

DOI: <https://doi.org/10.26896/1028-6861-2020-86-5-52-58>

РАСЧЕТНО-ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОЕ ИССЛЕДОВАНИЕ НАПРЯЖЕННОГО СОСТОЯНИЯ ШАТУНА ОППОЗИТНОГО КОМПРЕССОРА ДЛЯ ОЦЕНКИ ВЕРОЯТНОСТИ БЕЗОТКАЗНОЙ РАБОТЫ

© Ирина Михайловна Петрова^{1*}, Михаил Александрович Филимонов²

¹ Институт машиноведения им. А. А. Благонравова РАН, 101990, Россия, Москва, Малый Харитоньевский пер., д. 4;

*e-mail: impetr@mail.ru

² АО НИЦ «Технопрогресс», 109548, Россия, Москва, Проектируемый проезд 4060, д. 6; e-mail: m948@lenta.ru

*Статья поступила 17 июня 2019 г. Поступила после доработки 24 сентября 2019 г.
Принята к публикации 23 декабря 2019 г.*

В процессе эксплуатации наблюдаются случаи появления усталостных трещин в поршневых головках шатунов оппозитных компрессоров. В целях оценки вероятности их безотказной работы проведено исследование нагруженности шатунов компрессоров, работающих в химическом производстве. Экспериментальные исследования напряжений, действующих в элементах конструкций больших размеров, вызывают большие затруднения, поэтому их напряженное состояние определяли расчетными методами. При нагружении шатуна имеется участок, где действует распределенная нагрузка, и участок с зазором между цилиндрическими поверхностями, где контактное давление отсутствует. Установлены силы, действующие на границе участков контакта и зазора пальца с расточкой шатуна: радиальная сила N , тангенциальная сила Q и изгибающий момент M . Силы N и Q рассмотрены как функции угла контакта α . Путем численного эксперимента определены напряжения в зоне от угла α , соответствующего окончанию зоны контакта, до угла перехода головки в стержень шатуна. При этом варьировались эксплуатационные нагрузки и зазоры в сопряжении шатун – палец. Экспериментально определены величины и характер изменения нагрузок, действующих на кривошипно-шатунный механизм компрессора в процессе его работы. Установлен характер распределения напряжений в сечениях шатуна, выявлены наиболее нагруженные сечения. Сопоставление данных натурного эксперимента и результатов численных исследований распределения напряжений показало их практическое совпадение. При этом численный эксперимент позволяет оценить одновременное влияние нагрузок и зазоров на рост напряжений, что практически невозможно осуществить путем экспериментальных исследований.

Ключевые слова: нагруженность; численный эксперимент; тензометрия; распределение напряжений; вероятность разрушения.

COMPUTATIONAL AND EXPERIMENTAL STUDY OF THE STRESS STATE OF THE CONNECTING ROD OF THE OPPOSED COMPRESSOR TO ASSESS THE PROBABILITY OF FAILURE-FREE OPERATION

© Irina M. Petrova^{1*}, Mikhail A. Filimonov²

¹ Mechanical Engineering Research Institute of the Russian Academy of Sciences, 4, Malyy Kharitonievskiy per., Moscow, 101990, Russia; *e-mail: impetr@mail.ru

² JSC “Technoprogress”, 6, Proektiruemyy pr. 4060, Moscow, 109548, Russia; e-mail: m948@lenta.ru

Received June 17, 2019. Revised September 24, 2019. Accepted December 23, 2019.

Fatigue cracks in the piston heads of the connecting rods of opposed compressors can occasionally develop in service. A study of the loading of the connecting rods of the compressors operating in chemical production was carried out to assess the probability of their failure-free operation. Since the experimental study of stresses acting in large structural elements is rather difficult, the study of the stress state was carried out using computational methods with subsequent comparison of the results with the experimental data. When loading the connecting rod, there is an area affected by the distributed load and another area with a gap between the cylindrical surfaces where the contact pressure is absent. The forces acting on the boundary of the contact areas and the gap of the finger with the connecting rod bore are determined: the radial force N , tangential force Q and bending moment M . N and Q are considered functions of the contact angle α . Using numerical experiments, we determined the stresses in the zone from the angle α corresponding to the end of the contact zone to the angle of transition of the head in the shank of connecting rod in condi-

tions of varied operational loads and gaps in the connecting rod — finger coupling. The values and character of changes in the loads affecting the crank mechanism of the compressor during operation are determined experimentally. The distribution of stresses in the sections of the connecting rod and the most loaded cross-sections are specified. the results of the numerical experiment are compared with the experimental data. Comparison of the results of numerical and field experiments has shown that the numerical experiment provides the similar assessment of the stress distribution, moreover, the numerical experiment allows us to estimate the simultaneous effect of both loads and gaps on the stress growth which is almost impossible to be determined by experimental studies.

