

УДК 621.4:621.1.01

Нгуен Ван Зионг

аспирант, Национальный аэрокосмический университет им. Н. Е. Жуковского «Харьковский авиационный институт»;

Белогуб А.В.

д-р техн. наук, профессор, Национальный аэрокосмический университет им. Н. Е. Жуковского «Харьковский авиационный институт»

ТЕРМИЧЕСКИЕ СОПРОТИВЛЕНИЯ В ЗАЗОРАХ ЦИЛИНДРОПОРШНЕВОЙ ГРУППЫ И ИХ ВЛИЯНИЕ НА ТЕМПЕРАТУРНОЕ ПОЛЕ ПОРШНЯ ДИЗЕЛЯ ТИПА Д100

Исследованы процесс теплообмена через зазоры между частями цилиндрапоршневой группы и влияние теплового сопротивления зазоров на температурное поле поршня. Рассмотрены зазоры пар деталей: поршня и первого кольца, а также цилиндра и головки поршня; эти зазоры заполнены продуктами сгорания (для моделирования – воздухом). Результаты расчетов, выполненных в среде Ansys CFX, показали, что для пары цилиндр – головка поршня движение воздуха в зазоре сильно зависит от относительного перемещения пары деталей поршень – цилиндр и ширины зазора. Процесс теплопередачи через зазоры исследован для двух случаев: первый – при движении поршня с постоянной скоростью (равной средней скорости поршня), второй при движении поршня со скоростью, изменяющейся по углу поворота коленчатого вала. Расчеты выполнены при различных значениях ширины зазора, скорости поршня и параметров, характеризующих свойства воздуха. Максимальные различия результатов, полученных для указанных случаев, не превышают 10%. На основе результатов моделирования сформированы аппроксимирующие формулы для расчета коэффициентов теплоотдачи воздуха со стенкой поршня ($\alpha_{\text{п}}$) и с стенкой цилиндра ($\alpha_{\text{ц}}$). Максимальная погрешность при использовании аппроксимирующих формул по сравнению с моделированием составляет: для ($\alpha_{\text{п}}$) – 10%, для ($\alpha_{\text{ц}}$) – 6%. Для зазора поршень – первое кольцо скорости течения воздуха рассчитаны по заданным значениям расхода утечки продуктов сгорания через зазор. По результатам исследований, выполненных при различных значениях ширины зазора и скорости течения воздуха, получены аппроксимирующие формулы для расчета коэффициента теплоотдачи воздуха к стенкам деталей с максимальными погрешностями 13%. Исследовано влияние ширины зазора цилиндр – головка поршня на температурное поле поршня. В результате показано, что поле температур поршня слабо зависит от ширины зазоров. Максимальное увеличение температуры составляет 6К при увеличении ширины зазора от 0,1 мм до 0,5 мм. Так как поле температур поршня слабо зависит от зазора кольцо – стенка поршня, то и от зазора юбка – цилиндр эта зависимость будет слабая. Предложенные зависимости можно использовать для задания граничных условий теплообмена в зазорах при расчетах сложного напряженного состояния поршня для оптимизации его конструкции.

Ключевые слова: поршень, цилиндр, зазор, коэффициент теплоотдачи.

Введение

Известно, что точное определение температурного поля поршня играет большую роль в процессе прогнозирования его напряженно-деформированного состояния и ресурса. В настоящее время для решения этой задачи широко применяются вычислительные средства. В этих условиях первостепенной задачей является задание граничных условий (ГУ) на всех поверхностях поршня. Ранее нами [1] была выполнена работа по оценке ГУ на днище поршня, которая включает решение нестационарной задачи теплообмена между окружающей средой (рабочим телом и охлаждающей жидкостью) и цилиндро-поршневой группой (ЦПГ).

При этом теплопередача между поршнем и цилиндром, которая происходит через кольца и зазоры, требует уточнения. Особенно это касается теплопередачи через зазоры, которая зависит от скоростей взаимного перемещения поверхностей и утечек. На рис.1 приведена схема расположения колец и зазоров. Нами для двигателя 10Д100 принято, что зазоры 1, 2, 3, 4, 5, 6 заполнены продуктами сгорания (для моделирования – воздухом), а зазоры 7, 8, 9 – маслом.

В [2, 3, 4, 5] приведены зависимости для расчета коэффициентов теплообмена потока газа и жидкости со стенкой. Однако эти усло-

вия не могут быть использованы для описания теплообмена в зазоре между деталями ЦПГ, так как они не учитывают особенностей течения. Движение потока в зазорах 1, 3, 5, 7 и 9 не является односторонним, что затрудняет определение скоростей потока относительно

поверхностей поршня и цилиндра. В данной работе, исследовано движение газа в зазоре при движении поршня и определены коэффициенты теплопередачи через зазоры. Движение и пути утечки газов через зазоры были исследованы в [6, 7, 8] и приведены на рис. 1.

