
66. Gol'tsova O.B., Klekovkin V.S., Tenenev V.A., Development and approval of a mathematical model of a brick firing kiln, Translated from Steklo i Keramika, No. 3, 2008, 34 – 36
67. Goyer K., Kilns and Brick Making. A Rough Draft, 2006
68. Grunskoi V.P., Aleko V.A., Effective model of gas chamber: a base for making furnaces of new generation, Refractories and Industrial Ceramics, Vol.41, №11-12, 2000, 412-414
69. Hassanzadeh P., An efficient computational method for thermal radiation in participating media, Master of Applied Science degree thesis, Waterloo, Ontario, Canada, 2007
70. <http://www.cfd-online.com/Wiki/Turbulence>
71. <http://www.innovative-cfd.com>
72. Kalogirou S.A., Artificial intelligence for the modeling and control of combustion processes: a review, Progress in Energy and Combustion Science, Vol.29, 2003, 515–566
73. Karaush S. A., Chizhik Yu. I., Bober E. G., Optimization of ceramic setting as a function

- of their heat absorption from the radiating walls of the furnace, Translated from *Steklo i Keramika*, No. 6, 1997, 25 - 27
74. Karaush S. A., Bober E. G., Control of the temperature conditions of firing in furnaces with radiating walls, Translated from *Steklo i Keramika*, No. 11, 1998, 20 - 22
 75. Karaush S. A., Criteria of temperature conditions control in firing of ceramic articles, Translated from *Steklo i Keramika*, No. 5, pp. 3 - 5, May, 1998.
 76. Karaush S.A., Nonstationary heat transfer from a flat radiator to the ceramic product charger, *Glass and Ceramika*, Vol.51, No3-4, 1994
 77. Kempf A., Malalasekera W., Ranga-Dinesh K. K. J., Stein O., Large eddy simulations of swirling non-premixed flames with flamelet models: a comparison of numerical methods, *Flow Turbulence Combustion*, Vol.81, 2008, 523–561
 78. Khanafer K., Aithal S.A., Fluid-dynamic and NO_x computation in swirl burners, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, Vol.54, 2011, 5030–5038
 79. Kim W.B., Chung D.H., Yang J.B., Noh D.S., An experimental study on high-temperature and low oxygen air combustion, *Journal of Thermal Science*, Vol.9, №2, 2000, 171-175
 80. Klipfel A., Founti M., Zähringer K., Martin J.P. , Petit J.P., Numerical simulation and experimental validation of the turbulent combustion and perlite expansion processes in an industrial perlite expansion furnace, *Flow, Turbulence and Combustion*, Vol. 60
 81. Kneer R., *Untersuchung der flammlosen Verbrennung im Oxyfuel-Betrieb*, RWTH Aachen, 2007
 82. Kohse-Höinghaus K., Brockhinke A., Experimental and numerical methods for studying the flame structure, *Combustion, Explosion, and Shock Waves*, Vol. 45, No. 4, 2009, 349–364,
 83. Kolev N.I., Large eddy simulation chapter 10, *Multiphase Flow Dynamics 4*, Springer, 2012, 195-207
 84. Kontogeorgos D.A., Keramida E.P., Founti M.A., Assessment of simplified thermal radiation models for engineering calculations in naturalgas-fired furnace, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, Vol.50, Issues 25–26, 2007, 5260–5268
 85. Korneva N.K, Model investigation of firing conditions of chrome-magnesite refractories in gas-fired chamber kilns, *Heat Engineering*, 2004
 86. Kremer H., The influence of furnace design on the NO formation in high temperature processes, *Energy Conversion and Management*, Vol.42, № 15- 17, 2001, 1937-1952
 87. Kryuchkov Yu. N., Improvement of kiln furniture for firing ceramic articles, *Glass and Ceramics*, Vol. 68, 2011, Nos. 3 – 4, 2011, Translated from *Steklo i Keramika*, No. 3, 2011, 25 – 27
 88. Kwark J.-H., Jeong Y.-K., Jeon C.-H., Chang Y.-J., Effect of swirl intensity on the flow and combustion of a turbulent non-premixed flat flame, *Flow, Turbulence and Combustion*, Vol.73, 2004, 231-257
 89. Launder B.E., Spalding, D.B., The numerical computation of turbulent flows, *Computer Methods in Applied Mechanics and Engineering* 3, 1974, 269-289
 90. Lazic L., Brovkin V.L., Gupalo V., Gupalo E.V., Numerical and experimental study of the application of roof flat-flame burners, *Applied Thermal Engineering*, Vol.31, 2011, 513-520
 91. Mabrouk S.B., Khiari B., Sassi M., Modelling of heat and mass transfer in a tunnel dryer, *Applied Thermal Engineering*, Vol. 26, 2006, 2110–2118
 92. Mahmud T., Sangha S. K., Prediction of a turbulent non-premixed natural gas flame in a semi-industrial scale furnace using a radiative flamelet combustion model, *Flow, Turbulence Combust*, Vol.84, 2010, 1–23
 93. McGrattan K., Hostikka S., Floyd J. and et.al., *Fire Dynamics Simulator (Version 5) - Technical Reference Guide*, NIST, Special Publication 1018-5
 94. Menter F.R., Kuntz M., Langtry R., Ten years of industrial experience with the SST turbulence model, *Turbulence, Heat and Mass Transfer*, Vol.4., 2003, 625-632
 95. Mitani M., Ito Y., Yamasaki N., Large Eddy Simulation of methane non-premixed flame

- using the Laminar Flamelet Model, *Journal of Thermal Science* Vol.20, No.6, 2011, 534-542
96. Mondal M.K., Balsora H.K., Varshney P., Progress and trends in CO₂ capture/separation technologies: A review, *Energy*, Vol.46, 2012, 431-441
 97. Najafi A.F., Saemi S.D., Saidi M.H., Numerical simulation of vortex engine flow field: one phase and two phases, *Journal of Thermal Science*, Vol.18, №3, 2009, 226-234
 98. NASA, Overview of CFD Verification and Validation, 2008, www.grc.nasa.gov/WWW/wind/valid/tutorial/overview.html
 99. Nazri M.N.B.A., Effect of different turbulence models on combustion chamber pressure using CFD, Dissertation for the award of the degree of Bachelor, Malaysia, 2009
 100. Oba R., Possamai T.S., Nicolau V.P., Thermal analysis of a tunnel kiln used to produce roof tiles, *Applied Thermal Engineering*, Vol. 63, 2014, 59-65
 101. Oberkampf W.L., Trucano T.G, Verification and validation in computational fluid dynamics, *Progress in Aerospace Sciences*, Vol. 38, 2002, 209–272
 102. Panara D., Boundary layer response to combustion instabilities and associated heat transfer, Dissertation for the award of the degree of Doctor of Engineering Sciences, Stuttgart, 2010
 103. Paschedag, A. R., Wiley-VCH. Computational Fluid Dynamics in Ullmann's Encyclopedia of Industrial Chemistry. 6th edition, 2002
 104. Paul S.C., Paul M.C., Jones W.P., Large Eddy Simulation of a turbulent non-premixed propane-air reacting flame in a cylindrical combustor, *Computers & Fluids*, Vol.39, 2010, 1832–1847
 105. Possamai T.S., Oba R., Nicolau V.P., Numerical and experimental thermal analysis of an industrial kiln used for frit production, *Applied Thermal Engineering*, Vol.48, 2012, 414-425
 106. Protasov V.V., Bosenko A.V., Vasenin I.A. et al, A new tunnel kiln for the high-temperature firing of magnesians refractories, *Refractories and Industrial Ceramics*, Vol.47, №3, 2006, 155-157
 107. Radenac E., Gressier J., Millan P., Methodology of numerical coupling for transient conjugate heat transfer, *Computers & Fluids*, Vol.100, 2014, 95–107
 108. Revell A.J., Craft T.J., Laurence D.R., Turbulence modelling of unsteady turbulent flows using the Stress Strain Lag Model, *Flow Turbulence Combust*, Vol.86, 2011, 129–151
 109. Saidura R., Hossaina M.S., Islama M.R., Fayazb H., Mohammedc H.A., A review on kiln system modeling, *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, Vol.15, 2011, 2487–2500
 110. Schlesinger S. Terminology for model credibility, *Simulation* 32(3), 1979, 103–4
 111. Schmidt U., Rexroth C.-H., Scharler R., Cremer I., New Trends in Combustion Simulation, www.bios-bioenergy.at/en/cfd-simulations.html
 112. Scott-Pomerantz C.D., The k-epsilon model in the theory of turbulence, Dissertation for the award of the degree of Doctor of Philosophy, Pittsburgh, 2004
 113. Spalding D.B., Heat transfer from surfaces of nonuniform temperature, *Journal of Fluid Mechanics*, Vol.4, 1958, 22-32
 114. Spalding D.B., Turbulence models and the theory of the boundary layer, *Imp. Coll., Mech.Eng.Dept. Rep BL/TN/A/24*, 1969
 115. Tsoutsos T., Energy efficient technologies in high temperature industries, Publication of the European Commission (DC XVII for Energy, THERMIE Programme). CRES, 1999
 116. Tyutin N.A., Fuel consumption rate in a heat-powered unit analyzed as a function of the temperature and consumption ratio of the air, *Refractories and Industrial Ceramics*, Vol.47, №1, 2006, 28-29
 117. Tyutin N.A., Levchenko Yu.A., Skoichilov A.A., Vanyukov M.Yu., High-temperature tunnel furnace for drying and firing spinel-containing refractories, *Refractories and Industrial Ceramics*, Vol.47, №4, 2006, 209-211
 118. Versteeg H.K., Malalasekera W., An introduction to computational fluid dynamics. The

