



ТЕХНИЧЕСКИ УНИВЕРСИТЕТ – СОФИЯ
Факултет по транспорта
Катедра „Двигатели, автомобилна техника и транспорт“

маг. инж. Радослав Радков Костов

**ИЗСЛЕДВАНЕ НА ПОКАЗАТЕЛИТЕ НА БЕНЗИНОВ
ДВИГАТЕЛ С ВПРЪСКВАНЕ НА ГОРИВО ПРИ РАБОТАТА
МУ БЕЗ И СЪС СВРЪХПЪЛНЕНЕ**

А В Т О Р Е Ф Е Р А Т

на дисертация за придобиване на образователна и научна степен
"ДОКТОР"

Област: 5. Технически науки

Професионално направление: 5.5. Транспорт, корабоплаване и авиация

Научна специалност: Двигатели с вътрешно горене

Научен ръководител: проф. д.т.н. Петър Иванов Димитров

СОФИЯ, 2018 г.

Дисертационният труд е обсъден и насочен за защита от Катедрения съвет на катедра „Двигатели, автомобилна техника и транспорт“ към Факултет по транспорта на ТУ-София на редовно заседание, проведено на 03.07.2018 г..

Публичната защита на дисертационния труд ще се състои на 06.11.2018 г. от 13,00 часа в Конферентната зала на БИЦ на Технически университет – София на открито заседание на научното жури, определено със заповед № ОЖ-259 / 20.07.2018 г. на Ректора на ТУ-София в състав:

1. Проф. д.т.н. Петър Иванов Димитров – председател
2. Доц. д-р Тодор Гатев Атанасов – научен секретар
3. Проф. д-р Теодоси Петров Евтимов
4. Проф. д-р Ангел Йорданов Димитров
5. Проф. д-р Христо Кънчев Станчев

Рецензенти:

1. Проф. д-р Теодоси Петров Евтимов
2. Доц. д-р Тодор Гатев Атанасов

Материалите по защитата са на разположение на интересуващите се в канцеларията на Факултет по транспорта на ТУ-София, блок № 8, кабинет № 9310.

Дисертантът е на самостоятелна подготовка към катедра „Двигатели, автомобилна техника и транспорт“ на Факултета по транспорта. Изследванията по дисертационната разработка са направени от автора, като някои от тях са подкрепени от научноизследователски проекти.

Автор: маг. инж. Радослав Радков Костов

Заглавие: „Изследване на показателите на бензинов двигател с впръскване на гориво при работата му без и със свръхпълнене“

Тираж: 30 броя

Отпечатано в ИПК на Технически университет – София

I. ОБЩА ХАРАКТЕРИСТИКА НА ДИСЕРТАЦИОННИЯ ТРУД

Актуалност на проблема

Успешното развитие на бензиновите двигатели с вътрешно горене, е немислимо без унифицирането на тези двигатели в конструктивни семейства. По този начин става възможно производството на различни типове двигатели от един завод. Унификацията дава възможност за по-добра организация на експлоатация и ремонт, за по-добро снабдяване с резервни части.

Форсирането на бензиновите двигатели чрез свръхпълнене е високо ефективен и перспективен метод, независимо от трудностите по подбора на оптималните параметри, характеристики и компоновка на агрегатите за въздухоснабдяване. Ето защо усъвършенстването на компресорите и газовите турбини, явяващи се като основни агрегати в системата за въздухоснабдяване е един от важните пътища за подобряване на мощностите, икономичните и токсични показатели на двигателите със свръхпълнене.

Цел на дисертационния труд, основни задачи и методи за изследване

Основна цел на настоящето изследване е числено и експериментално изследване на възможностите за подобряване на мощностните, икономичните и токсичните показатели на бензинов двигател с вътрешно горене, чрез съчетаване на съвместната работа на двигателя с турбокомпресор за свръхпълнене.

Научна новост

Направено е числено изследване на влиянието на налягането на свръхпълнене върху динамиката на топлоотделянето при горенето, максималната температура и максималното налягане в цилиндъра и скоростта на изменението му, мощностните, икономичните и екологичните показатели при различни режими на работа на бензинов двигател.

Създаден е компютърен модел на изпитвания двигател, с помощта на специализиран софтуер *Ricardo Wave*, и е направена симулация на работата му при различни режими без и със свръхпълнене.

Създаден е стенд за провеждане на сравнителните експериментални изследвания. Подбран е подходящ турбокомпресор и е свързан към пълнителния и изпускателния колектор на двигателя. Монтирани са необходимите възприематели на налягане, температура и др. Направен е подбор на уредите и средствата за измерване на необходимите величини.

Практическа приложимост

Настоящият дисертационен труд е опит за оценка на предимствата от прилагане на турбокомпресорно свръхпълнене при бензиновите двигатели с вътрешно горене и впръскване на гориво. Получените резултати могат да се

използват при конструирането и модернизирането на такива двигатели, както и в учебния процес.

Апробация

Докладвани окончателни резултати на катедрен съвет на катедра „Двигатели, автомобилна техника и транспорт” на 03.07.2018 г.

Публикации

Направни са 5 публикации свързани с работата. Списък на публикациите е даден в края на автореферата.

Структура и обем на дисертационния труд

Дисертационният труд е в обем от **183** страници, като включва увод, **6** глави за решаване на формулираните основни задачи, списък на основните приноси, списък на публикациите по дисертацията и използвана литература. Цитирани са общо **84** литературни източници, като **22** са на латиница и **62** на кирилица. Работата включва общо **121** фигури и **17** таблици. Номерата на фигурите и таблиците в автореферата съответстват на тези в дисертационния труд.

ГЛАВА ПЪРВА: Състояние на проблема. Цел и задачи на дисертцията

1.1. Мястото на турбокомпресора в съвременните бензинови двигатели

Проблемите, свързани с по-нататъшното усъвършенстване на двигателите с вътрешно горене и в частност на бензиновите двигатели, продължават да бъдат в центъра на вниманието на изследователите и конструкторите в тази област.

Един от пътища е практическото използване на методи за повишаване на мощността на ДВГ при запазване на габаритните размери на двигателя.

При използване на газотурбинно свръхпълнене мощността на двигателите може да бъде повишена до 30% и повече при запазване на размерите, увеличаване на икономичността и намаляване токсичността на отработилите газове.

1.2. Повишаване на мощността на двигателите с вътрешно горене с помощта на турбокомпресор

Повишаването на мощността на двигателя без изменение на работния обем може да се постигне с помощта на свръхпълнене – предварително сгъстяване на въздуха, преди постъпването му в цилиндъра. Това спомага за увеличаване на мощността на двигателя при запазване на неговите размери. Всичко това води до незначително усложняване на конструкцията.

Втората важна тенденция в развитието на двигателите се явява повишаването на тяхната икономичност – понижаване на разхода за гориво, което е особено важно за връзката с бързото нарастване на мощността на двигателя. Тази задача се решава с използването на комбинирани двигатели.

С усъвършенстването на бензиновите двигатели и стремежа да се повиши мощността им при запазване на габаритните им размери, турбокомпресорът започна да се вгражда и при тях.

1.3. Методи за повишаване на мощността на двигателя с помощта на турбокомпресор

Мощностните показатели на двигателите с вътрешно горене се оценяват по т.нар. специфична мощност, т.е. по ефективната мощност, получена от единица ходов обем. Тъй като ходовият обем V_h се измерва в dm^3 (литри), специфичната мощност на двигателя се нарича литрова мощност N_L и се изразява по формулата

$$(1.1) \quad N_{\text{л}} = \frac{N_e}{i \cdot V_h} = \frac{p_e \cdot i \cdot V_h \cdot n}{30 \cdot \tau \cdot i \cdot V_h} = \frac{p_e \cdot n}{30 \cdot \tau} = C \cdot p_e \cdot n, \text{ kW/dm}^3,$$

където: $C = 1/(30 \cdot \tau) = \text{const}$;

Следователно литровата мощност на двигателя $N_{\text{л}}$ зависи от: средното ефективно налягане p_e , честотата на въртене n и тактността му τ .

Анализът на влиянието на най-важните фактори върху литровата мощност на двигателя може да се направи по следното уравнение, изведено въз основа на следните формули

$$(1.2) \quad N_e = \frac{i \cdot V_h \cdot H_{\text{д}} \cdot \rho_k}{30 \cdot \tau \cdot l_0} \cdot n \cdot \frac{1}{\alpha} \cdot \eta_v \cdot \eta_i \cdot \eta_m = C \cdot \frac{1}{\alpha} \cdot n \cdot \eta_v \cdot \eta_i \cdot \eta_m, \text{ kW}$$

където: $C = i \cdot V_h \cdot H_{\text{д}} \cdot \rho_k / (30 \cdot \tau \cdot l_0) = \text{const}$

и (1.1):

$$(1.3) \quad N_{\text{л}} = \frac{H_{\text{д}} \cdot \rho_k}{30 \cdot \tau \cdot l_0} \cdot n \cdot \frac{1}{\alpha} \cdot \eta_v \cdot \eta_i \cdot \eta_m, \text{ kW/dm}^3.$$

Плътността на пряното работно вещество ρ_k преди постъпването му в цилиндъра може да се определи въз основа на уравнението на състоянието - $p \cdot V = G \cdot R \cdot T$ или $\rho = G/V = p/(R \cdot T)$ по формулата

$$(1.4) \quad \rho_k = \frac{p_k}{R_{\text{в}} \cdot T_k}, \text{ kg/m}^3,$$

където p_k (МПа), T_k (К) и $R_{\text{в}}$ (kJ/kg.K) са, съответно налягането, температурата и газовата константа на пряното работно вещество (въздух) след компресора (ако има такъв).

След заместване на формула (1.4) в (1.3) се получава уравнението

$$(1.5) \quad N_{\text{л}} = \frac{H_{\text{д}} \cdot p_k}{30 \cdot R_{\text{в}} \cdot T_k \cdot \tau \cdot l_0} \cdot n \cdot \frac{1}{\alpha} \cdot \eta_i \cdot \eta_v \cdot \eta_m.$$

Следователно литровата мощност на двигателя може да се определи по формулата

$$(1.6) \quad N_{\text{л}} = C \cdot \frac{H_{\text{д}}}{l_0} \cdot \frac{p_k}{T_k} \cdot n \cdot \frac{1}{\alpha} \cdot \eta_v \cdot \eta_m, \text{ kW/dm}^3,$$

където: $C = 1/(30 \cdot R_{\text{в}} \cdot \tau) = \text{const}$.

При прилагане на свръхпълнене трябва да се има предвид, че се увеличава както топлинното, така и динамичното натоварване на двигателя. Следователно трябва да се предприемат мерки за запазването им в допустимите граници – чрез конструктивни изменения, намаляване на степента на сгъстяване ε и увеличаване на въздушното отношение α .

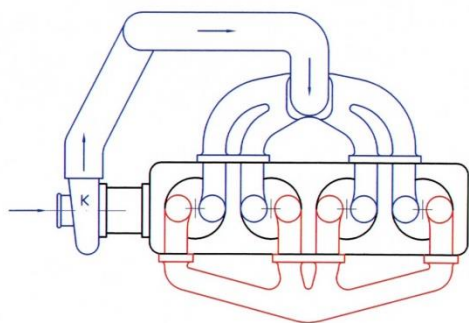
1.4. Проблеми на свръхпълненето при двигателите с вътрешно горене

1.4.1. Основни методи за свръхпълнене на двигатели с вътрешно горене

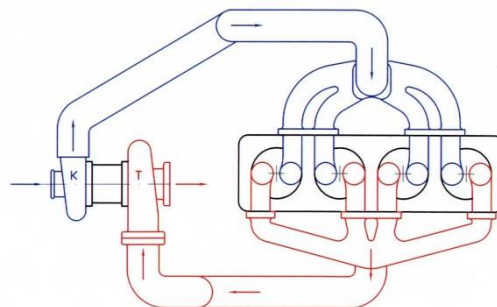
Съществуват различни методи за свръхпълнене на ДВГ:

Скоростното свръхпълнене се основава на аеродинамичния ефект на преобразуване на скоростта на даден поток в статично налягане при използване на специално конструиран тръбопровод.

Инерционното свръхпълене на ДВГ се извършва без компресор. При тази система налягането на работното вещество в края на пълненето се повишава вследствие използването на динамичния напор, създаден от инерцията на въздушния поток в пълнителния тръбопровод.



Фиг. I.1. Схема на двигател с механично свръхпълене
К – компресор



Фиг. I.2. Схема на двигател с газотурбинно свръхпълене
К – компресор; Т – турбина

Механично свръхпълене (фиг. I.1) се осъществява с помощта на компресор, който се привежда в движение от двигателя посредством зъбно, верижно или друго предаване, т.е. използва се част от мощността на двигателя.

Газотурбинно свръхпълене. Тази схема се осъществява с помощта на компресор, който се задвижва от газова турбина (фиг. I.2). Газовата турбина заедно с компресора се наричат турбокомпресор. Турбокомпресорът (ТК) е напълно самостоятелен агрегат и има само газова връзка с двигателя.

Комбинирано свръхпълене. Това пълнене се характеризира със съгъстяване на въздуха в два различни агрегата. Единият от компресорите се привежда в движение от вала на двигателя, а другият - от газова турбина.

Схеми на комбинираните двигатели. Свръхпъленето се осъществява в т. нар. комбинирани (турбобутални) двигатели с вътрешно горене.

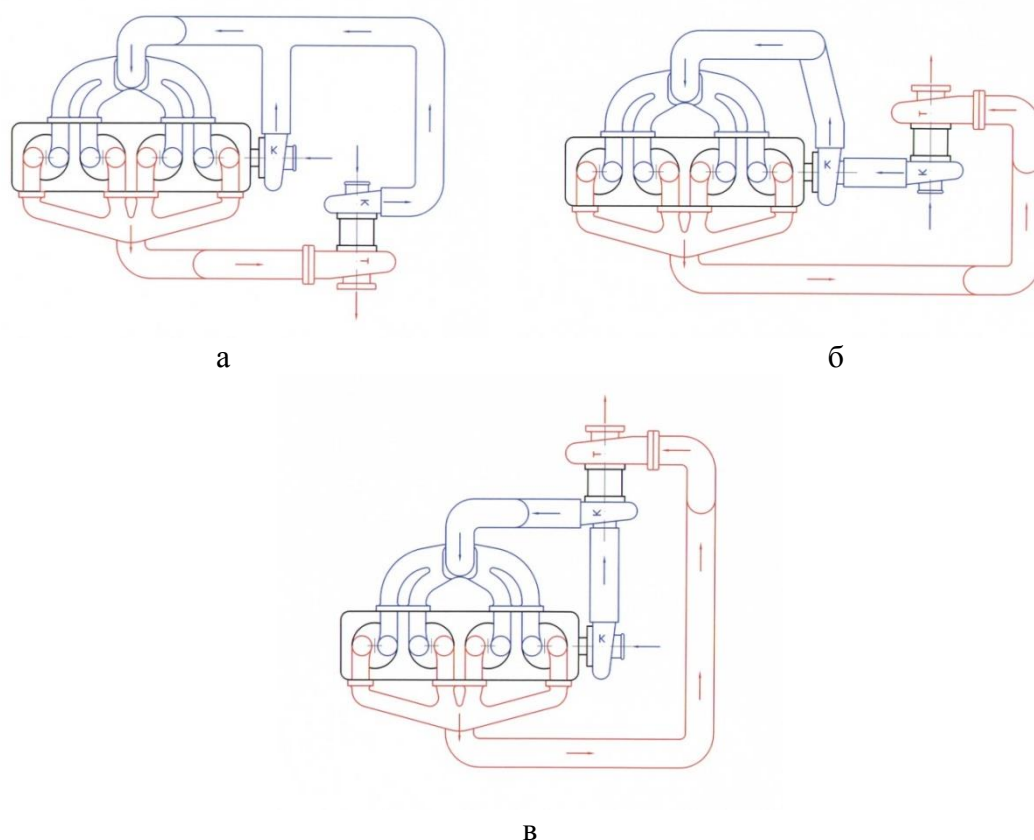
Възможни са най-разнообразни схеми на съчетаване на буталния двигател, компресора и газовата турбина, които могат да се разделят на следните основни групи:

Комбинирани двигатели с газова връзка (фиг. I.2). При тези двигатели се осъществява разгледаното по-горе обикновено газотурбинно свръхпълене.