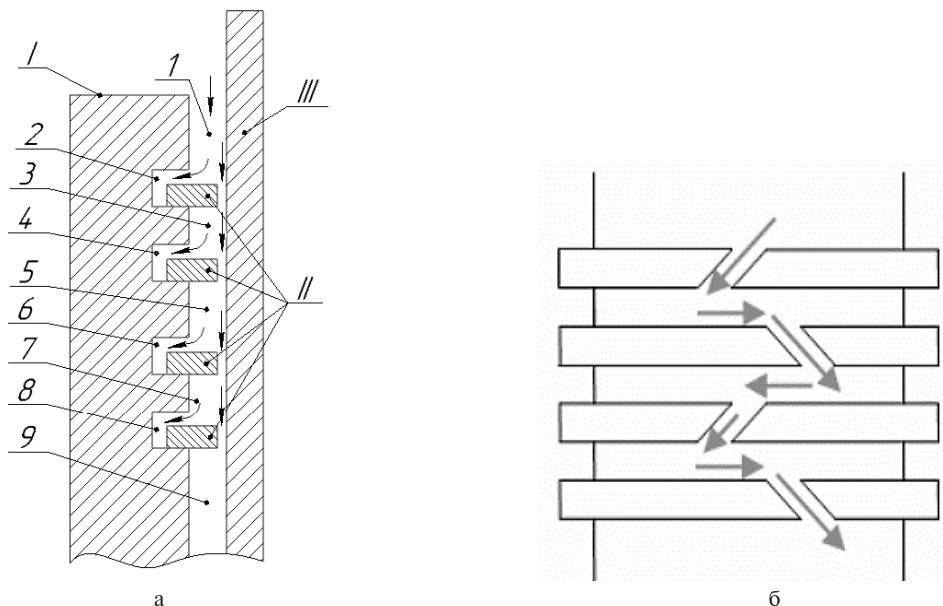


Рис. 1. Схема расположения зазоров (а), колец и пути утечки газа (б).
I – поршень, II – кольца, III – гильза цилиндра, 1...9 – зазоры

Цель исследования

Проанализировать процессы теплопередачи через зазоры между деталями ЦПГ. Предложить аппроксимирующие формулы для расчета коэффициента теплоотдачи в зазоре для газа (воздуха) и масла. Провести анализ зависимостей поля температур поршневой группы от параметров рассматриваемых зазоров.

Материалы

Свойства чугуна

Детали (поршень, кольца, цилиндр) изготовлены из чугуна со следующими свойствами [9]:

плотность – 7100 кг/м³;
теплопроводность – 45 Вт/(м·К);
теплоемкость – 450 Дж/(кг·К).

Свойства воздуха

Плотность. Из уравнения состояния получим зависимость плотности от температуры и давления:

$$\rho_{\text{в}} = \frac{P_{\text{в}}}{287 \cdot T}. \quad (1)$$

Теплоемкость $C_{\text{пв}}$, теплопроводность $\lambda_{\text{в}}$ и динамическая вязкость $\mu_{\text{в}}$ воздуха слабо за-

висят от давления [10, 11, 12] и определяются по следующим зависимостям [13]:

$$C_{\text{пв}} = 0,9952 + 0,00009349(T - 273), \text{ кДж/(кг·К)}; \quad (2)$$

$$\lambda_{\text{в}} = \lambda_0 \left(\frac{T}{T_0} \right)^n, \text{ Вт/(м·К)}, \quad (3)$$

где $\lambda_0 = 2,44 \cdot 10^{-2}$ – теплопроводность воздуха при $T_0 = 273$ К, Вт/(м·К); T – абсолютная температура, К; $n = 0,82$ – постоянная, определяемая экспериментальным путем;

$$\mu_{\text{в}} = 1,717 \cdot 10^{-5} \left(\frac{T}{273} \right)^{0,683}. \quad (4)$$

Теплопередача через зазоры 1, 3, 5

Предположим, что утечка газа через зазор незначительна и процесс изменения давления не влияет на движение газа в зазоре 1, 3, 5, поэтому этими факторами можно пренебречь. Тогда количество газа в зазоре неизменно (потока газа через зазор нет). Движение газа в зазоре 1, 3, 5 будет зависеть только от от-

носительного движения поршня с кольцом и цилиндра. Если поршень и кольцо движутся с одной скоростью V_{Π} , а цилиндр неподвижен, тогда газ на поверхностях поршня и кольца будет двигаться вместе с поршнем и кольцом, а хаотические движения газа в объеме зазора будут зависеть от действия сил вязкости между газом и стенками. Ввиду симметричности описанной задачи, исследуем процесс теплообмена для участка, показанного на рис. 2.

Для моделирования относительного движения «поршень - газ - цилиндр», предложена

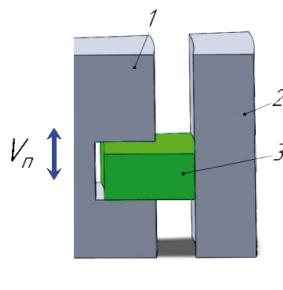


Рис. 2. Участок для исследования зазора 1 (рис. 1). 1 – поршень, 2 – гильза, 3 – поршневое кольцо

Границные условия

Частота вращения детали 1 рассчитана по следующей формуле:

$$n_{\Pi} = \frac{V_{\Pi}}{\Pi}, \quad (5)$$

где Π – периметр по среднему диаметру колец 1, 2, 3.

V_{Π} – скорость поршня, рассчитанная по формуле [14]

$$V_{\Pi} = \omega \cdot R \left(\sin \varphi + \frac{\lambda}{2} \cdot \sin (2\varphi) \right), \text{ м/с.} \quad (6)$$

В таблице 1 приведены ГУ, принятые для разных режимов работы двигателя 10Д100. Использованы следующие обозначения: T_{Π} – температура кольца 2, равная средней температуре стенки головки поршня; T_{Π} – температура кольца 1, равная средней температуре внутренней стенки цилиндра в полости рабочего объема; P_{Π} – давление газов, равное среднему давлению рабочего тела в цикле, Па; T_n – начальная температура газов.

