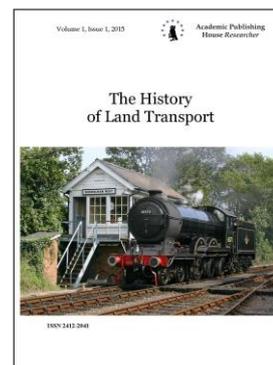


Copyright © 2019 by Academic Publishing House Researcher s.r.o.



Published in the Slovak Republic
The History of Land Transport
Has been issued since 2015.
E-ISSN: 2413-760X
2019, 5(1): 22-29

DOI: 10.13187/hlt.2019.1.22
www.ejournal38.com



Lubrication System for In-line Engines with a Capacity of 1000 ... 1200 hp

Evgeny O. Vitsin ^{a, *}, Boris Ya. Bendersky ^a

^a Izhevsk State Technical University named after M.T. Kalashnikov (Kalashnikov ISTU), Russian Federation

Abstract

In this article, methods for reducing the thermal stress of the piston of an internal combustion engine were disclosed. An informational review of this topic was made, and in particular, an analysis of existing piston cooling systems and ways to improve the cooling efficiency was carried out. The choice was made the most efficient method of cooling. It also describes the device of the piston cooling system, as well as modern approaches to solving this problem. Calculation schemes for piston heat exchange and a scheme for changing the oil temperature on the piston surface and the irrigation density depending on the angle of rotation of the crankshaft are presented. The essence of oil cooling using a jet nozzle is described. The piston cooling has been calculated for the KamAZ six-cylinder in-line engine, from which it follows that 0.6 l/min is needed to cool one piston, certain conclusions have been made.

Keywords: oil cooling, piston, nozzle, thermal stress, engine.

1. Введение

Форсирование двигателя наддувом сопровождается ростом температуры днища поршня, его термонапряжённости. В результате существенно понижается его прочность, ухудшаются условия смазки, а у двигателей с внешним смесеобразованием повышается опасность детонационного сгорания. Вообще, для улучшения процесса сгорания температуру днища поршня целесообразно повышать, конечно, до определённого уровня, при этом обеспечивается также сжигание отложений продуктов неполного сгорания топлива и масла, однако происходит снижение коэффициента наполнения (**Температурные уровни**).

Для снижения термонапряжённости применяют следующие методы:

- 1) Отвод тепла от днища поршня в стенки цилиндра через поршневые кольца и юбку;
- 2) Отвод тепла жидкостью, подводимой к днищу поршня;
- 3) Применение накладок на днище из жароупорных чугуна или стали с низким коэффициентом теплопроводности.

У ДВС с наддувом первый способ обычно применяется для алюминиевых поршней увеличением сечений их корпуса. При втором способе применяют обычно масло, реже — воду. Известно, что крупные судовые двухтактные дизели принципиально всегда имеют систему охлаждения поршней. Но лёгкие быстроходные двигатели такой системой, как правило, не оснащаются. Однако с применением турбонаддува в автомобильных двигателях, появилась необходимость такого охлаждения (**Анурьев, 2001**).

* Corresponding author

E-mail addresses: e.vitsin@mail.ru (E.O. Vitsin), bib@istu.ru (B.Y. Bendersky)

Температура поршня и цилиндра – важный параметр для эксплуатационной безопасности и срока службы. Пиковые температуры выхлопного газа, даже если они действуют короткое время, могут достигнуть больше 2,200°C. Температуры выхлопного газа варьируются между 600 к 850°C для дизельных двигателей, и 800 к 1050°C для бензиновых двигателей ([Температура поршня](#)).

Температура свежей смеси (воздух или смесь) может быть более 200°C для турбированных двигателей. Интеркуллеры на впуске уменьшают температуру до 40–60°C, что обеспечивает лучшее заполнение камеры сгорания, так же использование впрыска водометанола дает хорошие показатели на впуске.

Из-за теплоемкости, поршня и других частей в камере сгорания невозможно точно определить температурные колебания. Но все же можно утверждать, что есть небольшая амплитуда изменения температуры поршня хоть и в несколько градусов, в зависимости от такта, впуск это или рабочий ход. Днище поршня первым подвергается нагреву раскаленными газами и поглощает различное количество тепла, в зависимости от такта, оборотов двигателя и нагрузки. Высокая температура в первую очередь отводится через поршневые кольца к стенкам цилиндра, и в меньшей степени, юбкой поршня ([Мартыненко, 1987](#)).