Комбинирани двигатели с механична връзка. Към тази група са възможни две схеми:

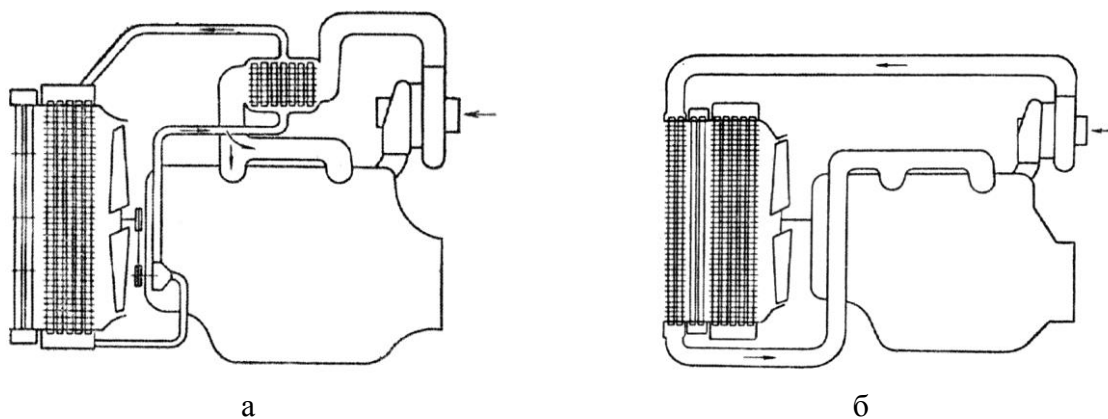
1. При първата схема (фиг. I.3а) компресорът и газовата турбина са свързани механично по отделно с буталния двигател.
2. При втората схема (фиг. I.3б) газовата турбина и компресорът са обединени в един агрегат – турбокомпресор, който е съединен също механично с буталния двигател.

При другата схема (фиг. I.6в) обратно - първоначалното сгъстяване се извършва в задвижвания от двигателя компресор, а след това в турбокомпресора.



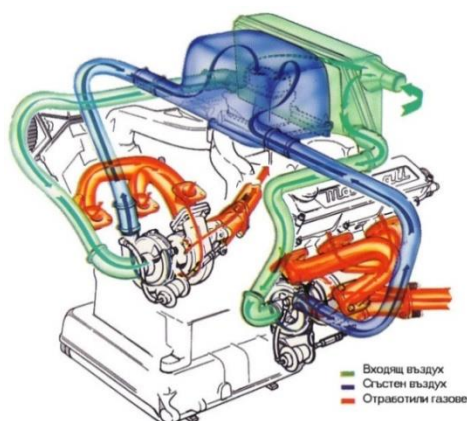
Фиг. 1.6. Схема на комбиниран двигател с два компресора

Ефективната мощност на двигателя е правопрпорционална на налягането и обратнопропорционална на температурата на постъпващия в него въздух. С увеличаването на налягането температурата рязко се повишава. Това намалява коефициентът на пълненето, поради намаляването на плътността на въздуха. Същевременно се увеличава топлинното натоварване на двигателя. За това се поставят охладители на въздуха след компресора (т.нар., *intercooler*”) температурата обаче трябва да се намали до определена степен при двигателите със свръхпълнене. Най-благоприятни са температурите, близки до тези на стените на пълнителния тръбопровод.

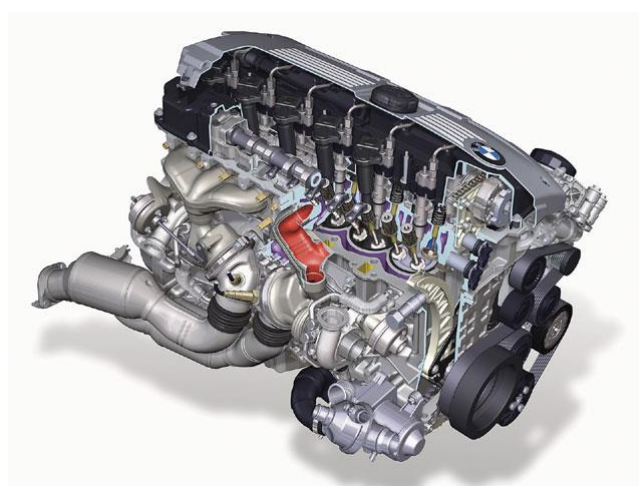


Фиг. I.7. Схема на комбиниран двигател с междинно охлаждане

Най-добрите междинни охладители са тези от типа вода-въздух (фиг. I.7a). Те поддържат по-равномерна температура на постъпващия в двигателя въздух от тези, работещи по система въздух-въздух (фиг. I.7б) (особено при ниски температури), но са по-скъпи.



Фиг. I.8. Паралелно свързани турбокомпресори (Bi-Turbo)



Фиг. I.9. Последователно свързани турбокомпресори (Twin-Turbo) BMW – 2TK

Последните разработени начини за свръхпълнене на двигателите е с използването на два турбокомпресора. Те могат да бъдат свързани паралелно (Bi-Turbo) (фиг. I.8) и последователно (Twin-Turbo) (фиг. I.9 и фиг. I.10).



Фиг. I.10. Последователно свързани турбокомпресори (Twin-Turbo) BMW – 3ТК

Цел и задачи на дисертационния труд

Цел на дисертационния труд:

От изложеното в литературния обзор може да се твърди, че със свръхпълненето пред бензиновите двигатели се откриват добри възможности за подобряване на мощностните и икономичните показатели на бензиновите двигатели. Друго, свързано с прилагането на свръхпълнене при бензиновите двигатели, е мястото и начинът на подаване на отработилите газове, както и тенденциите за развитие на системата „двигател-турбокомпресор“.

Въз основа на гореизложеното, настоящата дисертация си поставя за цел: числено и експериментално изследване на възможностите за подобряване на мощностните, икономическите и токсичните показатели на бензиновите двигатели с вътрешно горене, чрез оптимално съчетаване на съвместната работа на бензиновия двигател с турбокомпресор за свръхпълнене.

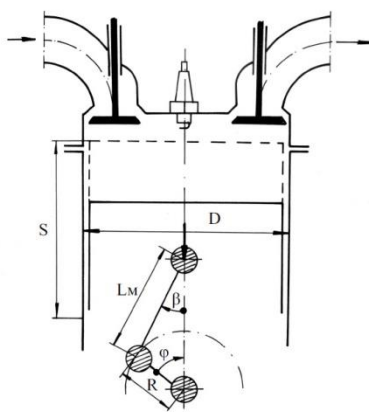
Постигането на поставената цел е свързано с изпълнението на следните задачи:

1. Избор на математически модел на работния процес на бензинов двигател и адаптирането му за целите на численото изследване;
2. Избор на софтуерен пакет за компютърно изследване на работния процес на бензинов двигател без и със свръхпълнене;
3. Числено изследване на влиянието на свръхпълнене върху параметрите на горивния процес и показателите на бензинов двигател;
4. Изграждане на работоспособна експериментална уредба, позволяваща изследване на процесите, протичащи в бензинов двигател с газотурбинно свръхпълнене;
5. Експериментално изследване на влиянието на степента на свръхпълнене върху параметрите на горивния процес и показателите на бензинов двигател;
6. Сравняване на резултатите от численото и експерименталното изследване;
7. Якоствена проверка на детайли от коляно-мотовилковия механизъм при различни налягания на свръхпълнене.

ГЛАВА ВТОРА: Математичен модел на работния цикъл на бензинов двигател със свръхпълнене

2.1. Термодинамична система „цилиндр-бутало” на двигателя, система за свръхпълнене и анализ на основните уравнения за съставяне на математичния модел

Системата „цилиндр-бутало” се разглежда, като отворена термодинамична система с променлив обем (фиг. II.1). В нея протичат сложни процеси на превръщане на химичната енергия на горивото в топлина, част от която се превръща в полезна механична работа, а друга част се отвежда чрез топлообмен в охлаждащата среда и чрез отработилите газове изпускани в околното пространство, с изключение когато има монтиран допълнителен агрегат- турбокомпресор.



Фиг. II.1. Схема на цилиндрично-бутална термодинамична система

Големите фирми, производители на двигатели, научно-изследователски институти, занимаващи се с изследване на двигателите с вътрешно горене използват известни софтуерни продукти предлагащи се на пазара: AVL Boost, Ricardo Wave, GT Power, Lotus Engineer и др.

Първия метод за създаване на математичен модел е разработен от В. Г. Гриневицки и публикуван от него през 1907 г, който по- късно е доразвит от Н. Р. Брилгин, Е. К. Мазинг и др. Същността на методът на Гриневицки се основава на въвеждането на редица фактори и явления, съпровождащи реалните процеси: изменение на количеството работно вещество при горенето, хидравличните съпротивления при пълненето и др. Този метод има един съществен недостатък: запазването на приетото при термодинамичните цикли схематизиране на процеса горене. При създаването на този модел не може да се изчислят зависимостите на налягането p и температурата T на работното вещество в цилиндъра от ъгъла на завъртане на колянния вал φ , т.е. $p = f(\varphi)$ и $T = f(\varphi)$.

Особено внимание заслужава моделът на работния цикъл на двигателя, предложен от И. И. Вибе [4]. Той предлага сполучлива формула (2.1) за

задаване на закона на топлоотделянето при горенето $X(\varphi) = f(\varphi)$, която се използва в почти всички модели на горивния процес, разработен след 1962 г.

$$(2.1) \quad X(\varphi) = 1 - e^{-6,908 \left(\frac{\varphi}{\varphi_{z'}} \right)^{m+1}},$$

Математичното моделиране на горивния процес е изградено на базата на първия закон на термодинамиката и уравнението на състоянието на работното вещество:

- Уравнение на първи закон на термодинамиката. Съгласно [22, 27, 38] този закон може да се напише във вида:

$$(2.2) \quad dQ = dU + dL + dE,$$

- Уравнение за състоянието на работното вещество [22, 27, 38]

$$(2.3) \quad pV = m.R.T$$

2.2. Математичен модел за определяне параметрите на работния цикъл на ДВГ при пълно натоварване

Описаният по-долу модел, е разработен в дисертационния труд на проф. д.т.н. *Петър Димитров* (2000 г.), който е приложен за ДВГ със свръхпълнене.

1. Параметри на работното вещество по време на пълненето

Постъпването на прясно работно вещество в цилиндъра започва от момента (ъгъл $\varphi_{\text{ин}} \approx 6...8^\circ \text{кв}$), в който налягането на разширяващите се остатъчни газове (продукти на горенето, останали в горивната камера) се изравни с това в пълнителния тръбопровод (атмосферното налягане $p_0 \approx 0,1 \text{ МПа}$, когато ДВГ е без свръхпълнене или налягането след компресора $p_k > p_0$, когато е със свръхпълнене). Ако се приеме, че този процес се извършва по политропа със среден показател $\kappa_{\text{ин}}$, налягането и температурата на работното вещество до началото на постъпването му в цилиндъра се определят съответно по формулите:

$$(2.10) \quad p(\varphi) = p_r \left[\frac{V_c}{V(\varphi)} \right]^{\kappa_{\text{ин}}}, \text{ МПа};$$

$$(2.11) \quad T(\varphi) = \frac{p(\varphi)V(\varphi)}{R_{\text{ин}}}, \text{ К}.$$

За определяне на p_r и T_r може да се използва следната емпирична формула [8], която се прилага, когато топлинно изчисляване на ДВГ се прави при пълно натоварване с различна честота на въртене n ,

$$(2.12) \quad p_r = 0,1013 \cdot (1 + 0,539 \cdot 10^{-4} n), \text{ МПа}.$$

1.1. Скорост на пряното работно вещество в проходното сечение на пълнителния клапан

Процесът пълнене може да се раздели по време на малки участъци, на които съответства 1° от ъгъла на завъртането на колянвия вал φ ($^\circ$ кв).

Движението на идеален газ (без да се отчита масата му) при едномерен поток (течение в тръбопровод, без да се отчита триенето, параметрите на което зависят от координатата x и времето τ) се описва с *Ойлеровото* диференциално уравнение

$$(2.13) \quad W \frac{\partial W}{\partial x} + \frac{\partial W}{\partial \tau} = - \frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial x}.$$

Първият член на уравнение (2.13) отчита кинетичната енергия на потока, вторият - инерцията му, а третият - техническата работа, която той извършва. След прилагане на условията в пълнителния тръбопровод на ДВГ и решаване на полученото квадратно уравнение, за скоростта на работното вещество в проходното сечение на пълнителния клапан се получава уравнението

$$(2.25) \quad (W_{\text{пк}})_2 = \psi_2 \cdot \sqrt{2 \cdot \frac{k_{\text{пт}}}{k_{\text{пт}} - 1} \cdot \frac{p_{\text{пт}}}{\rho_{\text{пт}}} \cdot \left[1 - \left(\frac{p_2}{p_{\text{пт}}} \right)^{\frac{k_{\text{пт}} - 1}{k_{\text{пт}}}} \right]} + \psi_2 \cdot \sqrt{\left[\frac{l_{\text{т}} \cdot (f_{\text{пк}})_2 \cdot a_2 \cdot \psi_2}{F_{\text{т}} \cdot 6 \cdot n} \right]^2 + \frac{2 \cdot l_{\text{т}} \cdot (f_{\text{пк}})_1 \cdot a_1}{F_{\text{т}} \cdot 6 \cdot n} \cdot (W_{\text{пк}})_1 - \frac{l_{\text{т}} \cdot (f_{\text{пк}})_2 \cdot a_2}{F_{\text{т}} \cdot 6 \cdot n} \cdot \psi_2^2}$$

1.2. Температура на работното вещество в цилиндъра по време на пълненето

Температурата на работното вещество (количеството на което е равно на сумата на количеството на пряното работно вещество и остатъчните газове) в цилиндъра, който по време на пълненето се разглежда като отворена термодинамична система с променлив обем, може да се определи въз основа на уравнението на баланса на енергията при пълнени, т. е.

$$(2.29) \quad T_2 = \frac{G_1 \cdot (c'_v)_1 \cdot T_1 + \Delta G_{1-2} \cdot (c_p)_{\text{пт}} \cdot T_{\text{пт}} + (\Delta G_{\text{пк}})_{1-2} \cdot (c''_p)_{\text{ит}} \cdot T_{\text{ит}} + (\Delta Q_w)_{1-2}}{(G_1 + \Delta G_{1-2}) \cdot \left[(c'_v)_2 + \frac{\Delta V_{1-2}}{V_2} \cdot (R_{\text{пв}})_2 \right]}, \text{ K},$$

а след затварянето на изпускателния клапан, т. е. при $(\Delta G_{\text{пк}})_{1-2} = 0$ - уравнението придобива вида:

$$(2.30) \quad T_2 = \frac{G_1 \cdot (c'_v)_1 \cdot T_1 + \Delta G_{1-2} \cdot (c_p)_{\text{пт}} \cdot T_{\text{пт}} + (\Delta Q_w)_{1-2}}{(G_1 + \Delta G_{1-2}) \cdot \left[(c'_v)_2 + \frac{\Delta V_{1-2}}{V_2} \cdot (R_{\text{пв}})_2 \right]}, \text{ K}.$$

В края на пълненето буталото се движи от ДМП към ГМП и (въпреки,

че налягането в цилиндъра става по-високо от това в пълнителния тръбопровод) постъпването на прясно работно вещество продължава още известно време - благодарение на инерцията на потока.

