



# **ТЕХНИЧЕСКИ УНИВЕРСИТЕТ – ВАРНА**

маг. инж. Радостин Димитров Димитров

## **ИЗСЛЕДВАНЕ ВЛИЯНИЕТО НА ОБОГАТЕН БИОГАЗ ВЪРХУ ГОРИВНИЯ ПРОЦЕС НА ДВИГАТЕЛИТЕ С ВЪНШНО СМЕСООБРАЗУВАНЕ**

### **АВТОРЕФЕРАТ**

на дисертация за получаване на образователна и научна степен „Доктор”

Научен ръководител: проф. д-р инж. Ангел Йорданов Димитров

Рецензенти:

1. Проф. д-р инж. Кирил Бързев
2. Доц. д-р инж. Красимир Богданов

Варна, 2014 г.

Дисертационният труд е обсъден на 03.12.2014 год. в катедра „Транспортна техника и технологии” и насочен за защита.

Докторантът работи в катедра „Транспортна техника и технологии ”.

Автор: маг. инж. Радостин Димитров Димитров

Заглавие: **„Изследване влиянието на обогатен биогаз върху горивния процес на двигателите с външно смесобразуване”**



**ТЕХНИЧЕСКИ УНИВЕРСИТЕТ – ВАРНА**

маг. инж. Радостин Димитров Димитров

**ИЗСЛЕДВАНЕ ВЛИЯНИЕТО НА ОБОГАТЕН БИОГАЗ ВЪРХУ  
ГОРИВНИЯ ПРОЦЕС НА ДВИГАТЕЛИТЕ С ВЪНШНО  
СМЕСООБРАЗУВАНЕ**

**АВТОРЕФЕРАТ**

на дисертация за получаване на образователна и научна степен „Доктор”

Варна, 2014 г.

**Дисертационният труд съдържа 141 страници, включително 69 фигури, 14 таблици, 51 математични зависимости и 6 химични уравнения, структурирани в 5 глави, въведение, основни изводи, приноси, списък с публикации и списък на използваната литература съдържащ 75 заглавия, от които 29 на кирилица и 46 на латиница.**

Означенията на фигурите и формулите в автореферата съвпадат с тези от дисертацията.

**Защитата на дисертационния труд ще се състои на .....2015 г. от 13.00 часа в Конферентна зала НУК на открито заседание на жури сформирани със заповед на Ректора №...../..... Г.**

**Материалите по защитата (дисертацията, рецензията и становищата) са на разположение на интересувашите се във ФД „Докторанти”, стая 318 НУК.**

## ХАРАКТЕРИСТИКА НА ДИСЕРТАЦИОННИЯ ТРУД

### ***Актуалност на проблема:***

В световен мащаб с всяка изминала година пред производителите на автомобили се увеличават изискванията за намаляване на излъчваните вредни емисии в отработилите газове, повишаване ефективността на двигателите и подобряване на горивната икономичност. Все повече се търсят начини за използване на алтернативни горива, тъй като в момента енергийни доставки са силно зависими от изкопаемите енергийни източници.

Използването на обогатен биогаз в транспортния сектор е технология с голям потенциал и важни социално-икономически ползи. Броят на пътническите автомобили, общественият транспорт и тежкотоварните автомобили, задвижвани с биогаз нараства с всяка изминала година. Биогазът може да се използва като гориво по същия начин и в същите транспортни средства, както и природния газ. Броят на европейските градове, които подменят дизеловите си автобуси, с автобуси, задвижвани от метан непрекъснато се увеличава.

Превозните средства на обогатен биогаз имат значителни предимства спрямо тези с бензинови или дизелови двигатели. Общите емисии на CO<sub>2</sub> са драстично редуцирани в следствие на обогатяването на газа и компресирането му. Емисиите от прах и сажди също са намалени драстично, дори в сравнение с новите дизелови двигатели, които използват съответните филтри. Емисиите на азотните оксиди и неметановите въглеводороди също са значително намалени. Доказано е, че обогатеният биогаз (биометан) има най-голям потенциал като гориво, в сравнение с останалите биогорива.

Разработката на този дисертационен труд и получените резултати са в резултат на реализиране на проект № ПД14/28.04.2011 г. на тема: ***„Изследване на възможностите за използване на биогаз за работа на ДВГ“***. Това още веднъж потвърждава актуалността на проблема на настоящата дисертация.

### ***Цел и задачи на изследването:***

**Настоящият дисертационен труд има за цел да изследва работния процес на двигател Rover Maestro 1,3 при промяна на регулировъчните параметри, честотни и товарни режими при работа с биогазово гориво (обогатен биогаз), включващо индикаторни и ефективни показатели, параметри на работния цикъл, регулировъчни параметри, мощностно-икономически и екологични характеристики.**

Реализирането на поставената цел изисква решаването на следните **основни задачи**:

1. Избор на теоретичен термодинамичен модел за пресмятане на горивния процес в двигателя с различни видове биогазово гориво.
2. Разработване на методика и компютърна програма за пресмятане на характеристиките на горивния процес на двигател работещ с обогатен биогаз.
3. Провеждане на експериментално изследване на двигател Rover 1,3 при промяна на регулировъчните параметри, честотни и товарни режими при работа с обогатен биогаз за определяне влиянието им върху работния процес.
4. Анализирание промяната на параметрите на процеса горене, индикаторните, ефективните и екологичните показатели на двигателя при работа с обогатен биогаз за различни регулировъчни, честотни и товарни режими.

### ***Обект и предмет на изследването:***

За обект на експерименталното изследване е избран двигател с външно смесобразуване Rover Maestro 1,3 произведен от фирмата "Perkins" и вграждан в автомобилите Rover произвеждани във Варна.

### ***Методи на изследване:***

Използвани са специализирани измервателни уреди за регистриране и запис на бързо променящи се величини използвани при двигателите с вътрешно горене. При обработката на получените експериментални резултати и анализирането им са използвани математически и експериментални методики включващи специализирани компютърни програми за пресмятане, изчертаване, визуализиране и обработване на получените резултати от проведените експерименти.

### ***Място на изследване:***

Теоретичните и експериментални изследвания необходими при разработването на дисертацията са проведени в катедра „Транспортна техника и технологии“ и лаборатория 713Б в ТУ-Варна.

### ***Практическа ползност и приложимост:***

Получените резултати са и с практическа насоченост. Те могат да се използват, като базови при настройка и регулиране на електронни и механични системи за управление на горивоподаването и запалването, които се прилагат при автомобили оборудвани с двигатели с външно смесобразуване.

### ***Апробация на изследването:***

Основните положения и резултати от дисертационния труд са докладвани и публикувани на следните конференции:

- XVI НАУЧНО – ТЕХНИЧЕСКА КОНФЕРЕНЦИЯ С МЕЖДУНАРОДНО УЧАСТИЕ „ЕКО ВАРНА 2010“, ISBN 954-20-00030 – 2 публикации;
- XVII НАУЧНО – ТЕХНИЧЕСКА КОНФЕРЕНЦИЯ С МЕЖДУНАРОДНО УЧАСТИЕ „ЕКО ВАРНА 2011“, ISBN 954-20-00030 – 1 публикация;
- XIX НАУЧНО – ТЕХНИЧЕСКА КОНФЕРЕНЦИЯ С МЕЖДУНАРОДНО УЧАСТИЕ „ЕКО ВАРНА 2013“, ISBN 954-20-00030 – 1 публикация;
- СБОРНИК НА ТУ-ВАРНА ПО ПРОЕКТ BG051PO001—3.3.06.05 D01-89/19.03.2012 г, ISBN 978-954-760-316-5 – 1 публикация;

### ***Публикации по дисертационния труд:***

Написани са общо пет доклада публикувани в четири научни сборника от научно-технически конференции с международно участие. Една доклад е самостоятелен, а останалите са в съавторство.

## СЪДЪРЖАНИЕ НА ДИСЕРТАЦИОННИЯ ТРУД

### ВЪВЕДЕНИЕ

Първият двигател с вътрешно горене е бил създаден от Е. Леноар през 1860 година и е работил с газово гориво. През 1881 год. е продаден и първият газов двигател, който е представлявал двутактов двигател с принудително запалване с мощност 1 к.с. и е произведен от фирма Tange Ltd. Англия. През 1890 год. фирмата въвежда в масово производство и първите си четиритактови газови двигатели. Двигателите работещи с газ метан ( $\text{CH}_4$ ) имат индикаторен КПД около 30% до 45%, като при двигателите с биогаз КПД намалява с 2% ÷ 5%. Биометана е сред горивата, които най-много спомагат за намаляването на парниковите газове. Метановите горива могат да бъдат: компресиран биогаз (КБГ), компресиран природен газ (КПГ), втечнен биогаз (ВБГ), втечнен природен газ (ВПГ), като всички тези горива дават значително по-малки емисии на  $\text{CO}_2$ , в сравнение с нефтените горива. При използването на  $\text{CH}_4$ , емисиите на  $\text{CO}_2$  се намаляват с 20 ÷ 30%. Всички тези предимства правят метановия газ привлекателно алтернативно гориво за двигателите с вътрешно горене.

По значимо е използването на биогаз в ДВГ през Втората световна война, когато хиляди от превозните средства в Европа са използвали сметищен газ. През 1942 ÷ 44 год. сметосъбиращите камиони с дизелови двигатели в Германия са използвали за гориво обогатен и сгъстен сметищен биогаз. Около 1955 год. използването на биогаз като гориво е намаляло значително, тъй като производството му е било неизгодно и е отнемало по-дълго време в сравнение с производството на нефтените горива. Тогава цената на нефта е била много ниска и заводите за производство на биогаз фалират. През 1980 год. след поредната енергийната криза, биогаза отново възвръща позиции и става желано гориво за двигателите предназначени за производството на електроенергия.

През 1981 год. има засилено производство на биогаз, който се е използвал при преоборудвани дизелови двигатели в двигатели с принудително запалване по патент на Д. Хиксън. Те са притежавали 35% по-малка мощност в сравнение с дизеловия аналог и 40% по-малка мощност от бензиновия вариант. През същата година С. Нилов и В. Кункел изследват влиянието на биогаза при двигател с променлива степен на сгъстяване. Тяхното заключение е, че най-оптималната степен на сгъстяване е  $\epsilon=15$ .

При все по-голямото нарастване използването на алтернативни горивни източници и все по-строгите екологични стандарти за автомобилите, се очаква в следващите години да се повиши търсенето и използването на биогаз като гориво за ДВГ, както и усъвършенстване на методите за неговото производство и обогатяване.

## ГЛАВА I - СЪСТОЯНИЕ НА ВЪПРОСА ЗА ИЗСЛЕДВАНЕ РАБОТНИЯ ПРОЦЕС НА ДВГ РАБОТЕЩ С БИОГАЗОВО ГОРИВО.

### 1. Работен процес:

#### 1.1 Влияние на конструктивни параметри:

Преустройството на бензинов двигател за работа с газово гориво е сравнително лесно, тъй като двигателите са проектирани да работят с външно смесообразуване и принудително подаване на електрическата искра. Основната промяна която се прави е да се осигури подходяща система за смесване на газовото гориво с въздуха. Управлението на този тип двигател става чрез промяна на подаваната гориво-въздушна смес, т.е. в зависимост от промяната на ъгъла на отваряне на дроселната клапа.

От термодинамична гледна точка увеличаването на степента на сгъстяване  $\epsilon$  води до нарастване на ефективния КПД, намаляване на специфичният разход на гориво и увеличаване на ефективната мощност на двигателя. Тази промяна е желателна при условие, че двигателя работи само с биогаз. Степента на сгъстяване се определя от антидетонационните свойства на използваното от двигателя гориво. При работа на ДВГ с газово гориво е доказано, че степента на сгъстяване може да бъде увеличена до  $\epsilon \approx 12$ . По този начин се увеличава ефективния КПД и мощността на двигателя, а това увеличаване на  $\epsilon$  е възможно, тъй като метана респективно биогаза имат октаново число около  $120 \div 130$  единици. С увеличаването на степента на сгъстяване от  $\epsilon = 8,5$  на  $\epsilon = 10$ , мощността на двигателя нараства с около 10%.

Тъй като скоростта на горене на биогаза е по-ниска от тази на бензина, се налага запалителната система да има възможност за промяна на момента на подаване на електрическата искра в широк диапазон от около  $5 \div 15^\circ$  по-голям ъгъл.

## 1.2 Експлоатационни и ефективни показатели:

Има няколко причини поради които се използва биогаз, като алтернативно гориво. Например: горивният процес е по-безшумен; неметановите емисии в отработилите газове са по-малко дори и по време на студен старт; емисиите на  $\text{CO}_2$  са значително по-малки; има високо октаново число, което позволява да се използва и при бензинови двигатели със свръхпълнене. В сравнение с бензина метановите горива имат и следните недостатъци: по-ниска плътност; изразходва се допълнителна енергия за тяхното сгъстяване; загуби на газ при производството и транспортирането и сравнително малкото зарядни станции към момента. По-голямата част от всички газови двигатели са ДВГ с принудително запалване и впръскване на гориво в пълнителния колектор.

Двигателите с външно смесобразуване, които се преустройват за работа с газови горива имат по-малка ефективна мощност в сравнение при работа на двигателя с бензин. Причината е в понижаването на коефициента на пълнене, тъй като газовото гориво заема по-голяма част от общия обем на засмукваната гориво-въздушната смес в сравнение с течното гориво.

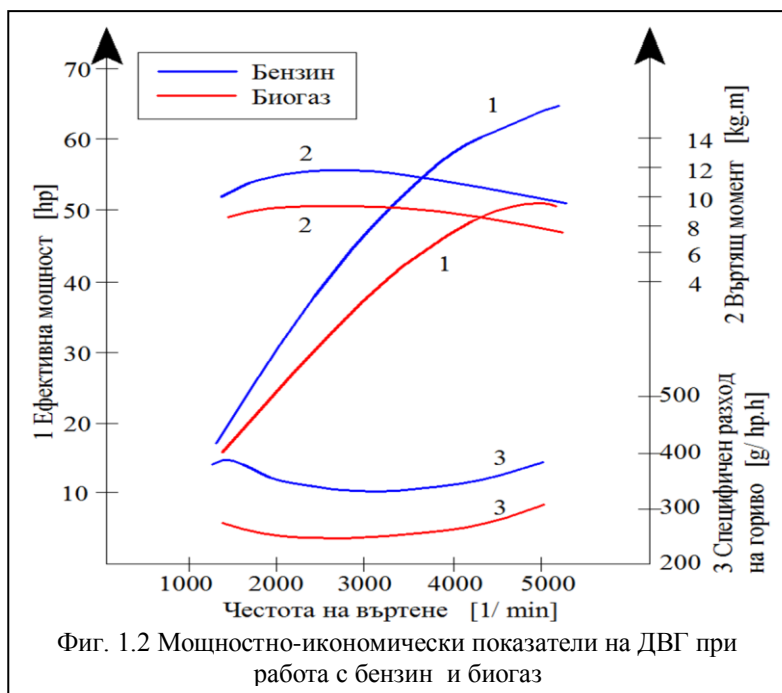
При газовия двигател, особено когато работи с биогаз с високо съдържание на  $\text{CO}_2$ , може да се намали количеството на въздуха, с цел да се обогати газо-въздушната смес. Диапазонът на намаляване на мощността от голяма степен зависи от стойността на долната топлина на изгаряне на използвания биогаз. Биогаз със съдържание на  $\text{CH}_4$  от 90% има долна топлина на изгаряне около  $H_u = 40\,000 \text{ kJ/kg}$  и това допринася за намаляване на ефективната мощност на двигателя с около 30%.

За сравнение с използването на чист природен газ максималната мощността намалява с до 20%, а с LPG – 5%. Основният извод от това е, че трябва добре да се обмисли избора на мощностен клас на двигателя за покриването на определените нужди.

На фигура 1.2 е показано изменението на мощността (1), въртящият момент (2) и специфичният разход на гориво (3) във функция от честотата на въртене на колянвия вал за бензин и биогаз.

Високото съдържание на  $\text{H}_2\text{S}$  в биогаза е основен проблем за двигателите. По време на горенето той реагира и се формира  $\text{SO}_2$  и  $\text{H}_2\text{O}$ . След което  $\text{SO}_2$  реагира с водата и се получава  $\text{H}_2\text{SO}_3$  - серниста киселина.  $\text{SO}_2$  също може да реагира и с  $\text{O}_2$  до получаването на  $\text{SO}_3$  и след това с вода до получаването на  $\text{H}_2\text{SO}_4$ .





Фиг. 1.2 Мощностно-икономически показатели на ДВГ при работа с бензин и биогаз

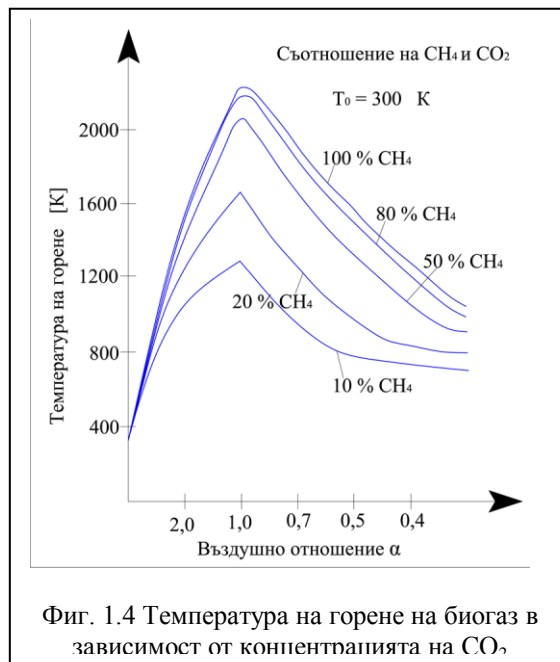
Наличието на тези киселини води до силна корозия и износване на детайлите в двигателя. Наличието на сероводород в биогаза също така води до влошаване качествата на моторното масло и до унищожаването на катализаторната система на автомобила.

Силоксаните  $R_2SiO$  могат да формират дебел силикатен слой в горивната камера и изпускателната система на двигателя. Формират се голямо количество частици на силициев диоксид, отговорни за износването на клапаните и

техните легла.