модель (см. рис. 3), в которой кольцо 1, имитирующее цилиндр, может вращаться вокруг оси $y-y$, кольцо 2, имитирующее поршень и паз 4, имитирующий поршневое кольцо – неподвижные, а газ 3 находится между кольцами 1 и 2.

Проведено две серии модельных экспериментов – для кольца 1, вращающегося с постоянной окружной скоростью, равной средней скорости поршня, и с окружной скоростью, равной мгновенной скорости поршня.

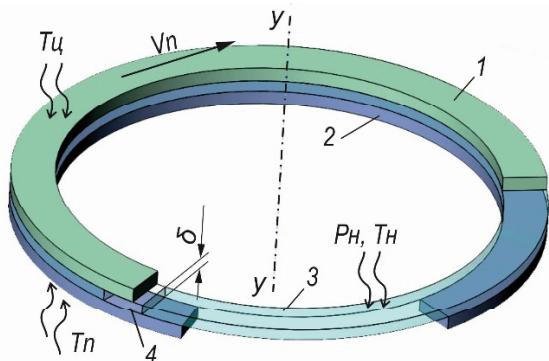


Рис. 3. Модель зазора «головка поршня – цилиндр». 1 – подвижное кольцо, 2 – неподвижное кольцо, 3 – газовый зазор, 4 – неподвижный паз

Таблица 1. Границные условия для различных режимов работы [1]

Частота вращения, об/мин	T_{Π} , К	T_{Π} , К	P_{Π} , МПа	T_n , К
450	500	362	0,98	431
550	540	367	1,25	452
650	570	375	1,52	472
750	600	385	1,7	492
850	650	400	2	525

Результаты расчета скоростей на поверхностях теплообмена и коэффициент теплоотдачи от газов к стенкам поршней и цилиндра приведены на рис. 4, 5 и в таблицах 2, 3. На рис. 4 приведены результаты моделирования как при постоянной средней скорости поршня, так и для цикла в характерных точках – при положении коленчатого вала (п.к.в.) 0, 90, 180 и 270 град. На рис. 6 приведен график изменения коэффициента теплоотдачи по поверхностям поршня α_{tp} и цилиндра α_{tq} .

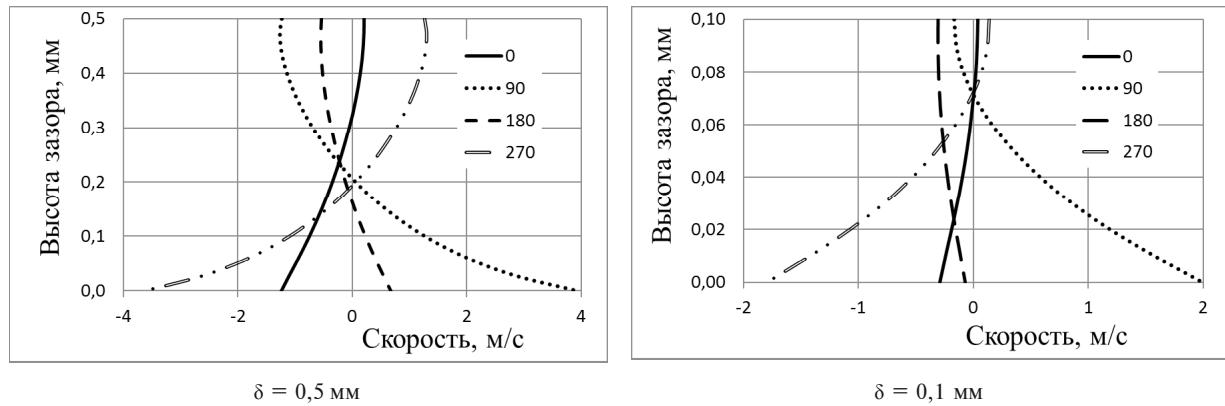


Рис. 4. Изменение скорости газа по высоте зазора на среднем диаметре (максимальный режим)

