

Применение методики расчета струйного охлаждения для определения параметров системы охлаждения поршня спортивного мотоцикла

77-30569/354165

03, март 2012

Мягков Л. Л., Михайлов Ю. В.

УДК 621.432

МГТУ им. Баумана

mll-08@mail.ru

В качестве примера применения методики численного моделирования струйного охлаждения поршня, разработанной в работе [1], выполнен расчет системы струйного охлаждения поршня двигателя JAWA DT-500 (Рис. 1), устанавливаемого на гоночные мотоциклы JAWA Ice Speedway.

Ввиду высокой степени форсировки рассматриваемого двигателя и отсутствия принудительного масляного охлаждения, существующий уровень теплонапряженности поршня приводит к значительным тепловым деформациям, что снижает ресурс работы и в итоге приводит к заклиниванию поршня. Для увеличения ресурса работы поршня целесообразно введение струйного охлаждения.

Таким образом, целью данного исследования является разработка системы струйного охлаждения и подбор для нее рациональных параметров, обеспечивающих наилучшую эффективность охлаждения. Для этого необходимо выполнить ряд расчетов гидродинамики и теплообмена при взаимодействии струи масла с внутренней поверхностью поршня, получить граничные расчеты по камере сгорания и боковой поверхности поршня для оценки теплового состояния поршня.

