

УДК 621.434

Р. З. Кавтарадзе, А. И. Гайворонский,
А. А. Зеленцов

РАСЧЕТНО-ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОЕ ИССЛЕДОВАНИЕ ЛОКАЛЬНОГО ТЕПЛОБМЕНА НА ОГНЕВОМ ДНИЩЕ ПОРШНЯ ДИЗЕЛЯ, КОНВЕРТИРОВАННОГО В ГАЗОЖИДКОСТНЫЙ ДВИГАТЕЛЬ

Изложены результаты экспериментальных и расчетных исследований локальных тепловых нагрузок на поршнях быстроходного дизеля и его модификации, конвертированной в газожидкостный двигатель, работающий на природном газе с добавкой запальной дозы дизельного топлива. Исследованы теплонапряженные состояния поршней на основных (номинальной мощности и максимального крутящего момента) режимах работы. Сравнительный анализ результатов исследования, полученных на обоих вариантах двигателя, проводился с соблюдением идентичности режимов работы и конструкции поршней (камер сгорания). Установлено, что распределения термических граничных условий по поверхностям огневых днищ исследуемых поршней характеризуются значительной неравномерностью как в радиальном, так и окружном направлениях. При переводе дизеля на газожидкостный режим установлено снижение общего уровня термических нагрузок.

Ключевые слова: дизель, конвертирование, газожидкостный двигатель, локальный теплообмен, поршень, коэффициент теплоотдачи.

Цель работы. Топливно-энергетическая и экологическая ситуация, складывающаяся в мире, свидетельствует о том, что природный газ является реальной альтернативой жидким углеводородным топливам. Экономически обоснованным и поэтому наиболее распространенным способом внедрения природного газа в качестве моторного топлива в транспортной энергетике является конвертирование серийных дизелей в газожидкостные двигатели.

Выбор способа организации рабочего процесса таких дизелей в основном определяется технологическими возможностями, связанными с внесением необходимых коррективов в конструкцию серийного дизеля. При этом используются два варианта конвертированного на газ дизеля.

1. Двигатель с принудительным зажиганием смеси воздуха и природного газа (так называемый газовый двигатель), требующий оснащения дизеля системой электрического зажигания и снижения степени сжатия с целью избежать детонации.

2. Двигатель с самовоспламенением (газожидкостный двигатель), в котором смесь воздуха и природного газа воспламеняется с помощью запальной дозы (обычно $\sim 10 \dots 25\%$ от цикловой подачи для базового дизеля) впрыскиваемого в цилиндр дизельного топлива.

Первый из рассмотренных вариантов связан с изменением конструкции поршня, в частности с изменением формы камеры сгорания, а также с ее оптимизацией [1, 2]. В исследованиях [3, 4], посвященных конвертированным на природный газ двигателям, основное внимание уделяется улучшению экологических характеристик. Однако при работе на природном газе изменяются условия протекания процессов теплообмена на поверхности теплонапряженных деталей, образующих камеру сгорания. Вопросы локального теплообмена и теплонапряженного состояния двигателей, работающих на природном газе, несмотря на очевидную актуальность, в научно-технической литературе, к сожалению, либо недостаточно полно освещены, либо не рассматриваются вообще. На кафедре “Поршневые двигатели” МГТУ им. Н.Э. Баумана совместно с ООО “ВНИИГаз” были проведены расчетно-теоретические и экспериментальные исследования локального теплообмена в камерах сгорания различных дизелей, конвертированных на природный газ разными способами. В частности, в работе [2] приведены результаты измерения локальных температур поршня быстроходного дизеля, конвертированного на природный газ и работающего с искровым зажиганием.

Переход на альтернативное топливо с наименьшими затратами предполагает минимальные изменения конструкции двигателя. Кроме того, желательно обеспечить многотопливность двигателя. Этим критериям удовлетворяет газожидкостный вариант конвертированного на газ дизеля.

Цель настоящей работы — расчетно-экспериментальные исследования локального теплообмена между рабочим телом и поршнем, а также теплонапряженных состояний поршней при работе базового (серийного) дизеля и его газожидкостной модификации на основных режимах с соблюдением условий идентичности, необходимых для сравнительного анализа результатов.

Исследуемые двигатели и условия идентичности. В качестве объектов исследования был взят серийный (базовый) дизель ЯМЗ-236 с непосредственным впрыскиванием и модифицированной камерой сгорания (рис. 1) и его газожидкостный вариант, работающий на природном газе, для воспламенения которого используется запальная доза дизельного топлива.