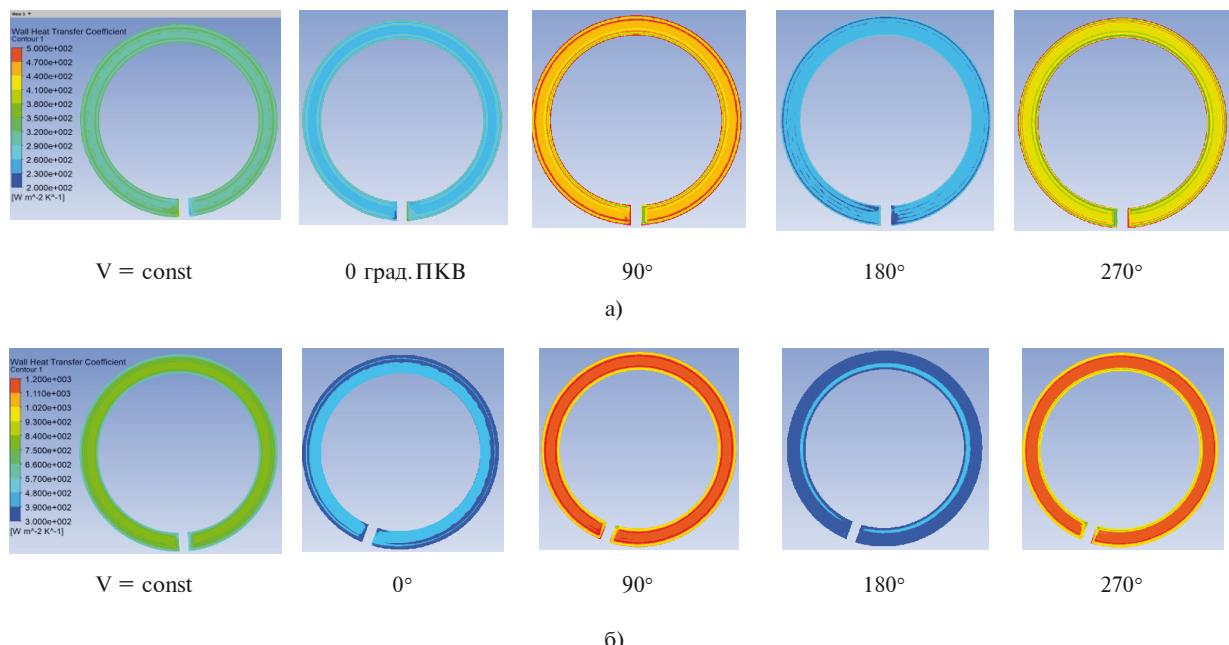


Рис. 5. Коэффициенты теплоотдачи по поверхностям:
а – коэффициент теплоотдачи со стороны поршня; б – со стороны цилиндра

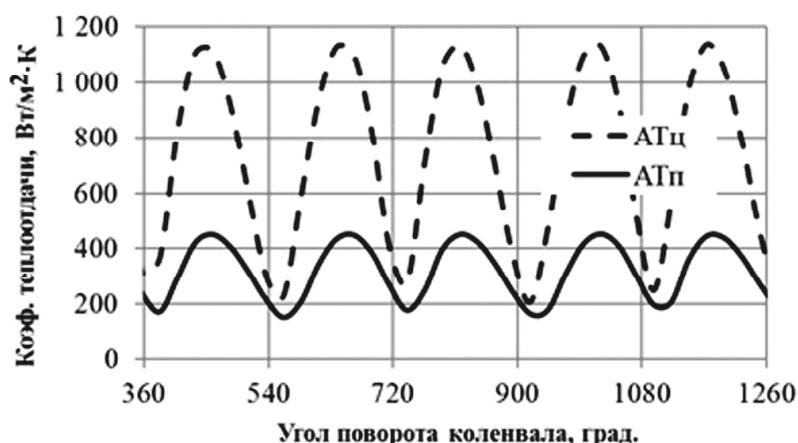


Рис. 6. Изменение коэффициентов теплоотдачи по углу поворота коленчатого вала:
 α_{TP} – коэффициент теплоотдачи от газов к поршню;
 $\alpha_{\text{TЦ}}$ – коэффициент теплоотдачи от газов к стенке цилиндра

Таблица 2. – Среднее значение коэффициента теплоотдачи, рассчитанное: 1 – по средней скорости поршня; 2 – как среднее значение в цикле

Способ расчета	Зазор, мм Коэффициент теплоотдачи, Вт/м ² ·К	$\delta = 0,5$				$\delta = 0,2$				$\delta = 0,1$			
		$\alpha_{\text{пп}}$		$\alpha_{\text{тц}}$		$\alpha_{\text{пп}}$		$\alpha_{\text{тц}}$		$\alpha_{\text{пп}}$		$\alpha_{\text{тц}}$	
		1	2	1	2	1	2	1	2	1	2	1	2
Частота вращения коленвала, мин ⁻¹	450	120	124	190	210	140	145	160	180	140	150	150	165
	550	165	170	300	325	200	210	260	285	210	220	235	250
	650	215	220	440	465	270	270	390	400	290	300	340	370
	750	260	265	560	575	320	325	500	520	360	370	435	465
	800	320	325	720	745	395	400	655	675	445	450	575	600

Таблица 3. – Средняя температура газа в зазоре

Частота вращения, мин ⁻¹	T _{ср} , К		
	$\delta = 0,5$ мм	$\delta = 0,2$ мм	$\delta = 0,1$ мм
450	420	426	429
550	435	443	450
650	450	458	465
750	465	473	480
850	490	500	510

Анализ результатов показал, что средние коэффициенты теплоотдачи, рассчитанные двумя способами, различаются несущественно. Максимальное отличие составляет 10% и соответствует частоте вращения $n = 450 \text{ мин}^{-1}$ и максимальному исследованному зазору $\delta = 0,5 \text{ мм}$. Поэтому целесообразно в дальнейшем выполнять расчеты для средней скорости поршня.

По результатам моделирования (табл. 2, 3) предложены следующие аппроксимационные формулы для расчета коэффициента теплоотдачи газа к стенкам поршня (на жаровом поясе) и цилиндра:

$$\alpha_{\text{пп}} = 90 \cdot P_{\text{ср}}^{0,7268} \cdot T_{\text{ср}}^{-0,4027} \cdot \delta^{-0,2036} \cdot V_{\text{пп}}^{0,8834}, \quad (7)$$

$$\alpha_{\text{тц}} = 860 \cdot P_{\text{ср}}^{0,8847} \cdot T_{\text{ср}}^{-0,304} \cdot \delta^{0,129} \cdot V_{\text{пп}}^{1,075}, \quad (8)$$

где P , T – среднее давление и температура газов в зазоре, МПа, К; δ – ширина зазора, м; $V_{\text{пп}}$ – средняя скорость поршня, м/с.

