

// Матеріали міжнародної науково-техн. конф. "Проблеми транспорту та шляхи їх вирішення". – К.: УТУ. – 1997. – С. 119 – 120. 4. Розробка основ оптимального проектування безшатуного бензинового двигуна зі змінним ступенем стиску; Отчет о НИР (заключит.) / АДИ ДонНТУ. – Д 13-06; № ДР 0106U001256; – Донецьк, 2008. – 126 с. 5. Ахтямов М.В. Три цилиндра и наддув [Электронный ресурс] – Режим доступа: <http://www.autoreview.ru/news/160/73097/> – 15.10. 2010 г. 6. David James Haugen. Performance and combustion effects of phased late intake valve closure on a two intake valve engine / For the degree of doctor of philosophy. – 1995. – 95 pp. 7. The development of automotive Miller cycle gasoline engine / Ikeda Tatsuji Hatamura Koichi, Nogami Takao, Matsuoka Hideki, Iguchi Yuichi // JSME News – 1995. – 6, № 1. – P. 11. 8. A Design and Experimental Study of an Otto Atkinson Cycle Engine Using Late Intake Valve Closing / Blakey S.C., Saunders R.J., Ma T.H., Shopra A. // "SAE Techn. Pap. Ser." – 1991. – № 910451 – 9 pp.

Bibliography (transliterated):

1. Miwenko M.I. Modeljuvannja ta doslidzhennja robochogo ciklu benzinovogo dviguna. Chastina 1. Matematichna model' / M.I. Miwenko, V.G. Zarenbin, T.M. Kolesnikova, Ju.V. Jurchenko, O.V. Savenko // Dvigateli vnutrennego sgoranija. – 2010. – №1 – S. 35 – 39. 2. Miwenko N.I. Netradicijnyje malorazmjerne dvigateli vnutrennego sgoranija. V 2 tomah. T.1. Teorija, razrobotka i ispytanie netradicijnyh dvigatelej vnutrennego sgoranija / Miwenko N.I. – Doneck: Lebed', 1998. – 228 s. 3. Miwenko M.I. Eksperimental'ni dviguni netradicijnoi kons-trukcii / M.I. Miwenko, A.V. Himchenko, V.S. Novokrew'o-nov // Materiali mizhnarodnoi nauko-vo-tehn. konf. "Problemi transportu ta shljahi ih virishennja". – К.: УТУ. – 1997. – С. 119 – 120. 4. Rozrobka osnov optimal'nogo proektuvannja bezshatunnogo benzinovogo dviguna zi zminnim stupenem stisku; Otchet o NIR (zakljuchit.) / ADI DonNTU. – D 13-06; № DR 0106U001256; – Doneck, 2008. – 126 s. 5. Ahtjamov M.V. Tri cilindra i nadduv [Elektronnyj resurs] – Rezhim dostupa: <http://www.autoreview.ru/news/160/73097/> – 15.10. 2010 g. 6. David James Haugen. Performance and combustion effects of phased late intake valve closure on a two intake valve engine / For the degree of doctor of philosophy. – 1995. – 95 pp. 7. The development of automotive Miller cycle gasoline engine / Ikeda Tatsuji Hatamura Koichi, Nogami Takao, Matsuoka Hideki, Iguchi Yuichi // JSME News – 1995. – 6, № 1. – P. 11. 8. A Design and Experimental Study of an Otto Atkinson Cycle Engine Using Late Intake Valve Closing / Blakey S.C., Saunders R.J., Ma T.H., Shopra A. // "SAE Techn. Pap. Ser." – 1991. – № 910451 – 9 pp.

УДК 621.436.038

Ф.И. Абрамчук, д-р техн. наук, А.Н. Кабанов, канд. техн. наук, М.С. Липинский, инж.**ВЫБОР СТЕПЕНИ СЖАТИЯ И ДАВЛЕНИЯ НАДДУВА ГАЗОВОГО ДВИГАТЕЛЯ СРЕДНЕЙ МОЩНОСТИ С ИСКРОВОМ ЗАЖИГАНИЕМ****Введение**

В двигателях с искровым зажиганием на режимах внешней скоростной характеристики максимальная мощность, как правило, ограничивается явлением детонации.

