

ОЦЕНКА ЭКСПЛУАТАЦИОННОЙ ДОЛГОВЕЧНОСТИ РАБОЧИХ КОЛЕС ЦЕНТРОБЕЖНЫХ НАСОСНЫХ АГРЕГАТОВ

Закирничная М.М., Девятов А.Р.

Уфимский государственный нефтяной технический университет

email: riazal@mail.ru

Проведена оценка долговечности рабочих колес центробежных насосов из стали 25Л с учетом циклического изменения нагрузок в процессе эксплуатации. Для проведения исследований использовались программы SOLIDWORKS, FLOWVISION и ANSYS.

Ключевые слова: насосный агрегат, гидродинамика, рабочее колесо, напряженное состояние, долговечность, усталостное разрушение

На предприятиях нефтепереработки и нефтехимии центробежные насосные агрегаты (ЦНА) являются одним из основных видов лопастных машин (рис. 1).

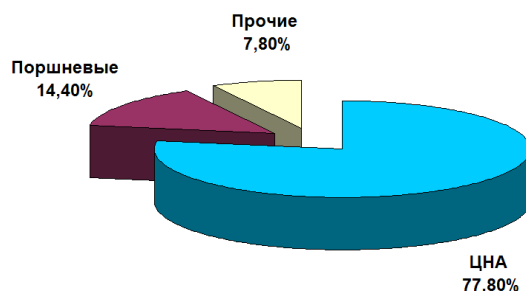


Рисунок 1. Распределение по типам насосных агрегатов, эксплуатируемых на одном из нефтеперерабатывающих заводов г. Уфы

Такая ситуация обусловлена их существенными преимуществами над другими насосами. В первую очередь, следует отметить равномерность и широкие границы регулирования расхода при относительно высоком КПД, возможность непосредственного соединения с высокоскоростными электродвигателями и газовыми турбинами, небольшие габаритные размеры и вес [1].

Отказы и снижение работоспособности насосного оборудования главным образом связаны с накоплением необратимых повреждений в их деталях, узлах и элементах. Эти повреждения бывают как механического (усталость, изнашивание, растрескивание и накопление пластических деформаций), так и физико-химиче-

ского происхождения (коррозия, эрозия и адсорбция). При этом многие виды повреждений возникают в результате комплексного воздействия различных факторов. Известно, что безаварийная работа насосного агрегата в оптимальных режимах в значительной степени зависит не только от правильного выбора и обеспечения основных конструкторских решений при проектировании и изготовлении, но и от условий и выполнения правил их эксплуатации. Колебания режима работы насосных агрегатов в процессе эксплуатации неизбежны и приводят к изменению гидродинамики потока жидкости, которое оказывает интенсивное динамическое воздействие на детали его проточной части, а главным образом на рабочее колесо, которое является его важнейшей деталью и предназначено для передачи энергии от вращающегося вала насоса к жидкости.

Повреждение рабочих колес, как правило, выявляется во время остановки насосного агрегата на плановый ремонт, за исключением его аварийных остановок. В основном повреждения выглядят как сколы на периферии диска и трещины в области примыкания лопаток к дискам (рис. 2). В результате проведенных фротографических исследований изломов колеса, изготовленного из стали 25Л, было установлено, что трещины и сколы происходят в результате усталостного разрушения. Следовательно, в процессе эксплуатации рабочее колесо испытывает нагрузки циклического характера. Очевидно, что повреждения рабочих колес приводят к повышенной вибрации насосных агрегатов и преждевременному выходу из строя подшипников и торцевых уплотнений, т. е. оказывают влияние на техническое состояние насосного агрегата в целом. Кроме того, повреждение рабочего колеса приводит к снижению эксплуатационных показателей в работе (подачи, напора и давления), что приводит к ухудшению и осложнению ведения технологического процесса, а также к сопутствующим экономическим затратам. В связи с тем, что внезапный выход из строя насосного агрегата вследствие какого-либо дефекта может создать аварийную ситуацию и вызвать дополнительные затраты на ремонт определение эксплуатационной долговечности рабочих колес представляет несомненную актуальность.