Амонякът е друг корозивен елемент от състава на биогаза. Той реагира с водата и формира  $NH_4OH$ , която оказва корозионно действие върху алуминиевите и медни детайли (плъзгащите лагери) на двигателя.

Наличието на голямо количество разредители в биогаза води до понижаване на долната топлина на изгаряне на газа. Част от топлината от горенето се приема от разредителите и това е причината за по ниската пламна температура, което води и до по-ниска скорост на горене.  $CO_2$  има висока топлоемкост, която нараства с увеличаване на температурата. Това означава, че при високи температури на горене, голяма част от топлината се абсорбира от  $CO_2$  и като резултат значително се понижава температурата на горене което е и показано на фигура 1.4. Въпреки това подгръването на газо-въздушната смес води до повишаване на температурата на горене, но тогава  $CO_2$  се дисоциира (разпада) и много емисии от  $CO$  се излъчват от изпускателната система. За да се извлече максимална ефективност от бензинов двигател, преработен за работа с биогазово гориво, трябва да се увеличи ъгъла на подаване на електрическата искра, поради факта, че биогазът има по-ниска скорост на горене в сравнение с бензина.



Фиг. 1.4 Температура на горене на биогаз в зависимост от концентрацията на  $CO_2$

### 1.3 Екологични характеристики при работа на ДВГ с биогаз.

Емисиите от изгарянето на горивата в ДВГ, се регулират от единен европейски стандарт за вредни емисии. Този стандарт включва ограничения към отработилите газове и важи само за нови автомобили продадени в страни членки на европейския съюз, но този

стандарт не важи за по-старите автомобили. Понастоящем, емисиите на азотни оксиди ( $\text{NO}_x$ ), въглеродороди (HC), въглероден оксид (CO) и твърди частици (PM) са вече определени за повечето автомобили, камиони, влакове, трактори и др. Морските кораби и самолетите за момента не са включени в този стандарт. Класификацията на типовете превозни средства е дефинирана от директива 2001/116/ЕС.

**Стандарти за биометан:** Биометана произведен от биогаз е химически идентичен с природния газ, затова и няма разлики в характеристиките. Необогатеният биогаз не е подходящ за използване в ДВГ, тъй като съдържанието на метан е относително ниско (60÷70%). Освен това в необогатеният биогаз има високи концентрации на замърсители.

Биометанът (обогатен биогаз със съдържание на метан до 95%) може да се използва, като гориво за всички видове ДВГ, които са снабдени със горивна система за работа с природен газ. Реалното съдържание на метан и на двете горива е около 95%. Също така работата на двигателя с двата типа газ, както и протичащите процеси в цилиндъра, емисиите от отработилите газове, експлоатацията и ресурса на ДВГ се считат за еднакви. Съществуват различни начини за използването на природен газ за работа на ДВГ: компресиран природен газ (CNG), втечен природен газ (LNG), дву-горивни ДВГ (бензин или CNG) и двойно горивни ДВГ (LNG и дизелово гориво или CNG и дизелово гориво).

Към момента в повечето страни от европейския съюз няма единен стандарт за биогаз като транспортно гориво. Това е така, тъй като той има по-слабо приложение и съдържа по-малко съставки в сравнение с биоетанола и биодизела. След преработка и обогатяването му, биогазът съдържа основно метан  $\text{CH}_4$  (над 80%) и  $\text{CO}_2$ .

Въпреки това, поради нарастващото търсене и употреба на биогаз в Швеция, там съществува стандарт за биометан (SS 155438) – предназначен за биогазово гориво използвано при бензинови двигатели. Според този стандарт съдържанието на  $\text{CH}_4$  в биогазът трябва да е  $97\% \pm 1\div 2\%$ . Този Шведски стандарт е разработен от STG technical Group №85 (TK 85), и се отнася за използване на биометан от бензинови двигатели или преработени дизелови двигатели за работа с газово гориво. В този стандарт биометана се дефинира като: газ произведен от микробна ферментация на органични вещества в анаеробна среда (Atrax Energi 2005). Автобусите използващи компресиран природен газ или компресиран биометан в Швеция са над 4500 бр.

В Германия към 2007 год. има изградени над 650 станции за биометан [69]. Там според Германската технико-научна асоциация за газ и вода (DVGW Deutsche Vereinigung des Gas- und Wasserfaches e.V.), биогазът използван в автотранспорта се класифицира в два стандарта: биогаз от група **H** (високо калоричен газ) със съдържание на  $\text{CH}_4$  от  $87 \div 99,1\%$  и биогаз от група **L** (ниско калоричен газ) със съдържание на  $\text{CH}_4$  от  $79,8 \div 87\%$ .

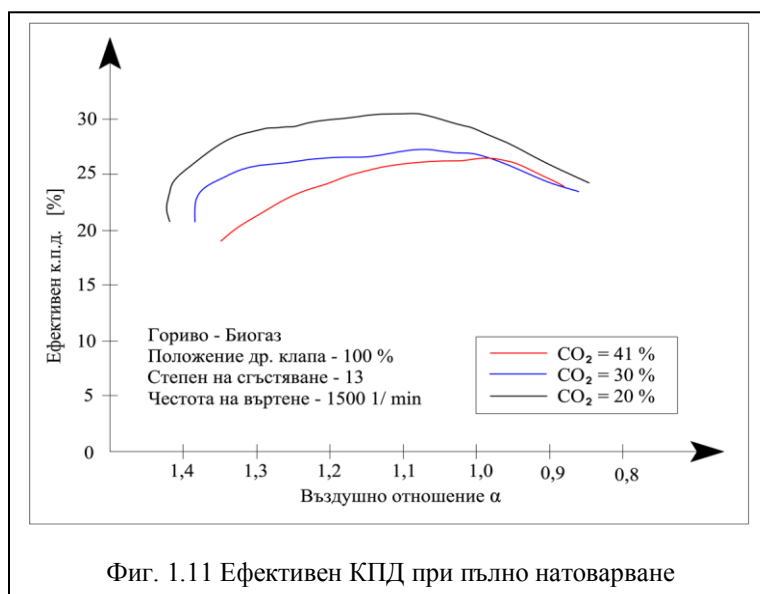
**Емисии от биометан:** Съществуват два вида емисии на парникови газове, които са повлияни от производството и използването на биометан –  $\text{CH}_4$  и  $\text{CO}_2$ . Метанът сам по себе си представлява парников газ с относително висок потенциал към глобалното затопляне. Всеки кг. метан затопля земята 23 пъти повече, отколкото същото масово количество  $\text{CO}_2$ , осреднено за период над 100 години. Метанът се излъчва в атмосферата от два различни източника (от източници свързани пряко с хората и от природни източници). Свързаните с човека дейности са: производство на изкопаеми горива, животновъдство, изгаряне на биомаса, управление на отпадъци и др. Смята се, че тези дейности отделят значителни количества  $\text{CH}_4$  в атмосферата - над 60%. Естествените източници на  $\text{CH}_4$  включват: влажни зони, газови хидрати, термити, океани, сладководни басейни, горски пожари и др.

#### 1.4 Изследвания на работния процес на двигатели работещи с биогаз.

Е. Порпатхам и колектив от технологичният институт в Ченай, Индия работят над влиянието на концентрацията на метан в биогаза, използван като гориво за бензинови двигатели. Експериментално са изследвали как влияе промяната в концентрацията на  $\text{CO}_2$  съдържащ се в биогаза върху мощността, състава на отработилите газове и горенето при бензинов двигател. За намаляване на концентрацията на  $\text{CO}_2$  от 41% на 30% и 20% е използван метод за обогатяване с алкален разтвор. Избран е този метод, тъй като дава възможност да се получат желаните нива на концентрация на  $\text{CO}_2$ . Първата стъпка е смесването на Са с вода до получаването на калциев хидрооксид. Получения разтвор на калциевия хидрооксид изпълва пречиствателя, като биогазът преминава през него. Въглеродният диоксид от биогаза реагира с алкалния воден разтвор и като резултат се получава калциев карбонат. Това пречистване се повтаря многократно, докато се достигне желаната концентрация на  $\text{CO}_2$ . Съдържанието на  $\text{CH}_4$  и  $\text{CO}_2$  в използвания биогаз са измервани посредством недисперсен инфрачервен анализатор. Тестовите са проведени на едноцилиндров двигател с мощност 4,4 kW при честота на въртене на двигателя от  $1500 \text{ min}^{-1}$  и промяна на гориво-въздушната смес от макс. бедна до макс. богата и степен на сгъстяване  $\epsilon = 13$ . С намаляването на концентрациите на  $\text{CO}_2$ , се е получило значително подобряване на мощността и намаляване на емисиите на НС при бедни горивни смеси.

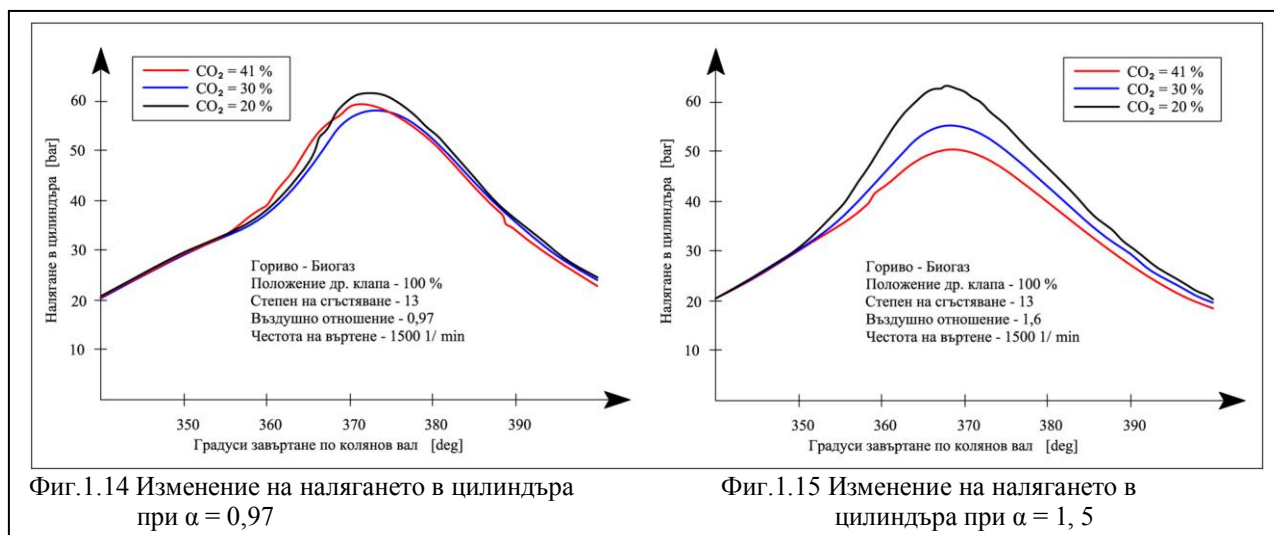
Фигура 1.11 показва, че се получава значително увеличение на ефективният КПД с намаляване на концентрацията на  $\text{CO}_2$ . Долната топлина на изгаряне на биогаза се увеличава от 16,8 MJ/ kg до 28,3 MJ/ kg, при промяна на концентрацията на  $\text{CO}_2$  от 41% на 20%. При концентрация на  $\text{CO}_2$  30%, долната топлина на изгаряне е 23 MJ/ kg. Максималната стойност на ефективният КПД нараства от 26,2% - при  $\text{CO}_2 - 41\%$  до 30,4% при  $\text{CO}_2 - 20\%$  при въздушно отношение  $\alpha=1,1$  и 100% отворена дроселна клапа. При бедна гориво-въздушната смес, намаляването на концентрацията на  $\text{CO}_2$  играе значителна роля. При богата смес, концентрацията на  $\text{CO}_2$  оказва малко влияние. При 25% отворена дроселна клапа и  $\alpha = 1,05$ , ефективният КПД има максимални стойности и се променя от 18,4% при  $\text{CO}_2-41\%$  до 22,5 при  $\text{CO}_2 - 20\%$ .

Изменението на налягането в цилиндъра, в зависимост от завъртането на колянния вал при различни концентрации на  $\text{CO}_2$  за богата и бедна гориво-въздушна смес и 100% отворена дроселна клапа е показано на фигури 1.14 и 1.15. Вижда се, че максималното налягане нараства значително с намаляване на концентрацията на  $\text{CO}_2$  при бедна смес. Това е резултат на по-доброто горене и като резултат се получава и по-висок ефективен КПД и по-голяма мощност на двигателя. При богата гориво-въздушна смес, нарастването на максималното налягане с намаляването на концентрацията на  $\text{CO}_2$  в биогаза е незначително, тъй като с намаляването на  $\text{CO}_2$  трябва да се промени и ъгъла на подаване на електрическата искра.



Като заключение: Високото съдържание на метан в биогаза значително подобрява мощността на двигателя и намалява концентрацията на НС в отработилите газове. Границата при бедни гориво-въздушни смеси, където емисиите на въглеродородите нарастват рязко също е увеличена. Основната полза от премахването на  $\text{CO}_2$  от биогаза се получава когато двигателят работи с бедна гориво-въздушна смес в диапазона на  $\alpha = 1,05 \div 1,2$ .

Ан Роубауд и колектив от Швейцарския технологичен институт изследват промяната на показателите на шест цилиндров, 150 kW газов двигател с турбокомпресор при работа с



биогаз със съдържание на  $\text{CO}_2$  – 40% и природен газ. Изследваният двигател е с принудително запалване, но при работа с биогаз допълнително към горивната камера се добавя и предкамера със запалителна свещ с обем 3% от пълния обем на цилиндъра. Получените резултати показват, че сравнено с работата на ДВГ с природен газ при запазване на същата мощност и същите концентрации на  $\text{NO}_x$ , емисиите на  $\text{CO}$  са намалели с 15% а тези на въглеродородите с 8%. Също така е постигнато и увеличаване на КПД на двигателя, като има възможност за по-голямо намаляване на емисиите на  $\text{CO}$  и увеличаване на степента на сгъстяване.

### 1.5 Изводи.

След направен анализ на изследванията по въпроса за използването на биогаз като гориво за ДВГ се вижда, че няма публикувани подробни данни за развитието на работния процес, продължителността и промяната на параметрите по време на процеса горене, както и за промяната на базовите регулировъчни параметри при преоборудване на бензинов ДВГ за работа с биогаз. Не всички изследвания са направени върху серийен двигател, като така получените и анализирани данни имат по-скоро теоретичен характер.

### 1.6 Основна цел и задачи на дисертационния труд.

Посочени са по-напред в основните характеристики на дисертацията.

## ГЛАВА II - СЪСТАВ, КЛАСИФИКАЦИЯ И ПРИЛОЖЕНИЯ НА БИОГАЗА КАТО ГОРИВО ЗА ДВГ

### 1. Биогаз

#### 1.1 Състав и класификация на биогаза:

В момента енергийните доставки са силно зависими от изкопаемите източници (суров петрол, лигнитни въглища, каменни въглища, природен газ). Тези източници са получени от вкаменени останки на растения и животни, които са били подложени на действието на

топлината и налягането в земната кора в продължение на стотици милиони години. Това прави изкопаемите горива невъзобновяеми ресурси, чиито запаси намаляват много по-бързо, отколкото се формират нови. За сравнение биогазът е алтернативен източник на енергия, който може да се произведе от биологични отпадъци.

Биогазът се получава посредством биохимичния процес метаногенеза, като органичните вещества се разграждат от различни видове бактерии в среда с отсъствие на кислород до получаване на  $\text{CH}_4$ .

Биогазът добит анаеробно чрез разтваряне на органични вещества, представлява богат на метан запалим газ, без цвят и мирис. Съставните компоненти на биогаза варират в зависимост от вида на изходната суровина и от начина на производството му. Основните съставни компоненти са показани в таблица 2.1. Биогазът може да се използва за получаване на електричество или механична енергия, като гориво на ДВГ и газови турбини, за загряване на самия субстрат от отпадъците, за получаване на топлинна и т.н..

Таблица 2.1 Компоненти на биогаза

Компонент	Хим. ф-ла	Размерност	Биогаз от биологични отпадъци	Биогаз от растителни суровини	Сметищен биогаз
Метан	$\text{CH}_4$	% от обема	65 ÷ 75	45 ÷ 75	45 ÷ 55
Въглероден диоксид	$\text{CO}_2$	% от обема	20 ÷ 35	20 ÷ 55	20 ÷ 30
Въглероден оксид	$\text{CO}$	% от обема	< 0,2	< 0,2	< 0,2
Азот	$\text{N}_2$	% от обема	3,4	0,01 ÷ 5,00	10 ÷ 25
Кислород	$\text{O}_2$	% от обема	0,5	0,01 ÷ 2,00	1 ÷ 5
Водород	$\text{H}_2$	% от обема	следи	0,5	няма
Аргон	$\text{Ar}$	% от обема	0,001	0,001	0,001
Сероводород	$\text{H}_2\text{S}$	$\text{mg}/\text{m}^3$ *	< 8000	10 ÷ 30	< 8000
Амоняк	$\text{NH}_3$	$\text{mg}/\text{m}^3$ *	следи	0,01 ÷ 2,50	следи
Силоксани	$\text{R}_2\text{SiO}$	$\text{mg}/\text{m}^3$ *	< 0,1 ÷ 5,0	следи	< 0,1 ÷ 5,0
Бензен, толуен	$\text{C}_6\text{H}_6$ , $\text{CH}_3$ , $\text{C}_6\text{H}_4(\text{CH}_3)_2$	$\text{mg}/\text{m}^3$ *	< 0,1 ÷ 5,0	няма	< 0,1 ÷ 5,0
хлоро-флуоро-въглероди	$\text{CFC}$	$\text{mg}/\text{m}^3$ *	няма	20 ÷ 1000	няма
Долна топлина на изгаряне	$\text{Hu}$	$\text{MJ}/\text{kg}$ *	18,6 ÷ 23,3	15,5 ÷ 23,3	12,8 ÷ 15,6
Плътност	$\rho$	$\text{kg}/\text{m}^3$ *	1,16	1,16	1,27
Октаново число	-	RON	134	124 ÷ 150	136

\* - представените данни са измерени при стандартни условия ( $p=101325$  Pa и  $T=293,15$  K)

Характеристиките на получения биогаз зависят главно от неговия състав, т.е. от съотношението между основните му съставни компоненти  $\text{CH}_4$  и  $\text{CO}_2$ .

