

ОПРОСТЕН МАТЕМАТИЧЕН МОДЕЛ НА ХАРАКТЕРИСТИКИТЕ НА ДИЗЕЛОВ ДВИГАТЕЛ СЪС СВРЪХПЪЛНЕНЕ

Мариан Мутафчиев

*Висше Транспортно Училище “Тодор Каблешков”,
ул. Гео Милев №158, София 1574, България*

Ключови думи: *двигател, характеристики.*

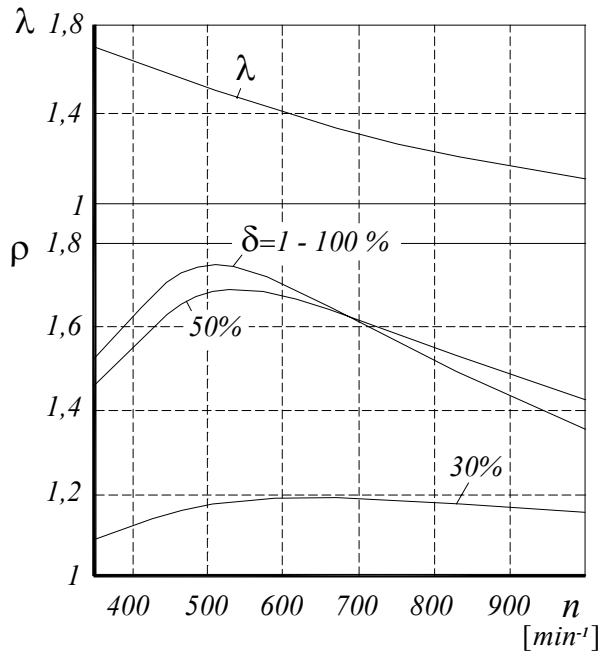
Резюме: *Този труд представя един опростен математичен модел за определяне на основните характеристики на дизелов ДВГ със свръхпълнене, който може да бъде използван в началния етап от проектирането, както и да служи за основен метод при подробни изчисления с диференциални математични модели.*

В този труд ще бъде представен един опростен математичен модел за определяне на основните характеристики на дизелов ДВГ със свръхпълнене, който може да бъде използван в началния етап от проектирането, както и да служи за основен метод при подробни изчисления с диференциални математични модели.

Приемат се следните предпоставки:

- действителните процеси протичащи в цилиндрите 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 локомотивен двигател 5Д49, който е използван за пример): $R=0,13, m$ - радиус на колянния вал; $D=0,26, m$ - диаметър на буталото; $\lambda=R/L=0,224$ - параметър на колянотопилковия механизъм; $\varepsilon=14,5$ - степен на сгъстяване; $i=16$ - брой цилиндри; $\tau=4$ - тактност; $c_v=800, J/kgK$ - специфичен топлинен капацитет при постоянен обем; $c_p=1090, J/kgK$ - специфичен топлинен капацитет при постоянно налягане; $p_a=100000, Pa$ - атмосферно



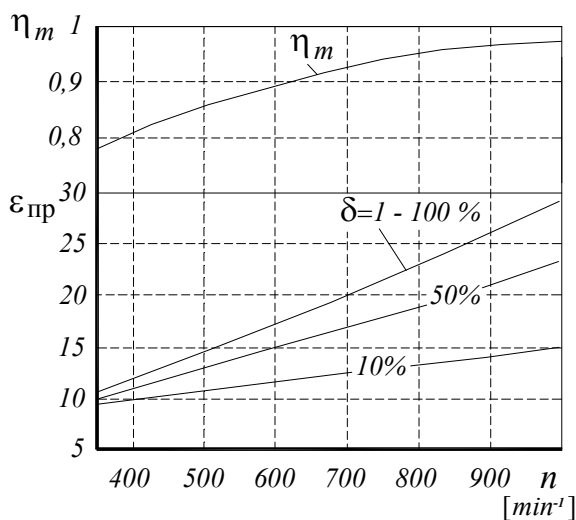
Фиг. 1. Степен на повишаване на налягането и степен на адиабатно разширение.

ответно фиг. 1 и фиг. 2.