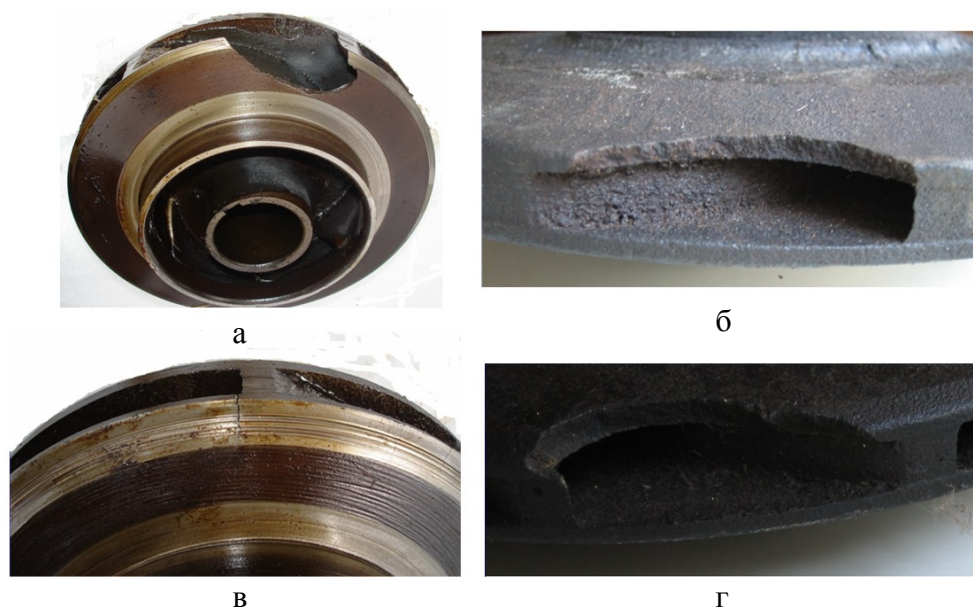


Рисунок 2. Примеры повреждений рабочих колес центробежных насосных агрегатов: сколы на периферии дисков (а, б, г) и трещина в области примыкания лопаток к дискам (в)

Объект исследований

В качестве объекта исследования был выбран насосный агрегат марки НК 210/200, предназначенный для откачки гудрона из куба вакуумной колонны установки первичной переработки нефти. Выбор данного насосного агрегата обусловлен тем, что его рабочие колеса подвержены повреждениям в виде трещин и сколов, что приводит к частой их замене. Сбор статистических данных по отказам рабочих колес позволило установить, что наработка до отказа находится в интервале 2094 - 5804 часов (рис. 3).

Согласно режимным листам установки было установлено, что в процессе эксплуатации режим работы насосного агрегата сопровождается колебаниями подачи перекачиваемого продукта. В качестве примера на рис. 4 представлено изменение подачи исследуемого насосного агрегата с 28.10.2006 по 07.11.2006. Видно, что отклонение между максимальной и минимальной подачей насоса достигало 75 %, а температуры – 10 %.

Для проведения исследований была создана трехмерная твердотельная модель проточной части насосного агрегата на основе чертежей завода-изготовителя с использованием ПК SOLIDWORKS.

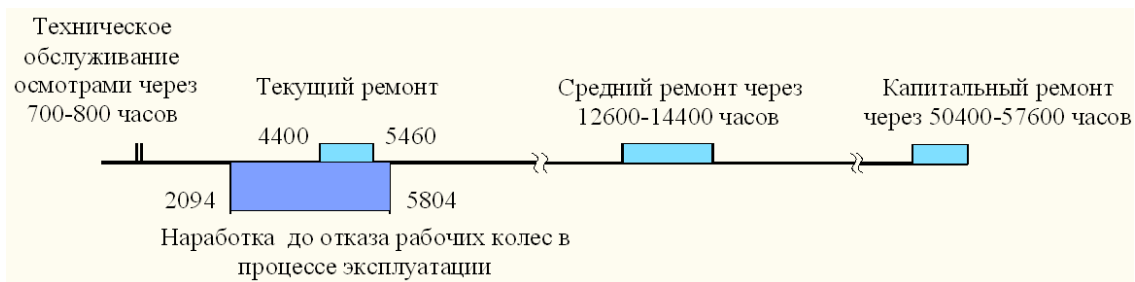


Рисунок 3. График проведения ремонтных работ ЦНА согласно внутривозовским инструкциям