Колкото съдържанието на метан в биогаза е по-голямо, толкова и долната топлина на изгаряне е по-висока.

## 1.2 Използване и приложение на биогазовото гориво:

Биогазът може да бъде използван за производство на електричество чрез горивни клетки или турбинни двигатели, комбинирано производство на топло и електроенергия или като транспортно гориво.

**Биогаз като гориво** – когато биогазът се използва като гориво за ДВГ, всички замърсители включително и въглеродният диоксид, трябва да се премахнат за да се повишава съдържанието на метан в газа. Биогазовото гориво е смес от  $\text{CH}_4$  и  $\text{CO}_2$ , обикновено в съотношение 6:4 (55 ÷ 80 % метан). В допълнение се съдържат и малки количества сероводород и следи от други газове. Единствено  $\text{CH}_4$  може да се използва като гориво в ДВГ, затова той трябва да се отдели от  $\text{CO}_2$  и останалите газове. Този процес се нарича обогатяване на биогаза. Като краен продукт се получава биометан, който съдържа  $\text{CH}_4$  между 95÷98 %. Съществуват различни технологии за обогатяване на биогаза за постигане на необходимото качество като транспортно гориво. Най-широко разпространените методи са: абсорбцията (водно очистване, очистване с органични разтвори) и адсорбцията (pressure swing adsorption - това е процес на задържане на молекулите на газа върху повърхността на твърдо вещество и се осъществява при променливо налягане). Друга, по-рядко използвана техника е криогенната сепарация.

**Газови двигатели** – това са двигатели с вътрешно горене, с принудително възпламеняване на газо-въздушната смес и са разработени специално за използване на биогаз. Тези двигатели работят с бедни смеси (с излишък на въздух), за да се намалят емисиите на въглероден оксид. Това условие води до по-ниска консумация на газ и леко намалени мощностни показатели на двигателя. Този тип двигатели изискват минимум 85% съдържание на метан в биогаза.

**Газови двигатели с пилотно впръскване** – този тип двигатели работят на принципа на дизеловия двигател. Тези двигатели често се използват за трактори, автобуси и тежкотоварни превозни средства. Биогазът се смесва с въздух в смесител. Газо-въздушна смес преминава през пълнителната система в горивната камера, където се възпламенява чрез впръскване на биодизелово или дизелово гориво. При процеса горене обикновено до 10% от впръснатото гориво изгаря без да участва в основното горене. Двигателите с пилотно впръскване работят с много бедни смеси ( $\alpha \geq 1,5$ ).

**Двигатели работещи по цикъл на Стирлинг** – това са двигатели с външно горене работещи на принципа - при промяна на температурата на работното вещество (газ) се променя и неговия обем. Необходимата топлина най-често се подава от газови горелки работещи с биогаз. Коефициентът на полезно действие на тези двигатели е между 24 и 28%, което е по-малко от КПД на газовите двигатели. Тъй като горенето е външно, може да се използва биогаз с по-ниско съдържание на метан.

**Двигатели работещи с микро газови турбини** – конструктивно представляват компактни системи, състоящи се основно от газова турбина и електрогенератор. В микротурбините за биогаз въздухът се нагнетява в горивна камера под високо налягане, смесва се с биогаза и там готовата газова въздушна смес изгаря. Отработилите газове задвижват газовата турбина, а тя свързана към нея електрогенератор.

Мощността на микротурбините варира в диапазона от 30 kW до 350 kW. Предимствата на микротурбините, в сравнение с други технологии за производство на енергия са: малко на брой движещи се части, компактни размери, малко тегло, по-висока ефективност, по-ниски емисии, по-ниски електрически разходи.

### 1.3 Основни изводи:

Използването на биогаз в транспортния сектор е технология с голям потенциал и важни социално-икономически ползи. Броят на пътническите автомобили, общественият транспорт и тежкотоварните автомобили, задвижвани с биогаз нараства с всяка изминала година. Обогаденият биогаз може да се използва като гориво по същия начин и в същите транспортни средства, както и природния газ. Броят на европейските градове, които подменят дизеловите си автобуси, с автобуси задвижвани от метан непрекъснато се увеличава. Много от личните превозни средства са модифицирани за работа с  $\text{CH}_4$ , като са инсталирани резервоари за съхранение на  $\text{CH}_4$  под високо налягане в багажното отделение и система за подаване на газово гориво. Газът се съхранява при налягане от  $200 \div 250 \text{ bar}$  в подходящи резервоари, направени от стоманени или алуминиеви композитни материали. Днес повече от 50 производители на автомобили по света предлагат над 250 модела леко и тежко товарни пътно-транспортни средства, задвижвани от  $\text{CH}_4$ .

Превозните средства използващи обогатен биогаз имат значителни предимства спрямо тези с бензинови или дизелови двигатели. Общите емисии  $\text{CO}_2$  са драстично редуцирани в следствие използването на газово гориво. Емисиите на сажди също са намалени, дори в сравнение с новите дизелови двигатели, които използват съответните филтри. Емисиите на азотните оксиди и неметановите въглеводороди също са значително намалени. Доказано е, че обогатеният биогаз (биометан) има най-голям потенциал като гориво, в сравнение с останалите биогорива.

## ГЛАВА III - ТЕРМОДИНАМИЧНО ПРЕСМЯТАНЕ НА ПРОЦЕСИТЕ В ДВГ ПРИ РАБОТА С БИОГАЗ.

### 1. Използвана методика при пресмятанията:

Термодинамичните пресмятания са направени чрез използването на специализирана програма DIESEL-RK. Тази програма е предназначена за термодинамично и топлинно пресмятане, анализ, изследване и оптимизиране на работния процес в двутактови и четиритактови бензинови, газови и дизелови двигатели с нормално и принудително пълнене.

Програмният продукт е използван за пресмятане и оптимизиране на параметрите на бензинов двигател работещ с биогазово гориво с различна концентрация на  $\text{CH}_4$  и  $\text{CO}_2$ .

Топлинните процеси в цилиндъра на двигателя се пресмятат чрез формулата на Вибе. Пресмятането на параметрите на работното вещество (налягане, температура, състав) се извършва по време на целия работен цикъл.

Използваното уравнение за пресмятане на топлинните процеси в зависимост от честотата на въртене на колянвия вал е следното:

$$x_b = 1 - \exp \left[ -a \cdot \left( \frac{\Theta - \Theta_0}{\Delta\Theta} \right)^{m+1} \right] \quad (3.1)$$

където:  $\Theta$  – ° к.в. за изчислявания момент;  $\Theta_0$  – ° к.в. в момента на началото на горенето;  $\Delta\Theta$  – продължителност на процеса горене в ° к.в.;  $a$  и  $m$  – коригиращи параметри. Стойностите им се определят от формата на кривата на налягането. От действителни криви показващи изменението на топлинните процеси в цилиндъра, се приемат стойности за  $a = 5$  и  $m = 2$ .

### 2. Входни данни необходими за пресмятанията

Всички входни данни необходими на програмата са измерени от реален двигател

използван при експерименталните изследвания или са взети от техническата спецификация на двигателя.

Изчисленията са направени за номинален режим на работа на двигателя, като за базови са въведени следните параметри: Работен обем на двигателя – 1,275 dm<sup>3</sup>; Номинална честота на въртене на двигателя – 5500 min<sup>-1</sup>; Въздушно отношение – 1; Ъгъл на подаване на електрическата искра – 50÷60 ° преди GMT; Налягане на околната среда – 0,1 МРа; Температура на околната среда – 288 К.

Пресмятанията са направени със следните видове горива, данни за които са показани в таблица 3.1, а резултатите от пресмятанията са показани в таблица 3.2.

Таблица 3.1 Параметри на горивата използвани за термодинамичните изчисления

	Биогаз – обогатен до 95% CH <sub>4</sub>	Биогаз – 80% CH <sub>4</sub> / 20% CO <sub>2</sub>	Биогаз – 70% CH <sub>4</sub> / 30% CO <sub>2</sub>	Биогаз – 59% CH <sub>4</sub> / 41% CO <sub>2</sub>
Долна топлина на изгаряне на горивото H <sub>u</sub> [kJ/ kg]	45 670	30 806	23 806	18 278
Плътност [kg/m <sup>3</sup> ]	0,75	0,94	1,06	1,18
Молекулна маса [kg/mol]	16,77	20,95	23,74	26,53
Скорост на горене [cm/s]	33	31	29	26
Количество в-х за изгаряне на 1 кг гориво [kg]	16,20	13,70	12,04	10,38
Октаново число - ММ	130	130	130	130
Температура на самовъзпламеняване [°C]	540	540	540	540

### 3. Аналитични и графични резултати от пресмятането

Част от таблица 3.2 Резултати от термодинамичните изчисления

Параметър		95% CH <sub>4</sub> , Θ=55°	95% CH <sub>4</sub> , Θ=60°	80%CH <sub>4</sub> / 20%CO <sub>2</sub>	70%CH <sub>4</sub> / 30%CO <sub>2</sub>	59%CH <sub>4</sub> / 41%CO <sub>2</sub>
Номинална честота на въртене на ДВГ	<i>min<sup>-1</sup></i>	5500	5500	5500	5500	5500
Номинална мощност на двигателя	<i>kW</i>	37,196	37,71	22,92	15,753	8,262
Средно ефективно налягане	<i>bar</i>	7,937	8,03	4,116	2,829	1,4838
Тегло на подаденото гориво за цикъл	<i>g</i>	0,0184	0,0183	0,0182	0,018	0,0179
Специфичен разход на гориво	<i>kg/ kW.h</i>	0,262	0,258	0,501	0,723	1,0
Ефективен КПД	<i>%</i>	28,59	28,57	24,79	21,646	15,548

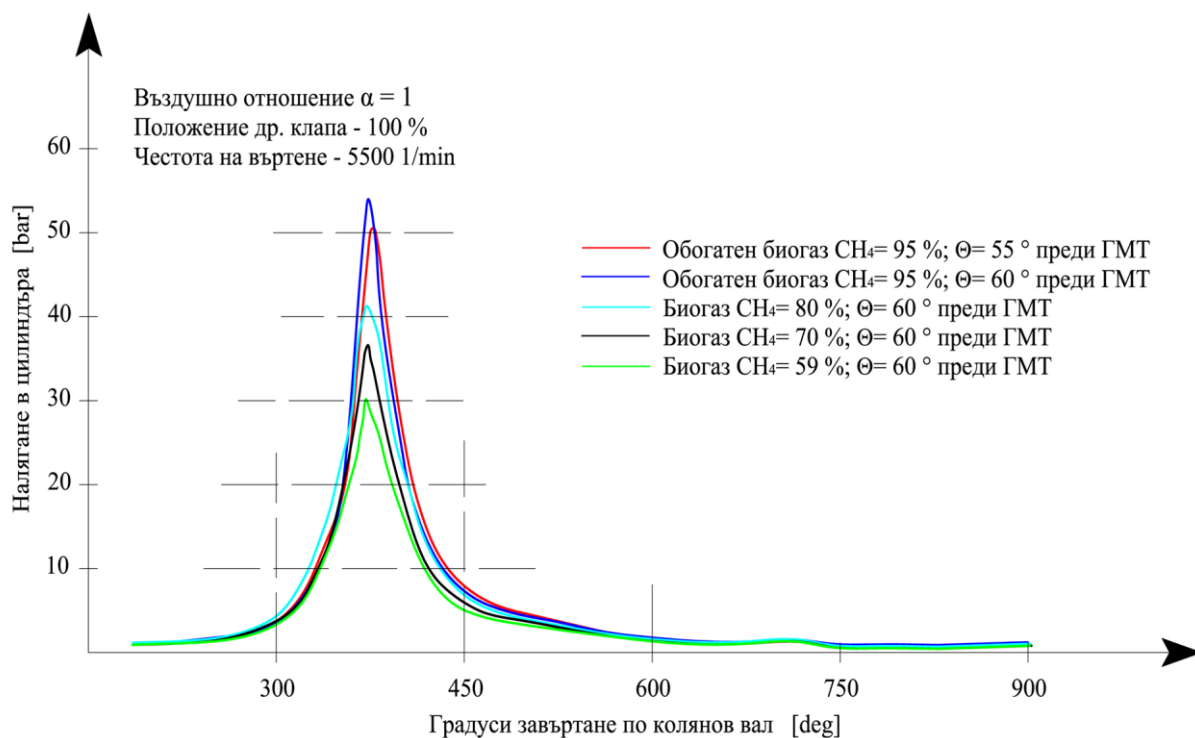


Средно индикаторно налягане	<i>bar</i>	10,456	10,58	6,475	5,132	3,737
Индикаторен КПД на двигателя	%	40,66	40,88	39,266	39,163	39,00
Средно налягане на механичните загуби	<i>bar</i>	1,865	1,90	1,762	1,717	1,671
Механичен КПД	%	75,91	75,896	63,57	55,126	39,702
Налягане на околната среда	<i>bar</i>	1	1	1	1	1
Температура на околната среда	<i>K</i>	288	288	288	288	288
Средно налягане в пълнителния колектор	<i>bar</i>	0,9538	0,953	0,952	0,9517	0,9516
Средна температура в пълнителния колектор	<i>K</i>	296,47	296,44	297,85	298,51	299,22
Средна температура на газовете в изпускателния колектор	<i>K</i>	1062,3	1055,3	771,12	680,77	590,12
Въздушно отношение	-	1	1	1	1	1
Максимално налягане в цилиндъра	<i>bar</i>	50,435	53,887	40,928	35,798	30,601
Макс. температура в цилиндъра	<i>K</i>	2639,3	2720,6	1900,6	1641,6	1381,3
Максимална скорост на нарастване на налягането в цил.	<i>bar/deg</i>	1,935	2,36	1,4559	1,1661	0,8569
Ъгъл на подаване на ел. искра	<i>° преди GMT</i>	55	60	60	60	60

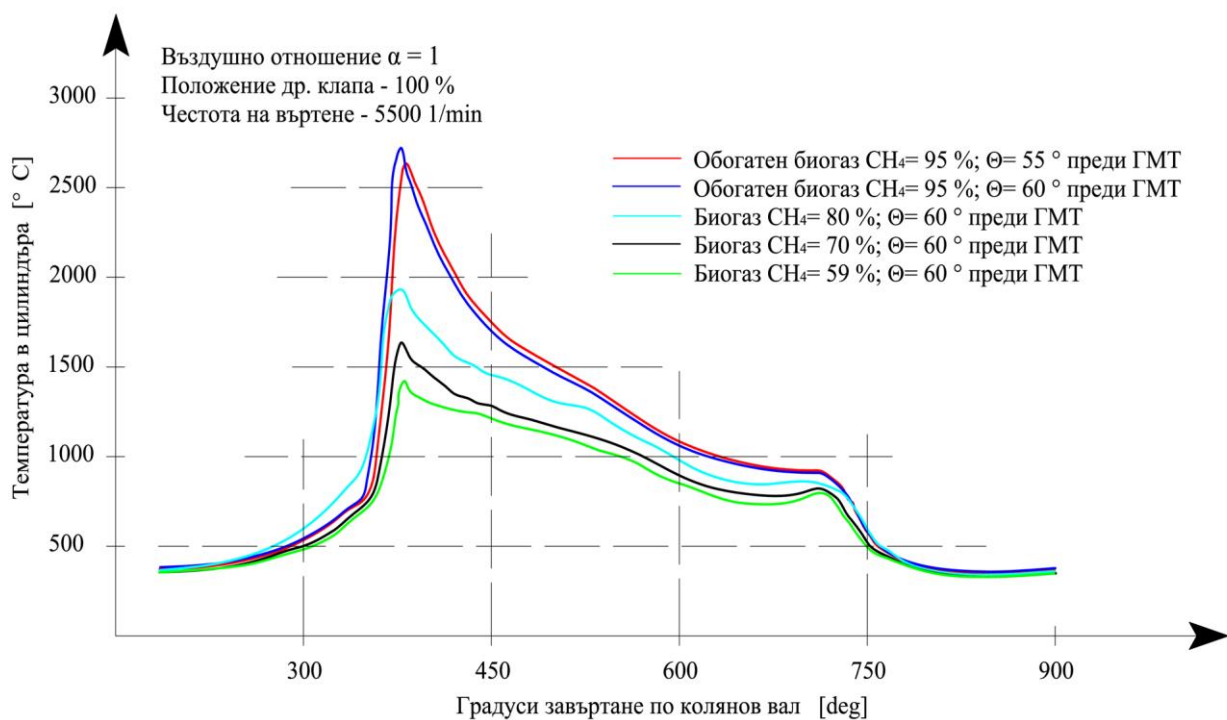
В таблица 3.3 е направено теоретично оптимизиране на ъгъла на подаване на електрическата искра при работа на двигателя с обогатен биогаз при честота на въртене на колянвия вал –  $4500 \text{ min}^{-1}$ , максимално отворена дроселова клапа и въздушно отношение  $\alpha=1$ .

Таблица 3.3 Теоретично оптимизиране на  $\Theta$  при гориво обогатен биогаз до 95%  $\text{CH}_4$

$\Theta$	Ъгъл на подаване на ел. искра [ <i>° преди GMT</i> ]							
	40	45	50	55	60	65	70	75
$p_z$ [MPa]	<b>43,2</b>	<b>48,1</b>	<b>59,5</b>	<b>60,4</b>	<b>63,9</b>	<b>62,8</b>	<b>62,1</b>	<b>63,1</b>
$T_z$ [K]	<b>3197</b>	<b>3224</b>	<b>3253</b>	<b>3319</b>	<b>3365</b>	<b>3373</b>	<b>3364</b>	<b>3392</b>
$N_e$ [kW]	<b>29,5</b>	<b>30,2</b>	<b>30,8</b>	<b>31,2</b>	<b>29,8</b>	<b>28,6</b>	<b>26,4</b>	<b>24,8</b>



Фиг.3.1 Теоретично изменение на налягането в цилиндъра на двигателя



Фиг.3.2 Теоретично изменение на температурата в цилиндъра на двигателя

На фигури 3.1 и 3.2 са представени данните от направените пресмятания показващи изменението на налягането в цилиндъра на двигателя и изменението на температурата по време на работния процес във функция от завъртането на колянвият вал, като пресмятанията са направени при работа на ДВГ с обогатен биогаз до 95 % при два различни ъгъла на подаване на електрическата искра, с биогаз със съдържание на  $\text{CH}_4 - 80\%$ , с биогаз със съдържание на  $\text{CH}_4 - 70\%$  и с биогаз със съдържание на  $\text{CH}_4 - 59\%$ .

