

УДК 539.4:629.113

**РАСЧЕТ ТЕРМОНАПРЯЖЕННОГО СОСТОЯНИЯ ПОРШНЯ  
С УЧЕТОМ ДЕФОРМИРОВАНИЯ КОРПУСНЫХ ДЕТАЛЕЙ  
ДВИГАТЕЛЯ ВНУТРЕННЕГО СГОРАНИЯ  
И КОНТАКТНОГО ВЗАИМОДЕЙСТВИЯ МЕЖДУ НИМИ**

**В.М. Волков, О.А. Пищаев**

*Нижний Новгород*

Существующие методы расчетного определения температурного поля и напряженно-деформированного состояния деталей обладают достаточной для практических целей точностью. Достоверность результатов расчета зависит главным образом от обоснованности задания параметров, определяющих условия теплообмена [1]. При выборе параметров необходимо иметь четкое представление о роли каждого из них в общей схеме теплообмена, о точности, с которой необходимо оценивать тот или иной параметр, о целесообразности учета локальных их значений.

Для нахождения полей температур в корпусных деталях двигателя ЗМЗ 405.10, таких как блок, головка блока, поршень, строились трехмерные модели указанных деталей двигателя. Поскольку блок и головка блока цилиндров имеют рубашку охлаждения, то и расчетная модель содержала рубашку охлаждения. Для этого решалась задача течения вязкой охлаждающей жидкости по рубашке охлаждения двигателя в трехмерной постановке. В результате было найдено распределение температур по блоку цилиндров и головке блока цилиндров с учетом принудительного охлаждения двигателя.

При определении напряженно-деформированного состояния (НДС) блока и головки блока цилиндров учитывалось не только их температурное состояние, но и силовое воздействие со стороны болтов крепления головки к блоку [2]. В этом случае для определения НДС методом конечных элементов решалась задача совместного деформирования блока и головки с учетом контактного взаимодействия между ними, при этом учитывался также прокладочный материал между головкой и блоком цилиндров. В результате были определены деформации цилиндров двигателя от воздействия реальных температур и усилий затяжки болтов крепления. Визуально о характере деформированного состояния цилиндров можно судить по рис. 1.

Полученные деформации цилиндров позволили в дальнейшем найти геометрию поршня с учетом реального деформирования как самого поршня, так и цилиндров двигателя. Расчету НДС поршня предшествовал расчет его температурного состояния. Вначале определялись коэффициенты теплоотдачи на внутренней и боковой поверхностях поршня, тепловой поток в головку поршня. При этом определение коэффициентов теплоотдачи на внутренней поверхности поршня, охлаждаемых маслом, парциально подаваемым на внутреннюю поверхность поршня, осложнялось тем, что теплоотвод в масло осуществляется не постоянно.

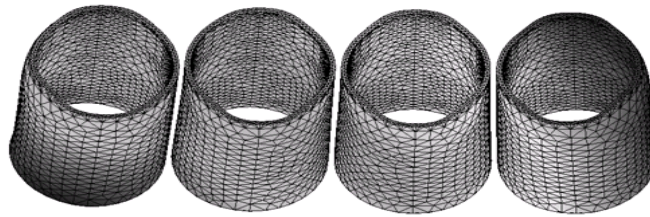


Рис. 1

Для нахождения объемов масла, подаваемого через отверстие в шатуне в центр поршня, а затем на внутреннюю поверхность поршня, решалась задача трехмерного течения масла по масляным каналам. В результате были получены средние значения коэффициентов теплоотдачи с внутренней поверхности поршня в зависимости от расстояния от центра струи. Таким образом были определены температуры в каждом узле конечно-элементной модели поршня, температурные деформации поршня и его истинная геометрия после теплового расширения. На рис. 2 показано: *a* – исходный вид поршня, *b* – его деформированный вид.



Рис. 2

В конечном итоге, после определения НДС поршня, блока и головки стало возможным установить профиль поршня двигателя ЗМЗ 405.10 с учетом контактного взаимодействия юбки поршня с зеркалом цилиндра. Профиль поршня был построен путем минимизации контактного давления, возникающего между юбкой поршня и зеркалом цилиндра при работе ДВС. Вновь построенный профиль поршня позволяет существенно уменьшить зазоры между сопрягаемыми деталями и, снижая потери масла на угар, улучшить экологические показатели двигателя в целом.

Следует отметить, что была также создана методика оценки работоспособности конструкции на базе получившей широкое практическое применение формулы [3]:

$$\frac{k_{\sigma}}{\epsilon_{\sigma} \cdot \beta_{\sigma}} \cdot \sigma_{ia} + \psi_{\sigma} \cdot \sigma_m = \sigma_{-1},$$

где  $k_{\sigma}$  – эффективный коэффициент концентрации напряжений;  $\epsilon_{\sigma}$  – масштабный коэффициент, учитывающий влияние абсолютных размеров детали на усталостную прочность;  $\beta_{\sigma}$  – коэффициент, учитывающий влияние состояния поверхности детали на усталостную прочность;  $\sigma_{ia}$  – интенсивность переменных напряжений;  $\psi_{\sigma}$  – коэффициент, характеризующий чувствительность материала к асимметрии цикла;  $\sigma_m$  – наибольшее главное напряжение,  $\sigma_{-1}$  – предел выносливости.

По этой методике были рассчитаны коэффициенты статической и усталостной прочности поршня и предложена новая его геометрия со сниженной на 13% массой.

*Литература*

1. *Костин, А.К.* Теплонапряженность двигателей внутреннего сгорания /А.К. Костин, В.В. Ларионов, Л.И. Михайлов. – М.: Машиностроение, 1979. – 222 с.
2. *Волков, В.М.* Определение деформированного состояния корпусных деталей двигателя внутреннего сгорания при изотропном статическом нагружении их / В.М. Волков, О.А. Пищаев // Современные проблемы прикладной механики: Сб. науч. трудов НГТУ. – Н. Новгород, 2004. – С. 40–44.
3. *Биргер, И.А.* Расчет на прочность деталей машин / И.А. Биргер, Б.Ф. Шорр, Г.Б. Иосилевич. – М.: Машиностроение, 1979. – 702 с.

[20.10.2006]

**THE ANALYSIS OF THE THERMALLY STRESSED STATE OF A PISTON,  
ACCOUNTING FOR THE DEFORMATION OF THE BASE MEMBERS  
OF AN INTERNAL COMBUSTION ENGINE  
AND CONTACT INTERACTION BETWEEN THEM**

**V.M. Volkov, O.A. Pishayev**

The available computational methods for analyzing the thermal field and the stressed-strained state of structural members are accurate enough for practical purposes. The reliability of such computational results depends mostly on the adequacy of the parameters chosen for determining the heat-exchange conditions. In choosing such parameters, it is necessary to be clearly aware of the part each of them plays in the general heat-exchange scheme, of the accuracy to which this or that parameter is to be evaluated, as well as of the necessity for accounting for their local values.