

УДК 621.43

ВЫБОР И ОБОСНОВАНИЕ СТЕПЕНИ СЖАТИЯ ГАЗОВОГО ДВИГАТЕЛЯ, КОНВЕРТИРОВАННОГО С ДИЗЕЛЯ 4ДТНА1

Ф.И. Абрамчук, проф., д.т.н., А.В. Грицюк, доц., д.т.н.,
А.Н. Кабанов, доц., к.т.н., М.В. Бойчук, студ.,
Харьковский национальный автомобильно-дорожный университет

Аннотация. Описана методика выбора степени сжатия в газовом ДВС с искровым зажиганием. Приведены результаты расчётов с целью выбора степени сжатия в газовом двигателе 4ГЧН8,8/8,2.

Ключевые слова: газовый двигатель, детонация, степень сжатия.

ВИБІР І ОБҐРУНТУВАННЯ СТУПЕНЯ СТИСНЕННЯ ГАЗОВОГО ДВИГУНА, КОНВЕРТОВАНОГО З ДИЗЕЛЯ 4ДТНА1

Ф.І. Абрамчук, проф., д.т.н., О.В. Грицюк, доц., д.т.н.,
О.М. Кабанов, доц., к.т.н., М.В. Бойчук, студ.,
Харківський національний автомобільно-дорожній університет

Анотація. Описано методику вибору ступеня стиснення в газовому ДВЗ з іскровим запалюванням. Наведено результати розрахунків з метою вибору ступеня стиснення в газовому двигуні 4ГЧН8,8/8,2.

Ключові слова: газовий двигун, детонація, ступінь стиснення.

CHOOSING AND SUBSTANTIATION OF COMPRESSION RATIO OF THE GAS ENGINE CONVERTED ON THE BASIS OF THE 4DTNA1 DIESEL ENGINE

F. Abramchuk, Prof., D. Sc. (Eng.), A. Gritsyuk, Assoc. Prof., D. Sc. (Eng.),
O. Kabanov, Assoc. Prof., Ph. D. (Eng.), M. Boychuk, St.,
Kharkov National Automobile and Highway University

Abstract. The method of compression ratio choosing in spark ignition gas ICE has been described. The results of calculation to choose the compression ratio in the gas engine 4ГЧН8,8/8,2 have been shown.

Key words: gas engine, knock, compression ratio.

Введение

Доводка рабочего процесса высокооборотных дизелей, которая включает в себя оптимизации: процессов топливоподачи, формы камеры сгорания, процессов газообмена, системы наддува с промежуточным охлаждением наддувочного воздуха, обеспечивает уровень экологических показателей, соответствующий нормам EURO-3 [1].

Дальнейшее уменьшение выбросов вредных веществ с отработавшими газами требует применения: аккумуляторной топливной аппаратуры или насос-форсунок, рециркуляции отработавших газов и более совершенных топлив.

Альтернативой усложнения конструкции и увеличения стоимости производства и эксплуатации дизеля является конвертирование

его в газовый ДВС. Природный газ как моторное топливо имеет ряд существенных преимуществ [2]:

- 1) более низкий уровень выбросов углеродсодержащих токсичных компонентов как следствие самого низкого соотношения молекул углерода и водорода среди углеводородных топлив;
- 2) возможность работы на бедных смесях позволяет существенно уменьшить выбросы NO_x ;
- 3) хранение и транспортировка природного газа, с точки зрения экологии, намного безопаснее, чем жидких топлив;
- 4) не загрязняет грунты, водохранилища и грунтовые воды;
- 5) решаются проблемы гомогенизации топливовоздушной смеси и разжижения моторного масла.

За счёт использования концепции «бедного горения» газовый двигатель может соответствовать экологическим нормам EURO-4, а с применением трёхкомпонентного каталитического нейтрализатора – EURO-5 [3].

Наиболее эффективный путь конвертирования дизеля в газовый ДВС предполагает следующие основные операции:

- демонтаж дизельной топливной аппаратуры, установка газовой системы питания;
- установка системы зажигания, монтаж свечей зажигания в посадочные места дизельных форсунок с помощью специальных переходников;
- снижение степени сжатия за счёт изменения конструкции поршня.

Анализ публикаций

Проблема выбора степени сжатия при конвертировании дизеля в газовый двигатель упоминается в ряде научных публикаций [2, 4 и др.]. Во многих случаях данная величина выбиралась по результатам анализа литературных источников [4], однако такой подход к выбору значения ε является неэффективным.

На сегодняшний день разработан ряд методик, позволяющих расчётным путём спрогнозировать появление детонации при заданных конструктивных и регулировочных параметрах ДВС [6–11].

