

УДК 621.43.056

М.І. Міщенко, д-р техн. наук, В.Г. Заренбін, д-р техн. наук, Т.М. Колеснікова, інж., Ю.В. Юрченко, інж., В.Л. Сурпун, інж., О.Г. Підлісний, інж.

ДВИГУН GOENGINE ЗІ ЗМІННИМ ХОДОМ ПОРШНЯ І РЕГУЛЬОВАНИМ СТУПЕНЕМ СТИСКУ. ПАРАМЕТРИ РОБОЧОГО ЦИКЛУ, РОЗРАХУНОК, АНАЛІЗ

Вступ

Останнім часом провідні двигунобудівні фірми й наукові центри все більше приділяють увагу так званим нетрадиційним двигунам внутрішнього згоряння, як можливу альтернативу класичному автомобільному ДВЗ. Серед відомих ДВЗ з нетрадиційним силовим механізмом виділяється двигун інженера Bert de Gooijer, як іменує його автор – GoEngine [1, 2].

У порівнянні з іншими відомими нетрадиційними ДВЗ двигун GoEngine представляє інтерес як з точки зору конструкції силового механізму, так і показників його робочого циклу, а саме: ефективність регулювання ходу поршня і ступеня стиску, ступінь реалізації принципу «продовженого розширення» та ін.

В даній роботі наведені основні результати дослідження робочого циклу двигуна GoEngine, виконаного в АДІ ДВНЗ «ДонНТУ».

Передмова

На рис. 1 показана схема робочого процесу двигуна GoEngine. Силовий механізм виконаний у вигляді планетарної зубчастої передачі із внутрішнім зачепленням, з'єднаної через шатун AB з поршнем. Шестерня-сателіт 1 розташована на осі шатунної шийки кривошипа OC в точці C . Кривошип виконує роль водила в даній передачі. Передатне відношення кутових швидкостей шестерні 1 (ексцентрика BC) і кривошипа OC дорівнює 1,5.

При провороті шестерні на кут Θ точка B зміщується й при цьому відбувається зміна ходу поршня в усіх тактах робочого процесу двигуна і, відповідно, змінюється робочий об'єм циліндра і ступінь стиску.

Постановка задачі

Автори розробки двигуна GoEngine стверджують, що такий силовий механізм забезпечує регулювання навантаження шляхом зміни робочого ходу поршня, зміну ступеня стиску, а також продовжене розширення, що суттєво покращує показники робочого циклу такого двигуна у порівнянні з класичним.

Однак, як показали попередні дослідження кінематики двигуна GoEngine, виконані авторами даної статті, ходи повного розширення, стиску, наповнення й випуску варіюються у відносно вузь-

ких межах, що відрізняє цей двигун від інших механізмів з регульованим ходом поршня.

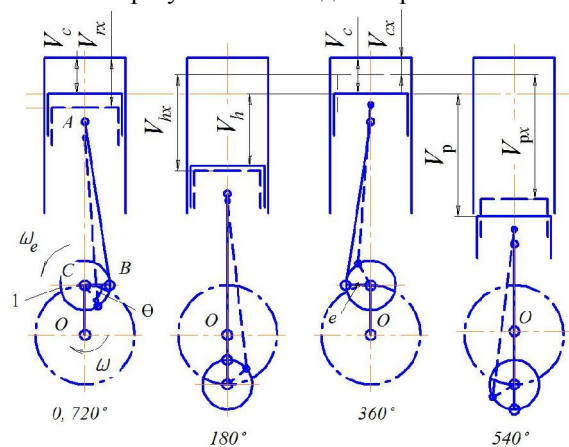


Рис. 1. Схема робочого процесу двигуна GoEngine

Метою роботи є теоретично дослідити ефективність робочого циклу, що реалізується в двигуні GoEngine.

