

НГУЕН ВАН ЗИОНГ, А. В. БЕЛОГУБ

*Национальный аэрокосмический университет им. Н. Е. Жуковского «ХАИ», Украина***ОПРЕДЕЛЕНИЕ ГРАНИЧНЫХ УСЛОВИЙ ДЛЯ РАСЧЁТА
ТЕРМОНАПРЯЖЕННОГО СОСТОЯНИЯ ПОРШНЯ**

Работа посвящена исследованию влияния параметров рабочего процесса двухтактного дизельного двигателя со встречно-движущимися поршнями типа Д100 (20,7/2×25,4) в части теплообмена рабочего тела со стенками камеры сгорания (КС) – цилиндра и поршней - на температурное поле поршня и его напряженно-деформированное состояние. Для оценки влияния рабочего процесса на граничные условия рассмотрены внутренний тепловой баланс и особенности газодинамического нагружения основных деталей цилиндропоршневой группы. Для расчета температурных полей действительные условия нестационарного теплового нагружения заменены эквивалентными стационарными, полученными из условия равенства количества теплоты, воспринимаемой участком поверхности поршня в действительном и условно эквивалентном процессах. Эквивалентные параметры теплообмена вычислены по условию сохранения количества тепла, проходящего через стенки КС. Проведена проверка правильности вычисления эквивалентных параметров теплообмена. Показано, что при ошибке в задании начальных условий, например, температуры на 100К температура поверхности КС поршня может измениться на 5К на первых 5 модельных рабочих циклах. Показано, что разработанная модель рабочего процесса может быть настроена по имеющимся экспериментальным данным и использована для моделирования граничных условий. Внесены коррективы в зависимость, полученную проф. Г. Б. Розенблитом, для определения текущего коэффициента теплопередачи от рабочего тела к стенкам КС по суммарному за цикл отводу тепла, равному 20%. Получены средние коэффициент теплопередачи от рабочего тела к поршню и температура цикла для номинального режима, которые составляют 3500 Вт/(м²•К) и 835 К соответственно. Проведено модельное исследование тепловых свойств зазора между поршневым кольцом и канавкой, заполненного продуктами сгорания. Показано, что условия теплопередачи через кольцевые канавки и кольца, требует уточнения при моделировании, которое связано с условиями теплопередачи в зазорах, а зазор может быть заменен прокладкой с соответствующими тепловыми свойствами.

Ключевые слова: дизель; коэффициент теплопередачи; поршень; камера сгорания.

Введение

Для качественной оценки ресурса поршня необходимо знать его термонапряженное состояние не только на номинальном режиме работы двигателя, но и на других, в том числе переходных. Проведенные ранее исследования [4, 5 и др.] показали, что моделирование рабочего процесса связано, кроме прочего, с использованием достоверных формул для вычисления количества тепла, уходящего от рабочего тела в поверхности камеры сгорания. С другой стороны, корректный расчёт напряженно-деформированного состояния поршня невозможен без корректного учета уходящего из поршня тепла. Настоящая работа посвящена исследованию граничных условий (ГУ) для расчёта напряженно-деформированного поршня дизеля типа Д100.

Цель исследования

Определить тепловые граничные условия при

моделировании работы поршня на разных режимах работы двигателя типа Д-100.

Тепловой баланс поршня

Оценка теплового состояния [6 - 12] исследуемого поршня на установившемся режиме работы сводится к определению его температурного поля. Нахождение температурного поля поршня предполагает решение дифференциального уравнения теплопроводности, что можно осуществить, имея в распоряжении условия однозначности, которые включают: распределение температуры в начальный момент времени – начальное условие, теплофизические свойства материала и геометрическую форму поршня, взаимодействие поверхности поршня и окружающей среды – граничные условия теплообмена. Под окружающей средой понимаются рабочее тело (газ), омывающий поверхность поршня со стороны камеры сгорания, масло, движущееся в каналах и полостях поршня, и детали цилиндропоршне-

вой группы, находящиеся в контакте с поршнем (тепло, выделившееся в результате трения поршневых колец и юбки, учтено не будет).

При оценке теплообмена со стороны рабочего тела использованы граничные условия третьего рода – температура (газа в цилиндре) и закон теплообмена между газом и поверхностью поршня (коэффициент сложной теплоотдачи). Последний учитывает процесс конвективной и радиационной теплоотдачи.

Рассматривая процесс теплообмена как квазистационарный, теплоотдачу можно характеризовать средним по времени коэффициентом теплоотдачи от газа к поверхности поршня и некоторой результирующей температурой газа. Остановим внимание на определении количества теплоты, отданной поршню рабочим телом, поскольку каждый участок теплопринимающей поверхности поршня оценивается своим коэффициентом теплоотдачи и определяющей температурой газа. Для оценки ГУ рассмотрены тепловой баланс и особенности газодинамического нагружения основных деталей цилиндропоршневой группы (ЦПГ) в ходе рабочего цикла (рис. 1). [6, 11]

