

ОПРОСТЕН МАТЕМАТИЧЕН МОДЕЛ НА ХАРАКТЕРИСТИКИТЕ НА БЕНЗИНОВ ДВИГАТЕЛ С ВЪТРЕШНО ГОРЕНЕ

Мариан Мутафчиев

ВТУ "Т.Каблешков", 1574 София, ул. "Гео Милев", БЪЛГАРИА

Ключови думи: двигател, характеристики

Резюме: В този труд ще бъде представен един опростен математичен модел за определяне на основните характеристики на бензинов двигател с вътрешно горене, който може да бъде използван в началния етап на проектирането както и да служи за основен метод при подробни изчисления с диференциални математични модели.

Мотивите за създаване на модела са изложени подробно в [4] и тук няма да бъдат повтаряни.

Приемат се следните предпоставки:

- действителните процеси протичащи в цилиндровото пространство на двигателя се апроксимират с термодинамичен цикъл със смесено внасяне на топлина [1, 2];

- привеждането на стойностите на параметрите, изчислени с термодинамичния цикъл към действителни, се извършва основно чрез понятията "приведен обем" и "приведена степен на сгъстяване", предложени от автора в други публикации [3];

- двигателят работи в установен режим - характеристиките са статични.

Изчислителната процедура започва с избор на следните основни параметри (числените стойности се отнасят за двигател ВАЗ - 2101, който е използван за пример): $R=0,033, m$ - радиус на колянвия вал; $D=0,076, m$ - диаметър на буталото; $\lambda=R/L=0,02456$ - параметър на колянотомовилковия механизъм; $\varepsilon=8,8$ - степен на сгъстяване; $i=4$ - брой цилиндри; $\tau=4$ - тактност; $c_v=800, J/kgK$ - специфичен топлинен капацитет при постоянен обем; $H_u=Q_d=43000, kJ$ - специфичен топлинен капацитет при постоянно налягане; $p_a=100000, Pa$ - атмосферно налягане; $T_a=293,16, K$ - температура на околната среда; $H_u=Q_d=43000, kJ$ - калоричност на горивото; $L_o=15, kg/kg$ - теоретичнонеобходимо количество въздух за изгаряне на един килограм гориво;

$\delta_6=0,00005, m$ - хлабина между буталото и цилиндъра; $\mu=0,02, Ns/m^2$ - динамичен вискозитет на маслото; $h_6=0,078, m$ - височина на буталото.

Степента на повишаване на налягането λ и масовия коефициент на пълнене η_m се задават таблично или графично, съответно фиг. 1 и фиг. 2.

Първо се зчисляват параметрите, които не са функция на работния режим на двигателя и тези, за които могат да се приемат средни стойности за целия

работен диапазон: $V_h = \frac{1}{2}\pi D^2 R$, m^3 - ходов обем; $V_c = \frac{V_h}{\epsilon - 1}$, m^3 - минимален

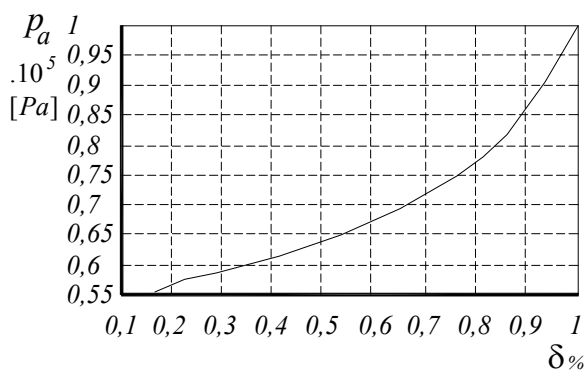
обем; $V_a = V_h \frac{\epsilon}{\epsilon - 1}$, m^3 - максимален обем; $m_a = \frac{p_a V_a}{RT_a}$, kg - маса на пряното работно вещество, която би заела максималния обем на цилиндъра при

температура и налягане на околната среда; $k = \frac{c_p}{c_v}$ - показател на адиабатния процес; $R = c_p - c_v$, J/kgK - газова константа.

Следват изчисления на параметрите, които определят или следват работния режим.

При частични натоварвания (дроселовата клапа не е отворена напълно), налягането в началото на цикъла е по-малко от атмосферното и може да се определи от израза,

$$(1) \quad p_a = \left(\frac{n_{min}}{n} \right)^{0,31} 100000, Pa.$$



Фиг. 1. Налягане в пълнителния колектер във функция от дроселирането.