Теоретичні дослідження

Переміщення поршня s_y в функції кута φ повороту колінчастого вала має вигляд

$$s_y = R_G \begin{bmatrix} (1 - \cos \varphi) + \frac{1}{\lambda_G} (\cos \alpha - \cos \beta) - \\ -2\mu \cos(\Theta - \frac{\varphi}{4}) \sin(\frac{\varphi}{4}) \end{bmatrix}, \quad (1)$$

де R_G – радіус кривошипа двигуна GoEngine; λ_G – безрозмірний конструктивний параметр силового механізму двигуна GoEngine; μ – відносна величина ексцентриситету; θ – кут фазового зрушення (провороту) ексцентрика, що змінює хід поршня і супутній ступінь стиску. Коли $\theta = 0$ двигун має номінальний хід поршня та ступінь стиску, що відповідають максимальній (номінальній) потужності; α – кут між віссю шатуна й віссю циліндра при куті $\varphi = 0$; β – відхилення шатуна від осі циліндра при поточному куті φ .

Тут

$$\left. \begin{aligned} \lambda_G &= \frac{R_G}{L_G}; & \alpha &= \arcsin(\lambda_G \mu \cos \Theta); \\ \mu &= \frac{e}{R_G}; & \beta &= \arcsin[\lambda_G (\sin \varphi + \mu \cos x)]; \end{aligned} \right\} \quad (2)$$

$$L_G = AB; \quad 0 \leq \Theta \leq 90^\circ.$$

На рис. 2 наведені графіки переміщення поршня $s_y(\varphi)$ і його характерні положення при номінальному й змінному ступенях стиску, коли кут провороту ексцентрика дорівнює, відповідно, $\Theta = 0$ і $\Theta = 30^\circ$. Графіки переміщення $s_y = f(\varphi)$ якісно відображають й характер змінювання об'єму циліндра $V = f(\varphi)$, і відповідно, параметрів робочого циклу. Значення кутів φ_{rx} , φ_{ax} , φ_{cx} і φ_{bx} , що відповідають екстремальним значенням функції $s_y = f(\varphi)$ в точках r_x , a_x , c_x і b_x , визначаються з дослідження рівняння (1) на екстремум.

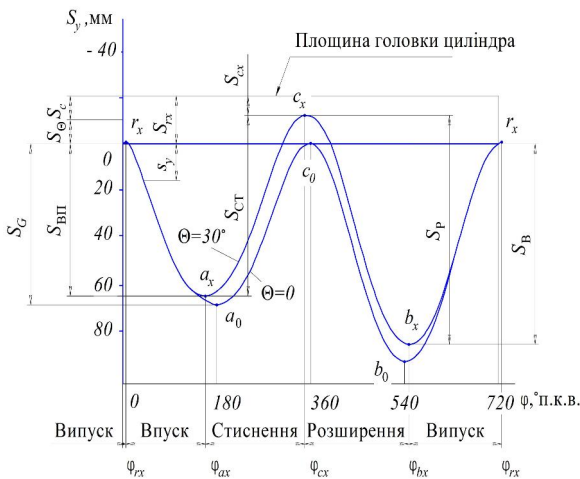


Рис. 2. Графіки переміщення поршня до визначення параметрів робочого циклу двигуна GoEngine:

a_0, b_0, c_0 – крайні положення поршня при $\theta = 0$;
 a_x, b_x, c_x – те саме при $\theta > 0$

Розрахунок параметрів робочого циклу двигуна GoEngine зводиться до наступного.

Робочий об'єм V_h циліндра приймають по даним теплового розрахунку двигуна для номінального режиму аналогічно, як для класичного двигуна. По величині V_h визначають повний хід поршня S_G для процесу впуску з умови $\Theta = 0$

$$S_G = \frac{V_h}{F_n} = S, \quad (3)$$

де S_G – повний хід поршня на такті впуску в двигуні GoEngine при номінальному ступені стиску; S – хід поршня в класичному ДВЗ; F_n – площа поршня.