- finite volume method, Longman Scientific & Technical, 1995
119. Vervisch L., Numerical modeling of nonpremixed turbulent combustion, Proceedings of the Seventeenth International Colloquium on the Dynamics of Explosions and Reactive Systems (ICDERS), 1999
 120. Warnatz J., Maas U., Dibble R.W., Combustion - physical and chemical fundamentals, modeling and simulations, experiments, pollutant formation, Springer, 2001
 121. Wenbi Rao , Weixia Shi, Dynamic Turbulence Simulation of Ceramic Roll Kiln Based on Particle Systems, Springer-Verlag Berlin Heidelberg 2010, 331-336
 122. White, F.M., Viscous fluid flow, McGraw-Hill, 1979
 123. You D., Moin P., A dynamic global-coefficient subgrid-scale model for compressible turbulence in complex geometries, Center for Turbulence Research Annual Research Briefs, 2008, 189-196
 124. Yuanhong L., Song-Chang K., Coupling conjugate heat transfer with in-cylinder combustion modeling for engine simulation, International Journal of Heat and Mass Transfer, Vol.54, 2011, 2467–2478
 125. Zaichik L.I., Alipchenkov V.M., Avetissian A.R., A statistical model for predicting the heat transfer of solid particles in turbulent flows, Flow Turbulence Combust, Vol.86, 2011, 497–518
 126. Zakharov A.I., Begak M.V., Guseva T.V., Vartanyan M.A., Prospects for increasing the energy and ecological efficiency of the production of ceramic articles, Glass and ceramics, Vol.66, №9-10, 2009, 356-362
 127. Zashkova L., Penkova N., Modelling and simulation of fluid flow and heat processes in a regenerator with ceramic chimney block checkerwork, Scientific Bulletin of the Academic Computer Centre in Gdansk, Task Quarterly, Vol.9, No 1, 2005, 133–142
 128. Zashkova L., Penkova N., Thermal and fluid flow fields in a regenerator with ceramic chimney block checkerwork, Scientific Bulletin of the Academic Computer Centre in Gdansk, Task Quarterly, Vol.9, No 1, 2005, 143–151
 129. Zashkova L., Mathematical modelling of the heat behaviour in the ceramic chamber furnaces at different temperature baking curves, Simulation Modelling Practice and Theory, Vol.16, 2008, 1640–1658
 130. Zashkova L., Penkova N., Asenov A., Hristov W., Improvement the thermal and energetical efficiency of a gas heated kiln for firing technical ceramics, Interceram, 2, 2006, 86-88

ПУБЛИКАЦИИ, СВЪРЗАНИ С ДИСЕРТАЦИОННИЯ ТРУД

1. Нина Пенкова, Калин Крумов, Изследване на топлообмена във високотемпературни камерни пещи за изпичане на керамика, Сборник-доклди от XVI научна конференция с международно участие ЕМФ-ТУ София, Созопол, 2011, Том 1, 214-219
2. Калин Крумов, Симулационно моделиране на топлообмена във високотемпературни камерни пещи за изпичане на техническа керамика, Сборник-доклди от XVI научна конференция с международно участие ЕМФ-ТУ София, Созопол, 2011, Том 1, 220-224
3. Нина Пенкова, Калин Крумов, Изследване на възможностите за повишаване на енергийната и технологична ефективност на високотемпературна камерна пещ за изпичане на керамика, сп.Топлотехника, ТУ-Варна, 2013, Книга 1, 60-65
4. Нина Пенкова, Калин Крумов, Анализ на нестационарния топлообмен във високотемпературна камерна пещ за изпичане на техническа керамика, Сборник-доклди от XVIII научна конференция с международно участие ЕМФ-ТУ София, Созопол, 2013, Том 1, 307-313
5. Нина Пенкова, Калин Крумов, Повишаване на технологичната и енергийната ефективност във високотемпературни камерни пещи за изпичане на керамични изделия чрез прецизиране на конструктивното оформление на пещния агрегат, Сборник-доклди от XIX научна конференция с международно участие ЕМФ-ТУ София, Созопол, 2014, Том 1, 256-260

УЧАСТИЯ В НАЦИОНАЛНИ НАУЧНИ ФОРУМИ

1. Нина Пенкова, Калин Крумов, Изследване на топлообмена във високотемпературни камерни пещи за изпичане на керамика, XVI Научна конференция с международно участие ЕМФ-ТУ София, Созопол, 2011
2. Калин Крумов, Симулационно моделиране на топлообмена във високотемпературни камерни пещи за изпичане на техническа керамика, XVI Научна конференция с международно участие ЕМФ-ТУ София, Созопол, 2011
3. Nina Penkova, Kalin Krumov, Simulation modeling of the conjugate heat transfer in High temperature chamber furnaces for ceramic firing, Балканска конференция по стъкло и керамика с международно участие, Несебър, 2011
4. Нина Пенкова, Калин Крумов, Изследване на възможностите за повишаване на енергийната и технологична ефективност на високотемпературна камерна пещ за изпичане на керамика, XVII Научна конференция с международно участие ЕМФ-ТУ София, Созопол, 2012
5. Nina Penkova, Kalin Krumov, Analysis of the transient heat transfer in high temperature chamber furnaces for backing of technical ceramics, 60 years UCTM - Anniversary Scientific Conference with International Participation June 4 2013 – June 5 2013, Sofia
6. Нина Пенкова, Калин Крумов, Анализ на нестационарния топлообмен във високотемпературна камерна пещ за изпичане на техническа керамика, XVIII научна конференция с международно участие ЕМФ-ТУ София, Созопол, 2013, Том 1, 307-313
7. Нина Пенкова, Калин Крумов, Повишаване на технологичната и енергийната ефективност във високотемпературни камерни пещи за изпичане на керамични изделия чрез прецизиране на конструктивното оформление на пещния агрегат, Сборник-доклади от конференция с международно участие ЕМФ-ТУ София, Созопол, 2014, Том 1, 256-260

РЕФЕРЕНЦИИ



Techceramic-M Ltd.
Bulgaria, 3100 Mezdra, Bodensko shosse No.1
TEL.: +359 910 9 27 87
FAX.: +359 910 9 26 23
E-MAIL: office@techceramic-m.com
WEB: www.techceramic-m.com



УДОСТОВЕРЕНИЕ

Настоящото се издава на маг. инж. Калин Симеонов Крумов, докторант към катедра "Технология на силикатите" при ХТМУ в уверение на това, че разработените в дисертационния му труд модели на горивния процес и топлообмена в пещен агрегат "КЕОС" са основа за извършваща се в момента реконструкция на агрегата.

Удостоверението се издава, за да му послужи пред научното жури при оценка на дисертационния му труд.

Управител:

/Д-р инж. Васил Христов/



Дата:

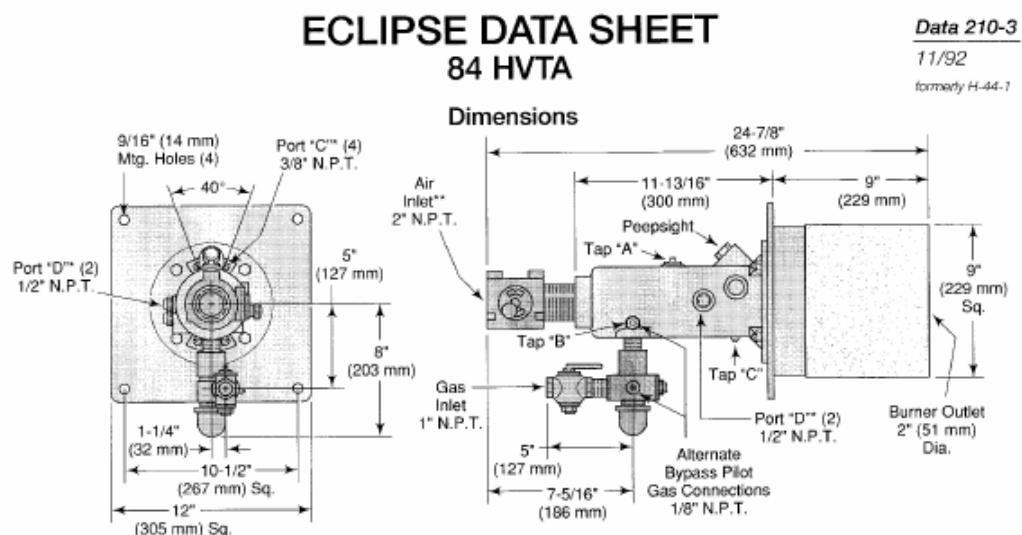
02.03.2016г.



ПРИЛОЖЕНИЕ 1

Данните са взети от Eclipse-guide / www.eclipsenet.com [59]

1. Технически данни за горелка ECLIPSE HVTA



* NMP-S pilot with adaptor (#11969) may be connected to any of ports "C". When NMP-S pilot is used, flame rod (#13093-3) or U.V. scanner must be connected to the port "C" adjacent to the pilot connection. For bypass pilot, use ignition plug (#16946-5) in either of ports "D". Flame rod or U.V. scanner may then be connected to any of ports "C". Flame rod mounting requires a 1/4" x 3/8" bushing.

** Eclipse recommends air piping and components of at least 3" N.P.T. diameter to avoid excessive velocity pressure losses. Pipe size should be reduced from 3" to 2" as close to the burner as possible.



■ = Burner Assembly #102881. Although the block and holder assembly is illustrated as part of the burner, it must be ordered as a separate item. An alloy combustion tube or silicon carbide tube may be ordered instead of a block and holder.

■ = Items included in the Valve Parts Group #102888.