Среднюю температуру газов в зазоре предлагается рассчитывать по следующей аппроксимирующей формуле:

$$T_{\text{ср}} = \frac{T_{\text{пп}} + T_{\text{тц}}}{2} - 2,6 \cdot \delta^{0,234} \cdot V_{\text{пп}}^{2,16}, \text{ К.} \quad (9)$$

Максимальная погрешность при использовании формул (7, 8) по сравнению с моделированием составляет: для $\alpha_{\text{пп}}$ – 10%, для $\alpha_{\text{тц}}$ – 6% при частоте вращения $n = 450 \text{ мин}^{-1}$ и $\delta = 0,1 \text{ мм}$. Для остальных режимов и зазоров погрешность менее 5%. Для формулы (9) максимальная погрешность составляет 1,5% при

частоте вращения $n = 550 \text{ мин}^{-1}$ и $\delta = 0,5 \text{ мм}$.

Для определения коэффициента теплопередачи через зазор будем использовать следующую известную формулу [4]:

$$\frac{1}{\alpha_3} = \frac{1}{\alpha_{\text{пп}}} + \frac{\lambda_b \delta}{\lambda_{\text{в}} \delta} + \frac{1}{\alpha_{\text{тц}}}, \quad (10)$$

где α_3 – коэффициент теплопередачи через зазор.

Теплопередача через зазоры 2, 4, 6

Расход газов через указанные зазоры происходит через замки поршневых колец, как показано на рис 1,б, и через неплотности прилегания колец к поверхностям поршня и цилиндра. Основное количество утечек происходит в процессе сжатия-горения-расширения, что связано с высоким давлением в надпоршневой полости. Принимаем, что в компрессионных кольцах контакты нижней поверхности с поршнем практически полные. Принимаем, что потери газов через зазоры кольцо-цилиндр незначительны. Потерями газов через эти зазоры пренебрегаем и учитываем потери только через замки колец. На рис 7 приведена модель зазоров 2, 4, 6.

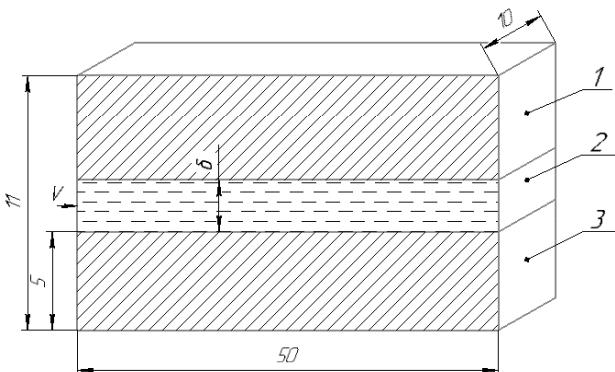


Рис. 7. Модель зазора кольцо – поршень: 1 – верхняя деталь – имитация стенки поршня с температурой $T_{\text{пп}}$; 2 – поток газа (воздуха) с входной скоростью на входе V ; 3 – нижняя деталь – имитация кольца с температурой $T_{\text{кц}}$; δ – ширина зазора

В первую очередь проведено исследование для различных значений ширины зазора δ : 0,1 мм, 0,2 мм и 0,5 мм. Значения коэффициента теплоотдачи от верхнего и нижнего контакта газа со стенками различаются несущественно. Принимаем их одинаковыми

и не зависящими от ширины зазора. Для определения средней температуры будем использовать формулу (9).

В таблице 4 приведены коэффициенты теплоотдачи газ-стенка для различных граничных условий (V , P , T).

Таблица 4. Среднее значение коэффициента теплоотдачи от газа к стенке

n, мин ⁻¹	P _{cp} , МПа	T _п , К	T _{кц} , К	T _{cp} , К	V _{вх} , м/с				
					0,5	1,0	1,5	2,0	2,5
400	0.8	415	360	387	22	37	56	75	95
500	1.1	455	370	412	27	48	73	98	123
600	1.4	490	375	430	32	59	90	120	151
700	1.6	515	375	445	35	66	100	134	168
800	1.85	530	380	455	38	75	114	152	191
850	2.0	545	385	465	40	80	120	162	200

По результатам моделирования (таблица 5) предложена аппроксимирующая формула для расчета коэффициент теплоотдачи от газа к стенке:

$$\alpha_t = 2965 \cdot P_{cp}^{0,956} \cdot T_{cp}^{-0,6951} \cdot V_r^{0,9971}, \text{ Вт}/\text{м}^2 \cdot \text{К} \quad (11)$$

где P_{cp} – среднее давление газа в зазоре, МПа; $V_{вх}$ – входная скорость, м/с; V_r – средняя скорость газа в зазоре, м/с (обычно равна входной скорости); T_{cp} – средняя температура газа в зазоре, К, рассчитанная по формуле

$$T_{cp} = \frac{T_{п} + T_{кц}}{2}. \quad (12)$$

Максимальная погрешность определения коэффициента теплоотдачи по формуле (11) составляет 13% при частоте вращения $n = 400$ об/мин⁻¹ и $V_{вх} = 0,5$ м/с, 8% при частоте вращения $n = 500$ об/мин и $V_{вх} = 0,5$ м/с; для остальных вариантов значения погрешностей менее 4%.

Коэффициент теплопередачи через зазор рассчитан по формуле (10).

Зависимость поля температур группы поршня от термических свойств зазора

Модель поршня соответствует рис. 8. Анализ проведен на режиме работы, соответствующем $n = 850$ об/мин. Для зазоров коэффициент теплоотдачи от газа к деталям получен по формулам (7, 8, 11), а коэффициент теплопередачи через зазор определен по формуле (10).