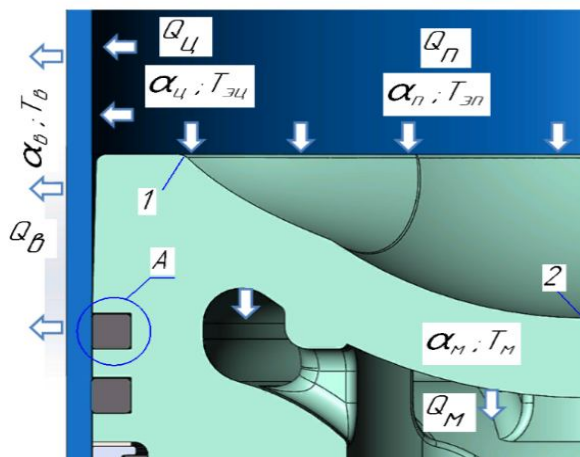


Рис. 1. Основные составляющие теплового баланса ЦПГ

Тепловой баланс

$$Q_{\text{П}} + Q_{\text{Ц}} = Q_{\text{М}} + Q_{\text{В}}, \quad (1)$$

где $Q_{\text{П}}$ – количество тепла, полученное поршнем от рабочего тела;

$Q_{\text{Ц}}$ – количество тепла, полученное от рабочего тела цилиндром;

$Q_{\text{М}}$ – количество тепла, отведенное от поршня к маслу;

$Q_{\text{В}}$ – количество тепла, отведенное от цилиндра к охлаждающей жидкости (воде).

Количество теплоты, полученное поверхностями КС от рабочих газов в цилиндре дизеля, определится зависимостью [2, 12]:

$$Q_{\text{П}} + Q_{\text{Ц}} = \sum_{i=1}^n \alpha_{\text{Ti}} \times \left[F_{\text{Цi}} \cdot (T_i - T_{\text{Ц}}) + 2 \cdot F_{\text{П}} \cdot (T_i - T_{\text{П}}) \right] \times \Delta\tau_i, \quad (2)$$

где α_{Ti} – текущий коэффициент теплоотдачи от рабочего тела к днищу поршня, Вт/(м²•К);

$F_{\text{П}}$ – площадь днища поршня, м²;

T_i – текущая температура рабочего тела, К;

$T_{\text{П}}$ – средняя температура днища поршня, К;

$\Delta\tau_i$ – расчётный промежуток времени, с;

$F_{\text{Цi}}$ – текущая площадь цилиндра, м²;

$T_{\text{Ц}}$ – средняя температура цилиндра, К;

Одним из основных затруднений при решении практических задач теплопроводности является достоверное определение текущего коэффициента теплоотдачи α_{Ti} от рабочих газов. Профессор Г. Б. Розенбит по результатам экспериментов получил формулу для коэффициента теплоотдачи в двухтактных дизелях с прямоточной продувкой типа Д100 [2]. Нами использована откорректированная формула (3). Корректировка связана с увеличением потери тепла при моделировании рабочего процесса до 20% [5]:

$$\alpha_{\text{Ti}} = 500 \cdot \sqrt{\frac{W_{\text{ti}}}{D}} \cdot \sqrt{\lambda_i \cdot C_{\text{pi}} \cdot \rho_i} \cdot \left(1 - 0,29 \cdot \frac{X_i \cdot Q_{\text{H}} \cdot B_{\text{ц}}}{G_{\text{a}} \cdot \beta_x \cdot C_{\text{pi}} \cdot T_i} \right), \quad (3)$$

где W_{ti} – тангенциальная составляющая скорости движения воздуха в цилиндре ДВС, м/с;

D – диаметр цилиндра, м;

$\lambda_i; C_{\text{pi}}; \rho_i$ – мгновенные значения теплопроводности, теплоёмкости, плотности рабочего тела в

Вт/(м•К), Дж/(кг•К), кг/м³ соответственно;

X_i – закон тепловыделения в цилиндре ДВС;

Q_{H} – низшая теплота сгорания, Дж/кг;

G_{a} – масса газа в цилиндре до момента подачи топлива, кг;

β_x – коэффициент молекулярного изменения.

В общем случае использовать зависимости проф. Г. Б. Розенбита затруднительно из-за трудностей определения W_{ti} . Нами использованы данные из [3] (рис. 2).

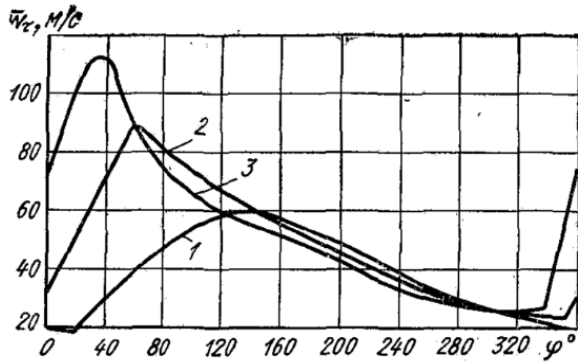


Рис. 2. Изменение W_{Ti} по углу поворота коленчатого вала в различных точках камеры сгорания дизеля 10ДН (20,7/2х25,4):
1 – на расстоянии 18 мм от оси цилиндра;
2 – то же, 40 мм; 3 – то же, 63 мм

Для расчета температурных полей действительные условия нестационарного теплового нагружения заменяют некоторыми эквивалентными стационарными, параметрами, полученными из условия равенства количества теплоты (см. формулу 1), воспринимаемой участком поверхности поршня в действительном и условно эквивалентном процессах.

