

## ТЕХНОЛОГИЯ МАШИНОСТРОЕНИЯ

**УДК 621.81**

**В. А. Плотников, Ю. Ф. Глазков, В. В. Акимочкин**

### **РАСЧЕТ НА ПРОЧНОСТЬ ШАТУНОВ ПОРШНЕВЫХ МАШИН**

Экспертная группа, в состав которой входили авторы настоящей публикации, в период 2000 - 2005 гг. проводили техническую экспертизу поршневых компрессоров, эксплуатируемых на предприятиях химической промышленности г. Кемерово. В большинстве рассмотренных случаев срок службы компрессора истек, и для его дальнейшей эксплуатации требовалось определить техническое состояние и остаточный ресурс основных элементов машины. Анализ эксплуатационной и ремонтной документации показал, что значительная доля отказов происходит из-за износа или усталостного разрушения деталей шатунно-поршневой группы, в частности, шатунов. Поэтому, оценка прочности и остаточного ресурса шатунов является непременным условием при решении вопроса о продлении срока эксплуатации компрессора. Необходимость выполнения прочностных расчетов возникла и по другим причинам, например, при обнаружении дефектов и повреждений в теле шатуна или при эксплуатации компрессора на режимах, отличающихся от паспортных. В настоящей работе обобщены результаты расчетов статической и циклической прочности шатунов поршневых компрессоров.

Шатуны современных поршневых машин (двигателей, компрессоров, насосов и др.) работают в условиях больших нагрузок, скоростей и температур. Они являются сложными по конструкции ответственными элементами, от прочности которых зависит безопасность и надежность всей машины. По этой причине к шатунам предъявляются высокие требования, особенно с точки зрения прочности и долговечности. В свою очередь, разработка шатунов совершенной конструкции и определение их эксплуатационных возможностей предполагает использование достаточно точных методов расчета на прочность. Обзор литературы показал, что до настоящего времени такие методы расчета шатунов не разработаны. Существующие методы [1, 2], основанные на классическом сопротивлении, не позволяют достичь требуемой точности. Во-первых, сложную геометрическую форму шатуна трудно представить в виде комбинации прямых и криволинейных стержней, не прибегая к значительному упрощению расчетной схемы. Во-вторых, головки шатуна, представляют собой статически неопределенные системы, к которым не применим принцип суперпозиции при

определении напряженного состояния.

Для обеспечения надежной работы подшипников кривошипно-шатунного механизма и снижения величины циклических напряжений, разъемные и неразъемные соединения в головках шатуна должны находиться в предварительно напряженном состоянии [3]. Это достигается тем, что шатунные болты кривошипных головок подвергаются значительной затяжке, а посадка втулок в крейцкопфные (поршневые) головки производится с гарантированным натягом. Напряжения затяжки шатунных болтов, как правило, составляют 60...80% от предела текучести материала болта, а запрессовка втулок в головки производится с натягом, обеспечивающим контактное давление величиной 40...60 МПа. Поэтому после сборки шатуна в головках возникают весьма высокие монтажные напряжения. Расчеты показали, что эти напряжения по абсолютной величине в разы, а в отдельных случаях на порядок превышают напряжения от рабочих воздействий. Опыт эксплуатации поршневых компрессоров подтверждает это. Пластическое удлинение и разрыв шатунных болтов наблюдались в компрессорах, эксплуатируемых в различных производствах. Поэтому, пренебрежение монтажными напряжениями, которое имеет место в существующих методах расчета шатуна [1, 2], нельзя признать обоснованным, особенно при оценке статической прочности его деталей. В рабочих условиях к монтажным напряжениям добавляются переменные напряжения от рабочих воздействий. Результирующие напряжения нельзя определять путем алгебраического суммирования монтажных напряжений и напряжений, обусловленных воздействием рабочих сил.

В настоящее время для расчета на прочность деталей сложной геометрической формы широко используется метод конечных элементов (МКЭ). Разработаны пакеты прикладных программ (ALGOR; ANSYS; NASTRAN и др.), которые позволяют выполнять расчеты на прочность деталей любой сложности при различных воздействиях. Однако возникают определенные сложности применения данного метода для расчета деталей, у которых при сборке создаются монтажные напряжения. Сложности заключаются в том, что до сих пор в МКЭ решение контактных задач представляет собой одну из самых труднореализуемых процедур по причине неопределенности условия

контактирования деталей и чрезвычайно большого объема необходимых вычислений. Нами предлагается упрощенный метод расчета на прочность предварительно напряженных деталей, в основу которого положен расчет статически неопределеных резьбовых соединений [3].