#### 4. Основни изводи:

Направените изчисления показват подробна информация за промяната на параметрите в двигателя и чрез тях може да бъде направен анализ на влиянието на различни параметри върху протичането на процеса горене. Също така с голяма точност може теоретично да се оптимизира горивния процес при необходимост за конкретен двигател.

От направените термодинамични изчисления може да се направи извод, че е неефективно използването на небогатен биогаз като гориво за ДВГ. Концентрация на  $\text{CO}_2$  в състава му от около 15% намалява долната топлина на изгаряне на горивото с до 33% ( $H_u$  се изменя от 45 670 на 30 806 kJ/ kg).

С така направените изчисления се решава задача 1 поставена в глава I.

### ГЛАВА IV – ЕКСПЕРИМЕНТАЛНО ИЗСЛЕДВАНЕ НА ГОРИВНИЯ ПРОЦЕС НА ДВИГАТЕЛ ROVER MAESTRO 1,3

#### 1. Цел на експерименталното изследване.

Експерименталните изследвания имат за цел оптимизиране и изследване на горивния процес, токсичността на отработилите газове и характерни параметри при работа на двигателя с обогатен биогаз до 95%, при различен ъгъл на подаване на електрическата искра и различни въздушни отношения.

*Основни задачи са:* Индициране на двигателя и изследване на топлоотделянето; Измерване и анализиране на токсичните компоненти в отработилите газове; Измерване и сравняване на мощностно-икономическите показатели на двигателя; Анализиране и определяне на оптималните стойности на въздушното отношение и ъгъла на подаване на електрическата искра на двигателя.

#### 2. Подготовка за провеждане на експеримента.

##### 2.1 Обект на изследване:

Поради все повече нарастващите норми за съдържанието на вредни компоненти в отработилите газове, както и за опазване на околната среда се налага използването на алтернативни горива. Биогазът по своята същност представлява газ смес на метан и  $\text{CO}_2$ . Използваната газова система включва всички елементи използвани и при системите за сгъстен природен газ (СПГ).

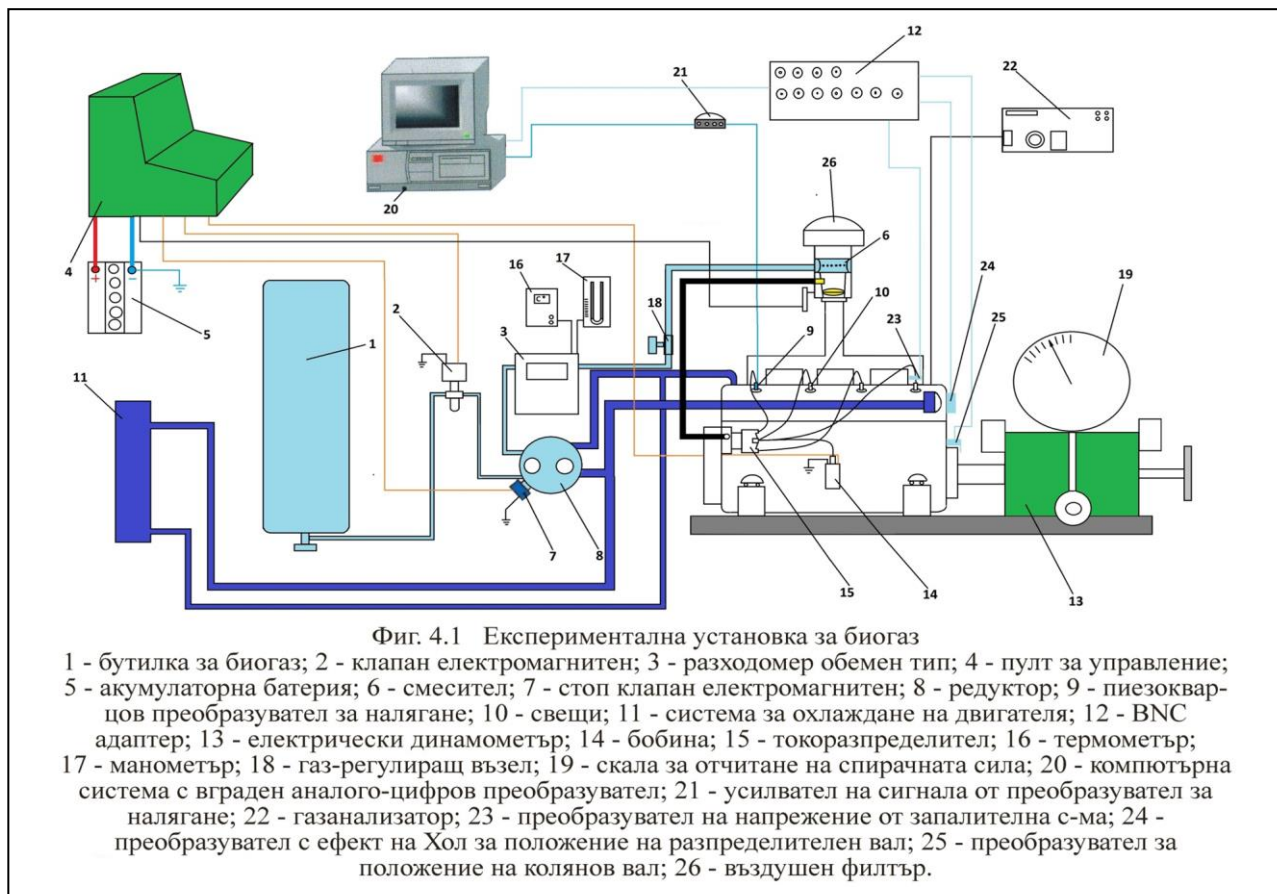
Обекта на изследване е бензинов двигател ROVER, с технически параметри показани на таблица 4.1.

Таблица 4.1 Технически параметри на двигател

№	ПАРАМЕТЪР	СТОЙНОСТ
1	Работен обем на двигателя [dm <sup>3</sup> ]	1,275
2	Диаметър на цилиндъра [mm]	70,61
3	Ход на буталото [mm]	81,28
4	Степен на сгъстяване	9,75
5	Номинална мощност при честота на въртене на колянвия вал [kW/ min <sup>-1</sup> ]	46/5500
6	Номинален въртящ момент при честота на въртене на колянвия вал [Nm/ min <sup>-1</sup> ]	95/3000
7	Ред на работа на двигателя	1-3-4-2
8	Тип охлаждане	Принудително – водно
9	Тактност	Четиритактов
10	Смесообразуване	Външно
11	Пълнене	Атмосферно
12	Брой и разположение на цилиндрите	4, редови

## 2.2 Описание на експерименталната установка:

Изпитваният двигател е закрепен чрез стойка към фундамента на лабораторията. Двигателят е присъединен чрез карданен съединител към уравновесена постоянно токова електрическа спирачка с независимо възбуждане поз.13 на фиг.4.1. Охлаждането е принудително, водно



като автоматична система поддържа необходимата работна температура в граници 90 – 92 °С. Схема на експерименталната установка за работа на ДВГ с биометан е показана на фигура 4.1. Системата за запис на данни от горивния процес е показана на позиции 9, 20, 21. Анализаторът на отработилите газове е показан с позиция 22. Системата за измерване на разхода на газово гориво е показана с позиции 2, 3, 16, 17. Системата за подаване на газово гориво е с позиции 1, 2, 7, 8, 18.

## 3. Методика за експерименталното изследване.

### 3.1 Измервани и изчислявани величини:

При провеждане на експерименталните изследвания са измервани следните величини: Натоварване на двигателя; Честота на въртене на коляновия вал; Разход на газово гориво (обогатен биогаз); Разход на постъпващият в двигателя въздух; Изменението на налягането в цилиндър на двигателя; Ъгъл на подаване на електрическата искра; Температурата на отработилите газове; Температура на охлаждащата течност; Температура на маслото в двигателя; Налягане на маслото в двигателя; Температура на околната среда; Барометрично налягане на въздуха; Влажност на въздуха; Съдържание на CO, CO<sub>2</sub>, O<sub>2</sub>, HC, NO<sub>x</sub> в отработилите газове.

След провеждане на експериментите са изчислени следните величини: Часов разход на гориво; Количество гориво за един цикъл; Коефициент на пълнене; Въздушно отношение; Мощностно-икономически показатели.

#### 4. Обработка на получените експериментални данни:

За регистриране диаграмите на изменение на налягането в цилиндъра се използва АЦП, като така се съкращава времето за последващата обработка на експерименталните данни. При използването на тази методика възникват проблеми от изчислително естество, като апаратни смущения, които се характеризират с големи и случайни отклонение на произволни места по изследваната крива, също така диаграмата на изменението на налягането в цилиндъра трябва да бъде гладка функция, която да може да се подложи на последващо диференциране.

След като се запишат няколко характеристики, те трябва да се обработят с цел получаването на една представителна характеристика. Следващата обработка на тази представителна характеристика има за цел да се определи динамиката на топлоотделяне на изследвания ДВГ.

При пресмятанията се използва следния метод за определяне на представителната характеристика: избира се тази диаграма, за която стойностите в определени характерни точки ( $\Theta$  момент на подаване на електрическата искра,  $\varphi_c$  точка от зоната на видимото горене и  $p_z$  точката с максимално налягане) съвпадат или са най-близки с математически усреднените стойности в съответните точки взети от интервал с най-голяма дисперсия от множеството диаграми.

##### *Параметри на процеса горене:*

На фигура 4.12 са показани параметрите на процеса горене, които се отчитат от индикаторната диаграма:

$\Theta$  – момент на подаване на електрическата искра [ $^{\circ}$  к.в.];

$p_{c'}$  - налягане при което започва видимото горене [MPa];

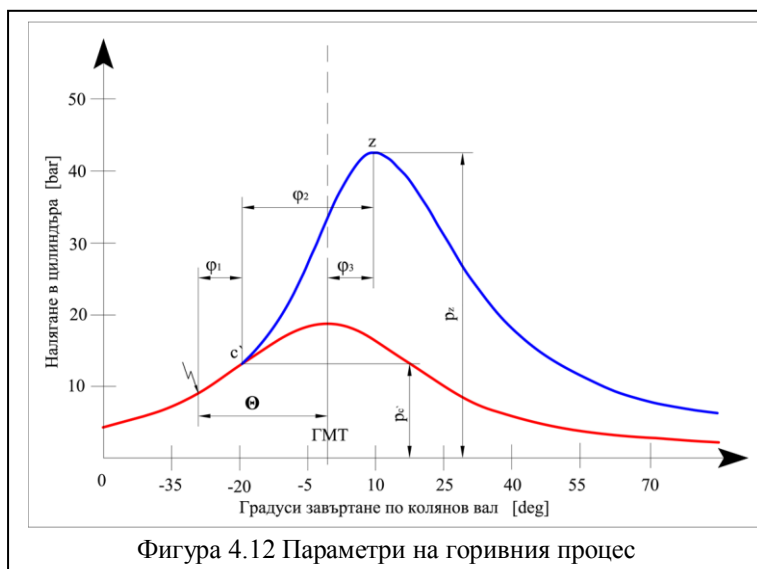
$\varphi_{c'}$  – момент при който започва видимото горене  $\varphi_{c'} = \varphi_2 - \varphi_3$  [ $^{\circ}$  к.в.];

$p_z$  – максимално налягане по време на процеса горене [MPa];

$\varphi_z$  – момент при който налягането има максимална стойност  $\varphi_3$  [ $^{\circ}$  к.в.];

След диференциране на индикаторната диаграма се получава диаграмата  $dp/d\varphi = f(\varphi)$ , от която се отчита максималната скорост на нарастване на налягането по време на процеса горене -  $(dp/d\varphi)_{\max}$  [MPa/deg].

Ако използваме анализ на топлоотделянето основан на първия закон на термодинамиката, чрез обработка на данни от реална индикаторна диаграма, към получените резултати ще бъдат добавени и топлинните загуби в следствие на износване на двигателя, увеличени хлабини и др. Затова пресмятанията се извършват чрез определяне на характеристиката на активно топлоотделяне  $X_a = f(\varphi)$ , където не се отчитат тези топлинни загуби при процеса горене.



Фигура 4.12 Параметри на горивния процес

При пресмятанята е използвана методика на Б. Шароглазов, според която уравнението по линията на горене от индикаторната диаграма може да се раздели на отделни участъци за които може да се запише първия закон на термодинамиката в следния вид:

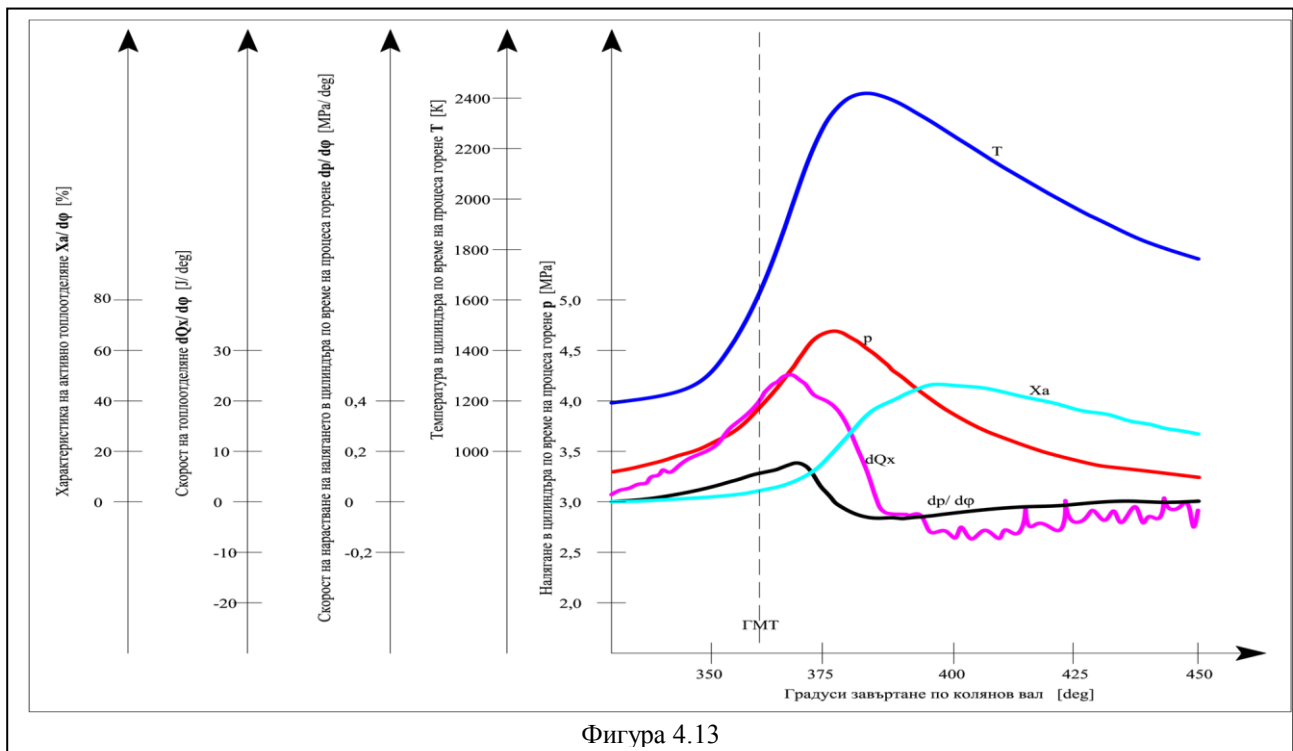
$$Q_{x_{1\div 2}} = \mu C_{v_{1\div 2}} \cdot (T_2 - T_1) + \int_{V_1}^{V_2} p dV \quad (4.16)$$

Температурата на газовете във всеки един момент се определя от уравнението:

$$T = \frac{T_{c'}}{p_{c'} \cdot V_{c'}} \cdot \frac{p \cdot V}{\beta} \quad (4.17)$$

Характеристика на активно топлоотделяне  $X_a$  представлява частта на отделеното количество топлина във функция от завъртането на колянвия вал.

$$X_a = \frac{Q_x(\varphi)}{\xi_z \cdot H_u \cdot q_c} \quad (4.18)$$

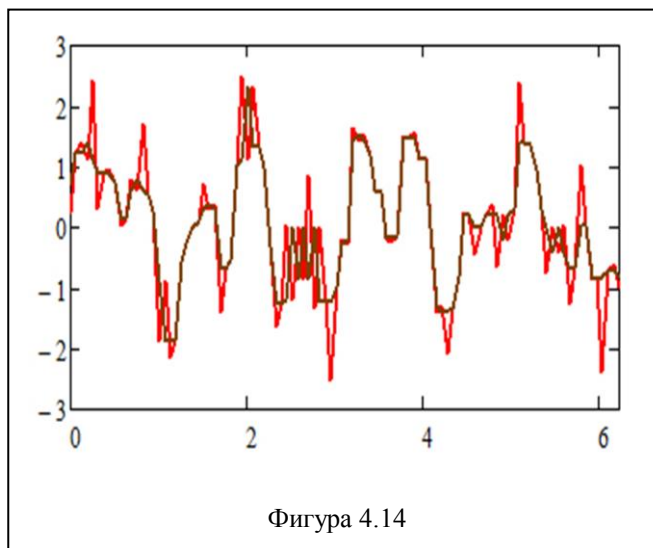


Фигура 4.13

Индикаторните показатели показват съвършенството на двигателя и работния цикъл. Чрез анализирането им можем да направим заключение за това доколко ефективно е преобразуването на химическата енергия на горивото в механична работа на двигателя. Тези показатели са: средно индикаторно налягане, индикаторна мощност, индикаторен КПД и индикаторен специфичен разход на гориво.

**Методика за обработка на експерименталните резултати:** При регистриране на индикаторните диаграми, има вероятност да се получат смущения от апаратурата. Тези смущения лесно се разпознават, тъй като имат случаен характер и стойността на точката е недействително изместена от множеството точки по диаграмата.

