Видно, что для режима n = 600 мин$^{-1}$, N_e = 1,3 кВт наилучшее совпадение расчетной и экспериментальной диаграмм достигается при использовании φ_z = 22 гр. п.к.в. и m =2,75. Однако и в этом случае наклон расчетных и экспериментальных кривых давления не совпадает. Очевидно, что сгорание происходит более интенсивно в начальной фазе и менее интенсивно в конечной фазе, то есть закон сгорания близок к треугольной форме (рис. 3). Нами предложен переменный показатель динамики сгорания, изменяющийся по линейной зависимости от m_1 = 1,5 до m_2 = 4:

$$m = (m_2 - m_1)\cdot\bar{\varphi} + m_1 . \qquad (3)$$

В этом случае скорость сгорания определяется по формуле:

$$\frac{dx}{d\varphi} = -C\frac{1}{\varphi_z}\bar{\varphi}^{m}\exp(C\bar{\varphi}^{m+1})\times$$
$$\times\left[(m+1)\cdot\bar{\varphi}^{m} + \bar{\varphi}^{m+1}\ln(\bar{\varphi})\cdot(m_2 - m_1)\right]$$

Выводы

В результате расчетных исследований установлено, что форма кривой скорости сгорания при использовании водорода близка к треугольной. Предложено в модели сгорания И.И. Вибе использовать переменный показатель характера сгорания m, изменяющийся по линейному закону, что позволяет более точно описать динамику сгорания водорода.

Показано, что изменение степени сжатия и угла опережения впрыскивания в меньшей степени влияет на продолжительность и динамику процесса сгорания, чем изменение коэффициента избытка воздуха. Учесть это влияние позволяет использование аппроксимирующей зависимости продолжительности сгорания φ_z от коэффициента избытка воздуха α.

Список литературы:

1. Мищенко А.И. Применение водорода для автомобильных двигателей / А.И. Мищенко.- Киев: Наук. Думка, 1984. – 143 с. 2. Verhelst S. A study of the combustion in hydrogen-fuelled internal combustion engines / Verhelst S. // Department of Flow, Heat and Combustion Mechanics, Ghent University, 2005. – 222 p. 3. Kim J.M. Performance characteristics of hydrogen fueled engine with the direct injection and spark ignition system / J.M. Kim, Y.T. Kim, J.T. Lee, S.Y. Lee // SAE. – paper nr 95249. – 1995. 4. Pol'a˘sek M. Application of advanced simulation methods and their combination with experiments to modeling of hydrogen fueled engine emission potentials / M. Pol'a˘sek, J. Macek, M. Tak'ats, O. V'itek // SAE. – paper nr 2002-01-0373. – 2002. 4. Ma J. Simulation and prediction on the performance of a vehicle's hydrogen engine / J. Ma, Y. Su, Y. Zhou, Z. Zhang // Int. J. Hydrogen Energy, 28:77–83, 2003. 5. Sierens R. Experimental study of a hydrogen fuelled engine. Proceedings ASME Spring Engine Technology Conference / R Sierens., S. Verhelst // ICE 34-3. – paper nr. 2000-ICE-285. – pp. 9-16. – San Antonio. – 2000. 6. Kobayashi H. and Kawazoe H. Flame instability effects on the smallest wrinkling scale and burning velocity of high pressure turbulent premixed flames. 28th Symp. (Int.) on Combustion, pages 375–382, 2000. 7. Lipatnikov A.N. Turbulent flame speed and thickness: phenomenology, evaluation, and application in multi-dimensional simulations / A.N. Lipatnikov, J. Chomiak // Progress in Energy and Combustion Science. – 28:1–74. – 2002. 8. Keck J.C. Early flame development and burning rates in spark ignition engines and their cyclic variability / J.C. Keck, Heywood J.B., and Noske G. // SAE. – paper nr 870164. – 1987.

УДК 621.43.013

В.А. Корогодський, канд. техн. наук

ДОСЛІДЖЕННЯ ПРОЦЕСІВ ДИНАМІКИ РУХУ ФРОНТУ БЕНЗИНОВОГО СТРУМЕНЯ

Постанова проблеми. Двигуни внутрішнього згорання (ДВЗ) є одним з найбільш поширених типів енергетичних установок. За прогнозними оцінками чисельність автомобільного парку і іншої техніки з ДВЗ буде з часом тільки зростати. При цьому посилюються вимоги до ДВЗ по паливній економічності та викидам шкідливих речовин з відпрацьованими газами (ВГ) [1].