Анализ информации по вопросам прочности шатунов и многочисленные расчеты, выполненные экспертной группой, показали, что самыми нагруженными частями шатуна являются его головки. При этом напряженное состояние головок шатуна незначительно отличается от плоского, а все опасные точки расположены на его контуре (наружном и внутреннем), лежащем в плоскости качания. Главные напряжения, вектор которых направлен по касательной к контуру детали, принято именовать контурными, а главные напряжения, вектор которых направлен по нормали к контуру, - радиальными. Трети главные напряжения ориентированы перпендикулярно плоскости качания шатуна. Их величина незначительна и в расчетах ими пренебрегают. В соответствии с предлагаемым методом, контурные ( $\sigma_k$ ) и радиальные ( $\sigma_r$ ) напряжения вычисляются МКЭ для всех опасных точек в трех элементарных состояниях шатуна: 1) в монтажном состоянии; 2) при воздействии максимальной сжимающей силы; 3) при воздействии максимальном растягивающей силы. Эксплуатационные напряжения при совместном воздействии монтажных и рабочих сил:

$$\begin{aligned}\sigma_{k\vartheta}^+ &= \sigma_{km} + \chi \cdot \sigma_{kp}; \sigma_{k\vartheta}^- = \sigma_{km} + \chi \cdot \sigma_{kc}; \\ \sigma_{r\vartheta}^+ &= \sigma_{rm} + \chi \cdot \sigma_{rp}; \sigma_{r\vartheta}^- = \sigma_{rm} + \chi \cdot \sigma_{rc}\end{aligned}\quad (1)$$

В (1) второй нижний индекс указывает состояние шатуна: « $\vartheta$ » – эксплуатационное; « $m$ » – монтажное; « $p$ » – при воздействии максимальной растягивающей силы; « $c$ » – при воздействии наибольшей по величине сжимающей силы. Верхний индекс показывает, какому воздействию соответствует эксплуатационное напряжение: « $+$ » – при воздействии максимальной растягивающей силы; « $-$ » – наибольшей сжимающей силы.

Для определения коэффициента распределения внешней нагрузки МКЭ рассчитывают деформации деталей шатуна от единичных сил, приложенных соответственно рабочим нагрузкам:

$$\chi = \frac{\lambda_-}{\lambda_+ + \lambda_-}, \quad (2)$$

где  $\lambda_-$  и  $\lambda_+$  – суммарная податливость от единичной силы сжатых и растянутых деталей силового контура деталей силового контура.

При вычислении напряжений от рабочих сил полагают, что на внутренней поверхности головок рабочие нагрузки распределяются равномерно при растяжении шатуна и по косинусоидальному закону при сжатии шатуна [4]. Из условия статической эквивалентности расчетной силы, воспринимаемой шатуном, и равнодействующей контакт-

ного давления можно записать:

$$q_p = F_p / (D_6 \cdot B); q_c = \frac{4F_c}{\pi \cdot D_6 \cdot B} \cos(\gamma) \quad (3)$$

В формуле (3) :  $q_p$ ,  $q_c$  – контактное давление на внутренней поверхности шатуна (в расточке) при растяжении и сжатии соответственно;  $F_p$ ,  $F_c$  – экстремальная величина, соответственно, растягивающей, и сжимающей силы;  $\gamma$  – угол между осью шатуна и расчетным сечением ( $-90^\circ \leq \gamma \leq 90^\circ$ );  $D_6$  – внутренний диаметр отверстия головки шатуна;  $B$  – ширина головки.

Для оценки прочности шатуна вычисляют максимальные значения приведенных напряжений ( $\sigma_{\text{экв},\max}$ ) и максимальную амплитуду ( $\sigma_{a,\max}$ ) переменных напряжений по формулам:

$$\sigma_{\text{экв},\max} = \text{MAX} \left\{ \sqrt{\sigma_k^2 + \sigma_r^2 - \sigma_k \cdot \sigma_r} \right\}; \quad (4)$$

$$\sigma_{a,\max} = \max \left\{ \begin{array}{l} \frac{\sigma_{\text{экв},\max} - \sigma_{\text{экв},\min}}{2}; \\ \frac{\sigma_{k,\max} - \sigma_{k,\min}}{2}; \\ \frac{\sigma_{r,\max} - \sigma_{r,\min}}{2} \end{array} \right\} \quad (5)$$

Эквивалентные напряжения и амплитуды вычисляют для всех опасных точек шатуна. Из полученных результатов выбирают большие по величине. Индексы « $\max$ » и « $\min$ » в формуле (5) указывают на то, что для каждой расчетной точки вычисляются максимальные и минимальные значения главных и приведенных напряжений. Максимальную амплитуду переменных напряжений определяют в той точке, где размах, какого либо из напряжений, максимальный. Далее вычисляют коэффициенты запаса статической ( $n_c$ ) и циклической ( $n_\sigma$ ) прочности шатуна по известным формулам:

$$n_c = \sigma_T / \sigma_{\text{экв},\max}; \quad (6)$$

$$n_\sigma = \frac{\sigma_{-1}}{k_\sigma \cdot \sigma_{a,\max} / (\varepsilon_\sigma \cdot \beta_\sigma) + \psi_\sigma \cdot \sigma_c}, \quad (7)$$

где  $k_\sigma$ ,  $\varepsilon_\sigma$ ,  $\beta_\sigma$ ,  $\psi_\sigma$  – коэффициенты, соответственно учитывающие концентрацию напряжений, масштабный фактор, состояние поверхности и влияние постоянного напряжения на предел выносливости детали;  $\sigma_c$  – среднее напряжение цикла;  $\sigma_T$ ,  $\sigma_{-1}$  – предел текучести и предел выносливости конструкционного материала шатуна.