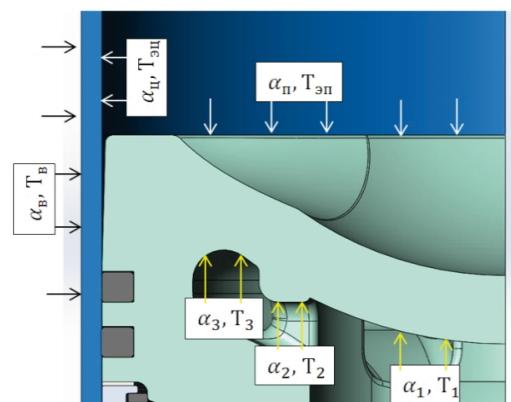


Рис. 8 Основные составляющие теплового баланса ЦПГ

Другие ГУ, необходимые для расчета, следующие [1]:

$$\alpha_n = 1830 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К}), \quad T_{\text{зп}} = 970 \text{ K};$$

$$\alpha_{\text{п}} = 1235 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К}), \quad T_{\text{зп}} = 740 \text{ K};$$

$$\alpha_B = 18000 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К}), \quad T_{\text{зп}} = 350 \text{ K};$$

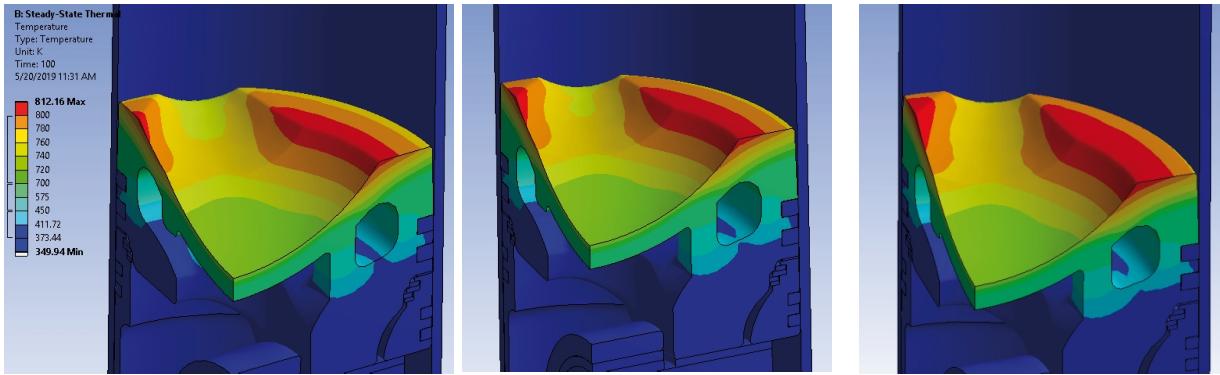
$$\alpha_1 = 1200 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К}), \quad T_1 = 370 \text{ K};$$

$$\alpha_2 = 750 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К}), \quad T_2 = 370 \text{ K};$$

$$\alpha_3 = 590 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К}), \quad T_3 = 370 \text{ K}.$$

$\alpha_1, T_1; \alpha_2, T_2; \alpha_3, T_3$ – граничные условия на внутренней поверхности поршня, соответствующие зонам от центральной до периферийной.

Результаты расчета приведены на рис. 9.



$\delta = 0,1 \text{ mm}; T_{\max} = 812 \text{ K}$

$\delta = 0,2 \text{ mm}; T_{\max} = 815 \text{ K}$

$\delta = 0,5 \text{ mm}; T_{\max} = 818 \text{ K}$

Рис. 9. Поле температур поршня при разных зазорах

Моделирование показало, что изменение ширины зазора слабо влияет на поле температур. Максимальное изменение температуры составляет 6 К при увеличении ширины зазора от 0,1 мм до 0,5 мм. Так как поле температур поршня слабо зависит от зазора кольцо – стенка поршня, то и от зазора юбка-цилиндр зависимость будет слабая.

Выводы и предложения:

В работе проведен анализ процесса теплоизменения через зазор, получены формулы для расчета коэффициента теплоотдачи от газа к стенке с погрешностью менее 10% в зазоре головка поршня – цилиндр, и 13% в зазоре кольцо – поршень. Формулу (11) можно использовать для зазора с шириной менее 0,5 мм;

Поле температур поршня слабо зависит от ширины зазоров;

Предложенные зависимости можно использовать для задания граничных условий теплообмена в зазорах при расчетах сложного напряженного состояния поршня для оптимизации его конструкции;

Ширина зазора мало влияет на поле температур поршня и должна учитываться при моделировании конструкции поршня, работающего в условиях предельных форсировок двигателя.

Литература

1. Нгуен В. З. Определение граничных условий для расчета термонапряженного состояния поршня [Текст] / В. З. Нгуен, А. В. Белогуб // Авиационно-космическая техника и технология – 2019. - № 1 (153). – С. 39-47.

2. Булыгин Ю. А. Термодинамика и теплоизменение [Текст] : учеб. пособие / Ю. А. Булыгин, Д. Н. Галдин. – Воронеж: ФГБОУ ВПО «Воронежский государственный технический университет», 2015. – 110 с.

3. Fundamentals of heat and mass transfer [Text] / P. I. Frank, P. D. David, L. D. Theodore at all // John Wiley & Sons, Inc. - Hoboken, New Jersey, USA, 2007. – 1070 p.