Эквивалентные параметры теплообмена вычисляются по условию сохранения количества тепла, проходящего через стенки КС:

$$Q_{\Pi} = \sum_{i=1}^n \alpha_{Ti} \cdot F_{\Pi} \cdot (T_i - T_{\Pi}) \cdot \Delta\tau_i = \alpha_{\Pi} \cdot F_{\Pi} \cdot (T_{Э\Pi} - T_{\Pi}) \cdot \tau_{\Pi}, \quad (4)$$

где α_{Π} – средний коэффициент теплоотдачи от рабочего тела к днищу поршня в цикле, Вт/(м²•К);

$T_{Э\Pi}$ – средняя действующая температура от рабочего тела на днище поршня, К;

τ_{Π} – время цикла, с;

i – текущий шаг;

n – количество шагов в цикле.

$$T_{Э\Pi} = \frac{S_{q\Pi}}{F_{\Pi} \cdot n} + T_{\Pi}, \quad (5)$$

где

$$S_{q\Pi} = \sum_{i=1}^n F_{\Pi} \cdot (T_i - T_{\Pi}), \quad (6)$$

$$\alpha_{\Pi} = \frac{Q_{\Pi}}{F_{\Pi} \cdot (T_{Э\Pi} - T_{\Pi}) \cdot \tau_{\Pi}}. \quad (7)$$

Как и для поршня, мы получим формулу расчета среднего коэффициента теплоотдачи от рабочего тела к внутренней поверхности цилиндра:

$$\alpha_{\text{ц}} = \frac{Q_{\text{ц}}}{F_{\text{цср}} \cdot (T_{\text{Эц}} - T_{\text{ц}}) \cdot \tau_{\text{ц}}}, \quad (8)$$

где $F_{\text{цср}}$ – средняя площадь цилиндра, м²;

$T_{\text{Эц}}$ – средняя действующая на цилиндр температура рабочего тела, К;

$T_{\text{ц}}$ – средняя температура цилиндра в цикле, К.

Средняя площадь цилиндра $F_{\text{цср}}$ и средняя действующая температура $T_{\text{Эц}}$ рассчитана следующим образом:

$$F_{\text{цср}} = \frac{\sum_{i=1}^n F_{\text{ци}i}}{n}, \quad (9)$$

$$T_{\text{Эц}} = \frac{S_{q\text{ц}}}{F_{\text{цср}} \cdot n} + T_{\text{ц}}, \quad (10)$$

$$S_{q\text{ц}} = \sum_{i=1}^n F_{\text{ци}i} \cdot (T_i - T_{\text{ц}}). \quad (11)$$

Количество теплоты $Q_{\text{М}}$, отведенное смазочным маслом, определится зависимостью:

$$Q_{\text{М}} = \alpha_{\text{М}} \cdot F_{\text{М}} \cdot (T_{\text{п.вн.}} - T_{\text{М}}) \cdot \tau_{\text{ц}}, \quad (12)$$

где $\alpha_{\text{М}}$ – коэффициент теплопередачи от поршня в смазочное масло, Вт/(м²•К);

$F_{\text{М}}$ – площадь поверхности поршня, омываемая маслом, м²;

$T_{\text{п.вн.}}$ – температура внутренней поверхности поршня, К;

$T_{\text{М}}$ – температура смазочного масла, К.

Теплоотдача от днища поршня (рис. 3) к маслу может быть рассчитана по формуле (13) (принята на основании результатов эксперимента, полученных проф. Г. Б. Розенблитом [3]).

$$\alpha_{\text{М}} = 985 \cdot \frac{V_{\text{М}}^{0,63}}{d^{1,63} \cdot i^{0,81} \cdot \vartheta_{\text{М}}^{0,25}}, \quad (13)$$

где $V_{\text{М}}$ – расход масла, л/мин;

d – диаметр сливного отверстия, мм;

i – число отверстий;

$\vartheta_{\text{М}}$ – кинематическая вязкость масла, м²/с.

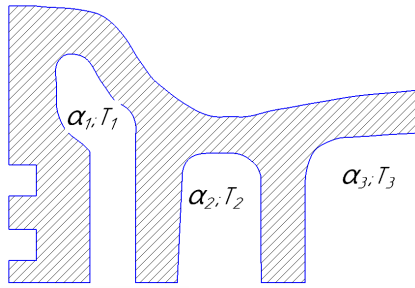


Рис. 3. ГУ на внутренней поверхности поршня:
 $\alpha_1 = 3100 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$, $T_1 = 373 \text{ К}$; $\alpha_2 = 1163 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$,
 $T_2 = 358 \text{ К}$; $\alpha_3 = 1745 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$, $T_3 = 353 \text{ К}$

Как и в процессе теплоотдачи от поршня к маслу, количество тепла, переданное в воду от наружной поверхности, рассчитываем по следующей зависимости:

$$Q_B = \alpha_B \cdot F_{\text{ц.в.}} \cdot (T_{\text{ц.в.}} - T_B) \cdot \tau_{\text{ц}}, \quad (14)$$

где α_B – коэффициент теплоотдачи от стенки цилиндра к воде, $\text{Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$;

$F_{\text{ц.в.}}$ – площадь наружной поверхности цилиндра, соприкасающейся с водой, м^2 ;

$T_{\text{ц.в.}}$ – средняя температура наружной поверхности цилиндра, К ;

T_B – средняя температура воды, К . По результатам эксперимента, полученных проф. Г. Б. Розенблитом [3]:

$$\alpha_B = 18000 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К}), \quad T_B = 350 \text{ К}.$$

Результаты расчетов усредненных по циклу ГУ

С помощью разработанной программы и коэффициента теплоотдачи от рабочего тела к стенке КС (3) получим индикаторные диаграммы (рис. 4, 5). Совпадение с экспериментом достаточно хорошее.

