

УДК 621.436:62-242+621.891

СОВЕРШЕНСТВОВАНИЕ КОНСТРУКЦИИ ПОРШНЯ ТРАКТОРНОГО ДИЗЕЛЯ

© 2009 Ю. В. Рождественский¹, А. А. Дойкин¹, В. С. Мурзин²

¹Южно-Уральский государственный университет

²ООО «ГСКБ Трансдизель»

Исследованы штатный поршень, поршень с галерейным масляным охлаждением, стальной тонкостенный и составной поршни форсированного дизельного двигателя. В ходе расчётов, основанных на гидродинамической теории смазки, была подтверждена их работоспособность, определены гидромеханические характеристики сопряжения «поршень-цилиндр». Найдены оптимальные параметры профиля юбки для каждого поршня, позволяющие сократить потери мощности на трение, расход смазки в направлении камеры сгорания, увеличить минимальную за цикл толщину смазочного слоя.

Гидродинамическая теория смазки, дизельный двигатель, трибосопряжение «поршень – цилиндр»

Тракторные двигатели в процессе эксплуатации подвергаются действию значительных нагрузок, в то же время требования к надёжности и экономичности таких двигателей очень высоки. Совершенствование конструктивных параметров поршня, обеспечивающих улучшение гидромеханических характеристик трибосопряжения «поршень – цилиндр», является одним из первоочередных путей повышения надёжности и экономичности.

В целях снижения тепловой нагруженности для дизеля ЧН 13/15 с неразделённой камерой сгорания разработаны поршни различного конструктивного исполнения [1]. Кроме штатной конструкции были предложены поршень с галерейным масляным охлаждением, стальной тонкостенный и составной поршни. Выполненный анализ температурных полей исследуемых поршней свидетельствует, что наименее напряженным в тепловом отношении является поршень с галерейным масляным охлаждением. Максимальная температура поршня при этом не превышает 265 °С, температура в области верхнего компрессионного кольца имеет наименьшее значение и составляет 215 °С. Температура стального поршня выросла на 45 %, что объясняется более низкой теплопроводностью стали по сравнению с алюминиевыми сплавами. Температура кромки горловины камеры сгорания составного поршня на 17 % выше, чем у штатного поршня.

Оценить работоспособность и отыскать расчётным путём такие характери-

сти разработанных поршней, как потери мощности на трение N , расход смазки в направлении камеры сгорания Q_I (косвенно характеризующий расход масла на угар) и минимальную за цикл толщину смазочного слоя $\inf h_{min}$, а также найти более совершенные геометрические параметры поршней позволяет разработанная в вузовско-академической лаборатории «Триботехника» Южно-Уральского государственного университета методика расчёта трибосопряжения «поршень-цилиндр» [2].

Методика основана на совместном решении уравнения движения поршня на смазочном слое и уравнения Рейнольдса и реализована на базе пакета программ «Орбита – Поршень 3» [3]. Для аналитического описания профиля юбки поршня в плоскости, перпендикулярной оси поршневого пальца, задавались отклонения h_{1i} и h_{2i} профиля от правильной цилиндрической формы на нижнем ($Z = B/2$, где B – высота юбки) и верхнем ($Z = -B/2$) краях юбки и координатой Z_{ci} точки C_i – вершины параболы (рис. 1), $i = 1, 2$ – нагруженная и ненагруженная сторона поршня соответственно [4].

Принималось, что зазор между поршнем и цилиндром на уровне точки C равен характерному зазору в сопряжении при центральном положении поршня h_0 .

Реальный профиль юбки представлялся аппроксимирующей кривой в виде параболы функции:

$$h_i = h_0 k_i |z - m_i|^{l_i}, \quad (1)$$

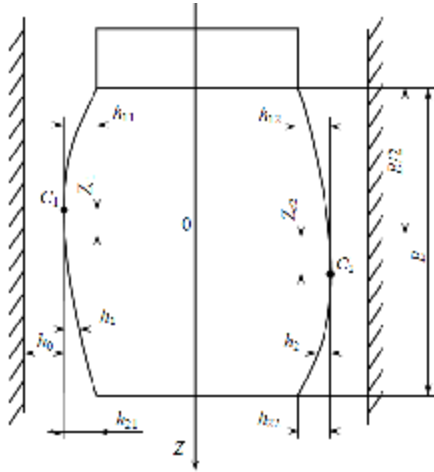


Рис.1. Основные размеры осевого профиля поршня

где k_i и l_i – безразмерные коэффициенты;
 $z = \frac{Z}{R}$; $m_i = \frac{Z_{ci}}{R}$; R – радиус поршня.