Условия идентичности, необходимые для проведения сравнительного анализа количественных показателей локального теплообмена в базовом и газожидкостном двигателях, предусматривают идентичность конструкции камер сгорания (газожидкостный двигатель имел

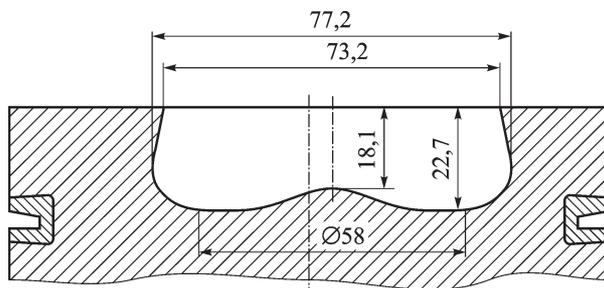


Рис. 1. Камера сгорания в поршне базового и газожидкостного двигателей

точно такую же конструкцию камеры сгорания, что и базовый дизель, см. рис. 1) при степени сжатия $\varepsilon = 16,5 = \text{const}$ для обоих двигателей; равенство эффективных крутящих моментов и частот вращения двигателей на исследуемых режимах работы, т.е. $n = \text{idem}$ и $M_e = \text{idem}$.

Значения эффективного крутящего момента M_e , частоты вращения n , часовых расходов дизельного топлива $G_{\text{дт}}$ и природного газа $G_{\text{г}}$, а также давления P_k наддува для исследуемых режимов работы приведены в таблице.

Таблица

Дизель ЯМЗ-236 ($S/D = 140/130$ мм/мм, $\varepsilon = 16,5$)	Параметры	Режим работы двигателя	
		Номинальная мощность	Максимальный крутящий момент
Базовый	n , мин ⁻¹	2060	1300
	M_e , Нм	750	880
	$G_{\text{дт}}$, кг/ч	39,13	26,01
	P_k , бар	1,89	1,48
Газожидкостная модификация	n , мин ⁻¹	2060	1300
	M_e , Нм	750	880
	$G_{\text{дт}}$, кг/ч	7,4	6,97
	$G_{\text{г}}$, кг/ч	25,5	18,26
	P_k , бар	1,85	1,34

Измерение локальных температур поршней. Экспериментальная часть работы заключалась в измерении локальных температур на поверхностях огневых днищ поршней на рабочих режимах (см. таблицу) базового и газожидкостного двигателей с помощью датчиков типа ИМТК (измеритель максимальной температуры кристаллический), представляющих собой заваренную с торцов капсулу из коррозионно-стойкой стали, внутри которой располагается смесь порошков облученного и необлученного алмаза или карбида кремния кубической модификации [5]. Принцип действия ИМТК основан на зависимости свойств кристаллической решетки облученного наполнителя от температуры и времени воздействия внешнего теплового нагружения (отжига). Перед использованием датчик подвергался градуировке, заключа-

ющейся в отжиге при известных температурах в течение определенно-го промежутка времени. Параметры кристаллической решетки после каждого облучения измеряли рентгенографическим способом, об изменении ее свойств судят по диаметру кольца рентгеновской линии. К преимуществам датчиков данного типа по сравнению с другими, кроме отсутствия токосъемника и необходимости непосредственного соединения датчика с регистрирующими приборами, относятся также малые габаритные размеры, широта диапазона измерения и высокая достоверность получаемых данных. Среднеквадратическая погрешность измерения температуры с помощью ИМТК составляет $\sim 5^\circ\text{C}$ в диапазоне $100 \dots 600^\circ\text{C}$ [5]. Следует подчеркнуть, что по этим показателям ИМТК имеет заметное преимущество по сравнению с другими средствами измерения (плавкими вставками, термокрасками, термовкладышами, криптонатами), используемыми для измерения температуры в труднодоступных местах энергетических установок.

На рис. 2 приведена схема расположения датчиков ИМТК на поршнях исследуемых двигателей. На установившемся режиме работы двигателя нестационарная температура поверхности огневого днища поршня в течение рабочего цикла колеблется относительно средней за цикл температуры поверхности. Амплитуда колебания этой температуры для поршней из алюминиевого сплава в быстроходных дизелях составляет $5 \dots 10\text{ K}$ [6]. Датчики ИМТК были размещены на глубине $0,8 \dots 1,0\text{ мм}$ от тепловоспринимающей поверхности поршня. При

