

Д-р техн. наук А. В. Белогуб*Национальный аэрокосмический университет им. Н.Е. Жуковского «ХАИ», г. Харьков*

УТОЧНЕНИЕ ПАРАМЕТРОВ СИЛОВОГО НАГРУЖЕНИЯ ДЛЯ РАСЧЕТА ПРОФИЛЯ ЮБКИ ПОРШНЯ

В работе проведен анализ деформаций юбки поршня для различных режимов работы двигателя от давления в цилиндре, боковой силы и силы инерции при различных смещениях пальцевого отверстия и центра тяжести поршня. Показано, что инерционная составляющая практически не влияет на суммарную деформацию юбки, и практически равное влияние оказывают боковая сила и давление, причем наиболее существенно на деформацию юбки влияет смещение пальцевого отверстия. Показано, что максимальные деформации будут запаздывать относительно максимального давления цикла на 2...6 градусов поворота коленчатого вала.

Ключевые слова: Двигатель внутреннего сгорания, поршень, юбка поршня, профиль, деформации.

Введение

Предлагаемые разными авторами методики профилирования юбки поршня [1–3] в том числе и предложенная автором в [4], учитывают тепловое и силовое нагружение. По тепловому нагружению принципиальных отличий в подходах к профилированию практически нет, но учет силового нагружения трактуется по-разному: поршень в максимально нагруженном состоянии находится в определенной фазе по углу поворота коленчатого вала (п.к.в.) При этом, как правило, эта фаза соответствует максимальному давлению в цилиндре или максимальной боковой силе с учетом режима по внешней характеристике. Автором в [4] предложено определять деформации от теплового нагружения на режиме максимальной мощности, а силовые деформации – на режиме максимального момента при максимальном давлении в цилиндре. Естественно, что реальный профиль должен быть один для всех режимов работы, и двигатель с таким поршнем должен пройти тест на «беззадирную» работу двигателя.

Современные тонкостенные поршни бензиновых двигателей выполняют несимметричными: с разными площадями опорных площадок юбки на «нагруженной» и «не нагруженной» стороне; смещением центра масс (ЦМ) и оси пальцевого отверстия (ПО) относительно оси поршня с целью снижения механических потерь и шума двигателя. В связи с вышеизложенным особый интерес представляет анализ деформаций поршня от силового нагружения в зависимости от режима работы и фазы цикла (угла п.к.в) и выработка рекомендаций для выбора схемы нагружения поршня при решении задачи профилирования с применением CAD/CAM/CAE пакетов.

Цели исследования, постановка задачи

Решение представленной выше проблемы состоит в нахождении режима работы ДВС и фазы цикла, при которых деформации от силовых воздействий будут максимальными. Целью работы является уточнение условий силового нагружения поршня, и проведение численного эксперимента по определению влияния силовых факторов на деформацию юбки поршня с учетом конструктивных факторов, таких как смещение пальцевого отверстия и смещение центра масс. В статье под «деформацией» будем понимать абсолютное отклонение размера.

Описание работы и результаты исследования

Поршень в процессе работы нагружен силами давления газов со стороны камеры сгорания и со стороны картера, силой инерции и реакциями от стенок цилиндра. Тонкостенный поршень бензиновых двигателей рассчитывается на работу в области упругих деформаций. Действие сил и реакций на деформацию юбки будем рассматривать отдельно. На рис. 1 представлена схема нагружения поршня внешними силами. Зная текущие значения давления $p_{\text{газ}}$ и ускорения j , и решив совместно уравнения статического и динамического равновесия, можно определить текущие реакции N_1 и N_2 . Необходимо также учесть геометрические (смещение пальцевого отверстия a , смещение центра тяжести b) и массовые параметры поршня, пальца и поступательно движущейся массы шатуна для корректного определения силы N . Необходимо, также, назначить из конструктивных соображений плечи l_1, l_2 приложения реакций N_1, N_2 . Для расчета N_1 и N_2 разработано программное обеспечение [5], которое широко использовано при проектировании поршня ПАО «АВТРАМАТ» [6].