Резултата от изчислението е показан на фиг. 1, където: $\delta\%$ е коефициент който отчита натоварването на двигателя. При пълно натоварване има стойност 1 - външна характеристика. За всички частични характеристики стойността му е по-малка от единица. Например при 30 %-но отваряне на дроселовата клапа $\delta\%=0,3$, при 50 %-но $\delta\%=0,5$, и т.н.

Чрез коефициента на пълнене, определен от фиг. 3, се изчислява действителната маса на пряното работно вещество с израза:

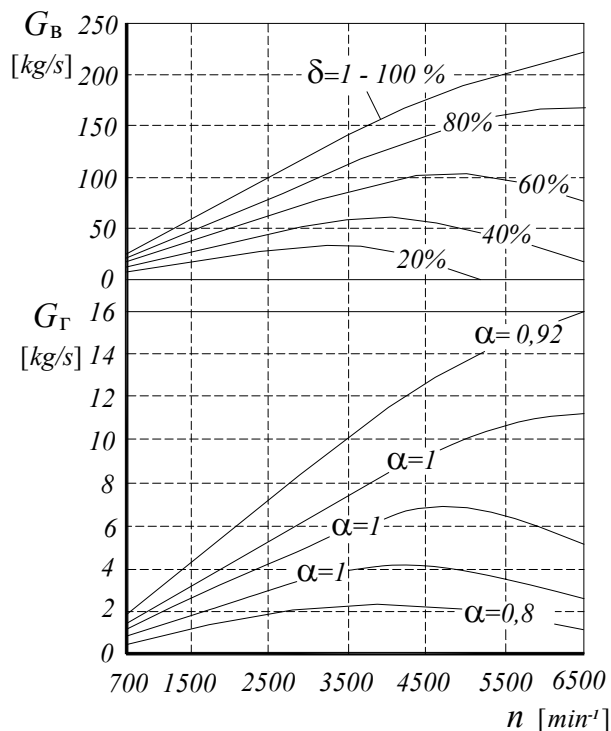
$$(2) \quad m_d = \delta\% m_a \eta_m, kg.$$

Резултата от това изчисление дава възможност да се изчисли часовия разход на въздух с израза:

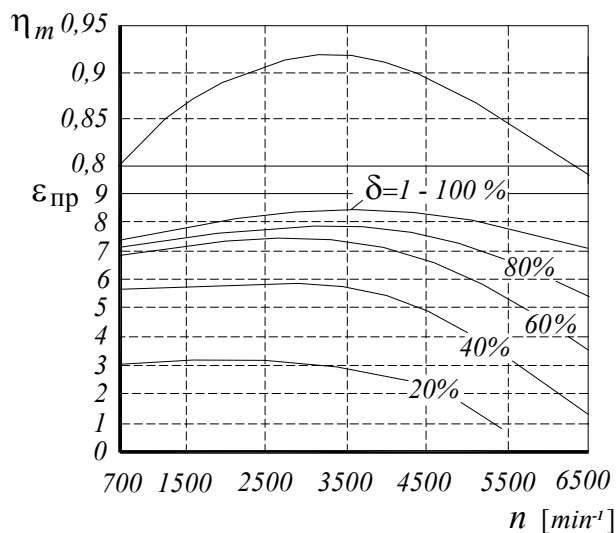
$$(3) \quad G_v = \frac{m_d n i}{30\tau} 3600, kg/h.$$

Часовия разход на гориво се определя от израза:

$$(4) \quad G_{\Gamma} = \frac{G_B}{\alpha L_0}, \text{ kg/h}.$$



Фиг. 2. Разходни характеристики. G_B - разход на въздух; G_{Γ} - разход на гориво.



Фиг. 3. Масов коефициент на пълнене и приведена степен на сгъстяване.

клапа, което се отразява негативно върху икономичните показатели на двигателя.

Следват изчисления на параметрите свързани с термодинамичния цикъл. Степента на нарастване на налягането се определя от израза:

Резултатите от изчисленията, проведени с изразите (3) и (4), са показани на фиг. 2. Стойностите за въздушното отношение се избират в съответствие с коефициента на натоварването, както е показано на фигурата.