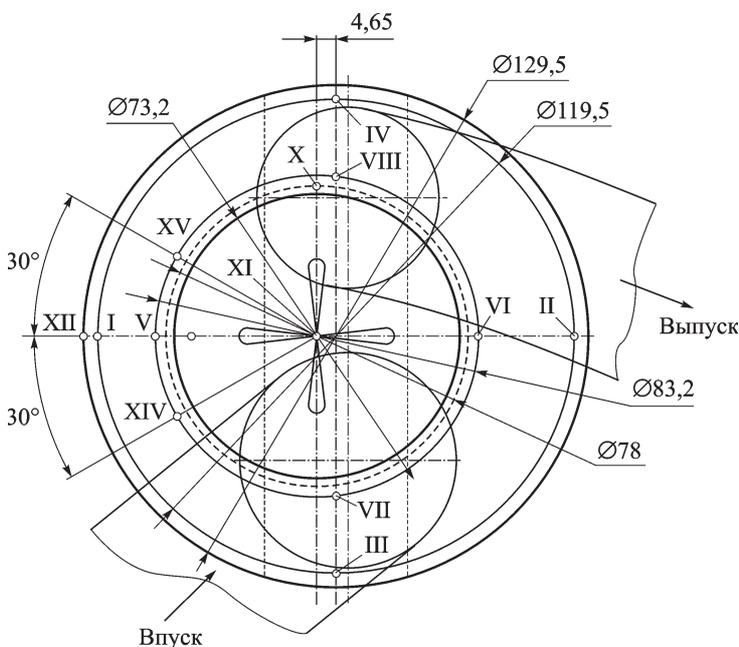


Рис. 2. Схема расположения датчиков ИМТК на тепловоспринимающих поверхностях поршней базового дизеля и газожидкостного двигателя

работе двигателя на установившихся режимах циклические колебания температуры на такой глубине уже незаметны. В связи с этим абсолютная погрешность измерения стационарной температуры поверхности, связанная с глубиной заделки датчиков ИМТК в алюминиевый сплав, не превышает указанных значений амплитуды колебания температуры. Следует заметить, что глубина проникновения температурной волны и амплитуда колебания температуры поверхности уменьшаются с ростом частоты вращения коленчатого вала в результате снижения интервала времени между чередующимися рабочими циклами.

Влияние глубины заделки датчика на температурное поле в зоне измерения оценивали методом, разработанным в МГТУ им. Н.Э. Баумана [7], согласно которому в точках, где установлены датчики, отклонение температуры от истинного значения не превышает 3%. В основе метода лежит сравнительный анализ трехмерных температурных полей, определенных численным методом для поршня без датчиков и поршня, оснащенного датчиками. Для сравнения условия идентичности подробно изложены в работе [6].

Термические граничные условия для поршней базового и газожидкостного двигателей. По результатам измерений локальных температур поршней определяют тепловые нагрузки, т.е. восстановление термических граничных условий 3-го рода. Неизвестные параметры рассчитывают с помощью программного комплекса ANSYS. Твердотельная модель поршней исследуемых двигателей и ее разбиение на конечные элементы (тетраэдры) показаны на рис. 3. Число элементов составляет 65 599.

Для определения локальных значений коэффициента теплоотдачи α на поверхности огневого днища поршня производится сегментизация этой поверхности, т.е. выделяют отдельные зоны (рис. 4), где r , φ — номера зон в радиальном и окружном направлениях. Термические граничные условия внутри каждой зоны считаются равномерно распределенными. Усредненную по объему цилиндра двигателя температуру рабочего тела

