

УДК 621.436

А.В. Белозуб, канд. техн наук, А.С. Стрибуль, инж.

ВЛИЯНИЕ ЗАЗОРОВ, ТЕХНОЛОГИЧЕСКИХ ДОПУСКОВ СОПРЯЖЕННЫХ ДЕТАЛЕЙ И РАБОТЫ ТРЕНИЯ НА ВНЕШНИЙ ПРОФИЛЬ ПОРШНЯ

Введение

Геометрия профиля внешней поверхности поршня должна быть выполнена так, чтобы решить следующие задачи:

1. Обеспечить необходимый ресурс цилиндро-поршневой группы;
2. Минимизировать потери трения;
3. Минимизировать акустическое загрязнение окружающей среды.

В процессе работы поршень находится под воздействием ряда факторов, таких как:

- тепловой поток от сгорания топлива;
- давление газов в цилиндре;
- силы инерции;
- технологические перекосы деталей кривошипно-шатунного механизма;

Формулирование проблемы

Тепловой поток, воздействующий на поршень и цилиндр ДВС приводит к нагреву последних, причем поршень нагреет существенно неравномерно по высоте (~120...300⁰C), в то время как цилиндр имеет температуру близкую к постоянной. Внешний профиль поршня в перпендикулярном пальцу сечении компенсирует неравномерность теплового поля, что подробно рассмотрено в [1,2]. Там же рассмотрены влияния на внешний профиль и силовых воздействий: газовых и инерционных.

В то же время разные – почти в 2 раза – коэффициенты теплового расширения гильзы (цилиндра) и поршня предписывают выбор установочного зазора, рассчитанного для номинальной мощности, настолько большим, что это приводит к повышенным акустическим шумам при переключке поршня на режимах малых и средних нагрузок. При выборе зазора юбка-цилиндр, отвечающего требованиям шумности разное тепловое расширение поршня и гильзы неизбежно приводит к возникновению натяга в паре поршень-гильза на режимах больших мощностей.

Еще одним воздействием, приводящим к возможному возникновению натягов в паре поршень гильза (цилиндр) являются перекосы и неперпендикулярности осей:

- коренной и шатунной шеек коленвала;
- нижней и верхней головки шатуна;
- оси вращения коленвала и оси цилиндра;
- поршня и пальца (то есть неперпендикуляр-

ность так называемой оси поршня и оси пальцевого отверстия).

Как было сказано выше вопросам выбора формы профиля с учетом неравномерного нагрева и нагружения от газовых сил и сил инерции было уделено достаточно внимания в предыдущих работах.

Решение проблемы

В данной статье мы остановимся на учете натяга, возникающего в паре поршень-гильза при тепловом расширении и технологических допусков перекоса поршня при изготовлении сопряженных деталей.

Учет натяга, возникающего за счет теплового расширения

В современных бензиновых двигателях диаметральный зазор для нового поршня Ø100мм бензинового двигателя составляет 0,04...0,06 мм, что продиктовано борьбой с шумом. Тогда как разность температурного расширения поршня и цилиндра на номинальном режиме составляет 0,14 мм. То есть в процессе работы между поршнем и гильзой существует натяг 0,08...0,1 мм. В районе «нулевого» пояса этот натяг приводит к деформации податливой юбки, не вызывая при этом значительных напряжений в поршне и контактных усилий в паре поршень-гильза. Этот натяг и снижает шумы при переключке поршня. Однако если выбрать профиль так, чтобы в «горячем» состоянии недеформированная юбка была цилиндрической, деформация верхней части юбки будет недостаточной для компенсации этого натяга, что может привести к значительным контактным напряжениям, локальному перегреву и, в конечном итоге к заклиниванию поршня. Для корректного выбора закона изменения профиля нужно, чтобы давление масла в смазочном слое, необходимое для компенсации сил упругости деформированного поршня было, например, постоянно по высоте. Можно вычислить эту величину давления, приводящую к деформации поршня в зоне номинального диаметра на величину натяга, определить поле деформаций от него и строить профиль таким образом, чтобы в деформированном состоянии он был таким же, как если бы в горячем состоянии поршень находился в гильзе с нулевым зазором, а профиль был бы рассчитан без учета возникающего натяга. Фактически можно проводить независимый расчет, суммируя

результаты с описанными в [1,2].

Для проверки необходимости корректировки профиля в зависимости от закона и места приложения давления был проведен численный эксперимент, результаты которого приведены на рис.1. На рисунках показаны формы площадок, к которым прикладывается постоянное давление и соответствующие деформации поршня в радиальном направлении. Более темные участки соответствуют большим значениям напряжений. Шкала на рисунках одинаковая, то есть одинаковые цвета соответствуют одинаковым деформациям.