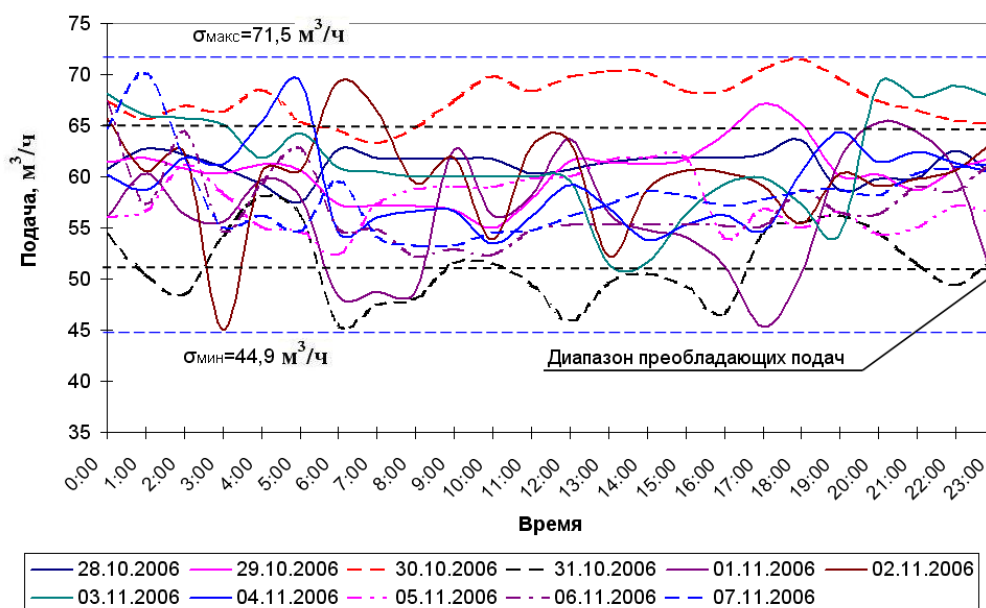


Рисунок 4. Изменение подачи исследуемого насосного агрегата с 28.10.2006 по 07.11.2006

Расчет гидродинамики проточной части

Изучение воздействия гидродинамики потока жидкости на детали проточной части насосного агрегата производился при помощи ПК FLOWVISION 2.3.3. Для расчетов применялась модель «Несжимаемая жидкость», позволяющая рассчитывать потоки при больших (турбулентных) числах Рейнольдса и при малых изменениях плотности. При этом задавались следующие границы и граничные условия:

- вход в насосный агрегат – «Полное давление», Па;
- входной патрубок и улитка – «Стенка, логарифмический закон»;

- стенки колеса и лопатки – «Вращающаяся стенка, логарифмический закон»;
- выход из насосного агрегата – «Нормальная скорость», м/с;
- граница между расчетными областями «Улитка» и «Рабочее колесо» – «Скользкая поверхность».

В качестве исходных данных для расчета использовались следующие данные:

- скорость потока – определялась исходя из значений расхода;
- температура перекачиваемой среды – согласно режимным листам;
- физические свойства перекачиваемой среды – в соответствии с температурой потока.

В результате расчетов гидродинамики потока были получены картины распределения давления на деталях проточной части насосного агрегата для всех исследуемых режимов, анализ которых показал, что давление увеличивается от центра колеса к периферии, достигает максимальных значений на периферии дисков колеса в области присоединения лопаток, далее плавно увеличивается вдоль спирали улитки и достигает максимального значения на выходном патрубке насоса. Таким образом, рабочее колесо при вращении проходит области различного давления. В зависимости от пространственного положения лопаток рабочего колеса в улитке, давление в рассматриваемой области имеет различные значения. Поэтому был исследован характер изменения давления при повороте колеса на один оборот. Для этого положения лопаток были пронумерованы, начиная с произвольного положения 1 по направлению вращения рабочего колеса (рис. 5). В качестве результирующего принималось максимальное значение давления на периферии дисков колеса в области присоединения лопаток.

Результаты расчетов на всех исследуемых режимах показали, что максимальные давления возникают в положениях 7, 8, а минимальные – 1, 2, 3. Это объясняется тем, что давление по проточной части распределяется неравномерно и увеличивается вдоль спирали улитки по направлению к выходному патрубку. Резкое изменение давления в сторону уменьшения при переходе из положения 8 в положение 1 объясняется тем, что в этой области рабочее колесо проходит через язык спирали. На рисунке 6 в качестве примера представлено изменение давления

за три оборота колеса при подаче – 44,9 м³/ч и температуре – 324 °С. В процессе эксплуатации общая картина распределения давления меняется вследствие изменения параметров режима работы насосного агрегата, а на локальном уровне значительное влияние могут оказать причины связанные с гидродинамикой потока жидкости. К таким причинам можно отнести зоны вихреобразования, зоны рециркуляции, кавитацию и другие гидродинамические возмущения.