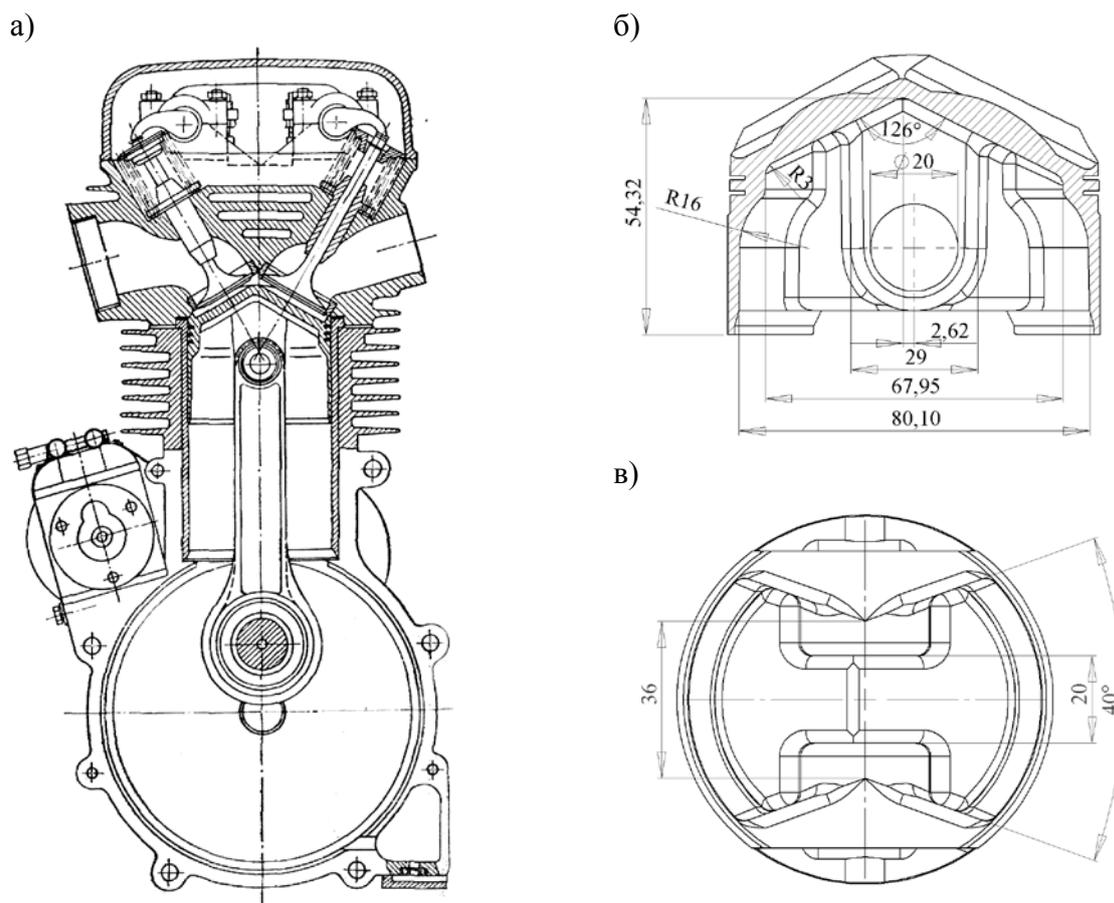


Рис. 1. Двигатель мотоцикла JAWA DT-500: а) поперечный разрез серийного двигателя [2]; б) разрез поршня; в) вид на подднищевую поверхность поршня

Система струйного охлаждения в данном случае состоит из масляных форсунок, трубопровода и маслонасоса. Количество форсунок, их диаметр и расположение, а также требуемая производительность насоса являются искомыми параметрами, которые и характеризуют проектируемую систему охлаждения.

Требуемые для разработки расчетной модели исходные данные представлены в табл. 1.

Параметры двигателя

Число цилиндров	1	Максимальная мощность, л.с.	~ 60
Тактность, τ	4	Охлаждение двигателя	воздушное
Диаметр цилиндра D , мм	85	Количество клапанов, расположение	2, верхнее
Ход поршня S , мм	87	Степень сжатия	16
Максимальные обороты, n_{\max} , об/мин	9500	Топливо	метанол

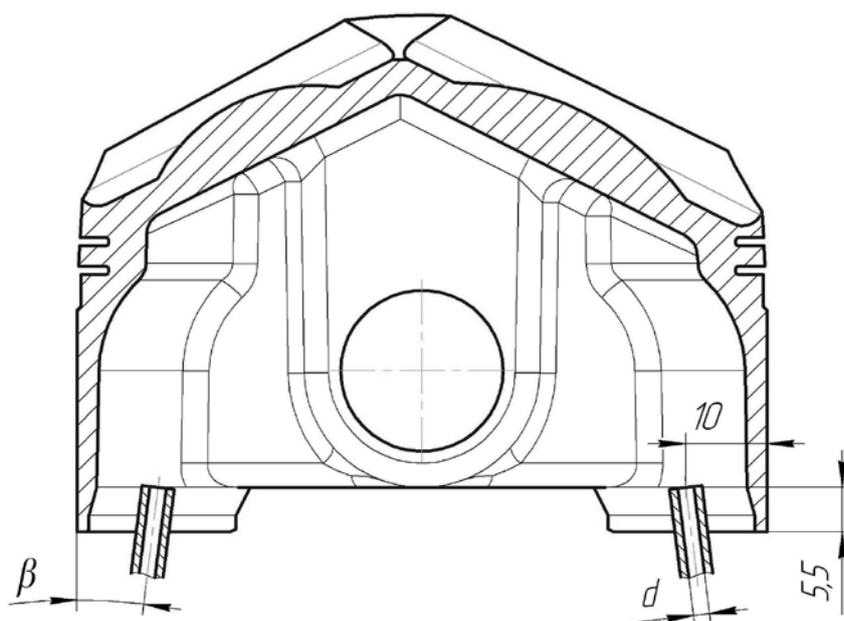


Рис. 2. Расположение масляных форсунок

Определение граничных условий на огневом днище поршня осуществлялось на основе данных расчета рабочего процесса в программе Diesel-RK, разработанной на кафедре «Поршневые двигатели» МГТУ им. Н.Э.Баумана. Поскольку программа Diesel-RK основана на однозонной модели рабочего процесса, результатами расчета

являются осредненный по огневому днищу коэффициент теплоотдачи от горячих газов в поршень и результирующая температура. Таким образом, граничные условия на огневом днище поршня назначены следующие: средний коэффициент теплоотдачи от газа к стенкам $\alpha_w = 1550 \text{ Вт/м}^2\text{К}$; средняя эквивалентная температура цикла $T_{cp} = 1086^\circ\text{С}$.

