

## РЕЗУЛЬТАТЫ МОДЕЛИРОВАНИЯ ДЕФОРМАЦИИ ЮБКИ ПОРШНЯ БЫСТРОХОДНОГО ДИЗЕЛЯ ОТ ДЕЙСТВИЯ ГИДРОДИНАМИЧЕСКОГО ДАВЛЕНИЯ МАСЛА

С.В. Путинцев, д.т.н., проф., А.Г. Агеев, асп.  
МГТУ им. Н.Э. Баумана

Разработана расчетная модель для исследования напряженно-деформированного состояния поршня быстроходного дизеля. Представлены и проанализированы результаты моделирования деформации юбки поршня малоразмерного быстроходного дизеля под действием гидродинамического давления со стороны масляного слоя на стенке цилиндра. Показано, что максимальные значения этого давления способны вызывать деформацию исходного профиля наружной поверхности юбки поршня, что снижает надежность сопряжения поршня с цилиндром. Предложены перспективные пути решения данной проблемы.

Известно, что влияние профиля наружной поверхности юбки поршня быстроходного дизеля на механические потери, износ, шум, вибрацию и расход масла на угар очень велико [1–5 и др.]. Рационально выбранный профиль этой поверхности способен обеспечить длительную работу юбки поршня в благоприятном гидродинамическом режиме, что в значительной мере обуславливает требуемый уровень надежности поршня в целом.

К сожалению, исходная геометрия образующей наружной поверхности поршня с характерной для быстроходных дизелей тонкостенной неразрезной конструкцией юбки не остается постоянной: искажения в заданный при изготовлении профиль юбки поршня вносят монтажные, температурные, динамические деформации и износ.

Выполненные авторами оценки показывают, что первые из указанных выше деформаций, обусловленные установкой в поршень поршневого пальца, соизмеримы с погрешностью на изготовление профиля юбки и поэтому могут быть исключены из рассмотрения.

Вторые — температурные деформации — практически пропорциональны разнице температур между «холодным» и «горячим» состояниями поверхности, поэтому весьма значительны [6–9]. В связи с этим учет температурных деформаций, приводящих к изменению заданного чертежом профиля юбки поршня, является обязательной

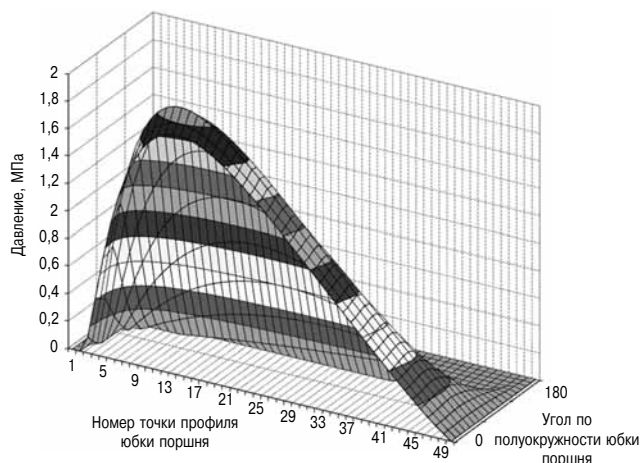
процедурой, достаточно подробно описанной в целом ряде исследований [3–6, 10–12 и др.]. При выполнении условия учета температурных деформаций поршня профиль его юбки в рабочем («горячем») состоянии должен иметь рациональную геометрию как в продольном, так и в поперечном сечениях.

Третий источник искажения профиля юбки, связанный с воздействием на нее гидродинамического давления, развивающегося в заполненном смазочным материалом зазоре «юбка поршня–цилиндр» при движении поршня, практически не рассмотрен в известных публикациях. Мало того, этот аспект деформации юбки поршня из-за его недостаточной изученности чаще всего вообще игнорируют при проектировании поршней. Вместе с тем в ряде работ, носящих прикладной характер, убедительно показано, что пренебрежение деформацией юбки от внешнего силового воздействия приводит к серьезным ошибкам проектирования поршней, снижает эффективность профилирования их наружной поверхности и негативно влияет на надежность этих деталей [13–15].