Так, в работе [6] принимается, что интенсивность детонации находится в прямой зависимости от периода задержки воспламенения несгоревшей топливо-воздушной смеси в цилиндре двигателя. Данное научное направление, которое сводит задачу предсказания возникновения детонации к расчёту упомянутого периода времени, развивается в работах [7–9].

В работе [10] предложен подход, учитывающий давление и температуру несгоревшей смеси в процессе сгорания, однако использование приведенной в данной публикации методики осложняется наличием в ней эмпирических коэффициентов, лишённых какого-либо физического смысла.

Данного недостатка лишена методика, описанная в работе [11]. В данной публикации учёными университета Калгари (Канада) предложен критерий детонации, учитывающий накопление энергии в несгоревшей зоне в процессе адиабатного сжатия смеси в ней. В работе [12] приведен пример эффективно-го применения данной методики при выборе степени сжатия газового двигателя, созданного на основе малолитражного бензинового ДВС.

Цель и постановка задачи

Таким образом, целью данной работы стал выбор и обоснование степени сжатия газового двигателя 4ГЧН8,8/8,2 с искровым зажиганием путём расчётного моделирования процесса детонации с помощью критерия, приведенного в работе [11].

Методика расчётного анализа процесса детонации

Значение данного критерия детонации в процессе сгорания рассчитывается с помощью следующей зависимости

$$K_d = \frac{(h - h_c)}{H_u} \cdot (1 - x) \cdot (\varepsilon - 1), \quad (1)$$

где h_c – удельная энтальпия несгоревшей смеси в момент начала сгорания, кДж/кг; h – удельная энтальпия несгоревшей смеси в произвольный момент времени, кДж/кг; H_u – низшая теплота сгорания топливовоздушной смеси, кДж/кг; x – доля выгоревшего топлива; ε – степень сжатия.

Расчёты удельных энтальпий несгоревшей смеси выполняются с использованием аппроксимирующих зависимостей, полученных с использованием справочных данных из [13].

Согласно [11], детонация в газовом ДВС имеет место в том случае, когда максимальное значение упомянутого критерия в процессе сгорания составляет $K_{dmax} > 1,5$.

Как видно из зависимости (1), для расчёта критерия детонации используется удельная энтальпия несгоревшей смеси, которая является функцией температуры. Расчётное определение последнего параметра происходит с помощью двухзонной модели процесса сгорания.

Принимается, что в несгоревшей зоне температура рабочей смеси увеличивается исключительно за счёт адиабатного сжатия

$$T_{u_{i+1}} = T_{u_i} \cdot \left(\frac{p_{i+1}}{p_i} \right)^{\frac{n_u-1}{n_u}}, \quad (2)$$

где T_u – температура несгоревшей смеси, К; p – давление в цилиндре, Па; n_u – показатель политропы сжатия несгоревшей смеси

$$n_u = 1 + \frac{R_u}{C_{vu}}, \quad (3)$$

где R_u – газовая постоянная несгоревшей смеси, Дж/(кг·К); C_{vu} – изохорная теплоёмкость несгоревшей смеси.

Для расчёта доли выгоревшего топлива x в зависимости (1) используется уравнение И.И. Вибе

$$x = 1 - \exp \left(-6,908 \left(\frac{\varphi - \varphi_0}{\varphi_z} \right)^{m_{var} + 1} \right), \quad (4)$$

где φ_0 – угол начала сгорания, град п.к.в. до ВМТ; φ – текущий угол поворота коленчатого вала, град п.к.в. до ВМТ; φ_z – продолжительность сгорания, град п.к.в.; m_{var} – переменный показатель сгорания И.И. Вибе.

Для расчёта значений m_{var} и φ_z использовались эмпирические уравнения, полученные в [12]

$$m_{var_i} = 10,639 \bar{\varphi}_i (\alpha + 0,00025) \frac{\theta + 18}{40} \times \dots$$

$$\dots \times \frac{\eta_v - 0,25}{0,8} \cdot \frac{\varepsilon + 1}{11} \cdot \frac{n + 500}{5000} - \dots$$

$$\dots - 28,025 \bar{\varphi}_i^2 + 98,045 \bar{\varphi}_i^3 - \dots$$

$$\dots - 156,86 \bar{\varphi}_i^4 + 86,88 \bar{\varphi}_i^5,$$
(5)

