

THE INFLUENCE OF THE WEAR OF DIESEL'S CYLINDER GROUP ON THE TEMPERATURE STATE OF PISTON

V. A. Zhukov, O. V. Melnik, L. V. Tuzov

Admiral Makarov State University of Maritime and Inland Shipping,
St. Petersburg, Russian Federation

Forcing of ship internal combustion engines at the average effective pressure is accompanied by an increase in the maximum cycle pressure, an increase in the thermal stress of the cylinder-piston group parts and an intensification of their wear. Wear of parts of the cylinder group leads to an increase in the gap between the piston and the cylinder mirror. The consequence of increasing the gap is a decrease in heat transfer from the piston to the cylinder walls and an increase in the breakthrough of gases having a high temperature from the combustion chamber to the gap. A critical increase in the temperature of the piston can lead to its destruction and engine failure. The most typical types of piston failure are presented in the article. The aim of the research was to assess the influence of these two factors on the temperature condition of the piston. Calculation of heat transfer processes in the annular channel, performed using differential equations of energy and continuity, as well as the criterion equations of fluid flow in flat channels allowed to determine the temperature of the gases and the lateral surface of the piston at different values of the gap between the piston and the cylinder sleeve and different gas flow rates in the gap. The calculation was performed for the engine CHN 18/20, having a piston made of aluminum alloy. It was found that the increase in the number of gases entering the gap from the combustion chamber has a more significant effect on the temperature condition of the piston compared to the gap, increasing due to wear of the engine cylinder group parts. It is concluded that the number of gases with high temperature entering the gap leads to a significant increase in the temperature of the piston. The increase in the temperature of the piston due to wear of the parts of the cylinder group must be taken into account when determining its heat-stressed state. To ensure the permissible temperature level of the piston during operation, it is necessary to develop design and technological measures aimed at reducing the flow of gases through the gap between the piston and the cylinder mirror.

Keywords: marine internal combustion engines, parts of cylinder and piston, wear, gas breakthrough, heat transfer in flat channels, the temperature condition of the piston, the reliability of marine diesel engines.

For citation:

Zhukov, Vladimir A., Olesya V. Melnik, and Leonid V. Tuzov. "The influence of the wear of diesel's cylinder group on the temperature state of piston." *Vestnik Gosudarstvennogo universiteta morskogo i rechnogo flota imeni admirala S.O. Makarova* 10.5 (2018): 1040–1052. DOI: 10.21821/2309-5180-2018-10-5-1040-1052.

УДК 621.436

ВЛИЯНИЕ ИЗНОСА ДЕТАЛЕЙ ЦИЛИНДРОПОРШНЕВОЙ ГРУППЫ ДИЗЕЛЯ НА ТЕМПЕРАТУРНОЕ СОСТОЯНИЕ ПОРШНЯ

В. А. Жуков, О. В. Мельник, Л. В. Тузов

ФГБОУ ВО «ГУМРФ имени адмирала С. О. Макарова»,
Санкт-Петербург, Российская Федерация

Форсирование судовых двигателей внутреннего сгорания по среднему эффективному давлению сопровождается ростом максимального давления цикла, повышением теплонапряженности деталей цилиндропоршневой группы и интенсификацией их изнашивания. Износ деталей цилиндропоршневой группы приводит к увеличению зазора между поршнем и зеркалом цилиндра. Следствием увеличения зазора являются снижение теплоотода от поршня к стенкам цилиндра и возрастание прорыва газов, имеющих высокую температуру, из камеры сгорания в зазор. Критическое повышение температуры поршня может привести к его разрушению и выходу двигателя из строя. В статье представлены наиболее характерные виды разрушений поршня. Целью проведенных исследований являлась оценка влияния двух указанных факторов на температурное состояние поршня. Расчет процессов теплообмена в кольцевом канале, выполненный с использованием дифференциальных уравнений энергии и неразрывности, а также критериальных уравне-

ний течения жидкости в плоских каналах, позволил определить температуру газов и боковой поверхности поршня при различных значениях зазора между поршнем и цилиндровой втулкой и различных расходах газа в зазоре. Расчет выполнялся для двигателя ЧН 18/20, имеющего поршень, изготовленный из алюминиевого сплава. Было установлено, что увеличение количества газов, поступающих в зазор из камеры сгорания, оказывает более существенное влияние на температурное состояние поршня по сравнению с величиной зазора, возрастающего вследствие износа деталей цилиндропоршневой группы двигателя. Сделан вывод о том, что именно количество газов с высокой температурой, поступающих в зазор, приводит к существенному повышению температуры поршня. Повышение температуры поршня вследствие износа деталей цилиндропоршневой группы необходимо учитывать при определении его теплонапряженного состояния. Для обеспечения допустимого температурного уровня поршня в процессе эксплуатации необходимо разрабатывать конструкторские и технологические мероприятия, направленные на снижение расхода газов через зазор между поршнем и зеркалом цилиндра.

Ключевые слова: судовые двигатели внутреннего сгорания, детали цилиндропоршневой группы, износ, прорыв газов, теплообмен в плоских каналах, температурное состояние поршня, надежность судовых дизелей.

Для цитирования:

Жуков В. А. Влияние износа деталей цилиндропоршневой группы дизеля на температурное состояние поршня / В. А. Жуков, О. В. Мельник, Л. В. Тузов // Вестник Государственного университета морского и речного флота имени адмирала С. О. Макарова. — 2018. — Т. 10. — № 5. — С. 1040–1052. DOI: 10.21821/2309-5180-2018-10-5-1040-1052.