4. Шеховцов А. Ф. Методические указания для самостоятельной работы студентов по курсу «Теплопередача в двигателях внутреннего сгорания» [Текст] / А. Ф. Шеховцов // Харьковский ордена Ленина Политехнический институт им. В. И. Ленина. – Х., 1972. – 259 с.

5. Лобасова М. С. Тепломассообмен [Текст]: учеб. пособие к практическим занятиям / М. С. Лобасова, А. А. Дектерев, Д. С. Серебренников. – Красноярск: ИПК СФУ, 2009. – 156 с.

6. Koszaka Grzegorz Mathematical model of piston ring sealing in combustion engine [Text] / Grzegorz Koszaka, Mirosaw Guzik // Polish maritime research, 2014. – №4. – P. 66-78.

7. Arafat Andril Piston ring assembly for a new natural gas vehicle symmetrical multistage wobble-plate compressor [Text] / Andril Arafat, Zair Asrar Ahmad, Ardiyansyah Syahrom at all // Faculty of Mechanical Engineering, Universiti Teknologi Malaysia.

8. Piston rings for combustion engines [Text] // Motorservice, Technical Market Support. - Neuenstadt, Germany.

9. Теплопроводность стали и чугуна. Техофизические свойства стали [Электронный вариант]. – Режим доступа: <http://thermalinfo.ru/svoistva-materialov/metally-i-splavy/teploprovodnost-stali-i-chuguna-teplofizicheskie-svoistva-stali>

10. Шадрина Е.М. Определение теплофизических свойств газов, жидкостей и водных растворов веществ [Текст]: метод. указания / Е.М. Шадрина, Г.В. Волкова. – Иваново : Иван. гос. хим.-технол. ун-т., 2009. – 80 с.

11. Матвеев В. А. Определение динамической вязкости вещества в зависимости от давления и температуры [Текст] / В. А. Матвеев, О. Ф. Орлов // Вестник МГТУ им. Н. Э. Баумана. Сер.: Естественные науки. - 2009. - № 3. – С. 116-118.

12. Глумов Д. Н. Способ расчета динамической вязкости газов в широком диапазоне давлений [Текст] / Д. Н. Глумов, А. В. Стрекалов //

Электронный научный журнал «Нефтегазовое дело», 2011. – №1. – С. 194-210.

13. Физические свойства воздуха [Электронный вариант]. – Режим доступа: <http://www.hightexpert.ru/content/gases/air.html>

14. Колчин А. И. Расчет автомобильных и тракторных двигателей [Текст] : учеб. пособие для вузов / А. И. Колчин, В. П. Демидов. – М.: Высш.Шк., 2008.– 4-е изд., стер.– 496 с.

Поступила в редакцию 16.08.2019

Нгуен Ван Зионг, О. В. Білогуб. Термічні опори в зазорах циліндропоршневої групи і їх вплив на температурне поле поршня дизеля типу D100

Досліджено процес теплообміну через зазори між частинами циліндропоршневої групи і вплив теплового опору зазорів на температурне поле поршня. Розглянуто зазори пар деталей: поршня і першого кільца, а також циліндра і головки поршня; ці зазори заповнені продуктами згоряння (для моделювання – повітрям). Результати розрахунків, виконаних у середовищі Ansys CFX, показали, що для пари циліндр-головка поршня рух повітря в зазорі сильно залежить від відносного переміщення пари деталей поршень-циліндр і ширини зазору. Процес тепlop передачі через зазори досліджений для двох випадків: перший – при русі поршня з постійною швидкістю (рівної середньої швидкості поршня), другий – при русі поршня зі швидкістю, що змінюється за кутом повороту колінчатого вала. Розрахунки виконано при різних значеннях ширини зазору, швидкості поршня і параметрів, що характеризують властивості повітря. Максимальні розходження результатів, отриманих для зазначених випадків, не перевищують 10%. На основі результатів моделювання сформовано апроксимуючі формулі для розрахунку коефіцієнтів тепловіддачі повітря зі стінкою поршня (α_p) та зі стінкою циліндра (α_{ts}). Максимальна погрішність при використанні апроксимуючих формул у порівнянні з моделюванням становить: для (α_p) – 10%, для (α_{ts}) – 6%. Для зазору поршень - перше кільце швидкості плину повітря розраховані за заданим значенням витрати витоку продуктів згоряння через зазор. За результатами досліджень, виконаних при різних значеннях ширини зазору і швидкості плину повітря, отримано апроксимуючі формулі для розрахунку коефіцієнта тепловіддачі повітря до стінок деталей з максимальними погрішностями 13%. Досліджено вплив ширини зазору циліндр-головка поршня на температурне поле поршня. У результаті показано, що поле температур поршня слабко залежить від ширини зазорів. Максимальне збільшення температури становить 6K при збільшенні ширини зазору від 0,1 мм до 0,5 мм. Тому що поле температур поршня слабко залежить від зазору кільце-стінка поршня, то і від зазору юбка-циліндр ця залежність буде слабка. Запропоновані залежності можна використати для задання граничних умов теплообміну в зазорах при розрахунках складного напружено-струменевого стану поршня для оптимізації його конструкції.

Ключові слова: поршень, циліндр, зазор, коефіцієнт тепловіддачі.