2. Результаты

Информационный обзор

Разбирая самые нагруженные температурные области поршня, следует отметить, что они различны для разных типов поршней и зависят от их формы и материала, из которого они изготовлены.

Температурные уровни и распределение в поршне по существу зависят от следующих параметров:

- 1) Тип двигателя (бензин/дизель);
- 2) Число тактов (четырёхтактный/двухтактный);
- 3) Процесс сгорания (прямой впрыск/обычный впрыск);
- 4) Режим двигателя (скорость, вращающий момент);
- 5) Охлаждение двигателя (вода/воздух);
- 6) Форма поршня и головки цилиндра (местоположение и число газовых каналов и клапанов, тип поршня, материал поршня);
- 7) Дополнительное охлаждение поршня (есть/отсутствует);
- 8) Интенсивность охлаждения (распыляют масло на поверхность поршня, охлаждающий канал, охлаждение этого канала, и т.д.).

Прочность поршней, особенно из легких сплавов, очень зависит от температуры. Очень важно знать о высокотемпературных зонах, возникающих в процессе работы, возможном расширении металла в этих областях и сможет ли поршень выдерживать нагрузку в этих режимах, особенно при возникновении детонации. Хоть современные двигатели и оснащаются системами контроля детонации, но все же она уместна и может привести к серьезным последствиям. Высокие тепловые нагрузки вызывают быстрое старение металла или так называемая усталость. Чаще всего усталость металла наблюдается в соединении поршневого пальца и поршня, а также в канавке первого компрессионного кольца ([Лазарев, 2011](#)).

Чрезмерно высокая температура компрессионного кольца приводит к нагару масла в канавке, закоксованию и вследствие залеганию. Повышается нагрузка на остальные кольца и теряется герметичность камеры сгорания, через кольца прорываются отработанные газы, нарушая смазку поршня, что приводит к увеличению силы трения и еще большему увеличению температуры поршня, в последствии его заклиниванию или задирам.

Виды охлаждения поршня

Существует несколько схем охлаждения поршня:

- 1) Охлаждение разбрызгиванием
- 2) Охлаждение с помощью масляной форсунки
- 3) Масляное охлаждение путем циркуляции масла или путем взбалтывания масла в полостях поршня.

Наиболее перспективным способом является – охлаждение с помощью масляной форсунки.

Исследованиями, проведенными как в нашей стране, так и за рубежом, установлено, что эффективным средством снижения теплонапряженности поршня является масляное охлаждение.

Исследуя зависимость расхода масла на охлаждение поршня от скоростного режима работы двигателя установлено, что при струйном охлаждении изменение частоты вращения коленчатого вала двигателя от 800 до 1700 мин⁻¹ приводит к повышению расхода масла с $2,4 \times 10^{-2}$ до $0,56 \times 10^{-2}$ г/с (с 1,7 до 2,8 л/мин). Повышение расхода обусловлено существенным увеличением инерционной составляющей давления масла в подводящих каналах от раскрутки коленчатого вала, а также увеличением скорости возвратно-поступательного движения шатуна (Петриченко, Петриченко, 1979).

Методика расчета охлаждения внутренней поверхности поршня (Кавтарадзе, 2016). Ввиду теплонапряженного состояния внутренней поверхности поршня, его конструкция подразумевает масляное охлаждение. Возникает задача выбора форсунки и расхода масла, обеспечивающего охлаждение поршня на различных режимах работы двигателя.

Точная постановка математической модели охлаждения поршня впрыском через форсунку масла представляет собой сложную задачу.

Вследствие этого, остановимся на построении упрощенной математической модели теплообмена при охлаждении поршня. Пусть на внутреннюю поверхность поршня, имеющего температуру T_w , подается поток масла с температурой T_m , плотность орошения поверхности (масса масла, подаваемая на единицу поверхности в единицу времени) – m .

Запишем уравнение энергии для масла, подаваемого на охлаждаемую поверхность поршня, тем самым учтем теплообмен с поверхностью поршня и охлаждающее воздействие подводимого масла. Дифференциальное уравнение при сформулированных условиях будет

$$\frac{\partial T}{\partial t} = a \frac{\partial^2 T}{\partial z^2} - \dot{q}_v \quad (1)$$

Где T – температура масла; t – время, a – коэффициент температуропроводности масла; z – координата, нормальная к теплоотдающей поверхности, \dot{q}_v – источник теплоты (в данном случае источник «холода»), подаваемого масла с температурой T_m , меньшей, чем температура поршня T_w (Рисунок 1).

