

Ф. И. АБРАМЧУК, д-р техн. наук, зав. каф., ХНАДУ, Харьков;
А. Н. КАБАНОВ, канд. техн. наук, доц., ХНАДУ, Харьков;
Н. В. ПЕТРОВ, ассистент, Северо-Восточный федеральный университет
им. М.К. Аммосова, Якутск, Россия

МЕТОДИКА РАСЧЁТА ПРОЦЕССА СГОРАНИЯ В АВТОМОБИЛЬНОМ БИОГАЗОВОМ ДВС

Представлена уточнённая методика расчёта процесса сгорания в биогазовом ДВС. Приведены результаты расчёта процесса сгорания с использованием полученной методики в сравнении с результатами эксперимента.

Ключевые слова: биогаз, автомобильный двигатель, процесс сгорания, характеристика тепловыделения.

Введение. Биогаз является одним из наиболее перспективных моторных топлив. Данное обстоятельство вызвано не только тем, что биогаз – возобновляемое топливо, но и тем, что метан – основной компонент биогаза – является одним из наиболее чистых углеводородных топлив [1].

Оптимизация показателей мощности, экономичности и токсичности биогазового двигателя только экспериментальным путем нуждается в очень больших затратах материальных ресурсов, поэтому при решении этой задачи целесообразно использовать математическую модель процесса сгорания, которая позволяла бы получить эти показатели расчётным путём.

Анализ литературы. Существует несколько подходов к расчёту процесса сгорания в ДВС с искровым зажиганием. Условно их можно объединить в следующие группы: CFD-модели [2], полуэмпирические модели, основанные на скорости распространения пламени (трёхзонные модели) [3] и полуэмпирические модели, основанные на законе распределения относительной плотности эффективных центров реакции [4].

Первый тип моделей позволяет рассчитать распределение физико-химических параметров рабочего тела в течение рабочего процесса, однако отличается от остальных сложностью и громоздкостью. Такие модели целесообразно использовать при анализе влияния формы деталей камеры сгорания, впускных и выпускных каналов на процесс сгорания.

Второй тип моделей позволяет описать процессы, происходящие в пламени, однако, как показали исследования, точность расчёта экологических показателей с использованием двухзонной и трёхзонной моделей практически не отличаются, так как в трёхзонной модели существует проблема точности расчёта толщины и скорости распространения фронта пламени.

В настоящее время в мире наиболее эффективным методом расчета процесса сгорания признана методика Вибе, которая относится к третьему типу моделей. Благодаря удачному сочетанию простоты и эффективности, данная методика получила признание как у отечественных, так и у зарубежных исследователей.

К недостатку данной модели можно отнести усреднение температур в цилиндре двигателя в процессе сгорания, что снижает точность расчёта показателей токсичности. Данный недостаток можно устранить дополнением методики Вибе двухзонной расчётной моделью, которая, как показывают исследования, позволяет достаточно точно рассчитать показатели токсичности двигателя с искровым зажиганием [5].

Цель работы. Исходя из вышесказанного, целью исследования является адаптация методики И.И Вибе для исследования процесса сгорания биогазового двигателя с искровым зажиганием.

Адаптация методики И.И. Вибе. В методике Вибе для расчёта характеристики тепловыделения используется уравнение

$$x = 1 - \exp \left[-6,908 \cdot \left(\frac{\varphi - \varphi_0}{\varphi_z} \right)^{m+1} \right], \quad (1)$$

где x – доля выгоревшего топлива в момент φ ; φ – текущий угол поворота коленчатого вала, град. п.к.в.; φ_0 – угол начала сгорания, град. п.к.в.; φ_z – угол, который отвечает продолжительности сгорания, град. п.к.в.; m – показатель сгорания Вибе.

Исследования в [6, 7] показали, что показатель сгорания m изменяется в процессе сгорания, и если это не учитывать – снижается точность расчётов [7].

Для получения уравнения переменного показателя сгорания для биогазового двигателя было выполнено экспериментальное исследование на моторном стенде, созданном на базе малолитражного биогазового ДВС (рис. 1). Последний был получен переводом на биогаз малолитражного автомобильного двигателя МемЗ-307. В результате исследования были получены индикаторные диаграммы для 80 режимов работы двигателя.

Обработка индикаторных диаграмм с целью получения характеристики тепловыделения производилась с помощью методики, описанной в [7]. На рис. 2 приведено диалоговое окно программы обработки индикаторных диаграмм, созданной с использованием данной методики.

Значение переменного показателя сгорания И. И. Вибе было получено из



Рис. 1 – Экспериментальный стенд для исследования автомобильного биогазового ДВС



Рис. 2 – Диалоговое окно программы обработки индикаторных диаграмм

экспериментальных характеристик тепловыделения с использованием следующей методики [7]

$$m_i = -1 - \log_{\varphi} \frac{-6.908}{\ln 1 - x_i}, \quad (2)$$

где φ – относительный угол поворота коленчатого вала.