За температурата T_2 на работното вещество, след смяната на посоката на потока - от цилиндъра към пълнителния тръбопровод се получава формулата

$$(2.32) \quad T_2 = \frac{(G_1 - \Delta G_{1-2}) \cdot (c'_v)_1 \cdot T_1 - \Delta G_{1-2} \cdot R_{\text{прв}} \cdot T_{\text{пт}} - (\Delta Q_w)_{1-2}}{(G_1 + \Delta G_{1-2}) \cdot \left[(c'_v)_2 + \frac{\Delta V_{1-2}}{V_2} \cdot (R_{\text{рв}})_2 \right]}, \text{ К.}$$

1.3. Количество на пряското работното вещество, постъпило в цилиндъра по време на пълненето, и на работното вещество в края му

Количеството на пряското работното вещество, постъпило в цилиндъра през пълнителния клапан (или напуснало го) за участъка 1-2, се определя въз основа на скоростта $(W_{\text{пк}})_2$, с която то преминава през ефективното му проходно сечение $(\mu \cdot f_{\text{пк}})_2$, по формулата

$$(2.33) \quad (\Delta G)_{1-2} = \frac{(W_{\text{пк}})_2 \cdot (\mu f_{\text{пк}})_2 \cdot \rho_2}{6 \cdot n} = \frac{(W_{\text{пк}})_2 \cdot (\mu f_{\text{пк}})_2}{6 \cdot n \cdot (R_{\text{рв}})_2} \cdot \frac{p_2}{T_2}, \text{ kg,}$$

Количество на работното вещество, намиращо се в цилиндъра в края на участъка 1-2, се определя по формулата

$$(2.36) \quad (G_{\text{рв}})_2 = (G_{\text{прв}})_2 + (G_{\text{пт}}^{\text{ик}})_2, \text{ kg,}$$

В края на пълненето (момента, в който се затваря пълнителният клапан) количеството на работно вещество в цилиндъра е $G_{\text{рв}}$ (такова то остава до началото на отварянето на изпускателния клапан), а количеството на пряското работно вещество - $G_{\text{прв}}$.

1.4. Налягане на работното вещество в цилиндъра по време на пълненето

Налягането p_2 на работното вещество в цилиндъра по време на пълненето в края на участъка 1-2 се определя въз основа на уравнението на състоянието, т. е.

$$(2.37) \quad p_2 = \frac{(G_{\text{рв}})_2 \cdot (R_{\text{рв}})_2 \cdot T_2}{V_2}, \text{ МПа,}$$

2. Параметри на работното вещество по време на сгъстяването

При изчисляване на параметрите на работното вещество по време на сгъстяването по формули

$$(2.42) \quad p_c' = p_a \cdot \left(\frac{\overline{V}_a}{\overline{V}_c} \right)^{n_1} = \left(\frac{\varepsilon}{\psi(\varphi_c')} \right)^{n_1}, \text{ МПа}$$

и

$$(2.43) \quad T_c' = T_a \cdot \frac{p_c' \cdot \overline{V_c'}}{V_a} = T_a \cdot \left(\frac{\varepsilon}{\psi(\varphi_c')} \right)^{n_1-1}, \text{ K},$$

т.е. въз основа на уравнението на политропата на сгъстяването със среден показател n_1 , влиянието на този топлообмен не се отчита.

2.1. Температура на работното вещество в цилиндъра по време на сгъстяването

Като се заместят горните величини в уравнение (2.35), след преобразуване, за температурата T_2 на работното вещество в края на участъка 1-2 се получава формулата

$$(2.45) \quad T_2 = \frac{G_{\text{рв}} \cdot (c_v')_{1-2} \cdot T_1 + (\Delta Q_w)_{1-2}}{G_{\text{рв}} \cdot \left[(c_v')_2 + \frac{\Delta V_{1-2}}{V_2} \cdot R_{\text{рв}} \right]}, \text{ K}.$$

2.2. Налягане на работното вещество в цилиндъра по време на сгъстяването

Налягането p_2 на работното вещество в цилиндъра в края на участъка 1-2 се определя въз основа на уравнението на състоянието, т. е.

$$(2.47) \quad p_2 = \frac{G_{\text{рв}} \cdot R_{\text{рв}} \cdot T_2}{V_2}, \text{ МПа}.$$

3. Параметри на работното вещество по време на горенето

3.1. Налягане на работното вещество в края на участъка

Ако се пренебрегне загубата на топлина поради дисоциация (или тя се отчете с коефициент $\zeta_d \approx 0,92 \dots 0,98$), по първият закон на термодинамиката

$$(2.48) \quad (\Delta Q_a)_{1-2} = (Q_a)_z' \cdot \Delta X_{1-2} = \Delta U_{1-2} + \Delta L_{1-2}, \text{ kJ}$$

Като се замести цикловото количество гориво, което се подава в цилиндъра за един работен цикъл при бензинов ДВГ

$$G_{\text{ци}} = \frac{G_{\text{нрв}}}{\alpha \cdot l_o + 1}, \text{ kg/цикъл},$$

за налягането p_2 на работното вещество в цилиндъра в края на участъка 1-2 се получава уравнението:

$$(2.52) \quad p_2 = \frac{\frac{2\delta_{\text{нг}} \cdot H_d}{\alpha \cdot l_o + 1} \cdot G_{\text{нрв}} \cdot \Delta X_{1-2} + p_1 \left[\frac{k_{1-2} + 1}{k_{1-2} - 1} \cdot V_1 - V_2 \right] - 2 \cdot (\Delta Q_w)_{1-2}}{\frac{k_{1-2} + 1}{k_{1-2} - 1} \cdot V_2 - V_2}, \text{ МПа}.$$

Тъй като при определянето на налягането в края на изчислителния

участък p_2 средната температура на работното вещество за него T_{1-2} не е известна, се прилага итерационен подход.

3.2. Температура на работното вещество по време на горенето

Когато обемът на надбуталното пространство се изчислява в абсолютни единици (dm^3), температурата T_2 на работното вещество в края на участъка 1-2 се определя по уравнението

$$(2.53) \quad T_2 = p_2 \cdot \frac{1}{1 + (\mu_d - 1) \cdot X_{1-2}} \cdot \frac{T_c'}{p_c'} \cdot \frac{V(\varphi_1)}{V(\varphi_2)}, \text{ K},$$

4. Параметри на работното вещество по време на разширението

При изчисляване на параметрите на работното вещество по време на разширението по формулите

$$(2.54) \quad p_{b'} = p_z' \cdot \left(\frac{\overline{V_z'}}{\overline{V_{b'}}} \right)^{n_2} = p_z' \cdot \left(\frac{\psi(\varphi_z')}{\psi(\varphi_{b'})} \right)^{n_2}, \text{ MPa}$$

и

$$(2.55) \quad T_{b'} = T_z' \cdot \frac{p_{b'} \cdot V_{b'}}{p_z' \cdot V_z'} = T_z' \cdot \left(\frac{\psi(\varphi_z')}{\psi(\varphi_{b'})} \right)^{n_2 - 1}, \text{ K},$$

т.е. въз основа на уравнението на политропата на разширението със среден показател n_2 , влиянието на топлопредаването от продуктите на горенето към стените на надбуталното пространство не се отчита.

4.1. Температурата на работното вещество по време на разширението

Като се заместят горните изрази в уравнение (2.56), след преобразуване, за температурата T_2 на работното вещество по време на разширението в края на участъка 1-2 се получава формулата

$$(2.57) \quad T_2 = \frac{G_{\text{рв}} \cdot (c_v'')_{1-2} \cdot T_1 + (\Delta Q_w)_{1-2}}{G_{\text{рв}} \cdot \left[(c_v'')_2 + \frac{\Delta V_{1-2}}{V_2} \cdot R_{\text{гг}} \right]}, \text{ K}.$$

4.2. Налягане на работното вещество по време на разширението

Налягането p_2 на работното вещество по време на разширението в края на участъка 1-2 се определя въз основа на уравнението на състоянието, т.е.

$$(2.60) \quad p_2 = \frac{G_{\text{рв}} \cdot R_{\text{гг}} \cdot T_2}{V_2}, \text{ MPa}.$$

5.1. Температура на работното вещество по време на изпускането

Като се заместят горните величини във формула (2.61), след преобразуване, за температурата на работното вещество в края на участъка 1-2 се получава формулата

$$(2.62) \quad T_2 = \frac{\left[G_1 - (\Delta G_{\text{пг}}^{\text{ик}})_{1-2} \right] (c_v'')_1 \cdot T_1 - (\Delta G_{\text{пг}}^{\text{ик}})_{1-2} \cdot R_{\text{пг}} \cdot T_{\text{ит}} - (\Delta Q_w)_{1-2}}{\left(G_1 - (\Delta G_{\text{пг}}^{\text{ик}})_{1-2} \right) \left[(c_v'')_2 + \frac{\Delta V_{1-2}}{V_2} \cdot (R_{\text{пг}}) \right]}, \text{ К.}$$

5.2. Налягане на работното вещество по време на изпускането

Налягането p_2 на работното вещество по време на изпускането в края на участъка 1-2 се определя въз основа на уравнението на състоянието, т.е.

$$(2.71) \quad p_2 = \frac{\left[G_1 - (\Delta G_{\text{пг}}^{\text{ик}})_{1-2} \right] R_{\text{пг}} \cdot T_2}{V_2}, \text{ МПа,}$$

Изводи:

1. Направена е апроксимация на различни съществуващи математични модели на работния цикъл (В. Г. Гриневицки, И. И. Вибе, проф. д.т.н. П. Димитров и др.) на базата, на които може да се направи софтуерен продукт за определяне на параметрите на цилиндро-буталната част на двигателя и системата за свръхпълнене;

2. Използван е математичен модел на процесите в ДВГ при пълно натоварване, на базата на уравнението на движението в Ойлерова форма на проф. д.т.н. П. Димитров е определена скоростта на потока в системата за свръхпълнене, като е разработен софтуерен продукт използван в една част от численото изследване.

ГЛАВА ТРЕТА: Числени изследвания и компютърно моделиране на бензинов двигател без и със свръхпълнене

3.1. Числено изследване на влиянието на свръхпълненето върху параметрите на горивния процес и показателите на бензинов двигател

Настоящото числено изследване си поставя за цел да се изследва влиянието на налягането на свръхпълнене върху параметрите на горивния процес и показателите на бензинов двигател.

Точна количествена оценка на влиянието на степента на свръхпълненето върху параметрите на горивния процес и показателите на двигателя може да бъде получена при неговото стендово изпитване – въз основа на реално снети индикаторни диаграми и пълен анализ на съдържанието на токсичните компоненти в отработилите му газове.

Математичният модел, чрез който се изчислява концентрацията на азотни оксиди се основава на уравнението [17]:

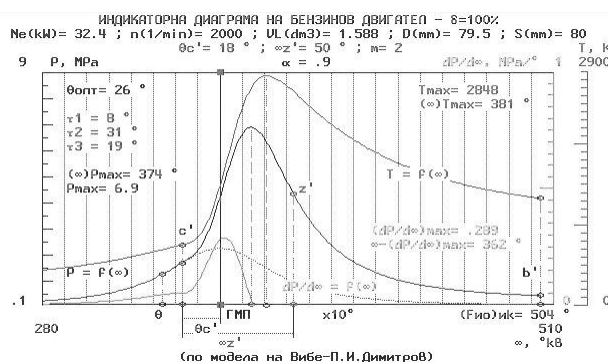
$$(3.2) \quad \frac{dR_{NO}}{d\varphi} = \frac{p \cdot R_{N_2}}{249,4 \cdot n \cdot T} \cdot \left(1 - \frac{R_{NO_2}}{K_4 \cdot R_{O_2} \cdot R_{N_2}} \right) \cdot \left(\frac{K_{1n} \cdot R_O}{1 + \frac{K_{1p} \cdot R_{NO}}{K_{2n} \cdot R_{O_2}}} + \frac{K_{4n} \cdot R_{O_2}}{2} \right), \text{ ppm/}^\circ\text{ЗКВ.}$$

Равновесните концентрации на отделните компоненти, участващи в уравнение (3.2), се определят по апроксимиращи полиноми от втора степен, а константите на скоростите на правите и обратните реакции – от емпирични зависимости. Така например, за бензинов ДВГ [16]:

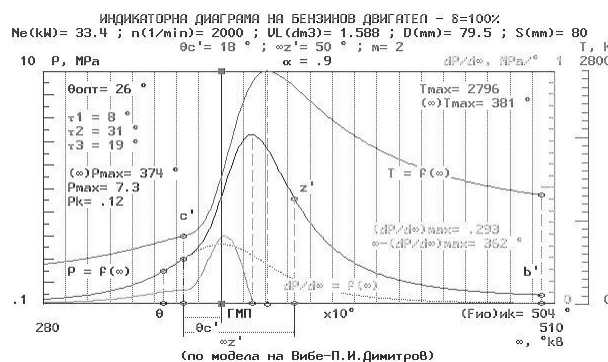
$$(3.3) R_{N_2} = (707152 - 9863.T + 16280.\alpha + 5414.p - 2760.T^2 - 4145.\alpha^2 - 3023.p^2 - 2744.T.\alpha + 3662.T.p + 1027.\alpha.p). 10^{-6}, \text{ppm}.$$

3.1.1. Резултати от численото изследване

Част от получените резултати, с които ще се сравнява числените и експерименталното изследване са показани на фиг. III.5 ÷ фиг. III.12.