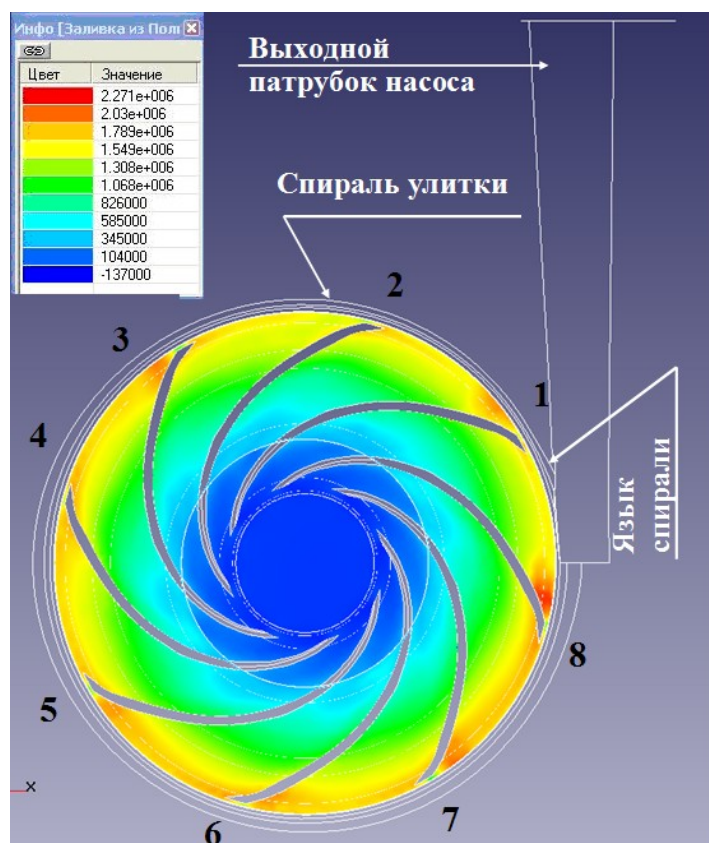


Рисунок 5. Картина распределения давления при подаче 44,9 м³/ч, температуре – 324 °С

Таким образом, в результате гидродинамических расчетов в программе ПК FLOW VISION 2.3.3 и анализа характера изменения давления установлено, что происходит циклическое нагружение рабочего колеса вследствие его вращения, которое меняется в зависимости от режима работы насосного агрегата.

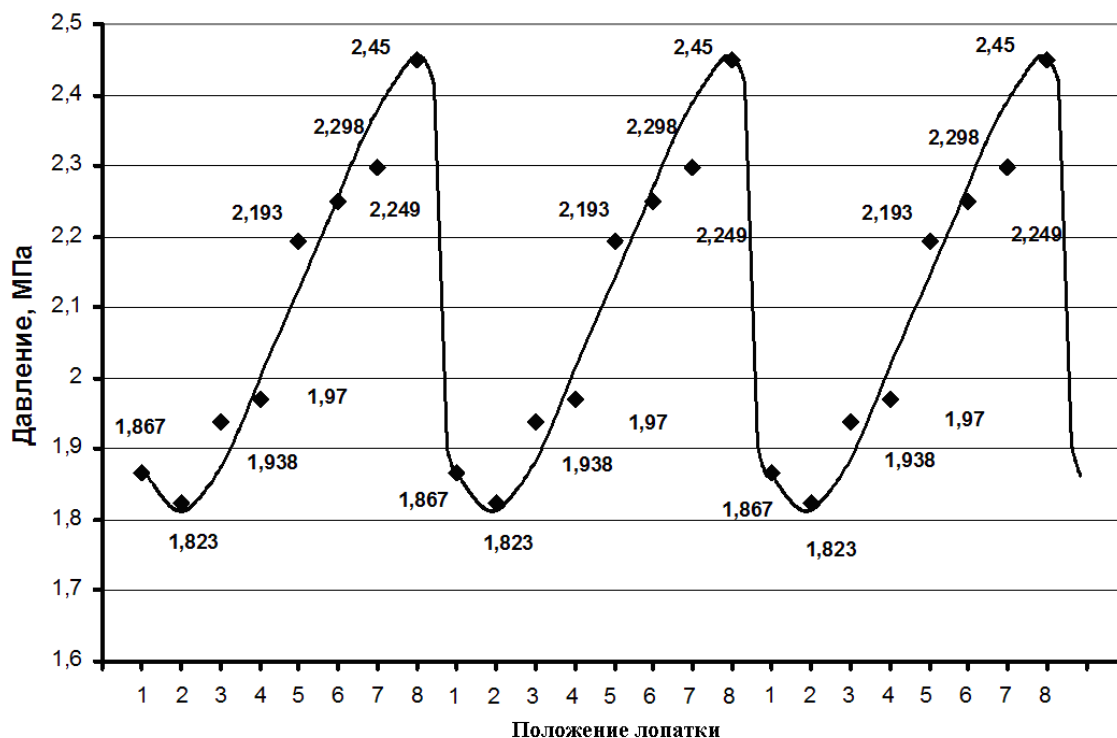


Рисунок 6. Изменение максимального давления за три оборота колеса при подаче $44,9 \text{ м}^3/\text{ч}$ и температуре $-324 \text{ }^\circ\text{C}$

Расчет напряженно-деформированного состояния

Для расчета напряженно-деформированного состояния рабочего колеса методом конечных элементов был использован ПК ANSYS. Для решения задачи был выбран восьмиузловой структурный элемент SOLID185. Затем задавались граничные условия и скорость вращения колеса. Ось вращения совмещена с осью OZ. Внутренняя часть колеса была закреплена по осям OX, OZ, то есть $U_x=U_z=0$. Далее задавалась скорость вращения колеса, равная $5,146 \text{ рад/с}$.

