

МОДЕЛИ, ОПИСВАЩИ ГОРИВНИЯ ПРОЦЕС ПРИ ДИЗЕЛОВИТЕ ДВИГАТЕЛИ С НЕРАЗДЕЛНИ ГОРИВНИ КАМЕРИ

ПЛАМЕН ПУНОВ

Катедра „Двигатели, автомобилна техника и транспорт”, Технически университет, София, България
plamen_punov@tu-sofia.bg

ТЕОДОСИ ЕВТИМОВ

Катедра „Двигатели, автомобилна техника и транспорт”, Технически университет, София, България
tevtimov@tu-sofia.bg

Abstract:

В публикацията са разгледани особеностите при протичането на горивния процес в съвременните дизелови двигатели с непосредствено впръскване на горивото. Дефинирани са отделните периоди на процеса. Разгледани са видовете математични модели използвани при математичното моделиране на горенето в дизеловите двигатели. Подробно са анализирани предимствата и недостатъците на най-често използваните еднозонови модели.

Keywords: *diesel engines, direct injection, combustion modeling, rate of heat release, mixing controlled model.*

1. Въведение

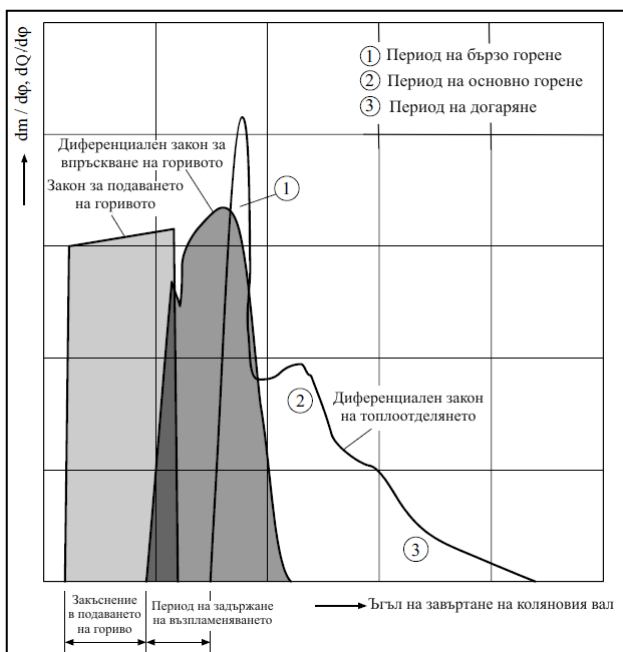
Горивният процес в двигателите с вътрешно горене е най-важният измежду всички работни процеси, тъй като по време на неговото протичане се преобразува химическата енергия на горивото в топлина, която от своя страна води до извършването на механична работа. От начинът на преобразуване на енергията на горивото в механична работа, тоест от качеството на горивния процес зависят индикаторните показатели на двигателя, нивото на шума и количеството образувани токсични компоненти в отработените газове. Ето защо при моделирането на работния процес на двигателите се отделя особено внимание на процеса горене. Особен интерес в областта на моделирането представлява горивният процес при дизеловите двигатели, където в цялото работно поле се работи с нехомогенни гориво-въздушни смеси. От физична гледна точка математичното описание на горивния процес в дизеловите двигатели е най-сложна поради това, че той е съвкупност от редица физични и химични процеси. Физичните процеси включват впръскването на горивото в горивната камера, неговото разпадане на малки капки, изпарението на капките и смесването на изпареното гориво с въздуха, докато химичните процеси са образуването на междинни продукти на горенето, прекуси и радикали и тяхното окисление до крайните продукти на горенето. При изгарянето на нехомогенни смеси всичките тези процеси протичат по едно и също време около ГМП на буталото в продължение на $60 \div 80^\circ$ по ъгъла на завъртане на колянвия вал. В съвременните дизелови двигатели най-често се използ-

ват обемно-слоино смесобразуване в неразделни горивни камери, като впръскването на гориво се осъществява от електронно управляеми горивни системи под високо налягане, достигащо 200MPa.

