

УДК 621.43.01; 621.43.001.57

ВЛИЯНИЕ ДЕФОРМАЦИИ ЦИЛИНДРА НА ТОЛЩИНУ МАСЛЯНОЙ ПЛЕНКИ В СОПРЯЖЕНИИ «ПОРШЕНЬ-ЦИЛИНДР»

Белов Е.С.

ГОУ ВПО «Владимирский государственный университет», Владимир, e-mail: es_white@rambler.ru

Проведен расчет толщины масляной пленки между юбкой поршня и зеркалом цилиндра при различной деформации цилиндра. Предложена методика расчета толщины масляной пленки с использованием метода конечных элементов для определения деформации цилиндра и метода конечных объемов для решения задачи гидродинамики. В ходе работы выявлены недостатки конструкции двигателя Д144 производства ООО «ВМТЗ», приводящие к увеличению механических потерь и снижению ресурса двигателя. Результаты подтверждены моторными испытаниями. Предложены рекомендации по изменению конструкции двигателя с целью снижения деформации цилиндра, уменьшения механических потерь, увеличения надёжности.

Ключевые слова: деформация цилиндра, масляная пленка

INFLUENCE OF BORE DISTORTION TO OIL FILM THICKNESS BETWEEN PISTON AND LINER SURFACE

Belov E.S.

Vladimir state university, Vladimir, e-mail: es_white@rambler.ru.

Calculation of oil thickness between piston and liner is made for different bore distortion conditions. Methodology of calculation with using of finite elements for deformations calculation and finite volumes for hydrodynamic task is proposed. Problems with D144 engine design were found during the task solution which cause increasing of mechanical losses and decreasing of engine durability. Results of solution were proved by motor tests. Recommendations to change engine design were proposed to decrease bore distortion and improve mechanical losses and engine durability.

Keywords: bore distortion, oil film thickness

Механические потери в поршневом двигателе складываются из потерь на трение во всех механизмах, потерь на привод вспомогательных агрегатов: топливного, масляного, водяного насосов и вентилятора, потерь на насосные ходы – впуск воздуха и выпуск газов из цилиндра. Около 60...70% всех потерь относится на трение в цилиндро-поршневой группе (ЦПГ) [1]. В свою очередь, потери на трение в ЦПГ зависят от деформации сопряженных деталей, микрорельефа их поверхности [2], толщины масляной пленки, ее температуры и других факторов.

Основным параметром, по которому можно идентифицировать режим трения в сопряжении поршень-цилиндр, является толщина масляной пленки. Обеспечение гидродинамического режима трения по всей высоте цилиндра является одной из наиболее сложных задач, требующей решения в процессе проектирования и доводки нового дизеля [3]. Определение толщины масляной пленки на стадии проектирования позволяет оценить трибологические характеристики ЦПГ до проведения моторных испытаний.

С этой целью предлагается методика расчета толщины масляной пленки в сопряжении поршень-цилиндр, в которой используется для определения напряженно-деформированного состояния (НДС) деталей ЦПГ метод конечных элементов (МКЭ), а для расчета несущей способности масляной пленки метод конечных объемов (МКО).

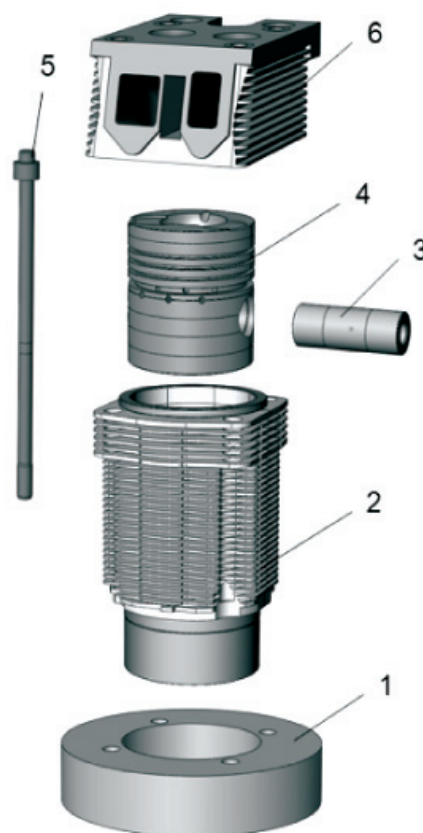


Рис. 1. Трехмерные модели деталей ЦПГ:
1 – плита; 2 – цилиндр; 3 – поршневой палец;
4 – поршень; 5 – анкерная шпилька;
6 – головка цилиндра