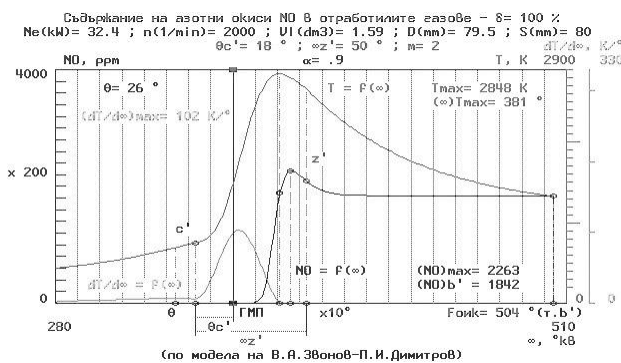


а) без свръхпълнене

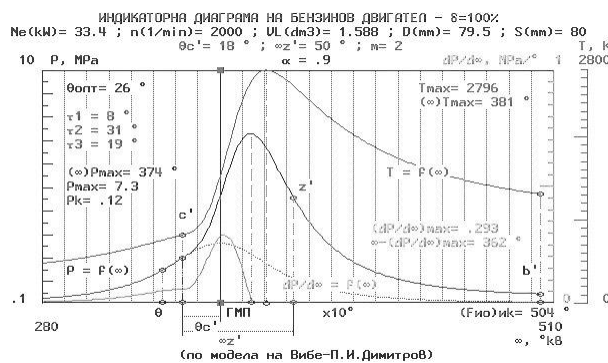


б) със свръхпълнене и налягане след компресора $p_k = 0,12$ МПа

Фиг. III.5. Изчислени зависимости на налягането – p , скоростта на неговото нарастване – $dp/d\phi$ и температурата – T в цилиндъра на бензинов ДВГ от ъгъла на завъртане на коляновия вал – ϕ при $n = 2000 \text{ min}^{-1}$ и пълно натоварване

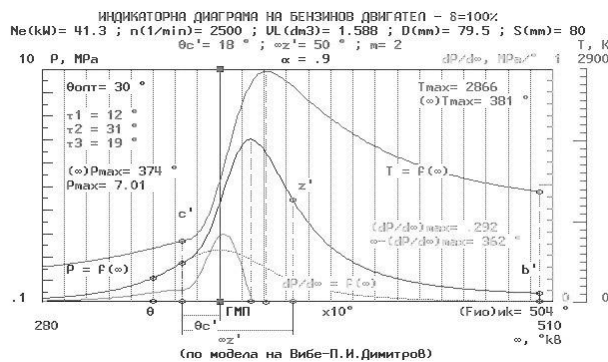


а) без свръхпълнене

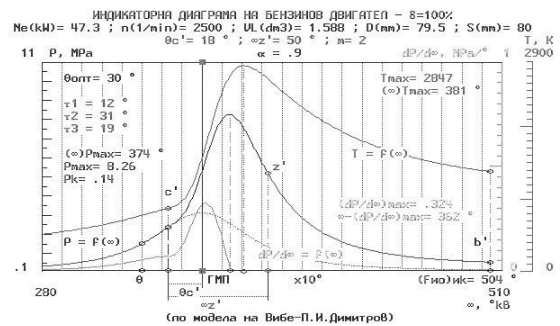


б) със свръхпълнене и налягане след компресора $p_k = 0,12$ МПа

Фиг. III.6. Изчислени зависимости на температурата – T , скоростта на нейното нарастване – $dT/d\phi$ и концентрацията на азотни оксиди – NO_x в цилиндъра на бензинов ДВГ от ъгъла на завъртане на коляновия вал – ϕ при $n = 2000 \text{ min}^{-1}$ и пълно натоварване

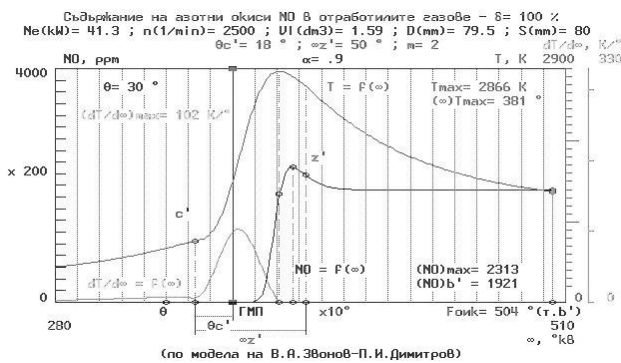


а) без свръхпълнене

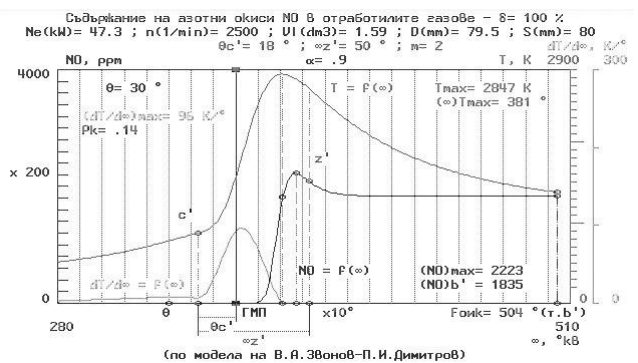


б) със свръхпълнене и налягане след компресора $p_k = 0,14$ МПа

Фиг. III.7. Изчислени зависимости на налягането – p , скоростта на неговото нарастване – $dp/d\phi$ и температурата – T в цилиндъра на бензинов ДВГ от ъгъла на завъртане на коляновия вал – ϕ при $n = 2500 \text{ min}^{-1}$ и пълно натоварване

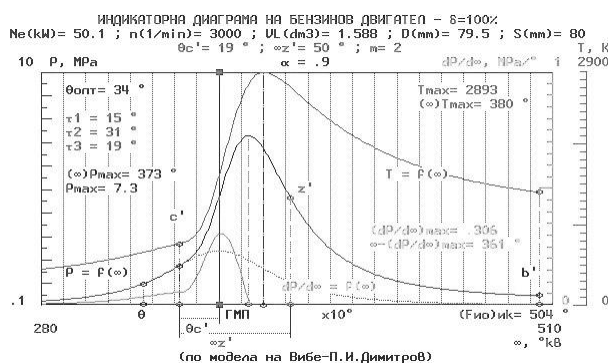


а) без свръхпълнене

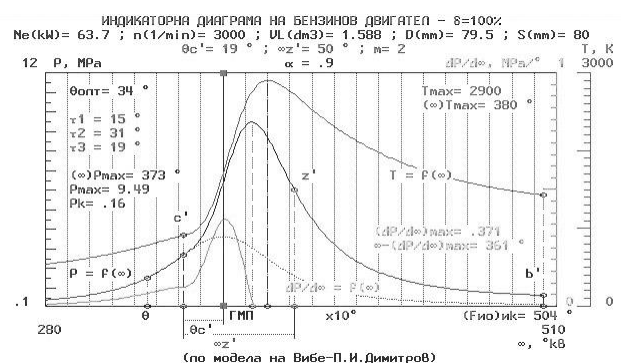


б) със свръхпълнене и налягане след компресора $p_k = 0,14$ МПа

Фиг. III.8. Изчислени зависимости на температурата – T , скоростта на нейното нарастване – $dT/d\phi$ и концентрацията на азотни оксиди – NO_x в цилиндъра на бензинов ДВГ от ъгъла на завъртане на коляновия вал – ϕ при $n = 2500 \text{ min}^{-1}$ и пълно натоварване

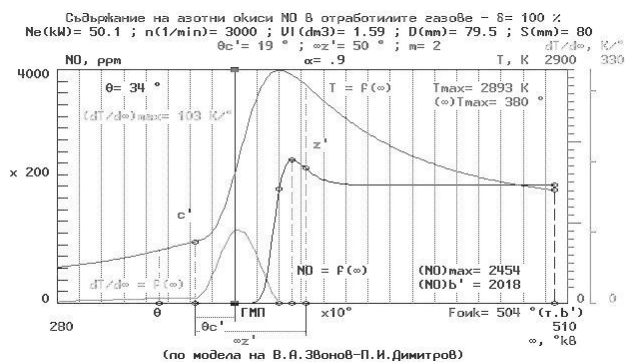


а) без свръхпълнене

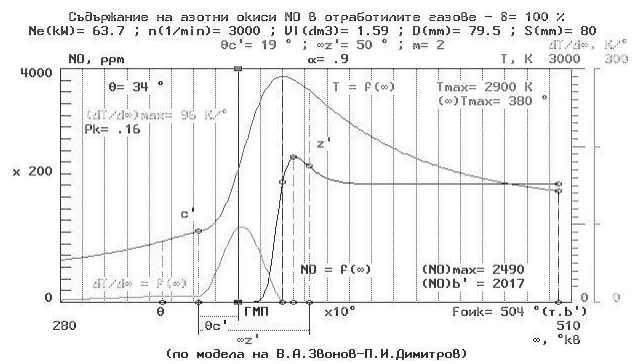


б) със свръхпълнене и налягане след компресора $p_k = 0,16$ МПа

Фиг. III.9. Изчислени зависимости на налягането – p , скоростта на неговото нарастване – $dp/d\phi$ и температурата – T в цилиндъра на бензинов ДВГ от ъгъла на завъртане на коляновия вал – ϕ при $n = 3000 \text{ min}^{-1}$ и пълно натоварване

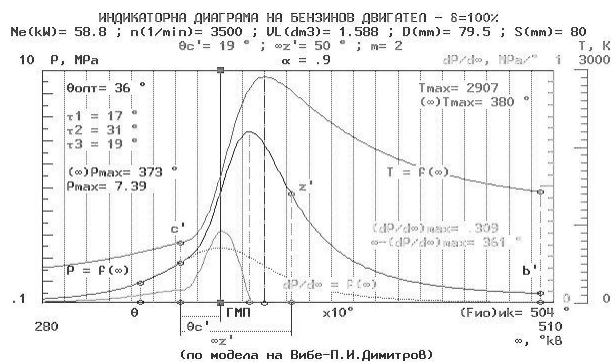


а) без свръхпъленне

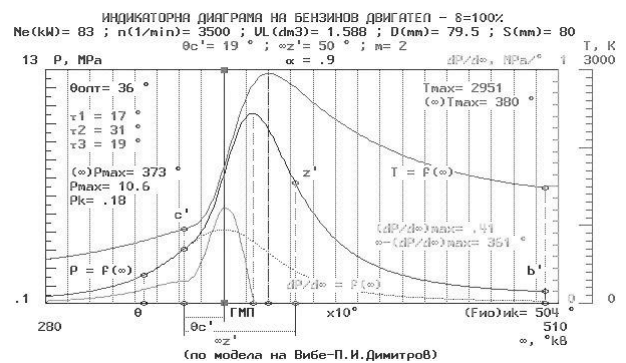


б) със свръхпъленне и налягане след компресора $p_k = 0,16$ MPa

Фиг. III.10. Изчислени зависимости на температурата – T , скоростта на нейното нарастване – $dT/d\phi$ и концентрацията на азотни окиси – NO_x в цилиндъра на бензинов ДВГ от ъгъла на завъртане на коляновия вал – ϕ при $n = 3000 \text{ min}^{-1}$ и пълно натоварване

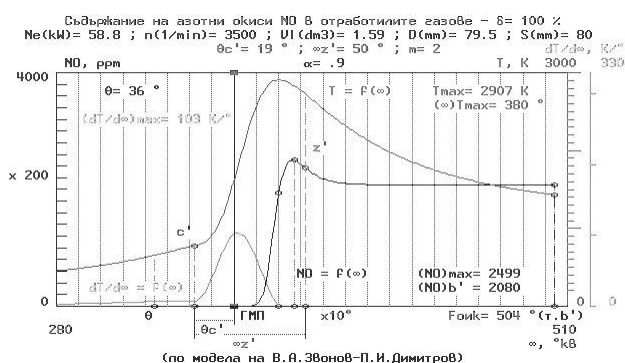


а) без свръхпъленне

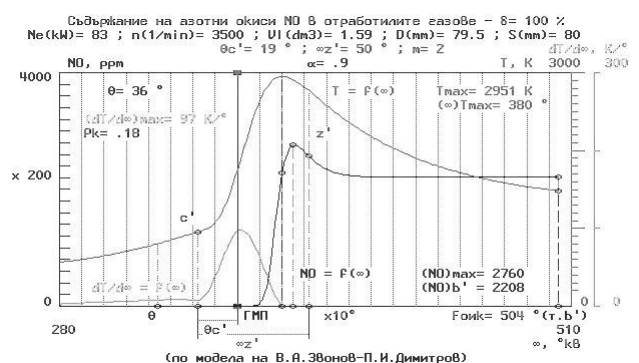


б) със свръхпъленне и налягане след компресора $p_k = 0,18$ MPa

Фиг. III.11. Изчислени зависимости на налягането – p , скоростта на неговото нарастване – $dp/d\phi$ и температурата – T в цилиндъра на бензинов ДВГ от ъгъла на завъртане на коляновия вал – ϕ при $n = 3500 \text{ min}^{-1}$ и пълно натоварване



а) без свръхпъленне



б) със свръхпъленне и налягане след компресора $p_k = 0,18$ MPa

Фиг. III.12. Изчислени зависимости на температурата – T , скоростта на нейното нарастване – $dT/d\phi$ и концентрацията на азотни окиси – NO_x в цилиндъра на бензинов ДВГ от ъгъла на завъртане на коляновия вал – ϕ при $n = 3500 \text{ min}^{-1}$ и пълно натоварване

От анализа на резултатите от численото изследване могат да се направят следните изводи:

- Налягането на свръхпълнене не оказва влияние върху характера на индикаторната диаграма – $p = f(\varphi)$ и зависимостите на параметрите на горивния процес ($(T, dp/d\varphi, dT/d\varphi, X_a, dX_a/d\varphi) = f(\varphi)$) и от ъгъла на завъртане на колянвия вал;
- Максималните стойности на налягането в цилиндъра $p^{\max}$, скоростта на неговата промяна $(dp/d\varphi)^{\max}$ и мощностните показатели на двигателя – N_e , p_e , нарастват (особено при по-високите стойности на p_k) почти право пропорционално на степента на повишаването на налягането в компресора, което води до увеличаване на динамичното натоварване на двигателя;
- Свръхпълненето не оказва влияние върху динамиката на топлоотделянето – $(X_a, dX_a/d\varphi) = f(\varphi)$;
- Въпреки, че процентното повишаване на температурата в зависимост от налягането на свръхпълнене е незначително – приблизително 2 % при $p_k = 0,15$ МПа, то не може да се пренебрегне влиянието му върху топлинното натоварване на двигателя, тъй като максималните стойности на температурата са високи;
- Концентрацията на азотен оксид в продуктите на горенето нараства приблизително с по 2-4 % при всяко едно повишаване на налягането на свръхпълненето с 0,01 МПа.