В процессе расчетов учитывалось суммарное воздействие на рабочее колесо центробежных сил, возникающих вследствие вращения колеса и воздействия давления жидкости, полученных по расчетам в ПК FLOWVISION 2.3.3. Механические свойства рабочего колеса, изготовленного из стали 25Л, задавались в соответствии с [2]: модуль упругости в зависимости от температуры потока; коэффициент Пуассона – $0,3$; плотность стали – 7850 кг/м^3 .

Результаты расчетов напряженного состояния на всех исследуемых режимах показали, что максимальные напряжения возникают в положениях 7, 8, а

минимальные – 1, 2, 3. Это объясняется тем, что картина изменения напряженного состояния и значения напряжений на рабочем колесе зависят от распределения давления по рабочему колесу, так как напряжения, возникающие от действия центробежных сил, постоянны. Анализ картины напряженного состояния рабочего колеса показывает (рис. 7), что максимальные напряжения возникают на периферии диска рабочего колеса в области примыкания лопаток (рис. 8).

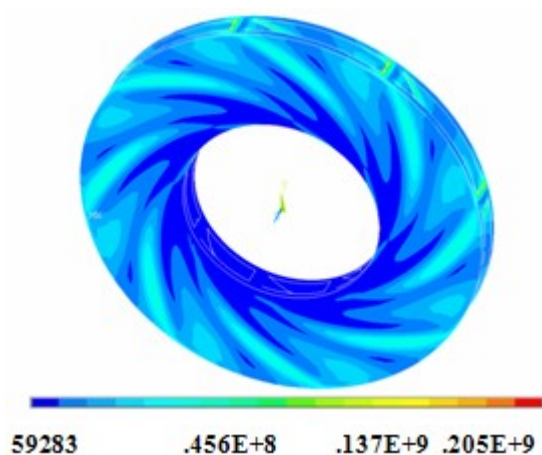


Рисунок 7. Распределение эквивалентных напряжений по рабочему колесу

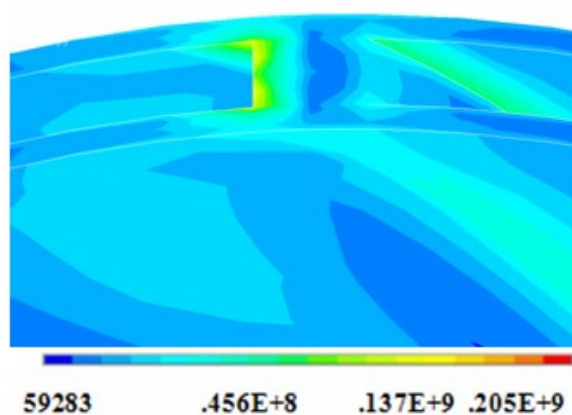


Рисунок 8. Распределение напряжений в области примыкания лопаток к дискам колеса

Характер повреждений и разрушений рабочих колес по опыту эксплуатации насосных агрегатов показывает, что трещины возникают на периферии диска и начинаются с области присоединения лопаток к дискам (рис. 9). Поэтому были определены эквивалентные напряжения для лопатки и диска в рассмотренной области в положениях лопатки 1 - 8.



Рисунок 9. Трещина в месте примыкания лопатки к диску рабочего колеса

На рисунке 10 представлен пример изменения напряжений в указанных областях за три оборота колеса при подаче $44,9 \text{ м}^3/\text{ч}$ и температуре $324 \text{ }^\circ\text{C}$.

