

УДК 621.43.052

## ВЫБОР МЕТОДИКИ РАСЧЁТА ПРОЦЕССА ТЕПЛОТДАЧИ В ГАЗОВОМ ДВИГАТЕЛЕ С ИСКРОВЫМ ЗАЖИГАНИЕМ

**А.Н. Кабанов, доцент, к.т.н., ХНАДУ**

***Аннотация.** Выполнен анализ зависимостей, используемых для расчёта процесса теплоотдачи в ДВС. Предложены рекомендации по расчёту данного процесса в газовом двигателе с искровым зажиганием.*

***Ключевые слова:** теплоотдача, газовый двигатель, процесс сгорания.*

## ВИБІР МЕТОДИКИ РОЗРАХУНКУ ПРОЦЕСУ ТЕПЛОВІДДАЧІ В ГАЗОВОМУ ДВИГУНІ З ІСКРОВИМ ЗАПАЛЮВАННЯМ

**О.М. Кабанов, доцент, к.т.н., ХНАДУ**

***Анотація.** Виконано аналіз залежностей, що використовуються для розрахунку процесу тепловіддачі у ДВЗ. Запропоновано рекомендації з розрахунку даного процесу в газовому двигуні з іскровим запалюванням.*

***Ключові слова:** тепловіддача, газовий двигун, процес згоряння.*

## CHOOSING OF CALCULATION METHOD FOR HEAT TRANSFER PROCESS IN GAS ENGINE WITH SPARK IGNITION

**O. Kabanov, Associate Professor, Candidate of Technical Science, KhNAHU**

***Annotation.** Analysis of dependences which are used for heat transfer process calculation in ICE has been performed. Recommendations for this process calculation in gas engine with spark ignition has been proposed.*

***Key words:** heat transfer, gas engine, combustion process.*

### Введение

Известно, что точность определения показателей процесса сгорания любого ДВС сильно зависит от точности расчёта процесса теплоотдачи в стенки камеры сгорания, точнее – от того, с какой точностью мы найдём коэффициент теплоотдачи  $\alpha$ .

В связи с тем, что учёт всех физических факторов, влияющих на величину данного коэффициента, практически невозможен, для его расчёта используются полуэмпирические так называемые  $\alpha$ -формулы.

К настоящему времени накоплен большой материал по использованию этих формул в

дизельных и бензиновых ДВС. Однако применимость данных зависимостей ко всему диапазону автомобильных газовых двигателей проанализирована недостаточно.

### Анализ публикаций

Для автомобильных газовых двигателей с искровым зажиганием в данном направлении выполнен ряд исследований.

В [1] выполнено исследование газового двигателя большой мощности, для расчёта процесса теплоотдачи рекомендована зависимость Г. Хохенберга. В [2] для газовых двигателей большой мощности рекомендована формула, предложенная Р.З. Кавтарадзе

в [3]. Однако применимость этих формул к малолитражным двигателям проанализирована не была.

В [4] выполнено исследование для малолитражного двигателя, работающего на смеси природного газа и водорода; для исследования такого типа двигателей предложено уравнение Г. Вошни. Однако применимость данной зависимости для газовых двигателей большой мощности не проанализирована.

По данным исследований, выполненных Г.Б. Розенблитом [6], на теплоотдачу излучением приходится до 30 % теплоты, отдаваемой в стенки камеры сгорания. В формулах Г. Хохенберга, Г. Вошни и Р.З. Кавтардзе теплоотдача излучением отдельно не рассчитывается. Она косвенно учтена в эмпирических коэффициентах, хотя в [6] такой подход к расчёту теплоотдачи не одобряется.

Кроме того, в [1–4] не приведена информация о погрешностях расчёта количества теплоты, переданной в стенки цилиндра. Это не позволяет выполнить сравнительную оценку  $\alpha$ -формул по данному параметру, опираясь на результаты данных исследований.

**Цель исследования**

Исходя из вышесказанного, целью данного исследования является анализ применимости различных  $\alpha$ -формул для расчёта процесса сгорания газового двигателя с искровым зажиганием, с целью выбора методики расчёта процесса теплоотдачи, позволяющей выполнить данный расчёт с минимальным отклонением от экспериментальных значений.