Внесеното количество топлина се изчислява с израза:

$$(5) \quad Q_1 = \frac{G_{\Gamma} \tau H_u}{n i 120}, \text{ J}.$$

В такъв случай мощността освободена от изгорялото гориво може да се изчисли от израза:

$$(6) \quad N_1 = \frac{Q_1 n i}{30 \tau 1000}, \text{ kW}.$$

Определя се приведения обем (това е обема, който заема действителната маса на пряното работно вещество при температура и налягане на околната среда) с израза:

$$(7) \quad V_{\text{пр}} = \frac{m_d R T_a}{p_a}, \text{ m}^3.$$

Приведената степен на сгъстяване се определя съответно от израза:

$$(8) \quad \epsilon_{\text{пр}} = \frac{V_{\text{пр}}}{V_c}.$$

Стойностите на приведената степен на сгъстяване за различни положения на дроселовата клапа са показани на фиг. 3. От фигурата се вижда, че приведената степен на сгъстяване намалява значително с притварянето на дроселовата

$$\lambda = \frac{\varphi(k-1)(\varepsilon_{\text{пр}} - 1)Q_1 + p_a V_h \varepsilon_{\text{пр}} k}{p_a V_h \varepsilon_{\text{пр}}^k (1 + k\rho - k)}$$

(9)

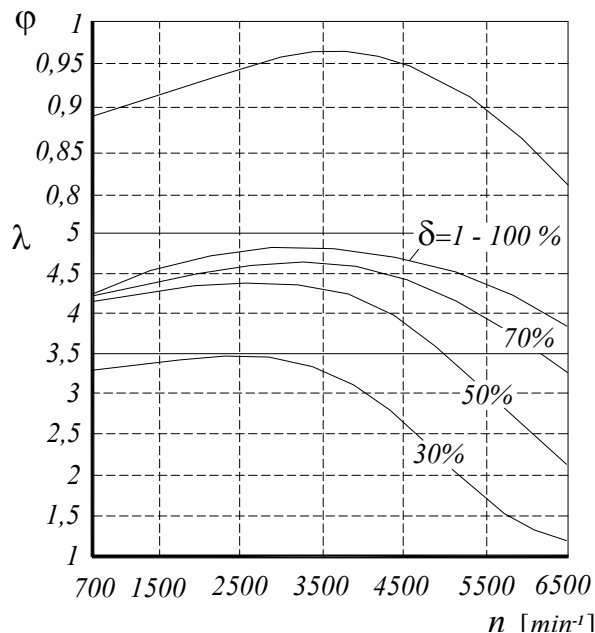
където: φ е коефициент, отчитащ влиянието на непрекъснатото движение на буталото. Познат е още като коефициент на закръгляне на индикаторната диаграма. Избира се от фиг. 4.

Това дава възможност да се определят термичната работа на цикъла с изрази,

$$L_t = \frac{p_a V_h}{(k-1)} \left\{ \varepsilon_{\text{пр}}^{k-1} [\lambda - 1 + k\lambda(\rho-1)] - \lambda \rho^k + 1 \right\} J$$

и температурата в края на разширението от изрази:

$$(11) \quad T_b = T_a \lambda \rho^k, K.$$



Фиг. 4. Коефициент отчитащ влиянието на непрекъснатото движение на буталата и степен на повишаване на налягането.

Това от своя страна дава възможност да се определят термичната мощност с изрази,

$$(12) \quad N_t = \frac{L_t n i}{30\tau} 1000, kW.$$

Термичният коефициент на полезно действие се определя от изрази:

$$(13) \quad \eta_t = 1 - \frac{1}{\varepsilon^{k-1}} \cdot \frac{\lambda \rho^k - 1}{\lambda - 1 + k\lambda(\rho-1)}$$

Термичният специфичен разход на гориво се определя съответно от изрази:

$$(14) \quad g_t = \frac{G_r}{N_t} 1000, g/kWh.$$

След като са определени термичните параметри на цикъла, се

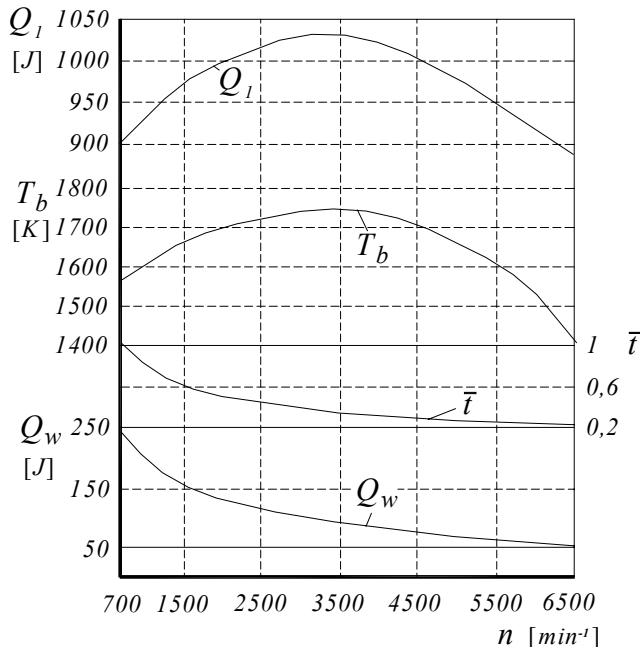
пристъпва към определяне на индикаторните показатели на двигателя. За целта е необходимо да се определи количеството топлина отведено от работното вещество в следствие на топлообмена между него и стените на цилиндровото пространство. В случая е необходимо изменението на величината да се моделира в най-общ план, като функция само на основните фактори от които тя зависи. Известно е, че количеството топлина отведено от работното вещество вследствие на топлообмена, е около тридесет процента от внесеното количество топлина, а изменението му във функция от честотния режим е свързано основно с времето за топлообмена. Времето за топлообмена намалява с увеличаване на честотата на въртене. След многобройни числени експерименти се установява, че за автотракторни двигатели, подходяща за отчитане на влиянието на честотния режим върху времето за топлообмен е следната проста относителна зависимост:

$$(15) \quad \bar{t} = \frac{n_{min}}{n} *$$

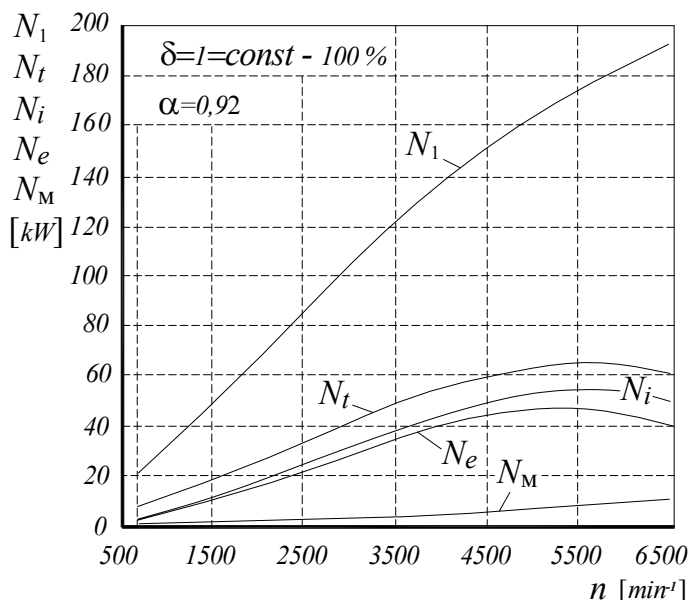
За определяне на топлинните загуби съвсем естествено се явява зависимостта:

$$(16) \quad Q_w = 0,3Q_1\bar{t} *, J.$$

Резултатите от изчисленията проведени с изразите (5), (11), (15) и (16), са показани на фиг. 5.



Фиг. 5. Параметри на цикъла. Q_1 - внесено количество топлина; T_b - температура в края на разширението; \bar{t} - относително време за теплообмена; Q_w - топлинни загуби.



Фиг. 6. Външна честотна характеристика. N_1 - мощността на горивото; N_t - термичната мощност; N_i - индикаторната мощност; N_e - ефективната мощност; N_M - мощността на механичните загуби.