Актуальність. Виконання норм стосовно кількості шкідливих викидів з ВГ ДВЗ із іскровим запалюванням можливе при використанні системи безпосереднього вприскування палива (БВП) й організації внутрішнього сумішоутворення. При цьому організація внутрішнього сумішоутворення з розшаруванням паливо-повітряного заряду дозволяє підвищити ступінь стиску, а в багатоциліндрових двигунах сприяє підвищенню ідентичності ро-

зподілу кількості палива по циліндрах, що стабілізує займання і згоряння паливно-повітряної суміші в послідовних циклах, і в цілому підвищує економічність двигуна. Тому проведення досліджень процесів внутрішнього сумішоутворення являється актуальною проблемою.

Застосування систем БВП у сучасному двигунобудуванні. Лідером в розробці двигунів із безпосереднім вприскуванням бензину (БВБ або GDI - Gasoline Direct Injection) являється Mitsubishi Motors Corp. До цього ж типу двигунів відноситься й двигун "Toyota D-4", з електронною системою високого тиску GDI фірми Bosch. Першим з європейських виробників двигунів з GDI стала компанія Renault IDE. Після 2000 року японський виробник Nissan DI (Neo DI) розробив двигуни VQ30DD (Cedric/Gloria) з БВП. На сьогоднішній день найактивнішими виробниками двигунів з БВП в Європі є підрозділи VAG, в першу чергу - Volkswagen і Audi. Виробник престижних автомобілів Daimler-Chrysler теж прийняв участь у розвитку БВП, який представив свій CGI (Stratified Charged Gasoline Injection) для купе MB CLK200. Фірма SAAB використовує розробки австралійської фірми Orbital з робочим процесом SCC при БВП. [2]

В Україні також ведуться роботи з розробки перспективних робочих процесів при БВП у циліндри двигунів з іскровим запалюванням. Однією з розробок є новий спосіб організації процесів внутрішнього сумішоутворення при БВП [3].

Даний спосіб включає вприскування палива на такті стиску в заповнену повітрям камеру згоряння у вигляді паливного струменя з периферійним розподіленням палива, яке формує паливну плівку на поверхні стінок камери згоряння.

Паливний конусоподібний струмінь направляється таким чином, щоб міжелектродний проміжок свічки запалювання знаходився усередині конусоподібної порожнини струменя, що дозволяє запобігти шунтуванню міжелектродного проміжку свічки запалювання.

Метою даної роботи є уточнення математичної моделі для дослідження процесів динаміки руху фронту паливного струменя з периферійним розподіленням палива на базі експериментальних досліджень. Назва паливний струмінь, а не паливний факел приймається тому, що у двигунах з іскровим запалюванням та БВП процеси сумішоутворення протікають окремо від процесів згоряння.

Результати дослідження

При вприскуванні палива використовується форсунка клапанного типу (рис. 1), яка формує струмінь з периферійним розподіленням палива та порожниною усередині.

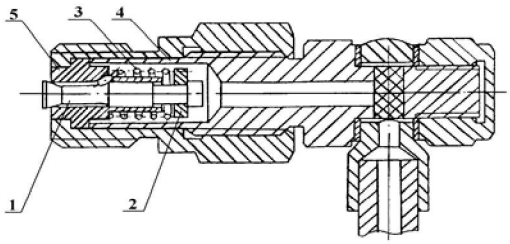

Рис. 1. Форсунка з клапаним розпилювачем:
1 – клапан; 2 – замок; 3 – пружина клапана;
4 – стакан; 5 – розпилювач (сідло клапана)

Для дослідження процесів динаміки руху паливного струменя при сумішоутворенні у двигунах з іскровим запалюванням та БВП використана математична модель на основі теорії аеродинамічного сліду, яку запропонував Петриченко Р. М. [4].