В качестве объекта исследования выбраны два поршня (рис. 2) – ВАЗ-21083-1004015 (двигатель ВАЗ-21083, разработка 80-х годов XX столетия) и ВАЗ-11194-1004015М-У (двигатель ВАЗ-11194, разработка 2011 года).

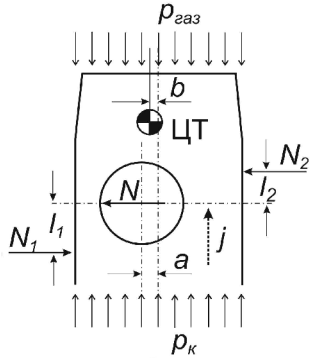


Рис. 1. Схема силового нагружения поршня: $p_{газ}$ – давление в цилиндре, $p_к$ – давление в картере, j – ускорение поршня, N – реакция от поршневого пальца на бобышку, N_1, N_2 – реакции со стороны цилиндра на юбку, l_1, l_2 – плечи приложения реакций, a – смещение пальцевого отверстия, b – смещение центра тяжести

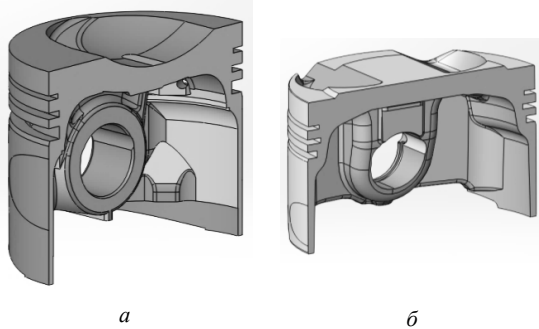


Рис. 2. Трехмерные модели поршней, выбранных для исследования: а – ВАЗ-21083; б – ВАЗ-11194 М-У

Давления в цилиндре рассчитаны в комплексе «Дизель РК» [7] для каждого исследуемого режима.

Геометрические и массовые параметры поршней и других деталей приведены в таблице 1.

Таблица 1 – Основные геометрические и массовые параметры выбранных для исследования поршней

| | 21082 | ВАЗ-11194 |
|-----------------------------------|-------|-----------|
| Диаметр поршня, мм | 82 | 76,5 |
| Смещение ПО и ЦМ (из чертежа), мм | 1,2 | 0,8 |
| Масса поршня, кг | 0,351 | 0,214 |
| Масса пальца, кг | 0,11 | 0,07 |
| Расстояние l_1 , мм | 11 | 10 |
| Расстояние l_2 , мм | 5 | 4 |

Расстояния l_1, l_2 , (плечи приложения сил) выбираются произвольно, исходя из геометрических возможностей. Практика проектирования показала, что для расчетов желательнее использовать как можно большую поверхность юбки. При этом не возникает локальных зон с высокими напряжениями при моделировании напряженного состояния, и профили, получаемые при проектировании, работают без проблем. На рис. 3 показаны графики реакций N_1 и N_2 для поршня ВАЗ-21083 и различных смещений ПО и ЦМ. Из рис. 3 а, б (и других расчетов) видно, что смещение ЦМ практически не влияет на величину и характер реакций, в то время, как изменение смещения ПО существенно влияет как на характер, так и на величину реакций. Приведенные здесь графики изменения плеч приложения реакций показывают существенное влияние на них смещения ПО. По мере уменьшения смещения максимум боковой силы смещается от 371° до 384° п.к.в. (ВМТ – 360° п.к.в.), но и плечо приложения этой силы также изменяется от 11 мм до нуля, что учтено при расчете деформаций.

На рис. 4 показаны графики реакций N_1 и N_2 для поршня ВАЗ-11194 при различных частотах вращения. Показано, что вблизи ВМТ характер и значения реакций практически не изменяются.