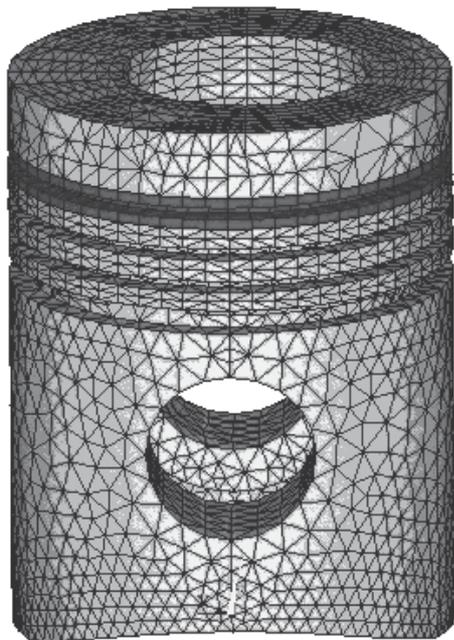


Рис. 3. Конечно-элементная модель поршня

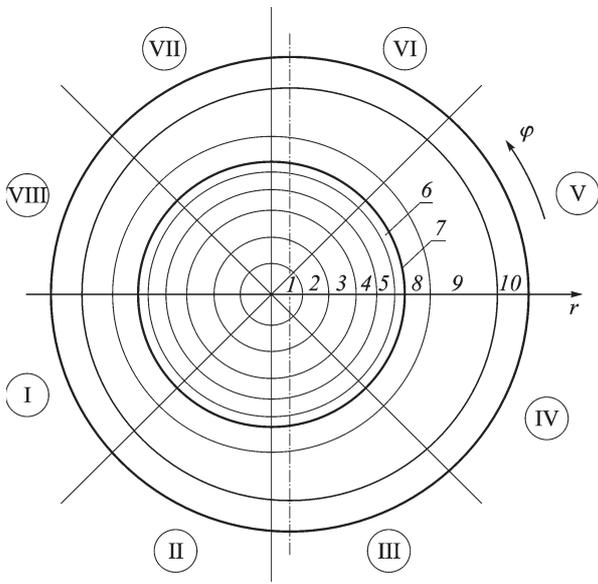


Рис. 4. Сегментизация тепловоспринимающей поверхности поршня

определяют в результате расчетов рабочего процесса двигателей, проводимых с помощью программного комплекса FIRE [7]. Для каждой зоны подбирают значения коэффициента теплоотдачи, при которых рассчитанные с помощью ANSYS температурные поля поршней согласуются с полученными в результате эксперимента значениями температур в местах установки датчиков. Распределения коэффициента теплоотдачи α на тепловоспринимающих поверхностях поршней приведены на рис. 5.

Представленные распределения характеризуются большой неравномерностью как в радиальном, так и окружном направлениях. Из

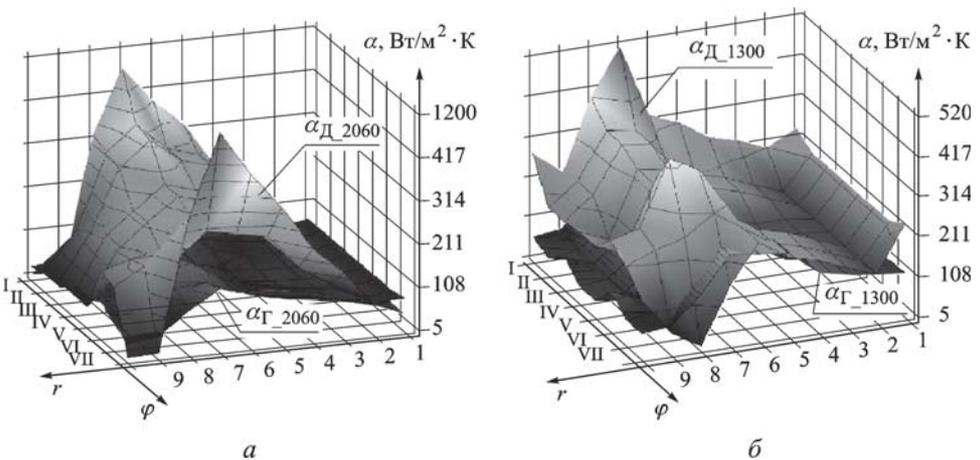


Рис. 5. Локальные коэффициенты теплоотдачи для огневых днищ поршней дизеля и его газожидкостной модификации на режимах номинальной мощности (а) и максимального крутящего момента (б)