Keywords: loading; numerical experiment; tensometry; stress distribution; probability of failure.

Введение

В химической промышленности машины и агрегаты работают в агрессивных средах, при высоких давлениях и температурах. Перерабатываемые реагенты представляют собой взрывоопасные и токсичные вещества. В этих условиях отказы оборудования могут вызывать чрезвычайно опасные ситуации. Следовательно, машины и агрегаты должны обладать надежностью, гарантирующую безопасную эксплуатацию. На ряде предприятий, эксплуатирующих азотоводородные компрессоры, наблюдались случаи разрушения шатунов [1]. Обследование разрушенных машин показало, что все случаи поломок идентичны и явились следствием появления усталостных трещин в поршневых головках. Как правило, образование трещин начиналось с внутренней поверхности головки в ее среднем сечении. Экспериментальные исследования работоспособности элементов конструкций, отличающихся большими размерами и работающими в химическом производстве, представляют большие затруднения. Расчет прочности головки шатуна компрессора содержит ряд допущений, на него влияют кривизна головки, угол заделки, зазор между пальцем и втулкой, конструктивные особенности исполнения головок. Цель работы — исследование напряженного состояния головки экспериментальными и расчетными методами с использованием численного эксперимента в целях сопоставления полученных результатов. Поскольку поверхностных повреждений, возникающих от действия контактных напряжений, в обследованных машинах не наблюдалось, при оценке вероятности безотказной работы шатуна их во внимание не принимали. Ранее уже рассмотрена вероятность отказа элементов механической системы в зависимости от зазоров [2] и использованы методы оценки механических систем путем моделирования их технического состояния [3].

Методы исследования

Исследования проводили на крейцкопфной головке шатуна компрессора 6ЧБК-355 (поршневое усилие 25 т). При нагружении шатуна можно выделить два характерных участка (рис. 1): зону

контакта цилиндрических поверхностей шатунного пальца и головки шатуна с углом контакта $2\alpha_0$, где действует распределенная нагрузка, и участок с зазором между цилиндрическими поверхностями, где контактное давление отсутствует ($\alpha_0 < \varphi < -\alpha_0$). Практика показала, что образование и развитие усталостных трещин, разрушение головок в процессе эксплуатации происходили в сечении головок с координатами $80 - 100^\circ$ от продольной оси симметрии шатуна, что свидетельствует о действии максимальных напряжений в этих сечениях. Следовательно, наибольший интерес вызывает распределение напряжений в этих зонах, а не в месте перехода головки в стержень шатуна. Случаи развития трещин в зоне контакта пальца с поверхностью шатуна не наблюдались. Как отмечено в [4], на границе контакта и зазора пальца с расточкой шатуна при переходе к статически определимой системе возникают растягивающая (сжимающая) сила N , перерезывающая сила Q , изгибающий момент M . Для определения угла контакта $2\alpha_0$ приняты следующие допущения: головка шатуна нерастяжима, палец абсолютно жесткий, силы трения в зоне контакта отсутствуют. В области контакта головка шатуна плотно прилегает к пальцу. Для рассматриваемой конструкции жесткость пальца