Для моделирования деформаций от действия переменных по величине силовых воздействий ($p_{газ}, P_j, N_1$ и N_2) и переменных мест приложения реакций (l_1 , и l_2 ,) был проведен численный эксперимент с твердотельными моделями поршней ВАЗ-21083 и ВАЗ-11194 (рис. 2) для определения удельных деформаций от каждого из влияющих воздействий. В качестве примера на рис. 5, а–в показан характер деформаций поршня ВАЗ-21083 от: а – давления; б, в – боковой силы N_1 ; г – ускорения. Исследования показали, что деформации от реакции N_2 практически не передаются на юбку поршня, что позволило исключить их из дальнейшего анализа. В дальнейшем под деформациями юбки поршня следует понимать изменение диаметра в ее нижнем поясе.

$$\delta_{газ} = 0,0219 p_{газ}, \text{ мм/МПа},$$

$$\delta_{N1} = (0,000117 l_1^2 - 0,00151 l_1 + 0,0412) N_1, \text{ мм/Н},$$

$$\delta_j = -1,094e^{-6} j, \text{ мм/(м/с}^2\text{)},$$

где $\delta_{газ}, \delta_{N1}, \delta_j$ – деформации от давления, боковой силы и ускорения соответственно; j – ускорение поршня;

для поршня ВАЗ-11194:

$$\delta_{газ} = 0,0134 p_{газ}, \text{ мм/МПа},$$

$$\delta_{N1} = (0,000393 l_1^2 - 0,00075 l_1 + 0,0206) N_1, \text{ мм/Н},$$

$$\delta_j = -5,77e^{-7} j, \text{ мм/(м/с}^2\text{)}.$$

Суммарная деформация юбки δ_y :

$$\delta_y = \delta_{газ} + \delta_{N1} + \delta_j.$$

На рис. 6, 7 приведены графики деформаций поршня ВАЗ -21083, а на рис. 8, 9, 10 и 11 – поршня ВАЗ-11194.