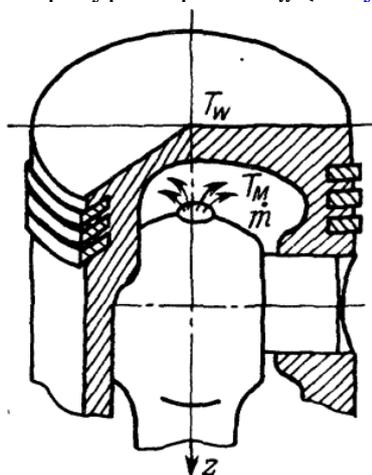


Рис. 1. Расчетная схема теплообмена при опрыскивании поршня

Условиями однозначности рассматриваемой задачи будут:

Периодичность процесса

$$T(z, t \pm t_0) = T(z, t) \quad (2)$$

Где t_0 – период процесса;

Граничные условия: на поверхности поршня при $z=0$

$$T=T_w \quad (3)$$

На внешней поверхности масляной пленки тепловой поток отсутствует, т.е. при $z=\delta$

$$\dot{q} = 0 \left[\left(\frac{\partial T}{\partial z} \right)_{z=\delta} = 0 \right] \quad (4)$$

Изменение средней температуры пленки масла для текущего момента времени приведено на [Рисунке 2, а](#) ([Парамонов, 1980](#)).

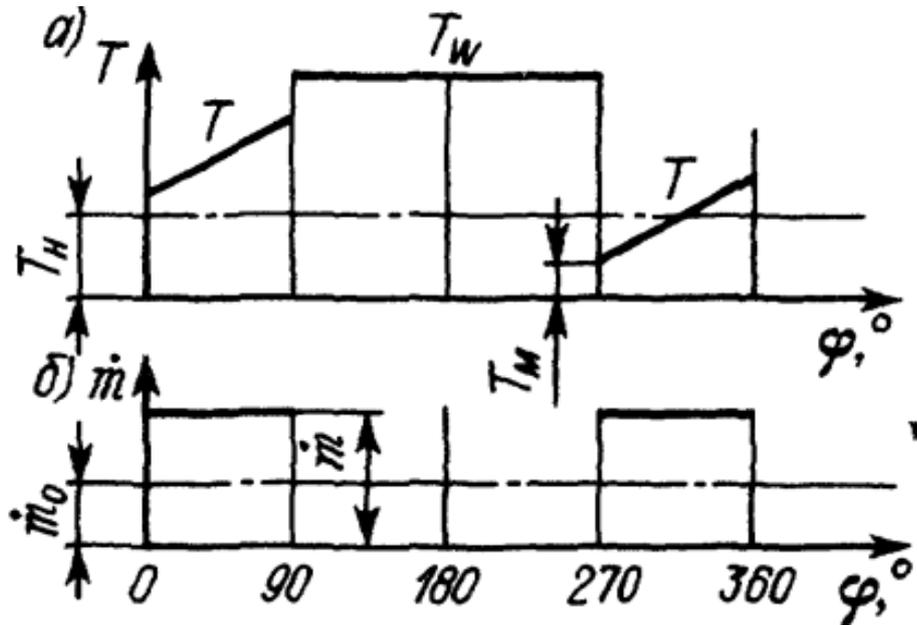


Рис. 2. Изменение температуры масла на поверхности поршня (а) и плотности орошения (б) в зависимости от угла поворота коленчатого вала

При неизменном режиме работы двигателя и постоянной плотности орошения \dot{m} эта картина повторяется через каждый полный оборот коленчатого вала ([Рисунок 2, б](#)), что дает основание усреднить температуру масла за данный период, т.е. перейти к рассмотрению не локальной мгновенной температуры T , а средней температуры

$$\bar{T} = \frac{1}{t_0} \int_0^{t_0} T(z, t) dt \quad (5)$$

При рассмотрении средних температур \bar{T} по условию (5), имеем $\partial T / \partial t = 0$. Тогда уравнение 1 примет вид

$$a \frac{d^2 \bar{T}}{dz^2} - q_v = 0 \quad (6)$$

Источник q_v , по своей природе есть отношение теплоты, вносимой в единицу времени на охлаждаемую поверхность, к тому изменению температуры в пленке масла, которое он вызывает

$$q_v = \frac{m F c_p (T_w - T_M)}{\delta F \rho c_p} \quad (7)$$

Подставив (7) в (6) и выразив коэффициент температуропроводности через $a = \lambda / \rho c_p$, получим

$$\frac{d^2 \bar{T}}{dz^2} = \frac{\dot{m} (T_w - T_M) c_p}{\lambda \delta} \quad (8)$$