Введение (Introduction)

Основной тенденцией развития судовых дизелей на протяжении нескольких последних десятилетий является их форсирование по среднему эффективному давлению и частоте вращения коленчатого вала [1]–[3]. Оба фактора обуславливают повышение тепловых и механических нагрузок на детали цилиндропоршневой группы (ЦПГ). В наиболее тяжелых условиях работают цилиндрические втулки, поршни и поршневые кольца форсированных двигателей. Рабочая температура цилиндрических втулок в зоне перемещения поршневых колец составляет 150–200 °С, температура кромок камер сгорания — 350 °С, а температура поршней в районе поршневых колец — 200–250 °С для поршней из алюминиевых сплавов и 350–400 °С для чугунных поршней [4], [5]. Превышение допустимых рабочих температур поверхностей поршней и поршневых колец приводит к отказам, связанным с разрушением масляной пленки и нарушением условий смазывания в паре «поршень – гильза цилиндра», приводящим к задирам поршня и зеркала цилиндра (рис. 1), механическим разрушениям поршня вследствие перегрева днища (рис. 2), жарового пояса и поршневых колец (рис. 3), а также камеры сгорания (рис. 4) — [6].

а)



б)



Рис. 1. Следы задиров на юбке поршня (а) и зеркале (б) цилиндра



Рис. 2. Расплавленная головка поршня дизельного двигателя

а)



б)



Рис. 3. Оплавленные участки на жаровом поясе поршня (а) и поршневых кольцах (б) дизельного двигателя

а)



б)



Рис. 4. Трещины на кромке камеры сгорания: а — общий вид; б — увеличенный фрагмент

По имеющимся статистическим данным, собранным в течение длительного периода времени, надежность деталей ЦПГ определяет безотказность двигателя в целом. Доля отказов двигателей различного назначения, связанных с выходом из строя деталей ЦПГ, составляет 30–45 % общего количества отказов [7]–[9]. Проблема обеспечения необходимого уровня надежности деталей ЦПГ требует проведения анализа их напряженно-деформированного состояния с использованием методов математического моделирования [10]–[13], а также экспериментальных исследований условий работы деталей ЦПГ [14]–[16]. На основании исследований совершенствуются конструкция поршней [17]–[19] и технология их изготовления [20], [21], разрабатываются и внедряются новые материалы [22], [23]. Анализ литературных источников позволяет сделать вывод о том, что конструкторские и технологические мероприятия направлены на обеспечение допустимого температурного состояния деталей поршневой группы, что является обязательным условием надежной работы двигателя. Одним из факторов, определяющих температурное и теплонапряженное состояние поршня, является интенсивность отвода теплоты от него в процессе эксплуатации.

Методы и материалы (Methods and Materials)

Известно, что теплота, воспринимаемая днищем поршня при осуществлении рабочего цикла, передается к цилиндрической втулке и далее к охлаждающей жидкости через поршневые кольца [24], [5]. Износ поршней, поршневых колец и цилиндрических втулок при эксплуатации дизелей приводит к нарушению нормального сопряжения трущихся пар, увеличивает зазор между ними, изменяет условия теплообмена по боковой поверхности поршня до первого компрессионного кольца и увеличивает температуру газов, непосредственно соприкасающихся с компрессионными кольцами. Износ компрессионных колец и поверхностей втулок вызывает также нарушение уплотняющей функции компрессионных колец, при этом будет возрастать количество прорывающихся в картер газов, что, в свою очередь, должно отрицательно сказаться на температурном уровне деталей поршневой группы.

Экспериментальные исследования дизеля ЧН18/20 показали, что при увеличении зазора в результате износа цилиндрической втулки на 0,9 мм температура центра днища поршня повышается на 30–35 °С, а при износе на 1,37 мм — на 140 °С. Безусловно, еще большее влияние на теплонапряженность поршневой группы может оказать аварийное состояние поршневых колец — их залегание (пригар). Эксперименты также показывают, что уровень теплонапряженности поршня значительно изменяется при увеличении зазоров в канавках поршневых колец. В связи с этим возникает вопрос: *что может служить объективным показателем допустимости эксплуатации дизеля без ремонта при значительных износах поверхностей цилиндропоршневой группы.*

Многочисленные исследования дизелей с различной степенью изношенности ЦПГ показали, что даже при предельно допустимом износе их мощность падает всего на 6–14 %, а расход топлива растет на 2–10 %. Критерий допустимости эксплуатации дизеля без ремонта должен учитывать показатели роста теплонапряженности. При оценке теплонапряженности поршневой группы дизелей, находящихся в эксплуатации, целесообразно отдельно оценить влияние износа соприкасающихся деталей и ухудшения уплотняющей способности колец. У дизелей ЧН18/20, широко распространенных на флоте и имеющих средний уровень форсированности, износ боковых поверхностей поршней в процессе эксплуатации сравнительно невелик, однако наблюдается значительный износ втулки цилиндра в зоне остановки первого компрессионного кольца. В процессе эксплуатации это может нарушить уплотнительную способность кольца, вызвать резкое увеличение прорыва газов в картер и, как следствие, повышение уровня теплонапряженности поршневой группы дизеля.

Одновременно ухудшаются и условия теплообмена поршня с втулкой цилиндра. На базе имеющихся источников научной и технической литературы практически невозможно установить причины, оказывающие более сильное влияние на тепловое состояние поршня: увеличение прорыва газов вследствие износа компрессионных колец и втулки цилиндра или ухудшение теплоотвода от поршня из-за увеличения зазора. Для двигателя ЧН18/20 эта проблема особенно актуальна,

так как поршень двигателя изготовлен из алюминиевого сплава, а цилиндровая втулка — из стали. Различные коэффициенты теплового расширения приводят к необходимости увеличенного зазора между деталями ЦПГ. Поршень имеет уплотняющую часть с тремя компрессионными кольцами и короткую юбку. Указанные особенности повышают вероятность прорыва газов из камеры сгорания в зазор между поршнем и цилиндровой втулкой и изменения вследствие этого температурного состояния поршня.