Радіус кривошипа R_G і ексцентриситет e являють собою конструктивні параметри і визначаються на стадії проектування двигуна GoEngine. Ці параметри суттєво впливають на повний хід по-

ршня та ступінь стиску. Із аналізу формули (1) випливає, що при номінальному ступені стиску повний хід поршня на такті впуску

$$S_G < S \text{ або } S_G < 2R,$$

де R – радіус кривошипа в класичному двигуні.

Порівняння показників двигуна GoEngine з класичним ДВЗ на номінальному режимі доцільно проводити при однакових їх робочих об'ємах, тобто за умовою

$$S_G = S. \quad (4)$$

Тоді, з урахуванням рівняння (3), радіус кривошипа двигуна GoEngine визначається за виразом

$$R_G = \frac{S}{\sigma_G(\Theta = 0, \varphi = 180^\circ)}, \quad (5)$$

де σ_G – кінематична функція силового механізму двигуна GoEngine,

$$\sigma_G = (1 - \cos \varphi) + \frac{1}{\lambda_G} (\cos \alpha - \cos \beta) - 2\mu \cos\left(\Theta - \frac{\varphi}{4}\right) \sin\left(\frac{\varphi}{4}\right). \quad (6)$$

При цьому слід рахувати ексцентриситет e конструктивно визначеним.

Хід поршня. Із графіків рис. 2 видно, що хід поршня і крайні його положення в усіх чотирьох тактах різні і залежать від параметрів силового механізму Θ і e .

При роботі двигуна кут провороту Θ при регулюванні робочого об'єму та ступеня стиску може змінюватись в межах від 0 до 90° , а ексцентриситет e не є регульованим параметром.

Хід впуску $S_{вп}$ (рис.2) можна визначити із рівняння

$$S_{вп} = s_y(\varphi_{ax}) - s_y(\varphi_{rx}). \quad (7)$$

На рис.3 наведені графіки зміни ходу впуску $S_{вп}$ за кутом Θ провороту ексцентрика при різних величинах ексцентриситету e .

Аналіз цих залежностей свідчить, що на ділянці першої половини провороту ексцентрика (від 0 до 45°) хід впуску зменшується. Величина зменшення $S_{вп}$ зростає з підвищенням ексцентриситету. Так, при $e = 3; 4$ та 5 мм зменшення $S_{вп}$ відповідно дорівнює: $1,8; 2,3$ та $2,8\%$. Протягом другої половини провороту ексцентрика хід впуску зростає і при куті $\Theta = 90^\circ$ перевищує величину номінального $S_{вп}$ (який визначається при $\Theta = 0$) на: $0,27; 0,45$ і $0,72\%$, відповідно при $e = 3; 4$ і 5 мм.

Отже, у даному двигуні хід впуску $S_{вп}$, а відповідно робочий об'єм V_{hx} , може варіюватися в дуже вузьких межах (від 0 до 3%), на відміну від інших відомих механізмів зі змінним ходом порш-

ня (наприклад, двигун H.Pouliot [3], в якому хід впуску регулюється в діапазоні $S_{вп} = 25,4...108$ мм, при цьому робочий об'єм змінюється від 0,7 до 3,1 л). Цілком очевидно, що в двигуні GoEngine дроселювання повинно застосовуватись практично на усіх навантаженнях.

Хід стиску $S_{ст}$ (рис.2) можна визначити за формулами

$$S_{ст} = s_y(\varphi_{ax}) - s_y(\varphi_{cx}); \quad (8)$$

$$S_{ст} = S_{вп} - s_y(\varphi_{cx}). \quad (9)$$

Хід розширення S_p (рис.2) може бути визначеним з виразу

$$S_p = s_y(\varphi_{cx}) - s_y(\varphi_{bx}). \quad (10)$$

Ступінь стиску ε , ε_x . Номінальний ступінь стиску ε є максимальним за умовою початку детонації на режимі номінальної (максимальної) потужності будь-якого ДВЗ (класичного, нетрадиційного) і визначається на стадії його проектування.