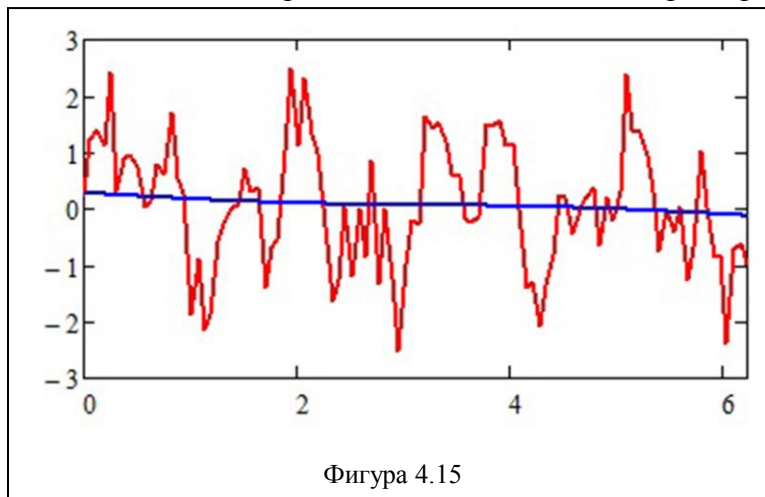
За премахването на този тип смущения е използван метода на „пълзящата медиана“. На фиг. 4.14 е показан резултата от обработката на част от диаграмата по този метод, като с червен цвят е показана част от кривата на налягането снета чрез АЦП, а с кафяв цвят вече обработена крива по метода „пълзяща“ медиана. Вижда се, че в точката където е имало смущение, след обработката и кривата се изкривява, но то е пренебрежимо малко и може да се счете, че смущението е премахнато.



Фигура 4.14

След предварителната обработка на данните от резултатите, следва отделянето на диаграмите една по една с цел последващата им обработка за определяне на характеристиките от процеса горене за всеки един работен цикъл.

За последващата обработка е необходимо да се премахне стъпаловидният характер на изследваната диаграма, като по този начин данните се представят в удобен за последващо диференциране вид, тъй като за коректното пресмятане на характеристиката на активното топлоотделяне е нужно диаграмата да бъде гладка и монотонна. Също така за последващите аналитични пресмятания е по-удобно кривата от изменението на налягането в

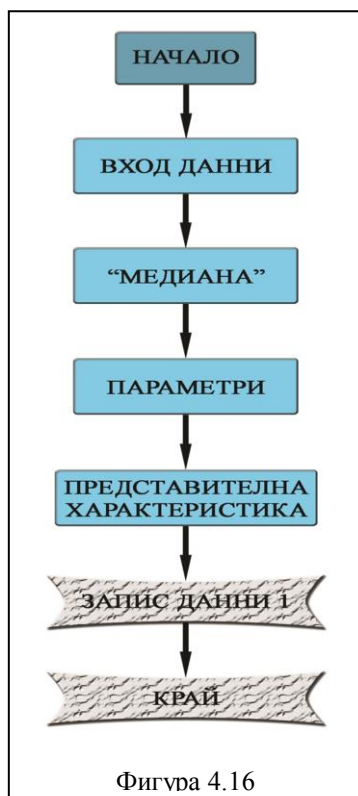


Фигура 4.15

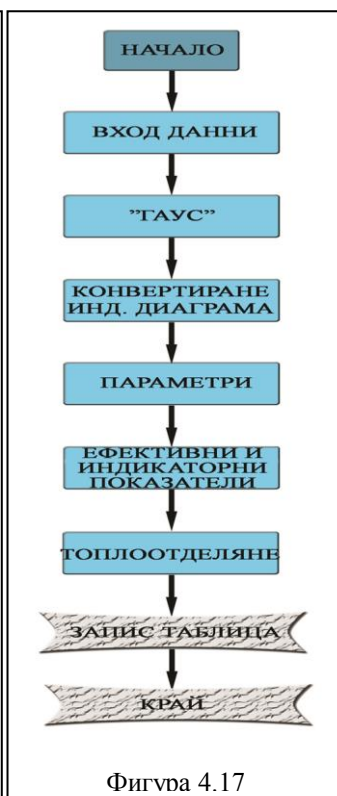
цилиндъра да се представи във функция от градуси завъртане на колянвия вал. Съществуват множество методи от математиката, които могат да се приложат за филтрирането на индикаторната диаграма. При пресмятанията за изглаждането на получените индикаторни диаграми е използван метод на Гаус. Като резултат се получава изгладена крива, която е удобна за последваща обработка. На фигура 4.15 е показана примерна графика на изгладена крива чрез тази функция. С червена линия е показана линията на изходната графика, а със синя линия- вече изгладената крива.

Избран е този метод за изглаждане на индикаторните диаграми, тъй като има най-голямо бързодействие в сравнение с други използвани методи и след прилагането му се получават достоверни изгладени криви.

Всички обработки на сигналите са извършени с помощта на програмния продукт Mathcad 15. На фигури 4.16 и 4.17 са показани опростени блок-схеми на последователността на направените пресмятания.



Фигура 4.16



Фигура 4.17

#### 5.4. Изводи:

Разработената методика и програми за изчисляване на параметрите на горивния процес на двигателя чрез обработка на индикаторната диаграма е с необходимата точност и прецизност и позволява подробно анализиране на протичащите по време на процеса горене явления.

Използваните преобразуватели за измерване на изменението на налягането в цилиндъра, за измерване честотата на въртене на колянвият вал, апаратурата за запис на данни на фирмата Kistler и използването на програмния продукт Labview, дава възможност за много точно и лесно отчитане и записване на необходимите данни, с което се свежда до минимум възможността за допускане

на грешки при измерванията и отчитанията на съответните параметри.

По този начин се дава решение на задача 2 поставена в глава I.

## ГЛАВА V – АНАЛИЗ НА РЕЗУЛТАТИТЕ ОТ ЕКСПЕРИМЕНТАЛНИТЕ ИЗСЛЕДВАНИЯ:

### 1. Избор на газово гориво и експериментални резултати:

От направените изследвания и публикации по въпроса може да се заключи, че при използването на обогатен биогаз (над 90% метан) наричан биометан или природен газ като гориво за двигателите с вътрешно горене, няма разлика в параметрите на двигателя. Основната причина за това са съществуващите стандарти за използването на биогаз като гориво за транспортните средства. Нецелесъобразно е използването на непречистен биогаз като гориво поради ред причини: ниска долна топлина на изгаряне на горивото, доказана и при термо-динамичните изчисления направени в трета глава на дисертацията; съдържанието на сероводородни съединения има пагубно влияние върху двигателя и др.

Направено е проучване на състава на биогаз добит в Пречиствателна Станция за Отпадъчни Води – Варна. Данни за състава на произвежданата биогаз са посочени в таблица 5.1.

Таблица 5.1 Състав на биогаз добиван в ПСОВ-Варна

Компонент	CH <sub>4</sub>	CO <sub>2</sub>	O <sub>2</sub>	H <sub>2</sub> S
Размерност	[%]	[%]	[%]	[ppm]
Количество	65	33	0	800

Поради тези причини при провеждането на експериментите е използван обогатен биогаз със съдържание на CH<sub>4</sub> до 95%. Направените експерименти представляват снемане на регулировъчни характеристики при различен състав на гориво-въздушната смес α, като променливият параметър е Θ (ъгъл на подаване на електрическата искра). Характеристиките са снети при честоти на въртене на колянвия вал - 2000 min<sup>-1</sup>, 3000 min<sup>-1</sup>, 3500 min<sup>-1</sup> и 4500 min<sup>-1</sup>, при 100% отворена дроселна клапа. Параметрите на



двигателя за работа с бензин използвани за сравнение при анализа на резултатите са получени от заводските характеристики.

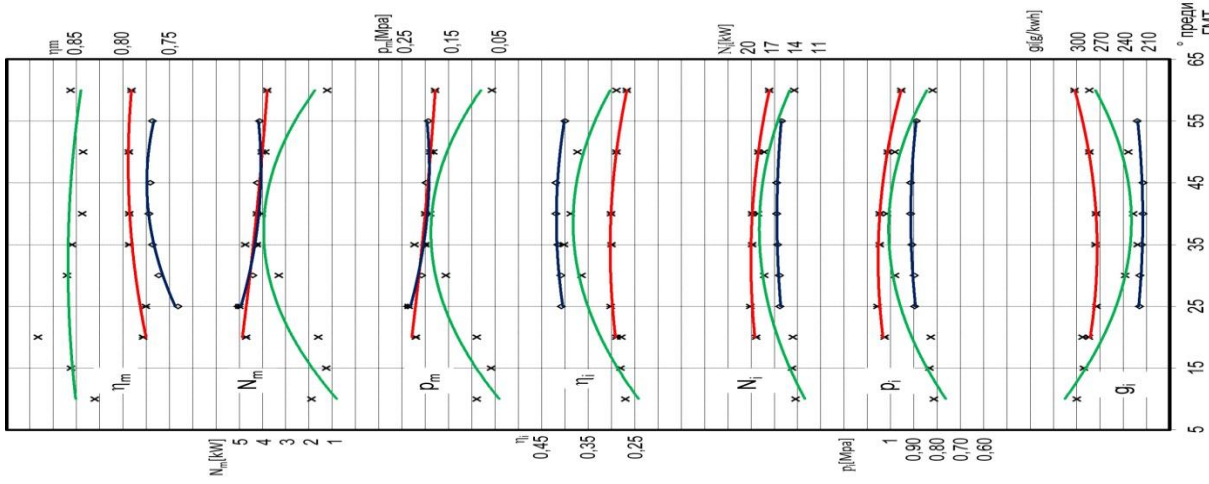
Отчетени са данни за натоварването, разхода на газово гориво, температури и налягания на отделни параметри, концентрациите на веществата в отработилите газове и също така са снети, записани и обработени индикаторни диаграми във всяка изследвана точка.

### 1.1 Индикаторни и ефективни показатели:

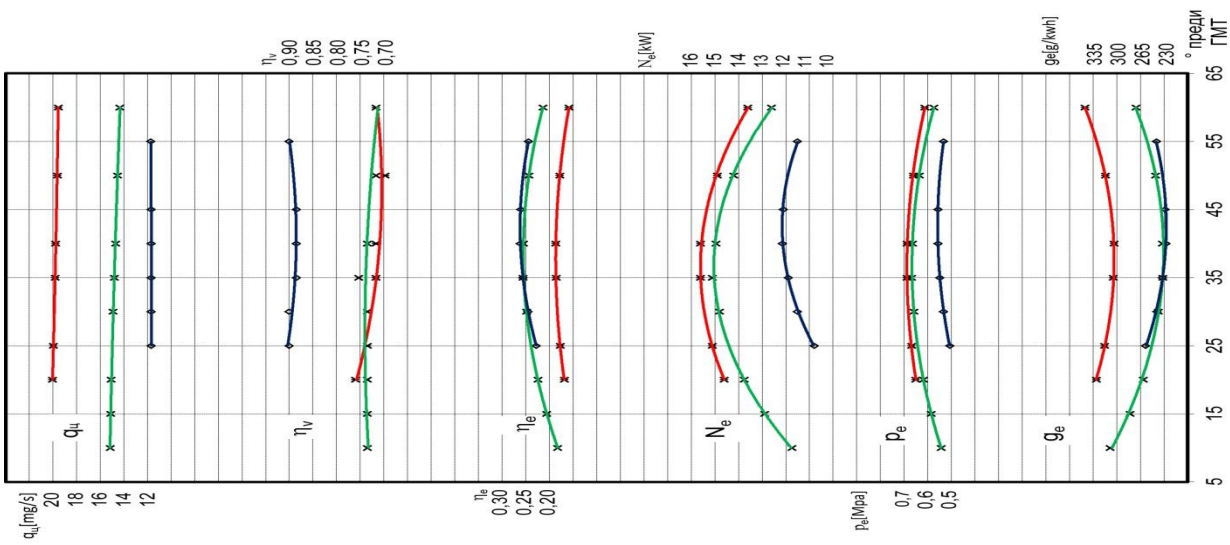
На фигури 5.1 и 5.2 са показани индикаторните, механичните и ефективни показатели при честота на въртене на колянвия вал  $n=2000 \text{ min}^{-1}$  и  $\alpha=0,82$ ; 1,05 и 1,62. Минимални и максимални стойности на отделните параметри ( $g_i$ ;  $p_i$ ;  $\eta_i$ ;  $N_i$ ;  $\eta_m$ ;  $N_m$ ;  $g_e$ ;  $p_e$ ;  $\eta_e$ ;  $N_e$ ;  $\eta_v$ ) се получават при  $\Theta$  около  $35^\circ$  преди GMT, което е и оптималният ъгъл на предварение за този режим. Според заводски данни при работа с бензин  $\Theta$  е около  $25^\circ$  преди GMT, което означава, че за работа с биометан ъгълът на подаване на електрическата искра (ПЕИ) на двигателя трябва да бъде увеличен с около  $10^\circ$  за получаване на максимална ефективност. Най-нисък ефективен специфичен разход на гориво се получава при  $\alpha=1,62$  –  $g_e=230 \text{ g/kW.h}$ . Максималната мощност при този режим е при  $\alpha=0,82$  и е  $N_e=15,6 \text{ kW}$ . Ефективният КПД има максимални стойности при  $\alpha=1,62$  и  $\alpha=1,05$  съответно  $\eta_e=0,312$  и  $\eta_e=0,311$ . Най-голямо изменение на коефициента на пълнене се получава при  $\alpha=0,82$  –  $\eta_v=0,7$  до 0,76. Коефициента на пълнене зависи както от отделяната топлина от двигателя така и от количеството на пряното работно вещество и разхода на въздух на двигателя. Този резултат е съвкупност от големи хидравлични съпротивления, най-голям обем на пряно работно вещество и най-малка полезна индикаторна работа отчетена от  $\eta_i$ . Количеството гориво за един цикъл е  $q_u=20 \text{ mg/s}$  при  $\alpha=0,82$ ,  $q_u=15 \text{ mg/s}$  при  $\alpha=1,05$  и  $q_u=11,68 \text{ mg/s}$  при  $\alpha=1,62$ .

Средното ефективно налягане  $p_e$  има почти еднакви стойности при  $\alpha=0,82$  и 1,05 съответно  $p_e=0,73$  и 0,71 МРа, поради това, че максималната скорост и пълнота на горене на газовъздушната смес се получават при  $\alpha$  малко над 1.

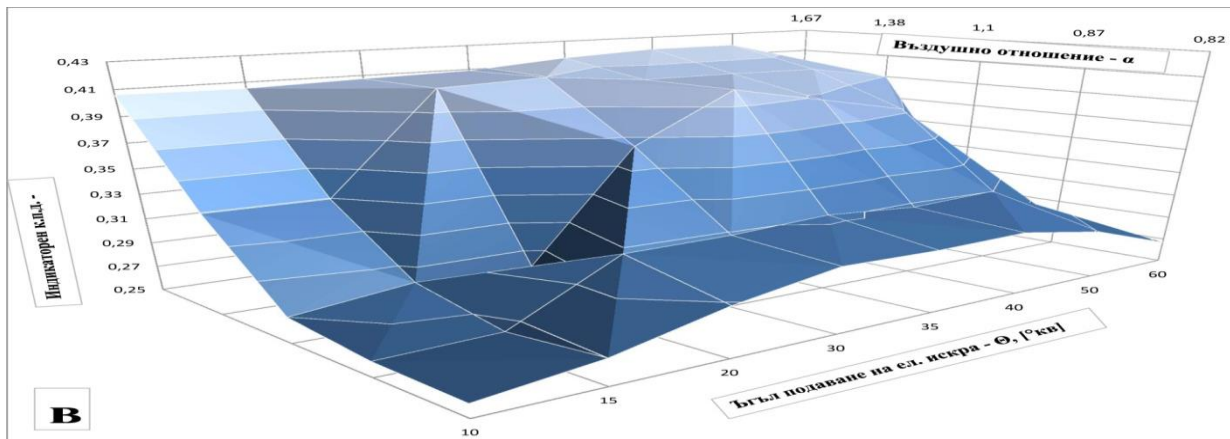
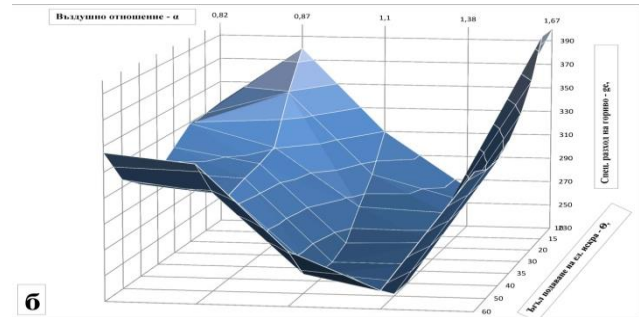
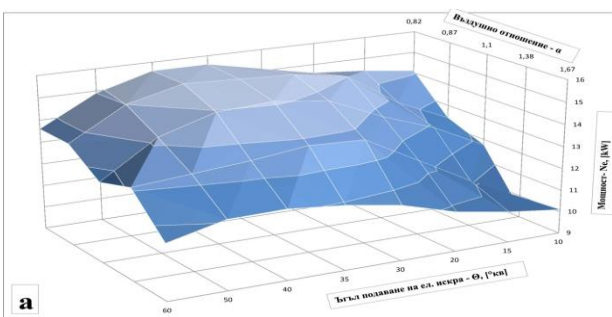
Най-висока индикаторна мощност се получава при  $\Theta=35\div 40^\circ$  преди GMT и  $\alpha=0,82$  и 1,05 съответно  $N_i=19,95$  и 19,85 kW. При тези стойности на регулировъчните параметри, индикаторната диаграма има най-голяма положителна площ. При намаляване на ъгъла на ПЕИ индикаторната работа намалява, тъй като максималното налягане на цикъла се получава в или преди GMT,  $p_{\max}$  се увеличава но се и увеличава отрицателната работа на цикъла. При увеличаване на  $\Theta$  над оптималната си стойност,  $N_i$  намалява защото голяма част от горивния процес протича при увеличен обем, стойността на  $p_{\max}$  намалява и отново се намалява положителната работа на индикаторната диаграма. Индикаторният КПД има най-висока стойност при  $\alpha=1,62$  –  $\eta_i=0,42$ , което показва, че при това въздушно отношение работният цикъл е най-съвършен. От друга страна при  $\alpha=0,82$  и  $\alpha=1,62$ , мощността за преодоляване на механичните загуби  $N_m$  е най-голяма, което се потвърждава и от стойностите на КПД на механичните загуби, което е в резултат на малко по-ниските стойности на температурата на отработилите газове и съответно на двигателя. На фигура 5.3 а), б) и в) е показано изменението на ефективната мощност  $N_e$ , специфичния разход на гориво  $g_e$  и индикаторният КПД  $\eta_i$  в зависимост от въздушното отношение  $\alpha$  и ъгъла на ПЕИ  $\Theta$  при честота на въртене на колянвия вал  $2000 \text{ min}^{-1}$ . Чрез тези графики може да се определят оптималните  $\alpha$  и  $\Theta$  за съответната честота на въртене.