Методика состоит из следующих этапов:

- создание трехмерных моделей деталей ЦПГ и расчетной КЭ сетки деталей ЦПГ, определение граничных условий;
- решение нестационарной задачи теплопроводности и определение поля температур деталей ЦПГ;
- определение деформированного состояния деталей ЦПГ с помощью МКЭ для получения эпюры зазора между поршнем и цилиндром;
- построение трехмерной модели масляной пленки и создание расчетной КО сетки масляной пленки на основании эпюры зазора;
- определение давления в масляном слое при решении задачи гидродинамики с помощью МКО и вычисление подъемной силы масляного слоя;
- расчет толщины масляной пленки и идентификация режима трения между поршнем и цилиндром.

Предлагаемая методика реализована для исследования влияния деформации цилиндра двигателя Д144 производства ООО «ВМТЗ» на формирование масляной пленки в сопряжении «поршень-цилиндр». С этой целью была создана 3D-модель (рис. 1), включающая детали ЦПГ (поршень, поршневой палец, цилиндр) и сопрягаемые с ними элементы (головка цилиндра, часть картера двигателя в виде жесткой плиты, анкерные шпильки), а затем конечно-элементная модель (КЭМ) (рис. 2). КЭМ состояла из 296444 узлов, и 166661 элемента. С использованием САЕ-системы Ansys были произведен расчет поля температур и НДС модели (рис. 3). На основании результатов КЭ анализа получена эпюра распределения зазора между поршнем и цилиндром и построена 3D-модель масляной пленки (рис. 4).