**Выбор методики расчёта теплопередачи**

Для расчёта теплопередачи в двигателе с искровым зажиганием рекомендуется использовать  $\alpha$ -формулы, предложенные следующими учёными: Г. Вошни, В. Аннанда, Г. Хохенбергом, Г. Эйхельбергом, Х. Цаффа, И.М. Лениным-А.В. Костровым, Р.З. Кавтардзе.

Формула Г. Вошни

$$\alpha_t = 130 \frac{(p \cdot 10^{-5})^{0,8} \cdot \omega^{0,8}}{T^{0,53} \cdot D^{0,2}}, \tag{1}$$

где  $p$  – давление в цилиндре, Па;  $T$  – температура в цилиндре, К;  $D$  – диаметр цилиндра, м;  $\omega$  – скорость движения газов в цилиндре, м/с;  $\omega = 2,28 \cdot C_m$ , в период газообмена и сжатия

$$\omega = 2,28 \cdot C_m + \dots + 3,34 \cdot 10^{-8} \cdot \frac{V_c \cdot T}{p \cdot V} \cdot (p - p_c), \tag{2}$$

где  $V_c$  – объём камеры сгорания, м<sup>3</sup>;  $p_c$  – давление газов в цилиндре при отсутствии сгорания, Па;  $C_m$  – средняя скорость поршня, м/с.

$$C_m = \frac{S \cdot n}{30}, \tag{3}$$

где  $S$  – ход поршня, м;  $n$  – частота вращения коленчатого вала, мин<sup>-1</sup>.

Формула В. Аннанда

$$\alpha_t = 0,26 \cdot \lambda_{sm} \cdot \frac{\rho_{sm}^{0,7} \cdot C_m^{0,7}}{\mu_{dinsm}^{0,7} \cdot D^{0,3}} + \dots \tag{4}$$

$$\dots + 2,1 \cdot 10^{-13} \cdot (T^4 + T_w^4),$$

где  $\lambda_{sm}$  – теплопроводность смеси в цилиндре, Вт/(м·К);  $\rho_{sm}$  – плотность смеси, кг/м<sup>3</sup>;  $C_m$  – средняя скорость поршня, м/с;  $\mu_{dinsm}$  – динамическая вязкость смеси, Па·с;  $D$  – диаметр цилиндра, м.

Величины, входящие в уравнение (4), рассчитываются с использованием следующих зависимостей

$$\lambda_{sm} = 0,000361 \cdot T^{0,75}; \tag{5}$$

$$\rho_{sm} = 3,49 \cdot 10^{-3} \cdot \frac{p_{sm}}{T}; \tag{6}$$

$$\mu_{dinsm} = 0,56 \cdot 10^{-6} \cdot T^{0,62}, \tag{7}$$

где  $p_{sm}$  – давление смеси, Па;  $T$  – температура смеси, К.

Формула И.М. Ленина – А.В. Кострова

$$\alpha_t = 1,163 \cdot C \cdot \sqrt[3]{p^2 \cdot T} \cdot (A + B \cdot \omega_{cp}) + \dots \quad (8)$$

$$\dots + 0,421 \cdot \frac{\left(\frac{T}{100}\right)^4 - \left(\frac{T_w}{100}\right)^4}{T - T_w},$$

где  $A = 1$ ;  $B = 0,055$ ;  $C = 0,99$  – коэффициенты, предложенные И.М. Лениным и А.Н. Костровым.

В уравнении (8) величина  $\omega_{cp}$  рассчитывается следующим образом

$$\omega_{cp} = \gamma_r \cdot V_h \cdot n \cdot (30 \cdot f_s), \quad (9)$$

где  $\gamma_r$  – коэффициент остаточных газов;  $V_h$  – рабочий объём цилиндра;  $n$  – частота вращения коленчатого вала двигателя,  $\text{мин}^{-1}$ ;  $f_s$  – площадь проходных сечений впускных клапанов.