В тази връзка целта на настоящата публикация е анализирането на предимствата и недостатъците на математичните модели, описващи горивния процес при дизеловите двигатели с неразделни горивни камери.

2. Особенности на протичане на горивния процес в дизеловите двигатели.

При дизеловите двигатели горивото се впръсква в горивната камера, като началото на този процес започва малко преди ГМП на буталото. На *фиг.1* са показани законите за подаване на гориво, впръскване на гориво и скоростта на отделяне на топлината в горивната камера, на базата на които са определени основните периоди на горивния процес [4,5]. Законът за подаване на горивото при съвременните горивни уредби с електронно управление на практика представлява електрическият импулс изготвен от електронния блок за управление на горивната уредба. Широчината и формата на този импулс заедно с налягането на впръскване, броят и диаметърът на отворите на разпръсквача определят законът за впръскване на горивото и количеството постъпило гориво в горивната камера. Обикновено вследствие на електромагнитните и хидродинамичните процеси в горивовпръсващата дюза се наблюдава известно дефазирание по ъгъла на завъртане на колянвия вал между желаният от нас закон за подаване на горивото и действ-



Фиг. 1. Характерна форма на диференциалните закони за подаване и впръскване на гориво и законът за топлоотделянето в горивната камера на дизеловите двигатели с неразделни горивни камери.

временно реализираният закон за впръскване.

Процесът горене не започва веднага след началото на впръскването горивото, тъй като е необходимо да се извършат подготвителни физични и химични процеси, предхождащи окисляването на горивото. Периодът между началото на впръскване и появата на първите огнища на горенето се нарича период на задържане на възпламеняването. Началото на горивния процес се характеризира със започване на топлоотделяне в горивната камера и завършва тогава, когато скоростта на топлоотделянето стане равна на нула. На *фиг. 1* е показан диференциалният закон на топлоотделяне в горивната камера, който е характерен за дизеловите двигатели с неразделни горивни камери. Характерът на изменение на скоростта на топлоотделяне показва, че горивният процес може да се раздели на три периода.

Първи период: Това е т.нар. период на бързо горене. Той започва с началото на горивния процес и завършва около момента, в който се достига максимална стойност на налягането в цилиндъра. През този период се наблюдава бързо изгаряне на горивото, постъпило в горивната камера в периода на задържане на възпламеняването, което се е изпарило и смесило с въздуха и са протекли химичните реакции на предварително окисляване. Поради това скоростта на отделяне на топлина в горивната камера зависи основно от постъпилото количество гориво през периода на задържане на възпламеняването. Обикновено през този период се отделя около 30-40% от цялото количество топлина, съдържащо се в горивото. Високата скорост

на топлоотделяне води до висока скорост на нарастване на налягането в цилиндъра $dp/dφ$, което е съпроводено с издаването на характерен шум при работата на тези двигатели. Високата скорост на нарастване на налягането е нежелателна и поради това, че води до интензивно механично натоварване на двигателя. При съвременните двигатели, за да се намали скоростта на топлоотделяне през този първи период на горенето се реализират едно или няколко предварителни впръсквания на гориво преди основното, които намаляват периода на задържане на възпламеняването и съответно количеството постъпило гориво в камерата през този период.

Втори период: Това е периодът на основно горене. През този период скоростта на топлоотделяне значително намалява поради намаляването на количеството гориво в горивната камера. Горене придобива дифузионен характер и неговата скорост зависи от степента на турбулизация на работното вещество. В началото на периода продължава процесът на впръскване на гориво, което води до известно увеличаване на скоростта на горене поради внасянето на кинетична енергия със струята постъпващо гориво. След прекратяването на впръскването скоростта на топлоотделяне започва да намалява. По време на основното горене температурата в горивната камера продължава да се повишава, като достига своя максимум в края на периода.