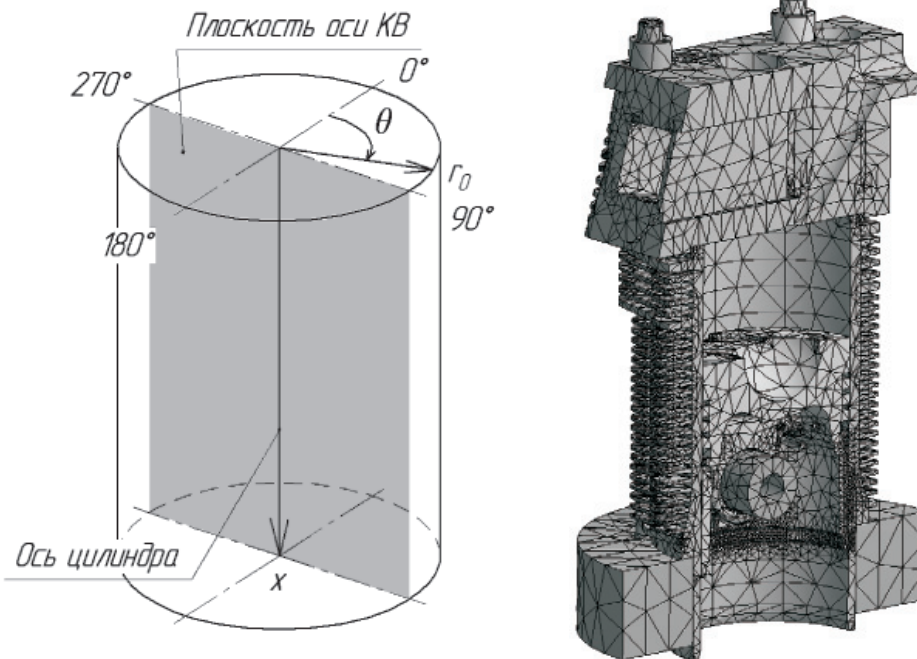


Рис. 2. Расчетная КЭ модель и используемая система координат

Модель масляной пленки разбита на сетку и состоит из 1249520 шести- и восьмиузловых элементов. Уровень дискретизации модели, так же как и в случае с КЭМ деталей ЦПГ, определяется из условия минимизации ресурсов, необходимых для проведения расчета, при сохранении его точности. В результате решения уравнений гидродинамики с помощью метода КО получена эпюра распределения давления в масляном слое, на основании которого рассчитана подъемная сила масляного слоя в зависимости от его минимальной толщины и скорости движения поршня (рис. 5). Также выявлено, что условия формирования масляной

пленки наилучшие при положении поршня в районе нижнего опорного бурта. Это связано с переменной жесткостью цилиндра по высоте и деформациями, возникающими при натяжке анкерных шпилек.

Влияние усилия натяжки анкерных шпилек на толщину масляной пленки подтверждается расчетом минимальной толщины масляной пленки при различных усилиях натяжки анкерных шпилек (рис. 6). Так, при увеличении момента натяжки с 20 до 140 Н·м толщина масляной пленки в области нижнего опорного бурта снижается с 15,2 до 11 мкм при постоянной частоте вращения КВ 1000 мин⁻¹.

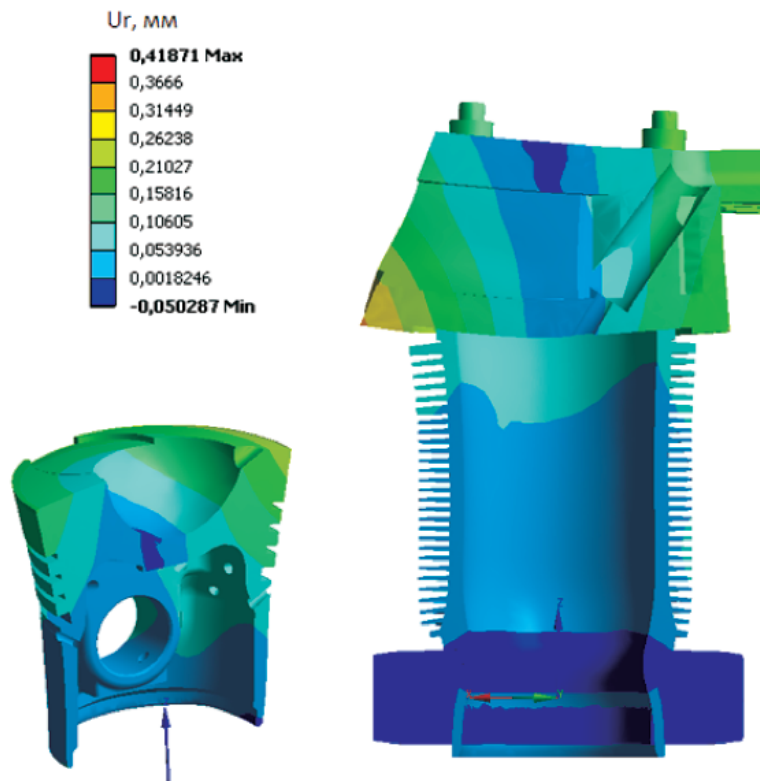


Рис. 3. Эюра радиальных деформаций деталей ЦПГ в используемой цилиндрической системе координат