Необходимо отметить, что сферическая поверхность поршня, формирующая камеру сгорания, имеет углубления под клапаны, т.е. не является осесимметричной, следовательно, расчет граничных условий в данном случае возможен только в трехмерной постановке. Однако трудозатраты и ресурсоемкость подобного расчета не согласуются с целями исследования, и упрощенное представление огневого днища в осесимметричном виде является оправданным. Использование осесимметричных граничных условий снижает точность расчета теплового состояния поршня, но при поиске оптимальных значений параметров системы масляного охлаждения важна относительная точность расчетов, что обеспечивается разработанной методикой [1].

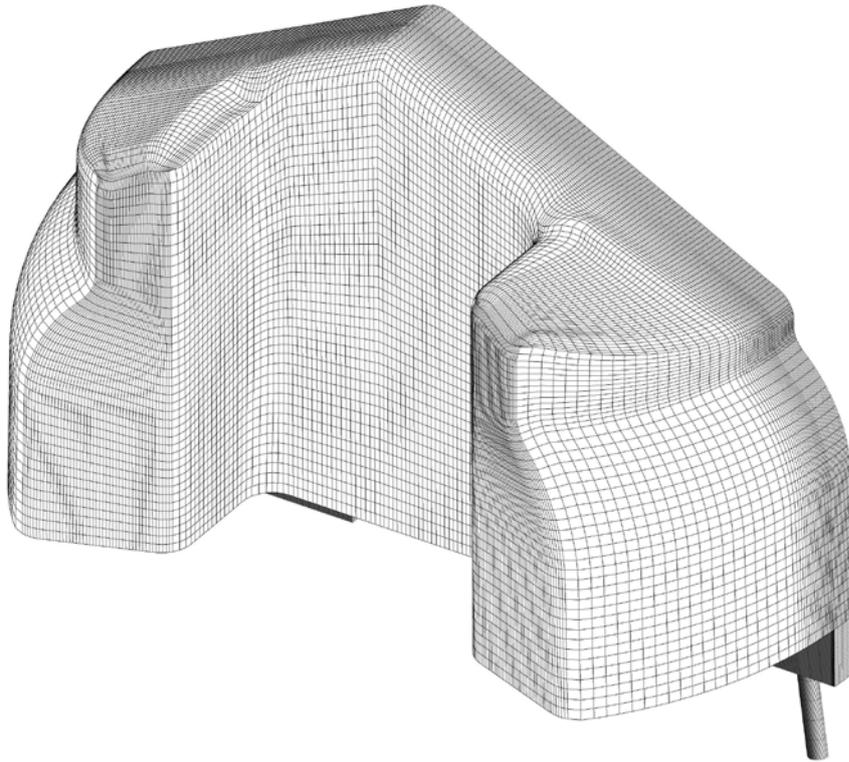
Граничные условия на поверхностях канавок под поршневые кольца и на юбке поршня определены из расчета, выполненного по программе ICE [3], также разработанной на кафедре «Поршневые двигатели».

При расчете температурного поля неохлаждаемого поршня на внутренней поверхности задавался коэффициент теплоотдачи равный $160 \text{ Вт/м}^2\text{К}$ из условия охлаждения масляным туманом.

В соответствии с методикой [1] производилось построение структурированной расчетной сетки в ANSYS ICEM CFD с возможностью параметрического изменения (Рис. 3, а).

Решение нестационарной задачи гидродинамики в трехмерной постановке, производившееся в пакете ANSYS CFX, является достаточно ресурсоемким, в связи с чем для уменьшения количества и систематизации проведения расчетов использовались методы планирования экспериментов.