Змінний ступінь стиску ε_x в двигуні GoEngine, згідно рис.2, дорівнює

$$\varepsilon_x = \frac{S_{ст} + S_{cx}}{S_{cx}} \quad (11)$$

або

$$\varepsilon_x = \frac{S_{вп} + S_{rx}}{S_{cx}}, \quad (12)$$

де $S_{ст}$ – хід поршня на такті стиску; S_{rx} , S_{cx} – приведена висота циліндричної надпоршневої порожнини, відповідно, на початку такту впуску і наприкінці такту стиску (в точці r_x і точці c_x).

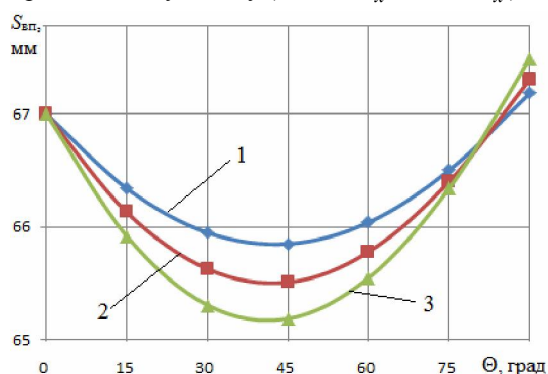


Рис. 3. Вплив кута Θ повороту ексцентрика на повний хід впуску $S_{вп}$ (і відповідно на робочий об'єм $V_{вк}$) при різних значеннях ексцентриситету e : $R_G = 35,5$ мм; $\lambda_G = 0,279$; 1 – $e = 3$ мм; 2 – $e = 4$ мм; 3 – $e = 5$ мм

Величини, що входять до рівнянь (11) і (12), визначаються, у відповідності з (рис.2), по залежностям

$$S_{rx} = S_c + S_\Theta; \quad (13)$$

$$S_{cx} = S_{rx} + S_{вп} - S_{ст}, \quad (14)$$

де S_c – приведена висота камери згоряння; S_Θ – зміщення поршня через проворот ексцентрика на кут Θ .

Величина S_c визначається ступенем стиску ε та ходом впуску S_G для номінального режиму роботи двигуна аналогічно, як в класичному ДВЗ.

$$S_c = \frac{S_G}{\varepsilon - 1} = \frac{S}{\varepsilon - 1}. \quad (15)$$

Зміщення поршня S_Θ можна визначити за залежністю

$$S_\Theta = R_G \left[\frac{1}{\lambda_G} (\cos \alpha_1 - \cos \alpha) + \mu \sin \Theta \right], \quad (16)$$

де α_1 – кут між віссю шатуна й віссю циліндра при кутах $\varphi = 0$ і $\Theta = 0$.

Для інженерних розрахунків змінний ступінь стиску ε_x можна обчислювати також за наближеною формулою

$$\varepsilon_x \approx \frac{s_y(\varphi)_{180^\circ} + S_{rx}}{s_y(\varphi)_{360^\circ} + S_{rx}}. \quad (17)$$

Тут величини $s_y(\varphi)_{180^\circ}$ й $s_y(\varphi)_{360^\circ}$ визначаються по формулі (1) при кутах φ повороту колінчастого вала, відповідно 180 і 360°.

Похибка у визначенні ε_x з рівняння (17) у цьому випадку не перевищує 0,5%.

Параметри силового механізму e й θ , що входять у формулу переміщення поршня $s_y(\varphi)$, не є незалежними, а зв'язані між собою через ε_x рівняннями (11) або (12), (17), тому для визначення цих параметрів необхідно попередньо задатися одним з них. Зручніше вибрати за незалежну змінну кут повороту ексцентрика, оскільки заздалегідь відомий інтервал регулювання цього кута ($0 \leq \theta \leq 90^\circ$).