Формула Г. Хохенберга

$$\alpha_t = 3,26 \cdot p^{0,8} \cdot T^{-0,4} \times \dots \quad (10)$$

$$\dots \times V^{-0,06} \cdot (C_m + 1,4)^{0,8}.$$

Формула Г. Эйхельберга

$$\alpha_t = 0,779 \cdot 10^{-2} \cdot C_m^{1/3} \cdot \sqrt{p \cdot T}. \quad (11)$$

Формула Х. Цаффа

$$\alpha_t = 3,227 \cdot C_m^{0,78} \cdot p^{0,78} \cdot D^{-0,22} \cdot T^{-0,52}. \quad (12)$$

Формула Р.З. Кавтарадзе

$$\alpha_t = \frac{b}{\sqrt{\Delta\tau}} \left[ C_1 + C_2 \frac{H_u \cdot \Delta x}{C_p (T - T_w)} \right], \quad (13)$$

где  $C_1 = 0,27$  и  $C_2 = 0,177$  – эмпирические коэффициенты;  $H_u$  – низшая теплота сгорания топлива;  $\Delta\tau$  – расчётный интервал времени;  $\Delta x$  – тепловыделение за расчётный интервал  $\Delta\tau$ ;  $C_p$  – удельная массовая изобарная теплоёмкость;  $T_w$  – температура стенки цилиндра;  $b$  – коэффициент проникновения теплоты

$$b = \sqrt{C_p \cdot \lambda \cdot \rho}. \quad (14)$$

Следует заметить, что все приведенные формулы разрабатывались эмпирически без учёта разделения цилиндра двигателя на зоны с разными температурами. Таким образом, теплопередача излучением косвенно (при помощи эмпирических коэффициентов) учитывается во все формулах, за исключением формул В. Аннанда и И.М. Ленина – А.В. Кострова, где она учитывается как отдельный член.

### Учёт температуры пламени

В двухзонной модели, если теплопередача в стенки цилиндра рассчитывается отдельно по зонам, необходимо учитывать разделение источников конвективного теплообмена и теплообмена излучением.

По данным исследований, выполненных Г.Б. Розенблитом [6], практически вся теплота, излучаемая в процессе сгорания, приходится на пламя. Также Г.Б. Розенблит с помощью прямого эксперимента показал, что в газовых двигателях с искровым зажиганием на теплообмен излучением может приходиться до 30 % теплоты, передаваемой в стенки камеры сгорания во время процесса сгорания [6].

Известно, что температура пламени в цилиндре газового двигателя с искровым зажиганием превышает среднюю температуру в цилиндре на 1000–3000 К, что существенно влияет на расчётное количество теплоты, передаваемое излучением. Причем пламя рекомендуется считать адиабатным [6], соответственно его температура при заданном расчетном шаге рассчитывается по формуле

$$T_{пл} = \frac{\Delta Q_{пл} + Q_{\phi}^B + Q_{\phi}^T - Q_{дис}}{C_{vb} \cdot m \cdot \Delta x}, \quad (15)$$

где  $\Delta Q_{пл}$  – теплота, которая выделилась в пламени при сгорании топлива на данном расчетном шаге, кДж;  $Q_{\phi}^B$ ,  $Q_{\phi}^T$  – внутренняя энергия воздуха и топлива соответственно, кДж;  $Q_{дис}$  – теплота диссоциации продуктов сгорания, кДж;  $C_{vb}$  – изохорная теплоёмкость продуктов сгорания, кДж/(кг·К);  $m$  – масса топливо-воздушной смеси в цилиндре, кг;  $\Delta x$  – массовая доля топлива, выгоревшего на данном расчётном шаге.

В связи с практически полным отсутствием сажи при «бедном горении» газового топлива, газы в цилиндре двигателя в обеих зонах считаются полностью прозрачными средами, т.е. вся теплота, излучаемая пламенем, поглощается стенками камеры сгорания. В соответствии с этим фактом излучением газов в сгоревшей зоне можно пренебречь.

Расчётный анализ теплообмена между зонами выполнялся путём моделирования теплового потока между сгоревшей и несгоревшей зонами; при этом, вследствие вышесказанного, принято допущение, что теплота между зонами передаётся только за счёт теплопроводности. Поверхность пламени, являющаяся в данном случае поверхностью теплопередачи, условно принималась полусферической, скорость распространения пламени – принималась средней условно-постоянной, а его площадь рассчитывалась с помощью геометрического трёхмерного моделирования.