а)



б)

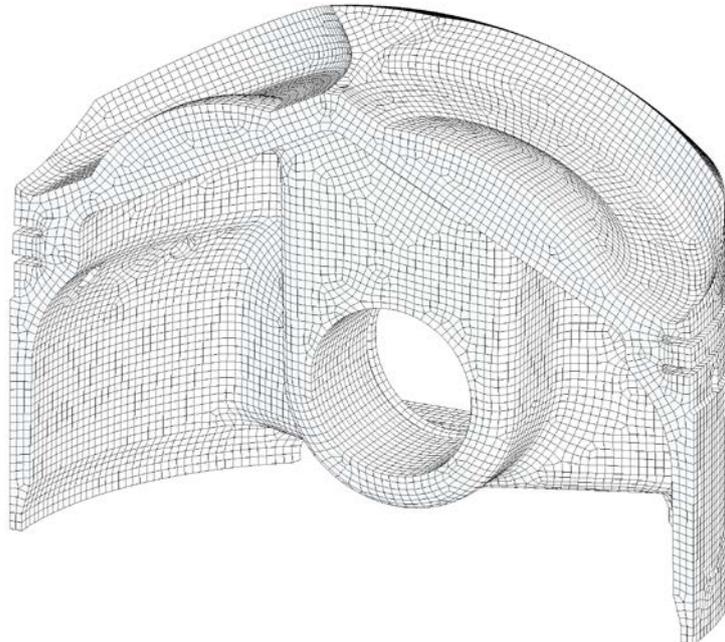


Рис .3. Расчетная сетка: а) сетка для моделирования гидродинамики; б) сетка для расчета теплового состояния поршня

Для составления плана эксперимента необходимо выбрать независимые переменные – параметры системы охлаждения, а также назначить их уровни (табл. 2). Зависимой переменной является коэффициент теплоотдачи, осредненный по охлаждаемой поверхности и за время одного оборота коленчатого вала.

Предельные уровни факторов определялись следующим образом:

- геометрические размеры, определяющие положение форсунок ограничены рациональной компоновкой, при которой струя масла должна попадать на охлаждаемую поверхность, не задевая при этом шатун;
- расход масла на охлаждение поршней ограничен производительностью маслонасоса – при использовании разделенной системы охлаждения, т.е. отдельного насоса максимальный расход масла принят равным 200 л/ч.

При планировании эксперимента использовался двухуровневый полный факторный план (2k) [4], что обусловлено наименьшим количеством опытов, посредством которых можно выделить эффекты каждого фактора, их взаимное влияние, а также составить линейную регрессионную зависимость.

В табл. 2 представлены результаты, полученные согласно составленному экспериментальному плану, откуда видно, что наибольшее значение осредненного по охлаждаемой поверхности коэффициента теплоотдачи соответствует расчету № 13.

Таблица 2

План эксперимента 2к и результаты расчета

Номер расчета	Диаметр форсунки $d, \text{ мм}$	Угол наклона форсунки $\beta, ^\circ$	Количество форсунок n_{inj}	Расход масла, л/ч	Среднее значения коэффициента теплоотдачи, $\bar{\alpha}, \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2\text{К}}$
1	1	7	1	60	522,4
2	2	7	1	60	386,4
3	1	12	1	60	498,2
4	2	12	1	60	460,1
5	1	7	2	60	507,9
6	2	7	2	60	321,6
7	1	12	2	60	551,1
8	2	12	2	60	290,2
9	1	7	1	200	1454,4
10	2	7	1	200	1104
11	1	12	1	200	1352,8
12	2	12	1	200	990,2
13	1	7	2	200	1591,1
14	2	7	2	200	1291,3
15	1	12	2	200	1503,7
16	2	12	2	200	1339,7

Для статистического анализа результатов расчетов применен метод оценки эффектов факторов [5], позволяющий выделить среди рассматриваемых факторов статистически значимые.

Согласно табл. 3 наиболее значимыми факторами, в порядке понижения значимости, являются: расход масла G , диаметр сопла d , а также пара факторов $n_{inj}; G$. При необходимости уточненного исследования влияния факторов на зависимую переменную, возможно провести дополнительные расчеты, составив трехуровневый полный факторный план (3к), позволяющий получить квадратичную регрессионную зависимость зависимой переменной от факторов.