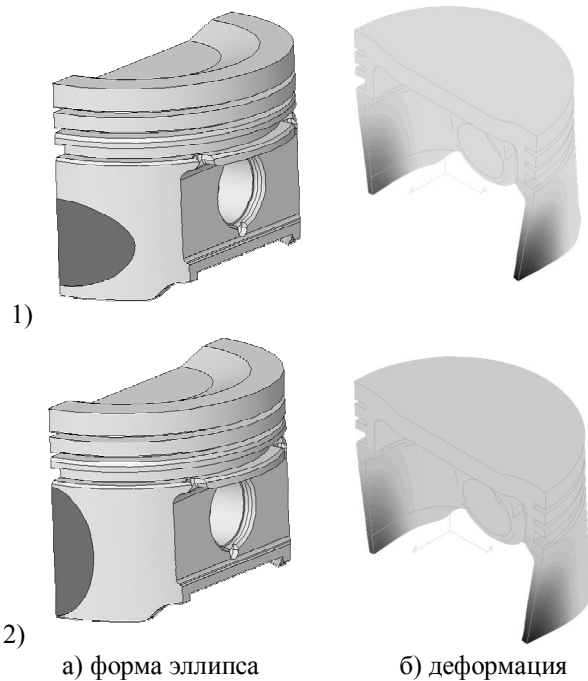


Рис.1. Деформация юбки поршня при приложении постоянного давления 1 МПа на эллиптическую площадку

Как видно на рис.1. положение центра эллипса и форма пятна контакта не существенно влияют на форму деформации. Учитывая линейность расчета, величину давления, вызывающего заданные деформации их можно пересчитать исходя из давления, заданного в расчете и полученной деформации в номинальном сечении.

Покажем графики зависимости радиальных деформаций поршня в сечении перпендикулярном оси пальца в зависимости от расстояния до донца и в сечении номинального диаметра в зависимости от угла. Деформации приведены к одинаковому натягу 0,1 мм в сечении номинального диаметра.

Как видно из рисунков 2-3, поля деформаций для выбранных форм площадок приложения посто-

янного давления не только визуально похожи, но и имеют отличие не более технологического допуска на обработку профиля поршня, следовательно, при расчете профиля можно выбирать любую из указанных форм, или какую-либо промежуточную.

Оценим потери трения, связанные с наличием указанного натяга.

Для рассчитываемого поршня (Ø100мм) при натяге 0,1 мм давление составляет 0,46 МПа.

Потери трения в паре юбка-гильза при постоянном коэффициенте трения 0,02...0,07 составят для номинального режима 180...630 Вт.

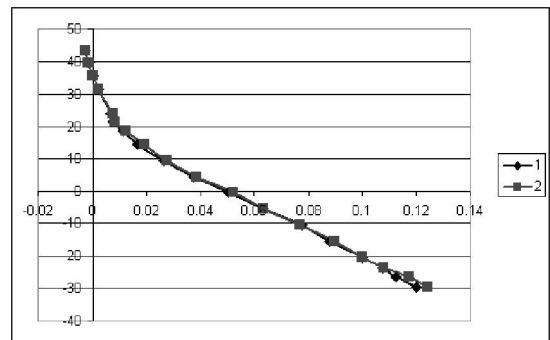


Рис. 2. Деформация поршня в сечении, перпендикулярном оси пальца. 1, 2 соотв. рис.1

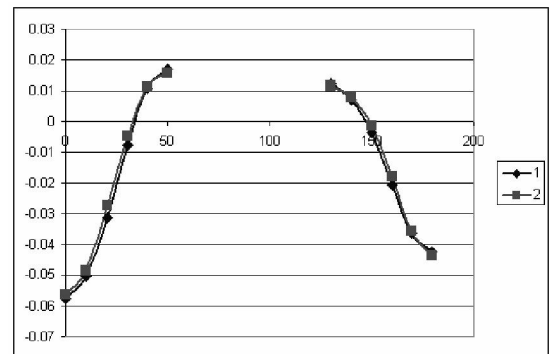


Рис. 3. Деформация юбки поршня в сечении номинального диаметра. 1, 2 соотв. рис.1

Учет технологических допусков на изготовление сопряженных деталей и трения в паре поршень-палец

Поршни, форма внешнего профиля которых не учитывает возможные технологические перекосы и неперпендикулярности осей могут перегреваться в связи с повышенным трением по юбке и головке. В настоящем исследовании считаем, что запасы по зазорам в головке достаточны и оцениваем только влияние перекосов на трение юбки. Кроме того, на перегрев поршня и неучтенное расширение может влиять тепло трения палец-бобышка.