Таким чином, прийнявши граничне значення кута зрушення ексцентрика, наприклад $\theta_{тр} = 60^\circ$, можна визначити по одній з формул (11), (12) або (17) величину ексцентриситету e , при якому буде забезпечуватись найбільший ступінь стиску $\varepsilon_{тр}$ при мінімальному навантаженні двигуна й куті $\theta_{тр} = 60^\circ$. Обчислена величина e закладається в конструкцію силового механізму і є незмінною. У цьому випадку при збільшенні навантаження двигуна від мінімального величина змінного ступеня стиску ε_x повинна зменшуватись за рахунок регулювання кута θ від $\theta_{тр} = 60^\circ$ убік зменшення й при $\theta = 0$ ступінь стиску $\varepsilon_x = \varepsilon$.

Зміна ступеня стиску ε_x залежно від величини ексцентриситету e й кута θ повороту ексцентрика показана на рис.4.

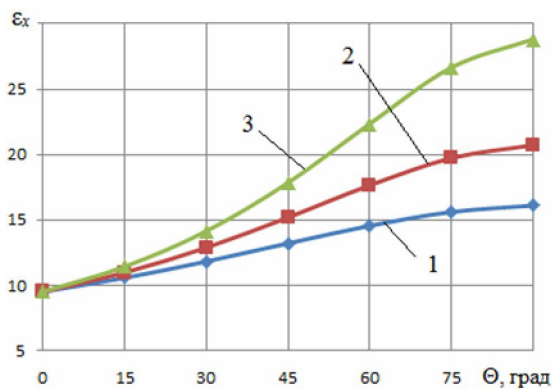


Рис. 4. Залежність ступеня стиску ϵ_x від кута Θ провороту ексцентрика при різних значеннях ексцентриситету e : $R_G = 35,5$ мм; $\lambda_G = 0,279$;
 1 – $e = 3$ мм; 2 – $e = 4$ мм; 3 – $e = 5$ мм

Як видно, зі збільшенням ексцентриситету e й кута θ спостерігається зростання ступеня стиску ϵ_x . Рациональним є зміна кута провороту ексцентрика в межах від 0 до 60°.

Ступінь розширення δ_x , згідно рис.2, можна представити залежністю

$$\delta_x = \frac{S_p + S_{cx}}{S_{cx}}. \quad (18)$$

Зміна ступеня розширення δ_x залежно від ступеня стиску ϵ_x при різній величині ексцентриситету e показана на рис. 5.

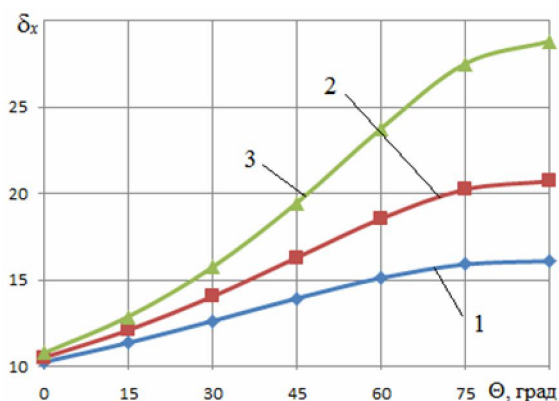


Рис. 5. Вплив кута θ повороту ексцентрика і ексцентриситету e на ступінь розширення δ_x в двигуні GoEngine
 1 – $e = 3$ мм; 2 – $e = 4$ мм; 3 – $e = 5$ мм

Із зіставлення графіків на рис. 4 і 5 можна вивести, що у даному двигуні ступінь розширення відрізняється від ступеня стиску не суттєво. На рис. 6 показані залежності відношення δ_x/ϵ_x від Θ і e .