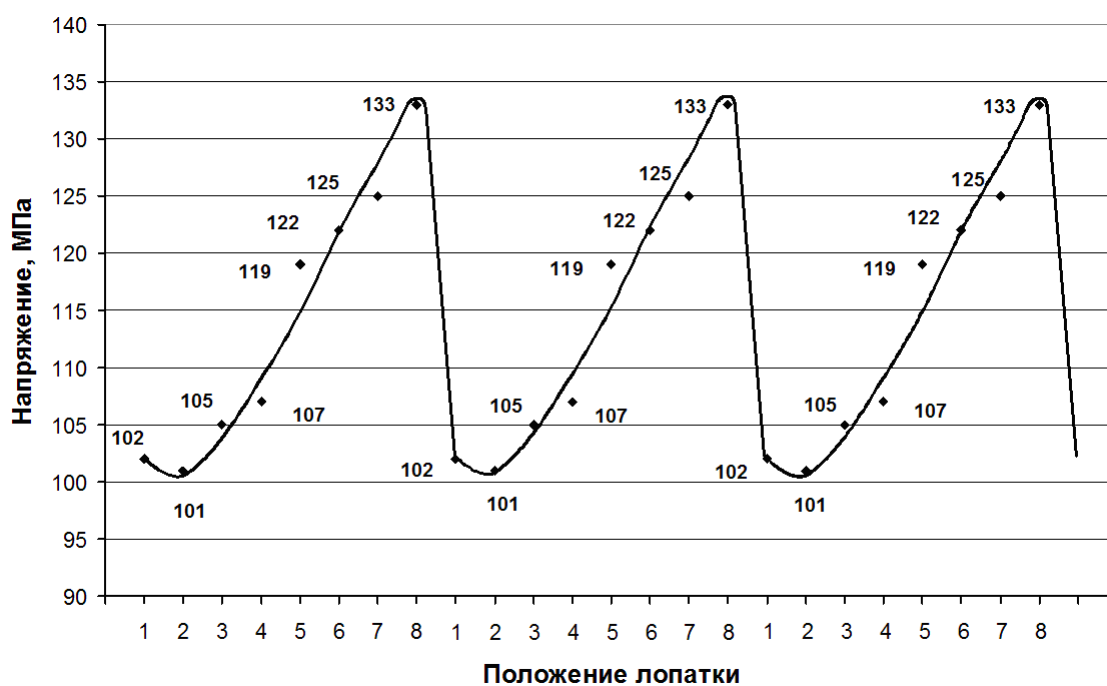


Рисунок 10. Изменение эквивалентных напряжений за три оборота колеса при подаче $44,9 \text{ м}^3/\text{ч}$ и температуре $324 \text{ }^\circ\text{C}$

Таким образом, по результатам расчетов в ПК ANSYS установлены параметры цикла изменения напряжений, а также теоретический коэффициент концентрации напряжений.

Расчет долговечности рабочего колеса из стали 25Л

Для определения предела выносливости материала рабочего колеса и параметров его кривой усталости, необходимых для расчетов, были проведены усталостные испытания образцов из стали 25Л на машине МУИ-6000. Образцы были изготовлены по типу I в соответствии с [3]. Предварительно образцы были подвергнуты рентгенографическому контролю с целью исключения из испытаний образцов с внутренними дефектами. На рис. 11 представлена полученная кривая усталости в полулогарифмических координатах. По результатам испытаний на многоцикловую усталость на базе 10^7 циклов при симметричном цикле нагружения предел выносливости составил 206 МПа, что соответствует справочным данным [2].

Расчет усталостной долговечности рабочего колеса производился с помощью силовых уравнений повреждений для условий многоциклового нагружения с учетом асимметрии цикла, свойства материала, размера образцов, концентрации напряжений, состояния поверхности и вида напряженного состояния. Для определения приближенного аналитического числа циклов до разрушения N_p использовалась формула [4]:

$$N_p = \left[\frac{A}{K \cdot \sigma_a} \left(1 - \frac{\sigma_m}{\sigma_u} \right) \right]^m, \quad (1)$$

где: σ_{\max} – максимальное напряжение цикла;

σ_{\min} – минимальное напряжение цикла;

σ_a – амплитуда напряжений цикла;

σ_m – среднее напряжение цикла;

σ_u – условный предел прочности;

A и m – параметры экспериментальной кривой усталости. Для полученной экспериментальной кривой 1 на рис. 11 $A = 590$ МПа и $m = 15,3$;

$K = \frac{K_\sigma}{\varepsilon_\sigma \cdot \beta_\sigma}$ – коэффициент, отображающий коэффициент концентрации

напряжений, масштабный фактор и чистоту поверхности.

ε_σ – коэффициент, учитывающий масштабный фактор;

β_σ – коэффициент, учитывающий состояние поверхности;

K_σ – теоретический коэффициент концентрации напряжений.

С целью оценки достоверности использования формулы (1) для расчетов долговечности была построена расчетная кривая усталости 2 (см. рис. 11). При расчете долговечности уровни нагрузок задавались в соответствии с экспериментальными значениями. Предел выносливости, определенный расчетным путем, сходится с экспериментальным значением и, как видно из рис. 11, левые ветви кривых усталости имеют незначительное расхождение. Следовательно, данная формула применима для определения усталостной долговечности при эксплуатационных нагрузках.