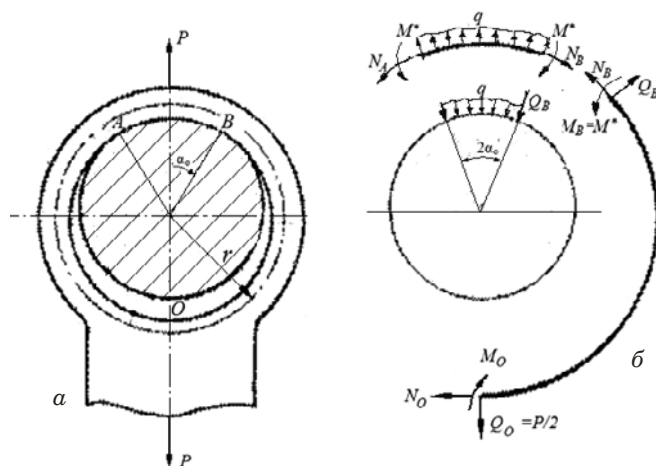


Рис. 1. Силы, действующие в головке шатуна оппозитного компрессора

Fig. 1. The forces acting in the connecting rod head of the opposed compressor

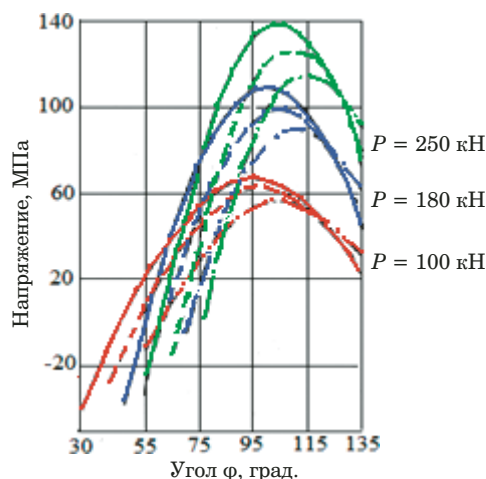


Рис. 2. Распределение напряжений на внутренней поверхности головки шатуна, полученные численным экспериментом: сплошная, штриховая, штрихпунктирная линии соответствуют зазорам Δ , равным 0,15, 0,10, 0,05 мм

Fig. 2. Stress distribution on the inner surface of the head of the connecting rod obtained in numerical experiment: solid, dashed, and dash-dotted lines correspond to gaps Δ 0.15, 0.10, and 0.05 mm, respectively

на несколько порядков больше жесткости головки шатуна. В этом случае кривизна внутренней поверхности головки шатуна в пределах угла контакта будет равна кривизне пальца. Тогда на участке AB (см. рис. 1) кривизна постоянна и изгибающий момент [5]

$$M^* = \frac{EI_x(r - \rho^*)}{r\rho^*}, \quad (1)$$

где E — модуль упругости; I_x — момент инерции; r — средний радиус головки; $1/\rho^* = 1/(r_0 + h/2)$ — кривизна головки в области контакта, r_0 — радиус поршневого пальца, h — высота сечения головки.

На границе участков контакта и зазора пальца с расточкой шатуна, например, в т. B , возникают радиальная сила N_B , тангенциальная сила Q_B и изгибающий момент M_B (аналогичная картина будет наблюдаться и в т. A). Поскольку жесткость пальца на несколько порядков больше жесткости головки шатуна, то [6] на участке контакта BO будет действовать постоянный изгибающий момент M_B . Из условия сопряжения участков AB и BO изгибающие моменты равны: $M_B = M^*$. Момент в текущем сечении, при начале отсчета угла α от границы участков (контактный угол $2\alpha_0$), составит

$$M = M^* + N_B(1 - \cos \alpha) - Q_B r \sin \alpha. \quad (2)$$

Тогда уравнение упругой линии кольца [6] будет иметь вид

$$\frac{d^2W}{d\alpha^2} + W = -\frac{Mr}{EI_x}. \quad (3)$$

Подставив формулу (2) в уравнение (3), получим

$$\frac{d^2W}{d\alpha^2} + W = -\frac{r^2}{EI_x} [M^* + N_B r (1 - \cos \alpha) - Q_B r \sin \alpha], \quad (4)$$

где $W = -dV/d\alpha$ — радиальное смещение точки контакта; V — окружное смещение точки кольца; r — радиус упругой линии кольца.

Угол поворота нормали (9) определим из выражения [6]

$$\Delta = \frac{V}{r} - \frac{1}{r} \frac{dW}{d\alpha}.$$

Как отмечено в работе [7], используя граничные условия при $\alpha = 0$ и $\alpha = \pi - \alpha_0$, можно определить значения силовых факторов N и Q как функций угла α . Методом численного эксперимента с использованием формулы (4) находили напряжения в зоне от угла α_0 до угла перехода головки в стержень шатуна. При этом варьировали эксплуатационные нагрузки и зазоры в сопряжении шатун — палец. Расчет напряженного состояния головки шатуна проводили для сечений, находящихся в пределах углов от α , соответствующего окончанию зоны контакта, до $\phi = 135^\circ$ (см. рис. 1). Заданные нагрузки соответствовали эксплуатационным: 180 кН при номинальном режиме работы; 250 кН — при работе с перегрузкой; 100 кН — при недогрузке машины. Зазоры в сопряжении шатунный палец — расточка шатуна также задавали в соответствии с эксплуатационными: крайние значения — 0,05 и 0,15 мм. Среднее значение зазора приняли равным 0,1 мм. По результатам аналитических расчетов, в которых варьировали нагрузки в деталях кривошипно-шатунного механизма и зазоры в сопряжении расточка шатуна — палец шатуна, определяли напряжения, действующие в наиболее нагруженном сечении головки шатуна. Распределение напряжений на внутренней поверхности головки шатуна в зависимости от нагрузки и величины зазора показано на рис. 2.