Индикаторната работа ще се определя от израза

$$(17) \quad L_i = L_t - Q_w, J,$$

индикаторната мощност съответно от израза

$$(18) \quad N_i = \frac{L_i n i}{30\tau} 1000, kW,$$

а индикаторния специфичен разход на гориво от израза

$$(19) \quad g_i = \frac{G_r}{N_i} 1000, g/kWh.$$

За да се определят основните ефективни показатели е необходимо да се определи мощността на механичните загуби. С достатъчна за практиката точност за тази цел може да се използва получената от автора зависимост [5]:

$$(20) \quad N_M = 1,3(0,18\lambda + 1,21)\mu\lambda \frac{R^2 i n^2}{225\delta_6 1000}, kW.$$

Ефективната мощност се определя от израза

$$(21) \quad N_e = N_i - N_M, kW,$$

специфичния ефективен разход на гориво от израза,

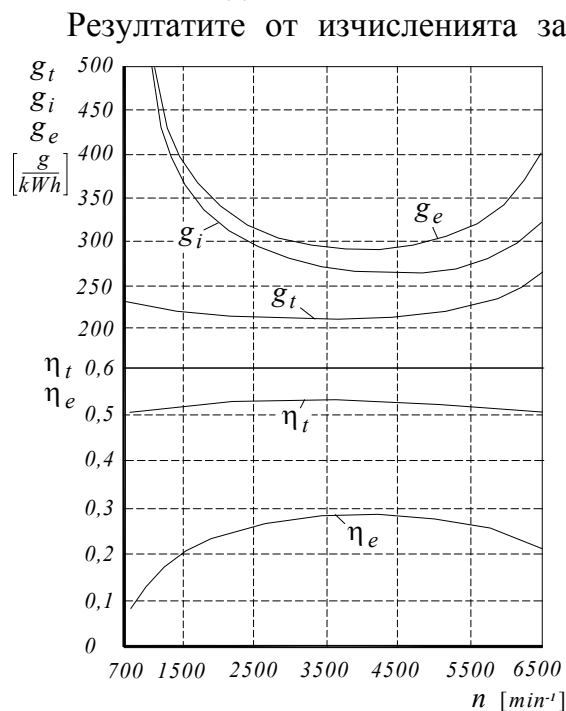
$$(22) \quad g_e = \frac{G_r}{N_e} 1000, g/kWh,$$

а ефективния коефициент на полезно действие от израза,

$$(23) \quad \eta_e = \frac{N_e}{N_1}.$$

С определянето на

основните ефективни показатели на двигателя се постига и основната цел на математичния модел.



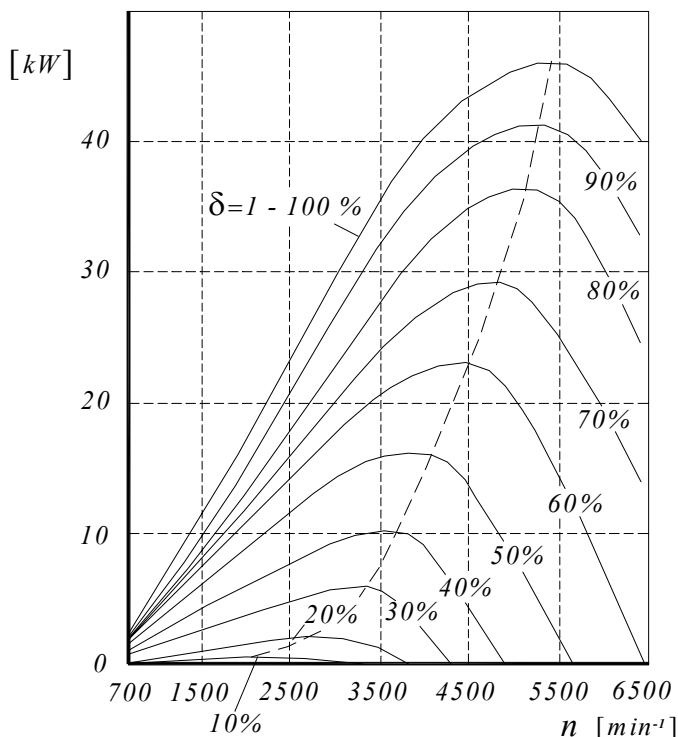
Фиг. 7. Външна честотна характеристика. g_t - термичен специфичен разход на гориво; g_i - индикаторен специфичен разход на гориво; g_e - ефективен специфичен разход на гориво; η_t - термичен коефициент на полезно действие; η_e - ефективен коефициент на

резултатите от изчисленията за мощностните показатели проведени с изразите (6), (12), (18), (20) и (21), са показани на фиг. 6.

Резултатите от изчисленията за икономичните показатели проведени с изразите (13), (14), (19), (22) и (23), са показани на фиг. 7.

На фиг. 8 са показани частични честотни харастеристики получени за различни постоянни стойности на коефициента на натоварването, съответстващи на различно положение на дроселовата клапа от 10% до 100%.