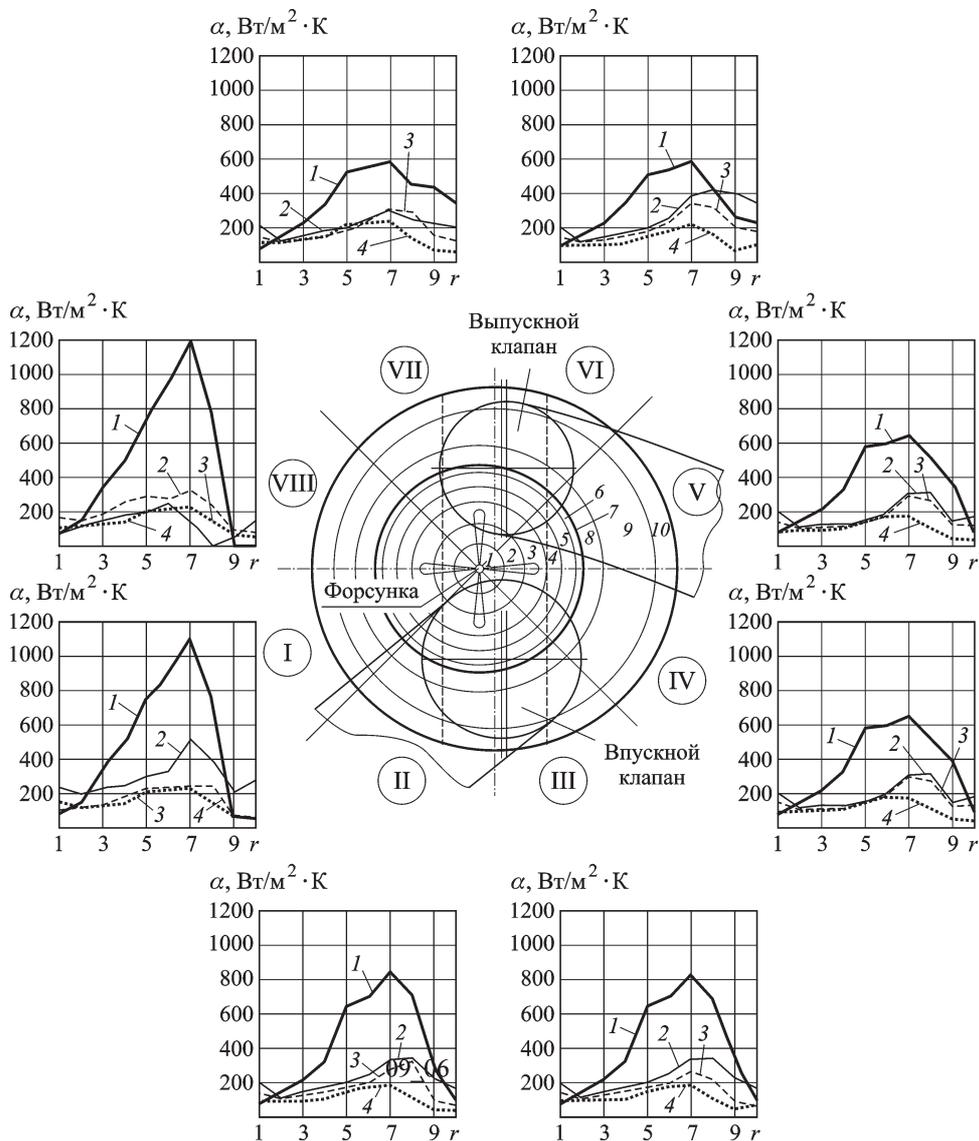


Рис. 6. Распределение коэффициентов теплоотдачи по поверхностям огневых дниц поршней базового дизеля (1, 2) и его газожидкостной модификации (3, 4): 1, 3 — режим номинальной мощности; 2, 4 — режим максимального крутящего момента

рис. 5 и 6 видно, что максимальные значения коэффициентов теплоотдачи при их распределении в радиальном направлении соответствуют кромке камеры сгорания. В окружном направлении общей тенденцией для работы двигателя в дизельном и газожидкостном режимах становится повышение значений коэффициента теплоотдачи α в секторах I и VIII, что обусловлено смещением камеры в поршне (см. рис. 1–4). Вместе с тем при работе газожидкостного двигателя на номинальном режиме повышенные значения коэффициента теплоотдачи наблюдаются также в секторах VI–VIII (рис. 5, а, б), что можно объяснить

иным, чем в дизеле, протеканием процесса сгорания газозвдушной смеси. В частности в результате того, что в цилиндре газозвдушного двигателя находится уже подготовленная смесь природного газа и воздуха, после ее воспламенения с помощью запальной дозы дизельного топлива фронт пламени распространяется более равномерно по всем направлениям, при этом происходит интенсификация теплообмена в секторах VI–VIII.

В целом работе двигателя на смеси газового и дизельного топлива соответствуют меньшие значения коэффициента теплоотдачи α (на номинальном режиме для газозвдушного двигателя $\alpha_{г_max} = 340 \text{ Вт/м}^2\cdot\text{К}$, а для дизеля $\alpha_{д_max} = 1200 \text{ Вт/м}^2\cdot\text{К}$; на режиме максимального крутящего момента $\alpha_{г_max} = 230 \text{ Вт/м}^2\cdot\text{К}$, $\alpha_{д_max} = 520 \text{ Вт/м}^2\cdot\text{К}$) при более высоких результирующих температурах ($T_{г_рез} = 1370 \text{ К}$ для газозвдушного двигателя и $T_{д_рез} = 989 \text{ К}$ для базового дизеля – на режиме номинальной мощности, и $T_{г_рез} = 1490 \text{ К}$, $T_{д_рез} = 1132 \text{ К}$ – на режиме максимального крутящего момента).

На рис. 6 приведены двухмерные распределения коэффициента теплоотдачи α по поверхностям огневых днищ поршней, соответствующие радиальным направлениям I–VIII. Видно, что разница в уровне максимальных значений α при работе базового дизеля на номинальном режиме и на режиме максимальной мощности значительно больше аналогичного показателя для газозвдушного двигателя. Этот факт можно объяснить, во-первых, общим более высоким уровнем значений коэффициента теплоотдачи дизельного двигателя, а во-вторых, более быстрым ростом скорости тепловыделения в камере сгорания газозвдушного двигателя, вызванным относительно однородным составом смеси.