Коэффициенты l_i и k_i находились из выражений:

$$l_i = \frac{\ln(h_{2i} / h_{1i})}{\ln\left[\frac{(a - z)}{(a + z)}\right]}; \quad (2)$$

$$k_i = \frac{h_{1i}}{h_0} \cdot (a - m_i)^{-l_i}, \quad (3)$$

где $a = B/(2R)$.

Параметры h_{1i} , h_{2i} и $m_{ci} = Z_{ci} / R$ используются в качестве параметров оптимизации.

Для определения теплового и напряжённо-деформированного состояния поршня и гильзы цилиндра были разработаны объёмные конечно-элементные модели поршней и гильзы цилиндра, выбраны параметры теплоотдачи и значения температур в реперных точках разработанных моделей. Граничные условия теплообмена гильзы цилиндра при расчётах принимались одинаковыми для всех исследуемых конструкций. С учётом напряжённо-деформированного состояния были определены характерные геометрические параметры сопряжения.

В ходе расчётов были определены гидромеханические характеристики всех исследуемых конструкций поршней. Минимальным расходом смазки обладает сопряжение со штатным поршнем, для которого $Q_1 = 17,5 \text{ см}^3/\text{с}$, при этом величина смазочного слоя является наименьшей и составляет $\text{inf } h_{\text{min}} = 10 \text{ мкм}$. Для стального поршня потери мощности на трение принимают наи-

меньшее значение $N = 372,2 \text{ Вт}$ при наибольшей толщине смазочного слоя $\text{inf } h_{\text{min}} = 23,9 \text{ мкм}$. Значения расхода смазки $Q_1 = 131,1 \text{ см}^3/\text{с}$ и величины смазочного слоя $\text{inf } h_{\text{min}} = 0,1 \text{ мкм}$ для составного поршня объясняются тем фактом, что высота юбки для данной конструкции была увеличена без соответствующего изменения профиля несущей поверхности.

В ходе оптимизации были найдены наиболее рациональные параметры осевого профиля юбки, позволяющие сократить в зависимости от конструкции потери мощности на $1,2 \dots 9,7 \%$, расход смазки в направлении камеры сгорания на $6,3 \dots 23,3 \%$, увеличить минимальную толщину смазочного слоя на $8,3 \dots 23 \%$. Значения гидромеханических характеристик для составного поршня после оптимизации принимают приемлемые значения.

Сравнение гидромеханических характеристик до и после оптимизации наглядно представлено на рис. 2-4. С точки зрения гидродинамики сопряжения «поршень-цилиндр» можно сделать вывод, что наиболее рациональной конструкцией поршня является тонкостенный стальной поршень, имеющий наилучшие гидромеханические характеристики.

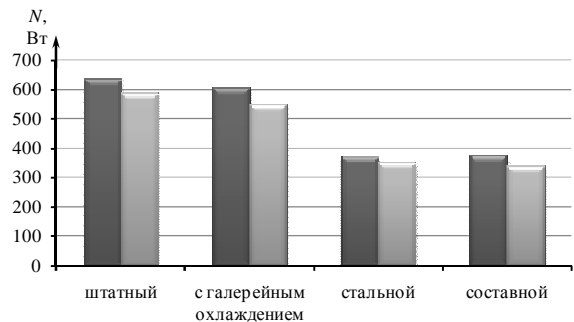


Рис. 2. Потери мощности на трение:

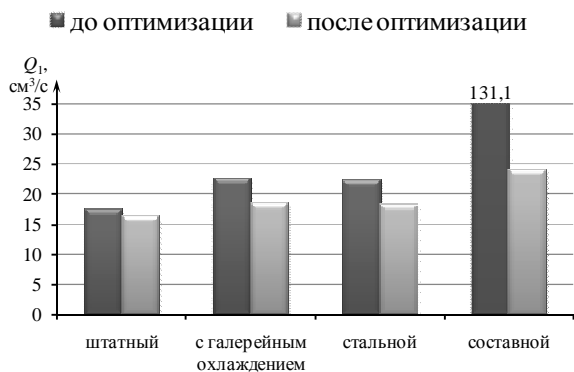


Рис. 3. Расход смазки в направлении камеры сгорания

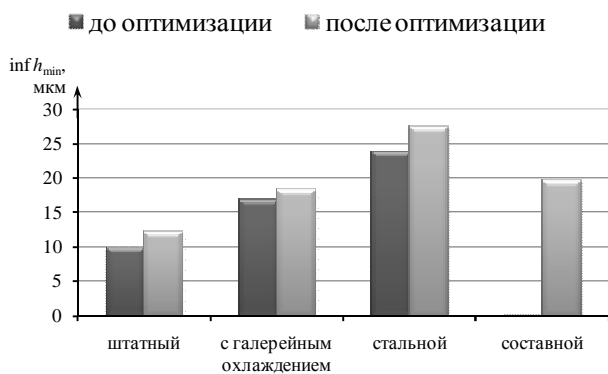


Рис. 4. Минимальная за цикл толщина смазочного слоя

Представленная работа выполнена при финансовой поддержке Российского фонда фундаментальных исследований (проект 07-08-00554).