Коэффициент теплоотдачи от газа в стенку КС определен с учетом разной скорости движения у разных поверхностей. Скорость движения газа (см. рис. 2) на поверхности цилиндра определена по линии 3, на днище поршня по среднему значению от трёх линий (1, 2, 3). Результаты расчёта приведены на рис. 6.

Если принять среднюю температуру поршня $T_{\text{п}} = 690 \text{ К}$, среднюю температуру цилиндра $T_{\text{ц}} = 400 \text{ К}$ то с помощью формул (4) ... (11), мы получим средний коэффициент теплоотдачи от ра-

бочего тела к днищу поршня $\alpha_{\text{п}} = 3500 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$, к внутренней поверхности цилиндра $\alpha_{\text{ц}} = 1360 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$. Средняя действующая температура от рабочего тела на днище поршня $T_{\text{эп}} = 835 \text{ К}$, средняя действующая температура от рабочего тела на внутреннюю поверхность цилиндра $T_{\text{эц}} = 710 \text{ К}$.

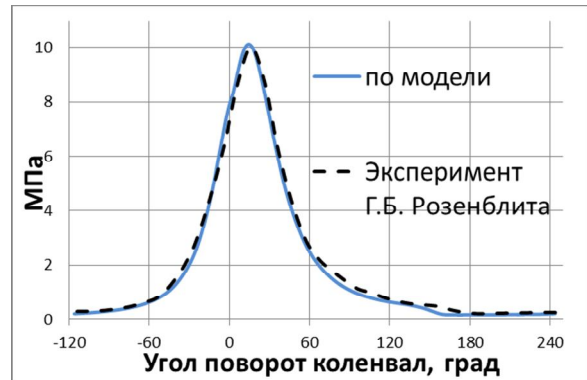


Рис. 4. Изменение давления рабочего тела по углу поворота коленвала

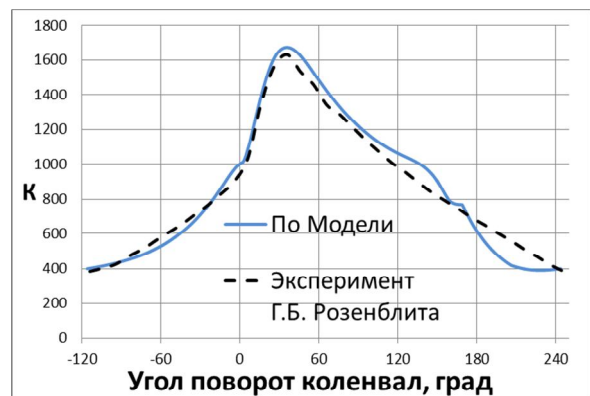


Рис. 5. Изменение температуры рабочего тела по углу поворота коленвала

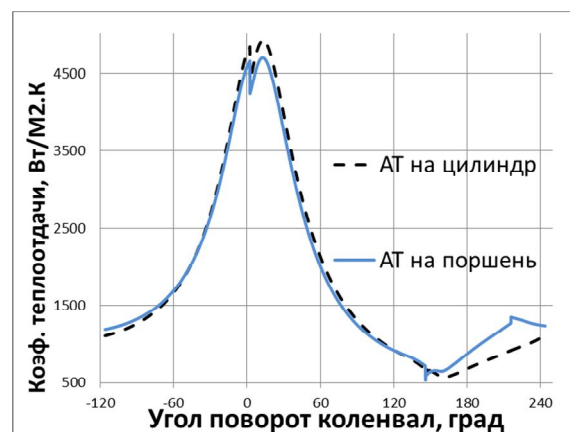


Рис. 6. Изменение коэф. теплоотдачи от рабочего тела к стенкам КС по углу поворота коленвала

Моделирование граничных условий по поршню, связанных со стоком тепла через кольца

Сток тепла осуществляется через поршневые кольца (поверхности канавок), юбку и внутреннюю поверхность днища, омываемую маслом (см. рис. 1). Ниже приведено модельное исследование процесса теплопередачи в зазоре. На рис. 7 показана схема зазоров между поршневым кольцом и поршнем.

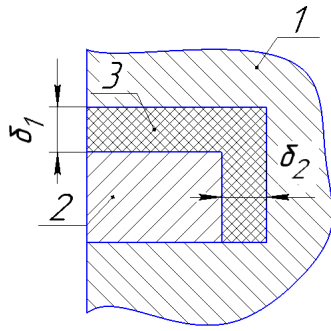


Рис. 7. Зона А (по рис. 1):
1 – поршень; 2 - поршневое кольцо;
3 – зазор; δ_1 и δ_2 – ширина зазора

Определение термических свойств зазоров

Схема модели для исследования термических свойств зазора приведена на рис. 8

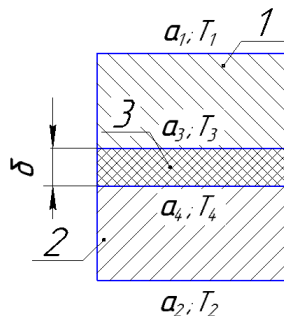


Рис. 8. модель зазора. 1 – деталь из чугуна – головка поршня; 2 – деталь из чугуна – кольцо;
3 – вещество заполняющее зазор (продукты сгорания или масло)

Термический анализ выполнен в среде ANSYS, ГУ заданы на верхний (см. рис. 7, 8) поверхности ($\alpha_1 = 1500 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$; $T_1 = 500 \text{ К}$) и нижней поверхности ($\alpha_2 = 20000 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$; $T_2 = 450 \text{ К}$). Результаты анализа приведены на рис. 9. Видно, что, если не задавать термические свойства зазора, программа автоматически задает бесконечный коэффициент теплоотдачи (рис. 9, а и рис. 9, б). Для уточнения термического анализа в среде ANSYS, необходимо

задавать свойства зазора, а именно термическое сопротивление (или коэффициент теплоотдачи).