Необходимо отметить, что если общий характер изменения коэффициентов теплоотдачи α в радиальных направлениях I–VIII (см. рис. 6) в целом отвечает принимаемому в настоящее время при расчетах, то неравномерное распределение α в окружном направлении делает невозможным задание граничных условий по камере сгорания в предположении их симметрии относительно оси цилиндра. Таким образом, подтверждается необходимость разбиения огневого днища поршня с несимметрично расположенной в нем камерой сгорания на отдельные секторы при задании термических граничных условий на его поверхности.

Анализ теплонапряженных состояний поршней. Полученные распределения коэффициентов теплоотдачи по тепловоспринимающим поверхностям поршней (см. рис. 6) наряду с температурой рабочего тела были использованы в качестве термических граничных условий при расчете температурных полей (рис. 7, 8). Сравнение результатов измерений (показания датчиков ИМТК указаны в круглых

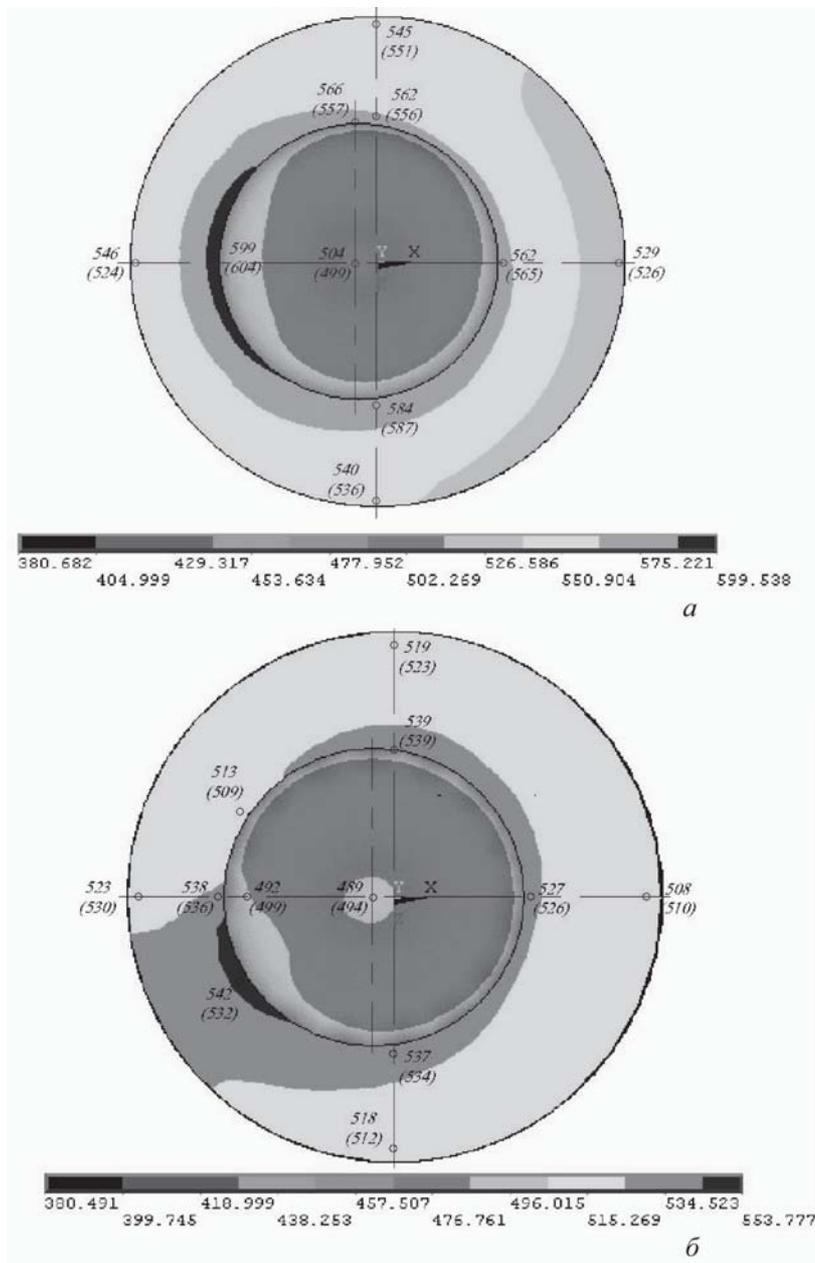


Рис. 7. Температурное поле огневого дна поршня базового дизеля:
а – режим номинальной мощности; *б* – режим максимального крутящего момента
(здесь и на рис. 8 цифрами указаны результаты моделирования, значения в скобках соответствуют экспериментальным данным)

скобках (см. рис. 7, 8)) с результатами моделирования показало, что наибольшее расхождение с экспериментальными данными составляет 22 К (4,2 %) (на периферии огневого дна поршня дизельного двигателя, работающего в режиме номинальной мощности), в остальных случаях оно не превышало 10 К (< 2 %).