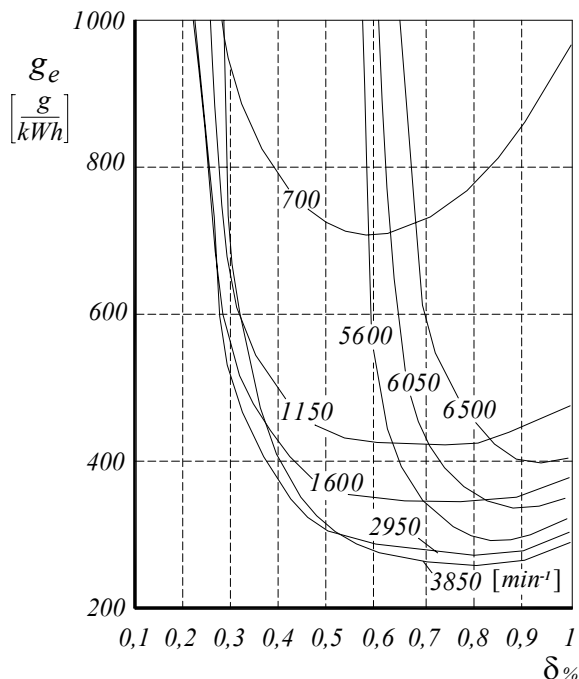
На фиг. 9 са показани серия от товарни харастеристики получени за различни постоянни честоти на въртене на колянвия вал и различни стойности на коефициента на натоварването $\delta\%$, съответстващи на различно положение на дроселовата клапа от 10% до 100% за всяка крива. Трябва да се обърне внимание на факта, че най-ниско е разположена кривата на 3850 min^{-1} . Това означава, че минималния специфичен разход на гориво се намира около този честотен режим.



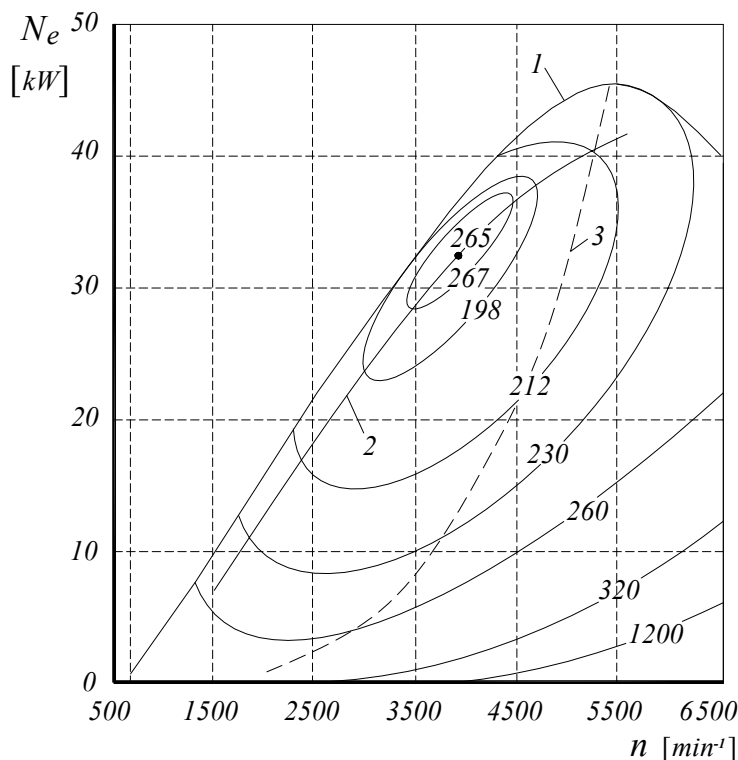
Фиг. 8. Частични честотни харастеристики.

На фиг. 10 е показана многопараметрова характеристика получена от стойностите на 14 товарни харастеристики, изчислени за честоти на въртене от 700 до 6500 min^{-1} , със стъпка 450 min^{-1} . За всяка товарна характеристика са направени изчисления за 10 режима съответстващи на подаване на гориво от 10% до 100%. От фигурата се вижда, че минималния специфичен ефективен разход на гориво за цялото работно поле под

външната характеристика се получава около 3900 min^{-1} , което е в съответствие на резултата получен за товарната характеристика и показан на фиг. 9.



Фиг. 9. Частични товарни характеристики.