Първо се изчисляват параметрите, които не са функция на работния режим на двигателя и тези, за които могат да се приемат средни стойности за целия работен диапазон: $k = \frac{c_p}{c_v}$ - показател на адиабатния процес; $R = c_p - c_v, J/kgK$ -

газова константа; $V_h = \frac{1}{2} \pi D^2 R, m^3$ - ходов обем; $V_c = \frac{V_h}{\varepsilon - 1}, m^3$ - минимален обем;

$V_a = V_h \frac{\varepsilon}{\varepsilon - 1}, m^3$ - максимален обем; $m_a = \frac{p_a V_a}{R T_a}, kg$ - маса на пряното работно вещество, която би заела максималния обем на цилиндъра при температура и налягане на околната среда.



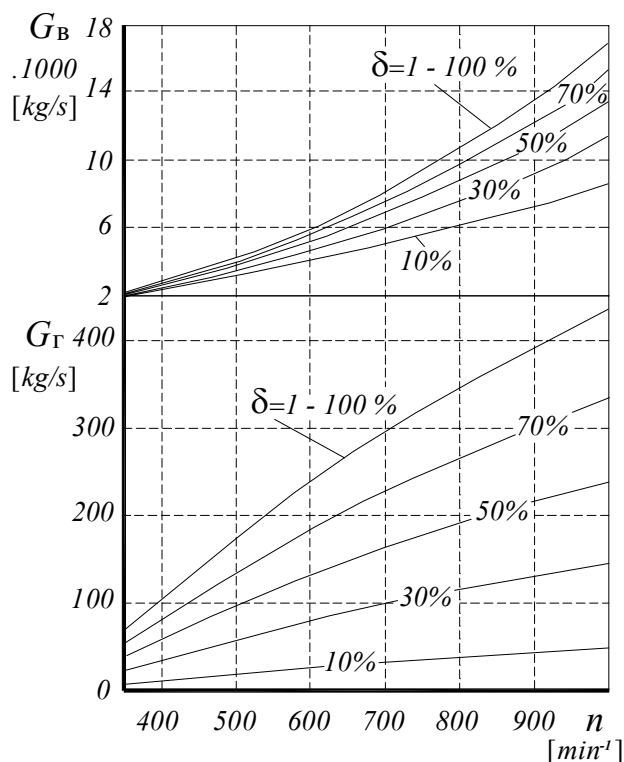
Фиг. 2. Масов коефициент на пълнене и приведена степен на сгъстяване.

налягане; $T_a = 293,16, K$ - температура на околната среда; $T_k = 350, K$ - температура след компресора; $H_u = Q_d = 43000, kJ/kg$ - calorific value of the fuel; $L_o = 15$ - theoretically required amount of air for combustion of one kilogram of fuel; $\delta_\delta = 0,00004, m$ - clearance between the valve and the cylinder; $\mu = 0,02, Ns/m^2$ - dynamic viscosity of the oil; $h_\delta = 0,1, m$ - height of the valve; η_k - efficiency of the compressor; η_T - efficiency of the turbine; $\eta_{ик}$ - efficiency of the collector. The degree of supercharging λ and the mass coefficient of filling η_m are given in tables or graphs, respectively fig. 1 and fig. 2.

Следват изчисления на параметрите, които определят или следват работния режим. Цикловата порция гориво се определя от израза:

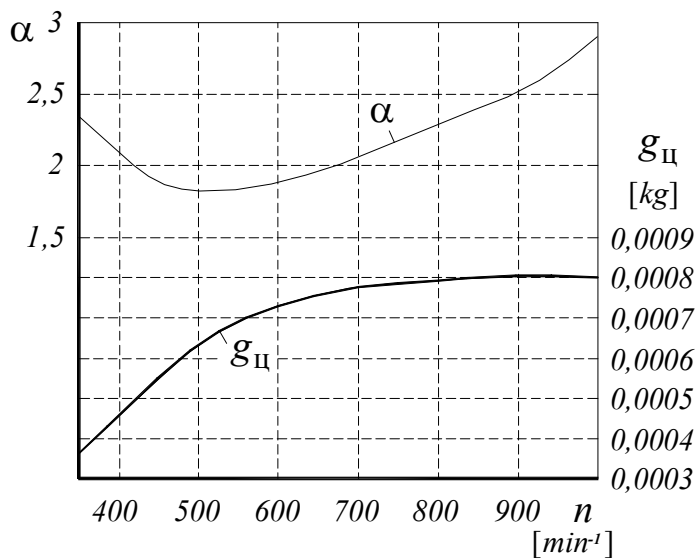
$$(1) \quad g_{ц} = 0,00091 \delta_{\%} k_{ц}, kg,$$