За основу эмпирической зависимости было взято уравнение изменения переменного показателя сгорания Вибе в процессе сгорания для малолитражного газового двигателя с искровым зажиганием, полученное учёными ХНАДУ [8]

$$m_{\text{vari}} = 10.639 \cdot \varphi_i \cdot \alpha + 0.00025 \cdot \frac{\theta + 18}{40} \cdot \frac{\eta_v - 0.25}{0.8} \cdot \frac{\varepsilon + 1}{11} \cdot \frac{n + 500}{5000} - \dots \quad (3)$$

$$\dots - 28.025 \cdot \varphi_i^2 + 98.045 \cdot \varphi_i^3 - 156.86 \cdot \varphi_i^4 + 86.88 \cdot \varphi_i^5,$$

где ε – степень сжатия; φ_i – относительный угол сгорания, $\varphi_i = 0 \dots 1$; n – частота вращения коленчатого вала двигателя, мин^{-1} ; α – коэффициент избытка воздуха; η_v – коэффициент наполнения; θ – угол опережения зажигания, град. пкв до ВМТ.

Продолжительность сгорания также рассчитывалась с помощью эмпирической зависимости, полученной на тех же экспериментальных данных и при тех же условиях, что и уравнение (3)

$$\varphi_z = 31 \cdot 0,812 \cdot \alpha - 0,045 \cdot \theta + 4,223 \cdot 10^{-4} \cdot n - 0,1258 \cdot \eta_v + 0,107. \quad (4)$$

Обработка экспериментальных данных показала, что влияние состава биогаза на переменный показатель сгорания выражается следующим уравнением

$$m_{\text{var}} = m_{\text{var}0} + \varphi_i \cdot 0,09 \cdot r_{\text{CO}_2}, \quad (5)$$

где r_{CO_2} – объёмная доля CO_2 в биогазе, %; $m_{\text{var}0}$ – значение m_{var} , полученное с помощью зависимости (3).

Также было получено уравнение для расчёта продолжительности сгорания

$$\varphi_z = \varphi_{z0} + 1,24 \cdot r_{\text{CO}_2}. \quad (6)$$

На рис. 3 приведены экспериментальные зависимости для переменного показателя сгорания m_{var} для режима максимального крутящего момента ($n = 3600 \text{ мин}^{-1}$; $\eta_v = 0,79$; $\alpha = 1,05$; $\theta = 32$ град. пкв до ВМТ) для различного содержания CO_2 в биогазе.

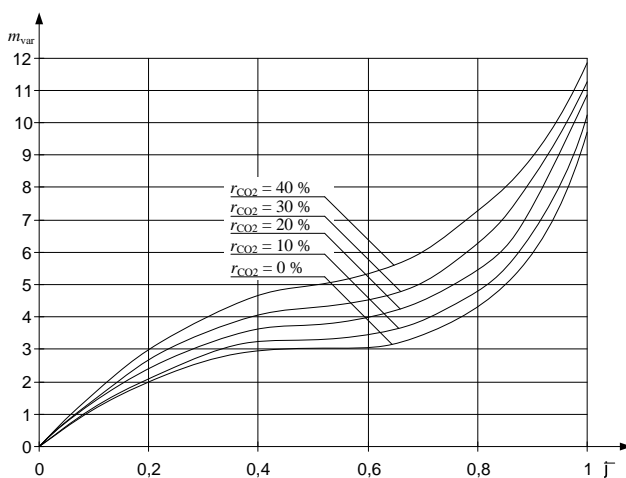


Рис. 3 – Зависимость показателя m_{var} от содержания CO_2 в биогазе

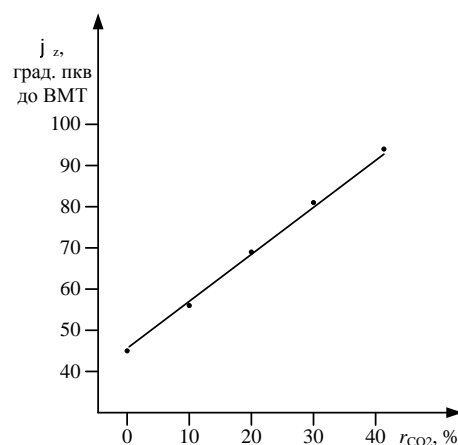


Рис. 4 – Зависимость продолжительности сгорания φ_z от содержания CO_2 в биогазе

На рис. 4 приведена экспериментальная зависимость продолжительности сгорания на данном режиме от содержания CO_2 в биогазе.

Проверка модели выполнялась сравнением с экспериментальными данными на 22 режимах работы биогазового ДВС, отличных от тех, по которым были получены эмпирические зависимости (5) и (6).