Як видно, по мірі зростання кута Θ (підвищення ступеня стиску) ступінь розширення зменшується і при $\Theta=90^\circ$ становить $\delta_x=\epsilon_x$. Це характеризує зниження ефективності використання продов-

женого розширення із збільшенням ступеня стиску в двигуні GoEngine.

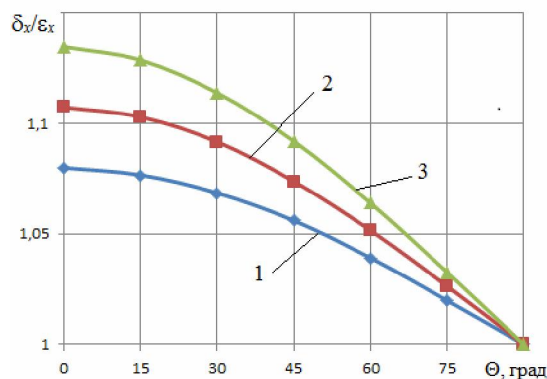


Рис. 6. Залежність відношення δ_x/ϵ_x від кута Θ провороту ексцентрика і ексцентриситету e
 1 – $e = 3$ мм; 2 – $e = 4$ мм; 3 – $e = 5$ мм

Аналіз робочого циклу

Ефективність цикла двигуна GoEngine була перевірена методом математичного моделювання. Для досліджень був обраний серійний 4-тактний 4-циліндровий бензиновий двигун з діаметром циліндра $D = 72$ мм, ходом поршня $S = 67$ мм і ступенем стиску $\epsilon = 9,5$.

На рис.7 зображена розрахункова індикаторна діаграма двигуна GoEngine.

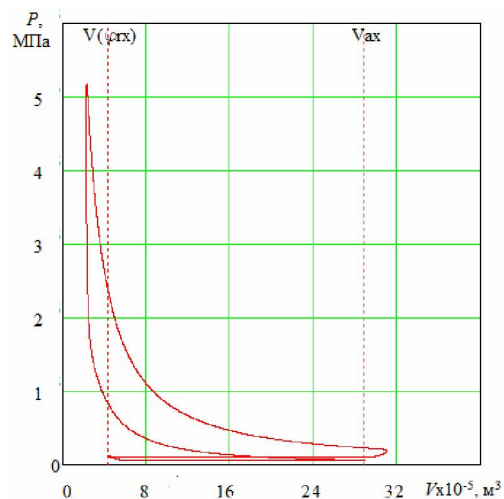


Рис. 7. Розрахункова індикаторна діаграма двигуна GoEngine

Як показує аналіз, робочий процес ДВЗ GoEngine у порівнянні з робочим процесом двигуна із традиційним КШМ є більш економічним завдяки наявності продовженого розширення й можливості регулювання ступеня стиску на часткових навантаженнях.

Розглянутий двигун має ряд особливостей щодо робочого циклу.

Конструкція силового механізму дозволяє змінювати робочий об'єм циліндра у вузькому діапазоні, тому регулювання навантаження двигуна забезпечується, в основному, дроселюванням впуску в циліндр свіжого заряду. Це приводить, як і в класичному ДВЗ, до погіршення показників двигуна через збільшення насосних втрат.

У двигуні відбувається незначне продовжене розширення робочого тіла (на номінальному режимі до об'єму всього лише в 1,4 рази перевищуючого об'єму наприкінці впуску), що дає невеликий ефект поліпшення економічності від продовженого розширення. До того ж, на часткових навантаженнях при регулюванні ступеня стиску величина ступеня розширення зменшується виграш в економічності від продовженого розширення знижується.

Завдяки особливостям конструкції силового механізму, при зростанні ступеня стиску об'єм надпоршневої порожнини циліндра наприкінці впуску й початку впуску (при положенні поршня у ВМТ), названий нами «мертвим об'ємом», збільшується й значно більше об'єму камери згорання. Збільшення мертвого об'єму приводить до підвищення коефіцієнта залишкових газів і зниженню коефіцієнта наповнення, що погіршує робочий процес двигуна.