В моделі динаміки руху фронту струменя приймається, що головна крапля з масою m, швидкість якої u, визначається умовами опору руху в середовищі. Цю краплю наздоганяє крапля з масою m_0, яка рухається в аеродинамічному сліді попередніх крапель зі швидкістю u_0, при цьому $u_0>u$.

При взаємодії крапля, що рухається в сліді, передає головній краплі свою кількість руху [4]:

$$m_0 u_0 + mu = m_\Phi u_\Phi, \qquad (1)$$

де m_Φ – маса фронтової краплі ($m_\Phi=m_0+m$); u_Φ – швидкість краплі.

Головні краплі відчувають опір F навколишнього середовища:

$$m_\Phi \frac{d^2 x}{dt^2} + F = 0 \qquad (2)$$

$$m_\Phi = \frac{1}{6}\pi d^3 \rho_K, \qquad (3)$$

де d – діаметр краплі; $\rho_к$ – густина краплі (густина пального).

Сила опору, що виникає при русі краплі

$$F = Cf \frac{\pi d^2}{4} \cdot \frac{\rho_B u^2_x}{2}, \qquad (4)$$

де $\rho_в$ – густина середовища в циліндрі двигуна; C_f – коефіцієнт лобового опору краплі; u_x – швидкість руху краплі в даний момент.

Швидкість руху крапель у фронті струменя:

$$u_{\Phi} = u_0 \frac{1+\chi \cdot e^{-K\frac{X}{d}}}{1+\chi}. \quad (5)$$

Тут $\chi=m/m_0$ – відношення мас головної краплі і краплі, що рухається у сліді; $K = \frac{3}{4} C_f \frac{\rho_в}{\rho_к}$ – декремент затухання швидкості руху крапель; $\rho_в$ – питома маса робочого тіла в циліндрі (густина); $\rho_к$ – густина пального (краплі); C_f – коефіцієнт лобового опору краплі, достатньо складна функція геометрії краплі і режиму її руху. При відносно невисоких швидкостях руху шароподібної краплі $C_f=C_f(\mathrm{Re})$, де $R_e=ud/\upsilon$ - число Рейнольдса, вірно при числах Маха<1/3. Для сферичної краплі в широкому діапазоні дозвукових швидкостей і реальних розмірів C_f [4].

Час повного розвитку струменя:

$$t = \frac{d(1+\chi)}{u_0}\left(\overline{X} + \frac{1}{K}\ln\frac{1+\chi \cdot e^{-K\overline{X}}}{1+\chi}\right), \quad (6)$$

де d – середній діаметр крапель; $\overline{X} = X / d$ – відносна відстань від розпилювача форсунки до фронту струменя.

Функція

$$\Phi(\overline{X},\chi) = (1+\chi)\cdot(\overline{X} + \frac{1}{K}\ln\frac{1+\chi e^{-K\overline{X}}}{1+\chi}) \quad (7)$$

безрозмірна і являє собою функцію відносної відстані фронту струменя від розпилювача форсунки, відношення мас взаємодіючих крапель і декременту згасання швидкості головної краплі.

Час розвитку струменя (6) зворотно пропорційний швидкості витікання пального u_0. Однак зі зростанням швидкості u_0 розміри крапель d повинні зменшуватись при одночасному зростанні $\Phi(\overline{X},\chi)$, тобто залежність часу t від швидкості u_0 не зворотно пропорційна, а більш складного характеру.

Після припинення подачі пального фронт струменя втрачає швидкість. Останні краплі доходять до фронту за час $\Delta t_1 = H/u_0$, де H – відстань від розпилювача до фронту струменя. Так, не отримуючи імпульс кількості руху, фронт струменя починає гальмувати.

Приведені співвідношення дозволяють дослідити динаміку розвитку паливного струменя. Складні зміни у фронті паливного струменя дотепер не піддаються вичерпним розрахункам. У зв'язку з цим при розрахунках процесів у паливному струмені діаметр фронтальних крапель (d=70 10^{-6} м) в першому наближенні приймається середнім на основі зареєстрованого експерименту [5].

Моделювання процесів динаміки руху паливного струменя проводилося з урахуванням експериментальних досліджень. Розрахунок динаміки подачі палива проведено на базі інтегральної характеристики паливоподачі (рис. 2), яка була побудована по осцилограмі зміни тиску палива перед розпилювачем форсунки.