Для экспериментальной оценки напряженного состояния шатуна были проведены натурные тензометрические испытания при различных режимах работы компрессора.

Основными задачами экспериментальных исследований напряженно-деформированного со-

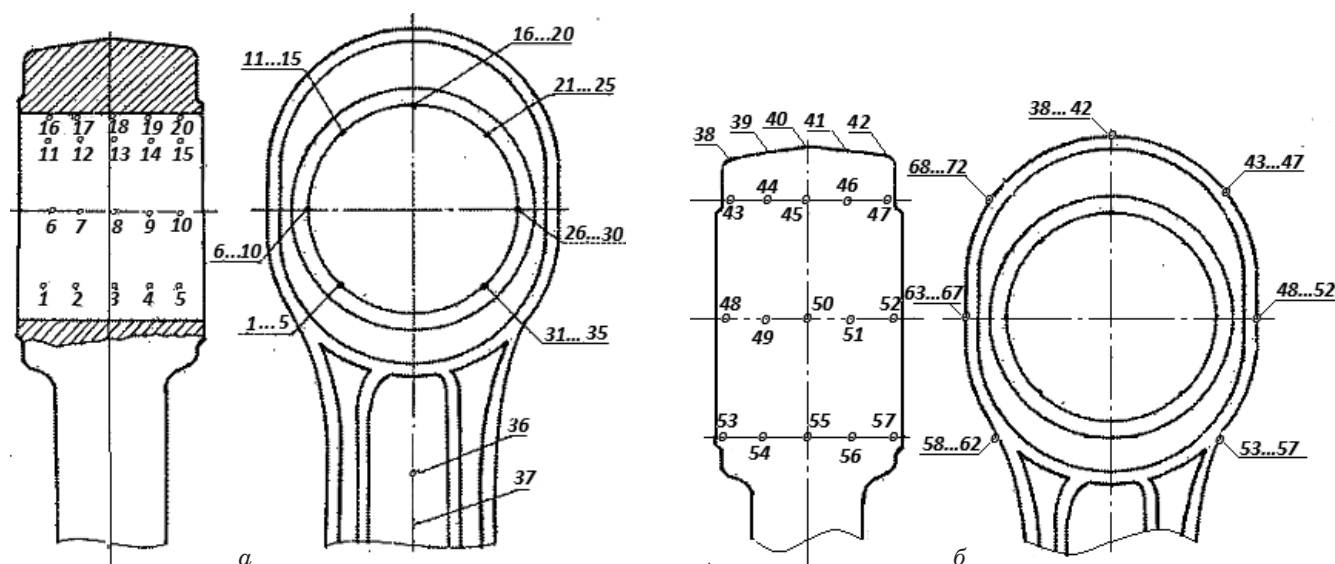


Рис. 3. Расположение тензодатчиков на внутренней (а) и внешней (б) поверхностях головки шатуна

Fig. 3. Location of load cells on the inner (a) and outer (b) surfaces of the head of the connecting rod

стояния шатунов компрессора являлись: определение величины и характера изменения нагрузок, действующих на кривошипно-шатунный механизм компрессора в процессе его работы; установление характера распределения напряжений в элементах шатуна с выявлением наиболее нагруженных сечений; сопоставление результатов численного эксперимента с данными экспериментальных исследований. Тензодатчики наклеивали на головку шатуна по схеме, представленной на рис. 3. Были приняты необходимые меры для защиты тензодатчиков от коррозионной среды, температурных влияний и электрических наводок. Для исключения влияния возникающих температурных деформаций использовали компенсационные тензодатчики, которые наклеивали на пластины, изготовленные из того же материала, что и шатун. Качество сушки тензодатчиков проверяли мегометром. Места наклейки тензодатчиков закрывали лавсановой пленкой, поверх которой наносили герметизирующее покрытие на основе битумных масс, составленных по рецептуре и технологии, приведенных в [8]. После нанесения покрытия дополнительно контролировали сопротивление изоляции, целостность тензодатчиков и отсутствие короткого замыкания на массу шатуна. Тензометрические испытания проводили при различных режимах работы компрессора. Полученный в результате эксперимента массив данных обрабатывали статистическими методами дисперсионного анализа [9, 10]. Распределение напряжений на внутренней и наружной стороне головки шатуна представлено на рис. 4.