Трети период: Това е периода на догаряне. Скоростта на химичните реакции на окисление значително намалява през този период поради малената концентрация на гориво и свободен кислород в горивната камера. Температурата и налягането в горивната камера също намаляват поради разширяването на работното вещество и увеличаване на топлообмена между него и стените на горивната камера, което допълнително влошава условията за окисление на горивото. Скоростта на топлоотделяне през този период зависи от скоростта на извършване на химичните реакции и тя непрекъснато намалява, като в края на периода е равна на нула. През периода на догаряне се извършва и частично доокисляване на свободния въглерод получен в периода на основното горене, което намалява съдържанието на „сажди“ в отработените газове.

3. Моделиране на периода на задържане на възпламеняването.

Периодът на задържане на възпламеняването се дефинира, като времето между началото на впръскване на горивото и моментът на възникване на първите огнища на видимо горене. През периода протичат физични и химични процеси на подготовка за изгаряне на гориво въздушната смес. Фи-

зичните процеси са процесите на разпръскване на горивото, разпадане на струята гориво на малки капки, изпарението на капките и смесването им с въздуха, докато химичните процеси са свързани с образуването на междинните продукти на горенето (прекиси и радикали). Периодът на задържане на възпламеняването зависи основно от температурата и налягането в горивната камера и в по-малка степен от физикохимичните свойства на горивата (вискозитет, плътност и цетаново число) и качеството на разпръскване, което зависи от налягането на впръскване, броят и размерите на отворите на разпръсквача и количеството впръснато гориво.

За определяне на продължителността на периода голямо приложение намира полуемпиричната зависимост предложена от Арениус, която дава връзката между скоростта на извършване на химичната реакция и температурата на средата. Приложена за горивния процес в двигателите тази зависимост може да се запише по следния начин:

$$(1) \quad \tau = a \cdot \alpha^k \cdot p^{-n} \cdot e^{\left(\frac{E_a}{RT}\right)}$$

където:

τ – продължителността на задържане на възпламеняването;

α – въздушното отношение;

p – средното налягане в цилиндъра през периода на задържане на възпламеняването;

E_a – енергията на активация;

R – газовата константа;

T – средната температура в цилиндъра през периода на задържане на възпламеняването;

a , k и n са емпирични константи.

Според [3], горната формула може да се приложи в дизеловите двигатели с непосредствено впръскване на горивото в следния вид:

$$(2) \quad \tau = 3,45 \cdot p^{-1,02} \cdot e^{\left(\frac{2100}{T}\right)}$$

4. Моделиране на горивния процес.

Целта на математичното моделиране на горивния процес е определяне на закона за топлоотделяне, който да се използва в термодинамичните модели за определяне на параметрите на работното вещество в цилиндъра във функция от ъгъла на завъртане на колянвия вал.

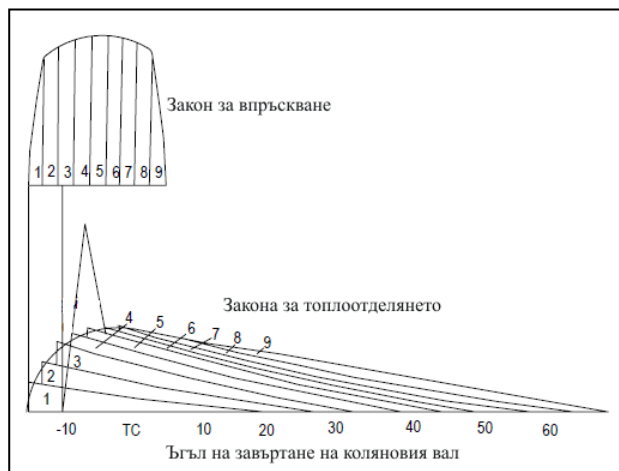
Математичните модели, описващи горивния процес при дизеловите двигатели с неразделни горивни камери могат да се разделят на две групи; едните са т. нар. безразмерни или термодинамични модели, а втората група са многомерните математични модели.

Безразмерните модели могат да бъдат еднозонови и многозонови. При еднозоновите модели се прави допускането, че параметрите на работното вещество са еднакви в целия обем на горивна-

та камера. При многозоновите модели обемът на камерата се разделя на определен брой по-малки обеми за всеки от които се приема, че параметрите на работното вещество са постоянни. В този случай за всеки обем се записват уравненията за запазване на масата и енергията, като се отчита структурата и състава на гориво въздушната смес.