В газовом двигателе с искровым зажиганием средней мощности на данное явление больше всего влияют два фактора: степень сжатия ϵ и степень повышения давления при наддуве π_k . Как правило, выбор этих параметров осуществляется экспериментально.

Следовательно, расчётное определение оптимальных значений ϵ и π_k для ДВС такого типа в настоящее время является актуальной задачей.

Анализ литературных источников

В настоящее время для выполнения этой задачи создано ряд математических моделей.

Существует научное направление, которое сводит задачу моделирования возникновения детонации к расчёту периода задержки самовоспламенения несгоревшей топливно-воздушной смеси в цилиндре двигателя.

Так, в работе [1] предложено эмпирическое уравнение

$$\tau = X_1 \cdot p^{-X_2} \cdot \exp\left(\frac{X_3}{T_u}\right), \quad (1)$$

где p – давление в цилиндре двигателя в процессе сгорания, Па; T_u – температура смеси в несгоревшей зоне, К; X_1, X_2, X_3 – эмпирические коэффициенты.

Однако сведение моделирования детонации к расчёту только момента её возникновения после начала сгорания имеет ряд существенных недостатков. Например, существенную роль в процессе детонации играет её интенсивность: она может затухнуть непосредственно после её возникновения, либо же может продолжать нарастать.

Следовательно, для моделирования детонации желательно использовать критерии, учитывающие не только момент возникновения детонации, но и её интенсивность.

В работе [2] предложено уравнение для расчёта так называемого «критического порога самовоспламенения», определяющего возникновение детонации в двигателе

$$I_K = \frac{1}{\omega} \int_{\varphi_{1c}}^{\varphi_K} p^a e^{\left(\frac{b}{T_{ub}}\right)} d\varphi = const, \quad (2)$$

где ω – угловая скорость вращения коленчатого вала, c^{-1} ; p – давление, Па; e – основание натурального логарифма; φ – угол поворота коленчатого вала, град. пкв; a, b – эмпирические коэффициенты; φ_{1c} – угол начала сгорания; φ_K – текущий угол поворота коленчатого вала в процессе сгорания.

Использование зависимости (2) осложняется наличием в ней эмпирических констант.

В работе [3] учёными университета Калгари (Канада) предложен критерий детонации, учитывающий накопление энергии в несгоревшей зоне в процессе адиабатного сжатия смеси в ней

$$K_d = \frac{(h - h_{c'})}{H_u} \cdot (1 - x) \cdot (\varepsilon - 1), \quad (3)$$

где $h_{c'}$ – удельная энтальпия несгоревшей смеси в момент начала сгорания, кДж/кг; h – удельная энтальпия несгоревшей смеси в любой момент времени, кДж/кг; H_u – низшая теплота сгорания топливовоздушной смеси, кДж/кг, x – доля выгоревшего топлива; ε – степень сжатия.

Так как для расчёта критерия детонации используется удельная энтальпия несгоревшей смеси, которая является функцией температуры, необходимо для определения последнего параметра использовать двухзонную модель процесса сгорания.

Использование данного критерия показало хорошие результаты при работе с малолитражным газовым двигателем [4], однако информация о влиянии давления наддува на значения K_d в научной литературе отсутствует.

Цель исследования

Целью данного исследования является анализ возможности применения критерия детонации K_d для анализа процесса детонации в газовых двигателях средней мощности с наддувом, а также выбор значений ε и π_k , обеспечивающих максимальное значение показателей мощности для такого типа ДВС (на примере двигателя 6ГЧН13/14).

Целью экспериментальной части исследования является опытное подтверждение результатов математического моделирования.

Экспериментальный стенд

На кафедре ДВС ХНАДУ было выполнено расчётно-экспериментальное исследование по выбору степени сжатия (ε) и давления наддува (π_k) для газового двигателя 6ГЧН13/14 с искровым зажиганием. Для выполнения экспериментальной

части исследования использовался стенд на базе газового двигателя с искровым зажиганием 6ГЧН13/14, оборудованного турбокомпрессором ТКР-9-12-07.



Рис. 1. Экспериментальный стенд

Стенд оснащён всеми приборами, необходимыми для определения показателей мощности, экономичности и токсичности двигателя.