3.2. Компютърен модел на бензинов двигател в програмата Ricardo Wave

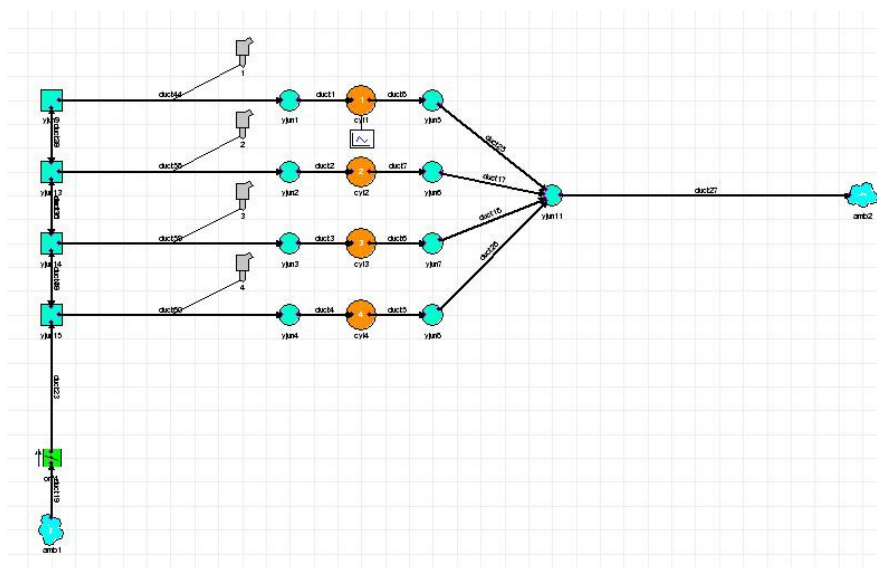
За целите на изследването използвам софтуер за топлинно изчисляване на двигатели с вътрешно горене Ricardo Wave. За да се направи сравнение в изменението на мощностите характеристики са симулирани два модела като единия е без турбокомпресор, а другия е с турбокомпресор. Необходимо е моделите да са максимално доближени до реалните, затова трябва коректно задаване на параметрите на отделните елементи.

3.2.1. Компютърно изследване на мощностните показатели на двигателя при различна степен на повишаване на налягането

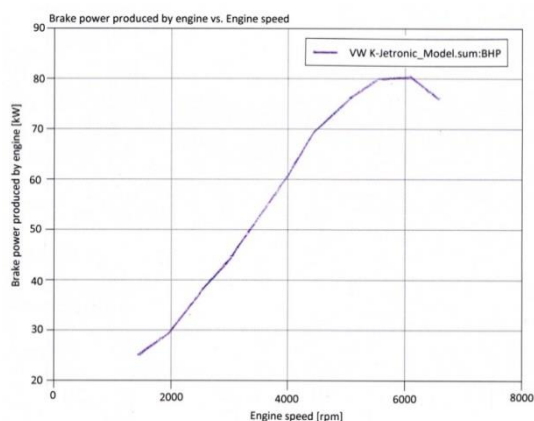
1. Бензинов двигател с вътрешно горене без свръхпълнене

Показания модел на двигател на марката Фолксваген (VW-1600 GTI), е с бензиновръскваща система (K-Jetronic) и има следните параметри:

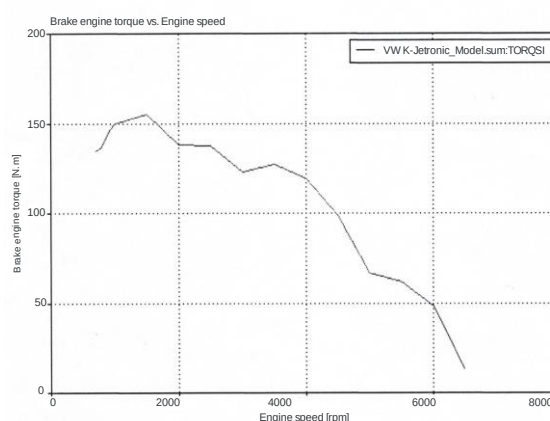
1. Работен обем на двигателя: $V_p = 1,588 \text{ dm}^3$;
2. Диаметър на цилиндъра $D = 79,5 \text{ mm}$;
3. Ход на буталото $S = 80,0 \text{ mm}$;
4. Степен на сгъстяване $\varepsilon = 9,5$;
5. Други особености - четири цилиндров, редови с два клапана на цилиндър.



Фиг. III.25. Компютърен модел, разработен в програма Ricardo Weve, на бензинов двигател, прототип на VW-1600 GTI без свръхпълнене



Фиг. III.26. Мощност на двигателя
 $Ne = f(n)$

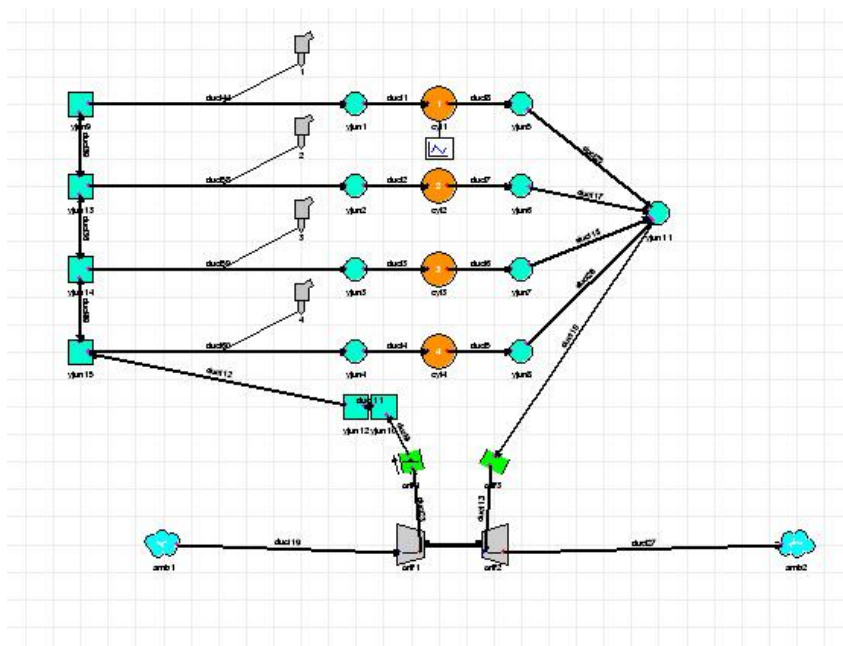


Фиг. III.27. Въртящ момент на двигателя
 $Me = f(n)$

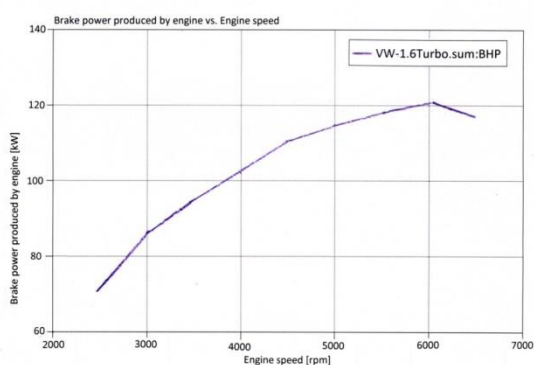
2. Бензинов двигател с вътрешно горене със свръхпълнене модел 1 ($p_k = 0,130$ MPa)

Показания модел на двигател на марката Фолксваген (VW-1600 GTI), модифициран с бензиновръскваща система (K-Jetronic) и турбокомпресор. има следните параметри:

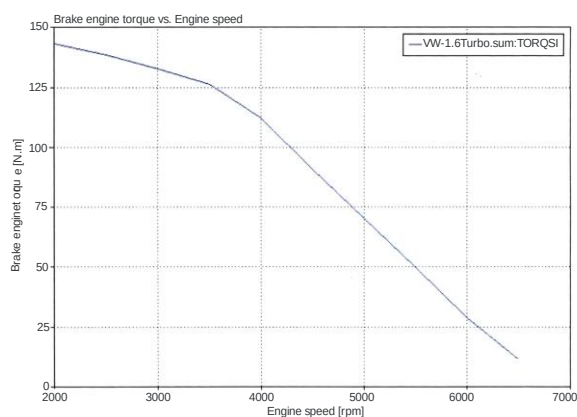
1. Работен обем на двигателя: $V_p = 1,588 \text{ dm}^3$;
2. Диаметър на цилиндъра $D = 79,5 \text{ mm}$;
3. Ход на буталото $S = 80,0 \text{ mm}$;
4. Степен на сгъстяване $\varepsilon = 9,5$;
5. Други особености - четири цилиндри, редови с два клапана на цилиндър и степен на повишаване на налягането $p_k = 0,130 \text{ MPa}$.



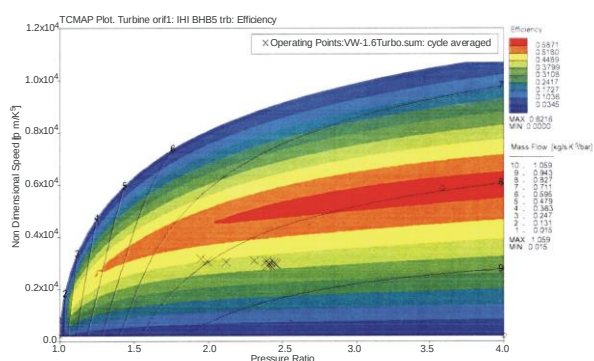
Фиг. III.30. Компютърен модел, разработен в програма Ricardo Weve, на бензинов двигател, прототип на VW-1600 GTI със свръхпълнене



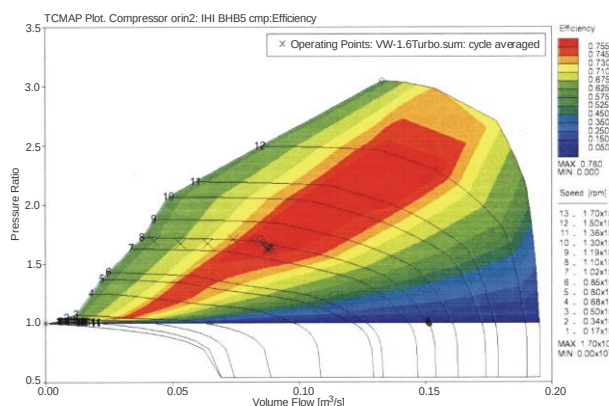
Фиг. III.31. Мощност на двигателя
 $Ne = f(n)$ при $p_k = 0,130$ MPa



Фиг. III.32. Въртящ момент на двигателя
 $Me = f(n)$ при $p_k = 0,130$ MPa



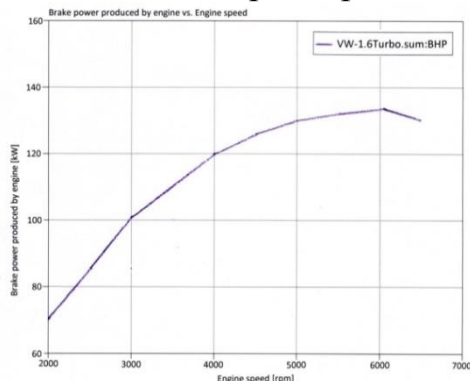
Фиг. III.35. Характеристика на ефективността на турбината, във функция на честотата на въртене и степента на повишаване на налягането ($p_k = 0,130$ MPa)



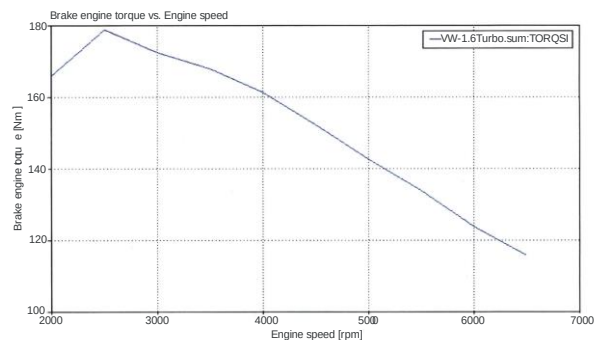
Фиг. III.36. Характеристика на ефективността на компресора, във функция на честотата на въртене и степента на повишаване на налягането ($p_k = 0,130$ MPa)

3. Бензинов двигател с вътрешно горене със свръхпълнене модел 2 ($p_k = 0,140$ MPa)

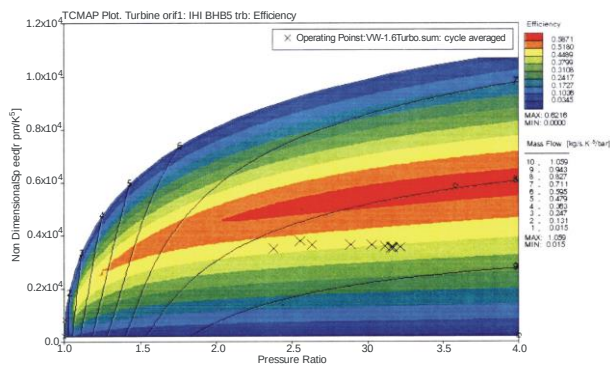
Исходните параметри са както при модел 1.



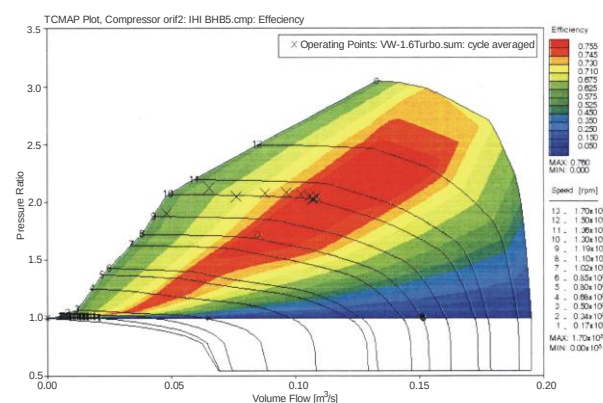
Фиг. II.37. Мощност на двигателя $N_e = f(n)$ при $p_k = 0,140$ MPa



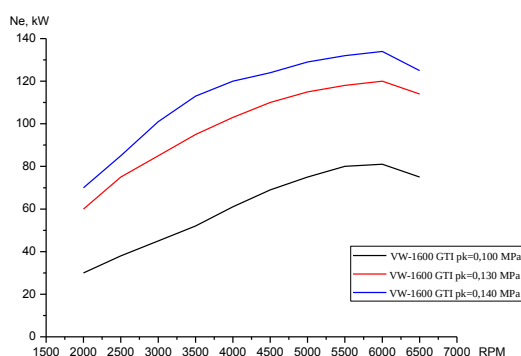
Фиг. III.38. Въртящ момент на двигателя $M_e = f(n)$ при $p_k = 0,140$ MPa



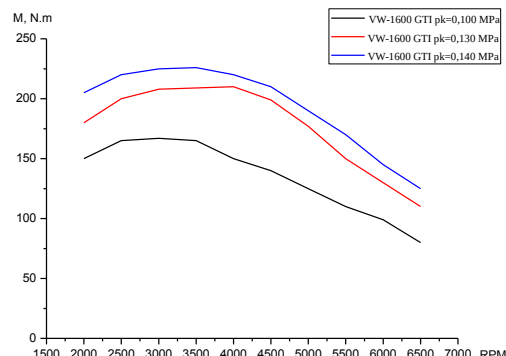
Фиг. III.41. Характеристика на ефективността на турбината, във функция на честотата на въртене и степента на повишаване на налягането ($p_k = 0,140$ MPa)



Фиг. III.42. Характеристика на ефективността на компресора, във функция на честотата на въртене и степента на повишаване на налягането ($p_k = 0,140$ MPa)



Фиг. III.43. Графики на мощността от компютърното изследване с програма Ricardo Wave



Фиг. III.44. Графики на въртящият момент от компютърното изследване с програма Ricardo Wave

От анализа на компютърния модел в програмата Ricardo Wave са получени следните резултати:

1. При използване на турбокомпресор с налягане $p_k = 0,140$ МПа, максималната мощност на двигателя се повишава с 39,55 % спрямо мощността на двигателя без свръхпълнене;

2. При използване на свръхпълнене с помощта на турбокомпресор и запазване на законите на движение на клапаните (без изменение на фазите на газоразпределение), характера на изменение на кривата на мощността остава непроменен;

3. При използване на свръхпълнене максималното налягане в цилиндъра в режим на максимален въртящ момент се повишава с 22,5 % спрямо налягането на двигателя без свръхпълнене.