Вычисленные коэффициенты запаса прочности сравнивают с нормативными значениями данных коэффициентов, которые принимаются равными:  $[n_c] = 1,5 \dots 2$ ;  $[n_\sigma] = 1,3 \dots 1,8$ .

По максимальной амплитуде переменных напряжений можно определить предельное число циклов нагружения шатуна и его остаточный ресурс. Для этого можно воспользоваться методи-

кой, изложенной в «нормах» [5].

Описанная выше методика была применена для оценки статической, циклической прочности и ресурса шатунов различных поршневых компрессоров. Результаты расчетов показали хорошее соответствие с данными, полученными при обследовании шатунов на наличие повреждений методами визуального и измерительного контроля. Для всех шатунов, у которых не были обнаружены дефекты усталостного происхождения или остаточные деформации, расчеты показали сверхнормативные

запасы прочности по циклическим и статическим нагрузкам. Если на поверхности шатуна обнаруживались трещины усталости, то они располагались в зонах, которые по расчету характеризовались как проблемные. Данная методика также позволила выявить наиболее напряженные места шатунов, определить предельные рабочие нагрузки. Кроме этого удалось обосновать величину требуемого усилия затяжки шатунных болтов и распорного монтажного усилия для клинового механизма неразъемных головок.

## СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Расчеты основных узлов компрессоров. Сборник методических указаний. Под общей редакцией Житомирского М. Б. Пензенский компрессорный завод.– Саратов: ЦБТИ, 1965. – 96 с.
2. Видякин Ю. А., Добролюбский Е. Б., Кондратьева Т. Ф. Оппозитные компрессоры. – 2-е, перераб. и доп. – Л.: Машиностроение. 1979. – 279 с.
3. Биргер И. А., Иосилевич Г.Б. Резьбовые и фланцевые соединения. – М.: Машиностроение, 1990, - 408 с.
4. Биргер И. А., Шорр Б. Ф., Иосилевич Г. Б. Расчет на прочность деталей машин: Справочник, Зе изд. перераб. и доп. - М.: Машиностроение, 1979.
5. Нормы расчета на прочность оборудования и трубопроводов атомных энергетических установок (ПНАЭ Г-7-002-86) / Госатомэнергонадзор СССР. – М.: Энергоатомиздат, 1989. – 525 с. – (Правила и нормы в атомной энергетике).

□ Авторы статьи:

Плотников  
Вячеслав Алексеевич  
- канд.техн. наук, доц. каф. приклад-  
ной механики

Глазков  
Юрий Федорович  
- - канд.техн. наук, доц. каф. сопро-  
тивления материалов

Акимочкин  
Вячеслав Васильевич  
- эксперт

**УДК 621.9.**

**Б.И. Коган, А.В. Джигирей**

## ПРОИЗВОДСТВЕННЫЕ ИСПЫТАНИЯ НОВОЙ СМАЗЫВАЮЩЕ-ОХЛАЖДАЮЩЕЙ ЖИДКОСТИ (СОЖ) ПРИ ШЛИФОВАНИИ ЭЛЕМЕНТОВ ПОДШИПНИКОВ

Для шлифования стали ШХ15 в основном применяются два типа СОЖ: водные и масляные.

Водные СОЖ дешевле и более широко распространены, чем масляные. Большая удельная теплоемкость и лучшая теплопроводность воды позволяют водным СОЖ быстрее отводить теплоту. Водные СОЖ: Аквон-2, Аквон-6, Аквон-10М – рекомендуется применять при шлифовании деталей машин для улучшения качественных и экономических показателей процесса обработки. Оптимальная концентрация водных СОЖ зависит от физико-механических свойств обрабатываемого

материала, выбранной операции, режимов обработки и колеблется от 1 до 10%.

Масляные СОЖ дольше сохраняют остроту режущих кромок абразивных зерен. Они обладают высокими смазывающими, смачивающими и проникающими свойствами. Масляные СОЖ хорошо защищают рабочую поверхность от схватывания с обрабатываемым материалом. Уменьшение сил резания и тепловыделений при применении масляных СОЖ способствуют снижению остаточных напряжений. Использование масляных СОЖ при глубинном и профильном шлифовании позволяет

Результаты проведенных испытаний

№ п/п	Тип СОЖ	Достигнутая шерохова- тость , Ra	Наличие прижогов, %	Стойкость шли- фовального круга (период между правками), мин	Стоимость 1т концентраты СОЖ, тыс. руб.
1	Применяемая 3-4,5%NaNO <sub>2</sub> 10%Na <sub>2</sub> CO <sub>3</sub>	1,25	10-15	10-12	29,460
2	Новая СОЖ	1,25	НЕТ	18-25	35,0