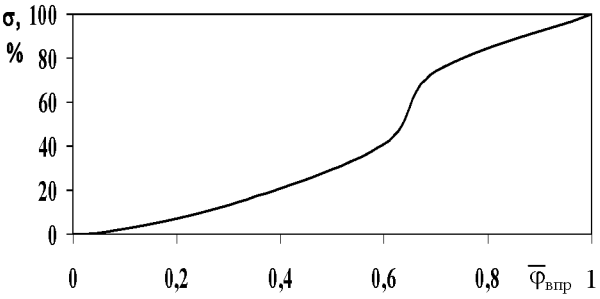

Рис. 2. Інтегральна характеристика паливоподачі

Вприскування бензину забезпечувалося форсункою з клапанним розпилювачем й паливним насосом високого тиску з манжетним ущільненням плунжера при тиску вприскування $P_{впр}$=3,5-4,0 МПа.

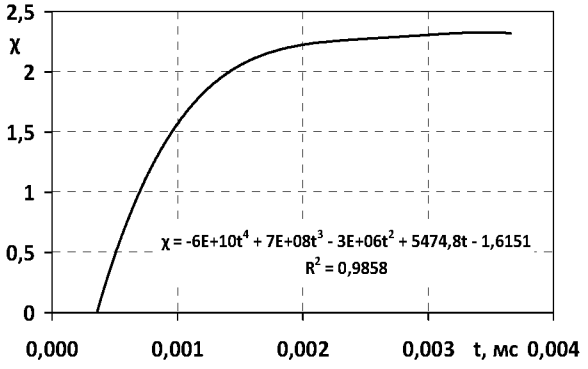

Рис. 3. Відношення мас головної краплі і краплі, що рухається у сліді

Для уточнення моделі руху паливного струменя, його фронту, результати розрахунків зіставлені з даними експериментальних досліджень (кінорегістрація). За допомогою уточнення функції χ (рис.3) визначено значення функції Ф (рис.4). Результати розрахунків та експериментальних досліджень представлено на рис. 5.

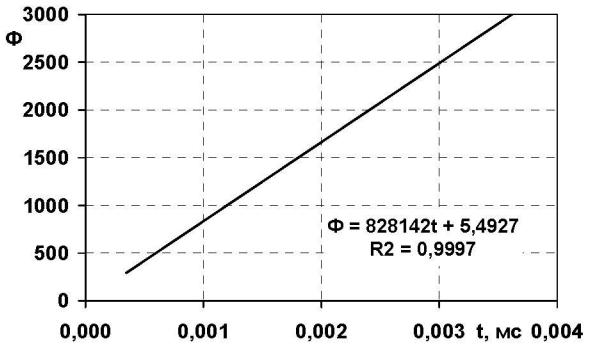

Рис. 4. Зміна функції Ф за часом

Висновки. При уточненні математичної моделі динаміки руху паливного струменя на базі теорії аеродинамічного сліду враховувалися результати експериментальних досліджень. При зміні в моделі відношення мас головних крапель і крапель, що рухаються в сліді (χ), результати розрахунків практично відповідні до результатів експерименту. Отримано залежність χ за часом (χ = -6E+10t^4 + 7E+08t^3 - 3E+06t^2 + 5474,8t - 1,6151 при кореляції функції R^2=0,9858). При моделюванні динаміки руху паливного струменя визначено значення функції Ф, яка являє собою функцію відносної відстані фронту струменя від розпилювача форсунки, відношення мас взаємодіючих крапель і декременту згасання швидкості головної краплі. Залежність функції Ф за часом Ф = 828142t + 5,4927 при кореляції функції R^2=0,9997. Розрахункова залежність швидкості фронту паливного струменя за часом Uф = 8E+13t^5 - 4E+11t^4 - 2E+09t^3 + 2E+07t^2 - 50107t + 73,312 при кореляції R^2 = 0,9988, а дальнобійність струменя X= -3E+10t^5 + 1E+08t^4 + 2E+06t^3 - 14264t^2 + 57,259t + 0,002 при кореляції R^2 = 0,9998.