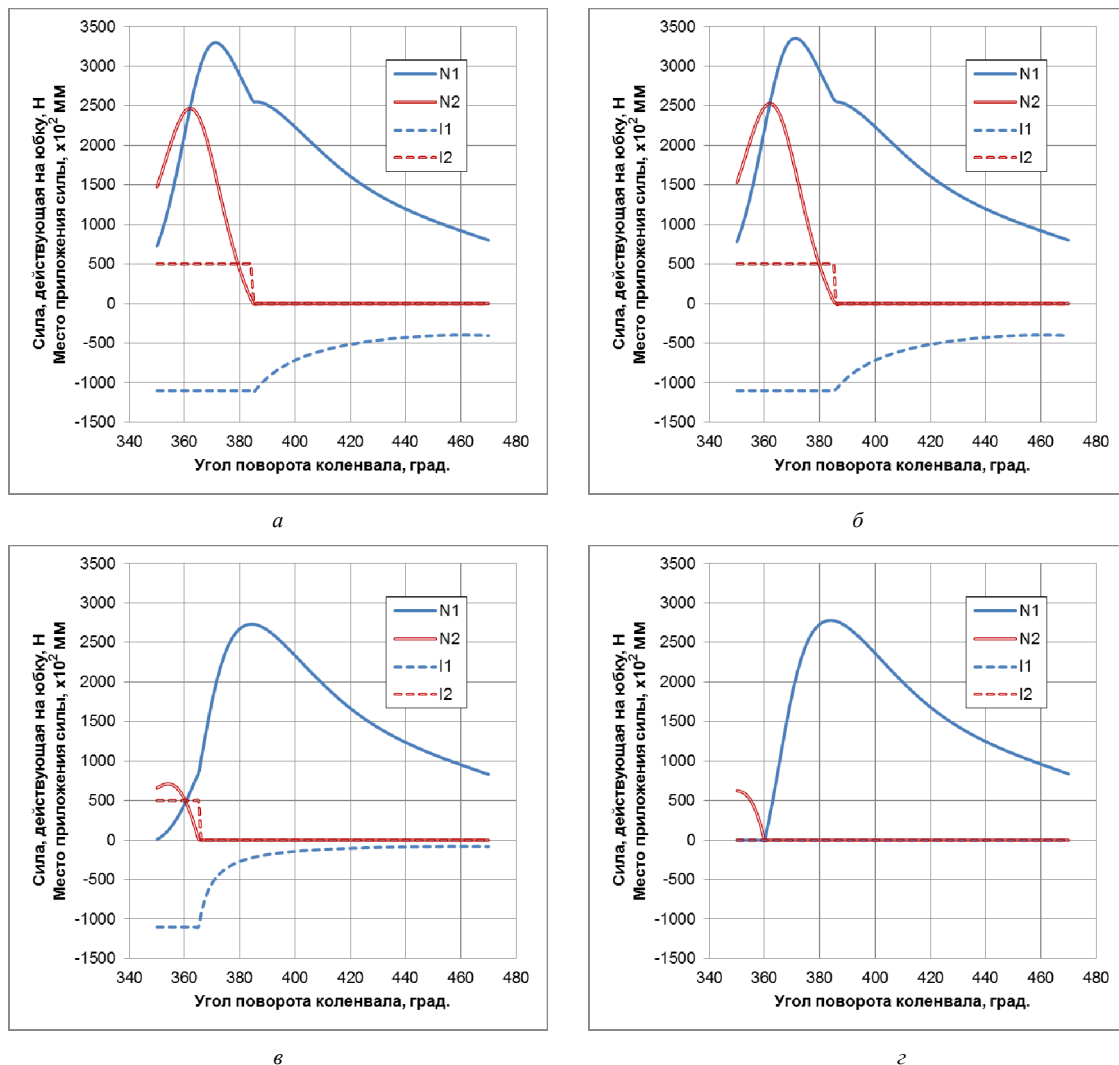


Рис. 3. Графики изменения реакций N_1 и N_2 и плеч приложения этих реакций по углу поворота коленвала при $n = 2000 \text{ мин}^{-1}$ (поршень VAZ-21083): а – смещение ПО – 1,2 мм, смещение ЦМ – 3 мм; б – смещение ПО и ЦМ – 1,2 мм; в – смещение ПО и ЦТ – 0,25 мм; г – без смещения

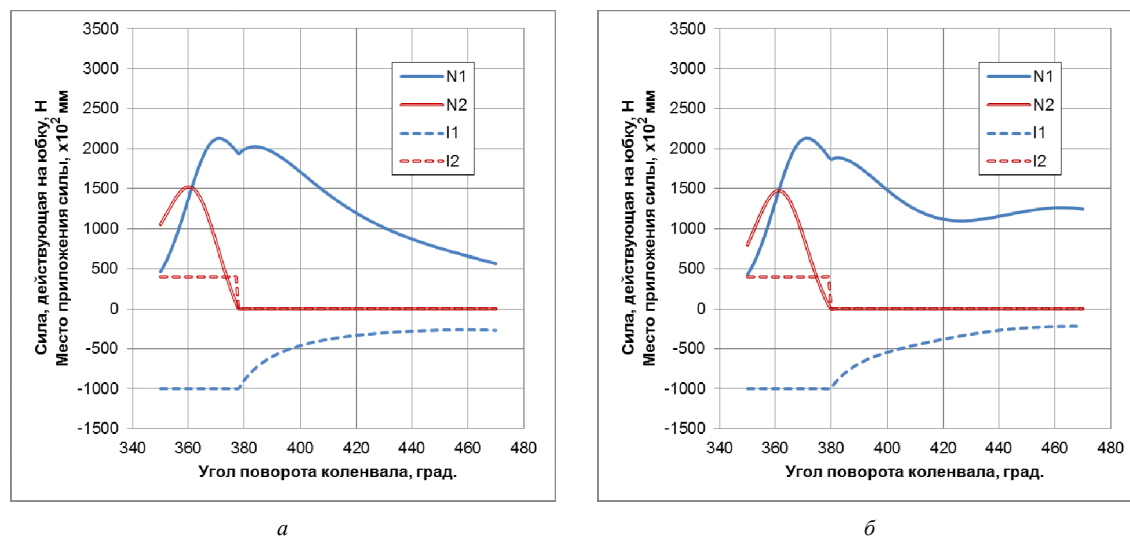


Рис. 4. Графики изменения реакций N_1 и N_2 и плеч приложения этих реакций по углу поворота коленвала при смещении ПО и ЦМ на 0,8 мм (поршень VAZ-11194): а – $n = 2000 \text{ мин}^{-1}$; б – $n = 5000 \text{ мин}^{-1}$