Для определения количества циклов до разрушения рабочего колеса была построена кривая 3. Кривая построена для диапазона подач исследованного периода работы насосного агрегата, с учетом параметров цикла изменения напряжений и коэффициента концентрации напряжений полученных в ПК ANSYS, характеризующих эксплуатационные условия нагружения. Однако по полученным результатам видно, что расчетная кривая не находится в области долговечности рабочих колес в процессе эксплуатации.

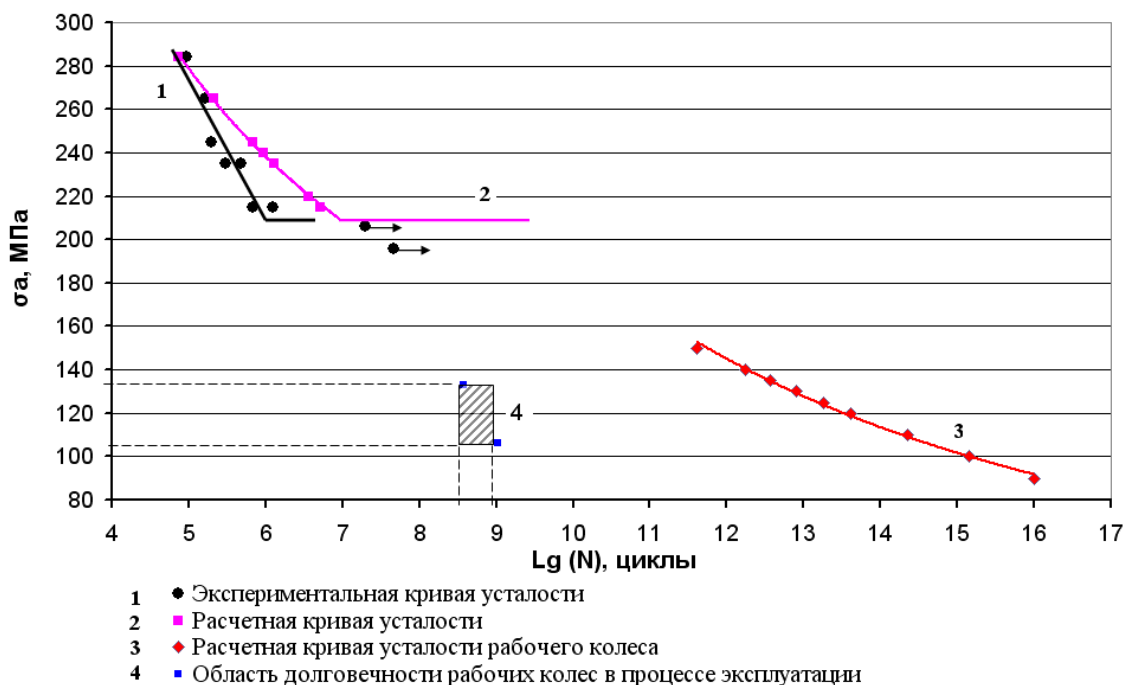


Рисунок 11. Экспериментальные и расчетные кривые усталости стали 25Л

Полученное расхождение объясняется тем, что в формуле (1) не учитываются ряд таких факторов как: перекачиваемая среда, частота нагружения, структура и термическая обработка металла колеса. Наиболее весомым из выше перечисленных факторов является коррозионное воздействие среды.