Для выяснения этого важного для практики вопроса необходимо детально изучить изменения условий теплообмена в зазоре между головкой поршня и втулкой цилиндра в зависимости от его величины и качества прорывающихся газов. С этой целью, прежде всего, необходимо определить температуру газов в зазоре. Для определения температуры газов найдем тепловой поток на стенках канала, который можно определить из уравнения баланса энергии для элемента жидкости длиной dx , ограниченного стенками канала и двумя сечениями, нормальными к его оси. Для этого проинтегрируем уравнение энергии по сечению канала.

Уравнение энергии в общем случае имеет вид

$$\rho c_p \frac{dT}{d\tau} = \operatorname{div}(\lambda \operatorname{grad} T) + q_v + \mu S,$$

где ρ — плотность жидкости; c_p — изобарная теплоемкость газа, отнесенная к единице массы; T — температура жидкости; τ — время; λ — коэффициент теплопроводности жидкости; q_v — мощность внутренних источников теплоты; μ — динамический коэффициент вязкости; μS — диссипативная функция.

Преобразуем левую часть этого уравнения с помощью уравнения неразрывности и перейдем от температуры к энтальпии:

$$\frac{\partial(\rho h)}{\partial \tau} + \frac{\partial(\rho \omega_x h)}{\partial x} + \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r}(r \rho \omega_r h) = \frac{\partial}{\partial x} \left(\lambda \frac{\partial T}{\partial x} \right) + \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} \left(r \lambda \frac{\partial T}{\partial r} \right) + q_v + \mu S,$$

где ω_x и ω_r — соответственно осевая и радиальная составляющие скорости; h — энтальпия, отнесенная к единице массы.

Введя допущения о стационарности течения и теплообмена и пренебрегая диссипацией и наличием внутренних источников, получим

$$\frac{\partial(\rho \omega_x h)}{\partial x} + \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r}(r \rho \omega_r h) = \frac{\partial}{\partial x} \left(\lambda \frac{\partial T}{\partial x} \right) + \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} \left(r \lambda \frac{\partial T}{\partial r} \right).$$

Умножив последнее уравнение на $2\pi r dr$ и выполнив интегрирование от r_1 до r_2 , получим

$$\int_{r_1}^{r_2} \frac{\partial(\rho \omega_x h)}{\partial x} 2\pi r dr + 2\pi \int_{r_1}^{r_2} d(r \rho \omega_r h) = 2\pi \int_{r_1}^{r_2} \frac{d}{dx} \lambda \frac{\partial T}{\partial x} r dr + 2\pi \int_{r_1}^{r_2} d \left(r \lambda \frac{\partial T}{\partial r} \right), \quad (1)$$

где r_1 и r_2 — соответственно внутренний и внешний радиусы канала.

Второй член левой части обращается в нуль, так как $\omega_r = 0$ при $r = r_1$ и $r = r_2$. Преобразуем второй член правой части:

$$2\pi \int_{r_1}^{r_2} d \left(r \lambda \frac{\partial T}{\partial r} \right) = 2\pi \left[r \lambda \frac{\partial T}{\partial r} \right]_{r_1}^{r_2} = \lambda \left(\frac{\partial T}{\partial r} \right)_{r=r_2} 2\pi r_2 - \lambda \left(\frac{\partial T}{\partial r} \right)_{r=r_1} 2\pi r_1.$$

Для осредненного по периметру теплового потока с учетом его направления можно записать

$$\left(\frac{\partial T}{\partial r} \right)_{r=r_2} = - \left(\frac{\partial T}{\partial r} \right)_{r=r_1}.$$

Окончательный вид равенства

$$2\pi \int_{r_1}^{r_2} d \left(r \lambda \frac{\partial T}{\partial r} \right) = 2\pi (r_2 + r_1) \lambda \left(\frac{\partial T}{\partial r} \right)_{r=r_2} = 2\pi (r_2 + r_1) q_c.$$

Изменив последовательность дифференцирования по x и интегрирования по r , получим

$$\frac{d}{dx} \int_{r_1}^{r_2} \rho \omega_x h 2\pi r dr = \frac{d}{dx} \int_{r_1}^{r_2} \lambda \frac{\partial T}{\partial x} 2\pi r dr + q_c 2\pi (r_2 + r_1).$$

Отсюда

$$q_c = \frac{1}{2\pi(r_2 + r_1)} \left[\frac{d}{dx} \int_f \left(\rho \omega_x h - \lambda \frac{\partial T}{\partial x} \right) df \right].$$

Теплопроводностью вдоль канала можно пренебречь ввиду ее малости, как это традиционно делается при решении инженерных задач. Тогда уравнение для теплового потока примет более простой вид:

$$q_c = \frac{1}{2\pi(r_2 + r_1)} \frac{d}{dx} \int_f \rho \omega_x h df. \quad (2)$$

Это уравнение справедливо при переменных плотности и теплоемкости среды по длине канала. В оценочном расчете переменностью этих величин можно пренебречь. Выполнив преобразования с учетом уравнения (2) и введя среднюю температуру, запишем

$$\bar{T} = \frac{\int_f \omega_x T df}{\int_f \omega_x df}.$$

Уравнение для теплового потока можно представить в следующем виде:

$$q_c = \frac{1}{2\pi(r_2 + r_1)} c_p G \frac{d\bar{T}}{dx}, \quad (3)$$

где G — массовый расход жидкости.

Местный коэффициент теплоотдачи определяется по формуле

$$\alpha = - \frac{\lambda}{T_c - \bar{T}} \left(\frac{dT}{dn} \right)_{n=0}.$$

Следовательно, учитывая уравнение (3), получим

$$\alpha = - \frac{c_p G}{2\pi(r_2 + r_1)(T_c - \bar{T})} \frac{d\bar{T}}{dx}. \quad (4)$$

Запишем уравнение (4) следующим образом:

$$\frac{d\bar{T}}{dx} + \frac{2\pi(r_2 + r_1)\alpha}{Gc_p} \bar{T} = \frac{2\pi(r_2 + r_1)}{Gc_p} T_c,$$

где T_c — температура стенки в данной точке.