где α – коэффициент избытка воздуха; θ – угол опережения зажигания, град п.к.в. до ВМТ; η_v – коэффициент наполнения; ε – степень сжатия; n – частота вращения коленчатого вала, мин⁻¹; $\bar{\varphi}_i$ – относительный угол сгорания (началу сгорания соответствует $\bar{\varphi}_i = 0$, окончанию сгорания – $\bar{\varphi}_i = 1$);

$$\varphi_z = 31 \cdot (0,812 \cdot \alpha - 0,045 \cdot \theta + \dots$$

$$\dots + 4,223 \cdot 10^{-4} \cdot n - 0,1258 \cdot \eta_v + 0,107).$$
(6)

Выбор режима работы двигателя для расчетного исследования

Детонация будет наиболее интенсивной на режиме с максимальным значением η_v при величине α , обеспечивающей наибольшую скорость пламени в процессе сгорания. На остальных режимах работы двигателя интенсивность детонации будет заведомо меньше.

Как правило, таким режимом является режим максимального крутящего момента. Для двигателя 4ГЧН8,8/8,2 данный режим обеспечивается при $n = 2600$ мин⁻¹ и при полностью открытой дроссельной заслонке, что сводит задачу выбора оптимального значения ε к выбору значения степени сжатия только для этого режима.

Выбор и обоснование исходных данных

Степень сжатия дизеля 4ДТНА1 составляет $\varepsilon = 18,5$, вследствие чего при переводе его на газовое топливо значение ε необходимо снизить.

Минимальная степень сжатия в данном расчётном исследовании – $\varepsilon = 9$. Согласно [12], такая величина ε обеспечит заведомо бездетонационное сгорание топлива на выбранном режиме работы. Шаг расчёта в сторону увеличения ε принимается $\Delta\varepsilon = 1$.

Значение коэффициента избытка воздуха на режиме принимается $\alpha = 1$ – при таком значении α скорость пламени в метановоздушной смеси максимальна.

Значения показателя сгорания И.И. Вибе и продолжительности сгорания для зависимости (4) выбираются на основе результатов, полученных в [12].

Значение угла опережения зажигания θ , град. пкв до ВМТ, в процессе исследования варьируется для каждого значения степени сжатия. Оптимальным принимается значение θ , обеспечивающее максимальное значение M_e при заданном ε .

Результаты расчётного исследования

Согласно [11] и [12], в газовом ДВС с искровым зажиганием работа на пределе детонационного сгорания соответствует максимальному значению критерия детонации, равному $K_{dmax} \approx 1,5$. Следовательно, в данном случае оптимальная степень сжатия ε_{opt} соответствует упомянутому значению критерия детонации на выбранном выше режиме.

На рис. 1. приведено изменение величины K_d в процессе сгорания для разных расчётных значений ε .

В качестве аргумента на рис. 1 использован относительный угол сгорания

$$\bar{\varphi} = \frac{\varphi - \varphi_0}{\varphi_z} \quad (7)$$

Так как основное практическое значение имеют максимальные значения критерия детонации, то более информативной будет за-

висимость данных величин (обозначенных как K_{dmax}) от ε (рис. 2).

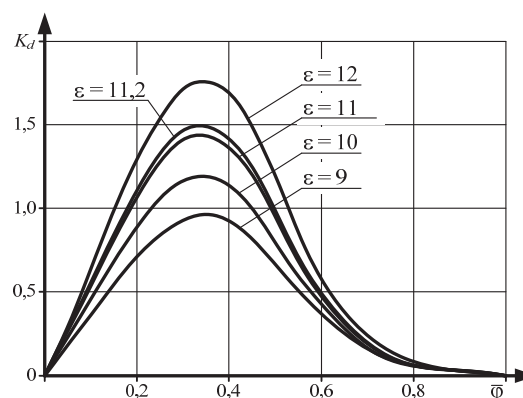


Рис. 1. Изменение значений K_d ($\bar{\varphi}$) во время процесса сгорания при разных значениях ε : $\bar{\varphi}$ – относительный угол сгорания, $\bar{\varphi} = 0-1$

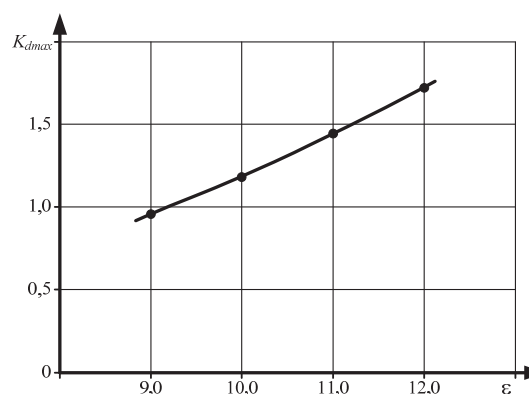


Рис. 2. Зависимость K_{dmax} от ε ($\pi_k = 2$)