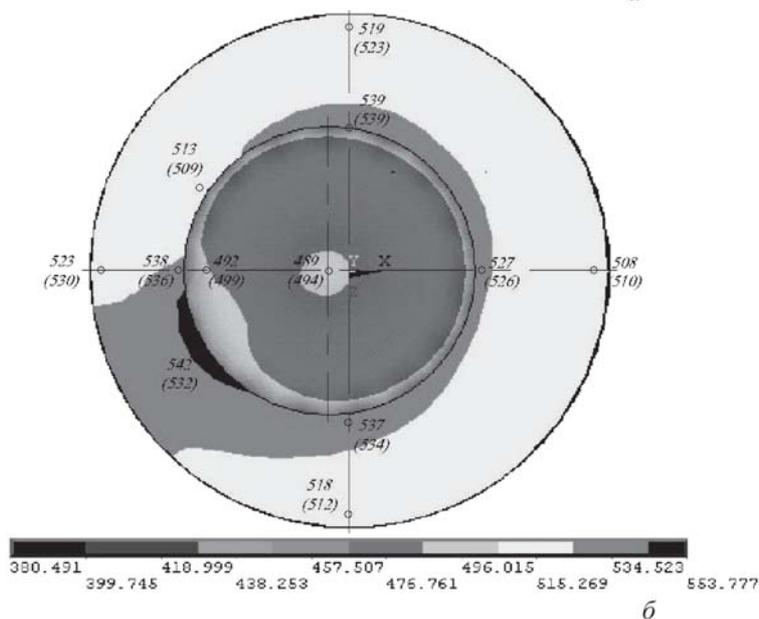
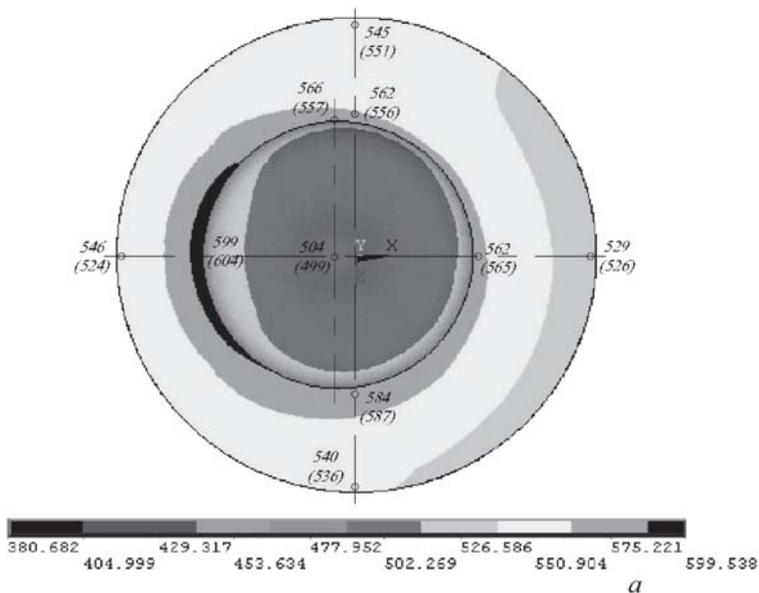


Рис. 8. Температурное поле огневого днища поршня газожидкостного двигателя:

a – режим номинальной мощности; *б* – режим максимального крутящего момента

Из рис. 7, *a* видно, что при работе базового дизеля на режиме номинальной мощности максимальная температура ($T_{\max} = 600 \text{ K}$) наблюдается на кромке камеры сгорания, расположенной в поршне, в области более узкой периферийной части огневого днища (этой области соответствуют секторы I и VIII (см. рис. 6)). В этих секторах коэффициенты теплоотдачи также принимают максимальные значения: $\alpha_{\max \text{ I}} = 1100 \text{ Вт/м}^2\text{K}$ и $\alpha_{\max \text{ VIII}} = 1200 \text{ Вт/м}^2\text{K}$. При работе базово-

го дизеля на режиме максимального крутящего момента (см. рис. 7, б) область максимальных температур смещается в секторы I и V, при этом температура понижается до значений $T_{\max} = 554$ К. Как показано в работах [7, 8], основополагающая роль в локальном теплообмене в дизелях принадлежит радиальной скорости рабочего тела в надпоршневом пространстве камеры сгорания (так называемое течение “Squish”). Таким образом, можно утверждать, что различие температурных полей огневого днища поршня при работе двигателя на режимах номинальной мощности ($n = 2060$ мин⁻¹) и максимального крутящего момента ($n = 1300$ мин⁻¹) объясняется различными значениями радиальной составляющей скорости рабочего тела и, как результат, различными интенсивностями конвективного теплообмена. Кроме того, на режиме номинальной мощности по сравнению с режимом максимального крутящего момента повышается и интенсивность лучистого теплообмена, что связано с увеличением концентрации частиц сажи – основных генераторов излучения в дизелях.