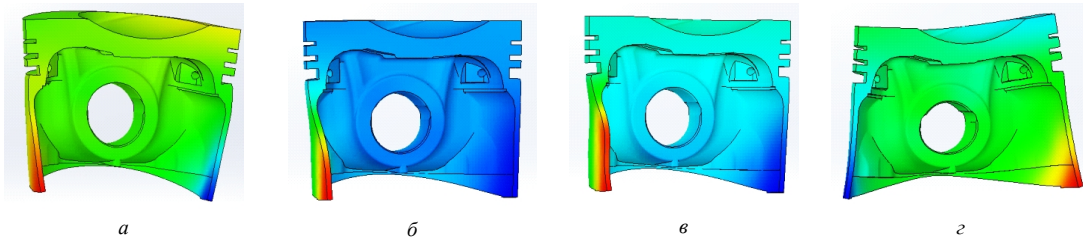


Рис. 5. Характер деформации поршня ВАЗ-21083: а – от давления, б – от боковой силы N_1 при $l_1 = 11$ мм, в – от боковой силы N_1 при $l_1 = 0,0$ мм; г – от ускорения (силы инерции)

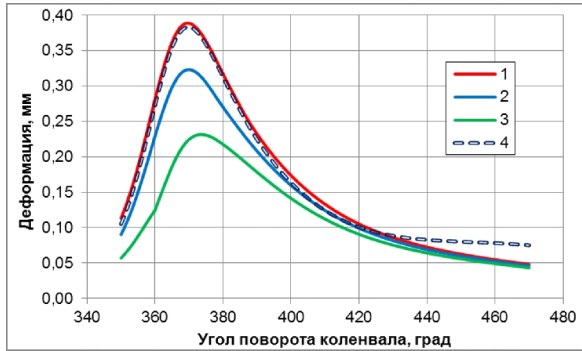


Рис. 6. Суммарные деформации юбки поршня ВАЗ-21083 при изменении смещения ПО и ЦМ ($n = 2000 \text{ мин}^{-1}$): 1, 4 – на 1,2 мм, 2 – на 0,8 мм, 3 – без смещения ($n = 5000 \text{ мин}^{-1}$)

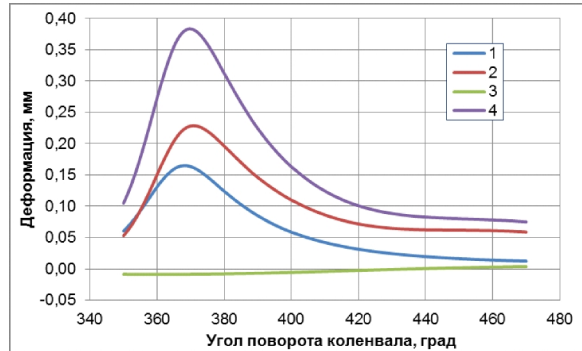


Рис. 7. Деформации юбки поршня ВАЗ-21083 от газовых (график 1), боковых (график 2), инерционных (график 3) и суммарных воздействий (график 4) при $n = 4000 \text{ мин}^{-1}$ и смещении ПО и ЦМ – 1,2 мм

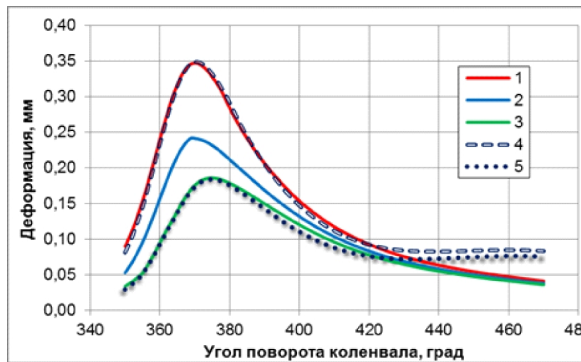


Рис. 8. Суммарные деформации юбки поршня ВАЗ-11194 при изменении смещения ПО и ЦМ на: 0,8 мм (графики 1, 4); 0,4 мм (графики 2) и без смещения (графики 3, 5). Графики 1, 2, 3 – $n = 2000 \text{ мин}^{-1}$; графики 4, 5 – $n = 5000 \text{ мин}^{-1}$