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 подаване на гориво $\delta_{\%} = 0,3$, при 50 %-но $\delta_{\%} = 0,5$, и т.н; $k_{ц}$ - коефициент с който се коригира цикловата порция



Фиг. 3. Разходни характеристики. G_B - разход на въздух; G_T -разход на гориво.

дава възможност да се изчисли часовия разход на въздух с израз,



Фиг. 4. Въздушно отношение и циклова порция гориво съответстващи на външна характеристика.

правилността на определянето на коефициента на пълнене и големината на цикловата порция гориво с израз (1).

Резултатите от изчисленията проведени с изразите (5), (6) и (7), са показани на фиг. 3 и фиг. 4.

гориво така, че въздушното отношение да се получава в допустимите граници както е показано на фиг.4.

Внесеното количество топлина се изчислява с израз,

$$(2) \quad Q_1 = g_u H_u, J.$$

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

$$(3) \quad N_1 = \frac{Q_1 n i}{30 \tau 1000}, kW.$$

Чрез коефициента на пълнене определен от фиг. 1, се изчислява действителната маса на прясното работно вещество с израз,

$$(4) \quad m_d = \frac{p_k V_a}{RT_k} \eta_m, kg.$$

където: p_k е налягането след компресора.

Резултата от това изчисление

$$(5) \quad G_B = \frac{m_d n i}{30 \tau} 3600, kg/h.$$

Часовият разход на гориво се определя от израз,

$$(6) \quad G_T = \frac{g_u n i}{30 \tau} 3600, kg/h.$$

Въздушното отношение се определя съответно от израз,

$$(7) \quad \alpha = \frac{G_B}{G_T L_0}.$$

Получените с горния израз стойности за въздушното отношение служат за контрол на изчисленията направени с изразите (5) и (6), както и за

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

$$(8) \quad V_{\text{пр}} = \frac{m_{\text{д}}RT_a}{p_a}, m^3.$$

Приведената степен на сгъстяване се определя съответно от израза:

$$(9) \quad \varepsilon_{\text{пр}} = \frac{V_{\text{пр}}}{V_c}.$$

Резултатите от изчисленията проведени с изразите (6) и (7), са показани на фиг. 2.

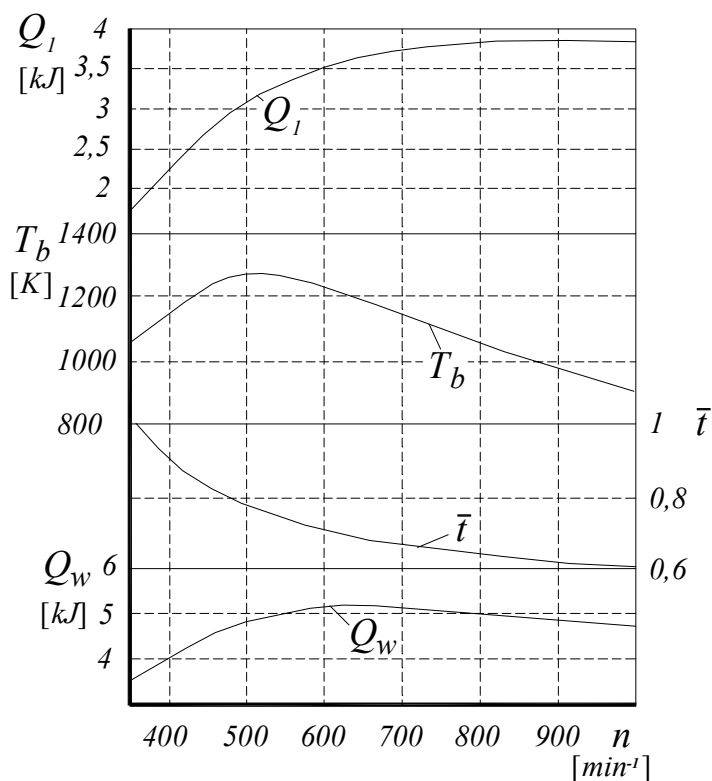
Следват изчисления на параметрите свързани с термодинамичния цикъл. Степента на изобарно разширение се определя от израза:

$$(10) \quad \rho = \frac{(k-1)Q_i}{m_{\text{д}}RT_a\varepsilon_{\text{пр}}^{k-1}k\lambda} + \frac{k\lambda - \lambda + 1}{k\lambda}.$$

Резултатите от изчисленията проведени с израза (10), са показани на фиг. 1.

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

$$(11) \quad L_t = \frac{p_a V_h}{(k-1)} \left\{ \varepsilon_{\text{пр}}^{k-1} [\lambda - 1 + k\lambda(\rho - 1)] - \lambda \rho^k + 1 \right\}, J$$



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

и температурата в края на разширението от израза:

$$(12) \quad T_b = T_a \lambda \rho^k, K.$$

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

$$(13) \quad N_t = \frac{L_t n i}{30 \tau 1000}, kW \text{ и от-}$$

веденото количество топлина съответно с израза:

$$(14) \quad Q_2 = Q_i - L_t, J.$$

Термичният коефициент на полезно действие се определя от израза:

$$(15) \quad \eta_t = 1 - \frac{1}{\varepsilon^{k-1}} \cdot \frac{\lambda \rho^k - 1}{\lambda - 1 + k\lambda(\rho - 1)}.$$

Термичният специфичен разход на гориво се определя съответно от израза:

$$(16) \quad g_t = \frac{G_r}{N_t} 1000, g / kWh.$$

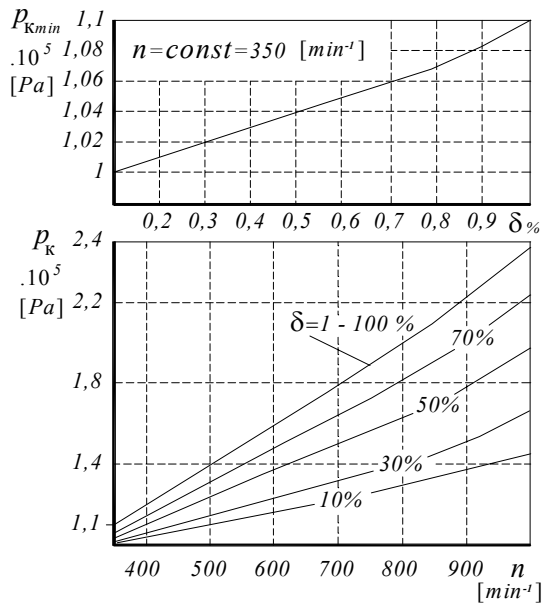
След като е определено отведеното количество топлина (14) става възможно определянето на налягането след компресора. Отведеното количество топлина се съдържа в отработилите газове, а това е именно енергията, от която

се получава мощността на турбината, а от нея и на компресора. В такъв случай, като се отчетът загубите в турбината, компресора и изпускателния колектор чрез съответните коефициенти на полезно действие може да се определи налягането след компресора с израза [4],

$$(17) \quad p_k = p_a \left[\frac{(k-1)N_2 1000 \eta_k \eta_T \eta_{ик}}{\dot{m}_T k R_B T_a} + 1 \right]^{\frac{k}{k-1}}$$

където: $\dot{m}_T = \frac{G_B + G_T}{3600}$ е масовия дебит на газовете през турбината.