Обозначив

$$f(x) = \frac{2\pi(r_2 + r_1)\alpha}{Gc_p} \quad \text{и} \quad g(x) = \frac{2\pi(r_2 + r_1)}{Gc_p} T_c,$$

получим

$$\frac{d\bar{T}}{dx} + f(x)\bar{T} = g(x)T_c,$$

С учетом граничного условия $\bar{T} = T_0$ при $x = 0$ решение этого уравнения имеет вид

$$\bar{T} = e^{-\varphi(x)} \left[T_0 + \int_0^x g(x) e^{\varphi(x)} dx \right],$$

где $\varphi(x) = \int_0^x f(x) dx$.

Если температура стенки постоянна по длине канала ($T_c = \text{const}$), то

$$\bar{T} = e^{-\varphi} \left(T_0 + T_c \int_0^x \varphi e^{\varphi} dx \right) = e^{-\varphi} \left(T_0 + T_c \int_0^{\varphi} e^{\varphi} d\varphi \right),$$

откуда следует, что

$$\bar{T} = T_c + (T_0 - T_c)e^{-\varphi}.$$

Если коэффициент теплоотдачи постоянен, то температура газа определяется по формуле

$$\bar{T} = T_c + (T_0 - T_c)e^{-\frac{2\pi(r_2+r_1)\alpha}{Gc_p}x}. \quad (5)$$

Так как кривизна канала мала, коэффициент теплоотдачи от газов к стенкам, образующим зазор между головкой и втулкой цилиндра, может быть рассчитан по формуле для плоских течений. Приближенная оценка коэффициентов теплообмена при ламинарном и турбулентном течении жидкости в плоских каналах [25]:

$$\bar{Nu} = \left(1 + n \frac{l_H}{x}\right) Nu_\infty; \quad (x \geq l_H),$$

где \bar{Nu} — среднее для всего канала число Нуссельта; l_H — длина гидродинамического, начального участка, определяемая по формуле $l_H = aPr^{2/3} hRe$; Pr , Re — соответственно числа Прандтля и Рейнольдса; x — текущая координата вдоль зазора; a , n — постоянные, определяемые согласно рекомендациям, приведенным в работах [26], [27].

Результаты (Results)

Расход газов, прорывающихся через кольцевое уплотнение, определялся из расчета давлений в кольцевом лабиринте. Как показали расчеты, результаты которых приведены на рис. 5, газ на сравнительно коротком участке приобретает температуру, близкую к температуре стенок. Расстояние, на котором происходит движение температуры газа до безопасной для работы колец, увеличивается с ростом расхода газов или зазора между головкой поршня и втулкой. Полученные данные показывают, что увеличение прорыва газов приводит к повышению температуры газового потока на середине длины кольцевого канала на 30–40 %, а на выходе из зазора температура может превышать безопасные для алюминиевых сплавов значения. Повышенные значения температуры прорывающихся газов приводят также к интенсивному старению моторного масла.

Для определения влияния прорыва газов и величины зазора на температурный уровень поршня необходимо определить условия теплообмена поршня с втулкой цилиндра, учитывающие теплоту, вносимую с газами в зазор, и распределение газов в зазоре. На данном этапе трудно достаточно точно описать теплообмен в зазоре между головкой поршня и втулкой цилиндра, так как протечки газа носят нестабильный характер. Течение газа в зазоре происходит не по всему периметру одновременно, а имеет вид прорывов в различных местах уплотнения. Наличие масла в зазоре, в свою очередь, усложняет задачу. Экспериментальный материал, связанный с определением характера изменения температуры газов в зазоре и теплообмена в нем, практически отсутствует. В связи с этим представляется целесообразным разработать приближенную методику, основанную на осредненных параметрах.

Движущуюся в зазоре среду будем рассматривать как поток с внутренними источниками теплоты, мощность которых определяется из выражения

$$q_v = \frac{c_p G \Delta T_r}{\pi D \Delta x h},$$

где ΔT_r — разность температур газа на входе в участок Δx и выходе из него, которые определяются по формуле (5); h — радиальный зазор (ширина канала); D — диаметр цилиндра.

Считая процесс стационарным и одномерным, уравнение энергии запишем в следующем виде:

$$\frac{d^2 T}{dy^2} = \frac{q_v}{\lambda},$$

где λ — коэффициент теплопроводности среды; y — координата в радиальном направлении.

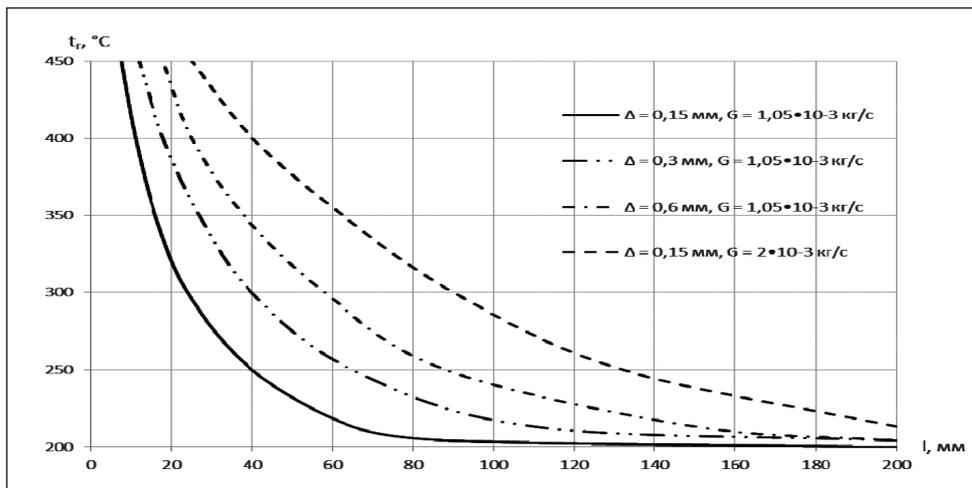


Рис. 5. Изменение температуры газа в зазоре между головкой поршня и втулкой цилиндра:
 t_r — средняя температура газового потока в кольцевом канале, °С;
 l — расстояние от огневого днища крышки цилиндра, мм