Обсуждение результатов

Анализ распределения напряжений, полученных расчетом, позволяет оценить тенденцию их изменения в зависимости от величин приложенной нагрузки, зазоров в сопряжении, а также изменение угловых координат сечений с экстремальными значениями напряжений. Из рис. 2 видно, как меняется характер распределения напряжений на внутренней поверхности головки шатуна с увеличением нагрузок. Показано влияние зазора на рост напряжений в сечениях головки и на координаты сечений с максимальными напряжениями. Увеличение зазора от минимальной до максимальной величины вызывает рост напряжений на 20 – 30 %. С повышением нагрузок в пределах одной величины зазора в сопряжении координаты сечения с максимальными напряжениями смещаются в сторону увеличения угла φ (см. рис. 2). Увеличение зазора при одной и той же нагрузке, наоборот, приводит к смещению угла φ в меньшую сторону.

По распределению напряжений по угловым сечениям головки шатуна для внутренней и внешней поверхностей головки шатуна при действии растягивающих сил 250 и 180 кН (см. рис. 4) видно, что с ростом нагрузок более резко увеличиваются напряжения для сечений внутренней поверхности головки шатуна по сравнению с ее внешней поверхностью. Максимальные величины напряжений, действующие на внутренней поверхности головки шатуна, в 2,7 – 2,9 раза превышают напряжения на наружной поверхности головки. Это соответствует тому, что все имевшие место случаи образования трещин и разрушения начинались с внутренних поверхностей головок. Отсюда следует, что для оценки

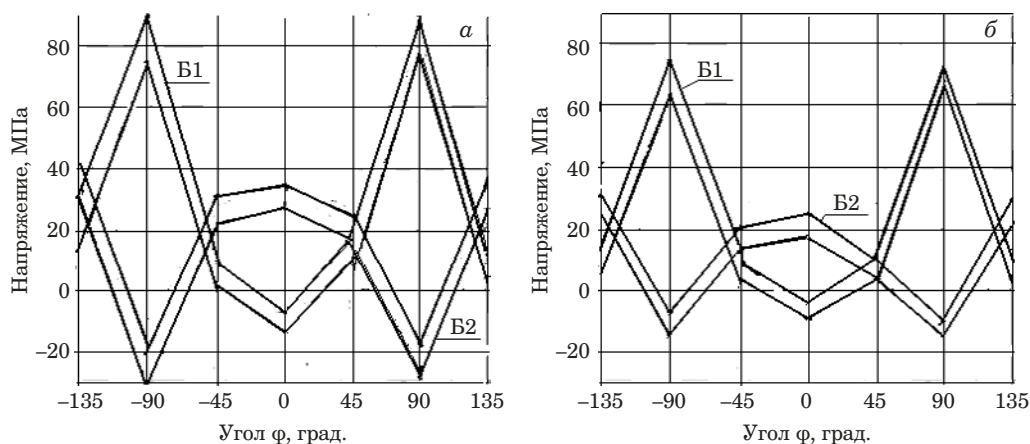


Рис. 4. Распределение напряжений по угловым сечениям головки шатуна при действии растягивающих сил 250 (а) и 180 кН (б): B1 и B2 — внутренние и внешняя поверхности головки шатуна

Fig. 4. Stress distribution on the angular cross sections of the head of the connecting rod under the impact of tensile force: a — 250 kN; b — 180 kN; B1 — the inner and B2 — the outer surfaces of the head of the connecting rod

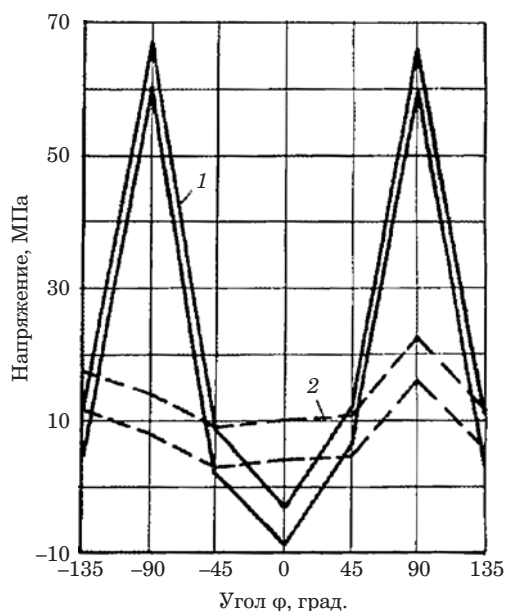


Рис. 5. Распределение напряжений по угловым сечениям головки шатуна при действии растягивающей силы 180 кН: 1 — растяжение; 2 — сжатие