Перейдем к безразмерным величинам, для чего правую и левую части (8) помножим на δ^2 , а из \bar{T} вычтем величину T_w . Тогда

$$-\frac{d^2 (T_w - \bar{T}) \delta^2}{dz^2} = \frac{\dot{m} (T_w - T_M) c_p \delta^2}{\lambda \delta} \quad (9)$$

Обозначим $\eta = z / \delta$, а комплекс $\frac{\dot{m} c_p \delta}{\lambda} = St$ (St-число Стэнтона). сделанные преобразования позволяют (8) привести к виду

$$\frac{d^2 \theta}{d\eta^2} = -St, \quad (10)$$

где $\theta = (T_w - \bar{T}) / (T_w - T_M)$ – относительная температура масла на поверхности поршня. В соответствии с условиями (3) и (4) при $\eta = 0$, $\theta = 0$, а при $\eta = 1$ $d\theta / d\eta = 0$.

Дважды интегрируя (10) и согласуя уравнения с условиями однозначности, получаем

$$\theta = -\frac{1}{2} St \eta (2 - \eta). \quad (11)$$

Относительная температура в слое охлаждающего масла, наносимого на поршень, меняется по квадратичному закону по нормали к охлаждаемой поверхности.

Определим, используя (11), плотность теплового потока, отдаваемого в рассматриваемом процессе от охлаждаемой поверхности в масло:

$$q_w = -\lambda \left(\frac{\partial T}{\partial z} \right)_{z=0} = \lambda \left(\frac{d\theta}{d\eta} \right)_{\eta=0} = \frac{T_w - T_m}{\delta} = \frac{\lambda}{\delta} St (T_w - T_m). \quad (12)$$

В свою очередь, среднее по охлаждаемой поверхности значение коэффициента теплоотдачи

$$\bar{a} = \frac{q_w}{T_w - T_m} = \frac{\lambda St}{\delta}. \quad (13)$$

Подставив в (13) значение числа Стэнтона St , получим

$$\bar{a} = \frac{\lambda St}{\delta} = \frac{\lambda \dot{m} c_p \delta}{\lambda \delta} = \dot{m} c_p \quad (14)$$

Таким образом, интенсивность теплоотдачи при струйном охлаждении поршня прямо пропорциональна плотности орошения и теплоемкости охлаждающего масла. Физическая очевидность полученной зависимости не вызывает сомнений.

Подобного рода рассуждения могут быть положены в основу построения математической модели теплообмена при «взбалтывании» масла в галереях поршня. Разница лишь в том, что приходится иметь дело не с тонкой пленкой масла, в котором передача теплоты обусловлена механизмом теплопроводности, а с подвижным столбом высокотурбулизованной жидкости (масла).

Мера турбулентности, в такого рода задачах, может быть оценена как отношение турбулентной кинематической вязкости к кинематической вязкости жидкости: $\varepsilon_t = v_t/v$. Величина ε_t не постоянна, так на самой стенке $\varepsilon_t = 1$ и $v_t = v$, в ядре потока $\varepsilon_t \gg 1$.

В соответствии с изложенным ε_t может быть выражена как функция безразмерной поперечной координаты η : $\varepsilon_t = c\eta^\kappa$ (где c и κ – эмпирические коэффициенты).