Термическое сопротивление для зазора можно рассчитать по формуле: [2]

$$R = \frac{1}{\alpha_3} + \frac{\delta}{\lambda} + \frac{1}{\alpha_4}, \quad (15)$$

где α_3 – коэффициент теплоотдачи между 1-й деталью с веществом, заполняющим зазор, $\text{Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$;

α_4 – коэффициент теплоотдачи между 2-й деталью с веществом в зазоре, $\text{Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$;

λ – коэффициент теплопроводности вещества в зазоре, $\text{Вт}/(\text{м} \cdot \text{К})$;

δ – ширина зазора, м.

При зазоре заполненном продуктами сгорания, $\delta = 0,1 \text{ мм}$; $\lambda = 0,045 \text{ Вт}/(\text{м} \cdot \text{К})$; $\alpha_3 = \alpha_4 = 1000 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$, по формул (15), мы получим $R = 0,00427$, и $\alpha_3 = 236 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$, где α_3 – эквивалентный коэффициент теплопередачи через зазор, рассчитанный по следующей формуле:

$$\alpha_3 = \frac{1}{R}. \quad (16)$$

Исследование процесса теплопередачи через зазор с заданным $\alpha_3 = 236 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$ и замена зазора «прокладкой» из продуктов сгорания с $\alpha_3 = \alpha_4 = 1000 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$ показало, что поле температур не отличается (рис. 9, в и рис. 9, г).

Уточнение граничных условий на днище поршня

Для проверки правильности выбора ГУ на поверхности днища поршня со стороны камеры сгорания решена нестационарная задача прогрева следующим образом:

– определено начальное поле температур для нестационарной задачи путём решения стационарной задачи со следующими ГУ (см. выше):

$$\alpha_{\text{п}} = 3500 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К}), T_{\text{эп}} = 835 \text{ К},$$

$$\alpha_{\text{ц}} = 1360 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К}), T_{\text{эц}} = 710 \text{ К},$$

$$\alpha_{\text{в}} = 18000 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К}), T_{\text{в}} = 350 \text{ К}.$$

ГУ на внутренней поверхности поршня как на рис. 3.

– определены ГУ для нестационарной задачи перебором начальных значений α и T до тех пор, пока изменение температуры контрольных точек поршня за последующие 5 циклов станет незначительным (менее 2 К).

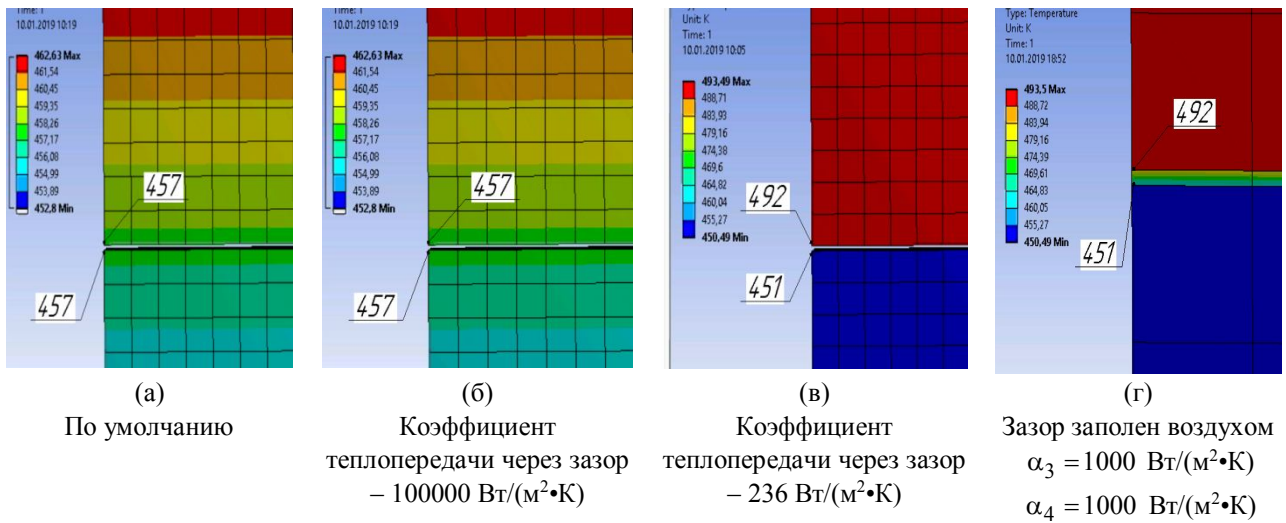


Рис. 9. Результаты моделирования процесса теплопередачи через зазор

ГУ на внутренней поверхности поршня и наружной поверхности цилиндра постоянно для всех 5 циклов, как в стационарной задаче.

ГУ на днище поршня и внутренней поверхности цилиндра заданы как показано на рис. 5,б.

Свойства зазора между деталями задавались так, как показано выше (рис. 9, г).

Рассмотрим, как изменяется температура в нескольких «особенных» точках (см. рис. 1). Результаты для 3-х вариантов расчёта приведены в табл. 1.

ΔT – разность максимальной температуры в течение 5 циклов.