Четвертая причина искажений профиля, обусловленная износом, может быть вообще устранена в случае рационально спроектированного сопряжения поршень–цилиндр, включая форму боковой наружной поверхности поршня, его балансировку, упрочнение (покрытие), макро- и микрогеометрию цилиндра, выбор смазочного материала и др. Исключение составляет, пожалуй, только случай абразивного износа, для борьбы с которым указанные меры должны быть дополнены обеспечением герметичности и надежности работы системы воздухоочистки двигателя.

Цель данного исследования состояла в расчетной оценке характера и величины деформаций наружной поверхности поршня от действия на его юбку гидродинамического давления со стороны смазочного материала.

Метод исследования базировали на высокоточном численном моделировании в среде ANSYS напряженно-деформированного состояния (НДС) поршня под действием внешнего нагружения. Информацию о характере распределения и вели-

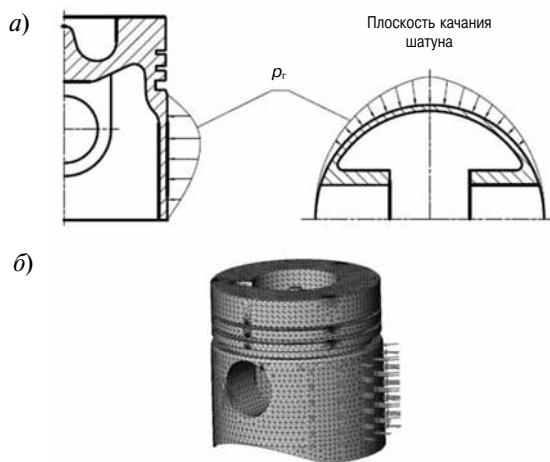


**Рис. 1. Распределение гидродинамического давления в слое моторного масла по полуокружности юбки поршня дизеля 1С48,5/8,0 (номинальный режим работы, 380-й градус поворота коленчатого вала)**

чине гидродинамического давления на поверхности юбки поршня получали из предварительно выполненных расчетов гидродинамики поршня с применением известной программы PISTON-DHT [16]: пример расчетного распределения гидродинамического давления моторного масла на развертке юбки поршня дизеля 1С48,5/8,0 (ТМЗ-450Д) дан на рис. 1.

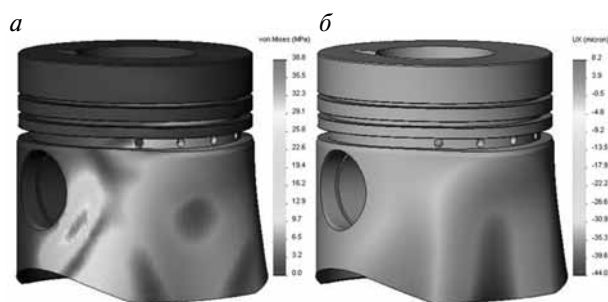
В качестве объекта исследования был выбран поршень вышеуказанного дизеля как имеющего в настоящее время хорошие перспективы применения и являющегося флагманом типоразмерного ряда дизелей, выпускаемых объединением «АК Туламашзавод».

Для осуществления исследования была составлена и отлажена расчетная конечно-элементная модель поршня, на внешнюю сторону юбки которого действует заданное распределенное по площади гидродинамическое давление смазочного материала  $p_r$  (рис. 1 и 2).