Библиографический список

1. Температурное состояние поршней различной конструкции в дизеле с неразделённой камерой сгорания/ В.С. Мурзин, А.П. Маслов, Е.А. Лазарев [и др.]// Двигателестроение. – 2009. – №1. - С. 6-9.
2. Оптимизация сложнагруженного трибосопряжения типа «поршень – цилиндр»/ Ю.В. Рождественский// Актуальные проблемы трибологии: сб. тр. междунар. науч.-техн. конф. Самара, 2007. – Т.2. С. - 321-324.
3. Прокопьев В.Н., Рождественский Ю.В., Задорожная Е.А. [и др.] Комплекс программ для исследования работы трибосопряжения «поршень-цилиндр» «Орбита –

Поршень 3» Свидетельство о государственной регистрации программы для ЭВМ №2005610094

4. Влияние геометрии деталей цилиндропоршневой группы двигателя на гидромеханические характеристики трибосопряжения «поршень-цилиндр» /Ю.В. Рождественский, А.П. Маслов, Г.И. Плешаков [и др.] // Двигателестроение. – 2003. – №2. - С.15-18.

References

1. V.S.Murzin, A.P.Maslov, E.A.Lazarev, V.N.Prokopyev. Temperature profile of various pistons in diesel engines featuring non-divided combustion chamber. // Dvigatelistroyeniye. – 2009. – №1. P. 6-9.
2. J.V. Rogdestvensky. Optimization complex-loaded tribounit «piston-cylinder»-type. The collection of works of the international scientific and technical conference «Actual Problems of Tribology ». Samara. – 2007. – Т.2. С. 321-324.
3. Prokopiev V.N., Rogdestvensky J.V., Zadorozhnaya E.A., etc. Program system for tribounit "piston-cylinder" work analysis «Orbit - Piston 3» Certificate on the state registration of the computer programs № 2005610094
4. J.V. Rogdestvensky, A.P. Maslov, G.I.Pleshakov, V.V.Militsin. Influence of geometry details piston-cylinder-unit on hydromechanical characteristics of tribounit "piston-cylinder" // Dvigatelistroyeniye. – 2003. – №2. С. 15-18.

IMPROVEMENT OF A DESIGN PISTON OF DIESEL ENGINE OF TRACTOR

© 2006 Y. V. Rogdestvensky¹, A. A. Doykin¹, V. S. Murzin²

¹The South Ural State University

²MSED «Transdiesel»

The regular piston, the piston with gallery oil cooling and steel piston of the forced diesel engine are investigated. In the course of calculations hydrodynamic lubrication theory based, their hydromechanical characteristics has been evaluated. Optimum parameters of design skirt for each piston are found, allowing to reduce power loss, oil consumption in a direction of combustion chamber, to increase minimal thickness of a lubricant layer.

Hydrodynamic lubrication theory, diesel engine, tribounit "piston-cylinder"

Информация об авторах

Рождественский Юрий Владимирович, доктор технических наук, профессор, декан Автотракторного факультета и заведующий кафедрой «Автомобильный транспорт» Южно-Уральского государственного университета. Тел. 267-92-13, E-mail: zea@susu.ac.ru. Область научных интересов: трение и износ машин, динамика сложнагруженных трибосопряжений.

Мурзин Владимир Станиславович, кандидат технических наук, директор-главный конструктор ООО ГСКБ «Трансдизель». Тел. 775-17-65. E-mail: zea@susu.ac.ru. Область научных интересов: трение, износ и смазка машин.

Дойкин Алексей Алексеевич, студент Южно-Уральского государственного университета. E-mail: zea@susu.ac.ru. Область научных интересов: трибосопряжение «поршень-цилиндр».

Rozhdestvensky Juri Vladimirovich, Doctor of engineering sciences, professor, member of the Russian Academy of Transport, Dean of the «Motor and Tractor» faculty and Head of the «Motor Transport» Department of the South Ural State University. Phone 267-92-13, E-mail: zea@susu.ac.ru. Area of research: friction and wear, dynamics of complex-loaded tribounit of internal combustion engines, hydrodynamic lubrication theory.

Murzin Vladimir Stanislavovich, The director - chief designer limited liability company «Main Specialized Engineering Department «Transdiesel». Phone 775-17-65, E-mail: zea@susu.ac.ru. Area of research: friction and wear, design of internal combustion engine.

Doykin Aleksey Alekseevich, student of «Motor Transport» Department of the South Ural State University. Phone 267-92-13, E-mail: zea@susu.ac.ru. Area of research: tribounit "piston-cylinder".