Для решения данной задачи используем уравнение (6) при граничных условиях (3) и (4). При этом необходимо помнить, что передача теплоты осуществляется не молекулярном, а турбулентном механизмом. В результате преобразований получим

$$\bar{a} = \left(1 + \frac{c}{\kappa+1} \right) \frac{Pr_t}{Pr} \dot{m} c_p \quad (15)$$

Очевидно, что при молекулярном механизме переноса $c=0$ и $Pr_t = Pr$. Порядок величин $c=O(10^4)$, $\kappa=O(1)$. Пусть $c=3 \cdot 10^4$, а $\kappa=2$. При числе Прандтля $Pr=300$ и $Pr_t=0,8$ имеем

$$\bar{a} = \left(1 + \frac{c}{\kappa+1} \right) \frac{Pr_t}{Pr} \dot{m} c_p = \left(1 + \frac{3 \cdot 10^4}{2+1} \right) \frac{0,8}{300} \dot{m} c_p = 26,6 \dot{m} c_p \quad (16)$$

Интенсивность теплоотдачи при турбулентном движении в пленке масла, т.е. при интенсивном «взбалтывании» масла в объеме, по крайней мере, на порядок больше, чем в тонких пленках, где турбулентность еще не проявляется. Для качественных оценок интенсивности теплообмена при «взбалтывании» масла можно пользоваться формулой (15). Под плотностью орошения здесь следует понимать $\dot{m} = G/F$, где G – расход масла, подаваемого в полость охлаждения поршня; F – поверхность теплообмена.

Таким образом, интенсивность охлаждения при «взбалтывании» масла

$$\bar{a} = \left[1 + \frac{c(\dot{G})}{\kappa+1} \right] \frac{Pr_t}{Pr} \frac{\dot{G}}{F} c_p \quad (17)$$

Если при этом считать, что коэффициент $c=c(\dot{G})$ является функцией расхода масла и его изменение соответствует зависимости, приведенной на рисунке, то сама функция $\bar{a} = (\dot{G})$ будет иметь максимум, соответствующий максимуму величины c .

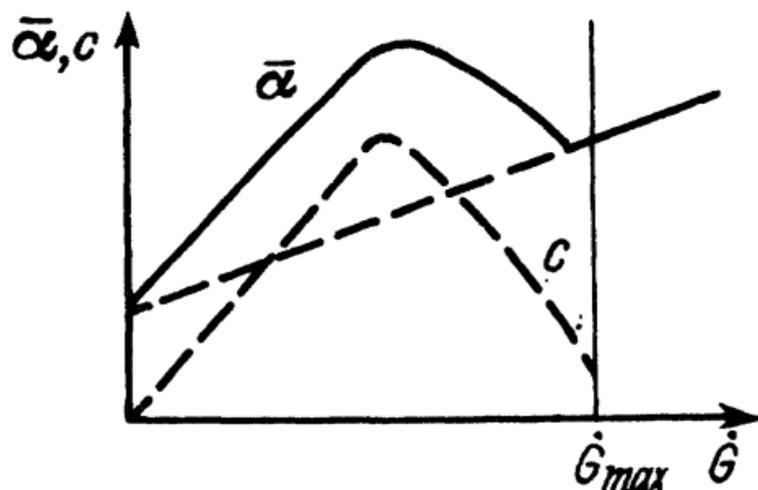


Рис. 3. Зависимость коэффициента теплоотдачи от расхода масла при охлаждении поршня взбалтыванием

Ввиду сложности поставленной задачи исследуемая методика сводится к расчету объема масла, необходимого для охлаждения одного поршня.

Расчет охлаждения поршня двигателя КамАЗ Р6

Исходные данные:

Двигатель – рядный шестицилиндровый;

Вид охлаждения поршня – масляная форсунка;

$c=3 \cdot 10^4$ – коэффициент теплоемкости Дж/К;

$\kappa=2$ – коэффициент теплопроводности, Вт/(м·К);

$Pr=300$ – число Прандтля при молекулярном механизме переноса;

$\bar{a}=37$ – средний коэффициент теплопередачи, Вт/м²·К;

$c_p=1,7$ – удельная теплоемкость масла, кДж/(кг·К);

$Pr_t=0,8$ – число Прандтля при турбулентном течении масла.

Расчет:

$$Pr_t=0,8\bar{a} = \left(1 + \frac{c}{\kappa+1}\right) \frac{Pr_t}{Pr} \dot{m} c_p = \left(1 + \frac{3 \cdot 10^4}{2+1}\right) \frac{0,8}{300} \dot{m} c_p = 26,6 \dot{m} c_p$$

$$\bar{a} = 26,6 \dot{m} c_p$$

$$37 = 26,6 \cdot \dot{m} \cdot 1,7$$

$$\dot{m} = 0,81 \text{ м}^3 / (\text{м}^2 \cdot \text{с})$$

$$\dot{m} = \frac{\dot{G}}{F}$$

где \dot{G} – расход масла, подаваемого в полость охлаждения поршня;