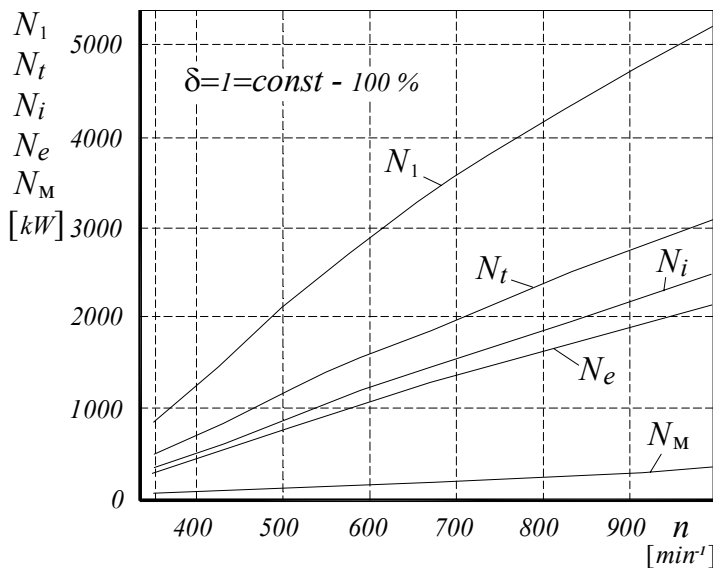
Израза (17) може да бъде използван за номиналния режим на работа на двигателя, тъй като параметрите на турбокомпресора са оптимизирани именно за този режим. Ето защо за останалите режими се използва следната зависимост:



Фиг. 6. Налягане след компресора; долу - по честотна характеристика; горе - по товарна характеристика при минимална честота на въртене

$$(18) \quad p_k^i = \frac{p_k - p_a}{n_{max} - n_{min}} n_i - \frac{p_k - p_a}{n_{max} - n_{min}} n_{min} + p_{kmin} \quad *$$

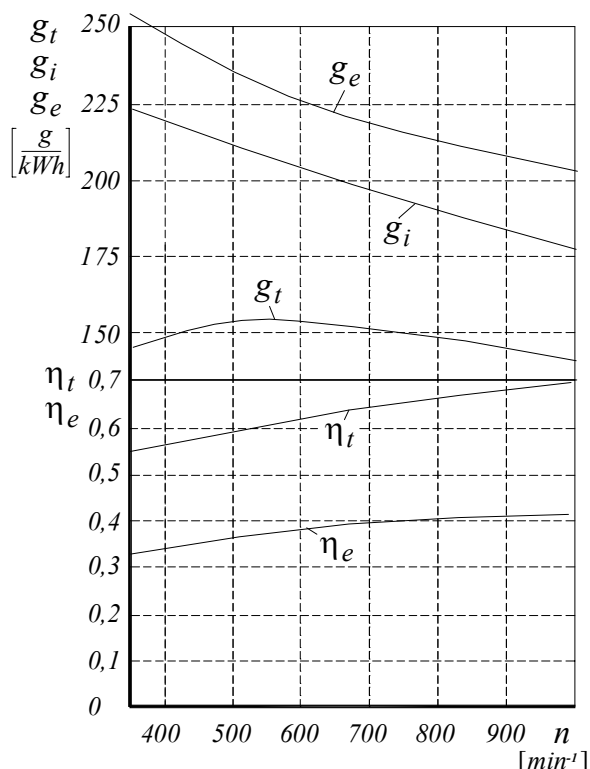
Стойностите за минималното налягане след компресора p_{kmin} , необходими



Фиг. 7. 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.

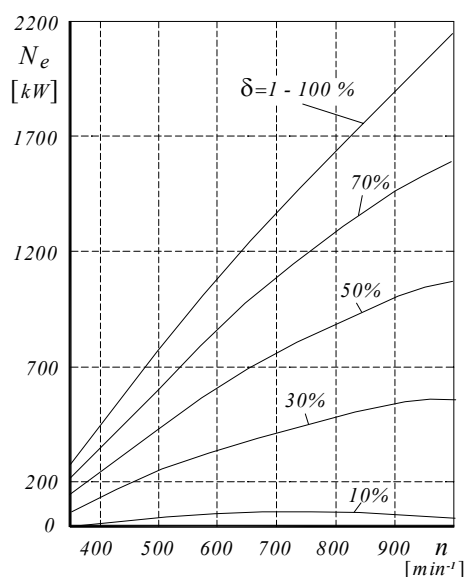
* предложение на автора

чеството топлина отведено от работното вещество в следствие на топлообмена между него и стените на цилиндровото пространство [5, 6].