Изводи:

1. Изследвано е по числен път с помощта на софтуерен продукт разработен от проф. д.т.н. П. Димитров изменението на налягането на свръхпълнене върху характера на индикаторната диаграма от ъгъла на завъртане на колянвият вал. Изследвано е изменението на динамиката на топлоотделяне при различно налягане на свръхпълнене.

2. Чрез специализиран софтуер Ricardo Wave е направена симулация на работата на двигателя без и със свръхпълнене. Изследвано е изменението на максималната мощностните при зададено изменение на налягане за свръхпълнене. Изследвано е влиянието на кривата на мощността без изменение на геометрията на газоразпределителните органи.

ГЛАВА ЧЕТВЪРТА: Експериментална установка за изпитване на бензинов двигател без и със свръхпълнене

4.1. Описание на експерименталната уредба и използваната измервателна апаратура

За провеждането на предвидените експериментални изследвания бе необходимо създаването на съответната изпитателна система. Експерименталните изследвания бяха проведени на двигател VW-1600 GTI, монтиран в изпитателен стенд № 8 в блок 9 на Технически университет - София.

Във връзка с поставената цел, двигателят да работи без и със свръхпълнене, изпускателния колектор и елементи от пълнителния тръбопровод на двигателя бяха преработен така, че да позволява монтирането на турбокомпресор.

Оборудването на двигателя бе съпроводено със следните особености:

- промяна на пълнителния колектор от гледна точка монтиране на тръбопровод към компресора на турбокомпресора;

- проектиране и изработване на преходник за осъществяване на монтажа на турбокомпресора.

4.1.2. Описание на експериментална система без турбокомпресор

На изпитателен стенд № 8 е монтиран двигател Фолкваген VW-1600 GTI свързан с електрическа спирачка на фирмата „Карл-Шенк“ – Германия (фиг. IV.2).



Фиг. IV.2. Общ изглед на спирачката с изпитвания двигател без турбокомпресор



Фиг. IV.16. Общ изглед на спирачката с изпитвания двигател с присъединен турбокомпресор

4.1.5. Описание на експериментална уредба на бензинов двигател със свръхпълнене

За провеждането на предвидените експериментални изследвания бе необходимо и създаването на съответната изпитателна уредба. За целта двигател VW-1600 GTI бе окомплектован с турбокомпресор фиг. IV.16.

4.2. Анализ на грешките при измерванията

Всяко измерване е съпроводено от някаква грешка, с която полученият резултат се различава от действителната стойност на измерваната величина.

Според численото си изражение грешките при измерването биват абсолютни и относителни – [12, 47]. Абсолютната – ΔA и относителната – δA грешки се определят по формулите:

$$\Delta A = A - X; \delta A = \frac{\Delta A}{A} 100\%,$$

За оценка на точността на получените експериментални резултати се изхожда от теорията на случайните грешки, тъй като се предполага, че измерванията могат да бъдат освободени от систематичните и грубите грешки.

Изводи:

1. Направен е обоснован подбор на уредите и средствата за изпитване и измерване при експерименталните изследвания.
2. Направен е анализ на грешките при измерванията. Направена е и оценка на точността при експериментално измерените величини.

ГЛАВА ПЕТА: Експериментално изследване на влиянието на свръхпълненето върху параметрите на горивния процес и показателите на бензинов двигател

5.1. Етапи и методика за провеждане на експерименталните изследвания

5.1.1. Етапи за провеждане на експерименталните изследвания

Експерименталните изследвания са извършени в лабораторията на катедра „Двигатели, автомобилна техника и транспорт“ при ТУ-София, изпитателен стенд № 8 върху бензинов двигател VW-1600 GTI и окомплектован с бензино-впръскваща система тип „K-Jetronic“.

Етапи на провеждане на експериментите:

Първи етап се осъществи на бензинов двигател VW-1600 GTI без свръхпълнене в изпитателен стенд № 8, снабден с електро-вихрова спирачка на фирмата „Карл-Шенк“ – Германия тип W 150.

Втори етап се осъществи на бензинов двигател VW-1600 GTI със свръхпълнене в изпитателен стенд № 8, снабден с електро-вихрова спирачка на фирмата „Карл-Шенк“ – Германия тип W 150. Турбокомпресорът използван във втория етап, е марка IHI серията RHB5, покриващ широк спектър от мощността на двигателя.

Трети етап:

Изследването се състоеше в измерване на налягането на работното вещество по време на работа на бензинов двигател без и със свръхпълнене, пълнене и снемане на неговите индикаторни диаграми, представляващи изменението на налягането в цилиндъра – p в зависимост от ъгъла на завъртане на колянвия вал – φ , при работата му с честота на въртене – $n = 3000 \text{ min}^{-1}$ и еднакво натоварване. Индикаторните диаграми се снемат само при честота на въртене 3000 min^{-1} , за да може да се извърши съответното сравнение.

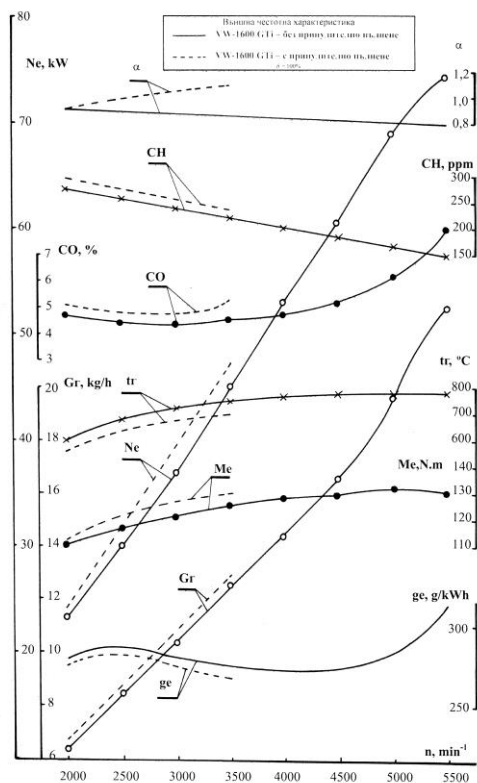
5.2. Резултати от експерименталните изследвания

Първи етап – двигател VW-1600 GTI без свръхпълнене:

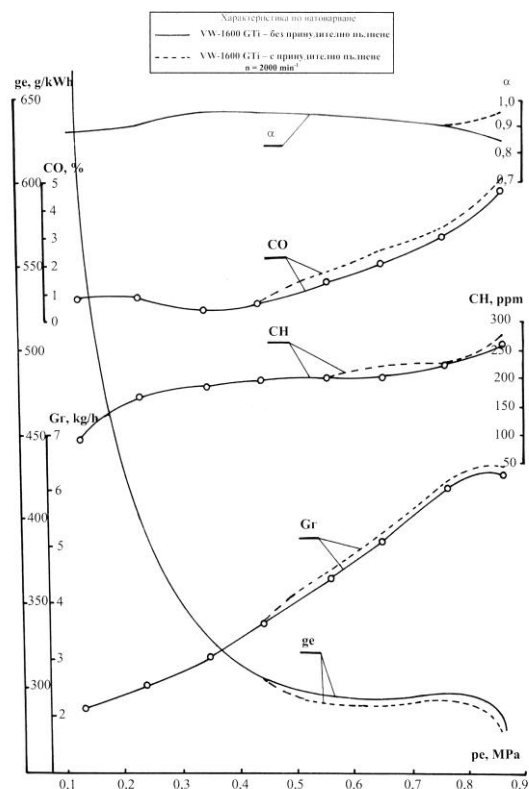
Измерванията бяха осъществени при работа на двигателя на стационарни режими, при снемането на характеристики по натоварване на двигателя в честотния диапазон – $2000 - 5000 \text{ min}^{-1}$, както и снемане на външна-честотна характеристика при 5500 min^{-1} .

Втори етап – двигател VW-1600 GTI със свръхпълнене:

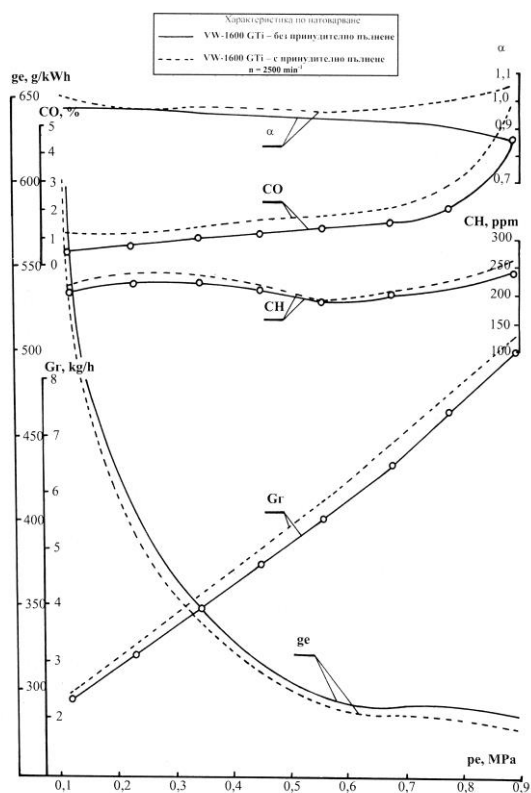
Измерванията бяха осъществени при работа на система „двигател-турбокомпресор“ на стационарни режими, при снемането на характеристики по натоварване на двигателя в честотния диапазон – 2000 и 3500 min^{-1} фиг. V.9...V.13.



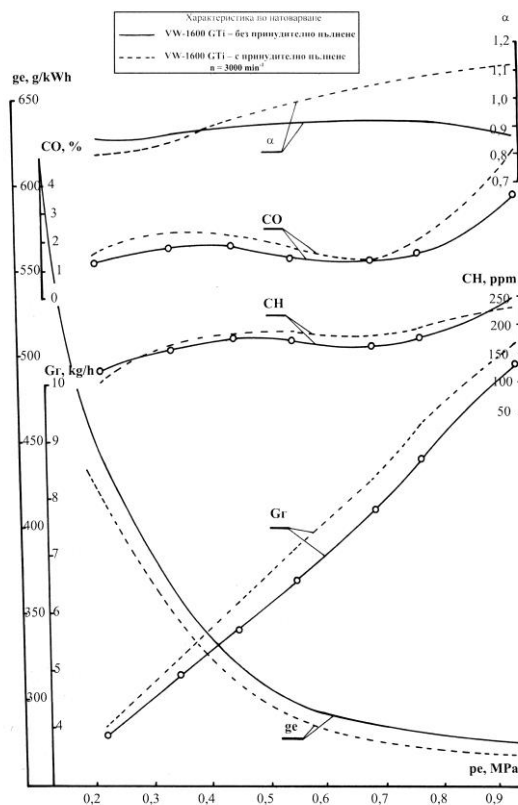
Фиг. V.9. Външна честотна характеристика VW-1600 GTI (диапазон за сравнение $n = 2000 \text{ min}^{-1}$ до $n = 3500 \text{ min}^{-1}$)



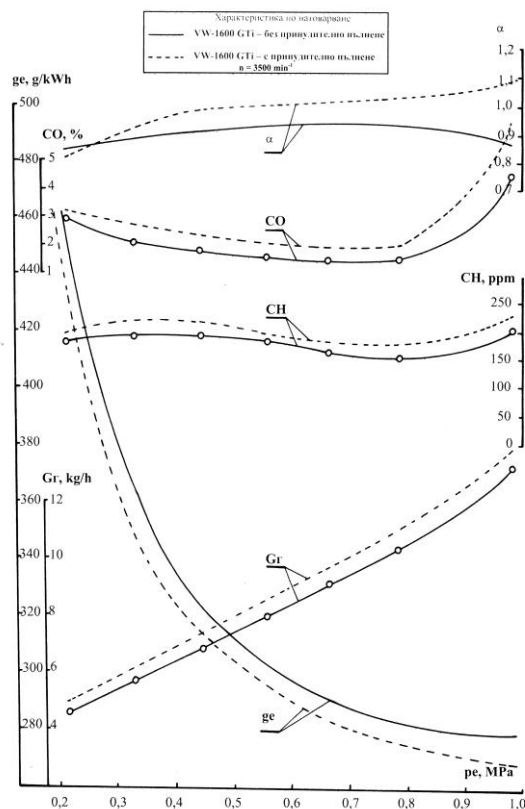
Фиг. V.10. Характеристика по натоварване VW-1600 GTI, $n = 2000 \text{ min}^{-1}$



Фиг. V.11. Характеристика по натоварване VW-1600 GTI, $n = 2500 \text{ min}^{-1}$



Фиг. V.12. Характеристика по натоварване VW-1600 GTI, $n = 3000 \text{ min}^{-1}$



Фиг. V.13. Характеристика по натоварване VW-1600 GTI, $n = 3500 \text{ min}^{-1}$

Изводи:

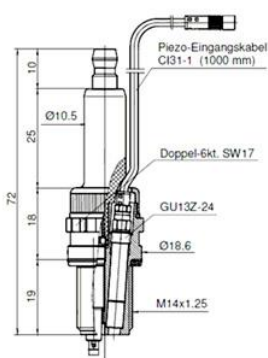
1. Проведените числени и експериментални изследвания показаха и потвърдиха целесъобразността от използване на свръхпълнене като ефективно средство за значително подобряване на технико-икономичните показатели на бензиновите двигатели;

2. Предварителните изпитвания на двигател VW-1600 GTI позволиха ориентировъчно да се определи: параметрите за нагнетяване на въздух за няколко товарни режима, възможностите за използване на съществуващата горивна система, теоретично натоварване на лагерите и зависимостта от увеличаването на средно ефективното налягане, функционалната годност на създадената изпитателна установка и рационалността на възприетата методика.

Трети етап – двигател VW-1600 GTI без и със свръхпълнене – снемане на индикаторна диаграма и коефициента на топлоотделяне:

За да се определи експериментално работния цикъл трябва да се снимат индикаторни диаграми при работа на загрят двигател на установен режим с възприемател с пиезокварцов чувствителен елемент (за налягането в цилиндъра – фиг. V.14) и индукционни елементи (за честотата на въртене и ъгловото положение на колянвия вал на двигателя).

Системата за стендово изпитване на ДВГ е тип INDISET 620 (AVL) – фиг. V.15 е окомплектована с необходимите усилватели и аналого-цифрови преобразуватели.