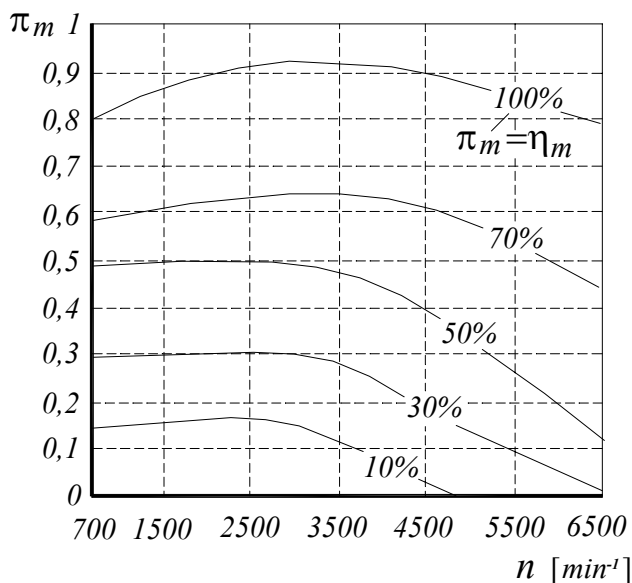
Фиг. 10. Многопараметрова -икономична характеристика. 1-външна характеристика; 2- икономична характеристика; 3 - максимална мощност.

На фиг.10 са показани икономичната характеристика 2 и характеристиката на максимална мощност 3, която съответства на прекъснатата линия от фиг.8.

Предлагания математичен модел дава възможност да се направи уточнение на понятието “коэффициент на пълнене”. От фиг.3 и израза за действителната маса на пресния заряд (2) се вижда, че коефициента на пълнене е функция на честотния режим, но не и на натоварването. С други думи, графиката от горната част на фиг. 3 се отнася за всяко положение на дроселовата клапа, респективно за всяка стойност на коефициента на натоварването $\delta\%$. Коефициента на пълнене оценява оптимизацията на процеса пълнене, като отразява влиянието на процесите дозареждане, обратно връщане и продухване върху масата на пресното работно вещество, както и съпротивленията, които то преодолява при постъпването си в цилиндъра. Тези процеси зависят от условията в пълнителния колектор което означава, че коефициента на пълнене трябва да бъде отнесен именно към тези условия.

От казаното до тук следва, че коефициент на пълнене е отношението на действителната маса на пряното работно вещество, което постъпва и остава в цилиндъра на двигателя по време на процеса пълнене m_d , към

масата, която би се установила в цилиндровото пространство при температура и налягане, които има постъпващото прясно работно вещество на границата



Фиг. 11. Степен на пълнене.

непосредствено преди цилиндера $m_{пк}$,

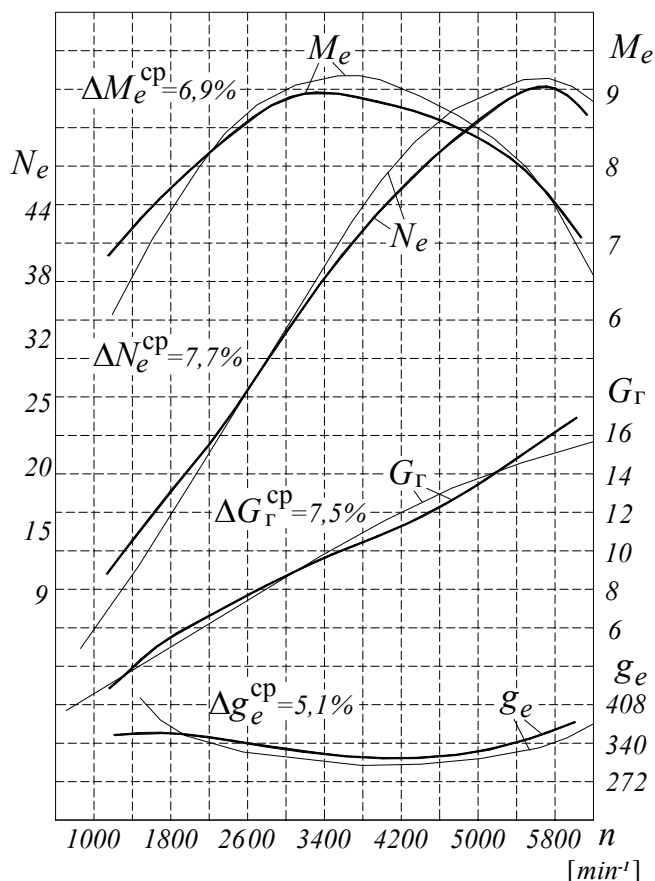
$$(24) \quad \eta_m = \frac{m_d}{m_{пк}}$$

При това положение за да се оцени степента на запълване на цилиндровото пространство с прясно работно вещество е необходимо да се въведе нов параметър който тук ще бъде наречен “степен на пълнене”.