CAUTION: It is dangerous to use any fuel burning equipment unless it is equipped with suitable flame sensing devices and automatic fuel shut-off valves. Eclipse can supply such equipment or information on alternate sources.

Capacities

Using Natural Gas - 0.6 Sp. Gr.

English Units	On-Ratio Operation	Combustion Air Flow in SCFH	1000	2000	4000	6000	8000	10,000
		Static Air Press. at Tap "A," "w.c.	0.15	0.4	1.8	4.2	8.9	10.0
		Air ΔP Between Taps "A" & "C," "w.c.	0.08	0.1	0.5	1.2	2.0	2.9
		Static Gas Press. at Tap "B," "w.c. *	0.2	0.4	1.5	3.4	5.8	8.4
		Gas ΔP Between Taps "B" & "C," "w.c. **	0.05	0.1	0.2	0.3	0.4	1.0
		Capacity in 1000's Btu/Hr.	100	200	400	600	800	1000
		Approx. Flame Length, Inches	20	25	27	26	27	29
		Minimum Gas Flow, SCFH	10	15	35	45	65	75
		% Excess Air	900	1240	1050	1240	1130	1240
Metric Units†	On-Ratio Operation	Combustion Air Flow in Nm³/hr.	27	54	107	161	214	268
		Static Air Press. at Tap "A," Pa.	37	100	448	1046	2217	2491
		Air ΔP Between Taps "A" & "C," Pa.	20	25	124	299	498	722
		Static Gas Press. at Tap "B," Pa. *	50	100	374	847	1445	2093
		Gas ΔP Between Taps "B" & "C," Pa. **	12	25	50	75	100	249
		Capacity in 1000's kJ/hr.	106	211	422	633	844	1055
		Approx. Flame Length, mm	508	635	686	660	686	737
		Minimum Capacity, kJ/hr. in 1000's	11	16	37	47	69	79
		% Excess Air	900	1240	1050	1240	1130	1240

* For burner less parts group. For burner with parts group, the required gas pressure at high fire to the gas valve (not Tap "B") is 20" w.c. (4982 Pa.). Gas ΔP between taps "B" and "C" remains unchanged.

Size bypass pilot piping and accessories to ensure 4" w.c. (996 Pa.) at the burner pilot gas connection.

** Due to low pressure drops across the burner, use a separate metering orifice for burner set-up & adjustment.

† 100 Pa. (Pascal) = 1 mbar = 9.8 mm w.c.



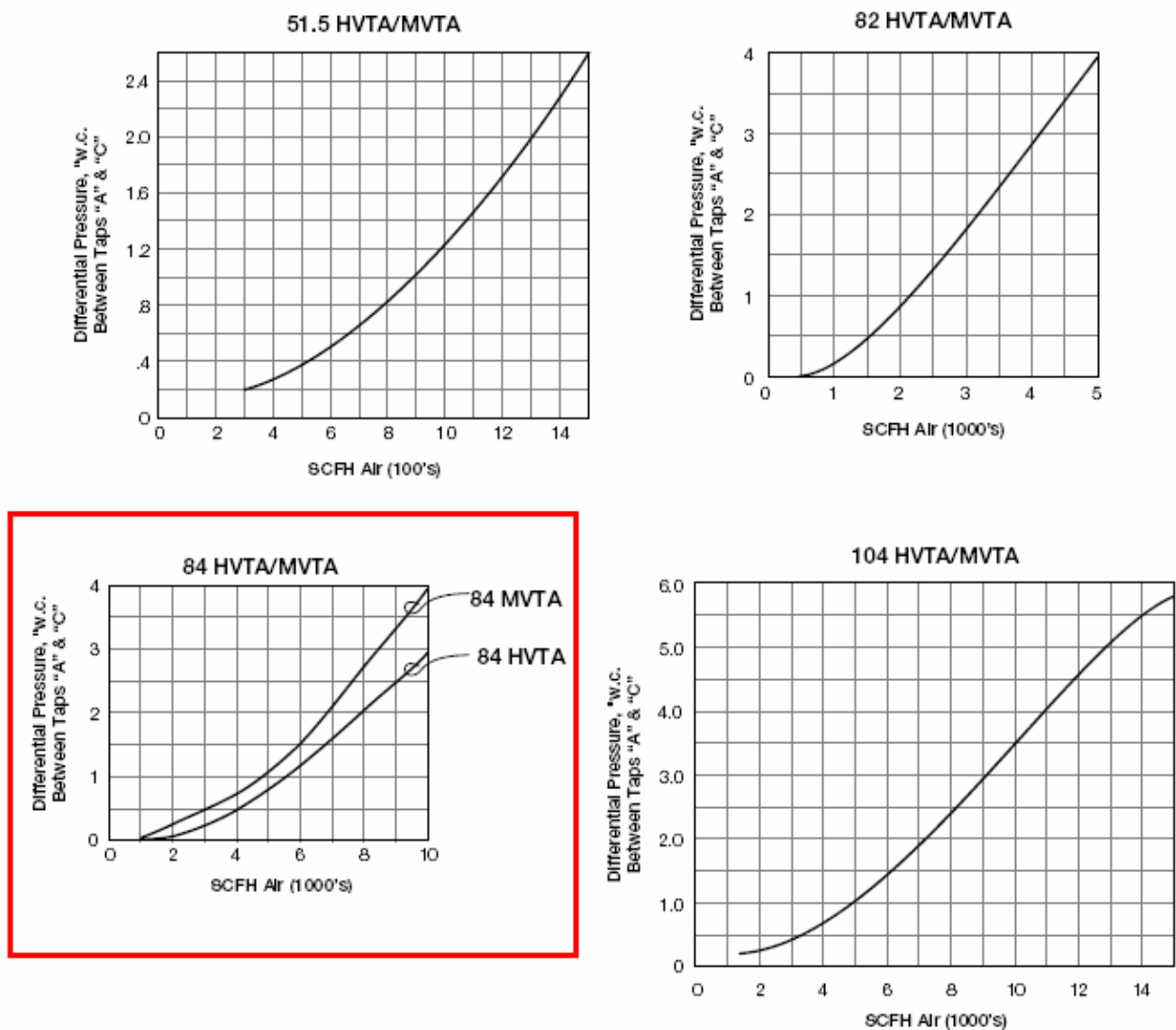
ECLIPSE COMBUSTION
ROCKFORD, ILLINOIS 61103 (815) 877-3031
CANADA: ECLIPSE THERMAL SYSTEMS
HOLLAND: FLAMECO-ECLIPSE
ENGLAND: ECLIPSE THERMAL SYSTEMS

2. Графика за настройка на въздушния поток към горелката

5.0 Air and Gas Flow Measurement

- 5.1 Air flow through the burner can be determined by measuring the differential pressure across taps "A" and "C" of the burner. The graphs in Figure 2 relate the measured pressure drop to air flow.
- 5.2 Gas flow through the 82 HVTA/MVTA burners can be determined by measuring the differential pressure across taps "B" and "C". Figure 3 relates the measured pressure drop to gas flow.
- 5.3 Gas pressure drops for 51.5 and 84 through 3216 HVTA/MVTA burners are too low to use as accurate flow estimates. Use separate metering orifices in the gas lines. When using metering orifices, provide a straight run at least ten pipe diameters upstream and at least five diameters downstream of each orifice. Failure to comply will cause inaccurate meter readings.

Figure 2-Air Flow Adjustment Data



3. Типична инсталационна схема и окомплектовка на горивната система

6.0 Initial Start-Up & Adjustment

6.1 Initial Settings

Close all manual and automatic gas valves including the gas balancing valves, pilot adjusting cocks, and pilot shutoff cocks.

Close the air balancing valves.

6.2 Adjust Control Valve Linkages

Air Control Valve (if used): Adjust the linkage of the air control valve so that the butterfly opens 75% (100% for reduced port butterfly valves) when the operator moves to the high fire limit of its stroke.

Gas Control Valve (if used): Adjust the linkage of the gas control valve so that the butterfly will move from about 20% open at the low fire limit of its stroke to 75% open (100% for reduced port butterfly valves) at the high fire limit.

6.3 Start Blower

Start the combustion air blower. Visually confirm that the fan or impeller is rotating in the correct direction. If rotation is wrong, have a qualified electrician change the wiring to the blower motor.

6.4 Adjust Air Flow

Proportioning Systems

Drive air control valve to high fire. Measuring air flow as described in section 5.0, gradually open each air balancing valve until the desired high fire air flow is reached. When all balancing valves in a zone have been adjusted, recheck the air flow measurements.

Adjust the linkage of the air control valve to produce the desired low fire air flow. Cycle the air control valve several times, checking high fire and low fire air flow measurements.

Drive air control valve to low fire.

Excess Air Systems

Measuring air flow as described in section 5.0, gradually open each air balancing valve until the desired high fire air flow is reached. When all balancing valves in a zone have been adjusted, recheck the air flow measurements.