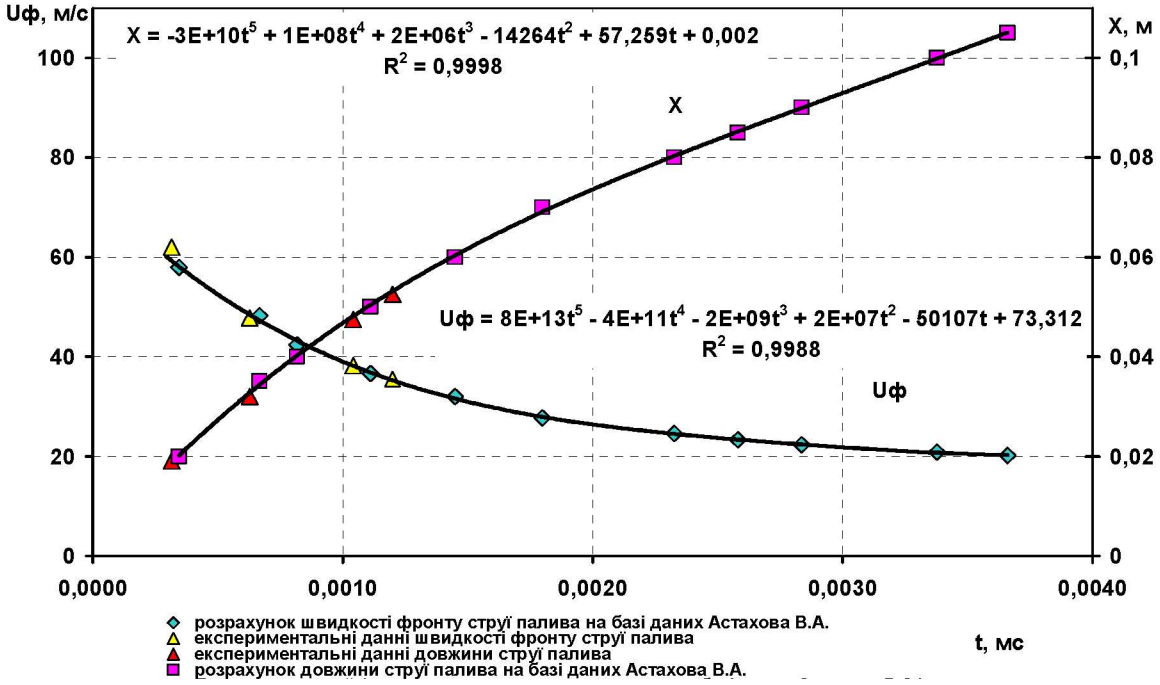

Рис. 5. Динаміка руху фронту паливного струменя

Список літератури:

1.Official Journal of the European Union, REGULATION (EC) No 715/2007 OF THE EUROPEAN PARLIAMENT AND OF THE COUNCIL, of 20 June 2007 on type approval of motor vehicles with respect to emissions from light passenger and commercial vehicles (Euro 5 and Euro 6). 2. http://ru.wikipedia.org/wiki/ 3. Пат. 87733 С2, Україна, МПК[7] F02B 17/00. Спосіб сумішоутворення в камері згоряння двигуна внутрішнього згоряння і двигун внутрішнього згоряння з розшаруванням паливоповітряного заряду та із примусовим запалюванням при безпосередньому вприскуванні палива / Корогодський В.А., Кирилюк І.О., Ломов С.Г.; заявник і власник – Корогодський В.А., Кулигін В.І.,Кирилюк І.О., Ломов С.Г. - №а200710939; заявл. 03.10.2007; опубл. 10.08.2009, Бюл. № 15. 4. Петриченко Р.М. Физические основы Внутрицилиндровых процессов в двигателях внутреннего сгорания / Роман Михайлович Петриченко // Учеб. Пособие. – Л.: Изд- во Ленингр. ун-та., 1983. – 244 с. 5. Астахов В.А. Разработка рабочих процессов бензинового двигателя с расслоением заряда в дополнительной камере сгорания: дис... канд. техн. наук: 05.04.02 / Владимир Алексеевич Астахов. – Харьков, 1987. – 230 с.