Степен на пълнене е отношението на действителната маса на пряското работно вещество, което постъпва и остава в цилиндъра на двигателя по време

на процеса пълнене m_d към масата, която би се установила в цилиндровото пространство при температура и налягане на околната Среда m_a ,

$$(25) \quad \pi_m = \frac{m_d}{m_a}$$



Фиг. 12. Сравняване на теоретичните резултати със заводска характеристика. N_e - ефективната мощност; M_e - ефективен въртящ момент; $G_{Г}$ - часов разход на гориво; g_e - специфичен ефективен разход на гориво. С по-плътна линия са показани заводските характеристики.

На фиг.11 е показана степента на пълнене за различни положения на дроселовата клапа. От фигурата се вижда, че стойностите на степента на пълнене се изравняват с тези на коефициента на пълнене, само при напълно отворена дроселова клапа.

Апробация на математичния модел

За оценка на степента на достоверност на резултатите получени с математичния модел, са използвани заводски характеристики [6]. Сравнението е показано на фиг. 12. Средната относителна разлика между теоретичните и заводските стойности на основните показатели е както следва: за ефективната мощност 7,7%; за ефективния въртящ момент 6,9%; за часовия разход на гориво 7,5%; за специфичния ефективен разход на гориво 5,1%.

Новости

1. Създаден е математичен модел който дава възможност да се изчисляват характеристиките на бензинов ДВГ, с несложни и достъпни математични средства, базиран на основните физични процеси и явления протичащи в двигателя.

2. Демонстрирано е приложението на понятията ”приведен обем” и ”приведена степен на сгъстяване”, за надеждно определяне на основните параметри и показатели на бензинов ДВГ, в цялото му работно поле, чрез основни термодинамични зависимости.

3. Предложени са формули (15) и (16) за определяне на количеството топлина отведено от работното вещество в следствие на топлообмена със стените на цилиндровото пространство- топлинните загуби.

4. Предлага се нов оценъчен параметър за процеса пълнене - ”степен на пълнене”.

5. Уточнена е дефиницията на коефициента на пълнене.

Изводи

1. Математичният модел може да бъде използван в началния етап от проектирането както и да служи за основен метод при подробни изчисления с диференциални математични модели. Моделът може да бъде особено полезен в учебния процес.

2. Разликата между стойностите на основните показатели получени с математичния модел и заводските характеристики е между 5 и 8 процента.

ЛИТЕРАТУРА

- [1] Димитров П. И., : Двигатели с вътрешно горене - (Първа част- Теория на ДВГ) София, 2000. - 255с.
- [2] Колчин А. И., Демидов В. П. : Расчет автомобильных и автотракторных двигателей - Высшая школа. Москва, 1980. - 400с.
- [3] Мутафчиев М. Н., : Влияние на действителната степен на сгъстяване върху енергиината ефективност на буталните двигатели с вътрешно горене - сп. ЕНЕРГЕТИКА - 2004-2005, София.
- [4] Мутафчиев М. Н., : Опростен математичен модел на характеристиките надизелов двигател без свръхпълнене - сп. - 2004-2005, София.

- [5] Мутафчиев М. Н. : Определяне на загубата на мощност от вискозно триене в двигатели с вътрешно горене - - 2004, Варна.
- [6] Ершов Б. В., Юрченко М. А. : Легковые автомобили ВАЗ:Конструкция и техническое обслуживание . <Речной транспорт> 1959. 402 с.

SIMPLIFIED MATHEMATICAL MODEL OF PETROL INTERNAL COMBUSTION ENGINE CHARACTERISTICS

Mutafchiev M.

***Summary:** In this work is presented a simplified mathematical model concerning the determination of a petrol internal combustion engine basic characteristics; the model can be used in the initial stage of designing, as well as a basic method in detailed calculations with differential mathematical models.*

***Key words:** engine, characteristics*