Решив это уравнение с граничными условиями первого рода $T = T_{ц}$ при $y = 0$ и $T = T_{п}$ при $y = h$, где $T_{ц}$ — температура цилиндра; $T_{п}$ — температура поршня, получим распределение температуры в потоке:

$$T = T_{ц} + (T_{п} + T_{ц})\eta - \frac{q_v h^2}{2\lambda} \eta(1 - \eta),$$

где $\eta = \frac{y}{h}$.

Отсюда получим тепловой поток через боковую поверхность поршня:

$$q_{п} = \frac{\lambda}{h}(T_{п} - T'_{ц}),$$

где

$$T'_{ц} = T_{ц} + \frac{c_p G \Delta T_3 h}{2\pi D \Delta x \lambda}.$$

Такой подход позволяет учесть влияние прорыва на условия теплообмена головки поршня с втулкой цилиндра заданием $T_{ц}$, учитывающей теплоту, вносимую газами в зазор, вместо средней температуры втулки. Эта методика использовалась для определения граничных условий теплообмена по боковой поверхности головки поршня при расчете температурных полей поршня дизеля 12ЧН18/20. Теплопередача через поршневые кольца определялась по разработанной ранее программе, учитывающей изменение толщины масляной пленки между кольцом и втулкой цилиндра и осевое перемещение колец в канавках под действием сил трения, инерции и давления газов.

Расчет температурных полей поршня при различных уплотняющих способностях колец и зазорах между головкой поршня и втулкой цилиндра проводился в осесимметричной постановке. Результаты расчета температурных полей поршня дизеля 12ЧН18/20 при различной величине зазоров между головкой поршня и втулкой цилиндра и уплотняющей способности колец приведен на рис. 6. Результаты расчета показывают, что увеличение зазора между поршнем и зеркалом цилиндра, так же, как и рост прорыва газов в картер, приводит к значительному повышению температуры поршня. При увеличении прорыва газов в два раза по сравнению со значениями, характерными для зазоров, предусмотренных нормальным состоянием деталей ЦПГ, температура днища цилиндра превышает значения, допустимые для алюминиевых сплавов. Это может явиться причиной разрушения поршня и выхода двигателя из строя.

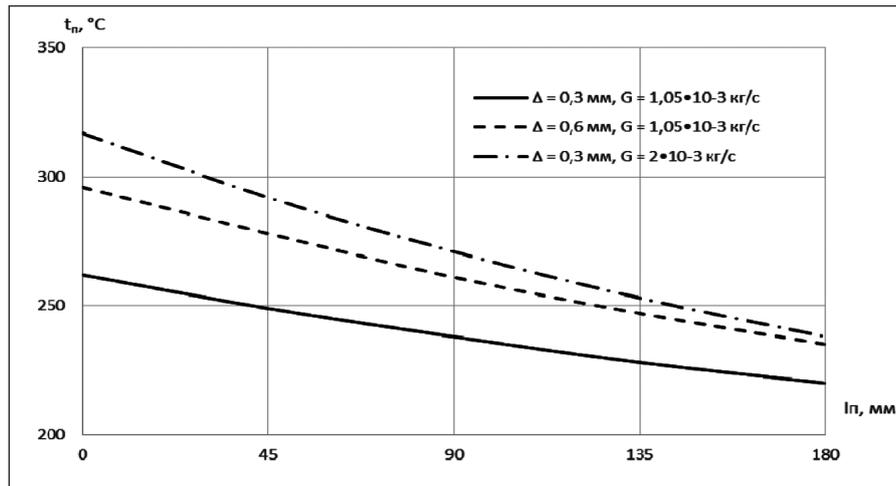


Рис. 6. Изменение температуры поршня в зависимости от величины зазора и прорыва газов в картер:

t_p — температура боковой поверхности поршня, °C; l_p — расстояние от днища поршня, мм

Обсуждение (Discussion)

Результаты проведенных расчетных исследований показали, что при увеличении зазора между поршнем и цилиндровой втулкой, вследствие износа деталей ЦПГ, наблюдается изменение температурного состояния поршня. При этом увеличение количества прорывающихся в зазор газов оказывает более сильное влияние на температурный уровень поршня по сравнению с ростом величины зазора. Фактор повышения температуры в зазоре необходимо учитывать при оценке теплонапряженного состояния поршня в процессе эксплуатации и формирования интегральных показателей теплонапряженности, таких, например, как предложенные в работе [28]. Превышение допустимого температурного уровня поршня может привести к снижению его прочности и разрушению (см. рис. 2–4).

Следует отметить, что увеличение зазора между головкой поршня и втулкой цилиндра менее опасно, чем увеличение прорыва газов, так как с увеличением зазоров темп роста температуры поршня замедляется за счет влияния соответствующего теплового расширения поршня. Этот процесс может стабилизироваться на безопасном для работы двигателя уровне. Увеличение прорыва газов может привести в результате теплового расширения поршня к полному исчезновению зазора, разрушению масляной пленки, задиру поршня и цилиндровой втулки, и, как следствие, к выходу двигателя из строя.