**Рис. 2. Расчетная модель для исследования НДС поршня в условиях действия гидродинамического давления  $p_r$  смазочного материала:**

*a* — схема нагружения; *б* — конечно-элементная модель



**Рис. 3. Результаты моделирования НДС поршня дизеля 1С48,5/8,0 при действии на юбку гидродинамического давления масла:**

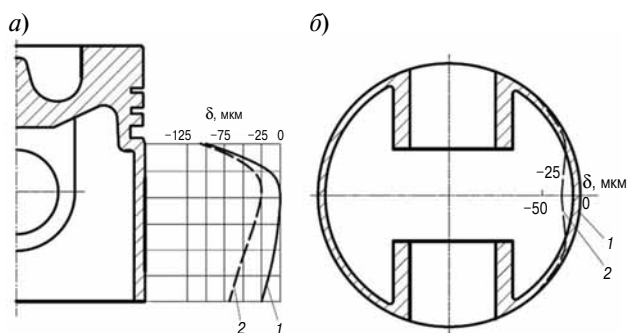
*a* — напряжения в материале юбки; *б* — деформация юбки

Для сокращения времени и повышения эффективности исследований рассматривали только предельное НДС поршня, для чего в качестве внешнего нагружения использовали массив гидродинамического давления с максимальной среди наблюдаемых за рабочий цикл суммой значений величин, соответствующих ситуации достижения максимальной гидродинамической несущей способности (ГНС) юбки поршня.

Результаты моделирования НДС поршня применительно к номинальному режиму работы дизеля 1С48,5/8,0 показали, что от воздействия распределенного гидродинамического давления масла по поверхности юбки последняя испытывает напряжения изгиба, приводящие как к сжатию, так и растяжению волокон материала. Стенка юбки поршня при этом деформируется, вызывая искажение исходной геометрии наружной образующей юбки (рис. 3).

Анализ напряжений в материале юбки поршня дает основание считать, что максимальное их значение, достигающее 38,8 МПа (рис. 3, *a*), не представляет опасности для надежности работы поршня, поскольку допускаемые напряжения для сплава АК-15Д, из которого выполнен данный поршень, согласно ГОСТ 1583–93 «Сплавы алюминиевые литейные. Технические условия», как минимум, на порядок выше указанного значения. Следует отметить, что при циклическом характере нагружения даже незначительные напряжения могут со временем стать причиной накопления дефектов в структуре материала юбки поршня. Однако главную опасность представляют не напряжения, а вызываемые ими деформации наружной поверхности поршня  $\delta$ , составляющие в ряде мест, в частности, в зоне нижней кромки юбки поршня, 44 мкм (рис. 3, *б*). Такой уровень деформации заведомо превосходит погрешность задания профиля при изготовлении поршня ( $\pm 2$  мкм), и поэтому должен быть квалифицирован как искажение профиля.

Более наглядно искажение исходного «горячего» профиля юбки поршня («бочки» в продоль-



**Рис. 4.** Профиль юбки поршня дизеля 1Ч8,5/8,0 в нагретом состоянии в продольном (а) и поперечном на уровне оси бобышек (б) сечениях:

1 — исходный вид; 2 — деформированный вид

ном и овала в поперечном сечениях) от действия гидродинамического давления масла можно видеть на рис. 4.

Характер искажений исходного профиля юбки в нагретом состоянии поршня на рис. 4 согласуется с формой распределения внешней нагрузки — гидродинамического давления масла на юбку, а также с жесткостью (толщиной) стенки юбки поршня. Так, наибольшее искажение профиля имеет место в наименее жестких зонах юбки, а именно: в плоскости качания шатуна, с нарастанием искажения по мере удаления от верхнего (по рис. 4, а) края юбки. В этой плоскости максимум гидродинамического давления приходится на зону минимальной жесткости юбки, что и обуславливает наибольший «провал» ее профиля. Указанный характер деформации приводит, согласно известным положениям гидродинамической теории смазки, к резкому — пропорционально кубу деформации (толщины масляного слоя) — падению ГНС поверхности. С точки зрения теории в этом факте содержится определенное решение проблемы, так как при указанных условиях в смазываемом сопряжении юбка поршня—цилиндр может возникать так называемое само- или авторегулирование [17]. Например, падение ГНС на юбке поршня вызывает сближение сопрягаемых поверхностей, сопровождаемое снижением толщины масляного слоя между ними, в результате чего ГНС снова кубически возрастает; так осуществляется само-регулирование.