Многомерните математични модели се базират на уравненията от газодинамиката за движението, непрекъснатостта и запазване на енергията на работното вещество, записани за тримерното пространство. Те намират приложение в съвременните CFD компютърни програми и се използват при задълбочено изследване на горивните процеси.

Най-широко приложение в практиката са получили еднозоновите модели. Тези модели се отличават с това, че от математична гледна са лесни за описание. Първите опити да се моделира горивния процес са направени, като е предложено да се изведе връзка между впръснатото количество гориво и количеството отделено топлина [2,3]. Това се постига, като цикловата порция гориво, съгласно закона за впръскване, се разделя на отделни елементи и за всяка част от горивото се определя алгебрична зависимост, по която се извършва отделянето на топлината при неговото изгаря-



Фиг.2. Схематично представяне на връзката между диференциалните закони за впръскване на гориво и топлоотделянето в горивната камера.

не. По този начин от трапецовиден закон за впръскване на горивото се получава експоненциална крива за скоростта на топлоотделянето в горивната камера *фиг.2*. Въпреки своята елегантност моделът не е намерил голямо приложение, тъй като е трудно определянето на подходящите зависимости за различни двигатели при различни режими на натоварване.

Дълги години при моделирането на горивните процеси в двигателите с вътрешно горене се използва функцията на Вибе [5]. По същество това представлява експоненциална зависимост за скоростта на отделянето на топлината в камерата, в

която формата и продължителността на закона се определят чрез емпирични константи. Класическият вариант на тази функция намира приложение при бензиновите двигатели, където законът за топлоотделяне почти не се влияе от начина на смесобразуване и формата на горивната камера. При дизеловите двигатели с непосредствено впръскване на горивото в неразделна горивна камера, за да се опише законът за топлоотделянето се използва т.нар. двойна функция на Вибе. Тя се получава чрез алгебрично събиране на две експоненциални зависимости и може да се запише по следния начин:

$$(3) \quad \frac{dQ}{d\varphi} = 6,9 \cdot \frac{Q_1}{\varphi_1} \cdot (m_1 + 1) \cdot \left(\frac{\varphi}{\varphi_1}\right)^{m_1} \cdot e^{\left[-6,9 \cdot \left(\frac{\varphi}{\varphi_1}\right)^{m_1+1}\right]} + 6,9 \cdot \frac{Q_2}{\varphi_2} \cdot (m_2 + 1) \cdot \left(\frac{\varphi}{\varphi_2}\right)^{m_2} \cdot e^{\left[-6,9 \cdot \left(\frac{\varphi}{\varphi_2}\right)^{m_2+1}\right]}$$

където:

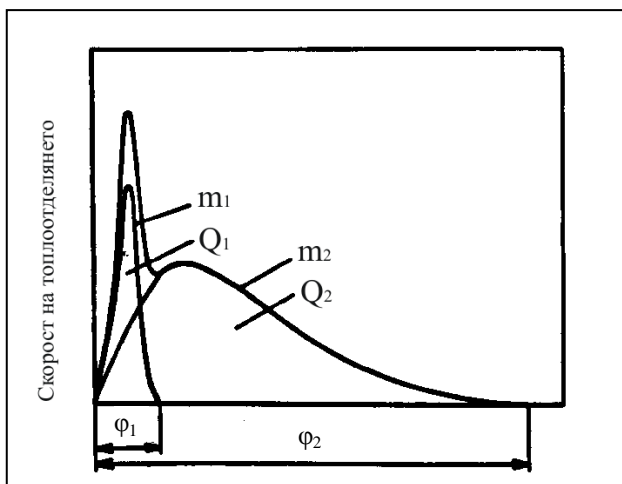
$dQ/d\varphi$ – скоростта на топлоотделяне;

Q_1 и Q_2 са съответно количеството топлина, което се отделят в двата периода на горивния процес;

φ_1 и φ_2 са съответно продължителността на периода на бързо горене и общата продължителност на горивния процес;

m_1 и m_2 са константи определящи формата на законите за топлоотделяне през двата периода.