Фиг. 8. Външна честотна характеристика. g_t , g_i , g_e - съответно, термичен, индикаторен и ефективен специфичен разход на гориво; η_t , η_e - съответно, термичен и ефективен коефициент на полезно действие.

Резултатите от изчисленията проведени с изразите (2), (12), (19) и (20), са показани на фиг. 5.



Фиг.9. Частични честотни хактеристики.

Известно е, че количеството топлина отведено от работното вещество в следствие 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 локомотивни четиритактови дизелови двигатели с принудително пълнене от свободен турбокомпресор, подходяща за отчитане на влиянието на честотния режим върху времето за топлообмен е следната проста относителна зависимост:

$$(19) \quad \bar{t} = \frac{1}{2 \frac{n_{min}}{n}} *$$

Топлинните загуби се определят от зависимостта:

$$(20) \quad Q_w = 0,3 Q_i \bar{t} *, J.$$

Индикаторната работа ще се определя от израза

$$(21) \quad L_i = L_t - Q_w, J,$$

индикаторната мощност съответно от израза

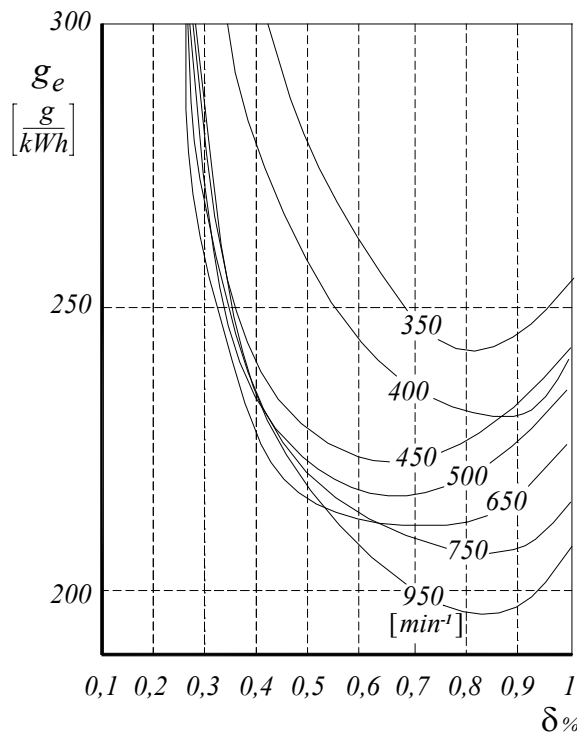
$$(22) \quad N_i = \frac{L_i n_i}{30 \tau 1000}, kW,$$

а индикаторния специфичен разход на гориво от израза,

$$(23) \quad g_i = \frac{G_r}{N_i} 1000, g / kWh.$$

За да се определят основните ефективни показатели е необходимо да се определи мощността на механичните загуби. За тази цел може да се използва получената от автора зависимост [6]:

$$(24) \quad N_M = 1,3(0,18\lambda + 1,21)\mu\pi \frac{R^2 i n^2}{225\delta_6 1000}, kW.$$



Фиг. 10. Частични товарни характеристики.