Наименее значимые факторы целесообразно отбросить для уменьшения количества расчетов, что является преимуществом последовательной стратегии планирования эксперимента [4]. Для рассматриваемой задачи количество расчетов при использовании последовательного подхода составило в сумме 21, что на 6 меньше, чем для случая изначального использования плана 3к для полного набора факторов.

Таблица 3

Оценка эффектов факторов

Фактор/ пара факторов	Эффект факторов на зависимую переменную $\bar{\alpha}, \frac{Вт}{м^2К}$
диаметр сопла d	-224,76
угол наклона форсунки β	-24,138
количество форсунок n_{inj}	78,513
расход масла G	886,163
$d; \beta$	18,363
$d; n_{inj}$	-2,987
$d; G$	-69,438
$\beta; n_{inj}$	17,338
$\beta; G$	-39,463
$n_{inj}; G$	127,588

Показанная на рис. 4 зависимость коэффициента теплоотдачи от расхода масла и диаметра сопла имеет практически линейный характер, что позволяет с достаточной для практики точностью использовать линейную регрессионную модель в рассматриваемом диапазоне изменения факторов.

Максимальное значение коэффициента теплоотдачи соответствует набору факторов расчета №13 экспериментального плана 2к или расчету №3 плана 3к.

Таким образом, опираясь на полученные результаты (см. табл. 2, 4), рациональными значениями параметров системы охлаждения принимаются: две масляные форсунки с диаметром сопла $d = 1$ мм, Закрепленные под углом $\beta = 7^\circ$, при расходе через форсунку $G = 200$ л/ч.