Температура несгоревшей смеси в цилиндре определялась по методике обработки индикаторных диаграмм, разработанной на кафедре ДВС ХНАДУ под руководством доцента Талда Г.Б. [5].

Выбор режима для исследования

Максимум интенсивности детонации приходится на режим с максимальным значением η_v (режим максимального крутящего момента, для двигателя 6ГЧН13/14 это $n = 1400 \text{ мин}^{-1}$), что сводит задачу выбора оптимальных значений ε и π_k к выбору данных параметров только для этого режима.

Как правило, на режиме максимального крутящего момента показатели рабочего процесса выбираются так, чтобы обеспечивать максимальное значение крутящего момента. Поэтому целью расчётного исследования является выбор такого сочетания ε и π_k , при котором крутящий момент на режиме $M_{e_{\max}}$ будет максимальным. Как правило, это обеспечивается при работе двигателя на пределе детонации, то есть при $K_{d_{\max}} \approx 1,5$.

Расчёт характеристики тепловыделения

Для расчёта характеристики тепловыделения использовалась уточнённая модель проф. И.И. Вибе с уравнениями для переменного показателя сгорания m_{var} и продолжительности сгорания φ_z , а также с уточнениями для газового двигателя средней мощности с наддувом, полученными в ходе исследований, результаты которых приведены в работе [6]

$$m_{\text{var}i} = 10.639 \cdot \bar{\varphi}_i \cdot A \cdot B \cdot C \cdot E \cdot F + J, \quad (4)$$

где

$$A = \frac{\theta + 18}{40}, \quad (5)$$

$$B = \alpha + 0,00025, \quad (6)$$

$$C = \frac{0,005 \cdot \eta_v + 0,005}{0,01}, \quad (7)$$

$$E = \frac{n + 1100}{3000}, \quad (8)$$

$$F = \frac{\pi_k + 0,001}{0,95}, \quad (9)$$

$$J = -28,025\bar{\varphi}_i^2 + 98,045\bar{\varphi}_i^3 - \dots \\ \dots - 156,86\bar{\varphi}_i^4 + 86,88\bar{\varphi}_i^5, \quad (10)$$

$\bar{\varphi}_i$ – относительный угол сгорания, $\bar{\varphi}_i = 0 \dots 1$; n – частота вращения коленчатого вала двигателя, мин⁻¹; α – коэффициент избытка воздуха; η_v – коэффициент наполнения; θ – угол опережения зажигания, град. пкв до ВМТ; π_k – степень повышения давления при наддуве.

$$\varphi_z = 28,25(0,812\alpha - 0,045\theta + 13,223 \cdot 10^{-4} n - \dots \\ \dots - 0,1258\eta_v - 0,576(\pi_k - 1) + 0,512). \quad (11)$$

Для расчёта температур несгоревшей смеси уточнённая методика проф. И.И. Вибе дополнена двухзонной моделью процесса сгорания, описанной в работе [7].

Выбор диапазона варьирования параметров исследования

Так как давление наддува на двигателе 6ГЧН13/14 ограничено характеристиками турбокомпрессора ТКР-9-12-07, значение степени повышения давления наддува изменяется в пределах от $\pi_{k\min} = 1$ (наддув отсутствует) до $\pi_{k\max} = 1,45$ (максимально возможное значение степени повышения давления наддува для данной модели турбокомпрессора).

Диапазон изменения степени сжатия выбирался расчётным путём. Минимальное значение степени сжатия принято $\varepsilon_{\min} = 9$ (при таком значении ε обеспечивается бездетонационная работа двигателя при $\pi_k = 1,45$). Максимальное значение степени сжатия принято $\varepsilon_{\max} = 14$ (предварительные расчёты показали, что при таком значении ε двигатель работает с детонацией при $\pi_k = 1$).

Шаг расчётов был выбран $\Delta\pi_k = 0,05$ (10 уровней варьирования) и $\Delta\varepsilon = 0,2$ (21 уровень варьирования). Таким образом, для данного исследования требуется выполнение 210-ти расчётов.

Угол опережения зажигания θ , град. пкв до ВМТ, на каждом режиме выбирался так, чтобы обеспечивать максимальное значение M_e .