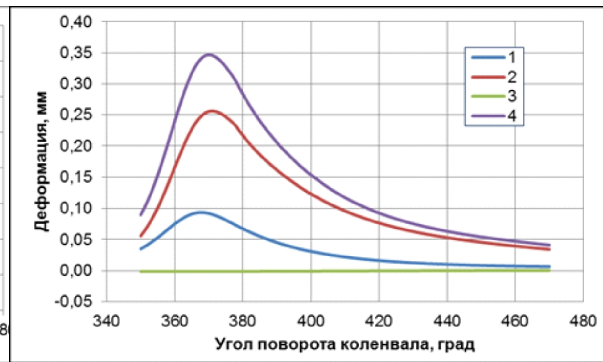


Рис. 9. Деформации юбки поршня ВАЗ-11194 от газовых, боковых, инерционных и суммарных воздействий при $n = 2000 \text{ мин}^{-1}$, смещения ПО и ЦМ – 0,8 мм. Обозначения графиков как на рис. 7

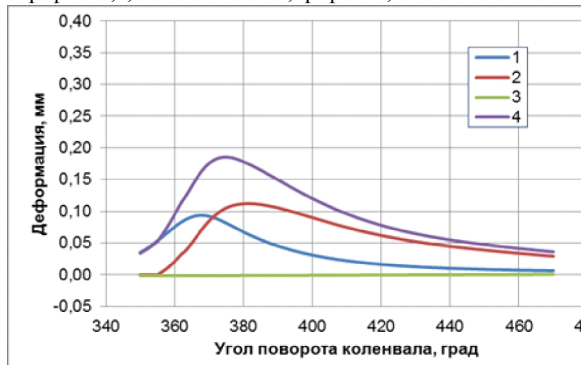


Рис. 10. Деформации юбки поршня ВАЗ-11194 от газовых, инерционных и суммарных воздействий, $n = 2000 \text{ мин}^{-1}$, без смещения ПО и ЦТ. Обозначения графиков как на рис. 7

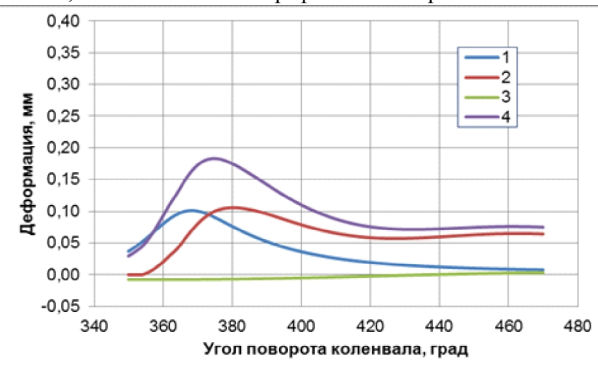


Рис. 11. Деформации юбки поршня ВАЗ-11194 от газовых, боковых, инерционных и суммарных воздействий, $n = 5000 \text{ мин}^{-1}$, без смещения ПО и ЦТ. Обозначения графиков как на рис. 7

Анализ деформаций юбки поршня показывает, что основное влияние на их величину оказывает «противошумное» смещение ПО. Деформации, ожидаемо, минимальны при нулевом смещении. Частота вращения (ускорение поршня) в исследуемой области режимов – практически не влияет на деформацию в ее максимальных значениях по углу п.к.в. Максимальные деформации по углу п.к.в. от давления газов в цилиндре, естественно, соответствуют максимальному давлению, а от боковой силы – смещаются в сторону более поздних углов с уменьшением смещения ПО и ЦМ (рис. 9, 10). При этом для рассматриваемых примеров максимумы суммарных деформации смещались на 26 п.к.в. по повороту вала относительно максимального давления на 2-х совершенно разных по конструкции и размеру поршнях. В тоже время, величины максимальных деформаций, при уменьшении смещения от указанного в чертеже до нуля, уменьшаются практически в два раза.