Проверка показала, что максимальная погрешность расчёта среднего индикаторного давления p_i при использовании зависимостей (3)...(6) в сравнении с постоянным значением показателя сгорания увеличилась с 11,6 % до 4,2 %.

Описание двухзонной модели процесса сгорания. Известно, что распределение температур в цилиндре двигателя с искровым зажиганием в процессе сгорания очень неоднородно – температура сгоревших газов превышает температуру несгоревшей смеси, как правило, в несколько раз [3].

Вследствие этого методика И.И. Вибе имеет принципиальный недостаток – она позволяет рассчитывать только среднюю термодинамическую температуру в цилиндре ДВС. Вследствие приведенных выше обстоятельств использование данной температуры недопустимо для расчётов показателей токсичности отработавших газов.

Для устранения этого недостатка уточнённая методика расчёта процесса сгорания биогазового двигателя была дополнена двухзонной моделью процесса сгорания, описанной в [8].

Двухзонная модель процесса сгорания подразумевает разделение зоны цилиндра на сгоревшую и несгоревшую смесь, границей которым служит поверхность фронта пламени. Также в этой модели предполагаются следующие допущения: смесь в каждой зоне гомогенная и имеет одинаковые физико-химические свойства во всём объёме зоны; давление в каждой точке надпоршневого пространства одинаково в определённый момент времени; толщина фронта пламени бесконечно мала; газы в надпоршневом пространстве считаются идеальными; потери рабочего тела в надпоршневом пространстве за счёт прорыва газов через кольцевые уплотнения камеры сгорания не учитываются. Исходя из этих допущений, предлагается следующая методика.

Масса рабочего тела в надпоршневом пространстве согласно закону сохранения массы неизменна и подчиняется соотношению, кг

$$m = m_u + m_b, \quad (7)$$

где m_u – масса несгоревшей смеси; m_b – масса сгоревшей смеси.

Объём рабочего тела в надпоршневом пространстве, м^3

$$V = V_u + V_b, \quad (8)$$

где V_u – объём несгоревшей смеси; V_b – объём сгоревшей смеси.

Давление p и средняя термодинамическая температура T в надпоршневом пространстве рассчитываются при помощи методики Вибе.

Так как нам известны масса и давление смеси в надпоршневом пространстве, а также состав рабочей смеси в сгоревшей и несгоревшей зонах, можно, используя простые соотношения термодинамики, определить температуры сгоревшей и несгоревшей зон.

В несгоревшей зоне температура рабочей смеси увеличивается исключительно за счёт адиабатного сжатия. Следовательно, температура смеси в несгоревшей зоне, К

$$T_{u_{i+1}} = T_{u_i} \cdot \left(\frac{p_{i+1}}{p_i} \right)^{\frac{k_u-1}{k_u}}, \quad (9)$$

где T_u – температура несгоревшей смеси, К; p – давление в цилиндре, Па; n_u – показатель политропы сжатия несгоревшей смеси; i – порядковый номер элемента в массиве.

Показатель политропы сжатия несгоревшей смеси

$$n_u = 1 + \frac{R_u}{C_{vu}}, \quad (10)$$

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

Температура сгоревшей смеси рассчитывается с использованием уравнения состояния

$$p_i V_{bi} = m_b R_b T_{bi}, \quad (11)$$

где R_b – характеристическая газовая постоянная сгоревшей смеси, Дж/(кг·К); T_{bi} – температура сгоревшей смеси, К.

Исходя из (7), массы сгоревшей и несгоревшей смеси в любой момент процесса сгорания мы можем рассчитать следующим образом

$$m_{bi} = m_i \cdot x_i, \quad (12)$$

$$m_{ui} = m_i \cdot (1 - x_i). \quad (13)$$

В уравнении (11), кроме T_b , присутствует вторая неизвестная – V_b . Чтобы её исключить, приведём уравнение (11) к виду

$$p(V - V_u) = m_b R_b T_b, \quad (14)$$

или

$$pV - pV_u = m_b R_b T_b. \quad (15)$$

Исходя из уравнения состояния

$$pV_u = m_u R_u T_u. \quad (16)$$

Подставив уравнения (11), (12), (13) и (16) в (14), получим температуру сгоревшей смеси, К

$$T_b = \frac{p \cdot V - m \cdot R_u \cdot T_u \cdot (1 - x)}{x \cdot m \cdot R_b}. \quad (17)$$

Выводы. В результате выполненных исследований предложен метод адаптации к условиям автомобильного биогазового ДВС методики расчёта характеристики тепловыделения И.И. Вибе. Данная методика дополнена двухзонной моделью процесса сгорания. Сравнение расчётных результатов, полученных с помощью данной методики, с экспериментальными, показало, что за счёт данной адаптации погрешность расчёта среднего индикаторного давления p_i снизилась с 11,6 % до 4,2 %.