Fig. 5. Stress distribution on the angular cross section of the head of the connecting rod under the impact of tensile force 180 kN: 1 — stretching, 2 — compression

прочности и надежности шатунов компрессора необходимо в первую очередь учитывать напряжения, возникающие на внутренних поверхностях головок шатунов компрессоров. Зависимость напряжений от типа и величины нагрузки показывает, что растягивающие нагрузки оказывают большее влияние на рост напряжений, чем сжимающие (рис. 5).

Сопоставляя результаты численного и натурального экспериментов (рис. 6), можно сделать вывод, что они дают аналогичную оценку распределения напряжений, но численный экспери-

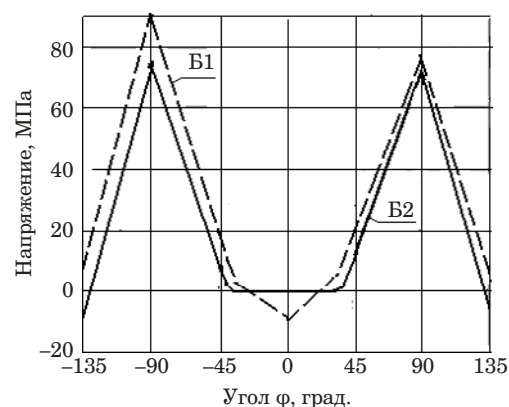


Рис. 6. Распределение напряжений на внутренней поверхности головки шатуна, полученных расчетом (B1) и экспериментально (B2)

Fig. 6. Stress distribution on the inner surface of the head of the connecting rod, obtained by calculation (B1) and experimentally (B2)

мент — более консервативную по их величинам. Кроме того, численный эксперимент позволяет оценить одновременное влияние увеличения зазоров на рост напряжений, что практически невозможно сделать путем экспериментальных исследований [11]. Проведенные экспериментальные испытания позволили определить напряжения в головке шатуна в процессе эксплуатации. Тензометрические испытания показали, что шатун работает при регулярной переменной нагруженности с асимметричным циклом. Установлено, что наиболее нагруженным в крейцкопфной головке шатуна является внутренняя поверхность ее средней части, расположенная в пределах угла $\varphi = 95 - 115^\circ$. Для данного сечения шатуна, как наиболее нагруженного, проведена оценка вероятности разрушения в зависимости от нагрузки и величины зазора с исполь-

зованием данных о напряженно-деформированном состоянии головки шатуна при эксплуатационном нагружении (см. таблицу).

Характеристики сопротивления усталости шатуна определяли по рекомендациям [12, 13] и ГОСТ 25.504 «Расчеты и испытания на прочность в машиностроении. Методы расчета характеристик сопротивления усталости». Шатун изготовлен из стали 40Х, для которой на основе справочных данных предел выносливости $\sigma_{-1} = 280 - 290$ МПа. Предел выносливости шатуна определяли по методике, приведенной в ГОСТ 25.504 по формуле

$$\sigma_{-1d} = \sigma_{-1}/K, \quad (5)$$

где σ_{-1d} — предел выносливости детали; K — коэффициент снижения предела выносливости, учитывающий совместное влияние концентрации напряжений, снижение предела выносливости при увеличении размера детали (масштабный фактор), качество поверхностной обработки, поверхностное упрочнение, анизотропию материала. Вероятность разрушения детали оценивали, используя гипотезу С. В. Серенсена – В. П. Когаева [12] о постепенном снижении предела выносливости вследствие циклических нагрузок:

$$\sigma_{-1i} = \sigma_{-1i-1} \left[1 - \frac{n_i}{N_i} k \left(\frac{\sigma_{ai}}{\sigma_{-1i-1}} - 1 \right) \right]. \quad (6)$$

Здесь σ_{-1i} — предел выносливости исходного материала, соответствующий базе 10^7 циклов, не подвергавшегося предварительному нагружению; k — параметр, характеризующий интенсивность снижения предела выносливости от предварительного нагружения; N_i — число циклов по кривой усталости исходного материала, соответствующее амплитуде нагружения σ_{ai} . Практический опыт использования уравнения (6) показал, что величину k можно принять равной 1,65. При расчете по формуле (6) приняты допущения, что амплитуды в блоке нагружения расположены по убывающей и циклическое нагружение уже поврежденных предварительным циклическим нагружением образцов приведет к новому снижению предела выносливости.