Nguyen Van Duong graduate student, Alexander Bilohub. The thermal resistance in clearances between the piston and the cylinder and its effect on D100 diesel engine piston's thermal state

In the study, the process of heat transfers through the gaps between the parts of the cylinder-piston group and the effect of the thermal resistance of the gaps on the temperature field of the piston. Consider the gaps of a pair of parts of the piston - the first ring and cylinder - the piston head, while the gaps are filled with combustion products (for modeling - with air). The calculations were performed in the Ansys CFX environment. The calculation results show that for a gap cylinder - piston head, the movement of air in the gap strongly depends on the relative movement of a pair of parts piston - cylinder and the width of the gap. The study of the heat transfer process is carried out through the gaps in two ways: the first with a constant piston speed (equal to the average piston speed), the second with a piston speed varying in the angle of rotation of the crankshaft. Both methods are designed for different gap widths, piston speeds and air properties. The results obtained by the two methods are not very different, the maximum difference is 10%. Using the results of two methods, approximating formulas were obtained for calculating the heat transfer coefficient of air with a piston wall (α_p) and with a cylinder wall (α_{ts}). The maximum error when using approximating formulas in comparison with modeling is, for (α_p) - 10%, for (α_{ts}) - 6%. For the gap, the piston is the first ring, the velocity of the air flow is calculated from the flow rate of the leakage of the combustion products through the gap. According to the results studied with different gap widths and different air flow rates, we obtain

approximating formulas for calculating the heat transfer coefficient of air to the walls of parts with maximum errors - 13%. Further, the effects of the width of the gap between the cylinder and the piston head on the temperature field of the piston were investigated. As a result, it is shown that the temperature field of the piston depends little on the width of the gaps. The maximum magnification is 6K with an increase in the gap width from 0.1 mm to 0.5 mm. Since the temperature field of the piston does not depend much on the ring clearance - the piston wall, the dependence on the skirt-cylinder gap will be weak. When calculating the complex stress state of the piston, the proposed dependencies can be used to optimize the design for assigning GI to gaps.

Keywords: piston, cylinder, gap, heat transfer coefficient.

References

1. Nguen V. Z. Opredelenie granichnyh uslovij dlja rascheta termonaprjazhennogo so-stojanija porshnya [Tekst] / V. Z. Nguen, A. V. Belogub // Aviacionno-kosmicheskaja tehnika i tehnologija – 2019. – № 1 (153). – S. 39-47.
2. Bulygin Ju. A. Termodinamika i teploperedacha [Tekst] : ucheb. posobie / Ju. A. Bulygin, D. N. Galdin. – Voronezh: FGBOU VPO «Voronezhskij gosudar-stvennyj tehnicheskij universitet», 2015. – 110 s.
3. Fundamentals of heat and mass transfer [Text] / P. I. Frank, P. D. David, L. D. Theodore at all // John Wiley & Sons, Inc. - Hoboken, New Jersey, USA, 2007. – 1070 p.
4. Shehovcov A. F. Metodicheskie ukazanija dlja samostojatel'noj raboty studentov po kursu «Teploperedacha v dvigateljah vnutrennego sgoranija» [Tekst] / A. F. Shehovcov // Har'kovskij ordena Lenina Politehnicheskij institut im. V. I. Lenina. – H., 1972. – 259 s.
5. Lobasova M. S. Teplomassoobmen [Tekst]: ucheb. posobie k prakt. Zanjatijam / M. S. Lobasova, A. A. Dekterev, D. S. Serebrennikov. – Krasnojarsk: IPK SFU, 2009. – 156 s.
6. Koszaka Grzegorz Mathematical model of piston ring sealing in combustion engine [Text] / Grzegorz Koszaka, Mirosaw Guzik // Polish maritime research, 2014. – №4. – P. 66-78.
7. Arafat Andril Piston ring assembly for a new natural gas vehicle symmetrical multistage wobble-plate compressor [Text] / Andril Arafat, Zair Asrar Ahmad, Ardiyansyah Syahrom at all // Faculty of Mechanical Engineering, Universiti Teknologi Malaysia.
8. Piston rings for combustion engines [Text] // Motorservice, Technical Market Support. - Neuenstadt, Germany.
9. Teploprovodnost' stali i chuguna. Teplofizicheskie svojstva stali [Jelektronnyj variant]. – Rezhim dostupa: <http://thermalinfo.ru/svojstva-materialov/metally-i-splavy/teploprovodnost-stali-i-chuguna-teplofizicheskie-svojstva-stali>
10. Shadrina E. M. Opredelenie teplofizicheskikh svojstv gazov, zhidkostej i vodnyh rastvorov veshhestv [Tekst] : metod. ukazanija / E. M. Shadrina, G. V. Volkova. – Ivanovo: Ivan. gos. him.-tehnol. un-t., 2009. – 80 s.
11. Matveev V. A. Opredelenija dinamicheskoy vjazkosti veshhestva v zavisimosti ot davlenija i temperatury [Tekst] / V. A. Matveev, O. F. Orlov // Vestnik MGTU im. N. Je. Baumana. Ser. : Estestvennye nauki. – 2009. – № 3. – S. 116-118.
12. Glumov D. N. Sposob raschet dinamicheskoy vjazkosti gazov v shirokom diapazone давлениј [Tekst] / D. N. Glumov, A. V. Strekalov // Jelektronnyj nauchnyj zhurnal «Neftegazovoe delo», 2011. – №1. – S. 194-210.
13. Fizicheskie svojstva vozduha [Jelektronnyj variant]. – Rezhim dostupa: <http://www.highexpert.ru/content/gases/air.html>
14. Kolchin A. I. Raschet avtomobil'nyh i traktornyh dvigatelej [Tekst] : ucheb. posobie dlja vuzov / A. I. Kolchin, V. P. Demidov. – M.: Vyssh. Shk., 2008. – 4-e izd., ster. – 496 s.