Фиг. V.14. Възприемател-свещ тип ZF-43 (AVL)



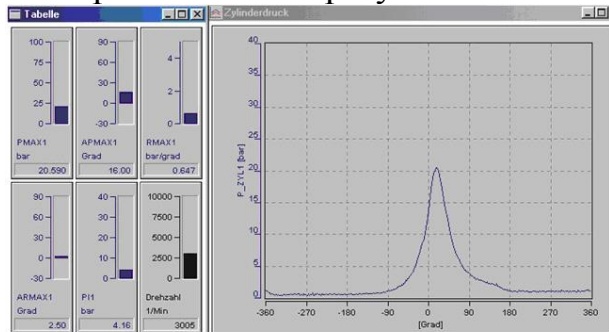
Фиг. V.15. Система за индициране INDISET 620 (AVL)

От гледна точка на сравнимост на резултатите, съответните индикаторни диаграми се снемат при:

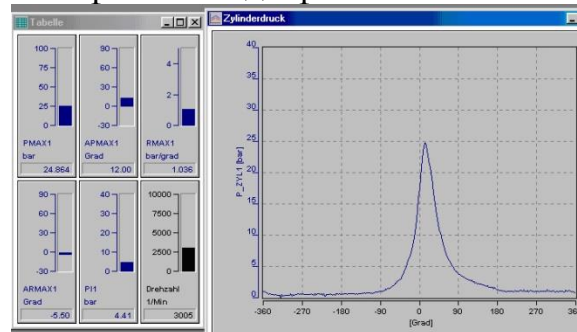
- еднаква регулировка (според предписанията на фирмата производител) на: газоразпределителния механизъм и горивната система на двигателя;
- еднакво топлинно състояние (температура на охлаждащата течност $t_{\text{охл}}$) на двигателя;
- еднакви атмосферни условия (снемане на индикаторната диаграма в един и същи ден).

Резултати от изследването

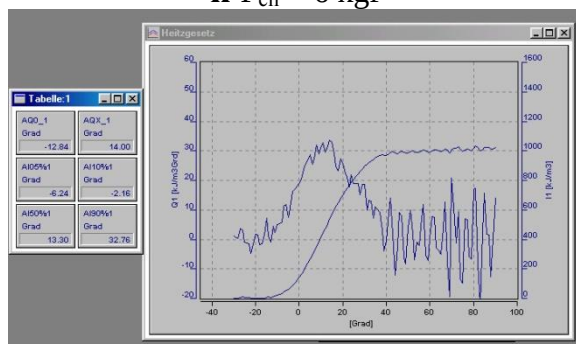
Измерванията са направени при еднакви натоварвания на ДВГ. Част от експерименталните резултати са показани на фиг. V.16 до фиг.V.19.



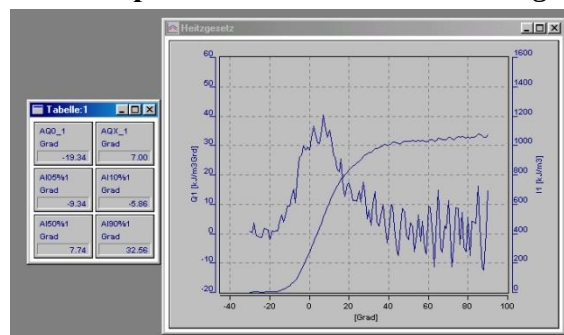
Фиг. V.16. Индикаторна диаграма на двигател VW-1600 GTI, без турбокомпресор, снета при $n = 3000 \text{ min}^{-1}$ и $P_{\text{сп}} = 6 \text{ kgf}$



Фиг. V.17. Индикаторна диаграма на двигател VW-1600 GTI, с турбокомпресор, снета при $n = 3000 \text{ min}^{-1}$ и $P_{\text{сп}} = 6 \text{ kgf}$



Фиг. V.18. Топлоотделяне на двигател VW-1600 GTI, без турбокомпресор, снета при $n = 3000 \text{ min}^{-1}$ и $P_{\text{сп}} = 6 \text{ kgf}$



Фиг. V.19. Топлоотделяне на двигател VW-1600 GTI, с турбокомпресор, снета при $n = 3000 \text{ min}^{-1}$ и $P_{\text{сп}} = 6 \text{ kgf}$

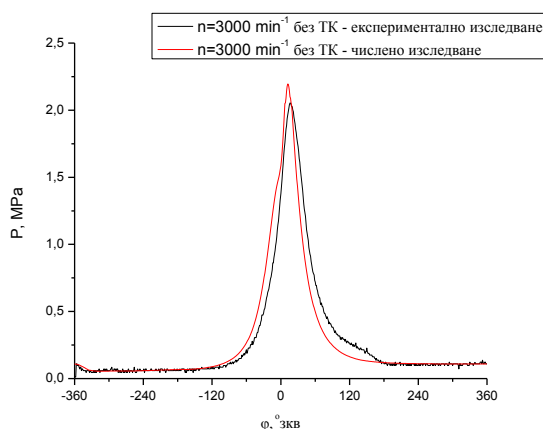
Резултатите от изследването показват следното:

- съществени различия в протичането на работния цикъл при работа на двигателя под товар (и при двата начина на работа) се наблюдава в ъгловия интервал от -30 до $+30$ градуса спрямо горно мъртво положение в края на такта сгъстяване;

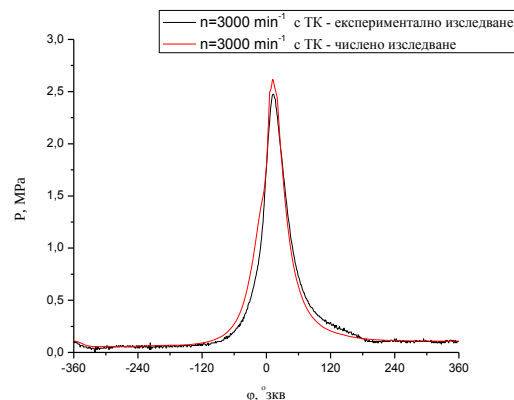
- при работа на двигателя без и със свръхпълнене на измервания режим, разсейването на максимумите на налягането в цилиндъра е приблизително еднакво – от 12 до 16 градуса по завъртане на колянвия вал;

- по-високи стойности за $(dp/d\phi)_{\max}$ се наблюдават при двигателя със свръхпълнене.

За да се провери достоверността на математичния модел (глава втора) на работния цикъл на бензинов двигател е направено сравнение на изчислените и експериментално снетите индикаторни диаграми, на двигател VW-1600 GTI без и със свръхпълнене, при честота на въртене $n = 3000 \text{ min}^{-1}$ и една и съща мощност.



Фиг. V.20. Сравняване на индикаторна диаграма на двигател VW-1600 GTI, без свръхпълнене, снета при $n = 3000 \text{ min}^{-1}$ и $N_e = 13,45 \text{ kW}$



Фиг. V.21. Сравняване на индикаторна диаграма на двигател VW-1600 GTI, със свръхпълнене, снета при $n = 3000 \text{ min}^{-1}$ и $N_e = 13,80 \text{ kW}$

Сравняването на изчислените и измерените стойности на параметрите на работния процес и показателите на двигател VW-1600 GTI показва, че максималната разлика между тях не превишава допустимата за инженерната практика стойност. Тя може да се намали чрез подбор на закона (характеристика) за топлоотделяне, който най-точно съответства на качеството на смесообразуване и ефективността на горивния процес в двигател VW-1600 GTI.

Изводи:

1. Направен е анализ на условията, при които са проведени експерименталните изследвания и е подбрана методиката за провеждане на експерименталните изследвания.

2. Снети са характеристики по натоварване в честотен диапазон $n = 2000 - 5000 \text{ min}^{-1}$, за двигател без свръхпълнене и в диапазон $n = 2000 - 3500 \text{ min}^{-1}$ за двигател със свръхпълнене, както и външна честотна

характеристика за двигател без свръхпълнене до $n = 5500 \text{ min}^{-1}$. При направения анализ на резултатите от експерименталните и числените изследвания е установено, че прилагането на ТК за свръхпълнене без изменение на регулировъчните параметри (въздушно отношение, ъгъл на изпреварване на запалване и фази на газоразпределение) води до увеличаване на ефективната мощност и съответното намаляване на специфичния разход на гориво.

3. Представени са резултати за сметите параметри на работния процес и коефициента на активно топлоотделяне на изследвания бензинов двигател VW-1600 GTI, работещ без и със свръхпълнене.

ГЛАВА ШЕСТА: Якостна проверка на детайли от коляновилковия механизъм при различно налягане на свръхпълнене

Тъй като изчисленията са твърде обемисти сме направили програми със софтуерен продукт MathCAD 2001 за термодинамично, динамично и якостно изчисление на елементите от КММ на двигателя, схематично показани на фиг. VI.1. С помощта на тези програми бяха изчислени запасите на якост на елементите на двигателя VW-1600 GTI при работа на номинален режим със свръхпълнене и изменение на степента на повишаване на налягането P_k от 1,0 до 1,5 (p_k от 0,1 до 0,15 МПа) при условия: $\varepsilon = 9,5$, $\alpha = 0,96$.

Анализ на получените резултати за влиянието на степента на повишаване на налягането при свръхпълненето върху якостта на детайлите от КММ доведе до следните по-важни изводи:

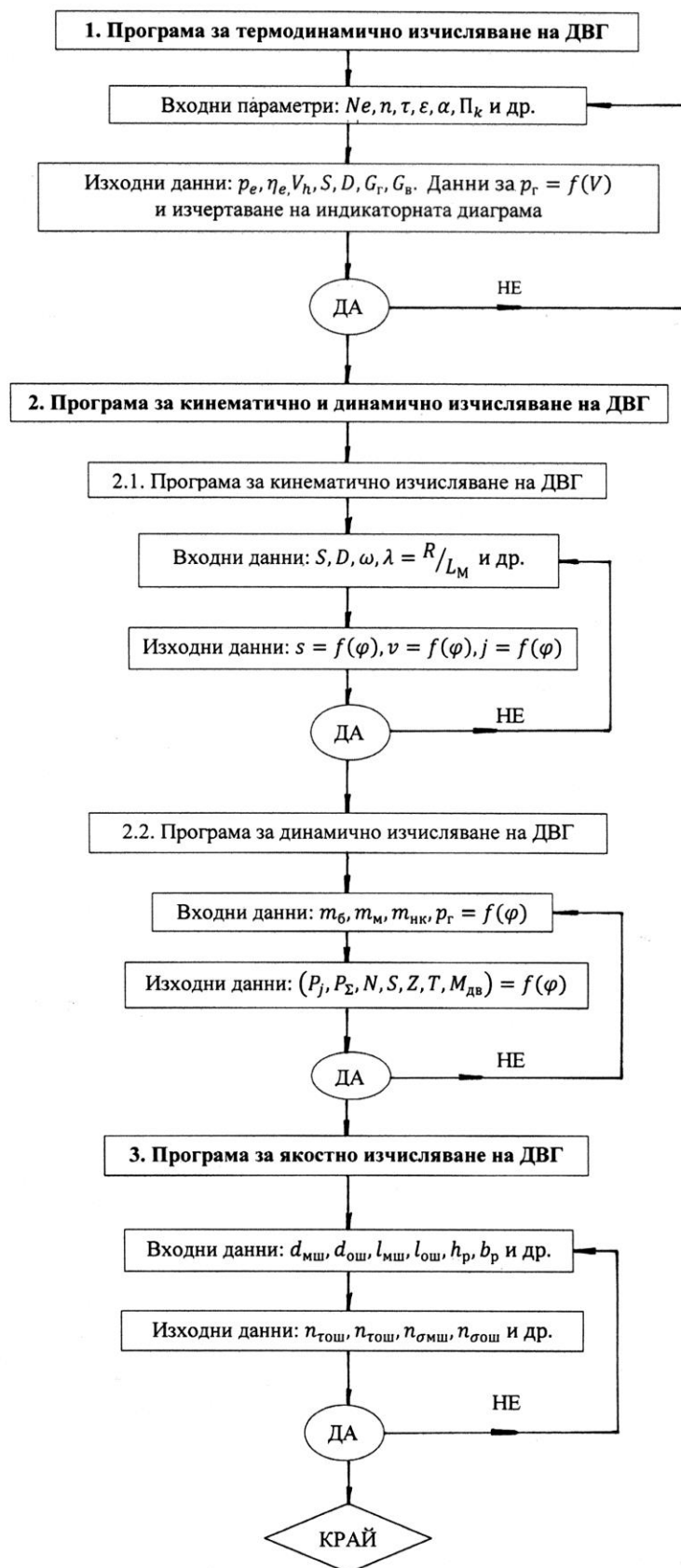
1. Най-интензивно намалява запаса от якост на буталото, но до $P_k = 1,4$ ($p_k = 0,14 \text{ МПа}$), все още запаса на якост на буталото е в допустимите граници.

2. Запасът на якост на мотовилковата шийка на коляновият вал (и отчасти на основните шийки) при увеличаване на степента на свръхпълнене P_k до 1,5 (p_k до 0,15 МПа) нараства малко.

3. От гледна точка на механичното натоварване на детайлите на КММ, двигателят VW-1600 GTI може да бъде форсиран със степен на свръхпълнене $P_k \leq 1,5$ ($p_k \leq 0,15 \text{ МПа}$) без съществени конструктивни изменения.

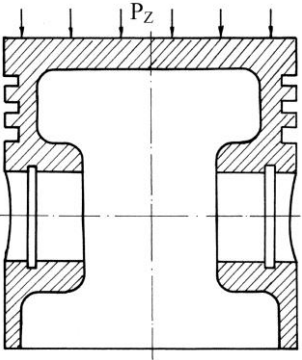
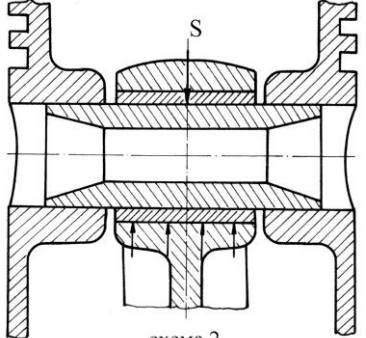
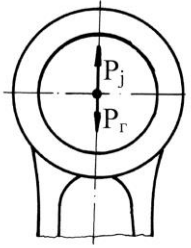
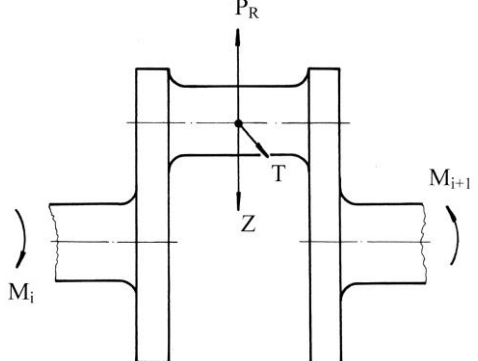
При степен на свръхпълнене $P_k = 1,5$ ($p_k = 0,15 \text{ МПа}$) двигателят няма необходимата надеждност, а мото-ресурсът му е твърде малък и е далеч от средното ниво на моторесурса за такъв тип двигател.