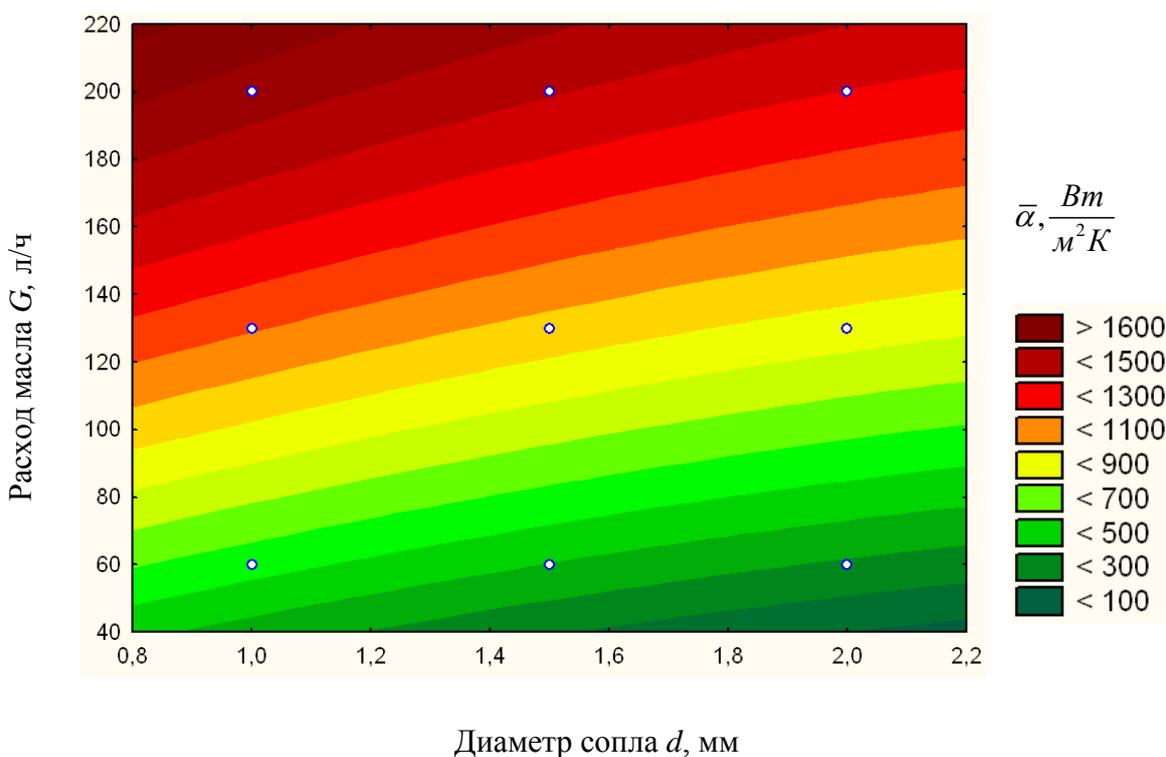


Рис. 4. Зависимость коэффициента теплоотдачи от расхода масла и диаметра сопла

План эксперимента 3к и результаты расчета

Номер расчета	Диаметр форсунки d , мм	Расход масла G , л/ч	Коэффициент теплоотдачи $\bar{\alpha}$, $\frac{Вт}{м^2К}$
1	1	60	507,9
2	1	130	1106,5
3	1	200	1591,1
4	1,5	60	393,1
5	1,5	130	997,9
6	1,5	200	1378,4
7	2	60	321,6
8	2	130	820,8
9	2	200	1291,3

На рис. 5 показана гидродинамическая картина течения при взаимодействии двух струй масла с охлаждаемой поверхностью поршня и между собой. В области столкновения потоков, порождаемых струями происходит значительная турбулизация течения, что способствует интенсификации теплообмена.



Рис. 5. Взаимодействие двух струй

Показанное на рис. 6 локальное распределение коэффициента теплоотдачи по охлаждаемой поверхности поршня использовалось в качестве граничных условий при моделировании теплового состояния поршня.

Введение струйного охлаждения поршня рассматриваемого двигателя позволило снизить максимальную температуру огневого днища на $73,7^{\circ}\text{C}$ (рис. 6, а, б).