Предварительный расчетный анализ теплообмена теплопроводностью между сгоревшей и несгоревшей зонами показал, что теплоотдача от сгоревшей зоны в несгоревшую в течение процесса сгорания на 3–5 порядков меньше общей теплоотдачи в стенки камеры сгорания. Из этого следует, что учитывать теплопередачу между зонами при расчете процесса сгорания в газовом двигателе нецелесообразно.

Расчётный анализ  $\alpha$ -формулы В. Аннанда и И.М. Ленина – А.В. Кострова без учёта температуры пламени и с учётом этой температуры показал, что теплота, приходящаяся на долю излучения, в первом случае будет составлять 3–10 % (в зависимости от нагрузки на двигатель) от общей теплоотдачи в стенки цилиндра, во втором случае – 15–30 %, что полностью согласуется с результатами исследований, приведенными в [5].

Исходя из вышесказанного, в формулах В. Аннанда и И.М. Ленина – А.В. Кострова во втором слагаемом, соответствующем лучистой составляющей теплообмена, принимается  $T = T_{пл}$ , а составляющие первого слагаемого, соответствующего конвективной составляющей теплоотдачи, рассчитываются с использованием температуры зоны, для которой рассчитывается теплоотдача. В остальных  $\alpha$ -формулах для расчётов также используется данная температура.

### Экспериментальная проверка моделей теплоотдачи

Проверка приведенных  $\alpha$ -формулы выполняется сравнением результатов расчёта количества теплоты, переданной в стенки цилиндра по  $\alpha$ -формуле, с результатом расчёта этого количества теплоты методом внутреннего теплового баланса. Этот расчёт основывается на том, что теплота  $Q_T$ , Дж, попавшая в цилиндр с топливом, превращается в три вида энергии

$$Q_T = Q_i + Q_\Gamma + Q_w, \quad (16)$$

где  $Q_i$  – теплота, превращённая в индикаторную работу, Дж;  $Q_\Gamma$  – теплота, превращённая во внутреннюю энергию отработавших газов, Дж;  $Q_w$  – теплота, переданная в стенки камеры сгорания, Дж.

Теплота  $Q_T$  рассчитывается следующим образом

$$Q_T = H_u \cdot m_T, \quad (17)$$

где  $H_u$  – низшая теплота сгорания топлива, кДж/кг;  $m_T$  – масса топлива, поступившего в цилиндр за один цикл, кг.

Теплота  $Q_i$  рассчитывается следующим образом

$$Q_i = p_i \cdot V_h, \quad (18)$$

где  $p_i$  – среднее индикаторное давление, Па;  $V_h$  – рабочий объём, м<sup>3</sup>.

Теплота  $Q_\Gamma$  рассчитывается таким образом

$$Q_\Gamma = m_{см} (C_{pe} \cdot T_e - C_{p0} \cdot T_0), \quad (19)$$

где  $m_{см}$  – масса рабочей смеси в надпоршневом пространстве, кг;  $C_p$  – изобарная теплоёмкость смеси, Дж/(кг·К);  $T$  – температура смеси в цилиндре, К; 0 – индекс, обозначающий параметры окружающей среды;  $e$  – индекс, обозначающий параметры рабочей смеси в момент открытия выпускного клапана.

Количество теплоты, переданной в стенки камеры сгорания  $Q_w$ , рассчитывается с использованием формулы Ньютона–Рихмана. Температура стенок камеры сгорания в формуле Ньютона–Рихмана рассчитывается при помощи следующей зависимости

$$T_w = T_{ox} + \left( \frac{\delta_{ст}}{\lambda_{ст}} + \frac{1}{\alpha_{ox}} \right) \cdot q, \quad (20)$$

где  $T_{ox}$  – температура охлаждающей жидкости, К;  $\delta_{ст}$  – толщина стенки цилиндра, м;  $\lambda_{ст}$  – коэффициент теплопроводности материала стенки цилиндра, Вт/(м·К);  $\alpha_{ox}$  – коэффициент теплоотдачи от стенки к охлаждающей жидкости, Вт/(м<sup>2</sup>·К);  $q$  – плотность теплового потока, который проходит через стенку камеры сгорания, Вт/м<sup>2</sup>.