Список литературы: 1. Comparison of transport fuels: Final Report / [T. Beer, T. Grant, G. Morgan and oth.]: edited by T. Beer. – Melbourne, Australia: The University of Melbourne, 2002. – 463 p. 2. Lammler C. Numerical and Experimental Study of Flame Propagation and Knock in a Compressed Natural Gas Engine: diss. for the degree of Doctor of Technical Sciences: Swiss Federal Institute of Technology / C. Lammler. Zurich, 2005. – 169 pp. 3. Третьяков Н. П. Метод математического моделирования процесса сгорания в двигателях с искровым зажиганием / Н. П. Третьяков // Двигателестроение. – 1983. – № 7. – С. 7-9. 4. Вибе И. И. Новое о рабочем цикле двигателей / И. И. Вибе. – М.: Машгиз,

1962. – 270 с. **5. Karim G. A.** Some Considerations of Cyclic Variations in Spark Ignition Engines Fueled with Gaseous Fuels / *Karim G. A., Al-Alusi Y. H.* – Calgary, CA: University of Calgary, 1984. – 12 p. – (Preprint / University of Calgary: SAE № 840232). **6. Филипковский А. И.** Совершенствование рабочего процесса дизелей типа ЧН 32/32 на основе физического и математического моделирования: дис. канд. техн. наук: 05.04.02 / *Филиповский Алексей Игоревич.* – Х., 1988. – 193 с. **7. Кабанов А. Н.** Снижение выбросов вредных веществ с отработавшими газами транспортных дизелей путём конвертирования их в газовые двигатели: дис. канд. техн. наук: 05.05.03 / *Кабанов Александр Николаевич.* – Х., 2007. – 206 с. **8. Кабанов О. М.** Двухзонная модель процесса сгорания малолитражного газового двигателя с искровым зажиганием / *Ф. И. Абрамчук, О. М. Кабанов, А. П. Кузьменко та ін.* // Вісник Національного транспортного університету. – 2011. – № 23. – С. 56-65.

Поступила в редколлегию 05.11.2013

УДК 621.43.052

Методика расчёта процесса сгорания в автомобильном биогазовом ДВС / Абрамчук Ф. И., Кабанов А. Н., Петров Н. В. // Вісник НТУ «ХП». Серія: Нові рішення в сучасних технологіях. – Х: НТУ «ХП», – 2013. - № 70 (1043). – С.3-8. – Бібліогр.: 8 назв.

Представлено уточнену методику розрахунку процесу згоряння у біогазовому ДВЗ. Наведено результати розрахунку процесу згоряння з використанням одержаної методики в порівнянні з результатами експерименту.

Ключові слова: біогаз, автомобільний двигун, процес згоряння, характеристика тепловиділення.

Corrected method of combustion process calculation in a biogas engine is presented. Results of combustion process calculation using the obtained method in comparison with experimental results are shown.

Keywords: biogas, automotive engine, combustion process, heat release rate.

УДК 621.785.53

К. О. КОСТИК, канд. техн. наук, доц., НТУ«ХП»

ПІДВИЩЕННЯ ЗНОСОСТІЙКОСТІ ДЕТАЛЕЙ ПРЕС-ФОРМ ЛИТТЯ ПІД ТИСКОМ МЕТОДОМ БОРУВАННЯ З НАНОПАСТ

Запропонована нова проста для використання та енергетично доцільна технологія борування виробів з вуглецевих та легованих сталей, яка спрямована на скорочення тривалості хіміко-термічної обробки при одержанні високоякісних боридних шарів, які забезпечують необхідні експлуатаційні властивості прес-форм лиття під тиском.

Ключові слова: прес-форма, борування, сталі, структура, дифузійні шари.

Вступ. Найбільші затрати при литті під тиском відносяться до виготовлення прес-форм. Ці затрати складають 50–70 % від загальної собівартості виготовлення виливків методом лиття під тиском. На теперішній час доцільним є підвищення зносостійкості деталей прес-форм.

Конструктивні деталі прес-форм (плити, обойми та ін.) виготовляють з конструкційних сталей 35, 40, 45, 50. Вони піддаються поліпшувальній термообробці, а твердість їх поверхні становить HRC 30–34.

Деталі, що працюють в умовах зносу (виштовхувачі, замки повзунів, напрямні втулки і колонки тощо) виготовляють зі сталей У8А і У10А, 5ХНМ з твердістю HRC 48–52.

Одним з найбільш ефективних методів підвищення стійкості виробів є хіміко-термічна обробка, при якій здійснюється зміцнення. Серед різних процесів дифузійного насичення все більше привертає увагу борування завдяки забезпеченню високої твердості, зносостійкості, теплостійкості і корозійної стійкості поверхневого шару. Особливо незаперечна перевага боровмістких покриттів й, зокрема