Ефективната мощност се определя от израза

$$(25) \quad N_e = N_i - N_M, kW,$$

специфичния ефективен разход на гориво от израза,

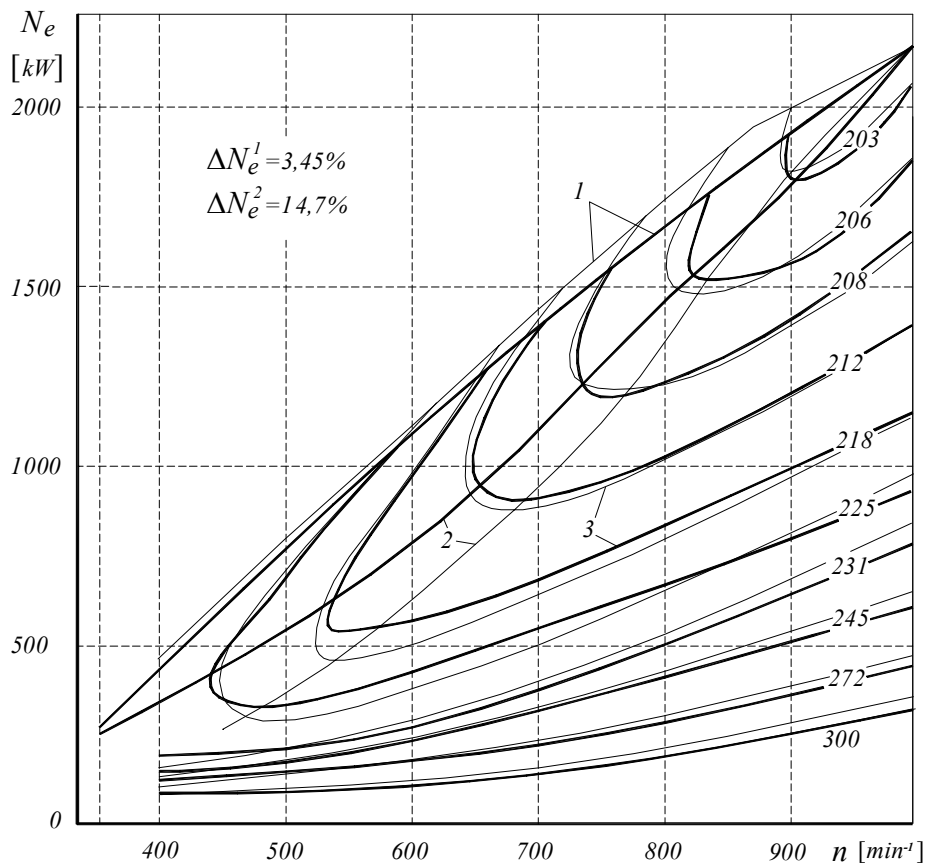
$$(26) \quad g_e = \frac{G_\Gamma}{N_e} 1000, g / kWh,$$

а ефективният коефициент на полезно действие от израза,

$$(27) \quad \eta_e = \frac{N_e}{N_1}.$$

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

Резултатите от изчисленията за мощностните показатели проведени с изразите (3), (13), (22), (24) и (25), са показани на фиг. 7.



Фиг. 11. Многопараметрова – икономична характеристика.
1 - външна характеристика;
2 - икономична характеристика;
3 - изолинии на специфичния разход на гориво.

Резултатите от изчисленията за икономичните показатели проведени с изразите (15), (16), (23), (26) и (27), са показани на фиг. 8.

На фиг.9 са показани частични честотни характеристики получени за различни постоянни стойности на коефициента на натоварването, съответстващи на различно подаване на гориво от 10% до 100%.

На фиг.10 са показани серия от товарни характеристики получени за различни постоянни честоти на въртене на колянвия вал и различни стойности на коефициента на натоварването, съответстващи на различно подаване на гориво от 10% до 100% за всяка крива. Трябва да се обърне внимание на факта, че най-ниско е разположена кривата на 950 min^{-1} . Това означава, че минималния специфичен разход на гориво се намира около този честотен режим.

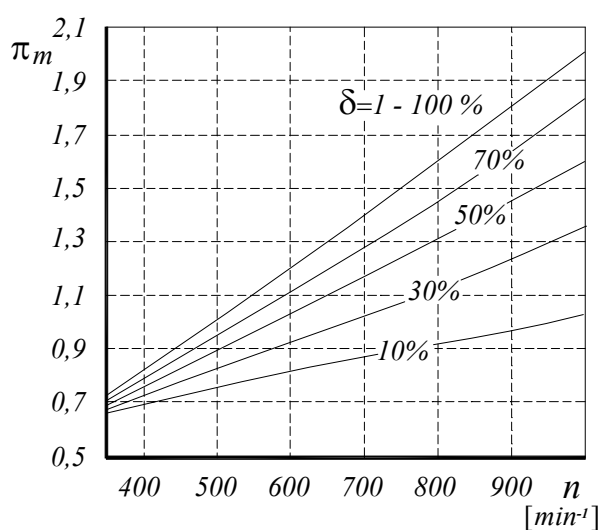
На фиг.11 е показана многопараметрова характеристика получена от стойностите на 14 товарни характеристики, изчислени за честоти на въртене от 350 до 1000 min^{-1} , със стъпка 50 min^{-1} . За всяка товарна характеристика са направени изчисления за 10 режима съответстващи на подаване на гориво от 10% до 100%. От фигурата се вижда, че минималния специфичен ефективен разход на гориво за цялото работно поле под външната характеристика се получава около 950 min^{-1} , което е в съответствие на резултата получен за товарната характеристика и показан на фиг.10.