Колебания температур поверхностей камеры сгорания в течение рабочего цикла составляют не более 5 К, т.е. практически не влияют на точность расчетов.

На рис. 1 приведены результаты расчёта коэффициента теплоотдачи в сравнении с его значением, полученным экспериментально (параметры режима работы двигателя 4ГЧ7,5/7,35:  $\varepsilon = 12$ ;  $\alpha = 1,1$ ;  $\theta = 34$  °ПКВ до ВМТ;  $\eta_v = 0,68$ ;  $n = 3600$  мин<sup>-1</sup>).

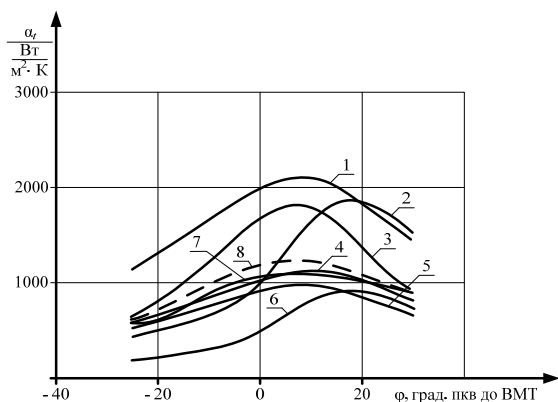


Рис. 1. Изменение коэффициента теплоотдачи в процессе сгорания в газовом двигателе 4ГЧ7,5/7,35 в соответствии с  $\alpha$ -формулами без учёта деления цилиндра на зоны: 1 – Х. Цапфа; 2 – Г. Эйхельберга; 3 – Г. Хохенберга; 4 – В. Аннанда; 5 – Г. Вошни; 6 – И.М. Ленина – А.В. Кострова; 7 – Р.З. Кавтарадзе; 8 – экспериментальная характеристика

Результаты сравнительного исследования  $\alpha$ -формул, приведенные на рис. 1, получены для случая, когда цилиндр не разделён на зоны сгоревшей и несгоревшей смеси. В данном случае в  $\alpha$ -формулах используется средняя термодинамическая температура в цилиндре.

В случае использования двухзонной модели для более точного расчёта температур сгоревшей и несгоревшей зон целесообразно осуществить выбор  $\alpha$ -формулы отдельно для каждой зоны. Правильность выбора подтверждается сравнением расчётного количества теплоты, переданного в стенки цилиндра, с результатами расчёта внутреннего теплового баланса.

На рис. 2 и 3 приведены результаты сравнительного исследования  $\alpha$ -формул для сгоревшей и несгоревшей зон. Параметры испытательного режима те же, что и для рис. 1.

Для анализа  $\alpha$ -формул было выбрано по 20 экспериментальных режимов двигателей 6ГЧН13/14 и 4ГЧ7,5/7,35. В двигателе 4ГЧ7,5/7,35 были сняты дополнительные 10 режимов с различными добавками водорода. Режимы выбирались произвольным образом из всего диапазона рабочих режимов каждого двигателя. Во всех формулах эмпирические коэффициенты подбирались таким образом, чтобы обеспечить наилучшее совпадение расчётных данных с экспериментальными. Для формул Аннанда и Ленина–Кострова в членах, используемых для расчёта теплопередачи излучением, использовалась адиабатная температура пламени.

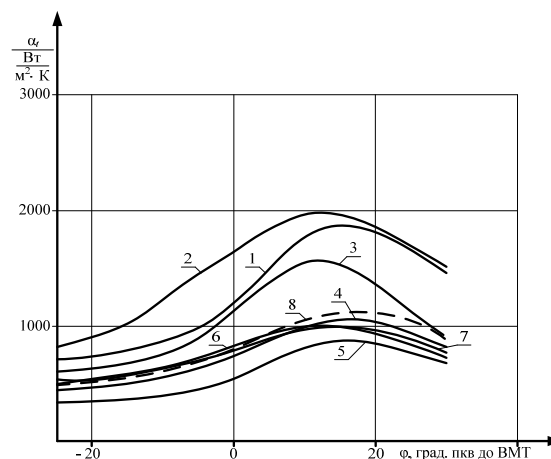


Рис. 2. Изменение коэффициента теплоотдачи несгоревшей зоны в процессе сгорания в газовом двигателе 4ГЧ7,5/7,35 в соответствии с  $\alpha$ -формулами: 1 – Х. Цапфа; 2 – Г. Эйхельберга; 3 – Г. Хохенберга; 4 – В. Аннанда; 5 – Г. Вошни; 6 – И.М. Ленина–А.В. Кострова; 7 – Р.З. Кавтарадзе; 8 – экспериментальная характеристика