Коэффициент избытка воздуха во всех случаях на выбранном режиме составил $\alpha = 1,3$, так как его дальнейшее уменьшение требует внесения существенных изменений в конструкцию системы охлаждения из-за увеличения тепловой нагрузки на двигатель, а увеличение – к снижению его мощности.

Результаты исследования

Результаты выполненного расчётного исследования приведены на рис. 2.

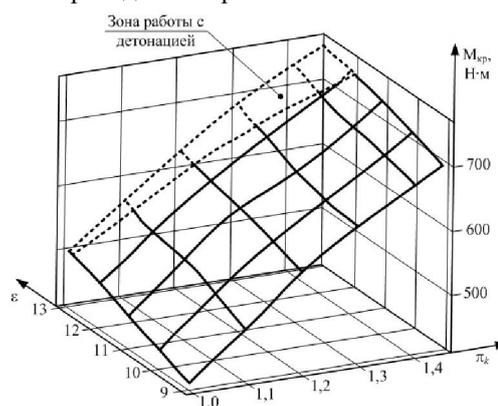


Рис. 2. Результаты расчётного исследования влияния ε и π_k на величину M_e на режиме $M_{e\max}$ в двигателе 6ГЧН13/14

Экспериментальная проверка полученных результатов проводилась на пяти режимах при $\varepsilon = 11,8$ и $\pi_k = 1; 1,1; 1,2; 1,3; 1,45$. Отклонение расчётных значений $K_{d\max}$ от экспериментальных в данном случае составило не более 5 %.

То есть, использование критерия детонации K_d позволяет с достаточной точностью выполнить расчёт возможности возникновения детонации в газовом двигателе средней мощности с искровым зажиганием, использующем наддув.

Из рис. 2 видно, что если от поверхности графика отделить зону работы с детонацией, то максимум крутящего момента ($M_e = 750$ Н·м) приходится на точку с координатами $\varepsilon = 11,8$ и $\pi_k = 1,45$.

Следовательно, степень сжатия $\varepsilon = 11,8$ в сочетании с $\pi_k = 1,45$ рекомендуется для использования в двигателе 6ГЧН13/14 как обеспечивающая наилучшие показатели мощности этого двигателя.

Выводы

1. Для моделирования детонации в газовом двигателе средней мощности с наддувом рекомендуется использовать критерий детонации K_d , пред-

ложенный учёными университета Калгари (Канада).

2. Исследование, выполненное с использованием данного критерия, показало, что в двигателе 6ГЧН13/14 с искровым зажиганием максимум крутящего момента ($M_e = 750$ Н·м) обеспечивается при $\varepsilon = 11,8$ и $\pi_k = 1,45$.

Список литературы:

1. Lindstrom F. *Empirical Combustion Modeling in SI Engines: thesis: MMK 2005:19 / F. Lindstrom. – Stockholm, 2005. – 126 p.* 2. Franzke D.E. *Beitrag zur Ermittlung eines Klopfkriteriums der ottomotorischen Verbrennung und zur Vorausberechnung der Klopfgrenze: dissertation / Franzke D.E. – Munchen, 1981. – 210 p.* 3. Gao J. *Knock Modelling in S.I. Engines: PhD thesis: 115.01.02 / Gao Juan. University of Calgary, 1993. – 230 p.* 4. Кузьменко А.П. *Критерий детонации в газовом двигателе с высокоэнергетической системой зажигания / Абрамчук Ф.И., Кабанов А.Н., Кузьменко А.П., Липинский М.С. // Автомобильный транспорт. – №28. – 2011. – С. 37-42.* 5. Абрамчук Ф.И. *Новая автоматизированная система исследования и диагностирования автотракторных двигателей / Ф.И. Абрамчук, А.Н. Пойда, А.А. Ефремов и др. // Автомобильный транспорт. – № 17. – 2005. – С.28–34.* 6. Абрамчук Ф.И. *Выбор и обоснование регулировочных параметров газового двигателя с наддувом, конвертированного из*

дизеля / Ф.И. Абрамчук, А.Н. Кабанов, М.С. Липинский и др. // Вестник НТУ ХПИ. – № 54. – 2011. – С. 18-26. 7. Абрамчук Ф.И. *Двухзонная модель процесса сгорания малолитражного газового двигателя с искровым запалюванием / Ф.И. Абрамчук, О.М. Кабанов, А.П. Кузьменко, М.С. Липинский, В.М. Муратов // Вісник національного транспортного університету. – № 23. – 2011. – С. 56-65.*