Proportioning/Excess Air Systems

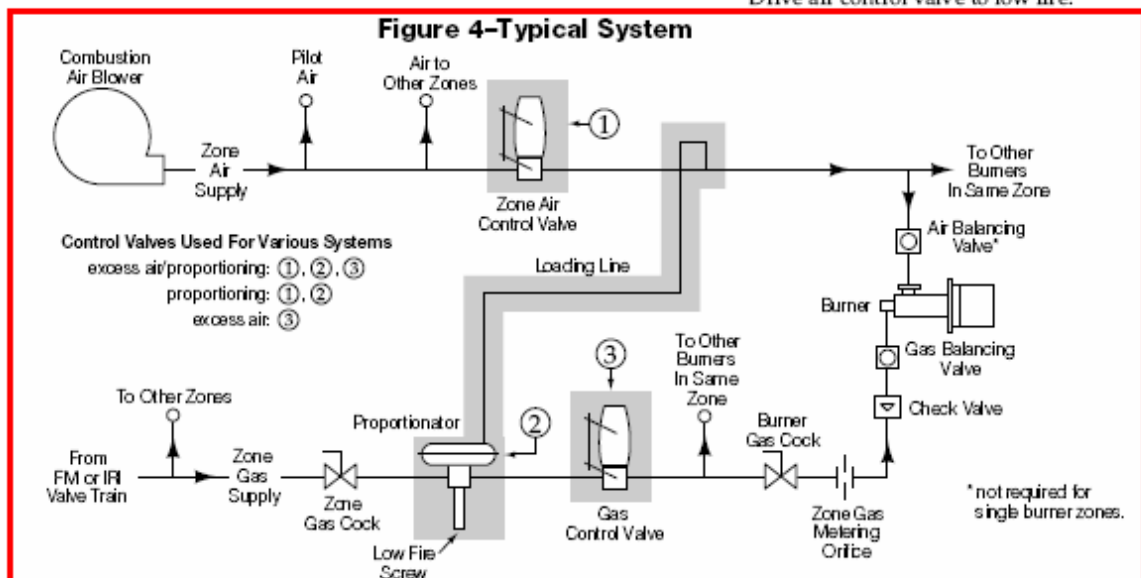
Switch control system to proportioning operation. This should lock the zone gas control valve (3) in the high fire position and release the zone air control valve (1) to the temperature controller.

Drive air control valve to high fire.

Measuring air flow as described in section 5.0, gradually open each air balancing valve until the desired high fire air flow is reached. When all balancing valves in a zone have been adjusted, recheck air flows.

Adjust the linkage of the air control valve to produce the desired low fire air flow. Cycle the air control valve several times, checking high fire and low fire air flows.

Drive air control valve to low fire.



ПРИЛОЖЕНИЕ 2

- Измерени in-situ стойности на налягането на природния газ и въздуха, подавани към шестте горелки за един работен цикъл на пещта.

Таблица 1

час	T, °C	Въздух, Pa	Разход газ	1		2		3		4		5		6	
				Газ, Pa	В-Х, Pa	Газ, Pa	В-Х, Pa	Газ, Pa	В-Х, Pa	Газ, Pa	В-Х, Pa	Газ, Pa	В-Х, Pa	Газ, Pa	В-Х, Pa
17	292	16	0	304	439	299	393	268	374	284	411	183	287	236	355
18	591	16	21	528	552	465	484	415	466	434	491	262	349	324	411
19	701	16	26	502	477	441	489	398	424	430	517	264	291	330	358
20	798	15	21	522	485	460	483	425	450	463	522	282	304	355	372
21	898	14	26	576	498	503	516	460	454	507	555	296	312	382	387
22	995	14	28	639	526	533	593	479	478	557	650	328	330	410	399
23	1082	17	34	685	556	573	598	487	495	579	597	337	341	421	407
24	1161	14	32	733	553	615	688	527	505	616	629	365	355	461	424
01	1239	17	38	781	580	647	697	562	522	666	678	384	364	486	440
02	1303	19	32	843	600	689	681	595	534	685	681	408	379	517	453
03	1378	19	39	892	616	729	724	645	564	722	692	422	391	561	473
04	4445	19	38	954	631	779	782	676	579	777	696	447	408	573	478
05	1513	16	52	1010	660	820	770	694	590	810	642	464	415	593	482
06	1550	19	37	1006	662	819	666	732	602	815	728	473	422	604	511
07	1590	18	43	1010	775	805	650	710	620	800	700	460	500	590	570
08	1590	16	39	900	720	710	620	640	600	650	640	400	450	500	550

2. Определяне на скоростта на изтичане на гориво (природен газ) през дюзите на горелката

Таблица 2

Измерено налягане на природния газ по горелки - Δp , Pa							
Час	1	2	3	4	5	6	Σp
1	304	299	268	284	183	236	1574
2	528	465	415	434	262	324	2428
3	502	441	398	430	264	330	2365
4	522	460	425	463	282	355	2507
5	576	503	460	507	296	382	2724
6	639	533	479	557	328	410	2946
7	685	573	487	579	337	421	3082
8	733	615	527	616	365	461	3317
9	781	647	562	666	384	486	3526
10	843	689	595	685	408	517	3737
11	892	729	645	722	422	561	3971
12	954	779	676	777	447	573	4206
13	1010	820	694	810	464	593	4391
14	1006	819	732	815	473	604	4449
15	1010	805	710	800	460	590	4375
16	900	710	640	650	400	500	3800

Таблица 3

Дялове на разхода на природен газ през горелките							
Час	1	2	3	4	5	6	Сума
1	0,193	0,19	0,17	0,18	0,116	0,15	0,999
2	0,217	0,192	0,171	0,179	0,108	0,133	1
3	0,212	0,186	0,168	0,182	0,112	0,14	1
4	0,208	0,183	0,17	0,185	0,112	0,142	1
5	0,211	0,185	0,169	0,186	0,109	0,14	1
6	0,217	0,181	0,163	0,189	0,111	0,139	1
7	0,222	0,186	0,158	0,188	0,109	0,137	1
8	0,221	0,185	0,159	0,186	0,11	0,139	1
9	0,221	0,183	0,159	0,189	0,109	0,138	0,999
10	0,226	0,184	0,159	0,183	0,109	0,138	0,999
11	0,225	0,184	0,162	0,182	0,106	0,141	1
12	0,227	0,185	0,161	0,185	0,106	0,136	1
13	0,23	0,187	0,158	0,184	0,106	0,135	1
14	0,226	0,184	0,165	0,183	0,106	0,136	1
15	0,231	0,184	0,162	0,183	0,105	0,135	1
16	0,237	0,187	0,168	0,171	0,105	0,132	1

Таблица 4

Разход на природен газ през горелките – m^3/h							
Час	1	2	3	4	5	6	Разход
0	0	0	0	0	0	0	0
1	4,557	4,032	3,591	3,759	2,268	2,793	21
2	5,512	4,836	4,368	4,732	2,912	3,64	26
3	4,368	3,843	3,57	3,885	2,352	2,982	21
4	5,486	4,81	4,394	4,836	2,834	3,64	26
5	6,076	5,068	4,564	5,292	3,108	3,892	28
6	7,548	6,324	5,372	6,392	3,706	4,658	34

7	7,072	5,92	5,088	5,952	3,52	4,448	32
8	8,398	6,954	6,042	7,182	4,142	5,244	38
9	7,232	5,888	5,088	5,856	3,488	4,416	32
10	8,775	7,176	6,318	7,098	4,134	5,499	39
11	8,626	7,03	6,118	7,03	4,028	5,168	38
12	11,96	9,724	8,216	9,568	5,512	7,02	52
13	8,362	6,808	6,105	6,771	3,922	5,032	37
14	9,933	7,912	6,966	7,869	4,515	5,805	43
15	9,243	7,293	6,552	6,669	4,095	5,148	39

Брой на горелки $n = 6$

Обща площ на отворите за въздух на една горелка

$F_{\text{вздох}} = 0,000314 \text{ m}^2$ Диаметър на отвора 0,01 m Общо 0,001884 m^2

Площ на отвора за гориво на една горелка

$F_{\text{гор}} = 0,000113 \text{ m}^2$ Диаметър на отвора 0,012 m 0,000678 m^2

Таблица 5

Скорост на природен газ на изхода на дюзите на горелките – m/s						
s	1	2	3	4	5	6
0	0,000	0,000	0,000	0,000	0,000	0,000
3600	11,202	9,912	8,827	9,240	5,575	6,866
7200	13,550	11,888	10,737	11,632	7,158	8,948
10800	10,737	9,447	8,776	9,550	5,782	7,330
14400	13,486	11,824	10,801	11,888	6,967	8,948
18000	14,936	12,458	11,219	13,009	7,640	9,567
21600	18,555	15,546	13,206	15,713	9,110	11,450
25200	17,384	14,553	12,507	14,631	8,653	10,934
28800	20,644	17,094	14,853	17,655	10,182	12,891
32400	17,778	14,474	12,507	14,395	8,574	10,855
36000	21,571	17,640	15,531	17,448	10,162	13,518
39600	21,205	17,281	15,039	17,281	9,902	12,704
43200	29,400	23,904	20,197	23,520	13,550	17,257
46800	20,556	16,735	15,007	16,645	9,641	12,370
50400	24,417	19,449	17,124	19,344	11,099	14,270
54000	22,721	17,928	16,106	16,394	10,066	12,655

3. Определяне на скоростта на изтичане на въздуха през дюзите на горелките

Таблица 6

Измерено налягане на въздуха по горелки - Δр, Ра						
1	2	3	4	5	6	Σр
439	393	374	411	287	355	2259
552	484	466	491	349	411	2753
477	489	424	517	291	358	2556
485	483	450	522	304	372	2616
498	516	454	555	312	387	2722
526	593	478	650	330	399	2976
556	598	495	597	341	407	2994
553	688	505	629	355	424	3154
580	697	522	678	364	440	3281
600	681	534	681	379	453	3328
616	724	564	692	391	473	3460

631	782	579	696	408	478	3574
660	770	590	642	415	482	3559
662	666	602	728	422	511	3591
775	650	620	700	500	570	3815
720	620	600	640	450	550	3580