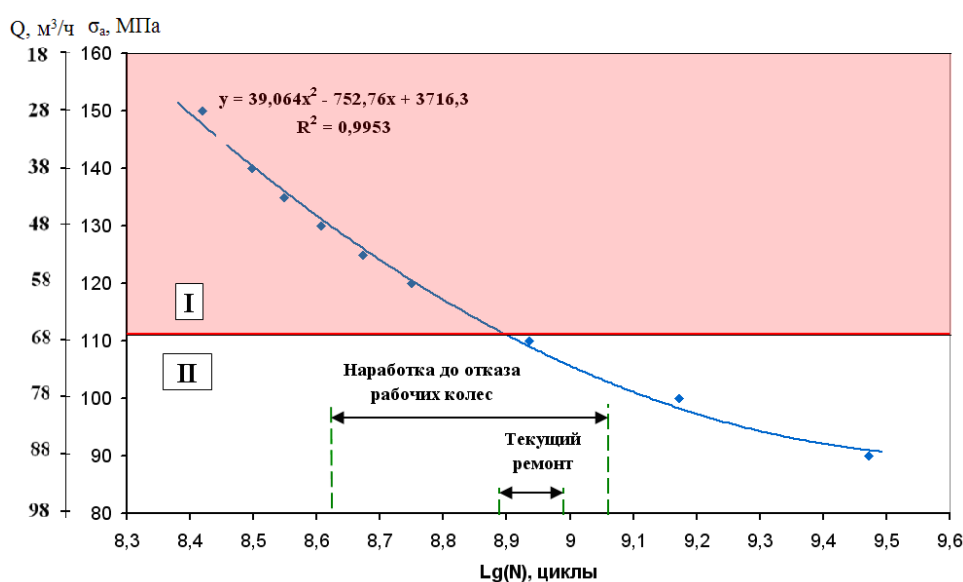
Следовательно, в формулу (1) необходимо ввести поправочный коэффициент, позволяющий более объективно оценивать долговечность рабочего колеса в процессе эксплуатации в среде гудрона. Поправочный коэффициент был определен из отношения эксплуатационных данных наработки до разрушения рабочих колес и данных полученных путем расчета. Определение поправочного коэффициента осуществлено с учетом того, что чем выше уровень напряжений, тем интенсивнее воздействие коррозионной среды. Формула для определения поправочного коэффициента имеет вид

$$K_{non} = 10^{0,0557 \cdot \sigma_{max} - 11,542} \quad (2)$$

После подстановки поправочного коэффициента в формулу (1) новое уравнение для определения количества циклов до разрушения будет иметь вид:

$$N_p = 10^{0,0557 \cdot \sigma_{max} - 11,542} \cdot \left[\frac{A}{K \cdot \sigma_a} \left(1 - \frac{\sigma_m}{\sigma_u} \right) \right]^m \quad (3)$$

Используя формулу (3) была построена кривая эксплуатационной долговечности рабочего колеса (рис. 12).



I – недопустимая область подач при эксплуатации насосного агрегата;
 II – рекомендуемая область подач при эксплуатации насосного агрегата;
 Рисунок 12. Эксплуатационная долговечность рабочего колеса для условий стационарного режима работы насосного агрегата

С левой стороны диаграммы по вертикали отложены значения напряжений и соответствующие им значения подач. Из рис. 12 видно, что в большинстве случаев рабочие колеса не дорабатывают до текущего ремонта насосного агрегата. Поэтому на графике выделены две области эксплуатации насосного агрегата, разделенные по подачам. Областью I является область подач, недопустимых при эксплуатации насосного агрегата. Рекомендуемой к эксплуатации является область подач II, в которой разрушение рабочих колес не произойдет до текущего ремонта насосного агрегата.

Выводы

1. Установлено, что разрушение рабочих колес насосных агрегатов в виде трещин и сколов в большинстве случаев происходит по причине усталостного разрушения металла.

2. По результатам расчетов в ПК FLOW VISION 2.3.3 и ПК ANSYS установлено, что при эксплуатации центробежного насосного агрегата происходит циклическое нагружение его рабочего колеса вследствие его вращения.

3. Установлена зависимость усталостной долговечности рабочего колеса из стали 25Л от воздействия перекачиваемой среды (гудрона).

4. На основе анализа расчетных и эксплуатационных данных введен поправочный коэффициент, позволяющий объективно оценивать долговечность рабочих колес из стали 25Л в реальных условиях эксплуатации на предприятиях нефтепереработки.

5. Разработаны рекомендации по использованию поправочного коэффициента при расчетах на усталостную долговечность рабочего колеса в среде гудрона при амплитудах исследованного в работе диапазона напряжений.

6. Получена зависимость эксплуатационной долговечности рабочего колеса из стали 25Л для реальных условий эксплуатации при стационарности параметров режима работы насосного агрегата.

Литература

1. Рахмилевич З. З. Насосы в промышленности. – М.: Химия, 1990. – 240 с.
2. ПНАЭ Г-7-002-86. Нормы расчета на прочность оборудования и трубопроводов атомных энергетических установок. Госатомэнергонадзор СССР. – М.: Энергоатомиздат, 1989. – 525 с. – (Правила и нормы в атомной энергетике).
3. ГОСТ 25.502-79 Расчеты и испытания на прочность в машиностроении. Методы механических испытаний металлов. Методы испытаний на усталость. – М.: Изд-во стандартов, 1983.
4. Павлов П.А. Основы инженерных расчетов элементов машин на усталость и длительную прочность.– Л.: Машиностроение. Ленингр. отделение, 1988. – 252 с.
5. ГОСТ 25.101-83. Методы схематизации случайных процессов нагружения элементов машин и конструкций и статистического представления результатов. – М.: Изд-во стандартов, 1983.