Първата зависимост показва скоростта на топлоотделяне на онази част от горивото, което е постъпило през периода на задържане на възпламеняването, а втората останалата част от горивния процес *фиг.3*.

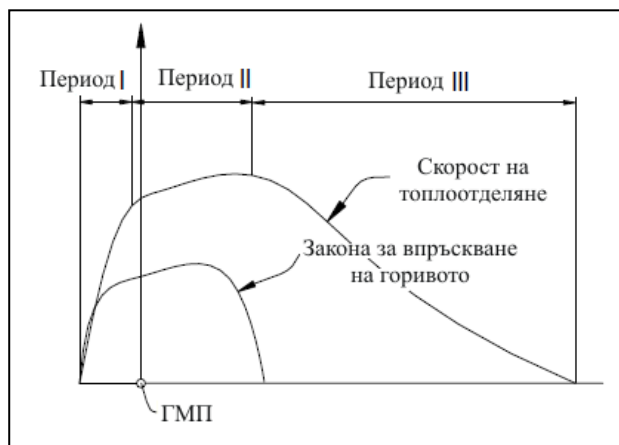


Фиг.3. Моделиране на закона за топлоотделяне при използване на двойната функция на Вибе.

С помощта на двойната функция на Вибе може да опише законът за топлоотделяне на горивната камера, но този подход има няколко съществени недостатъка. На първо място не се отчита законът за впръскване на горивото, формата на горивната камера, начинът на смесобразуване и

режимът на работа на двигателя. Всички тези фактори се отчитат чрез продължителността на отделните периоди на горивния процес и степенните показатели на експоненциалните функции, което изисква голям експериментален опит при неговото използване.

В литературните източници има изложени различни еднозонови модели, но сред тях през последните години сериозен интерес представлява т.нар. турбулентен математичен модел. Според [1], скоростта на топлоотделяне е пропорционална на степента на турбулизация на работното вещество, която се определя от турбулентната кинетична енергия на горивната струя. При прилагането на турбулентния математичен модел се приема, че горивния процес при съвременните дизелови двигатели протича в три периода с много малък период на задържане на възпламеняването *фиг.4*.



Фиг.4. Законът за топлоотделянето и периодите на горивния процес при съвременните дизелови двигатели.

Първият период започва почти веднага след началото на подаване на горивото и завършва, тогава когато горивната струя достигне стените на горивната камера в буталото. През този период скоростта на топлоотделянето нараства бързо, поради това че горивната струя се движи свободно и има голяма кинетична енергия. Когато горивната струя достигне стените на горивната камера нейната кинетична енергия намалява и това забавя скоростта на топлоотделяне през втория период. Въпреки това скоростта продължава да нараства, но с по-малка скорост до момента, в който не се прекрати впръскването на гориво. От този момент започва третия период на горенето, където скоростта на топлоотделяне асимптотично намалява поради това, че в горивната камера не се внася нова кинетична енергия. Горенето продължава до момента, когато се изчерпи почти цялото налично гориво в цилиндъра.

Това виждане за моделирането на горивния процес адекватно отразява съвременните тенденции в развитието на дизеловите двигатели, където горивото се подава под високо налягане дос-

тигащо 200MPa. От изследванията [3] се вижда, че 96,5% от внесената кинетична енергия в горивната камера е за сметка на енергията на горивната струя. Скоростта на топлоотделянето при турбулентния модел се приема, че зависи от количеството налично гориво и степента на турбулизация в горивната камера и може да се запише по следния начин:

$$(4) \quad \frac{dQ}{d\varphi} = C_m \cdot f_1 \cdot f_2$$

където:

C_m – константа на модела, $C_m = 1000$ kJ/kg/°KB;

f_1 – функция зависица от количеството налично гориво в горивната камера;

f_2 – функция, зависица от степента на турбулизация на работното вещество.

Функцията f_1 може да се изрази по следния начин:

$$(5) \quad f_1(\varphi) = g_z(\varphi) - \frac{Q(\varphi)}{H_u}$$

където:

$g_z(\varphi)$ – количеството гориво впърснато в горивната камера;

$Q(\varphi)$ – количеството топлина, отделено в горивната камера;

H_u – долната топлина на изгаряне на дизеловото гориво.