Температурные поля поршня газожидкостного двигателя, работающего на смеси природного газа и дизельного топлива, приведены на рис. 8. Заметны пониженные, по сравнению с базовым дизелем, значения максимальных температур (на номинальном режиме $T_{\max} = 560$ К и на режиме максимального крутящего момента $T_{\max} = 531$ К). На номинальном режиме работы заметно также смещение области максимальных температур в секторы VI–VIII (для базового дизеля на том же режиме – секторы I, VIII). На режиме максимального крутящего момента температурное поле поршня (см. рис. 8, б) газожидкостного двигателя оказывается схожим с температурным полем поршня базового дизеля, работающего на номинальном режиме (см. рис. 7, а).

Полученные в результате моделирования и верифицированные с помощью экспериментальных данных локальные температуры поршня были в качестве граничных условий использованы для расчета тепловых деформации поршней. Наибольшие напряжения возникают в области верхнего компрессионного кольца, где расположена вставка из материала с низкой (по сравнению с материалом поршня) теплопроводностью, вследствие различия в коэффициентах теплового расширения основного материала поршня – алюминиевого сплава и материала вставки – нирезиста. Значения максимальных напряжений для базового дизеля составляют 538 МПа при работе на режиме номинальной мощности и 475 МПа – на режиме максимального крутящего момента. Для газожидкостного двигателя значения этих максимальных напряжений снижаются до 489 МПа и 465 МПа соответственно. При этом при переходе на газожидкостный процесс наблюдается общее для обоих рассматриваемых режимов работы двигателя снижение уровня термической нагрузки.

Заключение. Впервые проведен сравнительный анализ локального теплообмена на огневых днищах поршней базового дизеля и дизеля, конвертированного в газожидкостный двигатель, с соблюдением идентичности их режимов работы и конструкционных параметров (формы камеры сгорания и степени сжатия).

На основе результатов измерения локальных температур поршней получены распределения коэффициента теплоотдачи на тепловоспринимающих поверхностях поршней, характеризующиеся большой неравномерностью. Установлено, что задание термических граничных условий в камере сгорания в предположении их симметрии относительно оси цилиндра, в случае смещенной камеры в поршне, в результате может привести к неточным значениям локальных температур на поверхности огневого днища поршня.

На режиме номинальной мощности (при частоте $n = 2060 \text{ мин}^{-1}$ вращения коленчатого вала) на периферии огневого днища поршня отмечено максимальное расхождение значений локальных температур с экспериментальными, которое составило 22 К (4,2 %) для базового дизеля на номинальном режиме работы, в остальных случаях оно не превышало 10 К (< 2 %).

Снижение значений локальных температур и термических напряжений поршня газожидкостного двигателя по сравнению с базовым дизелем, полученное в результате проведенных расчетно-экспериментальных исследований, указывает на его преимущество с точки зрения надежности и долговечности. Кроме того, при конвертировании дизеля в газожидкостный двигатель существенно улучшаются экологические характеристики, так как значительное сокращение цикловой подачи дизельного топлива приводит к уменьшению концентрации сажи в выпускных газах. Таким образом, конвертирование серийных дизелей в газожидкостные двигатели выгодно, как с точки зрения их надежности и долговечности, так и в целях улучшения их экологических характеристик.

Работа выполнена при финансовой поддержке РФФИ (грант № 08-08-00348-а).

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Кавтарадзе Р.З., Онищенко Д.О., Шибанов А.В. Исследование влияния конструктивных и регулировочных параметров на образование оксидов азота в газовом двигателе с использованием трехмерной модели рабочего процесса // Сб. науч. тр. по материалам междунар. конф. “Двигатель-2007”, посвященной 100-летию школы двигателестроения МГТУ им. Н.Э. Баумана. – М.: Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2007. – С. 145–150.
2. Расчетно-экспериментальное исследование теплового состояния поршня быстроходного дизеля, конвертированного на природный газ / Р.З. Кавтарадзе, А.И. Гайворонский, Д.О. Онищенко и др. // Вестник МГТУ им. Н.Э. Баумана. Серия “Машиностроение”. – 2007. Специальный выпуск. – С. 70–80.