Характеристики переменных напряжений, действующих на шатун в эксплуатации

Characteristics of variable stresses acting on the connecting rod in operation

Среднее значение максимального напряжения цикла $\sigma_{\max}$, МПа	Среднее значение минимального напряжения цикла $\sigma_{\min}$, МПа	Среднее напряжение цикла σ_m , МПа	Амплитуда цикла σ_a , МПа	Среднее значение эквивалентной амплитуды цикла $\sigma_{a\text{э}}$, МПа	Коэффициент вариации эквивалентной амплитуды цикла $\vartheta_{\sigma_{a\text{э}}}$
102	17,7	68,2	54	57,6	0,097

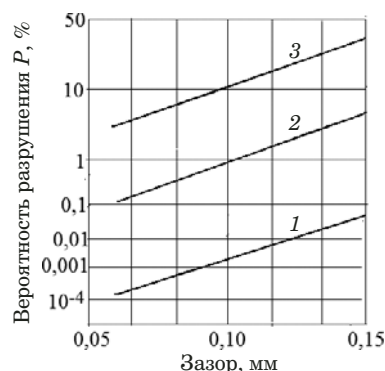


Рис. 7. Вероятность разрушения шатунов в зависимости от нагрузки и зазора в сопряжении. Значения поршневых сил: 1 — 250 кН; 2 — 180 кН; 3 — 100 кН

Fig. 7. Dependence of the probability of failure of the connecting rod on the load and gap in the coupling: 1 — 250 kN; 2 — 180 kN; 3 — 100 kN

Алгоритм расчета долговечности с использованием формулы (6) приведен в [13]. Вероятность разрушения детали за назначенный период эксплуатации при заданном законе распределения амплитуд напряжений или блоке нагружения, полученными экспериментально, определяли с помощью квантили

$$u_p = 1 - \frac{\tilde{n}}{\sqrt{\tilde{n}^2 v_{\sigma_{-1}}^2 + v_{\varepsilon}^2}}, \quad (7)$$

где $\tilde{n} = n_p/n$ относительный коэффициент запаса, $n_p = \sigma_{a \max}/\sigma_{-1}$ — предельный коэффициент нагруженности; $n = \bar{\sigma}_{a \max}/\bar{\sigma}_{-1d}$ — отношение среднего значения максимальной амплитуды в блоке нагружения к среднему пределу выносливости; $v_{\sigma_{-1}}$ — коэффициент вариации предела выносливости; v_{ε} — коэффициент вариации максимальных амплитуд в блоке нагружения. Предельный коэффициент нагруженности $n_p = \sigma_{a \max}/\sigma_{-1}$ обозначает, что при $\sigma_{a \max}/\sigma_{-1} > n_p$ усталостные разрушения наступят до истечения срока службы или заданного значения долговечности, а при $\sigma_{a \max}/\sigma_{-1} < n_p$ разрушений не будет. По полученным значениям квантилей с использованием таблиц математической статистики [14] определяли вероятность разрушения. С использованием формул (6) и (7) по алгоритму, приведенному в [13], оценена вероятность разрушения шатуна в зависимости от величин на-

грузки и зазора. Результаты расчета представлены на рис. 7.

Заключение

Напряжения в головке шатуна оппозитного компрессора, найденные численными методами исследования, превысили напряжения, определенные экспериментально, на 7–22 % и дали более консервативную оценку напряженного состояния. Использование расчетных методов определения напряжений позволяет оценить влияние нагрузок, зазоров в сопряжении палец – головка шатуна и заблаговременно принять необходимые меры по поддержанию требуемого уровня вероятности безотказной работы.