Функцията f_2 се определя, като се използва модифицирана k - ε теория за турбулентно горене. В този модел отношението на кинетичната енергия към съпротивителните сили в средата е заменено от отношението на степента на турбулизация към характеристичен размер на горивната камера, по който става смесобразуването, тогава:

$$(6) \quad f_2(\varphi) = e^{c_r \frac{\sqrt{k}}{\sqrt[3]{V}}}$$

където:

c_r – константа на смесобразуването, $c_r = 0,002$ s;

k – плътност на турбулентната кинетична енергия;

V – обемът на горивната камера.

Плътността на турбулентната кинетична енергия представлява отношение на кинетичната енергия на горивната струя към масата на гориво въздушната смес в зоната на горенето:

$$(7) \quad k = \frac{E_u}{g_r \cdot (1 + \lambda \cdot AFR)}$$

където:

E_u – кинетичната енергия на горивната струя;

λ – коефициент на достъпност на въздуха, $\lambda = 1,4$;

AFR – отношението на количеството въздух към това на горивото при стехеометричен състав на сместа;

Кинетичната енергия на горивната струя се определя от следното диференциално уравнение:

$$(8) \quad \frac{dE_u}{d\varphi} = \frac{dE_i}{d\varphi} - \frac{dE_d}{d\varphi}$$

където:

E_i – енергията на горивото в момента на неговото изтичане от отворите на разпръсквача;

E_d – енергията, която се губи вследствие съпротивлението на средата, в която се впърсква горивото.

Енергията на горивото при изтичането му от отворите на разпръсквача може да се определи от следната зависимост:

$$(9) \quad \frac{dE_i}{d\varphi} = C_t \cdot 18\rho \cdot \left(\frac{n}{C_d \cdot F}\right)^2 \cdot \left(\frac{1}{\rho} \cdot \frac{dg_r}{d\varphi}\right)^3$$

където:

C_t – коефициент на турбулентност, $C_t = 0,2$;

ρ – плътност на горивото;

n – честота на въртене на двигателя;

C_d – коефициент на дебита на отворите на разпръсквача;

F – площта на напречното сечение на отворите на разпръсквача.

Скоростта на впърскване на горивото се определя от зависимостта:

$$(10) \quad \frac{dg_r}{d\varphi} = C_d \cdot \rho \cdot F \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot (p_r - p_c)}{\rho}}$$

където:

p_r и p_c са съответно налягането на входа на разпръсквача и налягането в цилиндъра на двигателя.

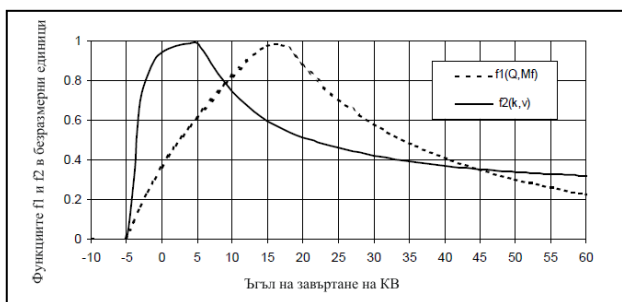
Енергията на съпротивителните сили се определя по следния начин:

$$(11) \quad \frac{dE_d}{d\varphi} = -\frac{C_{diss}}{6 \cdot n} \cdot E_u$$

където:

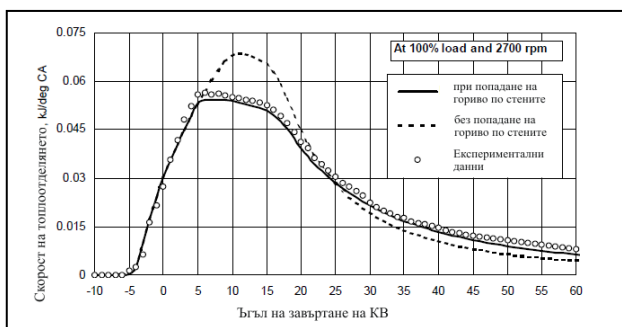
C_{diss} – константа на съпротивителната енергия, $C_{diss} = 0,01$ s⁻¹.