Для оценки влияния указанных факторов были проведены два численных эксперимента. В первом было оценено влияние количества тепла, выделяющегося в паре трения палец-поршень на расширение поршня в направлении оси пальца (расширение в перпендикулярном направлении не рассматривалось, так как жесткость поршня в этом направлении меньше в 2-4 раза). При этом расширение поршня в указанном направлении оказалось пропорционально мощности подводимого тепла и составило $9 \text{ мкм}/100 \text{ Вт}$. При построении профиля рассчитывается расширение в зависимости от мощности трения и полученная величина добавляется к профилю поршня в данном сечении, рассчитанному с учетом прочих факторов. Следует отметить, что получаемая величина значительно меньше величины овальности в данном сечении, следовательно точность определение мощности трения в данном случае не влияет на корректность выбора формы профиля.

Во втором численном эксперименте оценено влияние неперпендикулярности оси пальца и гильзы на величину контактных сил, а соответственно и сил трения, возникающих в паре поршень – гильза в месте касания юбки поршня и пояска, находящегося над пальцевым отверстием с поверхностью гильзы. В данном случае решалась контактная задача взаимодействия поршня с гильзой при фиксированном угле поворота поршня вокруг оси, перпендикулярной осям пальца и гильзы. Расчет проводился для сборки гильза-поршень-палец, при этом моделью поршня послужил поршень двигателя УМЗ-421 $\text{Ø}100 \text{ мм}$.

В расчете принято, что поршень имеет температурное поле номинального режима, чему соответствует профиль «горячего» ненагруженного внешними силами состояния. При расчете самого профиля был учтен также поворот пальца вокруг указанной выше оси на $0,1$ град. На рис.4 показан характер распределения контактных напряжений в паре поршень-гильза.

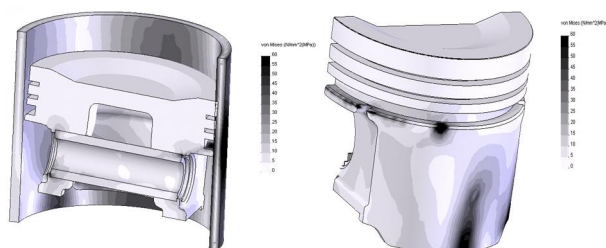


Рис. 4. Напряжения в паре поршень-гильза

Как показали расчеты, даже незначительный перекося осей приводит к существенному росту контактных напряжений и соответственно сил трения.

На рис. 5 приведена зависимость мощности трения от перекося при условии сохранения постоянным температурного поля поршня, рассчитанная при изменении величины перекося от максимума до минимума при движении поршня от ВМТ до НМТ. В реальных условиях при наступлении состояния перекося выделение тепла трения приведет к повышению температуры, дальнейшему локальному расширению поршня и задиру.

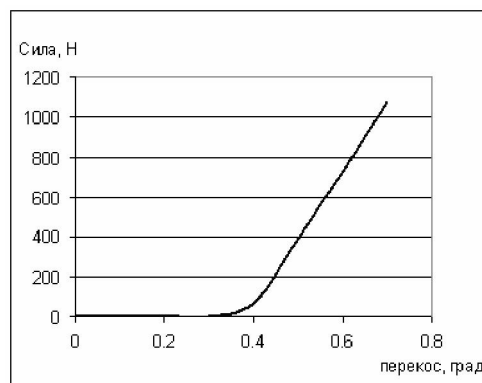


Рис. 5. Зависимость силы контактного взаимодействия от величины перекося

Выводы

При использовании рекомендаций заводов изготовителей по установочному зазору юбка-цилиндр необходимо выполнять ее достаточно податливой во избежание выхода из строя поршня, особенно на стадиях обкатки. Назначение больших зазоров с одновременным повышением жесткости юбки позволит снизить механические потери, но приведет к повышению шумности. Для принятия компромиссных решений между требованиями по шумности и механическим потерям (выбросам диоксида углерода) при проектировании новых поршней необходима разработка соответствующего критерия, чем в настоящее время занимается КБ ОАО «АВТРАМАТ».

Список литературы:

1. Белогуб А.В. Новые подходы к конструированию поршней // *Авиационно-космическая техника и технология: Сб. научн. тр.* – Харьков: ХАИ, 2001. – Вып. 19. *Тепловые двигатели и энергоустановки.* – С. 201 – 206.
2. Белогуб А.В., Стрибуль А.С. Методика расчета переменного напряженно-деформируемого состояния поршня в цикле для различных режимов работы двигателя // *Авіаційно-космічна техніка і технологія: Зб. наук. праць.* – Харків: ХАІ, 2002. – Вып. 30. *Двигуни та енергоустановки.* – С. 124 – 126.