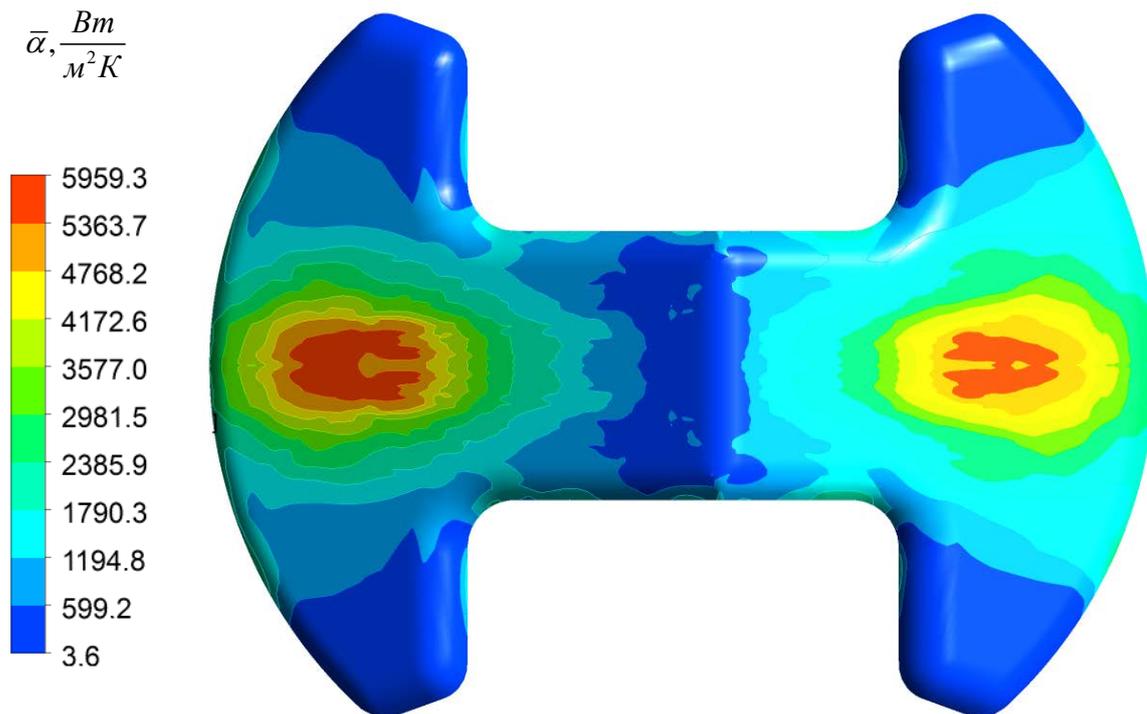
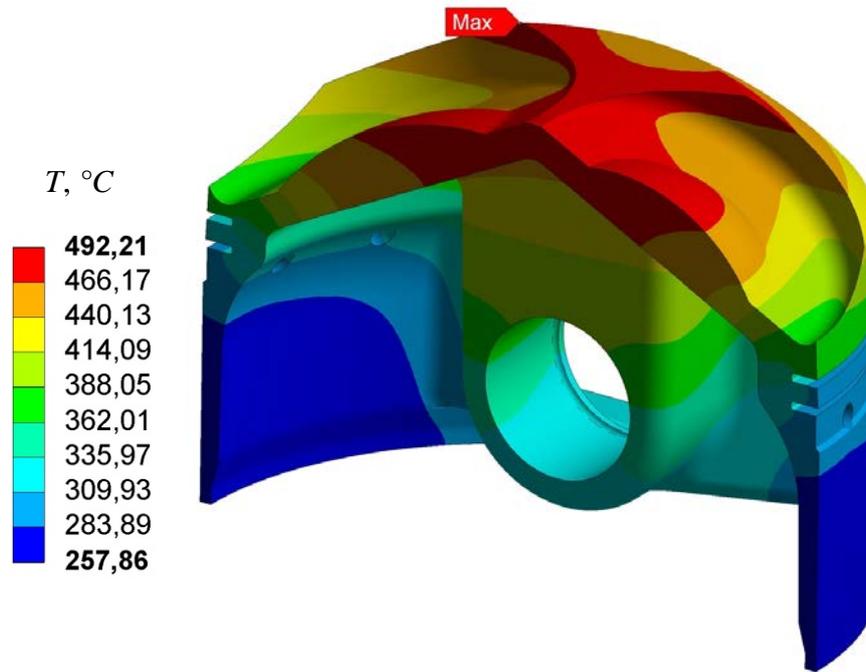
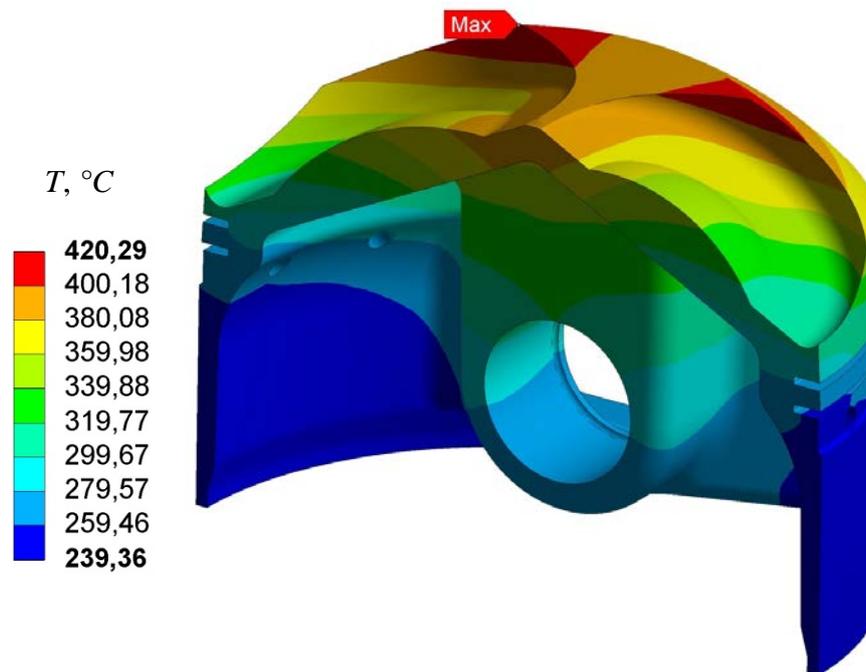