Таблица 7

Дялове на разхода на въздух през горелките						
1	2	3	4	5	6	Сума
0,194	0,174	0,166	0,182	0,127	0,157	1
0,201	0,176	0,169	0,178	0,127	0,149	1
0,187	0,191	0,166	0,202	0,114	0,14	1
0,185	0,185	0,172	0,2	0,116	0,142	1
0,183	0,19	0,167	0,204	0,115	0,142	1,001
0,177	0,199	0,161	0,218	0,111	0,134	1
0,186	0,2	0,165	0,199	0,114	0,136	1
0,175	0,218	0,16	0,199	0,113	0,134	0,999
0,177	0,212	0,159	0,207	0,111	0,134	1
0,18	0,205	0,16	0,205	0,114	0,136	1
0,178	0,209	0,163	0,2	0,113	0,137	1
0,177	0,219	0,162	0,195	0,114	0,134	1,001
0,185	0,216	0,166	0,18	0,117	0,135	0,999
0,184	0,185	0,168	0,203	0,118	0,142	1
0,203	0,17	0,163	0,183	0,131	0,149	0,999
0,201	0,173	0,168	0,179	0,126	0,154	1,001

Таблица 8

Разход на въздух през горелките – m ³ /h						
1	2	3	4	5	6	Разход
0	0	0	0	0	0	0
158,589	138,864	133,341	140,442	100,203	117,561	789
147,543	150,699	130,974	159,378	89,946	110,46	789
141,155	141,155	131,236	152,6	88,508	108,346	763
134,871	140,03	123,079	150,348	84,755	104,654	737
130,449	146,663	118,657	160,666	81,807	98,758	737
151,218	162,6	134,145	161,787	92,682	110,568	813
128,975	160,666	117,92	146,663	83,281	98,758	737
143,901	172,356	129,267	168,291	90,243	108,942	813
154,98	176,505	137,76	176,505	98,154	117,096	861
153,258	179,949	140,343	172,2	97,293	117,957	861
152,397	188,559	139,482	167,895	98,154	115,374	861
145,965	170,424	130,974	142,02	92,313	106,515	789
158,424	159,285	144,648	174,783	101,598	122,262	861
169,911	142,29	136,431	153,171	109,647	124,713	837
158,589	136,497	132,552	141,231	99,414	121,506	789

Брой на горелки n = 6

Обща площ на отворите за въздух на една горелка

$$F_{\text{вздух}} = 0,000314 \text{ m}^2$$

Диаметър на отвора

0,01 m

Общо

0,001884 m²

Площ на отвора за гориво на една горелка

$$F_{\text{гор}} = 0,000113 \text{ m}^2$$

Диаметър на отвора

0,012 m

0,000678 m²

Таблица 9

Скорост на въздуха на изхода на дюзите на горелките – m/s						
s	1	2	3	4	5	6
0	0,000	0,000	0,000	0,000	0,000	0,000
3600	140,295	122,845	117,959	124,241	88,644	103,999
7200	130,523	133,315	115,865	140,993	79,570	97,718
10800	124,872	124,872	116,097	134,996	78,298	95,847
14400	119,313	123,877	108,881	133,004	74,978	92,581
18000	115,401	129,744	104,969	142,132	72,370	87,366
21600	133,774	143,843	118,670	143,124	81,990	97,813
25200	114,097	142,132	104,317	129,744	73,674	87,366
28800	127,301	152,473	114,355	148,877	79,833	96,375
32400	137,102	156,144	121,868	156,144	86,831	103,588
36000	135,579	159,191	124,153	152,335	86,070	104,350
39600	134,817	166,807	123,392	148,527	86,831	102,065
43200	129,127	150,764	115,865	125,637	81,664	94,228
46800	140,149	140,910	127,962	154,620	89,878	108,158
50400	150,311	125,876	120,693	135,502	96,998	110,326
54000	140,295	120,751	117,261	124,939	87,946	107,489

4. Данни за разпределение на разхода на гориво и въздух по горелки - фиг. 3.5

4.1. Данни за разпределение на разхода на гориво по горелки – m³/h

Таблица 10

Време, h	1 долна	2 горна	3 горна	4 горна	5 долна	6 долна	Общо
1	4,557	4,032	3,591	3,759	2,268	2,793	21
2	5,512	4,836	4,368	4,732	2,912	3,64	26
3	4,368	3,843	3,57	3,885	2,352	2,982	21
4	5,486	4,81	4,394	4,836	2,834	3,64	26
5	6,076	5,068	4,564	5,292	3,108	3,892	28
6	7,548	6,324	5,372	6,392	3,706	4,658	34
7	7,072	5,92	5,088	5,952	3,52	4,448	32
8	8,398	6,954	6,042	7,182	4,142	5,244	38
9	7,232	5,888	5,088	5,856	3,488	4,416	32
10	8,775	7,176	6,318	7,098	4,134	5,499	39
11	8,626	7,03	6,118	7,03	4,028	5,168	38
12	11,96	9,724	8,216	9,568	5,512	7,02	52
13	8,362	6,808	6,105	6,771	3,922	5,032	37
14	9,933	7,912	6,966	7,869	4,515	5,805	43
15	9,243	7,293	6,552	6,669	4,095	5,148	39

4.2. Данни за разпределение на разхода на въздух по горелки – m³/h

Таблица 11

Време, h	1 долна	2 горна	3 горна	4 горна	5 долна	6 долна	Общо
1	158,589	138,864	133,341	140,442	100,203	117,561	789
2	147,543	150,699	130,974	159,378	89,946	110,46	789
3	141,155	141,155	131,236	152,6	88,508	108,346	763
4	134,871	140,03	123,079	150,348	84,755	104,654	737
5	130,449	146,663	118,657	160,666	81,807	98,758	737
6	151,218	162,6	134,145	161,787	92,682	110,568	813
7	128,975	160,666	117,92	146,663	83,281	98,758	737
8	143,901	172,356	129,267	168,291	90,243	108,942	813
9	154,98	176,505	137,76	176,505	98,154	117,096	861

10	153,258	179,949	140,343	172,2	97,293	117,957	861
11	152,397	188,559	139,482	167,895	98,154	115,374	861
12	145,965	170,424	130,974	142,02	92,313	106,515	789
13	158,424	159,285	144,648	174,783	101,598	122,262	861
14	169,911	142,29	136,431	153,171	109,647	124,713	837
15	158,589	136,497	132,552	141,231	99,414	121,506	789

5. Данни за изменение на коефициента на излишък на въздух α по горелки - фиг. 3.6.

Таблица 12

Време, h	1 долна	2 горна	3 горна	4 горна	5 долна	6 долна
1	3,72	3,68	3,96	3,99	4,72	4,49
2	2,86	3,33	3,2	3,6	3,3	3,24
3	3,45	3,92	3,92	4,19	4,02	3,88
4	2,62	3,11	2,99	3,32	3,19	3,07
5	2,29	3,09	2,78	3,24	2,81	2,71
6	2,14	2,75	2,67	2,7	2,67	2,53
7	1,95	2,9	2,47	2,63	2,53	2,37
8	1,83	2,65	2,28	2,5	2,33	2,22
9	2,29	3,2	2,89	3,22	3	2,83
10	1,86	2,68	2,37	2,59	2,51	2,29
11	1,89	2,86	2,43	2,55	2,6	2,38
12	1,3	1,87	1,7	1,58	1,79	1,62
13	2,02	2,5	2,53	2,76	2,77	2,59
14	1,83	1,92	2,09	2,08	2,59	2,29
15	1,83	2	2,16	2,26	2,59	2,52

6. Изчисляване на коефициента на топлопреминаване U^* , W/(m²K)

Таблица 13. Работеща пещ

Време, h	°C	K	$\dot{Q}_{si}$, kW	Площ на свода, m ²	U^* W/(m ² K)	U^* средно W/(m ² K)
0	20	293	9,666	1,43	0,0	7,4
1	591	864	9,666	1,43	11,8	
2	701	974	6,181	1,43	6,3	
3	798	1071	6,657	1,43	6,0	
4	898	1171	7,019	1,43	5,6	
5	995	1268	7,605	1,43	5,5	5,1
6	1082	1355	7,862	1,43	5,2	
7	1161	1434	8,126	1,43	5,0	
8	1239	1512	8,369	1,43	4,8	
9	1303	1576	8,599	1,43	4,7	4,5
10	1378	1651	8,800	1,43	4,5	
11	1445	1718	8,978	1,43	4,4	
12	1513	1786	9,123	1,43	4,3	
13	1550	1823	9,237	1,43	4,2	4,1
14	1590	1863	10,341	1,43	4,6	
15	1590	1863	8,070	1,43	3,6	

Време, h	°C	K	$\dot{Q}_{si}$, kW	Площ на стениите, m ²	U* W/(m ² K)	U* _{средно} W/(m ² K)
0	20	293	30,354	4,474	0,0	7,0
1	591	864	30,354	4,474	11,9	
2	701	974	18,113	4,474	5,9	
3	798	1071	18,707	4,474	5,4	
4	898	1171	19,261	4,474	4,9	
5	995	1268	19,553	4,474	4,5	4,1
6	1082	1355	20,049	4,474	4,2	
7	1161	1434	20,437	4,474	4,0	
8	1239	1512	20,701	4,474	3,8	
9	1303	1576	20,882	4,474	3,6	3,4
10	1378	1651	20,977	4,474	3,5	
11	1445	1718	20,989	4,474	3,3	
12	1513	1786	20,917	4,474	3,1	
13	1550	1823	20,763	4,474	3,0	2,6
14	1590	1863	19,322	4,474	2,8	
15	1590	1863	14,838	4,474	2,1	