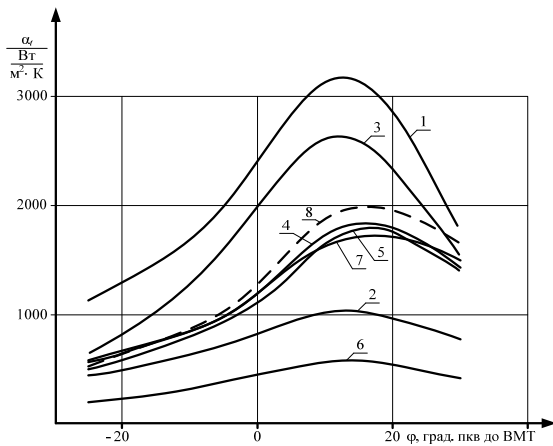


Рис. 3. Изменение коэффициента теплоотдачи сгоревшей зоны в процессе сгорания в газовом двигателе 4ГЧ7,5/7,35 в соответствии с  $\alpha$ -формулами: 1 – Х. Цапфа; 2 – Г. Эйхельберга; 3 – Г. Хохенберга; 4 – В. Аннанда; 5 – Г. Вошни; 6 – И.М. Ленина – А.В. Кострова; 7 – Р.З. Кавтарадзе; 8 – экспериментальная характеристика

В табл. 1 приведены значения базовых ( $C_{баз}$ ) и изменённые коэффициенты  $\alpha$ -формул. Подбор эмпирических коэффициентов, с целью минимизации погрешности расчёта, осуществлялся для трёх случаев: только для малолитражного газового двигателя ( $C_{мал}$ ), только для газового двигателя большой мощности ( $C_{бол}$ ) и общий для обоих типов двигателей ( $C_{общ}$ ).

Из табл. 1 видно, что изменение коэффициентов не потребовалось для формул В. Аннанда и Р.З. Кавтарадзе.

Таблица 1 Коэффициенты  $\alpha$ -формул для расчёта процесса теплоотдачи в газовом двигателе с искровым зажиганием

| $\alpha$ -формула         | $C_{баз}$      | $C_{мал}$      | $C_{бол}$      | $C_{общ}$      |
|---------------------------|----------------|----------------|----------------|----------------|
| Г. Вошни                  | 130            | 142            | 165            | 153,5          |
| В. Аннанда                | 0,26           | 0,26           | 0,26           | 0,26           |
| Г. Хохенберга             | 3,26           | 2,32           | 2,86           | 2,59           |
| Г. Эйхельберга            | 0,779          | 0,586          | 0,692          | 0,639          |
| Х. Цапфа                  | 3,227          | 1,724          | 2,034          | 1,879          |
| И.М. Ленина–А.В. Кострова | 1,163          | 1,788          | 1,922          | 1,855          |
| Р.З. Кавтарадзе           | 0,27;<br>0,177 | 0,27;<br>0,177 | 0,27;<br>0,177 | 0,27;<br>0,177 |

В табл. 2 приведены относительные погрешности расчёта количества теплоты, передан-

ной в стенки камеры сгорания в процессе сгорания, в сравнении с экспериментальными данными, с использованием различных  $\alpha$ -формул. Расчёт выполнялся на каждом расчётном шаге отдельно для сгоревшей и несгоревшей зоны, затем количество отданной теплоты по зонам суммировалось. Общая погрешность является средним арифметическим погрешностей на отдельных режимах.

В результате расчётов получены погрешности расчёта отдельно для малолитражного газового двигателя  $\Delta Q_{\text{мал}}$ , для газового двигателя большой мощности  $\Delta Q_{\text{бол}}$  и общая погрешность для газовых двигателей обоих типов  $\Delta Q_{\text{общ}}$ .