Из таблицы 1 видно, что при начальных $T_{эп} = 900$ К и $T_{эп} = 800$ К, температура поршня в течение 5 циклов изменяется довольно существенно. При $T_{эп} = 835$ К, изменение температуры существенно меньше. Поле температур приведено на рис. 10.

Таблица 1

Изменение температуры в нескольких «особенных» точках

Эквивалентные ГУ	Точка 1 – точка с максимальной температурой на КС поршня	Точка 2 – центр КС
$T_{эп} = 800$ К $\alpha_{п} = 3500$ Вт/(м ² •К) Точка 1 – $\Delta T = 5$ К Точка 2 – $\Delta T = 2$ К		
$T_{эп} = 835$ К $\alpha_{п} = 3500$ Вт/(м ² •К) Точка 1 – $\Delta T = 2$ К Точка 2 – $\Delta T = 0,5$ К		
$T_{эп} = 900$ К $\alpha_{п} = 3500$ Вт/(м ² •К) Точка 1 – $\Delta T = 3,5$ К Точка 2 – $\Delta T = 5$ К		

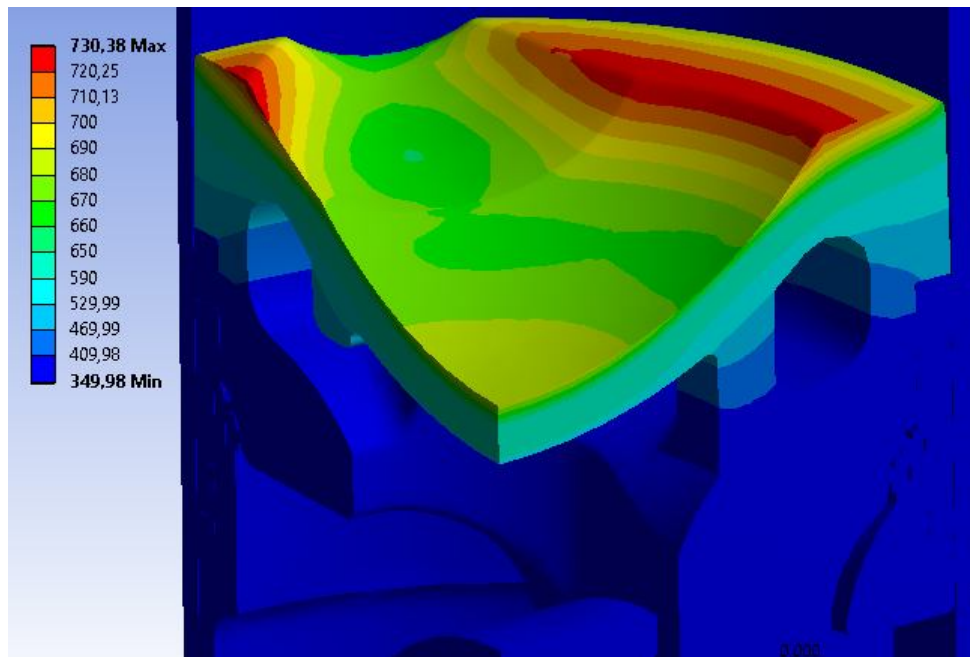


Рис. 10. Поле температур при ГУ « $T_{\text{гп}} = 835$, $\alpha_{\text{п}} = 3500$ Вт/(м²•К)»

Выводы

Значения ГУ, полученные по результатам моделирования по разработанной программе можно применять для анализа напряженно-деформированного состояния деталей (поршня) двигателя типа Д-100. Требуют уточнения условия теплопередачи в сопряжениях поршень - поршневые кольца.

Данная работа может быть развита для получения количественных зависимостей между параметрами рабочего процесса, напряженно-деформированным состоянием и ресурсом деталей (поршня) двигателя типа Д-100.

Дальнейшая работа будет направлена на моделирование сложного термонапряженного состояния разрабатываемого поршня с учетом много и малоциклового нагружения, оптимизации конструкции в сторону ее облегчения.

Литература

1. Розенблит, Г. Б. Исследование теплопередачи в дизелях [Текст] : дис. д-ра техн. наук : 05.04.02 / Розенблит Геннадий Борисовича. – Х., 1978. – 472 с.
2. Шеховцов, А. Ф. Методические указания для самостоятельной работы студентов по курсу «Теплопередача в двигателях внутреннего сгорания» [Текст] / А. Ф. Шеховцов. – Харьков : Харьковский ордена Ленина Политехнический институт им. В. И. Ленина, 1972. – 259 с.

3. Розенбит, Г. Б. Теплопередача в дизелях [Текст] / Г. Б. Розенбит. – М. : Машиностроение, 1977. – 216 с.

4. Разработка конструкция «легкого» поршня для дизелей типа Д100 [Текст] / А. В. Белозуб, Нгуен Ван Зионг, О. Ю. Линьков, С. А. Кравченко // Двигатели внутреннего сгорания. – 2016. – № 2. – С. 50-55.

5. Нгуен Ван Зионг. Расчёт процесса теплоотдачи в дизельном двигателе типа Д-100 с использованием известных α -формул [Текст] / Нгуен Ван Зионг, А. В. Белозуб // Двигатели внутреннего сгорания. – 2018. – № 1. – С. 14-20.

6. Ломакин, Г. В. Методика оценки граничных условий при решении задачи определения теплового состояния поршня бензинового двигателя [Текст] / Г. В. Ломакин, М. А. Мацулевич // Вестник ЮурГУ. Сер. : Машиностроение. – 2014. – Т. 14, № 1. – С. 26-32.