Време, h	°C	K	$\dot{Q}_{si}$, kW	Площ на пода, m ²	U* W/(m ² K)	U* _{средно} W/(m ² K)
0	20	293	7,848	1,21	0,0	7,1
1	591	864	7,848	1,21	11,4	
2	701	974	5,011	1,21	6,1	
3	798	1071	5,393	1,21	5,7	
4	898	1171	5,764	1,21	5,4	
5	995	1268	6,019	1,21	5,1	4,8
6	1082	1355	6,245	1,21	4,9	
7	1161	1434	6,437	1,21	4,7	
8	1239	1512	6,642	1,21	4,5	
9	1303	1576	6,795	1,21	4,4	4,1
10	1378	1651	6,915	1,21	4,2	
11	1445	1718	6,994	1,21	4,1	
12	1513	1786	7,032	1,21	3,9	
13	1550	1823	7,031	1,21	3,8	3,5
14	1590	1863	7,165	1,21	3,8	
15	1590	1863	5,568	1,21	2,9	

Степен на чернота

°C	ε, -
от 20 до 900	0,4
от 901 до 1550	0,345
от 1551 до 1700	0,29

Таблица 14. Реконструирана пещ

час	°C	K	$\dot{Q}_{si}$, kW	Площ на свода, m ²	U* W/(m ² K)	U* _{средно} W/(m ² K)
0	80	353	4,315	1,3671	0,0	11,0
1	230	503	4,315	1,3671	15,0	
2	380	653	5,792	1,3671	11,8	
3	530	803	7,372	1,3671	10,6	
4	680	953	8,818	1,3671	9,8	
5	777	1050	8,250	1,3671	8,0	
6	874	1147	8,896	1,3671	7,6	7,3
7	971	1244	9,607	1,3671	7,4	
8	1068	1341	10,373	1,3671	7,2	
9	1165	1438	11,199	1,3671	7,2	
10	1262	1535	12,079	1,3671	7,1	
11	1359	1632	13,024	1,3671	7,1	
12	1456	1729	14,033	1,3671	7,1	
13	1553	1826	15,115	1,3671	7,2	6,1
14	1590	1863	12,291	1,3671	5,7	
15	1590	1863	11,670	1,3671	5,4	

час	°C	K	$\dot{Q}_{si}$, kW	Площ на стените, m ²	U* W/(m ² K)	U* _{средно} W/(m ² K)
0	80	353	13,551	4,8296	0,0	9,0
1	230	503	13,551	4,8296	13,4	
2	380	653	16,975	4,8296	9,8	
3	530	803	20,718	4,8296	8,4	
4	680	953	24,195	4,8296	7,6	
5	777	1050	21,211	4,8296	5,8	
6	874	1147	22,684	4,8296	5,5	5,0
7	971	1244	24,162	4,8296	5,3	
8	1068	1341	25,658	4,8296	5,1	
9	1165	1438	27,196	4,8296	4,9	
10	1262	1535	28,794	4,8296	4,8	
11	1359	1632	30,448	4,8296	4,7	
12	1456	1729	32,175	4,8296	4,6	
13	1553	1826	33,974	4,8296	4,6	3,5
14	1590	1863	22,966	4,8296	3,0	
15	1590	1863	21,458	4,8296	2,8	

час	°C	K	$\dot{Q}_{si}$, kW	Площ на пода, m ²	U* W/(m ² K)	U* _{средно} W/(m ² K)
0	80	353	3,504	1,21	0,0	10,1
1	230	503	3,504	1,21	13,8	
2	380	653	4,696	1,21	10,8	
3	530	803	5,973	1,21	9,7	
4	680	953	7,240	1,21	9,1	
5	777	1050	6,529	1,21	7,1	
6	874	1147	7,065	1,21	6,8	
7	971	1244	7,610	1,21	6,6	

8	1068	1341	8,233	1,21	6,5	6,4
9	1165	1438	8,850	1,21	6,4	
10	1262	1535	9,492	1,21	6,3	
11	1359	1632	10,146	1,21	6,3	
12	1456	1729	10,816	1,21	6,2	
13	1553	1826	11,505	1,21	6,2	
14	1590	1863	8,516	1,21	4,5	5,0
15	1590	1863	8,052	1,21	4,2	

Степен на чернота

°C	ε, -
от 20 до 800	0,4
от 801 до 1500	0,345
от 1501 до 1700	0,29

7. Процедура за извеждане на зависимост между скоростите на входящите въздух и гориво и времето за шестте горелки по метода на най-малките квадрати в средата на софтуер MAPLE

Модел:

> restart :

$X := [0, 3600, 7200, 10800, 14400];$

$[0, 3600, 7200, 10800, 14400]$

$Y := [0, 23.382, 21.754, 20.812, 19.885];$

$[0, 23.382, 21.754, 20.812, 19.885]$

> with(Statistics);

> $A := \text{ScatterPlot}(X, Y)$

$\text{PLOT}(\dots)$

with(CurveFitting);

$[\text{ArrayInterpolation}, \text{BSpline}, \text{BSplineCurve}, \text{Interactive}, \text{LeastSquares},$
 $\text{PolynomialInterpolation}, \text{RationalInterpolation}, \text{Spline},$
 $\text{ThieleInterpolation}]$

$\text{LeastSquares}(X, Y, x, \text{curve} = a \cdot x^2 + b \cdot x + c)$

$-\frac{30073}{35} + \frac{6161}{4200}x - \frac{407}{7560000}x^2$

$g := \text{unapply}(\text{LeastSquares}(X, Y, x, \text{curve} = e \cdot x^4 + a \cdot x^3 + b \cdot x^2 + c \cdot x$
 $+ d), x)$

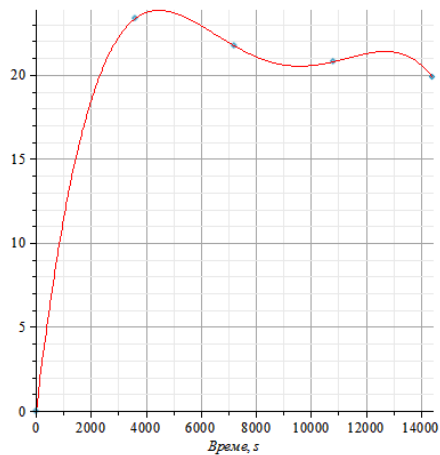
$$x \rightarrow 0.014178912037033269x - 0.0000028887249228380078x^2 \\ + 2.330764889115784 \cdot 10^{-10}x^3 - 6.540929593424831 \cdot 10^{-15}x^4$$

$A1 := \text{plot}(g(x), x = 0 \dots 14400)$

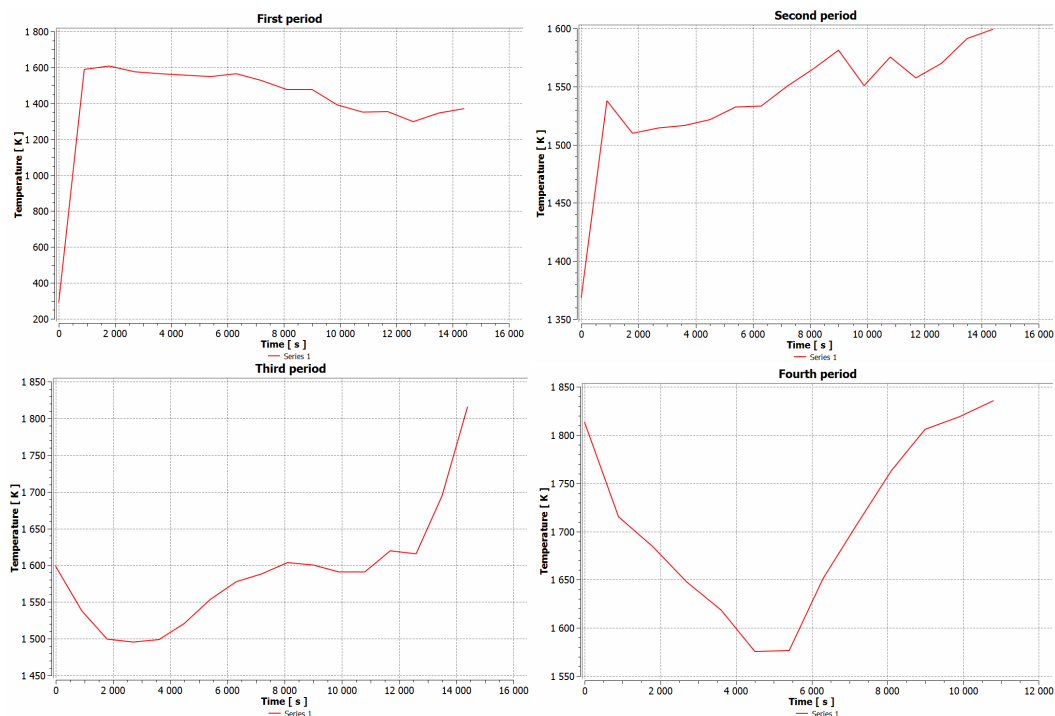
$\text{PLOT}(\dots)$

$\text{with}(\text{plots}) :$

$\triangleright \text{display}(A, A1)$



8. Графично представяне на изменението на температурата в контролна точка от пещта, получено при числено симулиране на процесите в работещата камера. Графиките са генерирани в среда на ANSYS CFX.