Предотвращение или минимизация прорыва газов из камеры сгорания в зазор между поршнем и цилиндровой втулкой позволит обеспечить сохранение допустимого температурного уровня поршня, снизить вероятность появления отказов судовых дизелей, что будет способствовать повышению их надежности.

Выводы (Summary)

Проведенные исследования позволяют сделать следующие выводы.

1. Форсирование дизелей по среднему эффективному давлению и увеличение максимального давления цикла увеличивает вероятность прорыва газов в зазор между поршнем и цилиндровой втулкой при износе деталей ЦПГ в процессе эксплуатации.
2. Наиболее актуальной эта проблема является для двигателей, поршни которых изготовлены из алюминиевых сплавов с высокими коэффициентами теплового расширения.
3. Увеличение количества прорывающихся в зазор газов при износе деталей ЦПГ оказывает на температурное состояние поршня более существенное влияние, чем уменьшение теплоотвода от него вследствие увеличения зазора.

4. Фактор повышения температуры газов в зазоре необходимо учитывать при оценке теплонапряженного состояния поршней дизелей, находящихся в эксплуатации, и формировании интегральных показателей теплонапряженности.

5. Необходимо продолжение исследований, направленных на разработку конструкторских и технологических мероприятий, обеспечивающих высокую герметичность камеры сгорания, износостойкость деталей ЦДГ и их защиту от потенциально опасных повышений температурного уровня, приводящих к отказам дизелей.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Конкс Г. А. Мировое судовое дизелестроение. Концепция конструирования, анализ международного опыта / Г. А. Конкс, В. А. Лашко. — М.: Машиностроение, 2005. — 512 с.

2. Сорокин В. А. Техничко-эксплуатационные характеристики отечественных и зарубежных судовых дизелей мощностью до 3 МВт / В. А. Сорокин, М. Ю. Иванов // Наука и транспорт. — 2013. — № 1 (5). — С. 70–77.

3. Безюков О. К. Состояние и перспективы судового двигателестроения в России / О. К. Безюков, В. А. Жуков // Вестник Астраханского государственного технического университета. Серия: Морская техника и технология. — 2017. — № 2. — С. 40–53. DOI: 10.24143/2073-1574-2017-2-40-53.

4. Чайнов Н. Д. Конструирование двигателей внутреннего сгорания / Н. Д. Чайнов [и др.]. — М.: Машиностроение, 2008. — 496 с.

5. Кавтарадзе Р. З. Локальный теплообмен в поршневых двигателях / Р. З. Кавтарадзе. — М.: Изд-во МГТУ им. Н. Э. Баумана, 2007. — 472 с.

6. MAHLE Aftermarket [Электронный ресурс]. — Режим доступа: www.mahle-aftermarket.com (дата обращения: 30.08.2018).

7. Гурвич И. Б. Износ и долговечность двигателей / И. Б. Гурвич. — Горький: Волго-Вятское книжное издательство, 1979. — 175 с.

8. Григорьев М. А. Износ и долговечность автомобильных двигателей / М. А. Григорьев, Н. Н. Пономарев. — М.: Машиностроение, 1976. — 248 с.

9. Григорьев М. А. Обеспечение надежности двигателей / М. А. Григорьев, В. А. Долецкий. — М.: Машиностроение, 1990. — 322 с.

10. Чайнов Н. Д. Обобщенная модель анализа теплового и напряженно-деформированного состояния деталей цилиндра-поршневой группы / Н. Д. Чайнов, Л. Л. Мягков // Сборник научных трудов «Авиационно-космическая техника и технология». — 2001. — Вып. 26: Двигатели и энергоустановки. — С. 4–8.

11. Белогуб А. В. Геометрические и силовые граничные условия при анализе напряженно-деформированного состояния поршней методом конечных элементов / А. В. Белогуб, М. А. Зотов, М. А. Максимова // Двигатели внутреннего сгорания. — 2013. — № 2. — С. 70–75.

12. McClure F. Numerical modeling of piston secondary motion and skirt lubrication in internal lubrication engines: Requirements for Degree of Doctor of Philosophy in Mechanical Engineering / F. McClure. — Massachusetts Institute of Technology, 2007. — 241 p.

13. Левтеров А. М. Трехмерная конечноэлементная модель анализа нестационарных термоупругих напряжений поршня быстроходного дизеля / А. М. Левтеров, А. Н. Авраменко // Двигатели внутреннего сгорания. — 2008. — № 2. — С. 49–55.

14. Леванов Г. И. Экспериментальные исследования трибосопряжения «поршневое кольцо-цилиндр» / Г. И. Леванов, И. В. Мухортов // Двигатели внутреннего сгорания. — 2012. — № 2. — С. 64–66.

15. Madden D. Part 1: Piston friction and Noise study of three different piston architectures for an automotive gasoline engine / D. Madden, K. Kim, M. Takiguchi. — SAE Technical Paper, 2006. — 9 p. — № 2006-01-0427. DOI: 10.4271/2006-01-0427.

16. Kwang-soo K. Part 2: The Effects of Lubricating Oil Film Thickness Distribution on Gasoline Engine Piston Friction / K.S. Kim, T. Godward, M. Takiguchi, S. Aoki. — SAE Technical Paper, 2007. — 9 p. — № 2007-01-1247. DOI: 10.4271/2007-01-1247.

17. Таран С. Б. Модульное конструкторско-технологическое проектирование чугуновых поршней высокофорсированных дизельных ДВС / С. Б. Таран [и др.] // Двигатели внутреннего сгорания. — 2012. — № 2. — С. 102–105.