Висновки

Виконані дослідження дозволяють стверджувати, що двигун GoEngine має незначну перевагу по показникам робочого процесу у порівнянні з класичним ДВЗ.

УДК 621.43.013.4

А.В. Еськов, д-р техн. наук, А.В. Маецкий, асп.

ОЦЕНКА ТОПЛИВНЫХ СТРУЙ НА ПРОГРАММНО-ТЕХНИЧЕСКОМ КОМПЛЕКСЕ ОПТИЧЕСКОГО КОНТРОЛЯ КАЧЕСТВА РАСПЫЛИВАНИЯ

Постановка проблемы

От качества процесса распыливания топлива зависит последующее сгорание рабочей смеси, а значит выходные характеристики двигателя в целом: экономичность, экологичность, мощность и другие. Качество распыливания топлива дизельной форсункой определяется мелкостью и однородностью его дисперсии, а также равномерностью распределения капель топлива в объеме струи ([1, с. 23], [2, с. 143]). При визуальном наблюдении качественно распыливаемое топливо должно быть туманообразным, без сплошных струек и легко различимых местных сгущений [3].

Один цикл распыливания занимает по време-

ни до 6 мс, поэтому без специальной высокоскоростной аппаратуры оценить качество распыливания практически невозможно. Наиболее предпочтительными методами изучения дисперсных потоков жидкости являются оптические, использующие явления воздействия дисперсного потока на световое излучение, т.к. в этом случае принципиально отсутствует всякое механическое влияние на изучаемый процесс, а также возможно применение малых, по сравнению с периодом развития потока, времен измерения [4].

Незважаючи на це, інтерес до даного двигуна значний і ряд спеціалістів відзначають двигун GoEngine, як один з найбільш цікавих за останні 15-20 років.

Список литературы:

1. Пат. 6349684 США, В1 : F16H 21/36. Crank-connecting rod mechanism / De Gooijer Lambertus H. - Заявлено 17.04.2000; Оубл. 26. 02. 2002. – 5 с. 2. Пат. 2001/0036334 США, А1 : F02B 47/08 / Reciprocating piston mechanism and a method of increasing internal egrin an internal combustion engine / De Gooijer Lambertus H. – Заявлено 9.01.2009; Оубл. 17. 02. 2011. – 4 с. 3. Displacement Spark-Ignition Engine: Final Report / Sandia Laboratories; Pouliot H.N., Robinson C.W. and Delameter W.R. – Livermore, California, 1978. – 83 p.p. – Report № SAND 77-8299.

Bibliography (transliterated):

1. Pat. 6349684 SShA, B1 : F16H 21/36. Crank-connecting rod mechanism / De Gooijer Lambertus H. - Zayavleno 17.04. 2000; Opubl. 26. 02. 2002. – 5 s. 2. Pat. 2001/0036334 SShA, A1 : F02B 47/08 / Reciprocating piston mechanism and a method of increasing internal egrin an internal combustion engine / De Gooijer Lambertus H. – Zayavleno 9.01.2009; Opubl. 17. 02. 2011. – 4 s. 3. Displacement Spark-Ignition Engine: Final Report / Sandia Laboratories; Pouliot H.N., Robinson C.W. and Delameter W.R. – Livermore, California, 1978. – 83 p.p. – Report № SAND 77-8299.

ни до 6 мс, поэтому без специальной высокоскоростной аппаратуры оценить качество распыливания практически невозможно. Наиболее предпочтительными методами изучения дисперсных потоков жидкости являются оптические, использующие явления воздействия дисперсного потока на световое излучение, т.к. в этом случае принципиально отсутствует всякое механическое влияние на изучаемый процесс, а также возможно применение малых, по сравнению с периодом развития потока, времен измерения [4].

Постановка задачи

Для контроля процесса распыливания топлива была поставлена задача: с использованием имею-