9. Контролирани и изчислени температури в областта на контролната термодвойка

Таблица 15

Час	Контролирана температурна крива	Резултантна крива (числени симулации)
h	°C	°C
0	292	20
1	591	1227
2	701	1227
3	798	1127
4	898	1187
5	995	1291
6	1082	1324
7	1161	1362
8	1239	1417
9	1303	1367
10	1378	1429
11	1445	1417
12	1513	1622
13	1550	1397
14	1590	1505
15	1590	1657

ПРИЛОЖЕНИЕ 3

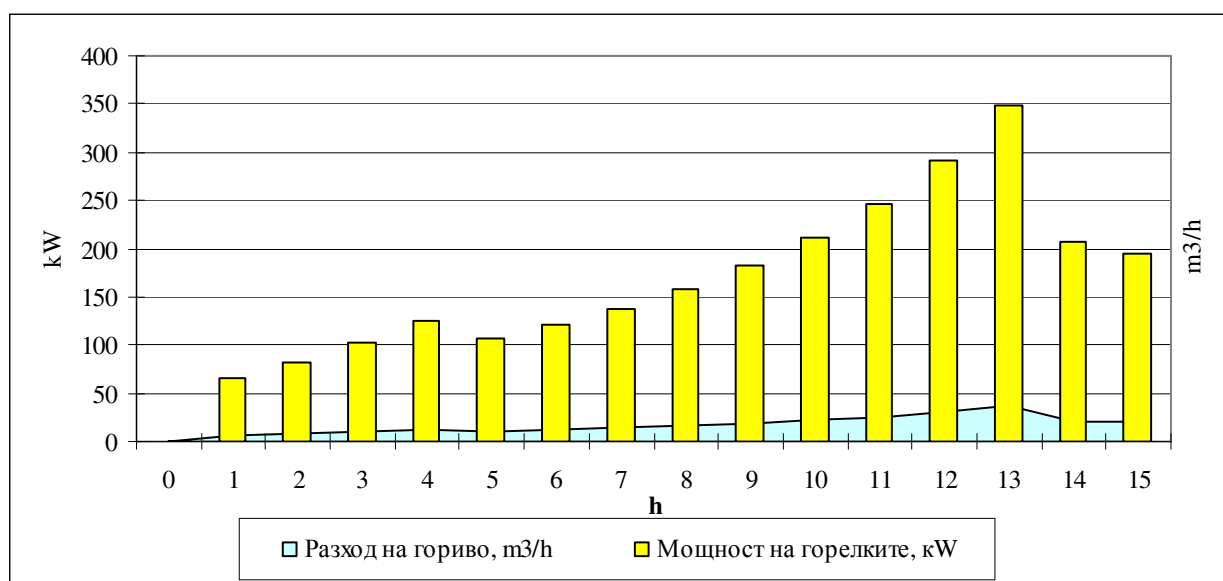
1. Експлоатационни данни за горелка **Bruciatore-i POPPI**

Природен газ – калоричност 34848 kJ/m³

N = 40 kW (40-50)

P_{газ} = 50-70 mbar

P_{вздох} = 50-80 mbar



2. Монтажна схема на горелката



ПРИЛОЖЕНИЕ 4

1. Определяне на топлинните загуби през ограждащите елементи на печта. Моделно изследване на топлинните потоци през стените чрез утвърдени модели [11].

Таблица 1

Време	Време	$\dot{Q}_{si}$ - свод	$\dot{Q}_{si}$ - стени	$\dot{Q}_{si}$ - под	$\dot{Q}_{si}$ - общо
h	s	kW	kW	kW	kW
0	0	0	0	0	0
1	3600	4,3152	13,5508	3,5036	21,370
2	7200	5,7924	16,9752	4,696	27,464
3	10800	7,3724	20,7184	5,9728	34,064
4	14400	8,8176	24,1948	7,24	40,252
5	18000	8,2496	21,2112	6,5292	35,990
6	21600	8,8956	22,684	7,0652	38,645
7	25200	9,6068	24,162	7,6096	41,378
8	28800	10,3728	25,658	8,2328	44,264
9	32400	11,1988	27,196	8,85	47,245
10	36000	12,0792	28,794	9,4916	50,365
11	39600	13,024	30,4484	10,1456	53,618
12	43200	14,0332	32,1752	10,816	57,024
13	46800	15,1148	33,9744	11,5048	60,594
14	50400	12,2908	22,9656	8,5164	43,773
15	54000	11,67	21,458	8,0524	41,180
		152,8332	366,166	118,226	637,225

2. Топлинен баланс на проекто-печта съгласно уравнението на топлинния баланс в матричен вид (2.17)

Таблица 2

Време	$\dot{Q}_{si}$	$Q_{\text{прод+огн}}$	Q_g	Q_g	$Q_{\text{дим.г.}}$	$Q_{\text{вздх}}$	B
s	kW	kW	kJ/m ³	kJ/m ³	kJ/m ³	kJ/m ³	m ³ /s
0	0,00	0	34848	36,00	8492,27	1916,85	0,00000
3600	21,37	26,842	34848	36,00	11237,29	1916,85	0,00189
7200	27,46	26,843	34848	36,00	13702,46	1916,85	0,00235
10800	34,06	26,843	34848	36,00	15980,66	1916,85	0,00293
14400	40,25	26,843	34848	36,00	18122,55	1916,85	0,00359
18000	35,99	17,316	34848	36,00	19450,22	1916,85	0,00307
21600	38,64	17,316	34848	36,00	20740,08	1916,85	0,00348
25200	41,38	17,316	34848	36,00	21996,85	1916,85	0,00396
28800	44,26	17,316	34848	36,00	23224,32	1916,85	0,00454
32400	47,24	17,316	34848	36,00	24425,63	1916,85	0,00522
36000	50,36	17,316	34848	36,00	25603,38	1916,85	0,00604
39600	53,62	17,316	34848	36,00	26759,77	1916,85	0,00706
43200	57,02	17,316	34848	36,00	27896,68	1916,85	0,00835
46800	60,59	17,316	34848	36,00	29015,73	1916,85	0,01001
50400	43,77	0,001435	34848	36,00	29438,18	1916,85	0,00595
54000	41,18	0,000001	34848	36,00	29438,18	1916,85	0,00559

Таблица 2 - продължение

Време	B,	B _{int} ,	Т.крива	T _{изх.газ}	T _{изх} ,	C _p дим.г.,	Площ на камерата	T _{взлх}	C _p възлх,
s	m ³ /h	m ³ /h	К	К	°C	kJ/(kgK)	m ²	К	kJ/(kgK)
0	5,00	5,0	353	834,54718	561,5472	1,454133	7,4414	373	1,30864
3600	6,79	5,894711	503	996,20229	723,2023	1,494062	7,4414	395	1,3126
7200	8,46	7,626688	653	1135,0634	862,0634	1,528361	7,4414	417	1,31656
10800	10,53	9,497629	803	1258,6973	985,6973	1,558898	7,4414	439	1,32052
14400	12,93	11,73154	953	1371,229	1098,229	1,586694	7,4414	461	1,32448
18000	11,06	11,99599	1050	1439,3228	1166,323	1,603513	7,4414	483	1,32844
21600	12,54	11,80187	1147	1504,3374	1231,337	1,619571	7,4414	505	1,3324
25200	14,27	13,40835	1244	1566,6563	1293,656	1,634964	7,4414	527	1,33636
28800	16,33	15,30091	1341	1626,5894	1353,589	1,649768	7,4414	549	1,34032
32400	18,78	17,55483	1438	1684,3913	1411,391	1,664045	7,4414	571	1,34428
36000	21,76	20,27022	1535	1740,2744	1467,274	1,677848	7,4414	593	1,34824
39600	25,43	23,5956	1632	1794,418	1521,418	1,691221	7,4414	615	1,3522
43200	30,06	27,74397	1729	1846,9751	1573,975	1,704203	7,4414	637	1,35616
46800	36,03	33,04168	1826	1898,0774	1625,077	1,716825	7,4414	659	1,36012
50400	21,40	28,71536	1863	1917,2113	1644,211	1,721551	7,4414	681	1,36408
54000	20,13	20,76875	1863	1917,2113	1644,211	1,721551	7,4414	703	1,36804

Общо: 263,9481

3. Изчисляване на скоростите на въздуха и природния газ, подавани през дюзите на горелките – долен и горен кръг.

Таблица 3

Часа	Секунди					ГОРИВО				ВЪЗДУХ				
		Балансов	Долен	Горен	В, m³/s		Скорост, m/s		V _a = α V _o	Температура на въздуха	Скорост, m/s			
		разход			Температура на газа	Площ на отворите	за 4 горелки, m²	за 4 горелки, m²						
											В, m³/s	20°C	m³/m³	150°C
		В, m³/s	кръг 1234	кръг 5678	20°C		за 4 горелки, m²		m³/m³	150°C	за 4 горелки, m²			
			60%	40%			0,00008792				0,00158256			
			Долен	Горен	Долен	Горен	Долен	Горен			Долен	Горен		
0	0	0,00000	0	0	0	0	0,000	0,000	10,186	1,549451	0,000	0,000		
1	3600	0,00189	0,00113157	0,000754	0,0012145	0,0008096	13,813	9,209	10,186	1,549451	11,285	7,523		
2	7200	0,00235	0,00141066	0,000940	0,001514	0,0010093	17,220	11,480	10,186	1,549451	14,068	9,379		
3	10800	0,00293	0,00175522	0,001170	0,0018838	0,0012559	21,426	14,284	10,186	1,549451	17,505	11,670		
4	14400	0,00359	0,00215529	0,001437	0,0023132	0,0015421	26,310	17,540	10,186	1,549451	21,495	14,330		
5	18000	0,00307	0,00184337	0,001229	0,0019784	0,0013189	22,502	15,002	10,186	1,549451	18,384	12,256		
6	21600	0,00348	0,00209059	0,001394	0,0022437	0,0014958	25,520	17,014	10,186	1,549451	20,849	13,899		
7	25200	0,00396	0,00237886	0,001586	0,0025531	0,0017021	29,039	19,360	10,186	1,549451	23,724	15,816		
8	28800	0,00454	0,00272144	0,001814	0,0029208	0,0019472	33,221	22,148	10,186	1,549451	27,141	18,094		
9	32400	0,00522	0,00313016	0,002087	0,0033595	0,0022397	38,211	25,474	10,186	1,549451	31,217	20,811		
10	36000	0,00604	0,00362658	0,002418	0,0038923	0,0025948	44,270	29,514	10,186	1,549451	36,167	24,112		
11	39600	0,00706	0,00423863	0,002826	0,0045491	0,0030328	51,742	34,495	10,186	1,549451	42,271	28,181		
12	43200	0,00835	0,00500936	0,003340	0,0053764	0,0035842	61,150	40,767	10,186	1,549451	49,958	33,305		
13	46800	0,01001	0,00600453	0,004003	0,0064444	0,0042963	73,299	48,866	10,186	1,549451	59,883	39,922		
14	50400	0,00595	0,00366726	0,002378	0,0038286	0,0025524	43,546	29,031	10,186	1,549451	35,576	23,717		
15	54000	0,00559	0,00335566	0,002237	0,0036015	0,002401	40,963	27,309	10,186	1,549451	33,466	22,310		