ЛИТЕРАТУРА

1. Гусев Б. М., Несвицкий Ф. А., Петрова И. М., Филимонов М. А. Повышение надежности оппозитных компрессоров / Экспресс-информация. Отечественный производственный опыт. Серия азотная промышленность. 1986. № 4. С. 8 – 10.
2. Петрова И. М., Филимонов М. А. Вероятность отказа элементов механической системы в зависимости от зазоров / Проблемы машиностроения и надежности машин. 2018. № 2. С. 25 – 29.
3. Грив В. В., Петрова И. М., Романов А. Н. Оценка вероятности отказа механических систем моделированием технического состояния / Проблемы машиностроения и надежности машин. 2016. № 5. С. 55 – 60.
4. Феодосьев В. И. Сопротивление материалов. — М.: МГТУ, 2018. — 543 с.
5. Гольбац-Кокин Э. М. Расчет поршневой головки шатуна с учетом ее жесткости и зазора посадки в ней пальца / Энергомашиностроение. 1969. № 8. С. 39 – 41.
6. Бояршинов С. В. Основы строительной механики машин. — М.: Машиностроение. 1973. — 456 с.
7. Петрова И. М., Филимонов М. А. Оценка надежности шатунов компрессора / Проблемы машиностроения и надежности машин. 2018. № 2. С. 25 – 29.
8. Тензометры в машиностроении: Справочное пособие / Под ред. Р. Л. Макарова — М.: Машиностроение, 1975. — 288 с.
9. Степнов М. Н. Статистическая обработка результатов механических испытаний. — М.: Машиностроение, 1972. — 232 с.
10. Хикс Ч. Основные принципы планирования эксперимента. — М.: Мир, 1967. — 405 с.
11. Грив В. В., Сафонов Б. П., Жуков Р. В. Динамика механизма движения поршневого компрессора с учетом зазоров в подвижных соединениях / Вестник машиностроения. 2002. № 4. С. 3 – 7.
12. Кобаев В. П. Расчеты на прочность при напряжениях, переменных во времени. — М.: Машиностроение, 1993. — 363 с.
13. МУ. Расчеты деталей машин на выносливость в вероятностном аспекте. Редакторы: А. П. Гусенков, И. М. Петрова, И. В. Гадолина. — М.: ИМАШ РАН — МЦНТИ, 1991. — 85 с.
14. Большев Л. Н., Смирнов Н. В. Таблицы математической статистики. — М.: Наука, 1965. — 464 с.

REFERENCES

1. Gusev B. M., Nesvizh F. A., Petrova I. M., Filimonov M. A. Improving the reliability of opposition compressors / Ékspress-inf. Otech. Proizv. Opyt. Ser. Azot. Promyshl. 1986. N 4. P. 8 – 10 [in Russian].
2. Petrova I. M., Filimonov M. A. Probability of failure of mechanical system elements depending on the gaps / Probl. Mashinostr. Nadezhn. Mashin. 2018. N 2. P. 25 – 29 [in Russian].
3. Grib V. V., Petrova I. M., Romanov A. N. Evaluation of the probability of failure of mechanical systems modeling of technical condition / Probl. Mashinostr. Nadezhn. Mashin. 2016. N 5. P. 55 – 60 [in Russian].
4. Feodosiev V. I. Resistance of materials. — Moscow: MG TU, 1970. — 560 p. [in Russian].
5. Gol'bats-Kokin E. M. Calculation of the piston connecting rod taking into account its stiffness and clearance of finger / Énergomashinostr. 1969. N 8. P. 39 – 41 [in Russian].
6. Boyarshinov S. V. Fundamentals of structural mechanics of machines. — Moscow: Mashinostr. 1973. — 456 p. [in Russian].
7. Petrova I. M., Filimonov M. A. Evaluation of the reliability of the connecting rod of the compressor / Probl. Mashinostr. Nadezhn. Mashin. 2018. N 2. P. 25 – 29 [in Russian].
8. Strain gauges in mechanical engineering. Reference book / R. L. Makarov (ed.). — Moscow: Mashinostr. 1975. — 287 p. [in Russian].
9. Stepnov M. N. Statistical processing of mechanical test results. — Moscow: Mashinostr. 1972. — 232 p. [in Russian].
10. Hicks C. Basic principles of planning the experiment. — Moscow: Mir, 1967. — 405 p. [in Russian].
11. Grib V. V., Safonov B. P., Zhukov R. V. Dynamics of the mechanism of movement of the piston compressor taking into account the gaps in the movable joints / Vestn. Mashinostr. 2002. N 4. P. 3 – 7 [in Russian].
12. Kogaev V. P. Strength calculations at stresses variable in time. — Moscow: Mashinostr. 1993. — 363 p. [in Russian].
13. MU. Calculations of machine parts for endurance in the probabilistic aspect / A. P. Gusenkov, I. M. Petrova, I. V. Gadolina, Eds. — Moscow: IMASH RAN – MTsNTI, 1991. — 85 p. [in Russian].
14. Bol'shev L. N., Smirnov N. I. Tables of mathematical statistics. — Moscow: Nauka, 1965. — 464 p. [in Russian].