Однако в случае реального сопряжения поршня с цилиндром приходится учитывать фактор контактирования смазываемых поверхностей, не рассматриваемый классической гидродинамикой. Как показывает практика, контактирование наступает при ситуации, когда значения боковой силы поршня и приложенных к нему моментов других внешних сил, с одной стороны, превысят значения ГНС и ее моментов, приложенных к юбке поршня, с другой стороны. Контактное

приводит к скачкообразному росту трения, вызванному сменой гидродинамического режима смазки на граничный, а также провоцирует натир и износ сопряженных поверхностей поршня и цилиндра. Известные из практики испытаний и эксплуатации быстроходных дизелей высокий уровень механических потерь в сопряжении поршень—цилиндр, натир на юбках поршней и износ прямо указывают на нарушение режима гидродинамической смазки этих деталей, а вместе с этим — на низкую вероятность или неэффективность проявления саморегулирования.

Вышеприведенный анализ результатов моделирования НДС поршня дает основание для следующих выводов:

1. Разработана конечно-элементная модель, позволяющая в среде ANSYS получать информацию о НДС поршня под действием внешнего гидродинамического нагружения на юбку.

2. В результате моделирования НДС поршня с неразрезной тонкостенной юбкой установлено, что максимально развиваемое во время работы поршня гидродинамическое давление на юбку поршня со стороны масляного слоя на цилиндре способно вызывать значимое (превышающее погрешность на изготовление) искажение исходного профиля юбки: в частности, для конструкции и условий работы быстроходного малоразмерного дизеля 1Ч8,5/8,0 (ТМЗ-450Д) это искажение может достигать 44 мкм в нижней части юбки поршня в плоскости качания шатуна.

3. Отмеченные искажения профиля юбки могут быть одной из причин снижения надежности работы сопряжения «поршень—цилиндр» в виде увеличения механических потерь, появления натиров и износа поршня.

4. Предлагаемый путь решения проблемы надежности работы сопряжения «поршень—цилиндр» видится в поиске и применении технических решений, препятствующих искажению исходного профиля юбки поршня под действием внешней нагрузки.

#### Литература

1. Рикардо Г.Р. Быстроходные двигатели внутреннего сгорания / Пер. с англ. под общ. ред. М.Г. Круглова. — М.: ГНТИ, 1960. — 406 с.
2. Тракторные дизели: справочник / Б.А. Взоров, А.В. Адамович, С.Г. Арабян и др. / Под общ. ред. Б.А. Взорова. — М.: Машиностроение, 1981. — 535 с.
3. Никитин Ю.Н. Профиль поршня и смазывание деталей цилиндропоршневой группы / Ю.Н. Никитин, С.В. Коротеев, П.С. Макаревич // Автомобильная промышленность. — 1990. — № 10. — С. 13–14.
4. Путицев С.В. Энергосберегающий поршень с двухпорной термоадаптивной юбкой. Расчет и эксперимент // Известия вузов. Машиностроение. — 1996. — Ч. 2. — № 10–12. — С. 51–56.
5. Путицев С.В. Профилирование и модификация боковой поверхности поршня как способ снижения ме-

ханических потерь в двигателе внутреннего сгорания / С.В. Путинцев, М.Д. Пронин // Известия вузов. Машиностроение. — 2007. — № 7. — С. 42–50.

6. Профилирование юбок поршней / Б.Я. Гинцбург, Г.Я. Васильченко, Н.С. Судойский и др. — М.: Машиностроение, 1973. — 88 с.

7. Дизели с воздушным охлаждением Владимирского тракторного завода / В.В. Эфрос, Н.Г. Ерохин, Р.И., Кульчицкий и др. — М.: Машиностроение, 1976. — 277 с.

8. Yamagata H. The science and technology of materials in automotive engines. — Cambridge: Woodhead Publishing Ltd., 2005. — 318 p.