18. Пылев В. А. Автоматизированное проектирование поршней быстроходных дизелей с заданным уровнем длительной прочности / В. А. Пылев. — Харьков: Изд-во НТУ «ХПИ», 2001. — 332 с.
19. Рождественский Ю. В. Радиальное профилирование направляющей части поршня двигателя внутреннего сгорания / Ю. В. Рождественский, А. И. Гусев // Вестник Южно-Уральского государственного университета. Серия: Машиностроение. — 2006. — № 11 (66). — С. 78–84.
20. Белогуб А. В. Учет технологических факторов, влияющих на точность получения внешней поверхности юбки поршня и оценка возможности снижения брака на производстве / А. В. Белогуб, А. С. Стрибуль, Н. Л. Сапич // Двигатели внутреннего сгорания. — 2005. — № 2. — С. 111–114.
21. Алехин В. И. Анализ влияния технологических дефектов на прочность литых тонкостенных поршней ДВС / В. И. Алехин, А. В. Белогуб, О. В. Акимов // Двигатели внутреннего сгорания. — 2012. — № 1. — С. 96–98.
22. Жуков А. А. Методика оценки эксплуатационных свойств материалов поршней ДВС / А. А. Жуков, В. А. Жуков, М. А. Тарасов // Сборник научных трудов «Авиационно-космическая техника и технология». — 2001. — Вып. 26. — С. 103–104.
23. Шпаковский В. В. Продление ресурса двигателя внутреннего сгорания установкой поршня с корундовым слоем / В. В. Шпаковский // Двигатели внутреннего сгорания. — 2014. — № 1. — С. 123–126.
24. Костин А. К. Теплонапряженность двигателей внутреннего сгорания: справ. пособие / А. К. Костин, В. В. Ларионов, Л. И. Михайлов. — Л.: Машиностроение, 1979. — 224 с.
25. Овсянников М. К. Тепловая напряжённость судовых дизелей / М. К. Овсянников, Г. А. Давыдов. — Л.: Судостроение, 1975. — 258 с.
26. Гаврилов Ю. А. Приближенная оценка коэффициента теплообмена при ламинарном и турбулентном течении жидкости в плоских каналах / Ю. А. Гаврилов, Г. Н. Дульнев // Инженерно-физический журнал. — 1972. — Т. 23. — № 4. — С. 612–617.
27. Халатов А. А. Теплообмен и гидродинамика ускоренного потока в плоских криволинейных каналах / А. А. Халатов, А. С. Коваленко. — Киев: Наук. думка, 2006. — 224 с.
28. Лепский А. Г. Анализ возможности формирования интегрального показателя для оценки теплонапряженности деталей судового двигателя / А. Г. Лепский, А. А. Дамаскин // Вестник Мурманского государственного технического университета. — 2008. — Т. 11. — № 3. — С. 451–457.

REFERENCES

1. Konks, G. A., and V. A. Lashko. *Mirovye sudovye dizelestroenie. Kontsepsiya konstruirovaniya, analiz mezhdunarodnogo opyta*. M.: Mashinostroenie, 2005.
2. Sorokin, V. A., and M. Yu. Ivanov. “Tekhniko-ekspluatatsionnye kharakteristiki otechestvennykh i zarubezhnykh sudovykh dizelei moshchnost’yu do 3 MVt.” *Nauka i transport* 1(5) (2013): 70–77.
3. Bezjukov, Oleg Konstantinovich, and Vladimir Anatoljevich Zhukov. “State and prospects of ship engine-building in Russia.” *Vestnik of Astrakhan State Technical University. Series: Marine Engineering and Technologies* 2 (2017): 40–53. DOI: 10.24143/2073-1574-2017-2-40-53
4. Chainov, N. D., N. A. Ivashchenko, A. N. Krasnokutskii, and L. L. Myagkov. *Konstruirovaniye dvigatelei vnutrennego sgoraniya*. M.: Mashinostroenie, 2008.
5. Kavtaradze, R. Z. *Lokal’nyi teploobmen v porshnevnykh dvigatelyakh*. M.: Izd-vo MGTU im. N.E. Bauman, 2007.
6. MAHLE Aftermarket. Web. 30 Aug. 2018 <www.mahle-aftermarket.com>.
7. Gurvich, I. B. *Iznos i dolgovechnost’ dvigatelei*. Gor’kii: Volgo-Vyatskoe knizhnoe izdatel’stvo, 1979.
8. Grigor’ev, M. A., and N. N. Ponomarev. *Iznos i dolgovechnost’ avtomobil’nykh dvigatelei*. M.: Mashinostroenie, 1976.
9. Grigor’ev, M. A., and V. A. Doletskii. *Obespechenie nadezhnosti dvigatelei*. M.: Mashinostroenie, 1990.
10. Chainov, N. D., and L. L. Myagkov. “Obobshchennaya model’ analiza teplovogo i napryazhenno-deformirovannogo sostoyaniya detalei tsilindro-porshnevoi gruppy.” *Aviatsinno-kosmicheskaya tekhnika i tekhnologiya: Sb. nauchn. tr. Vyp. 26. Dvigateli i energoustanovki*. Khar’kov: KhAI, 2001. 4–8.