Фиг.5.1 Индикатори и механични показатели при  $n=2000$  1/min и  $\alpha=0,82$ ;  $\alpha=1,05$ ;  $\theta=1,62$



Фиг.5.2 Ефективни показатели при  $n=2000$  1/min и  $\alpha=0,82$ ;  $\alpha=1,05$ ;  $\theta=1,62$



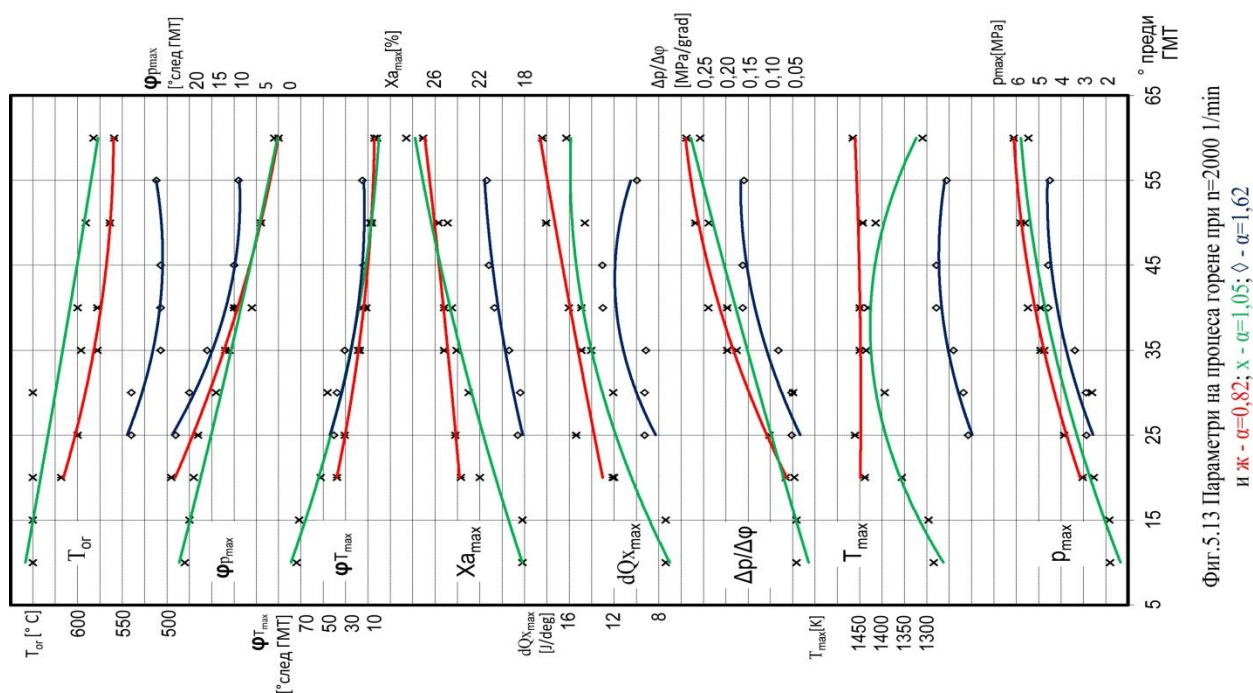
Фиг. 5.3 Изменение на  $N_e$  (а),  $g_e$ (б),  $\eta_i$ (в) при  $n=2000$   $\text{min}^{-1}$  във функция от  $\alpha$  и  $\theta$ .

В заключение може да се направи следният извод: за честота  $2000 \text{ min}^{-1}$  за да се получи максимална мощност, най-нисък разход на гориво и най-съвършен работен цикъл, двигателят трябва да работи с въздушно отношение  $\alpha=1,1$  и ъгъл на ПЕИ  $\Theta=30\div35^\circ$  преди ГМТ. Това е възможно поради свойствата на газовите горива да са възпламеняват при по-бедни смеси в сравнение с бензина.

При  $n=3000 \text{ min}^{-1}$  двигателят има максимален въртящ момент, който при работа с биометан е  $M_e=75 \text{ Nm}$  при  $\alpha=0,87$ . При сравняване на този параметър при работа на двигателя с бензин (данните за бензин са получени от заводските характеристики) се получава намаляване на максималният въртящ момент на двигателя с около 21%. Разликата е в резултат на много различната долна топлина на изгаряне  $H_u$  на различните горива. За бензиновите горива  $H_u=44 \text{ MJ/kg}$  а за биометана  $H_u=45,6 \text{ MJ/kg}$ . Въпреки високата долна топлина на изгаряне на газовото гориво, намаляването на мощностните показатели в сравнение с бензина се дължи на това, че за пълното изгаряне на едно и също количество гориво-въздушна смес при газовите горива е нужно по-голямо количество въздух ( $l_{0 \text{ бен}}=14,8 \text{ kg}$ ;  $l_{0 \text{ газ}}=16 \text{ kg}$ ).

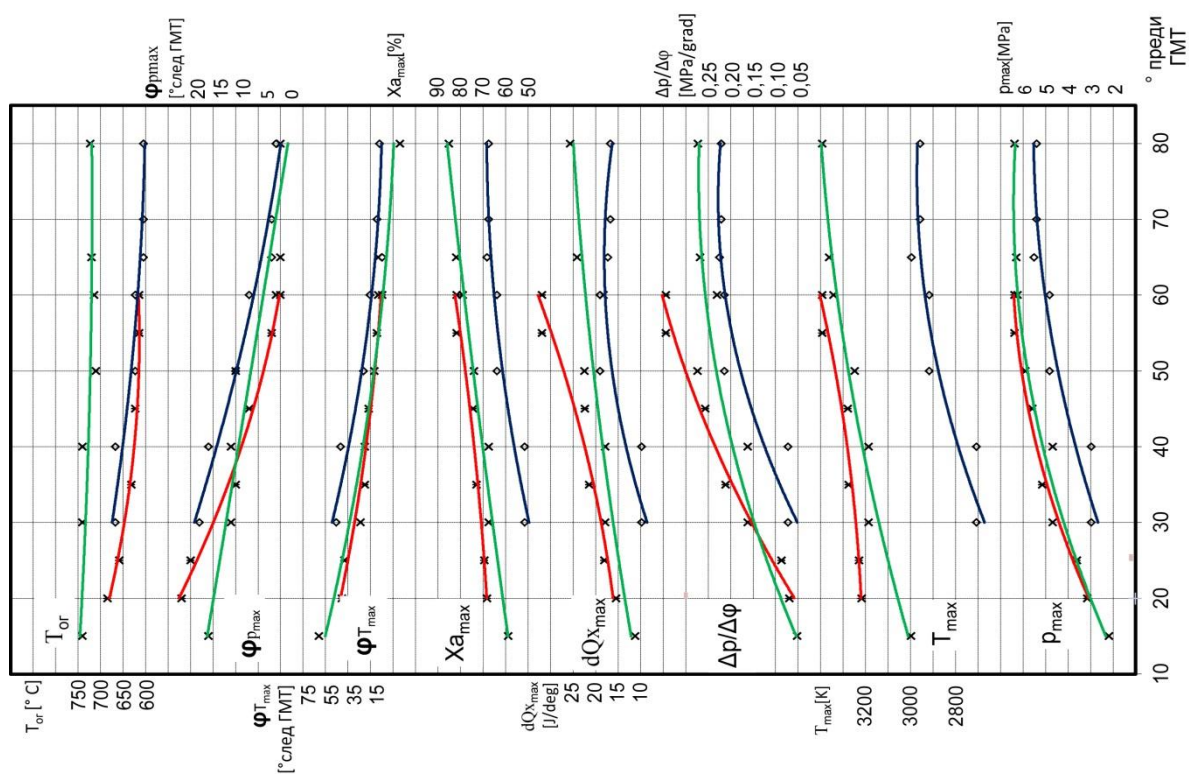
### 1.2 Параметри на процеса горене:

На фигура 5.13 са показани показателите на процеса горене при честота на въртене на колянвия вал  $n=2000 \text{ min}^{-1}$ . При оптимален ъгъл на ПЕИ, максималните стойности на налягането в цилиндъра  $p_z$  са между 4,5 и 5,6 МРа и се получават при  $\phi_{pz \text{ max}}=10 \div 16^\circ$  след ГМТ, което потвърждава ефективността на горивния процес. Максималната температура на газове в цилиндъра се достига при  $\phi_{Tz \text{ max}}=20 \div 34^\circ$  след ГМТ, където е и краят на видимото горене.



Фиг. 5.13 Параметри на процеса горене при  $n=2000 \text{ 1/min}$   
и  $\alpha=0,82$ ;  $\alpha=1,05$ ;  $\alpha=1,62$

Максималната топлина отделена за извършване на ефективна работа по време на видимото горене при  $n=2000 \text{ min}^{-1}$  е около 25%, докато останалото количество топлина се разпределя в охлаждащата течност и се изразходва за покриване на загубите от триене. Това е в следствие на ниските скорости на топлоотделяне, причина за които е недоброто почистване на цилиндъра, ниските скорости на движение на газовъздушната смес и по-дългата продължителност на горене на газовъздушната смес.



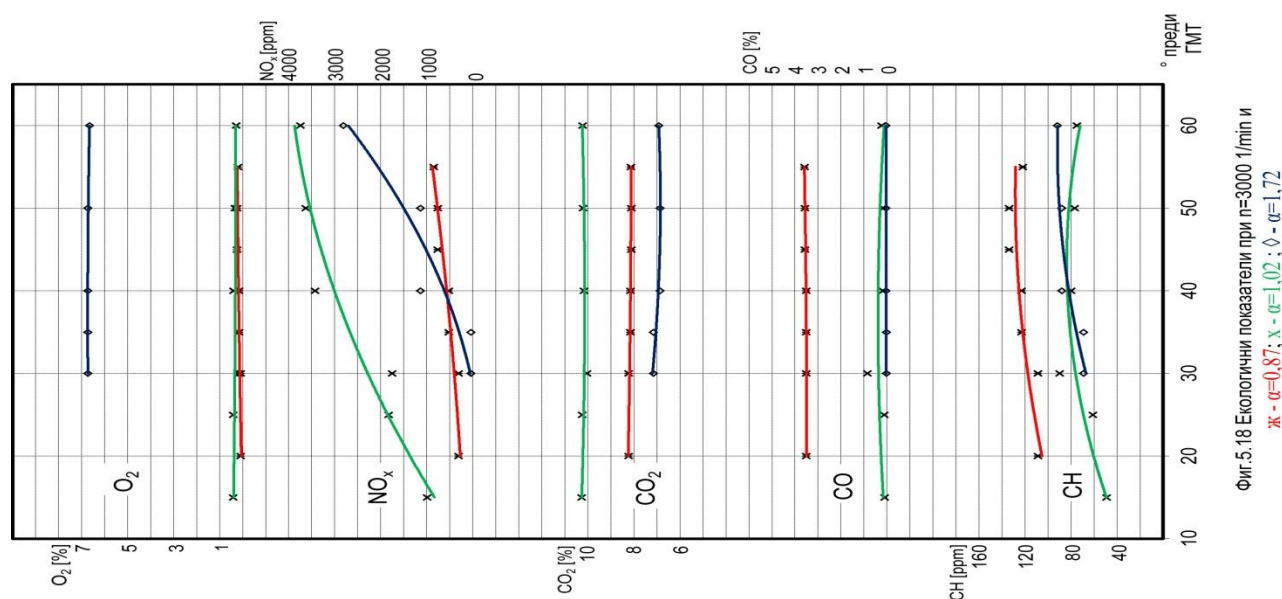
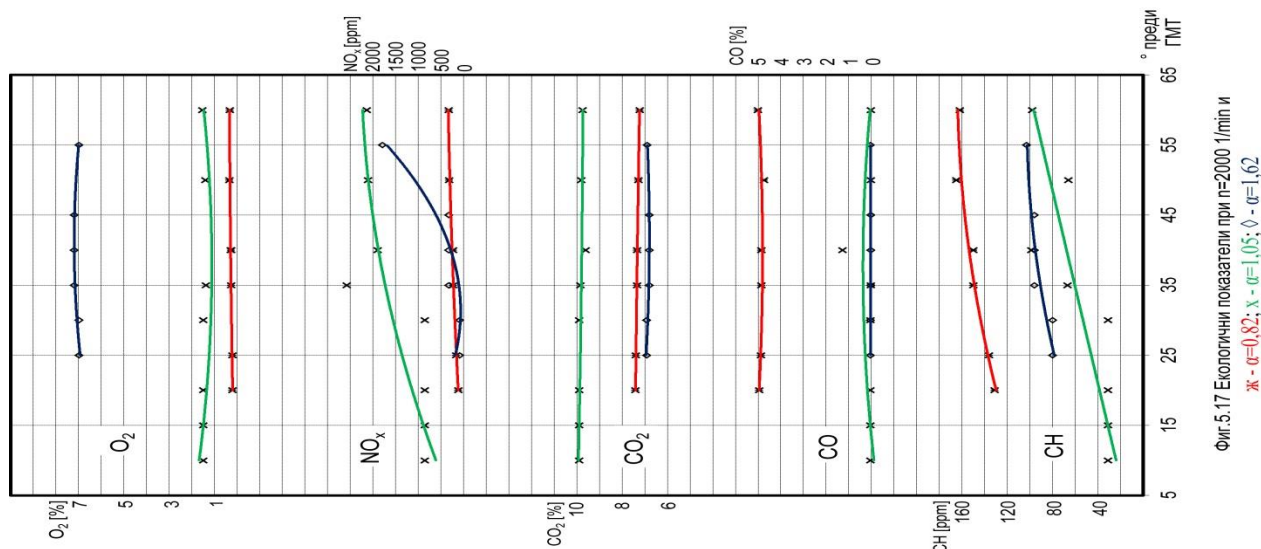
Фиг.5.16 Параметри на процеса горене при  $n=4500$  1/min и  $\alpha=0,84$ ;  $\alpha=1,05$ ;  $\alpha=1,62$

С увеличаване на честотата на въртене на двигателя се получава турбулизиране на газовъздушната смес, което оказва влияние върху скоростта на горене и твърдостта на работа на двигателя. При  $n=2000 \text{ min}^{-1}$ , оптимален ъгъл на ПЕИ  $\Theta=35^\circ$  преди ГМТ и  $\alpha=1,05$  -  $\Delta p/\Delta \varphi=0,18 \text{ MPa/deg}$ , при  $n=3000 \text{ min}^{-1}$ ,  $\Theta_{\text{опт}}=40^\circ$  преди ГМТ и  $\alpha=1$  -  $\Delta p/\Delta \varphi=0,27 \text{ MPa/deg}$  и при  $n=4500 \text{ min}^{-1}$ ,  $\Theta_{\text{опт}}=50^\circ$  преди ГМТ и  $\alpha=1,05$  -  $\Delta p/\Delta \varphi=0,27 \text{ MPa/deg}$ . Вижда се, че при ниски честоти на въртене двигателя работи по-меко, докато при достигане на честотата на максимален въртящ момент твърдостта на работа достига максималната си стойност и след това при увеличаване на  $n$ ,  $\Delta p/\Delta \varphi$  не се променя. Това определя и максималното налягане в цилиндъра, което е в граници от около  $p_{z \text{ max}}=5,5 \div 6 \text{ MPa}$ . Температурата  $T_{z \text{ max}}$  при същите условия се движи в граници от  $T_{z \text{ max}}=1400 \div 3300 \text{ K}$  съответно при  $n=2000$  и  $n=4500 \text{ min}^{-1}$ . Ъгълът при който се получава максимумът на налягането в цилиндъра при вече установените регулировъчни параметри е: при  $n=2000 \text{ min}^{-1}$  -  $\varphi_{p \text{ max}}=11^\circ$  след ГМТ, при  $n=3000 \text{ min}^{-1}$  -  $\varphi_{p \text{ max}}=9^\circ$  след ГМТ, при  $n=3500 \text{ min}^{-1}$  -  $\varphi_{p \text{ max}}=14^\circ$  след ГМТ и при  $n=4500 \text{ min}^{-1}$  -  $\varphi_{p \text{ max}}=10^\circ$  след ГМТ, които стойности отново и чрез теорията отново потвърждават правилния избор на регулировъчните параметри.