Рис. 6. Локальное распределение коэффициента теплоотдачи

Спроектированная система струйного охлаждения поршня мотоцикла позволила значительно снизить теплонапряженность поршня, что необходимо для повышения ресурса работы высокофорсированного спортивного двигателя.



a)



б)

Рис. 7. Температурное поле поршня: а) неохлаждаемый поршень; б) поршень, охлаждаемый струей масла

Литература

1. Чайнов Н.Д., Мягков Л.Л., Михайлов Ю.В. Численное исследование струйного охлаждения поршней ДВС // Двигателестроение. — 2011. — № 2. — С. 12–16.
2. Бекман В.В. Гоночные мотоциклы. -М.: Машиностроение. -1983. -272 с.
3. Математическое моделирование полей температур, деформаций и напряжений в деталях цилиндропоршневой группы поршневых двигателей / Н.Д. Чайнов, А.Н. Краснокутский, Л.Л. Мягков, С.Ю. Руссинковский: Учеб. пособие. -Ч.1: Моделирование температурных полей. -М.: Изд-во МГТУ им. Н.Э.Баумана, 2003. -32 с.
4. Налимов В.В. Логические основания планирования эксперимента / В.В.Налимов, Т.И.Голикова.- 2-е изд.- М.: Металлургия, 1981.- 151 с.
5. Боровиков В. STATISTICA. Искусство анализа данных на компьютере: Для профессионалов. 2-е изд.- СПб.: Питер, 2003.- 688 с.

Application of numerical simulation technique in investigation of efficiency of the motorsport engine piston jet cooling system

77-30569/354165

03, March 2012

Myagkov L.L., Mihailov Yu.V.

Bauman Moscow State Technical University

mll-08@mail.ru

In this article an oil jet cooling system for heavy-duty piston is presented. The influence of oil flux, nozzle diameter, number of injectors and its inclination on cooling efficiency was established by means of numerical simulation in ANSYS CFX. An optimal combination of parameters was chosen with a maximum heat transfer coefficient criterion. Transient thermal analysis of the piston was conducted. It was established that usage of oil cooling made it possible to reduce the maximum temperature in the piston by 73,7°C and 50,3°C in the first ring groove. Thus, prolonged service life of pistons could be obtained.

Publications with keywords: [heat emission enhancement](#), [numerical modelling](#), [piston jet cooling](#)

Publications with words: [heat emission enhancement](#), [numerical modelling](#), [piston jet cooling](#)

References

1. Chainov N.D., Miagkov L.L., Mikhailov Iu.V. Chislennoe issledovanie struinogo okhlazhdeniia porshnei DVS [Numerical simulation of jet cooling of reciprocating engine pistons]. *Dvigatelistroenie*, 2011, no. 2 (44), pp. 12-16.
2. Bekman V.V. *Gonochnye mototsikly* [Racing bikes]. Moscow, Mashinostroenie, 1983. 272 p.
3. Chainov N.D., Krasnokutskii A.N., Miagkov L.L., Russinkovskii S.Iu. *Matematicheskoe modelirovanie polei temperatur, deformatsii i napriazhenii v detaliakh tsilindroporshnevoi gruppy porshnevykh dvigatelei. Ch. 1: Modelirovanie temperaturnykh polei* [Mathematical modeling of temperature fields, stresses and strains in the details of piston reciprocating engines. Pt. 1: Modelling of temperature fields]. Moscow, Bauman MSTU Publ., 2003. 32 p.

4. Nalimov V.V., Golikova T.I. *Logicheskie osnovaniia planirovaniia eksperimenta* [Logical grounds of experimental design]. Moscow, Metallurgiiia Publ., 1981. 151 p.
5. Borovikov V. *STATISTICA. Iskusstvo analiza dannykh na komp'iutere* [STATISTICA. The art of data analysis on a computer]. St. Petersburg, Piter Publ., 2003. 688 p.