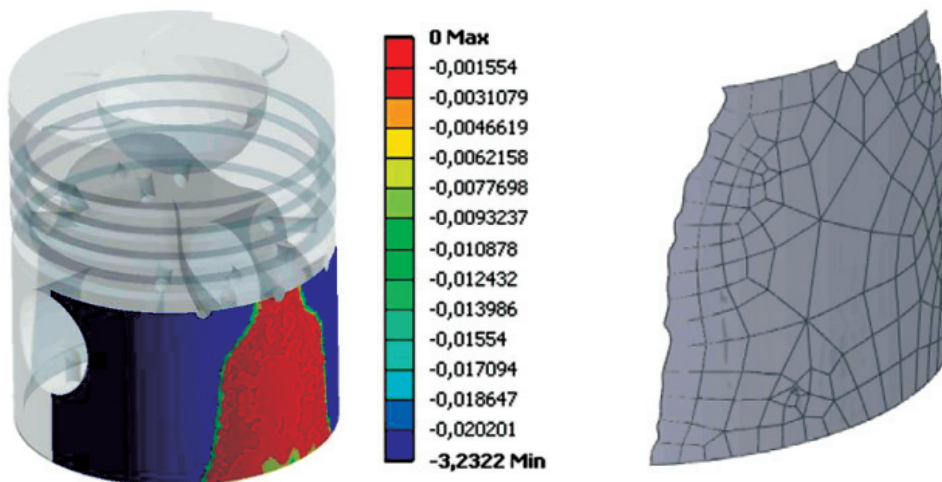


Рис. 4. Эюра распределения зазора h между юбкой поршня и зеркалом цилиндра и 3D модель масляной пленки

Приведенные результаты теоретических исследований подтверждаются приведенными экспериментальными исследованиями. Измерение условного давления механических потерь в двигателе Д144 при моментах затяжки анкерных шпилек $M_3 = 80$ и $140 \text{ Н}\cdot\text{м}$ (рис. 7) выявило влияние деформации цилиндра на уровень потерь на трение [3, 4].

В ходе исследований была предложена методика расчета толщины масляной пленки в сопряжении «поршень-цилиндр» и

проведены экспериментальные исследования, позволившие выявить ряд недостатков конструкции двигателя Д144, в совокупности приводящих к росту механических потерь, снижению надежности и ресурса:

- деформация цилиндра в зоне нижнего опорного бурта приводит к снижению толщины масляной пленки и возникновению смешанного и граничного режимов трения;
- усилие затяжки анкерных шпилек в значительной степени влияет на деформацию цилиндра и формирование гидромеха-

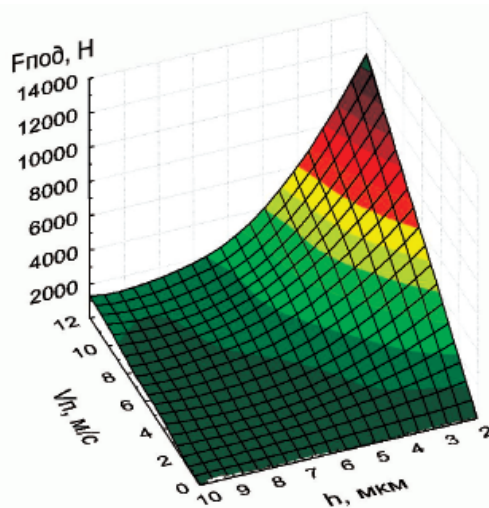
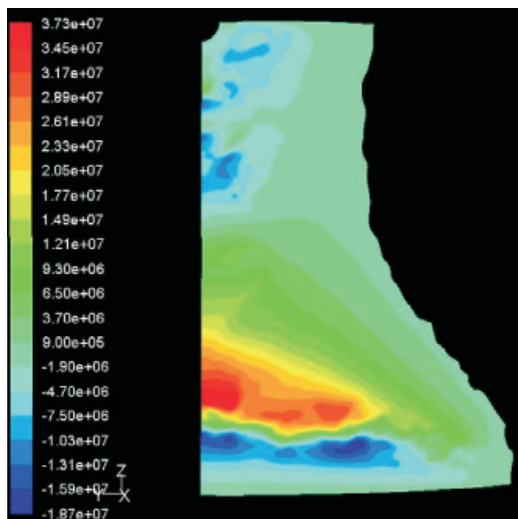


Рис. 5. Эпюра гидродинамического давления в масляной пленке и соответствующая ей зависимость подъемной силы $F_{под}$ от скорости поршня V_n и толщины пленки h_{min} при положении поршня $\varphi = 90^\circ$ п.к.в. после ВМТ на такте рабочего хода