F – поверхность теплообмена.

$$\dot{G} = \dot{m} \cdot F$$

$$\dot{G} = 0,81 \cdot 0,07 = 0,06 \text{ м}^3 / \text{с} = 0,6 \text{ л/мин}$$

$$\bar{a} = \left[1 + \frac{c(\dot{G})}{\kappa+1}\right] \frac{Pr_t}{Pr} \frac{\dot{G}}{F} c_p$$

$$\bar{a} = \left[1 + \frac{0,006}{2+1}\right] \frac{0,8}{300} \cdot \frac{0,006}{300} \cdot 1,7 = 0,00001 \text{ Вт/м}^2 \cdot \text{К}$$

Из данного расчета следует, что расход масла для охлаждения одного поршня составляет 0,6 л/мин. Следовательно, расход для всего двигателя составит 3,6 л/мин. На охлаждение рядного шестицилиндрового двигателя требуется расход масла 2,4–4,1 л/мин.

3. Заключение

Проанализировав результаты исследований, можно сделать следующие выводы:

Циркуляционное охлаждение поршня при практически одинаковом расходе масла по сравнению со струйным охлаждением позволяет снизить температуру кромки камеры сгорания в среднем на 70 °С и 50 °С в зоне канавки первого компрессионного кольца. При этом вдвое уменьшается радиальный перепад температур на огневой поверхности днища поршня (**Охлаждение поршня**);

Подвод масла через форсунку снижает температуру днища поршня в среднем на 10 °С, а в зоне первого компрессионного кольца на 20 °С больше чем при подводе масла через шатун. Несмотря на увеличенный расход масла, по сравнению с двумя рассмотренными выше способами, можно сказать, что данный способ является самым эффективным, так как качество теплообмена между стенками поршня и охлаждающим маслом зависит от количества подаваемого масла (**Аршинов и др., 1984**)

То есть, применение масляного охлаждения позволило снизить не только температуру поршня, тем самым увеличивая срок службы поршня, колец и других деталей, но и уменьшить тепловую напряженность поршня, увеличивая надежность всего двигателя.

Литература

Анурьев, 2001 – *Анурьев В.И.* Справочник конструктора-машиностроителя: Том 3. 8-е изд., перераб. и доп. Под ред. И. Н. Жестковой. М.: Машиностроение, 2001. 864 с.

Аршинов и др., 1984 – *Аршинов В.Д., Григорьев М.А., Колмаков В.И.* Выбор рационального способа охлаждения поршней автомобильного дизеля // *Автомобильная промышленность*, 1984. № 7. С. 12-15

Кавтарадзе, 2016 – *Кавтарадзе Р.З.* Локальный теплообмен в поршневых двигателях: учебник для вузов. М.: Издательство МГТУ им. Н. Э. Баумана, 2016. 515 с.

Лазарев, 2011 – *Лазарев Е.А.* Методические указания к практическим занятиям по дисциплине тепловая и механическая напряженность поршневых двигателей: учебное пособие. Челябинск: Издат.центр ЮУрГУ, 2011. 40 с.

Мартыненко, 1987 – *Мартыненко О.М.* Справочник по теплообменникам [Текст]: в 2-х т.: пер. с англ. / под ред. О.М. Мартыненко и др. М.: Энергоатомиздат, 1987. 420 с.

Охлаждение поршня – Охлаждение поршня [Электронный ресурс]. URL: <https://vunivere.ru/> (дата обращения 30.05.2018).

Парамонов, 1980 – *Парамонов Н.В.* Исследование интенсификации теплообмена в профильных трубах. Тепло- и массообмен между потоками и поверхностями / *Тематический сборник научных трудов МАИ*. М., 1980. С. 62-65.

Петриченко, Петриченко, 1979 – *Петриченко Р.М., Петриченко М.Р.* Конвективный теплообмен в поршневых машинах. Л.: Машиностроение, 1979. 232 с.

Температура поршня – Температура поршня [Электронный ресурс]. URL: <http://enginepower.pro> (дата обращения: 01.06.2018).

Температурные уровни – Температурные уровни [Электронный ресурс]. URL: <https://ustroistvo-avtomobilya.ru> (дата обращения: 01.06.2018).