На фиг.5 е дадено характера на изменение на функциите f_1 и f_2 [3]. От графиката се вижда, че функцията f_2 нараства бързо в момента след началото на подаване на гориво и достига своя максимум след около 10° по ъгъла на завъртане на колянвия вал. След това функцията започва да намалява. Функцията f_1 нараства с по-малка скорост, като достига своя максимум 20° след началото на впърскване на гориво.

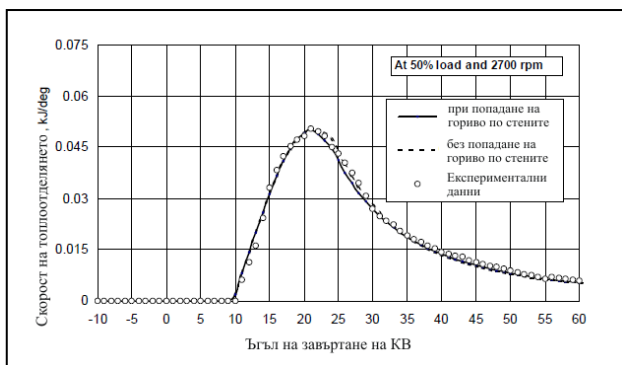


Фиг.5. Изменение на f_1 и f_2 във функция от ъгъла на завъртане на колянния вал.

При представения турбулентен математичен модел намаляването на кинетичната енергия на горивна струя вследствие попадане на гориво върху стените на горивната камера се отчита с коефициентът C_t . На следващите фигури е показано влиянието на модела върху точността на изчисленията, при отчитане на попадането на горивната струя върху стените на горивната камера [3].



Фиг.6. Съпоставяне на резултатите от модела с получените по експериментален път при пълно натоварване на двигателя.



Фиг.7. Съпоставяне на резултатите от модела с получените по експериментален път при 50% натоварване на двигателя.

Представените резултати показват, че пренебрегването на процеса на попадане на гориво по стените на горивната камера води до съществени отклонения при изчисляване в режимите от средно до пълно натоварване на двигателя, когато цикловата порция гориво е голяма.

5. Изводи

✓ При използването на полуемпирични зависимости, като двойната функция на Вибе, отчитането на влиянието на закона за впръскване на гориво и режимът на работа на двигателя се осъществява с константи, определянето на които изисква солиден изследователски опит;

✓ Използването на турбулентния математичен модел позволява лесно да се определи законът за топлоотделянето в горивната камера, като се отчита законът за впръскване на гориво, геометричните размери на разпръсквача и геометричната форма на горивната камера;

✓ При натоварване на двигателя над 50% турбулентният модел адекватно отразява изменението в закона за топлоотделяне вследствие попадането на горивото върху стените на горивната камера при двигатели с малък размер на цилиндриците.

Литература

- [1] Chmela F.G. and Orthaber G.C., Rate of heat release prediction for a direct injection diesel engine based on purely mixing controlled combustion. SAE 99010186, 1999.
- [2] Heywood J.B., A text book on Internal Combustion engine fundamentals. McGraw-Hill International edition, 1988.
- [3] Lakshminarayanan P.A and Aghav Y.V., Modeling diesel combustion, Springer, 2010.
- [4] Merker G.P. et al, Simulating combustion, Springer, 2006.
- [5] Ramos J.I., Internal combustion engine modeling, Hemisphere publishing corporation, 1989.

MODELS DESCRIBE THE COMBUSTION PROCES IN DIRECT INJECTION DIESEL ENGINES

PLAMEN PUNOV

Department of Combustion Engines, Automobile Engineering and Transport, Technical University of Sofia, Bulgaria
plamen_punov@tu-sofia.bg

TEODOSI EVTIMOV

Department of Combustion Engines, Automobile Engineering and Transport, Technical University of Sofia, Bulgaria
tevtimov@tu-sofia.bg