Из табл. 2 видно, что наименьшую погрешность расчёта количества теплоты, отданного в стенки цилиндра в процессе сгорания, показала формула В. Аннанда.

Таблица 2 Значения  $\Delta Q_w$  для разных  $\alpha$ -формул

| $\alpha$ -формула         | $\Delta Q_{\text{мал}}$ , % | $\Delta Q_{\text{бол}}$ , % | $\Delta Q_{\text{общ}}$ , % |
|---------------------------|-----------------------------|-----------------------------|-----------------------------|
| Г. Вошни                  | 12,2                        | 13,5                        | 14,8                        |
| В. Аннанда                | 7,1                         | 8,8                         | 9,6                         |
| Г. Хохенберга             | 22,2                        | 20,8                        | 25,6                        |
| Г. Эйхельберга            | 33,1                        | 29,6                        | 40,5                        |
| Х. Цапфа                  | 16,2                        | 11,8                        | 19,1                        |
| И.М. Ленина–А.В. Кострова | 28,9                        | 22,6                        | 35,8                        |
| Р.З. Кавтарадзе           | 12,8                        | 7,1                         | 14,2                        |

Экспериментальная проверка данных результатов исследования выполнялась сравнением расчётных значений количества переданной теплоты, полученных с использованием формулы В. Аннанда, с результатами эксперимента. В качестве экспериментальных режимов были выбраны случайным образом 5 режимов двигателя 6ГЧН13/14, 5 режимов двигателя 4ГЧ7,5/7,35, работающего на природном газе, и 5 режимов двигателя 4ГЧ7,5/7,35, работающего на смесевом топливе. Добавка водорода в данном случае выбиралась случайным образом в пределах  $\psi = 5-80\%$  по объёму.

Результаты данной проверки показали, что  $\Delta Q_w$ , полученное расчётным путём с использованием формулы В. Аннанда, не выходит за пределы значений, приведенных в табл. 2.

### Выводы

1. Выполнен расчётно-экспериментальный анализ существующих полуэмпирических  $\alpha$ -формул, в результате которого предложены рекомендации по выбору зависимости для расчёта теплоотдачи в цилиндре газовых двигателей с искровым зажиганием.
2. Данный анализ показал, что для расчёта теплоотдачи в газовых двигателях с искровым зажиганием лучше всего подходит формула В. Аннанда. Данная формула рекомендуется для расчёта теплоотдачи как от сгоревшей, так и от несгоревшей зоны.
3. Предложены рекомендации по расчёту раздельного теплообмена от сгоревшей и несгоревшей зон, с учётом особенностей конвективного и лучистого теплообмена.

### Литература

1. Lounici M.S. Investigation on heat transfer evaluation for a more efficient two-zone combustion model in the case of natural gas SI engines / M. S. Lounici, K. Loubar, M. Balistrrou, M. Tazerout // *Applied Thermal Engineering*. – 2011. – № 31. – P. 319-328.
2. Гайворонский А.И. Расчёт теплообмена в камере сгорания быстроходного газового двигателя / А.И. Гайворонский, Р.З. Кавтарадзе // *Транспорт на альтернативном топливе*. – 2008. – № 5 (5). – С. 30–31.
3. Кавтарадзе Р.З. Локальный теплообмен в поршневых двигателях / Р.З. Кавтарадзе. – М.: Изд-во МГТУ им. Н. Э. Баумана, 2001. – 592 с.
4. Shudo T. Applicability of heat transfer equations to hydrogen combustion / T. Shudo, H. Suzuki // *JSAE Review*. – 2002. – № 23. – P. 303–308.
5. Костин А.К. Теплонапряжённость двигателей внутреннего сгорания / А.К. Костин, В.А. Ларионов, Л.И. Михайлов. – Л.: Машиностроение, 1979. – 269 с.
6. Розенблит Г.Б. Оценка радиационного теплообмена в цилиндре ДВС / Г.Б. Розенблит, А.Г. Левит // *Энергомашиностроение*. – 1975. – №5. – С. 36–38.

Рецензент: Ф.И. Абрамчук, профессор, д.т.н., ХНАДУ.

Статья поступила в редакцию 21 марта 2012 г.

---