Расчёты продемонстрировали, что при степени сжатия, равной $\varepsilon = 11$, $K_{dmax} = 1,48$. Поэтому в диапазоне $\varepsilon = 11 \dots 11,5$ было выполнено дополнительное расчётное исследование с шагом $\Delta\varepsilon = 0,1$. Данное исследование показало, что при сохранении системы наддува базового дизеля ($\pi_k = 2$) оптимальной степенью сжатия для газового двигателя 4ГЧН8,8/8,2 на природном газе будет $\varepsilon_{opt} = 11,2$ (рис. 1, 2).

При выполнении работ по переводу двигателя 4ДТНА1 на газовое топливо возможна замена агрегата наддува либо полный отказ от него. Это приведёт к изменению значения π_k , что, в свою очередь, существенно отразится на значении ε_{opt} .

Для учёта этих факторов было выполнено расчётное исследование по влиянию степени повышения давления на величину оптимальной степени сжатия. На рис. 3 представлены результаты данного исследования.

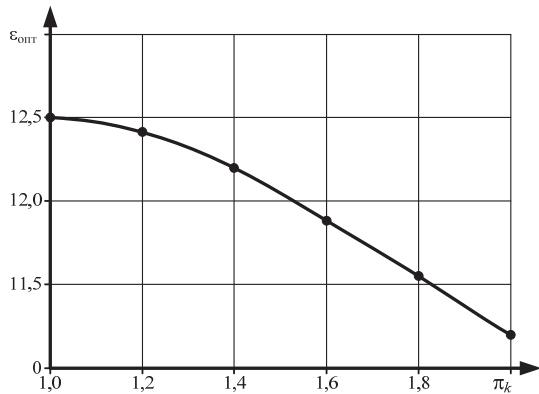


Рис. 3. Зависимость оптимальной степени сжатия от π_k ($K_{d\text{max}} \approx 1,5$)

Из рис. 3 видно, что при снижении степени повышения давления наддува с $\pi_k = 2$ (наддув базового дизеля) до $\pi_k = 1$ (безнаддувный вариант) оптимальная степень сжатия увеличивается с $\epsilon_{\text{опт}} = 11,2$ до $\epsilon_{\text{опт}} = 12,5$.

Техническая реализация конвертирования дизеля 4ДТНА1 в газовый ДВС

Исходя из полученных результатов расчётного исследования, конвертирование дизеля 4ДТНА1 в газовый ДВС 4ГЧН8,8/8,2 предлагается осуществлять с использованием следующих технических решений.

Дизельная система питания демонтируется. Устанавливается газовая система питания с электронным управлением, которая предполагает наличие распределённого впрыска топлива во впускной коллектор. Данная система управления также задаёт параметры работы системы зажигания, которая также монтируется на двигателе.

Стандартная свеча зажигания устанавливается в специальный адаптер, показанный на рис. 4.

Снижение степени сжатия с 18,5 до 11,2 осуществляется с помощью дообработки поршня дизеля 4ДТНА1 согласно схеме, показанной на рис. 5.

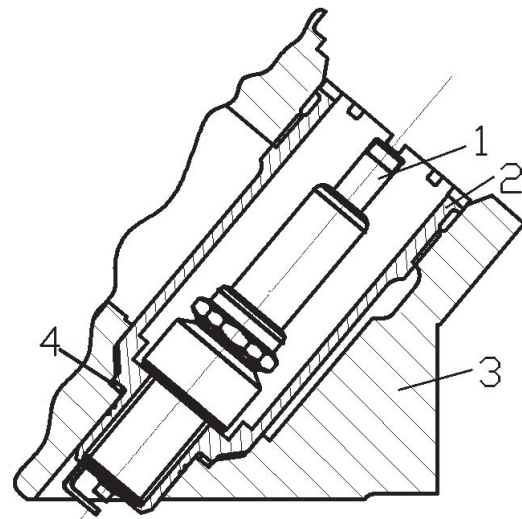


Рис. 4. Свечной узел: 1 – свеча зажигания; 2 – адаптер; 3 – головка цилиндров; 4 – уплотнительное кольцо

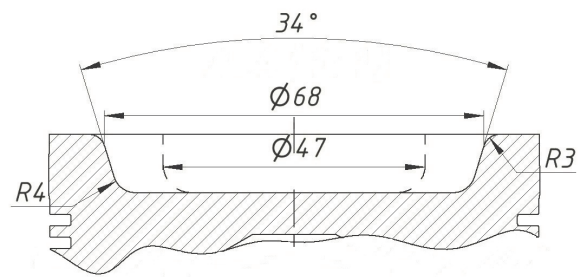


Рис. 5. Схема дообработки поршня дизеля 4ДТНА1 при конвертировании его в газовый ДВС