7. Пильов, В. О. Автоматизоване проектування поршнів швидкохідних дизелів із заданим рівнем тривалої міцності [Текст] : монографія / В. О. Пильов. – Х. : Видавничий центр НТУ «ХПИ», 2001. – 332 с.

8. Кузьмин, Н. А. Выбор граничных условий для моделирования теплонапряженности деталей машин [Текст] / Н. А. Кузьмин, И. О. Донато // Труды НГТУ им. П. Е. Алексеева. – 2011. – Вып. 1. – С. 138-147.

9. Przybyla, Grzegorz. The heat transfer coefficient calculations of internal combustion engine fuelled with natural gas [Text] / Grzegorz Przybyla, Stefan Postrzednik, Zbigniew Zmudka // RUTMech-01-15. – styczeń-marzec 2015. – Т. XXXII, Z. 87 (1/15). – P. 71-80

10. The convection heat transfer rate evaluation of a 6-cylinder in-line turbocharged direct-injection diesel engine [Text] / Brahim Menacer, Abdelkader Soualmia, Cherif Belhout, Mostefa Bouchetara // *MECHANIKA*. – 2017. – Volume 23(4). – P. 528-536.

11. Gonera, Martin. *Thermal Analysis of a Diesel Piston and Cylinder Liner using the Inverse Heat Conduction Method* [Text] / Martin Gonera, Olle Sandin. – Goteborg, Sweden : Chalmers University Of Technology, 2015. – 78 p.

12. Dahlström, Jessica. *Experimental Investigations of Combustion Chamber Heat Transfer in a Light-Duty Diesel Engine* [Text] / Jessica Dahlström. – Sweden : Lund University, 2016. – 123 p.

References

1. Rozenblit, G. B. *Issledovanie teploperedachi v dizel'jah*. Diss. dokt. tekhn. nauk [Study of heat transfer in diesel engines. Dr. eng. sci. diss]. Kharkov, 1978. 472 p.

2. Shehovcov, A. F. *Metodicheskie ukazaniya dlja smostojatel'noj raboty studentov po kursu «Teploperedacha v dvigatel'jah vnutrennego sgoraniya»* [Methodical instructions for independent work of students in the course "Heat Transfer in Internal Combustion Engines"]. Har'kovskij ordena Lenina Politehnicheskij institut im. V. I. Lenina, 1972. 259 p.

3. Rozenbit, G. B. *Teploperedacha v dizel'jah* [Heat transfer in diesel engines]. Moscow, Mashinostroenie Publ., 1977. 216 p.

4. Belogub, A. V., Nguen Van Ziong, Lin'kov, O. Ju., Kravchenko, S. A. *Razrabotka konstrukcija «legkogo» porshnja dlja dizelej tipa D100* [Development of the design of the "light" piston for diesel engines type D100]. *Dvigateli vnutrennego sgoraniya Publ.*, 2016, no. 2, pp. 50-55.

5. Nguen Van Ziong, Belogub, A. V. *Raschjot processa teplootdachi v dizel'nom dvigatele tipa D-100 s ispol'zovaniem izvestnyh α -formul* [Calculation of the

heat transfer process in a D-100 diesel engine using known α -formulas]. *Dvigateli vnutrennego sgoraniya Publ.*, 2018, no. 1, pp. 14-20.

6. Lomakin, G. V., Maculevich, M. A. *Metodika ocenki granichnyh uslovij pri reshenii zadachi opredelenija teplovogo sostojanija porshnja benzinovogo dvigatelja* [Methods for assessing boundary conditions in solving the problem of determining the thermal state of a piston of a gasoline engine]. *Vestnik JuurGU. Ser. : Mashinostroenie*, 2014, vol. 14, no. 1. pp. 26-32.

7. Pil'ov, V. O. *Avtomatizovane proektuvannja porshniv shvidkohidnih dizeliv iz zadanim rivnem trivalooy micnosti* [Automated design of pistons of high-speed diesel engines with a given level of durability]. Kharkov, Vidavnicij centr NTU "HPI" Publ., 2001. 332 p.

8. Kuz'min, N. A., Donato, I. O. *Vybor granichnyh uslovij dlja modelirovanija teplonaprjazhennosti detalej mashin* [The choice of boundary conditions for modeling the heat-tenacity of machine parts]. *Trudy NGTU im. R. E. Alekseeva*, 2011, Vol. 1, pp. 138-147.

9. Przybyla, Grzegorz., Postrzednik, Stefan., Zmudka, Zbigniew. *The heat transfer coefficient calculations of internal combustion engine fuelled with natural gas*. *RUTMech-01-15*, vol. XXXII, z. 87 (1/15), styczeń-marzec 2015, pp. 71-80.

10. Menacer, Brahim., Soualmia, Abdelkader., Belhout, Cherif., Bouchetara, Mostefa. *The convection heat transfer rate evaluation of a 6-cylinder in-line turbocharged direct-injection diesel engine*. *MECHANIKA*. 2017, vol. 23(4), pp. 528-536.

11. Gonera, Martin., Sandin, Olle. *Thermal Analysis of a Diesel Piston and Cylinder Liner using the Inverse Heat Conduction Method*. Goteborg, Sweden, Chalmers University Of Technology, 2015. 78 p.