### 1.3 Екологични характеристики:

На фигури 5.17, 5.18, 5.19 и 5.20 е показано изменението на  $\text{CH}$ ,  $\text{CO}$ ,  $\text{CO}_2$ ,  $\text{NO}_x$  и  $\text{O}_2$  при различни въздушни отношения във функция на ъгъла на ПЕИ за честоти на въртене на колянвия вал съответно  $n=2000 \text{ min}^{-1}$ ,  $n=3000 \text{ min}^{-1}$ ,  $n=3500 \text{ min}^{-1}$  и  $n=4500 \text{ min}^{-1}$ . От графиките може да се заключи, че върху концентрациите на отделните съединения  $\Theta$  не оказва влияние с изключение на  $\text{NO}_x$  които основно зависят от температурата на горивния процес. Най-високо съдържание на  $\text{CH}$  има при богатите газовъздушни смеси, като  $\text{CH}$  достига стойности около 160 ppm. Също така при богата газовъздушна смес съдържанието на  $\text{CO}$  е най-високо и е в граници около 4÷5%. При богатите смеси въглеродния окис не успява да се окисли до  $\text{CO}_2$  поради забавянето на реакцията за окисление и

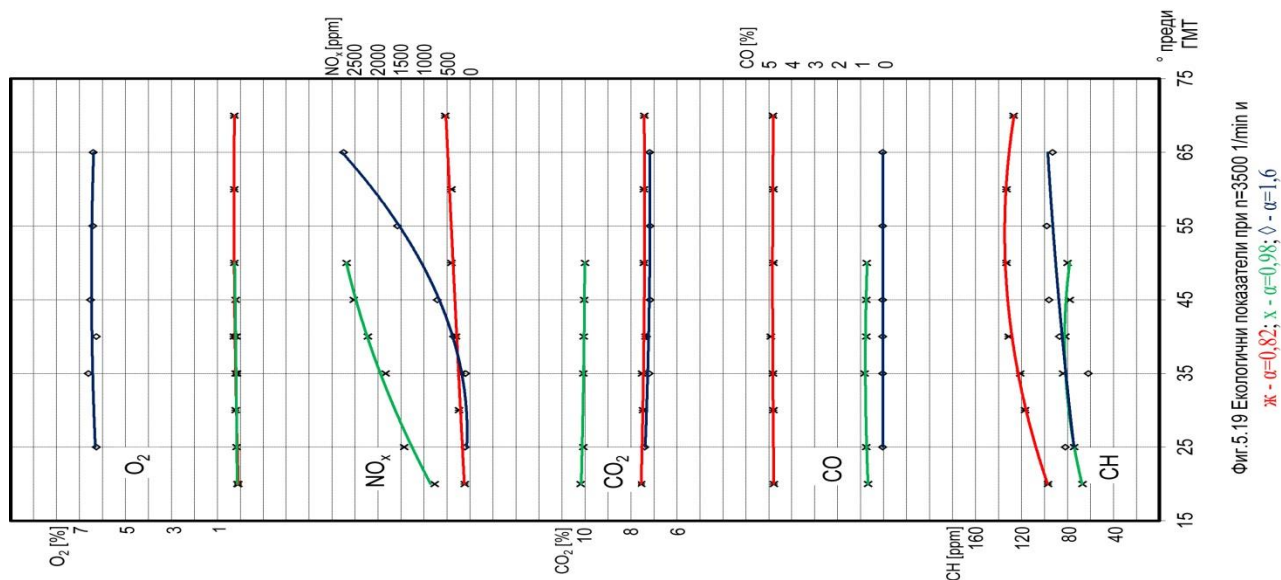
недостатъчното количество свободен кислород в горивната камера. При анализа на  $\text{CO}_2$  се вижда, че най-високи стойности около 10% се постигат при  $\alpha=1,05$ . Това е така защото при това въздушно отношение газоваздушната смес има най-висока скорост на горене и количеството кислород е достатъчно за да се получи пълно изгаряне на сместа в цилиндъра на двигателя, което дава възможност на  $\text{CO}$  максимално да се окисли до  $\text{CO}_2$ .



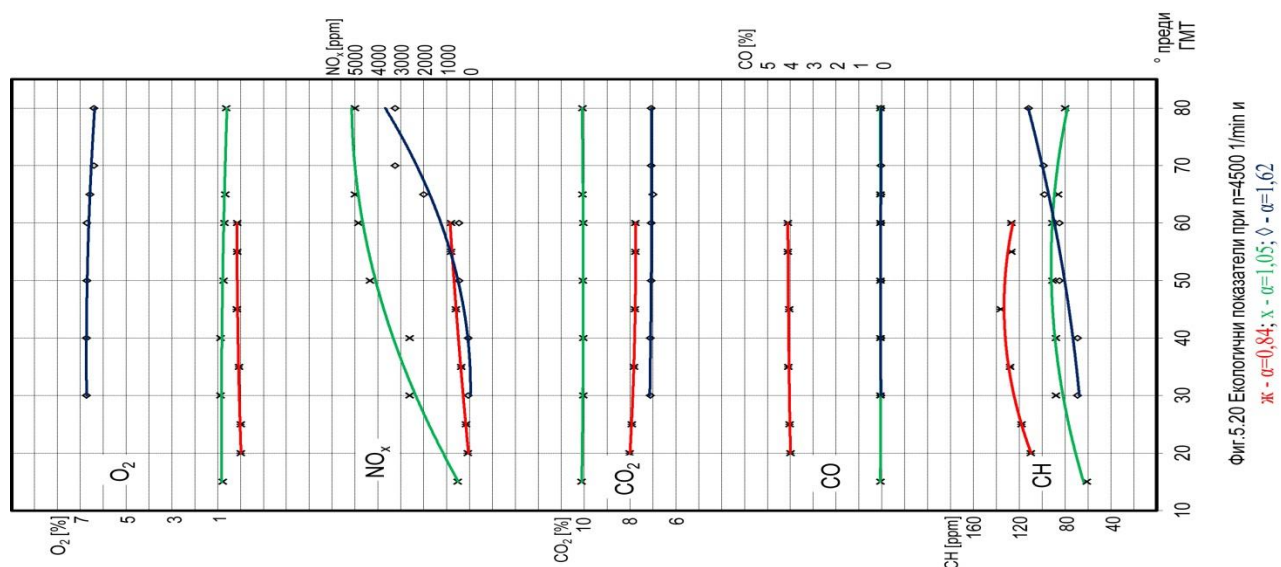
Отрицателен ефект от пълното изгаряне на газоваздушната смес при бедни въздушни отношения е това, че  $\text{NO}_x$  имат най-високи стойности от порядъка на 2000÷4000 ppm. При  $\alpha=1,05$  и  $\alpha=1,6$  влияние върху концентрацията на  $\text{NO}_x$  оказва и промяната на ъгъла на ПЕИ, тъй като от една страна при неговото увеличаване се увеличава и температурата на горивния процес а от друга в газоваздушната смес има достатъчно кислород за да могат молекулите на  $\text{O}_2$  и  $\text{N}_2$  да дисоциират и да се образуват азотни оксиди.

С увеличаване на  $n$  в следствие на интензивното топлопредаване от газовете към стените на цилиндъра, температурата и скоростта на горене намаляват и част от горивото намиращо се в пристенния слой на горивната камера не успява да се окисли поради

прекрътяването на окислителните реакции. Нивата на **CO** са незначителни при същите регулировъчни параметри и съответните честоти на въртене са: **CO<sub>2000</sub>**=0,03%, **CO<sub>3000</sub>**=0,18%, **CO<sub>3500</sub>**=0,76% и **CO<sub>4500</sub>**=0,06%, които стойности показват добър горивен процес с почти пълно окисление на въглеродния окис. Тези количества **CO** са в резултат на надостатъчната температура за тяхното доокисляване и получаване на **CO<sub>2</sub>** на слоя горивна смес в близост до стените на горивната камера.



Фиг. 5.19 Екологични показатели при  $n=3500$  1/min и  
ж -  $\alpha=0,82$ ; х -  $\alpha=0,98$ ;  $\diamond$  -  $\alpha=1,6$



Фиг. 5.20 Екологични показатели при  $n=4500$  1/min и  
ж -  $\alpha=0,84$ ; х -  $\alpha=1,05$ ;  $\diamond$  -  $\alpha=1,62$

Оценка на горивния процес и за пълното окисление на газовото гориво може да се направи и от нивата на въглеродния двуокис в отработилите газове, максималните стойности на които за метан са 10÷10,5%. При установените вече регулировъчни параметри стойностите на **CO<sub>2</sub>** са: при 2000 min<sup>-1</sup> – **CO<sub>2</sub>**=9,84%; при 3000 min<sup>-1</sup> – **CO<sub>2</sub>**=10,18%; при 3500 min<sup>-1</sup> – **CO<sub>2</sub>**=10,05% и при 4500 min<sup>-1</sup> – **CO<sub>2</sub>**=10,06%.

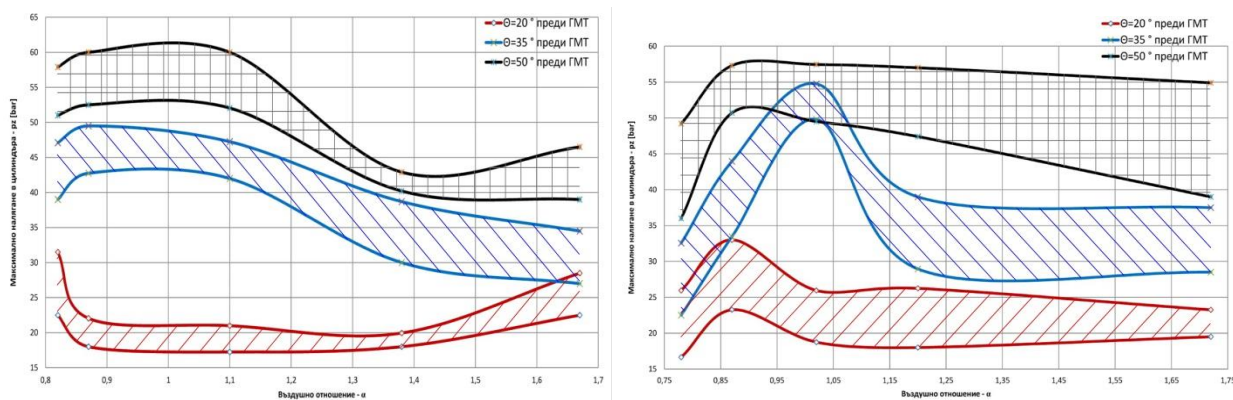
Единствените силно токсични вещества, които се образуват при пълното изгаряне на въглеводородните горива са **NO<sub>x</sub>**. При 2000 min<sup>-1</sup> – **NO<sub>x</sub>** =2580 ppm; при 3000 min<sup>-1</sup> – **NO<sub>x</sub>** =3430 ppm; при 3500 min<sup>-1</sup> – **NO<sub>x</sub>** =2223 ppm и при 4500 min<sup>-1</sup> – **NO<sub>x</sub>** =4350 ppm. Това е нормално, защото за постигането на оптималните мощностно-икономически показатели е необходима и повече топлина в цилиндъра на двигателя за постигане на по-голяма

ефективност от работния процес. За понижаване на азотните оксиди, могат да се приложат някои от известните до момента начини за намаляване концентрацията на  $\text{NO}_x$ .

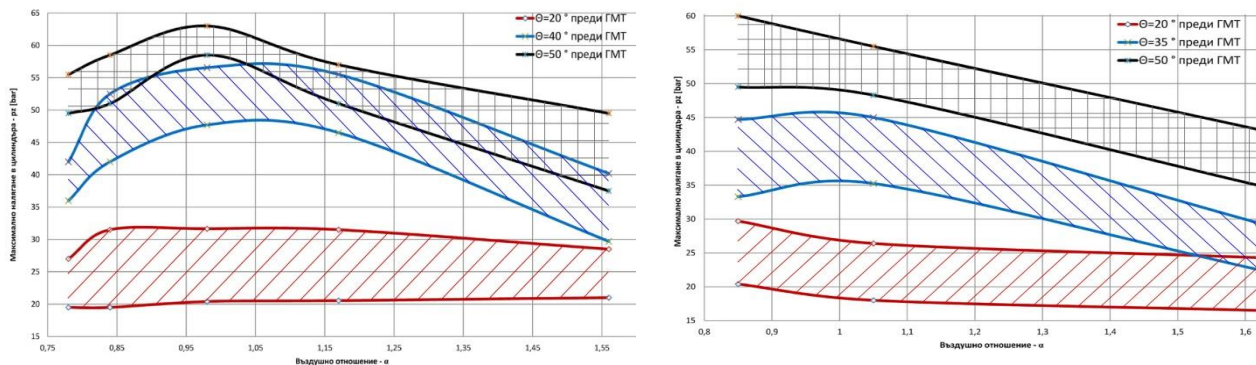
#### 1.4 Неравномерност на работния процес:

На фигури 5.21, 5.22, 5.23 и 5.24 са показани графики съответно при  $n=2000, 3000, 3500$  и  $4500 \text{ min}^{-1}$ , показващи цикловата неравномерност на двигателя изразена в промяна на максималното налягане в цилиндъра  $p_z$  във функция от въздушното отношение, при три различни ъгъла на ПЕИ.

На фигура 5.21 при  $n=2000 \text{ min}^{-1}$  се вижда, че при  $\Theta_{\text{опт}}$  неравномерността е най-ниска при  $\alpha$  около 1 и е  $10\div 12\%$ . С увеличаване или намаляване на  $\alpha$  неравномерността се увеличава, поради: увеличаването на нееднородността на газовъздушната смес постъпваща в цилиндъра за всеки един работен цикъл, по-голямата енергията на искрата необходима при горенето на бедни смеси както и намаляването на скоростта на горене на газовъздушната смес. С увеличаването на ъгъла на ПЕИ максималното налягане на цикъла също се увеличава, но също така нараства и отрицателната работа по време на процеса горене. При малък ъгъл на ПЕИ неравномерността е в граници от  $6\div 12\%$  поради влошения и изместен по линията на разширението горивен процес, влияние върху който оказват параметрите на процеса разширение. Максималното налягане е с ниски стойности  $p_z=1,8\div 3 \text{ МПа}$ , което е недостатъчно за получаване на максимална ефективност от горивния процес. С увеличаването на честотата на въртене на колянвия вал се увеличава и обхвата на изменение на максималното налягане в цилиндъра като при  $4500 \text{ min}^{-1}$  той достига до  $32\%$ , поради увеличаването на хидравличните съпротивления в пълнителния колектор и значителното съкращаване на времето на горивния процес. При честота на въртене съответстваща на максималният въртящ момент, най-малка разлика -  $9\%$  в промяната на максималното налягане в цилиндъра се получава при  $\alpha=1,02$ .



Фиг. 5.21 и 5.22 Изменение на цикловата неравномерност при  $n=2000 \text{ min}^{-1}$  и  $n=3000 \text{ min}^{-1}$

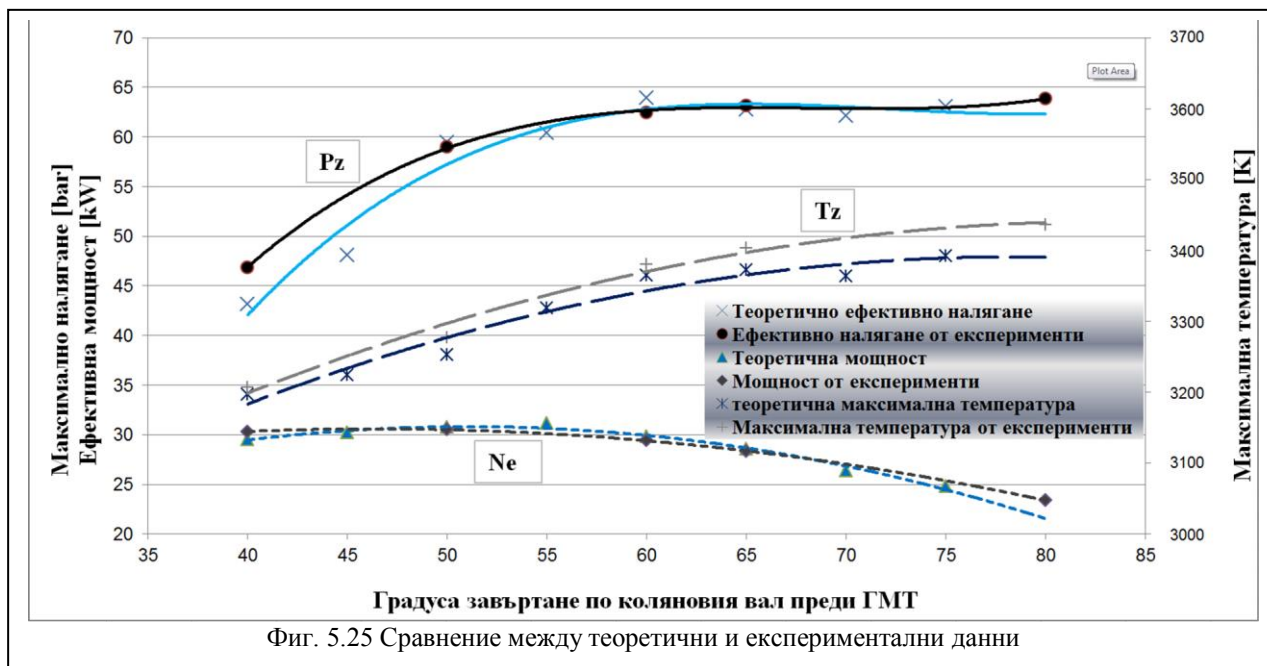


Фиг. 5.23 и 5.24 Изменение на цикловата неравномерност при  $n=3500 \text{ min}^{-1}$  и  $n=4500 \text{ min}^{-1}$

### 1.5 Проверка за адекватност на модела:

На фигура 5.25 е показано сравнение между теоретично изчислените в глава III стойности на изменението на максималното налягане в цилиндъра, изменението на маскимальните стойности на температурата и изменението на ефективната мощност на двигателя във функция на ъгъла на подаване на електрическата искра. Съпоставката е направена за един от изследваните режими – честота на въртене на колянвия вал = 4500 min<sup>-1</sup>, 100% отворена дроселна клапа и въздушно отношение  $\alpha=1,00$ . При сравняване на стойностите на максималното налягане в цилиндъра, най-голяма разлика между теоретичните изчисления и експерименталните се получава при малките ъгли на ПЕИ, като при 40° преди GMT разликата е 7,85%.

При ъгли 55÷75 ° преди GMT стойностите се препокриват, което показва адекватност на



модела. Пресметнатите стойности в глава III за ефективната мощност на двигателя са идентични с получените стойности на мощността при пресметнатите данни от експерименталните изследвания. Стойностите на максималната температура се различават максимум с до 0,9%. Характера на получените криви е идентичен, с което отново се потвърждава достоверността на избраният програмен продукт.