Выводы

Результаты выполненного исследования позволяют сформулировать следующие выводы:

- при сохранении системы наддува базового дизеля ($\pi_k = 2$) оптимальная степень сжатия для газового двигателя 4ГЧН8,8/8,2 составляет $\epsilon_{\text{опт}} = 11,2$;
- для безнаддувного варианта данного ДВС оптимальная степень сжатия повышается до $\epsilon_{\text{опт}} = 12,5$;
- техническая реализация полученного значения оптимальной степени сжатия осуществляется за счёт изменения формы камеры сгорания в стандартном поршне дизеля 4ДТНА1.

Литература

1. Парсаданов И.В. Особенности внутрицилиндрового экологического катализа в ДВС / И.В. Парсаданов, И.В. Рыкова,

- А.Н. Маклаков // Двигатели внутреннего сгорания. – 2013. – № 1. – С. 84–87.
2. Абрамчук Ф.И. Реализация возможностей сжатого природного газа при использовании его в качестве топлива для ДВС / Ф.И. Абрамчук, А.Н. Кабанов, С.В. Салдаев // Автомобильный транспорт: сб. науч. тр. – 2005. – № 17. – С. 61–66.
 3. Решения от Bosch для газовых систем // Материалы технического и диагностического форума Bosch (Минск, 22 ноября 2012 г.) / Минск: Robert Bosch GmbH, 2012. – 280 с.
 4. Богомолов В.А. Экспериментальная установка для доводки систем зажигания и управления газовым двигателем с искровым зажиганием 6Ч 13/14 / В.А. Богомолов, Ф.И. Абрамчук, В.М. Манойло и др. // АГЗК+АТ. – 2005. – №4 (22). – С. 42–45.
 5. Богомолов В.А. Перспективы применения природного газа в качестве топлива для автомобильных дизелей / В.А. Богомолов, Ф.И. Абрамчук, А.Н. Кабанов, С.В. Салдаев // Автомобильный транспорт: сб. науч. тр. – 2005. – № 16. – С. 247–249.
 6. Livengood J.C. Correlation of Autoignition Phenomena in Internal Combustion Engines and Rapid Compression Machines / J.C. Livengood, P.C. Wu // Proceedings of Fifth Symposium (International) on Combustion. – 1955. – P. 347–356.
 7. Lindstrom F. Empirical Combustion Modeling in SI Engines: thesis: MMK 2005:19 / F. Lindstrom. – Stockholm, 2005. – 126 p.
 8. Holton M.M. Autoignition Delay Time Measurements of Methane, Ethane, and Propane Pure Fuels and Methane-Based Fuel Blends / M.M. Holton and oth. // Journal of Engineering for Gas Turbines and Power. – 2010. – № 132. – P. 243–253.
 9. Anikin N.B. Ignition properties of methane/hydrogen mixtures in a rapid compression machine / N.B. Anikin, S. Gersen, A.V. Mokhov, H.B. Levinsky // International Journal of Hydrogen Energy. – 2008. – № 33. – P. 1957–1964.
 10. Franzke D.E. Beitrag zur Ermittlung eines Klopfkriteriums der ottomotorischen Verbrennung und zur Vorausberechnung der Klopfgrenze: dissertation / Franzke D.E. – Munchen, 1981. – 210 p.
 11. Gao J. Knock Modelling in S.I. Engines: PhD thesis: 115.01.02 / Gao Juan. – University of Calgary, 1993. – 230 p.
 12. Кузьменко А.П. Покращення показників малолітражного газового двигуна з іскровим запалюванням за рахунок вибору параметрів, що визначають процес згоряння: автореф. дис. на здобуття наук. ступеня канд. техн. наук: спец. 05.05.03 «Двигуни та енергетичні установки» / А.П. Кузьменко. – Х., 2012. – 20 с.
 13. Гурвич Л.В. Термодинамические свойства индивидуальных веществ: справочное издание: в 4 т. Т.1. Элементы О, Н (D, T), F, Cl и их соединения / Л.В. Гурвич, И.В. Вейц, В.А. Медведев и др. – 3-е изд., перераб. и расшир. – М.: Наука, 1978. – 496 с.
- Рецензент: А.Н. Врублевский, профессор, д.т.н., ХНАДУ.
- Статья поступила в редакцию 25 февраля 2014 г.
-