9. Конструирование двигателей внутреннего сгорания: учебн. для студ. вузов / Н.Д. Чайнов, Н.А. Ивашенко, А.Н. Краснокутский и др. — М.: Машиностроение, 2008. — 496 с.

10. Костров А.В. Выбор оптимального профиля направляющей части поршня карбюраторного двигателя // Автомобильная промышленность. — 1977. — № 12. — С. 4–7.

11. Никишин В.Н. Профилирование юбки поршня с учетом перекладки поршня: учебное пособие. — Набережные Челны: Камский политехнический институт, 1996. — 48 с.

12. Путинцев С.В. Оценка и снижение механических потерь в поршневых двигателях // С.В. Путинцев, С.А. Аникин. — Saarbrücken: Lambert Academic Publishing, 2011. — 330 с.

13. Овчинников В.П. Исследование деформаций цилиндров дизелей с воздушным охлаждением: Дис. ... канд. техн. наук. — Владимир, 1977. — 175 с.

14. Фролов В.П. Исследование деформаций и обоснование величины зазора сопряжения поршень-цилиндр дизеля с воздушным охлаждением: Дис. ... канд. техн. наук. — Владимир, 1978. — 185 с.

15. Рогов В.Ф. Исследование условий гидродинамической смазки поршня тракторного двигателя: Дис. ... канд. техн. наук. — Харьков, 1979. — 220 с.

16. Путинцев С.В. Моделирование параметров динамики, гидродинамики и трибологии поршня двигателя внутреннего сгорания / С.В. Путинцев, С.А. Аникин, О.В. Иванов // Вестник МГТУ им. Н.Э. Баумана. Спец. вып. Сер. «Машиностроение». — 2007. — С. 150–156.

17. Бершадский Л.И. Структурная термодинамика трибосистем. — Киев: Знание, 1990. — 31 с.

ЮБИЛЕЙ!



## Валерию Александровичу Рыжову 70 лет!

*7 октября 2015 года исполнилось 70 лет Валерию Александровичу Рыжову, главному конструктору по машиностроению ОАО «Коломенский завод», профессору, действительному члену Санкт-Петербургской академии наук, заслуженному конструктору Российской Федерации, лауреату премий Российской Федерации в области науки и техники, лауреату Международной премии АССАД имени А. Швецова, члену редколлегии журнала «Двигателестроение»*

Вся профессиональная, научная и преподавательская деятельность Валерия Александровича Рыжова связана с созданием двигателей внутреннего сгорания. В.А. Рыжов пришел на Коломенский завод в 1982 году как специалист с большим опытом работы в области автоматики топливных систем транспортных дизелей. В 2001 году он возглавил коллектив конструкторского отдела завода по машиностроению. Под его руководством разработаны дизели двух новых типоразмерных рядов различного назначения для использования на железнодорожном транспорте, на военных и коммерческих судах, в составе дизельных электростанций базового, резервного и аварийного энергоснабжения. В настоящее время спроектированы, изготовлены и проходят опытную проверку на стендах завода три модификации дизель-генераторов нового поколения 20ЭДГ500, 12ЛДГ500 и 12ЛДГ300.

Большой вклад Валерия Александровича Рыжова в развитие отечественного двигателестроения отмечен государственными наградами — орденом Почета, Знаком губернатора Московской области «За труды и усердие», Почетный знак г. Коломна «За отличие в труде».

Профессор В.А. Рыжов автор более 100 научных публикаций, имеет около 40 патентов, один из авторов энциклопедии «Двигатели внутреннего сгорания», соавтор недавно вышедшей книги «Прочность теплонапряженных базовых деталей среднеоборотных двигателей внутреннего сгорания», член редколлегии научно-технического журнала «Двигателестроение.»

*Коллектив ОАО «Коломенский завод» и редакция журнала «Двигателестроение» поздравляют Валерия Александровича с юбилеем, благодарят за достойный вклад в динамичное развитие коломенской школы дизелестроения и желают ему крепкого здоровья, творческих успехов и дальнейших интересных проектов.*