Теоретично количество въздух за изгаряне на 1m³ природен газ

$$V_o = 9,26 \text{ m}^3/\text{m}^3$$

Коефициент на излишък на въздух

$$\alpha = 1,1$$

Действителното количество въздух, необходимо за горенето

$$V_a = \alpha V_o \quad 10,186 \text{ m}^3/\text{m}^3$$

4. Получаване на уравненията за скоростите на входящите въздух и гориво за всичките осем горелки по метода на най-малките квадрати чрез използването на лицензиран софтуер MAPLE

Модел:

> restart :

$X := [0, 3600, 7200, 10800, 14400, 18000];$
 $[0, 3600, 7200, 10800, 14400, 18000]$

$Y := [0, 7.523, 9.379, 11.67, 14.33, 12.256];$
 $[0, 7.523, 9.379, 11.67, 14.33, 12.256]$

with(Statistics);

> $A := \text{ScatterPlot}(X, Y)$
 $\text{PLOT}(\dots)$

with(CurveFitting);

$[\text{ArrayInterpolation}, \text{BSpline}, \text{BSplineCurve}, \text{Interactive}, \text{LeastSquares},$
 $\text{PolynomialInterpolation}, \text{RationalInterpolation}, \text{Spline},$
 $\text{ThieleInterpolation}]$

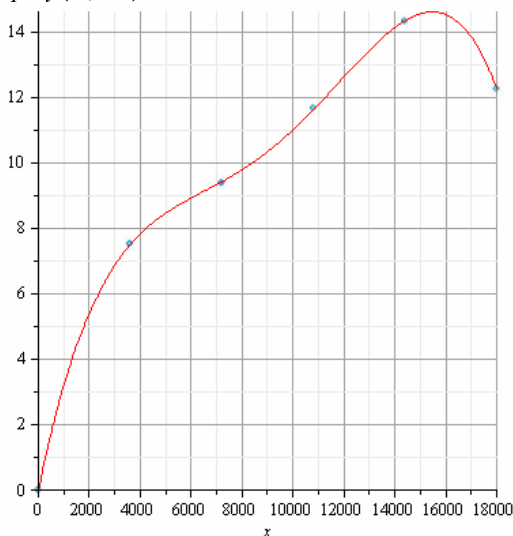
$\text{LeastSquares}(X, Y, x, \text{curve} = a \cdot x^2 + b \cdot x + c)$
 $0.528750000000005 + 0.00177694543650794x$
 $- 6.16856812169312 \cdot 10^{-8} x^2$

$g := \text{unapply}(\text{LeastSquares}(X, Y, x, \text{curve} = e \cdot x^4 + a \cdot x^3 + b \cdot x^2 + c \cdot x$
 $+ d), x)$
 $x \rightarrow 0.004488095233396215 + 0.003787026014125771x$
 $- 6.388519161569392 \cdot 10^{-7} x^2 + 5.092026987162007 \cdot 10^{-11} x^3$
 $- 1.3898266032348129 \cdot 10^{-15} x^4$

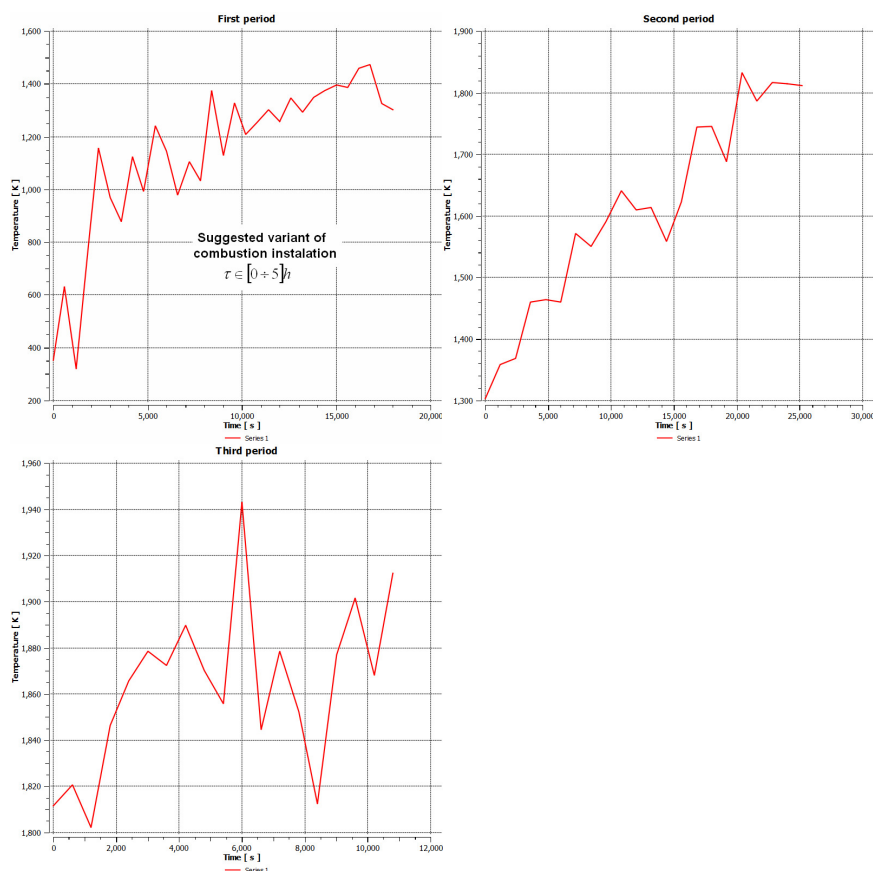
$A1 := \text{plot}(g(x), x = 0 .. 18000)$
 $\text{PLOT}(\dots)$

with(plots) :

display(A, A1)



5. Получени резултати за температурата в контролната точка (термодвойка) след проведено числено симулиране на процесите в проектната камера. Графиките са генерирани от софтуер ANSYS CFX.



6. Данни за разхода на природен газ (с температура 20°C) и въздух за горене (с температура 150°C) - фиг. 3.23.

Таблица 4

Време	B,	Va,
h	m ³ /s	m ³ /s
0	0,000000	0,000000
1	0,002024	0,031946
2	0,002523	0,039825
3	0,003140	0,049553
4	0,003855	0,060847
5	0,003297	0,052041
6	0,003740	0,059021
7	0,004255	0,067159
8	0,004868	0,076831
9	0,005599	0,088369
10	0,006487	0,102384
11	0,007582	0,119663
12	0,008961	0,141422
13	0,010741	0,169517
14	0,006381	0,100709
15	0,006002	0,094736

7. Данни за изчислените разлики между резултантните температури (червено) и зададените стойности по температурна крива (синьо)- фиг. 3.28.

Таблица 5

Време h	Температури	
	°C	°C
0	80	80
1	230	602
2	380	832
3	530	987
4	680	1102
5	777	1037
6	874	1185
7	971	1297
8	1068	1367
9	1165	1287
10	1262	1469
11	1359	1509
12	1456	1539
13	1553	1600
14	1590	1605
15	1590	1640

8. Специфичен разход на природен газ за периода на изпичане при измерения дебит на горивото при действащата пещ (червено) и при проекто-варианта на пещта (синьо) - фиг. 3.29.

Таблица 6

Време h	Специфичен разход, m ³ /kg	
	при 108 kg продукция	при 92,6 kg продукция
0	0,0000	0,000
1	0,0629	0,227
2	0,0784	0,281
3	0,0975	0,227
4	0,1197	0,281
5	0,1024	0,302
6	0,1161	0,367
7	0,1322	0,346
8	0,1512	0,410
9	0,1739	0,346
10	0,2015	0,421
11	0,2355	0,410
12	0,2783	0,562
13	0,3336	0,400
14	0,1982	0,464
15	0,1864	0,421
Общо:	2,4678	5,465
Намаление на специфичен разход		54,8%

За изготвянето на настоящия дисертационен труд са използвани софтуерни среди и компютърни ресурси, осигурени от:



ПРОЕКТ BG051PO001-3.3.06-0014



**„ЦЕНТЪР ПО МАТЕМАТИЧНО МОДЕЛИРАНЕ И КОМПЮТЪРНА СИМУЛАЦИЯ
ЗА ПОДГОТОВКА И РАЗВИТИЕ НА МЛАДИ ИЗСЛЕДОВАТЕЛИ”**

*Проектът се осъществява с финансовата подкрепа на
Оперативна програма „Развитие на човешките ресурси”,
съфинансирана от Европейския социален фонд на Европейския съюз*