References

Anur'ev, 2001 – *Anur'ev V.I.* (2001). Spravochnik konstruktora-mashinostroitelya [The handbook of the designer-machine builder]. Tom 3. 8-e izd., pererab. i dop. Pod red. I.N. Zhestkovo. M.: Mashinostroenie, 864 p. [in Russian]

Arshinov i dr., 1984 – *Arshinov V.D., Grigor'ev M.A., Kolmakov V.I.* (1984). Vyor ratsional'nogo sposoba okhlazhdeniya porshnei avtomobil'nogo dizelya [The choice of a rational method of cooling the pistons of an automobile diesel engine is the automotive industry]. *Avtomobil'naya promyshlennost'*, № 7, pp. 12-15. [in Russian]

Kavtaradze, 2016 – *Kavtaradze R.Z.* (2016). Lokal'nyi teploobmen v porshnevnykh dvigateleyakh: uchebnik dlya vuzov [Local heat transfer in piston engines: a textbook for universities]. M.: Izdatel'stvo MGTU im. N. E. Bauman, 515 p. [in Russian]

Lazarev, 2011 – *Lazarev E.A.* (2011). Metodicheskie ukazaniya k prakticheskim zanyatiyam po distsipline teplovaya i mekhanicheskaya napryazhennost' porshnevnykh dvigatelei: uchebnoe posobie [Methodological guidelines for practical exercises in the discipline of thermal and mechanical stress of piston engines: a tutorial]. Chelyabinsk: Izdat.tsentr YuUrGU, 40 p. [in Russian]

Martynenko, 1987 – *Martynenko O.M.* (1987). Spravochnik po teploobmennikam [Handbook of heat exchangers]. V 2-kh t.: per. s angl. Pod red. O.M. Martynenko i dr. M.: Energoatomizdat, 420 p. [in Russian]

Okhlazhdenie porshnya – Okhlazhdenie porshnya [Cooling the piston]. [Elektronnyi resurs]. URL: <https://vunivere.ru/> (data obrashcheniya 30.05.2018). [in Russian]

Paramonov, 1980 – *Paramonov N.V.* (1980). Issledovanie intensivatsii teploobmena v profil'nykh trubakh [Study of heat transfer intensification in profile pipes]. Teplo- i massobmen mezhdru potokami i poverkhnostyami. Tematicheskii sbornik nauchnykh trudov MAI. M., pp. 62-65. [in Russian]

Petrichenko, Petrichenko, 1979 – *Petrichenko R.M., Petrichenko M.R.* (1979). Konvektivnyi teploobmen v porshnevykh mashinakh [Convective heat transfer in reciprocating machines]. L.: Mashinostroenie, 232 p. [in Russian]

Temperatura porshnya – Temperatura porshnya [Piston temperature]. [Elektronnyi resurs]. URL: <http://enginepower.pro> (data obrashcheniya: 01.06.2018). [in Russian]

Temperaturnye urovni – Temperaturnye urovni [Temperature levels]. [Elektronnyi resurs]. URL: <https://ustroistvo-avtomobilya.ru> (data obrashcheniya: 01.06.2018). [in Russian]

Система смазки для рядных двигателей мощностью 1000...1200 л.с.

Евгений Олегович Вицин ^{a, *}, Борис Яковлевич Бендерский ^a

^a Ижевский государственный технический университет имени М.Т. Калашникова, Российская Федерация

Аннотация. В данной статье были раскрыты методы снижения термонапряженности поршня двигателя внутреннего сгорания. Сделан информационный обзор этой темы, а в частности, проведен анализ существующих систем охлаждения поршня и пути улучшения эффективности охлаждения. Был сделан выбор наиболее рационального способа охлаждения. Так же описывается устройство системы охлаждения поршня, а так же современные подходы в решении данной проблемы. Приведены расчетные схемы теплообмена поршня и схема изменение температуры масла на поверхности поршня и плотности орошения в зависимости от угла поворота коленчатого вала. Описана сущность масляного охлаждения с помощью струйной форсунки. Выполнен расчет охлаждения поршня для рядного шестицилиндрового двигателя КамАЗ, из которого следует, что для охлаждения одного поршня необходимо 0,6 л/мин, сделаны определенные выводы.

Ключевые слова: масляное охлаждение, поршень, форсунка, термонапряженность, двигатель.

* Корреспондирующий автор

Адреса электронной почты: e.vitsin@mail.ru (Е.О. Вицин), bib@istu.ru (Б.Я. Бендерский)