Bibliography (transliterated):

1. Lindstrom F. *Empirical Combustion Modeling in SI Engines: thesis: MMK 2005:19 / F. Lindstrom. – Stockholm, 2005. – 126 p.* 2. Franzke D.E. *Beitrag zur Ermittlung eines Klopfkriteriums der ottomotorischen Verbrennung und zur Vorausberechnung der Klopfgrenze: dissertation / Franzke D.E. – Munchen, 1981. – 210 p.* 3. Gao J. *Knock Modelling in S.I. Engines: PhD thesis: 115.01.02 / Gao Juan. University of Calgary, 1993. – 230 p.* 4. Kuzmenko A.P. *Kriterij detonacii v gazovom dvigatele s vysokojenergeticheskoj sistemoj zazhiganiya / Abramchuk F.I., Kabanov A.N., Kuz'menko A.P., Lipinskij M.S. // Avtomobil'nyj transport. – №28. – 2011. – S. 37-42.* 5. Abramchuk F.I. *Novaja avtomatizirovannaja sistema issledovanija i diagnostirovanija avtotraktornyh dvigatelej / F.I. Abramchuk, A.N. Pojda, A.A. Efreinov i dr. // Avtomobil'nyj transport. – № 17. – 2005. – S. 28–34.* 6. Abramchuk F.I. *Vybor i obosnovanie regulirovochnyh parametrov gazovogo dvigatelja s nadduvmom, konvertirovannogo iz dizelja / F.I. Abramchuk, A.N. Kabanov, M.S. Lipinskij i dr. // Vestnik NTU HPI. – № 54. – 2011. – S. 18-26.* 7. Abramchuk F.I. *Dvozonna model' procesu zgorjannja malolitražnogo gazovogo dviguna z iskrovim zapaljuvanjam / F.I. Abramchuk, O.M. Kabanov, A.P. Kuz'menko, M.S. Lipin'skij, V.M. Muratov // Visnik nacional'noho transportnoho universitetu. – № 23. – 2011. – S. 56-65.*

УДК 621.43.068

В.Н. Бганцев, канд. техн. наук, В.П. Мараховский, инж.

АНАЛИЗ ПОКАЗАТЕЛЕЙ РАБОТЫ ДИЗЕЛЯ ПО ЗАМКНУТОМУ ЦИКЛУ В СОСТАВЕ КОГЕНЕРАЦИОННОЙ УСТАНОВКИ

Введение

Интерес к энергоустановкам с замкнутым циклом (ЗЦ) работы проявляется периодически. Во времена второй мировой войны дизельными энергоустановками (ДЭУ) с ЗЦ оснащались подводные суда и достаточно широко использовались Германией. В конце 80-х годов предыдущего столетия ДЭУ ЗЦ вновь становятся востребованными в связи с интенсификацией добычи полезных ископаемых с морского дна. Как источники электрической энергии они были выгоднее, чем электроснабжение подводного объекта с помощью электрического кабеля. В настоящее время, в связи с обострением экологических проблем, энергоустановки с ЗЦ работы рассматривают как безвыбросные источники энергии с накоплением продуктов от функционирования в специальных емкостях.

ДЭУ ЗЦ могут быть достаточно эффективно использованы как генераторы диоксида углерода для закачки его в малодобитные нефтяные сква-

жины с целью их активации. В этом случае ДЭУ представляет собой когенерационную установку, которая помимо генерации диоксида углерода, снабжает объект электрической и тепловой энергией, не оказывая при этом вредного воздействия на окружающую среду.

Данная работа посвящена исследованию показателей дизельного двигателя, работающего по ЗЦ и сравнению их с показателями при работе на атмосферном воздухе для возможности проведения оценки общей эффективности когенерационной установки.

Цель и постановка задачи

Целью данного исследования является экспериментальная оценка эффективности работы дизельного двигателя по ЗЦ с определением удельных показателей и параметров рабочего цикла.

В число основных задач входило:

- разработка мероприятий по обеспечению устойчивой работы дизеля по ЗЦ;