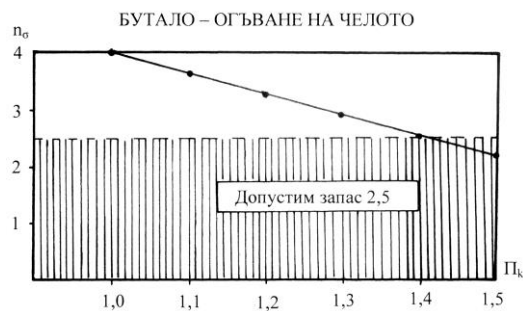
Това доведе до идеята да се извърши проверка на специфичния натиск между съвместно работещите двойки детайли от КММ на двигателя VW-1600 GTI при работа на номинален режим и същите начални условия: $\varepsilon = 9,5$, $\alpha = 0,96$ при изменение на степента на свръхпълнене P_k от 1,0 до 1,5 (p_k от 0,1 до 0,15 МПа).



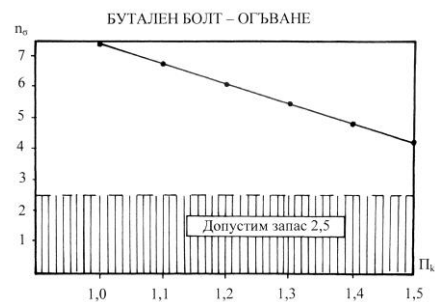
Фиг. VI.1. Блокова схема на програма за изчисляване на запасите на якост на детайлите от коляно-мотовилковия механизъм

Таблица VI.1

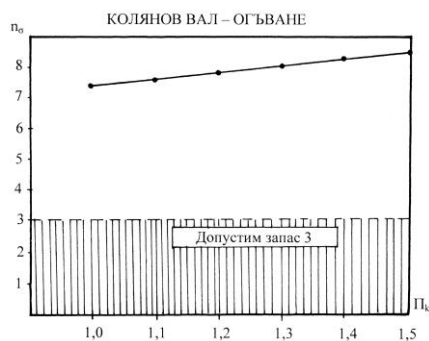
Детайл, схема на натоварване и напрежение	$\Pi_k = \frac{p_k}{p_0}$	Относителен запас $\left[\frac{n_x}{n_{\text{доп}}} \right]$	Минимален допустим коэффициент на запас на якост (коэффициент на сигурност)
		VW-1600 GTI	
бутало – огъване на челото  схема 1	1,0 1,1 1,2 1,3 1,4 1,5	1,60 1,45 1,30 1,15 1,00 0,85	На бутало $n_{\text{доп}} = 2,5$
бутален болт – огъване  схема 2	1,0 1,1 1,2 1,3 1,4 1,5	2,96 2,70 2,48 2,18 1,90 1,62	На бутален болт $n_{\text{доп}} = 2,5$
мотовилка – горна глава опън-натиск  схема 3	1,0 1,1 1,2 1,3 1,4 1,5	2,50 2,38 2,30 2,18 2,00 1,88	На мотовилка $n_{\text{доп}} = 2,5$
колянов вал – огъване  схема 4	1,0 1,1 1,2 1,3 1,4 1,5	2,46 2,50 2,62 2,70 2,80 2,82	На колянов вал $n_{\text{доп}} = 3,0$



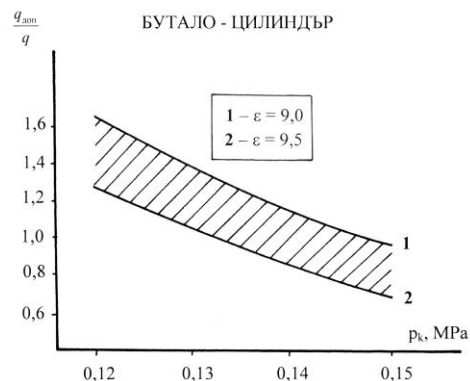
Фиг. VI.2. Запаси на якост на бутало – огъване на челото



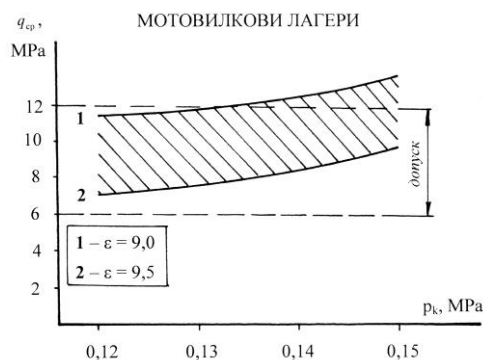
Фиг. VI.3. Запаси на якост на бутален болт – огъване



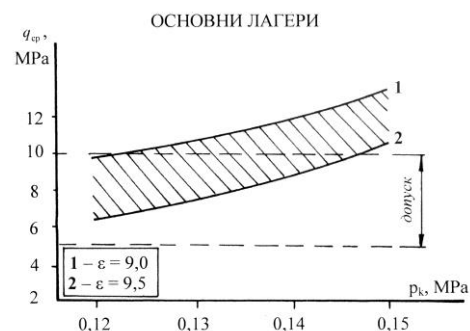
Фиг. VI.4. Запаси на якост на колян вал – огъване



Фиг. VI.5. Зависимостите за средния специфичен натиск бутало-цилиндър



Фиг. VI.8. Зависимостите за средния специфичен натиск на мотовилкови лагери



Фиг. VI.9. Зависимостите за средния специфичен натиск на основни лагери

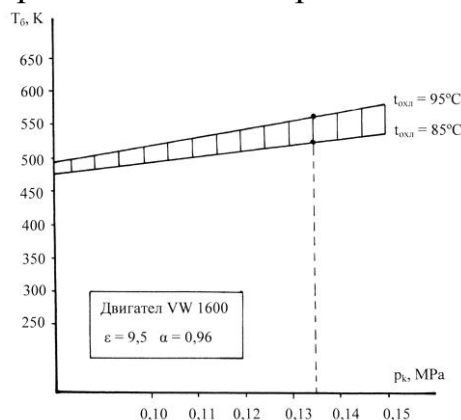
Анализа на резултатите от аналитичното изследване на повърхностния натиск в детайлите на КММ на разгледаният двигател доведе до следните важни изводи:

1. За повечето от разглежданите двойки детайли от КММ, допустимия запас на специфичен натиск се изчерпва при налягане на свръхпълнене $p_k = 0,15$ МПа.

2. Специфичният натиск (особено в основните и мотовилковите лагери на двигателя) нараства по-интензивно в зависимост от налягането на свръхпълнене p_k от колкото е намаляването на запаса на якост на разглежданите детайли. Следователно специфичният натиск на взаимно работещите двойки детайли на коляно-мотовилковия механизъм се явява по

реален критерии за допустимата степен на свръхпълнене на двигателя, отколкото е запасът на якост на основните елементи от КММ.

Съгласно извършените изчисления за двигател VW 1600-GTI при работа на номинален режим при условия: $\varepsilon = 9,5$, $\alpha = 0,96$ и изменение на налягането на свръхпълнене от 0,12 до 0,15 МПа, температурата на най-нагрятата част на буталото се изменя почти линеен закон (фиг. VII.10.), достига стойност 557 К при налягане на свръхпълнене $p_k = 0,135$ МПа.



Фиг. VI.10. Изменение на налягането на свръхпълнене от температурата на най-нагрятата част на буталото

Изводи:

1. Основният извод, който може да се направи от извършените теоретични изследвания, е че двигател VW 1600-GTI без съществени изменения в конструкцията не бива да бъде форсиран чрез свръхпълнене със степен на свръхпълнене $P_k > 1,4$.

2. Вторият извод, който следва от извършените изчисления е, че форсирането на двигател WV 1600-GTI чрез свръхпълнене със степен на свръхпълнене $P_k > 1,4$ може да бъде осъществено, като се приложат допълнително следните мероприятия:

- Прилагане на междинно охлаждане на въздуха след компресора;
- Използване на повърхностно покритие по буталото, клапаните, буталните пръстени и др. (от индий и др.), които имат нисък коефициент на толопроводимост. Това води до намаляване на топлинното натоварване на частите ограждащи горивното пространство;
- Допълнителни конструктивни изменения в двигателя: увеличаване на размера на лагерите, усилване на буталния болт, поставяне на допълнителни усилващи елементи (вложки) под първия бутален пръстен, охлаждане на дъното на буталото чрез насочено впръскване на масло, усилване на блок-картера чрез по-интензивно оребряване в местата на лагерите и цилиндъра, използване на лагерни материали с по-високи специфични натоварвания и др.;
- Използване на по-висок коефициент на излишък от въздух α . Това позволява да се намали средната температура на термодинамичния цикъл на двигателя и топлинното натоварване на частите ограждащи горивното пространство и др.

На този етап на развитието на двигателите със свръхпълнене, е най-рационално използването на междинно охлаждане на въздуха след компресора и някои конструктивни изменения на двигателя.

ОСНОВНИ ИЗВОДИ

От извършените в дисертационния труд теоретични, числени и експериментални изследвания могат да се направят следните по-важни изводи:

1. Направен е анализ на съществуващи математични модели на работния цикъл на двигатели с вътрешно горене (*В. Г. Гриневицкий, И. И. Вибе, П. И. Димитров* и др.), на базата на който за проваждане на числените изследвания е избран математичният модел на *П. Димитров* и разработения въз основа на него софтуерен пакет за практическото му приложение;

2. Направено е числено изследване на влиянието на налягането на свръхпълнене върху динамиката на топлоотделянето при горенето, максималната температура и максималното налягане в цилиндъра и скоростта на изменението му, мощностните, икономичните и екологичните показатели (съдържание на азотни оксиди в отработилите газове) при различни режими на работа на бензинов двигател с входни данни, еднакви с тези на избора за експерименталните изследвания – VW-1600 GTI. За по-пълна оценка на това влияние, са изчислени и построени характеристиките по натоварване и многопараметровата характеристика на двигателя със и без свръхпълнене;

3. Създаден е компютърен модел на изпитвания двигател, с помощта на специализиран софтуер *Ricardo Wave*, и е направена симулация на работата му при различни режими без и със свръхпълнене. Изследвано е изменението на мощността и въртящия момент при геометрия на пълнителния тракт, фазите на газоразпределението и хода на клапаните, както на реалния двигател;

4. Създаден е стенд за провеждане на сравнителните експериментални изследвания. Подбран е подходящ турбокомпресор и е свързан към пълнителния и изпускателния колектор на двигателя. Монтирани са необходимите възприематели на налягане, температура и др. Направен е подбор на уредите и средствата за измерване на необходимите величини, както и анализ на грешките и оценка на точността при измерването им;

5. Представена е методика за провеждане на сравнителните експериментални изследвания при работа на двигателя без и свръхпълнене, в съответствие, с която те са проведени. Направен е анализ на резултатите от тях и е установено, че прилагането на турбокомпресор, който осигурява максимално налягане на свръхпълнене, води до увеличаване на ефективната мощност на двигателя (който фабрично е без свръхпълнене) и съответно до намаляване на специфичния му разход на гориво - без изменение на

регулируемите параметри на двигателя (въздушно отношение, ъгъл на изпреварване на запалването, фази на газоразпределението и др.);

6. Направено е сравнение на резултатите от числените и експерименталните изследвания, което показва добро съвпадение на изчислените и измерените параметри на горивния процес и показатели на двигателя. Установено е, че максималната им разлика не превишава допустимата за инженерната практика стойност. Това дава възможност за определяне на стойностите на тези параметри при режими на работа на двигателя, при които измерването им е невъзможно (по технически или други причини), както и за минимизиране на обема на експерименталните изследвания;

7. Направена е якостна проверка на основните детайли на коляномотовилковия механизъм на двигателя при различно налягане на свръхпълнене, на база на която е определено максимално допустимото налягане, което няма да се отрази негативно на моторесурса и надеждността му.

СПИСЪК НА ПУБЛИКАЦИИТЕ ПО ДИСЕРТАЦИОННИЯ ТРУД

1. „Пътища за усъвършенстване на комбинирани двигатели с турбокомпресор”, **Костов Р.**, Journal of the Technical University at Plovdiv, “Fundamental Sciences and Applications”, Vol. 13, 2006, Anniversary Scientific Conference’ 2006, BULGARIA (Технически университет – София, филиал Пловдив, Юбилейна научна конференция’2006, Сборник доклади 2006) (Раздел „Транспорт и авиация”), стр. 115-121, **ISSN 1310-8271**.

2. „Изследване на влиянието на свръхпълненето върху параметрите на горивния процес и показателите на бензинов двигател”, **Костов Р.**, Димитров Е., trans&MOTAUTO’07, XIV Международна научно-техническа конференция, Русе -2007, (Том I – Сборник доклади), стр.40-42, **ISBN 978-954-9322-21-7**.

3. „Изследване на влиянието на начина и мястото на подаване на горивото върху качеството на смесообразуване на бензинов двигател”, Димитров Е., Димитров П., **Костов Р.**, trans&MOTAUTO’09, XVI Международна научно-техническа конференция, Слънчев бряг -2009, (Том I – Сборник доклади), стр.67-70, **ISSN 1313-5031**.

4. „Analysis of different schemes for connecting the turbocharger to internal combustion engines“, **Костов Р.**, trans&MOTAUTO’11, XIX Международна научно-техническа конференция, Варна -2011, (Том I – Сборник доклади), стр.31-34, **ISSN 1313-5031**.

5. „Газообменен процес при бензиновите двигатели с газотурбинно пълнене“, **Костов Р.**, Fifth International Scientific Conference „Engineering, Technologies and Systems”, TECHSYS 2016, Technical University – Sofia, Plovdiv branch, 26-28 May 2016, Пловдив, стр. II-349 – II-354, **ISSN 2367-8577**.

SUMMARY

TNE STUDY OF INDICATORS OF A GAZOLINE ENGINE WITH INJECTION OF THE FUEL IN ITS WORK WITH AND WITHOUT OVERCHARGING

Mag. Eng. Radoslav Radkov Kostov

From its creation to the present day, internal combustion engines have long and complicated development.

Regardless of the high level of development that gasoline engines have achieved, a number of problems have to be solved in order to improve their powerful indicators, economic and toxic performance, as well as to increase their reliability and exploitation.

Overcharging is one of the most effective means of increasing compactness and reducing the mass of heat engines.

As a result of overcharging, the engine power increases preserving their overall dimensions. Subsequently, the increase in the cylinder pressure of the engine overcharging, as well as the reduction of the heat losses, more favorable conditions are created to increase the coefficient of efficiency of effectiveness of the work cycle.

The present PhD thesis deals with the state of the problem with the use of overcharging for gasoline engines with internal combustion and also working together of the engine and the turbocharger. The work is also presented the development of overcharging and application of parallel and sequential work of turbocharger system. A mathematical model of the work cycle of a supercharged gasoline engine at full load is also considered. According to the pointed above tasks, numerous experimental studies of the effect of overcharging on the parameters of the combustion process and the parameters of the petrol engine has been carried out. In addition, Ricardo Wave software was used for heat calculation of a gasoline engine with and without overcharging.

A selection of instruments and means for testing and measurements for experimental studies was made.

Analysis for the measurements error was performed and an estimation of the accuracy of the experimentally estimated quantities was performed.

In the last chapter of the PhD thesis a strength check of the parts of the crank-thrust mechanism at different pressure of overcharging was made.

At the end of the present dissertation several conclusions have been drawn, references and publications related to the dissertation were pointed out as well.