Выводы и рекомендации

1. Максимальные деформации юбки тонкостенного поршня бензинового двигателя будут на режиме, при котором давление в цилиндре будет максимальным. При этом скоростной режим не вносит сколько-нибудь существенных поправок для рабочих диапазонов скоростных режимов.
2. Угол поворота коленчатого вала, при котором необходимо выбирать силовые условия нагружения, находится на 26 п.к.в. после достижения максимального давления цикла.
3. Суммарные деформации от всех совместно действующих факторов меньше, чем сумма их максимальных значений, что позволит рассчитывать поршень с меньшим запасом по эллипсу.
4. При проектировании следует учитывать положительный допуск на размер смещения пальцевого отверстия ввиду его существенного влияния на деформацию юбки.
5. Профиль поршня для спортивных модификаций штатного двигателя (без смещения ПО) должен отличаться от серийного.

Белогуб О.В. Уточнення параметрів силового навантаження для розрахунку профілю юбки поршня

В роботі проведено аналіз деформацій юбки поршня для різних режимів роботи двигуна від тиску в циліндрі, від бічної сили і сили інерції при різних зміщеннях пальцевого отвору і центру мас. Показано, що інерційна складова практично не впливає на сумарну деформацію юбки, а приблизно рівний вплив мають бічна сила і тиск, причому найбільш істотно на деформацію юбки впливає зміщення пальцевого отвору. Показано, що максимальні сумарні деформації будуть запізнюватися щодо максимального тиску циклу на 2...6 градусів повороту колінчастого вала.

Ключові слова: двигун внутрішнього згорання, поршень, юбка поршня, профіль, деформації.

Belogub A. Clarification of parameters of power loading for calculation of profile of skirt of piston

The paper addresses the analysis of piston skirt strains at different operational modes. Piston skirt is considered to be acted by gas forces in combustion chamber and crankcase, wall force and inertia at different piston center of mass and piston bore offsets. The analysis has shown that inertia does not make any considerable effect, wall force and gas forces affect to the same extent. The piston bore offset plays the key role in piston skirt strains. The total maximum strains lag from maximum pressure crank angle for 2...6 degrees.

Key words: combustion engine, piston, skirt of piston, profile, deformations.

Список литературы

1. Профилирование юбок поршней : научное издание / [Б. Я. Гинзбург, Г. Я. Васильченко, Н. С. Судойский, И. А. Цимеринов]. – М. : Машиностроение, 1973. – 89 с.
2. Рождественский Ю. В. Современные конструкции поршней для тепловых двигателей : учеб. пособие / Ю. В. Рождественский, К. В. Гаврилов; Мин-во образования и науки Российской Федерации, Южно-Уральский. гос. Университет. – Челябинск : Изд-во ЮУрГУ, 2009. – 50 с.
3. Маслов А. П. Повышение технического уровня дизелей оптимизацией геометрических параметров поршней : дис. канд. техн. наук : 05.04.02 / Маслов Андрей Петрович. – Мин-во образования и науки Российской Федерации, Южно-Уральский. гос. Университет. – Челябинск : Изд-во ЮУрГУ, 1999. – 158 с.
4. Белогуб А. В. Способ оптимизации профиля боковой поверхности поршня ДВС Пат. 2256897 Российская Федерация, МПК7 G01M15/00/ Белогуб А. В. ; заявитель и патентообладатель Открытое акционерное общество «АВТРАМАТ». – № 2003134825/28 ; заявл. 02.12.2003 ; опубл. 20.07.2005, Бюл. № 20.
5. Белогуб А. В. Геометрические и силовые граничные условия при анализе напряженно-деформированного состояния поршней методом конечных элементов / А. В. Белогуб, А. А. Зотов, М. А. Максимова // Двигатели внутреннего сгорания. – 2013. – № 2. – С. 70–75.
6. Белогуб А. В. Поддержка жизненного цикла тонкостенных поршней ДВС на основе технологии интегрированного проектирования и производства / А. В. Белогуб // Восточноевропейский журнал передовых технологий. – 2010. – № 3. – С. 27–40.
7. Программный комплекс ДИЗЕЛЬ-РК [Электронный ресурс] – Режим доступа: <http://www.diesel-rk.bmstu.ru/Rus/>

Поступила в редакцию 02.04.2015