12. Dahlström, Jessica. *Experimental Investigations of Combustion Chamber Heat Transfer in a Light-Duty Diesel Engine*. Sweden, Lund University, 2016. 123 p.

Поступила в редакцию 15.01.2019, рассмотрена на редколлегии 14.02.2019

ВИЗНАЧЕННЯ ГРАНИЧНИХ УМОВ ДЛЯ РОЗРАХУНКУ ТЕРМОНАПРУЖЕНОГО СТАНУ ПОРШНЯ

Нгуєн Ван Зіонг, О. В. Білогуб

Робота присвячена дослідженню впливу параметрів робочого процесу двотактного дизельного двигуна зі зустрічно-рухомими поршнями типу D100 (20,7/2×25,4) в частині теплообміну робочого тіла зі стінками камери згорання (КС) – циліндра і поршнів – на температурне поле поршня і його напружено-деформований стан. Для оцінки впливу робочого процесу на граничні умови розглянуті внутрішній тепловий баланс і особливості газодинамічного навантаження основних деталей циліндропоршневої групи. Для розрахунку температурних полів дійсні умови нестационарного теплового навантаження замінені еквівалентними стаціонарними, отриманими з умови рівності кількості теплоти, яка сприймається ділянкою поверхні поршня в дійсному і умовно еквівалентному процесах. Еквівалентні параметри теплообміну обчислені за умовою збереження кількості тепла, що проходить через стінки КС. Проведена перевірка правильності обчислення еквівалентних параметрів теплообміну. Показано, що при помилку в завданні початкових умов, наприклад, температури на 100 К температура поверхні КС поршня може змінитися на 5К на перших 5 модельних робочих циклах. Показано, що розроблена модель робочого процесу може бути налаштована за наявними експери-

ментальними даними і використана для моделювання граничних умов. Внесено корективи в залежність, отриману проф. Г. Б. Розенбліта, для визначення поточного коефіцієнта теплопередачі від робочого тіла до стінок КС за сумарним за цикл відведення тепла, рівному 20%. Отримано середні коефіцієнт теплопередачі від робочого тіла до поршня і температура циклу для номінального режиму, які становлять 3500 Вт/(м²•К) і 835 К відповідно. Проведено модельне дослідження теплових властивостей зазору між поршневим кільцем і канавкою, заповненого продуктами згоряння. Показано, що умови теплопередачі через кільцеві канавки і кільця, вимагає уточнення при моделюванні, яке пов'язане з умовами теплопередачі в зазорах, а зазор може бути замінений прокладкою з відповідними тепловими властивостями.

Ключові слова: дизель; коефіцієнт теплопередачі; поршень; камера згоряння.

DETERMINATION OF BOUNDARY CONDITIONS FOR CALCULATION THERMO STRESSED CONDITION OF PISTON

Nguyen Van Duong, O. V. Bilogub

The paper deals with the study of the influence of the working process parameters of the two-stroke opposed piston engine like D100 (20.7/2×25.4), especially the heat exchange between the working substance and the wall of the combustion chamber (CC) – cylinder and pistons on temperature and stress-strain state of the piston. To make an estimation of the effect of a working process on the boundary condition we considered the internal heat balance and specific features of gas dynamic loading of main parts of the cylinder-piston group. To calculate the temperature fields, the actual boundary conditions of non-stationary thermal loading were replaced with the equivalent steady-state ones, obtained from the condition that the amount of heat perceived by the piston surface in real and conditionally equivalent processes are equal. Equivalent parameters of heat transfer are calculated by the condition of conservation of the amount of heat passing through the walls of the CS. It was performed the validation of the calculation of equivalent heat exchange parameters. It is shown that in case of an error in specifying the initial conditions, for example, temperature per 100K, the temperature of the piston CC surface may change by 5K in the first 5 operating cycles. It is shown that the developed model of the workflow can be adjusted according to the available experimental data and used to model the boundary conditions. The authors made corrections to the dependence obtained by prof. Rosenblit, to determine the current heat transfer coefficient from the working fluid to the walls of the CC by the total heat removal for the cycle, equal to 20%. It was obtained the average coefficient of heat transfers from the working fluid to the piston and the temperature of the cycle for the nominal mode, which are 3500 W/(m²•K) and 835 K respectively. It was carried out the simulation of the thermal properties of the gap between the piston ring and the groove filled with combustion products. It is shown that the conditions of heat transfer through annular grooves and rings require clarification in modeling, which is associated with the conditions of heat transfer in the gaps, and the gap can be replaced by a gasket with appropriate thermal properties.

Keywords: diesel engine; heat transfer coefficient; piston; combustion chamber.

Нгуен Ван Зионг – аспирант каф. конструкции авиационных двигателей Национального аэрокосмического университета им. Н. Е. Жуковского «Харьковский авиационный институт», Харьков, Украина.

Белогуб Александр Витальевич – д-р техн. наук, проф., проф. каф. конструкции авиационных двигателей Национального аэрокосмического университета им. Н. Е. Жуковского «Харьковский авиационный институт», Харьков, Украина.

Nguyen Van Duong – PhD Student, Department of Aircraft Engine Design, National Aerospace University "Kharkov Aviation Institute", Kharkov, Ukraine, e-mail: dongcomaybay@gmail.com.

Bilogub Oleksandr Vitalijovy`ch – Doctor Tech. Sciences, Professor, Department of Aircraft Engine Design, National Aerospace University "Kharkov Aviation Institute", e-mail: av.belogub@gmail.com.
Orcid Author ID: 0000-0003-2801-2903.