### 1.6 Изводи:

1. При преработка на бензинов двигател за работа с биометан за получаването на максимална ефективност на горивния процес, ъгъла на ПЕИ трябва да се увеличи. Това увеличаване е: до 3000 min<sup>-1</sup>,  $\Theta_{\text{опт}}=+10^\circ$ ; от 3500 min<sup>-1</sup> до 4500 min<sup>-1</sup>,  $\Theta_{\text{опт}}=+20^\circ$ ;

2. При използване на биометан като гориво в сравнение с бензин, максималният въртящ момент на двигателя намалява с 21%. Това може да се избегне чрез увеличаване на степента на сгъстяване на двигателя;

3. Най-добри индикаторни показатели за  $n=2000 \text{ min}^{-1}$  ( $p_i=0,93 \text{ MPa}$ ;  $N_i=19,85 \text{ kW}$ ;  $g_i=179 \text{ g/kWh}$ ;  $\eta_i=0,4$ ; за  $n=3000 \text{ min}^{-1}$   $p_i=0,92 \text{ MPa}$ ;  $N_i=29,2 \text{ kW}$ ;  $g_i=195 \text{ g/kWh}$ ;  $\eta_i=0,37$ ; за  $n=3500 \text{ min}^{-1}$   $p_i=0,96 \text{ MPa}$ ;  $N_i=35,7 \text{ kW}$ ;  $g_i=186 \text{ g/kWh}$ ;  $\eta_i=0,39$ ; за  $n=4500 \text{ min}^{-1}$   $p_i=0,91 \text{ MPa}$ ;  $N_i=43,5 \text{ kW}$ ;  $g_i=183 \text{ g/kWh}$ ;  $\eta_i=0,39$ ;) се получават при  $\alpha=1,00\div 1,05$ , тъй като при това въздушно отношение има най-пълно изгаряне на газовъздушната смес.



4. Аналогично най-високи ефективни показатели на двигателя се получават отново при  $\alpha=1,00\div 1,05$  (при  $n=2000 \text{ min}^{-1}$   $p_e=0,71 \text{ MPa}$ ;  $N_e=15,1 \text{ kW}$ ;  $g_e=235 \text{ g/kWh}$ ;  $\eta_e=0,31$ ; при  $n=3000 \text{ min}^{-1}$   $p_e=0,71 \text{ MPa}$ ;  $N_e=22,6 \text{ kW}$ ;  $g_e=253 \text{ g/kWh}$ ;  $\eta_e=0,28$ ; при  $n=3500 \text{ min}^{-1}$   $p_e=0,73 \text{ MPa}$ ;  $N_e=27,1 \text{ kW}$ ;  $g_e=244 \text{ g/kWh}$ ;  $\eta_e=0,29$ ; при  $n=4500 \text{ min}^{-1}$   $p_e=0,64 \text{ MPa}$ ;  $N_e=30,5 \text{ kW}$ ;  $g_e=260 \text{ g/kWh}$ ;  $\eta_e=0,28$ ), което потвърждава отново, че при тези стойности на въздушното отношение работния процес е най-ефективен с най-голяма скорост на горене на газовъздушната смес и най-голяма пълнота на горене.

5. Коефициентът на пълнене  $\eta_v$  е в граници от 0,75 до 0,72 съответно от 2000 до  $4500 \text{ min}^{-1}$ , което е в резултат на увеличените хидравлични съпротивления при високите честоти на въртене на колянвия вал, но не зависи от вида на горивото.

6. При работата на ДВГ с оптимални  $\Theta$  и  $\alpha$ , концентрацията на CO в отработилите газове е почти 0%, което говори за максимална пълнота на горивния процес;

7. При работа на двигателя с оптималните стойности на  $\Theta$  и  $\alpha$ , е установено повишаване на концентрацията на азотните оксиди ( $n=2000 \text{ min}^{-1}$  –  $\text{NO}_x = 2580 \text{ ppm}$ ;  $n=3000 \text{ min}^{-1}$  –  $\text{NO}_x = 3430 \text{ ppm}$ ;  $n=3500 \text{ min}^{-1}$  –  $\text{NO}_x = 2223 \text{ ppm}$ ;  $n=4500 \text{ min}^{-1}$  –  $\text{NO}_x = 4350 \text{ ppm}$ ), което е в резултат на увеличената топлина отделяна по време на процеса горене. С увеличаване честотата на въртене на колянвия вал, се увеличава и цикловата неравномерност на двигателя изразена в промяна на максималното налягане  $p_z$  между отделните работни цикли -  $n=2000 \text{ min}^{-1} \rightarrow p_z=4,2\div 4,73 \text{ MPa}$ ;  $n=3000 \text{ min}^{-1} \rightarrow p_z=5\div 5,48 \text{ MPa}$ ;  $n=3500 \text{ min}^{-1} \rightarrow p_z=4,77\div 5,66 \text{ MPa}$ ;  $n=4500 \text{ min}^{-1} \rightarrow p_z=3,53\div 4,5 \text{ MPa}$ ;, което се дължи на недостатъчното време за смесобразуване и горене.

### ОСНОВНИ ИЗВОДИ И ЗАКЛЮЧЕНИЕ

1. Използването на биометан в транспортния сектор е технология с голям потенциал и важни социално-икономически ползи. Биометанът може да се използва като гориво по същия начин и в същите транспортни средства, както и природния газ, след като е преминал процес на обогатяване. Доказано е, че обогатеният биогаз (биометан) има най-голям потенциал като гориво, в сравнение с останалите биогорива.

2. От направените термодинамични изчисления в глава III става ясно, че е неефективно използването на необогатен биометан като гориво за ДВГ. Концентрация на  $\text{CO}_2$  в състава му от около 15% намалява долната топлина на изгаряне на горивото с до 33% ( $H_u$  се изменя от 45 670 на 30 806 kJ/ kg). Поради тази причина използването на необогатен биогаз е неефективно, но в този си вид той може да се използва в стационарни установки със системи с външно горене.

3. При сравняване на изчислените параметри с параметрите получените от експерименталните изследвания на двигателя се получават почти еднакви стойности, като разликите са в основно до 3%. Това дава възможност програмният продукт да се използва за прогнозиране и изчисляване на параметрите на ДВГ при промяна на вида на използваното гориво или при промяна на регулировъчните параметри.

4. Комплексното експериментално изследване на работния процес на двигателя позволява да се установи връзката на регулировъчните параметри с продължителността на горене и топлоотделянето. Коефициентът на активно топлоотделяне  $X_{a_{\max}}$  е в граници от 25 $\div$ 71% съответно при честоти на въртене от 2000 $\div$ 4500  $\text{min}^{-1}$ . Максималната скорост на топлоотделяне  $dQ_{x_{\max}}$  се изменя в граници от 14 $\div$ 23 J/deg, което е в резултат на увеличаването на турболизирането на газовъздушната смес и скоростта на разпространение на фронта на пламъка. Максимална температура по

време на горенето се получава при  $\varphi_{Tz \max} = 20 \div 34^\circ$  след ГМТ, където е и краят на видимото горене.

5. Твърдостта на работа на двигателя при оптимални регулировъчни параметри е в граници  $\Delta p/\Delta \varphi = 0,18 \div 0,27$  МРА/deg, в зависимост от честотата на въртене на колянвия вал. По-високите стойности са при  $\alpha = 1,00 \div 1,05$ , което показва, че най-висока скорост на разпространение на фронта на пламъка при биометанова смес се получава при състав малко над стехиометричната пропорция.

6. За максимална ефективност на горивния процес ъгълът на подаване на електрическата искра спрямо регулировките за бензин, трябва да се увеличи с от  $10 \div 20^\circ$  в зависимост от честотния режим на двигателя, което е вследствие на по-ниската скорост на горене на биометана в сравнение с бензина.

7. При използване на биометан като гориво в сравнение с бензин, максималният въртящ момент на двигателя намалява с 21%;

8. С увеличаване на честотата на въртене на колянвия вал се увеличава и цикловата неравномерност на двигателя, като при ниските честоти на въртене неравномерността е около 10% и достига 32% при  $n = 4500 \text{ min}^{-1}$ . Това се дължи на намаляване на времето за горене.

9. Най-добри индикаторни и ефективни показатели се получават при  $\alpha = 1,00 \div 1,05$ , тъй като при това въздушно отношение газовъздушната смес има най-висока скорост на горене и се получава най-пълно изгаряне на сместта в цилиндъра на двигателя. При  $n = 3000 \text{ min}^{-1}$ , индикаторната и ефективната мощност са съответно  $N_i = 30 \text{ kW}$  и  $N_e = 23 \text{ kW}$ , максималният въртящ момент е  $M_e = 75 \text{ Nm}$ , минималния специфичен разход на гориво  $g_e = 250 \text{ g/kWh}$ . При  $n = 4500 \text{ min}^{-1}$  тези параметри са:  $N_i = 44 \text{ kW}$ ,  $N_e = 30 \text{ kW}$ ,  $M_e = 68 \text{ Nm}$ ,  $g_e = 260 \text{ g/kWh}$ . В ниските честоти на въртене на колянвия вал -  $n = 2000 \text{ min}^{-1}$  тези параметри са:  $N_i = 20 \text{ kW}$ ,  $N_e = 15 \text{ kW}$ ,  $M_e = 72 \text{ Nm}$ ,  $g_e = 235 \text{ g/kWh}$ .

**От проведените експерименти и анализа на горивния процес може да се заключи, че единственият недостатък за използването на биометан като гориво за двигателите с вътрешно горене е намаляването на мощностните показатели на двигателя с  $15 \div 20\%$  при оптимални регулировъчни параметри, но разходът на гориво е по-нисък с около 30% спрямо бензина, което се дължи на по-доброто смесообразуване и пълнота на горене. Използването на биометан като гориво за двигателите с вътрешно горене има голям потенциал с важни социално-икономически ползи (биометана е алтернативен енергиен източник). Чрез неговото използване значително могат да се намалят отделяните от автомобилите в атмосферата вредни емисии в отработилите газове, което се потвърждава и от получените експериментални резултати –  $\text{CO} \approx 0\%$ ,  $\text{CO}_2 \text{ макс} \approx 10\%$ ,  $\text{CH}_{\text{макс}} \approx 90 \text{ ppm}$  и  $\text{NO}_x \approx 4000 \text{ ppm}$ . Освен това биогазът е изключително значим парников газ с високо съдържание на метан и въглероден двуокис в пропорции около 60/ 40%. Това прави задължително използването на биогазът за енергийни цели в местата на неговото получаване (градски сметища, различни ферми и места на гниене на органични продукти), както и като гориво за ДВГ след обогатяването му.**

## НАУЧНО - ПРИЛОЖНИ ПРИНОСИ

1. Направен е задълбочен теоретичен анализ на възможностите за използване на биогаз с различни концентрации на  $\text{CH}_4$  и  $\text{CO}_2$  като гориво за ДВГ. Анализирани и сравнени са множество параметри свързани както с мощностно-икономическите показатели така и с показателите на горивния процес.
2. Разработен е алгоритъм и компютърна програма за обработка на индикаторна диаграма в резултат на което са получени подробни данни както за индикаторните и ефективни показатели, така и за показателите на горивния процес.
3. В резултат от анализа на индикаторните диаграми са изведени зависимости за параметрите на горивния процес във функция от регулировъчните параметри при различни честоти на въртене на колянвият вал.
4. Направен е анализ и са изведени зависимости за изменението на неравномерността на работа на двигателя в зависимост от въздушното отношение.
5. Получени са експериментални резултати даващи възможност за точното определяне на регулировъчните параметри за постигането на максимална ефективност при работата на ДВГ. Изведени са графични зависимости на индикаторите, мощностно-икономическите и екологичните показатели. Направена е оценка на влиянието на регулировъчните параметри върху изменението на всеки един показател.
6. В процеса на работа е разработена и усъвършенствана комплексна експериментална установка за изследване показателите и параметрите на газови горива използвани при двигателите с външно смесобразуване.

## ПУБЛИКАЦИИ ВКЛЮЧЕНИ В ДИСЕРТАЦИОННИЯТ ТРУД

1. Христов Р., Димитров Р. – **Методи за добиване на биогаз**; *XVI НАУЧНО – ТЕХНИЧЕСКА КОНФЕРЕНЦИЯ С МЕЖДУНАРОДНО УЧАСТИЕ „ЕКО ВАРНА 2010“*, ISBN 954-20-00030, том XVII, част I, стр: 19 – 26;
2. Димитров Р. – **Възможности за производство на биогаз в България**; *XVI НАУЧНО – ТЕХНИЧЕСКА КОНФЕРЕНЦИЯ С МЕЖДУНАРОДНО УЧАСТИЕ „ЕКО ВАРНА 2010“*, ISBN 954-20-00030, том XVII, част II, стр: 748 – 755;
3. Белчев С., Димитров Р. – **Алгоритъм за автоматизирано пресмятане на максималната температура на горене**; *XVII НАУЧНО – ТЕХНИЧЕСКА КОНФЕРЕНЦИЯ С МЕЖДУНАРОДНО УЧАСТИЕ „ЕКО ВАРНА 2011“*, ISBN 954-20-00030, том XVIII, стр: 82 – 87;
4. Димитров Р., Христов Р., Димитров А., - **Система за експериментални изследвания на бензинови и газови ДВГ**, *XIX НАУЧНО – ТЕХНИЧЕСКА КОНФЕРЕНЦИЯ С МЕЖДУНАРОДНО УЧАСТИЕ „ЕКО ВАРНА 2013“*, ISBN 954-20-00030, том XIX, стр: 150 – 157
5. Димитров Р., Христов Р. - **Обработка на индикаторна диаграма на бензинов ДВГ**, *СБОРНИК НА ТУ-ВАРНА ПО ПРОЕКТ BG051PO001—3.3.06.05 D01-89/19.03.2012 г.*, ISBN 978-954-760-316-5, изд. Колор принт, Варна, 149 – 153

# INVESTIGATE THE INFLUENCE OF UPGRADED BIOGAS ON COMBUSTION PROCESSES IN ENGINE WITH EXTERNAL MIXTURE FORMATION

By Eng. Radostin Dimitrov Dimitrov, MSc.

## Thesis

For acquiring academic and educational degree “PhD”

### SUMMARY

The use of upgraded biogas in the transport sector is a technology with great potential and important socio-economic benefits (biomethane is an alternative energy source). The number of passenger cars, public transport and heavy duty vehicles powered by biogas is increasing every year. Biogas can be used as a fuel in the same way and the same vehicles like natural gas (CNG). Number of European cities that replace their diesel buses with buses powered by methane is constantly increasing.

The aim of the thesis was to investigate the combustion processes of SI engine (Rover Maestro 1.3 dm<sup>3</sup>) via variation of adjustment parameters, engine speed and loading when engine work with biogas fuel (upgraded biogas). This study includes calculation and analysis of indicators and effective performance parameters of the working cycle, the adjustment parameters, the fuel consumption and environmental characteristics.

From the experiments and analysis of the combustion process can be concluded that the only disadvantage to use of biomethane as a fuel for internal combustion engines is to decrease the engine power by 15 ÷ 20% at optimal adjustment parameters, but fuel consumption is about 30% lower compared with gasoline. This is due to the very good mixture formation and fullness of combustion process. Through its use can significantly reduce released from cars emissions of the exhaust gases, which is confirmed by experimental results obtained – CO ≈ 0%, CO<sub>2 max</sub> ≈ 10%, CH<sub>max</sub> ≈ 90 ppm and NO<sub>x</sub> ≈ 4000 ppm. Moreover, biogas is extremely important greenhouse gas, has a high content of methane and carbon dioxide in proportions of about 60/40%. This makes mandatory the use of biogas for energy purposes in the places of their destination (city landfills, farms and other places of decay of organic products), as well as like fuel for internal combustion engines after upgrade.

# ИЗСЛЕДОВАНИЕ ВЛИЯНИЕ ОБОГАЩЕННОГО БИОГАЗА НА ПРОЦЕССА СГОРАНИЯ В ДВИГАТЕЛЯХ С ВНЕШНИМ СМЕСООБРАЗОВАНИЕ

Име: Радостин Димитров Димитров

## Диссертация

на соискание ученой и образовательной степени доктора

## РЕЗЮМЕ

Использование обогащенного биогаза в транспортном секторе является технология с большим потенциалом и важных социально-экономических выгод. Количество легковых автомобилей, общественного транспорта и автомобилей большой грузоподъемности, работающих на биогазе с каждым годом увеличивается. Биогаз может быть использован в качестве топлива таким же образом и в тех же транспортных средств, и природного газа. Количество европейских городов, которые заменяют их дизельные автобусы с автобусами, работающих на метане, постоянно растет.

Целью работы было исследовать рабочий процесс двигателя Rover Maestro 1.3 в случае параметров настройки, частоты и режимов нагрузки при использовании биогаза топливо (обогащенный биогаз), в том числе показателей и эффективных рабочих параметров рабочего цикла, параметры регулировки, мощностно-экономические и экологические характеристики.

Из экспериментов и анализа процесса сгорания можно сделать вывод, что единственным недостатком к использованию биогаза в качестве топлива для двигателей внутреннего сгорания является снижение эксплуатационных характеристик двигателя двигателя на  $15 \div 20\%$  при оптимальных параметров настройки, но расход топлива - ниже примерно на  $30\%$  по сравнению с бензином, из-за очень хорошей смесообразование и полноту сгорания. Использование биогаза в качестве топлива для двигателей внутреннего сгорания обладает большим потенциалом с важными социально-экономических выгод (биометан является альтернативным источником энергии). Через его использование может значительно снизить выхлоп от автомобилей до выбросов в атмосферу в выхлопных газах, что подтверждается экспериментальными результатами, полученными -  $SO \approx 0\%$   $CO_2 \text{ maks} \approx 10\%$   $SN \text{ maks} \approx 90$  частей на миллион и  $NOx \approx 4000$  млн. Кроме того, биогаз является чрезвычайно важным парниковый газ, имеет высокое содержание метана и диоксида углерода в соотношении примерно  $60/40\%$ . Это делает обязательную использование биогаза для энергетических целей в местах их назначения (городских свалок, ферм и других мест распада органических продуктов), а также топливо для двигателей внутреннего сгорания после обогащения.

## БЛАГОДАРНОСТИ

Исказвам благодарности на своя научен ръководител проф. д-р инж. Ангел Димитров за неговите съвети, напътствия и компетентно ръководство, както и на всички свои колеги, които ме подкрепиха и ми помогнаха със своя опит и съвети да реализирам този дисертационен труд.