За да се оцени степента на запълване на цилиндровото пространство с прясно работно вещество се използва параметъра “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 ,

$$(28) \quad \pi_m = \frac{m_d}{m_a}.$$

На фиг.12 е показана степента на пълнене за различно подаване на гориво.



Фиг. 12. Степен на пълнене.

От фигурата се вижда, че стойностите на степента на пълнене са както по-малки от единица така и по-големи от единица, за разлика от бензиновия двигател, при който те са само по-малки от единица. Характера на изменение на степента на пълнене при двигателите с принудително пълнене зависи от налягането след компресора, а при бензиновите двигатели с дроселова клапа от дроселирането.

Коефициента на пълнене, дефиниран като отношение 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 прост-

ранство при температура и налягане, които има постъпващото прясно работно вещество на границата непосредствено преди цилиндъра $m_{пк}$:

$$(29) \quad \eta_m = \frac{m_d}{m_{пк}},$$

не зависи нито от налягането на свръхпълнене, нито от дроселирането. Той оценява само оптимизацията на процеса пълнене.

Апробация на математичния модел

За оценка на степента на достоверност на резултатите получени с математичния модел, са използвани заводски характеристики [8]. Сравнението е показано на фиг.11. Средната относителна разлика между теоретичните и заводските стойности на ефективната мощност по външна характеристика е 3,45 %, а по икономична характеристика 14,7%.

Новости

1. Създаден е математичен модел, който дава възможност да се изчисляват характеристиките на дизелов ДВГ със свръхпълнене, 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 дизелов ДВГ със свръхпълнене, в цялото му работно поле, чрез основни термодинамични зависимости.

3. Предложени са формули (19) и (20) за определяне на количеството топлина отведено от работното вещество в следствие на топлообмена със стените на цилиндровото пространство- топлинните загуби.

4. Предложена е формула (17) за определяне на налягането след компресора, на неноминалните честотни режими на буталния двигател.

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 3 и 15 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 енергийната ефективност на буталните двигатели с вътрешно горене, сп. ЕНЕРГЕТИКА, 2004-2005, София.

- [4] МУТАФЧИЕВ М. Н, Изследване на газообменните процеси в дизеловите двигатели с вътрешно горене, 2002, София, (дисертация за получаване на образователна и научна степен “доктор”)
- [5] МУТАФЧИЕВ М. Н, Опростен математичен модел на характеристиките на дизелов двигател без свръхпълнене, сп. 2004-2005, София.
- [6] МУТАФЧИЕВ М. Н, Опростен математичен модел на характеристиките на бензинов двигател с вътрешно горене, сп. - 2004-2005, София.
- [7] МУТАФЧИЕВ М. Н, Определяне на загубата на мощност от вискозно триене в двигатели с вътрешно горене - - 2004, Варна.
- [8] НИКИТИН В. М., ШИРЯЕВ В. М., БЫКОВ В. Г. и др., Тепловозние дизели тип Д49 - М., Транспорт, 1982, 255с.

**SIMPLIFIED MATHEMATICAL MODEL
OF THE CHARACTERISTICS OF A COMPRESSION-
IGNITION ENGINE WITH TURBOCHARGER**

Marian Mutafchiev

***Higher School of Transport “Todor Kableshkov” 158 Geo Milev Street
1574 Sofia, Bulgaria***

Key words: engine, power, characteristics

Summary: This article presents a simplified mathematical model for calculating the basic characteristics of a compression-ignition engine with turbocharger, which may be used in the primary stage of a project and also as a main method in such kind of calculations with differential mathematical models.