11. Belogub, A. V., A. A. Zotov, and M. A. Maksimova. "Geometrical and power boundary conditions at analysis of the tense-deformed state of pistons by the method of finite elements." *Dvigateli vnutrennego sgoraniya 2* (2013): 70–75.
12. McClure, F. Numerical modeling of piston secondary motion and skirt lubrication in internal lubrication engines: Requirements for Degree of Doctor of Philosophy in Mechanical Engineering. Massachusetts Institute of Technology, 2007.
13. Levterov, A.M., and A.N. Avramenko. "Trekhnernaya konechnoelementnaya model' analiza nestatsionarnykh termouprugikh napryazhenii porshnya bystrokhodnogo dizelya." *Dvigateli vnutrennego sgoraniya 2* (2008): 49–55.
14. Levanov, I.G., and I.V. Muhotrov. "Experimental investigations of friction unit "piston ring-cylinder"." *Dvigateli vnutrennego sgoraniya 2* (2012): 64–66.
15. Madden, Dermot, Kwangsoo Kim, and Masaaki Takiguchi. *Part 1: Piston friction and Noise study of three different piston architectures for an automotive gasoline engine*. No. 2006-01-0427. SAE Technical Paper, 2006. DOI: 10.4271/2006-01-0427
16. Kim, Kwang-soo, T. Godward, M. Takiguchi, and S. Aoki. *Part 2: The effects of lubricating oil film thickness distribution on gasoline engine piston friction*. No. 2007-01-1247. SAE Technical Paper, 2007. DOI: 10.4271/2007-01-1247
17. Taran, S.B., A.P. Marchenko, B.P. Taran, and O.V. Akimov. "Modular design and process design of cast-iron piston of highly accelerated diesel engines." *Dvigateli vnutrennego sgoraniya 2* (2012): 102–105.
18. Pylev, V.A. *Avtomatizirovannoe proektirovanie porshnei bystrokhodnykh dizelei s zadannym urovnem dlitel'noi prochnosti*. Khar'kov: NTU «KhPI», 2001.
19. Rozhdestvenskii, Yu.V., and A.I. Gusev. "Radial'noe profilirovanie napravlyayushchei chasti porshnya dvigatelya vnutrennego sgoraniya." *Vestnik Yuzhno-Ural'skogo gosudarstvennogo universiteta. Seriya: Mashinostroenie* 11(66) (2006): 78–84.
20. Belogub, A.V., A.S. Stribul', and N.L. Sapich. "Uchet tekhnologicheskikh faktorov, vliyayushchikh na tochnost' polucheniya vneshnei poverkhnosti yubki porshnya i otsenka vozmozhnosti snizheniya braka na proizvodstve." *Dvigateli vnutrennego sgoraniya 2* (2005): 111–114.
21. Alyokhin, V.I., A.V. Belogub, and O.V. Akimov. "Analysis of the impact of technological defects on the strength of the cast piston of ice." *Dvigateli vnutrennego sgoraniya 1* (2012): 96–98.
22. Zhukov, A.A., V.A. Zhukov, and M.A. Tarasov. "Metodika otsenki ekspluatatsionnykh svoystv materialov porshnei DVS." *Aviatsinno-kosmicheskaya tekhnika i tekhnologiya: Sb. nauchn. tr. Vyp. 26. Dvigateli i energoustanovki*. Khar'kov: KhAI (2001): 103–104.
23. Shpakovskyy, V.V. "Prolongation of the resource of the internal combustion engine by installation of pistons with corundum layer." *Dvigateli vnutrennego sgoraniya 1* (2014): 123–126.
24. Kostin, A.K., V.V. Larionov, and L.I. Mikhailov. *Teplonapryazhennost' dvigatelei vnutrennego sgoraniya. Spravochnoe posobie*. L.: Mashinostroenie, 1979.
25. Ovsyannikov, M.K., and G.A. Davydov. *Teplovaya napryazhennost' sudovykh dizelei*. L.: Sudostroenie, 1975.
26. Gavrilov, Yu.A., and G.N. Dul'nev. "Priblizhennaya otsenka koeffitsienta teploobmena pri laminarnom i turbulentnom techenii zhidkosti v ploskikh kanalakh." *Inzhenerno-fizicheskii zhurnal* 23.4 (1972): 612–617.
27. Khalatov, A.A., and A.S. Kovalenko. *Teploobmen i gidrodinamika uskorenogo potoka v ploskikh krivo-lineinykh kanalakh*. Kiev: Nauk, dumka, 2006.
28. Lepsky, A.G., and A.A. Damaskin. "Analysis of integral criterion formation for thermal load estimation of marine internal combustion engine components." *Vestnik of MSTU* 11.3 (2008): 451–457.

ИНФОРМАЦИЯ ОБ АВТОРАХ

Жуков Владимир Анатольевич —
 доктор технических наук, доцент
 ФГБОУ ВО «ГУМРФ имени адмирала
 С. О. Макарова»
 198035, Российская Федерация, г. Санкт-Петербург,
 ул. Двинская, 5/7
 e-mail: va_zhukov@rambler.ru,
zhukovva@gumrf.ru

INFORMATION ABOUT THE AUTHORS

Zhukov, Vladimir A. —
 Dr. of Technical Sciences, associate professor
 Admiral Makarov State University of Maritime
 and Inland Shipping
 5/7 Dvinskaya Str., St. Petersburg 198035,
 Russian Federation
 e-mail: va_zhukov@rambler.ru,
zhukovva@gumrf.ru

Мельник Олеся Владимировна —
кандидат технических наук
ФГБОУ ВО «ГУМРФ имени адмирала
С.О. Макарова»
198035, Российская Федерация, г. Санкт-Петербург,
ул. Двинская, 5/7
e-mail: olvmelnik@gmail.com

Тузов Леонид Васильевич —
доктор технических наук, профессор
ФГБОУ ВО «ГУМРФ имени адмирала
С. О. Макарова»
198035, Российская Федерация, г. Санкт-Петербург,
ул. Двинская, 5/7
e-mail: kaf_sdvs@gumrf.ru

Melnik, Olesya V. —
PhD
Admiral Makarov State University of Maritime
and Inland Shipping
5/7 Dvinskaya Str., St. Petersburg 198035,
Russian Federation
e-mail: olvmelnik@gmail.com

Tuzov, Leonid V.
Dr. of Technical Sciences, professor
Admiral Makarov State University of Maritime
and Inland Shipping
5/7 Dvinskaya Str., St. Petersburg 198035,
Russian Federation
e-mail: kaf_sdvs@gumrf.ru

*Статья поступила в редакцию 17 сентября 2018 г.
Received: September 17, 2018.*