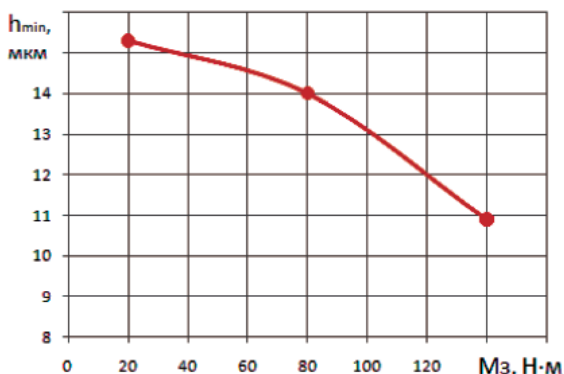


Рис. 6. Зависимость толщины масляной пленки от усилия затяжки анкерных шпилек при положении поршня 90° п.к.в. после ВМТ

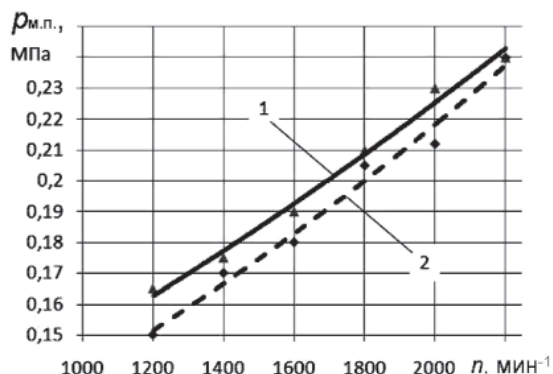


Рис. 7. Условное давление механических потерь $p_{м.п.}$ в двигателе Д144 в зависимости от частоты вращения к.в. n при:
1 – $M_3 = 140$ Н·м; 2 – $M_3 = 80$ Н·м (2)

нических характеристик сопряжения «поршень-цилиндр».

Увеличение жесткости головки цилиндров позволит снизить момент затяжки анкерных шпилек до $M_z = 80 \dots 100$ Н·м, что в первую очередь уменьшит значения абсолютных диаметральных деформаций зеркала. Эффект от такого снижения позволит в среднем на 5% снизить удельное давление механических потерь, увеличив эффективную мощность двигателя Д144 на 3...4 кВт (рис. 7). Следует обратить внимание, что при этом удастся на 5% снизить удельный расход топлива, а также сократить вероятность отказа двигателя в связи с заклиниванием поршня в цилиндре в районе ВМТ, уменьшить шум и вибрации, связанные с вторичным движением поршня. Приведенный эффект является одним из направлений комплексного подхода к снижению механических потерь путем рационального конструирования деталей ЦПГ.

Список литературы

1. Тракторные дизели: Справочник / Б.А. Взоров, А.В. Адамович и др.; под общ. ред. Б.А. Взорова. – М.: Машиностроение, 1981. – 535 с.
2. Путинцев С.В., Аникин С.А. Выбор параметров микрорельефа цилиндра ДВС // Двигатель-2010: сборник науч. трудов междунар. конференции; под ред. Н.А. Иващенко, В.А. Вагнера, Л.В. Грехова. – М.: Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2010. – С. 94–96.
3. Путинцев С.В., Аникин С.А., Галата Р.А. Основы расчета проектирования узлов трения ДВС: учебное пособие. – М.: Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2000. – 35 с.
4. Гоц А.Н., Ильин Б.В. Снижение деформации цилиндра дизеля с воздушным охлаждением / Тракторы и сельскохозяйственные машины. – 1988. – № 12. – С. 23–25.

Рецензенты:

Кульчицкий А.Р., д.т.н., профессор, зам. главного конструктора ООО «ВМТЗ», г. Владимир;

Гоц А.Н., д.т.н., профессор, профессор кафедры тепловых двигателей и энергетических установок Владимирского государственного университета Министерства образования и науки, г. Владимир.

Работа поступила в редакцию 24.06.2011.