

Машиностроение

УДК 621.642.39

МЕТОДИКА РАСЧЕТА АМПЛИТУДЫ МЕСТНЫХ УСЛОВНЫХ УПРУГИХ НАПРЯЖЕНИЙ НА УЧАСТКЕ СТЕНКИ РЕЗЕРВУАРА С ДЕФЕКТОМ ФОРМЫ В ВИДЕ ВМЯТИН

Р.Ю. Банников, О.Ю. Сметанников, Н.А. Труфанов

Пермский национальный исследовательский политехнический университет
Россия, 614000, г. Пермь, Комсомольский пр-т, 29а

E-mail: bannikov.ru@inbox.ru

Приводится методика расчета амплитуды местных условных упругих напряжений на участке стенки резервуара с дефектом формы в виде вмятин. Вмятина считается изолированной и попадает под определение эллиптической. В методике учитывается влияние на амплитуду напряжений четырех параметров: стрелы прогиба, высоты и относительной ширины вмятины, минимальной толщины стенки резервуара в зоне вмятины. Дается обоснование выбранной расчетной методики, основанное на выборе расчетной схемы определения НДС и базовой канонической формы профиля вмятины, определении критерия изолированности и правильности формы вмятины, получении аналитических зависимостей для аппроксимации ККН.

Ключевые слова: резервуар, вмятина, напряжения.

Несовершенства формы цилиндрических резервуаров в виде вмятин являются одним из наиболее часто встречающихся дефектов. Статистика дефектов стальных цилиндрических резервуаров вместимостью 2000–5000 м³ показывает, что вмятины являются наиболее распространенным видом дефекта и занимают более четверти от общего числа дефектов.

Проведенный обзор причин возникновения вмятин и расчетных методик [1–11] для определения ресурса прочности резервуаров с подобными дефектами позволяет сделать следующие выводы.

1. Дефекты формы, встречающиеся на стенках вертикальных цилиндрических резервуаров, имеют широкую вариацию геометрии, размеров и мест расположения, обусловленную разнообразными причинами их возникновения.

2. Анализ методов расчетов сосудов с дефектами показывает, что полноценной инженерной методики для оценки ресурса вертикальных цилиндрических резервуаров с вмятинами в настоящее время не существует. Принятая система допусков на размеры вмятин и выпучин нуждается в совершенствовании.

Руслан Юрьевич Банников, старший преподаватель кафедры «Вычислительная математика и механика».

Олег Юрьевич Сметанников (д.т.н.), доцент кафедры «Вычислительная математика и механика».

Николай Александрович Труфанов (д.т.н., проф.), заведующий кафедрой «Вычислительная математика и механика».

3. Оценка прочности резервуаров с дефектами по простым инженерным зависимостям возможна лишь в ограниченных пределах допустимых отклонений от канонической формы геометрии вмятины (круг, эллипс, прямоугольник). При больших отличиях формы вмятины от канонической необходим детальный анализ, включающий полный учет ее топологии, геометрическую и физическую нелинейность задачи. Подобный анализ возможен лишь с использованием численных методов, среди которых наиболее разработанным в настоящее время является метод конечных элементов.

1. Выбор расчетной схемы для инженерной оценки ресурса резервуара

Расчет σ_a^* – амплитуды местных условных упругих напряжений на участке стенки резервуара с дефектом формы – производится методом конечных элементов. При создании расчетной схемы и упрощении формы вмятины использованы материалы диссертационной работы Л.А. Алифанова [11]. В данной работе проведен глубокий анализ влияния различных упрощающих гипотез на погрешность результата при расчете вмятин и выпучин. Анализ проводился методом конечных элементов в пакете ANSYS. В качестве канонической в работе принята вмятина, полученная булевым пересечением сферы радиусом D с цилиндрической поверхностью стенки резервуара. Достоинством данной модели является ее простота, дающая возможность отслеживать зависимость максимальных эквивалентных напряжений от небольшого числа параметров формы дефекта (высота и глубина вмятины). Именно эти параметры в настоящее время используются в качестве нормативных. В то же время данное упрощение не позволяет оценить влияние на НДС такого важного параметра, как отношение ширины вмятины (горизонтального размера) к ее высоте. Это допущение компенсируется тем, что при использованном в расчетной схеме скачкообразном изменении угла профиля вмятины на границе цилиндрической и сферической поверхностей реализуется превышение максимального уровня напряжений в сравнении с плавным переходом порядка 40 %. Таким образом, создается дополнительный, не всегда оправданный запас прочности. Однако основные качественные и количественные закономерности, выявленные в работе [11], применимы и для более сложной схематизации.

В качестве базовой используется расчетная схема, показанная на рис. 1.

В базовой расчетной схеме использованы следующие гипотезы.

1. Исследуется одиночная вмятина эллиптической формы с полуосями r_x и r_y , параллельными окружной и осевой координатам соответственно.

2. Форма погиба описывается следующим выражением:

$$z(r, \phi) = A \left\{ 0.5 \left[\cos \left(\frac{\pi r}{r_k(\phi)} \right) + 1 \right] \right\}^n, \quad (1)$$

где $r_k(\phi)$ – радиус контура вмятины в плане (см. рис. 1), определяется по формуле

$$r_k(\phi) = \sqrt{x_s(\phi)^2 + y_s(\phi)^2},$$

$$\text{где } x_s(\phi) = \frac{y_s(\phi)}{y}, \quad y_s(\phi) = \frac{r_x r_y y}{\sqrt{r_x^2 r_y^2 + r_y^2 x^2}}, \quad y = r \cdot \sin(\phi), \quad x = r \cdot \cos(\phi);$$

r , φ – координаты точки вмятины в полярной системе, связанной с ее центром;

n – варьируемый показатель «плавности» перехода от цилиндрической поверхности к дефекту.

3. Размеры предствительной области (габариты сектора цилиндра) определяются по условию $B_{\Gamma} = 3B$, $H_{\Gamma} = 3H$,

где $B = 2r_x$; $H = 2r_y$ – ширина и высота вмятины соответственно.

4. Внутреннее давление задается как равномерно распределенное по площади исследуемой области.

5. Осевыми (вертикальными) усилиями при расчете напряженно-деформированного состояния вмятины пренебрегается ввиду их малости.

6. Задача считается геометрически и физически линейной, что позволяет использовать расчет при единичном давлении и существенно уменьшить число варьируемых параметров.

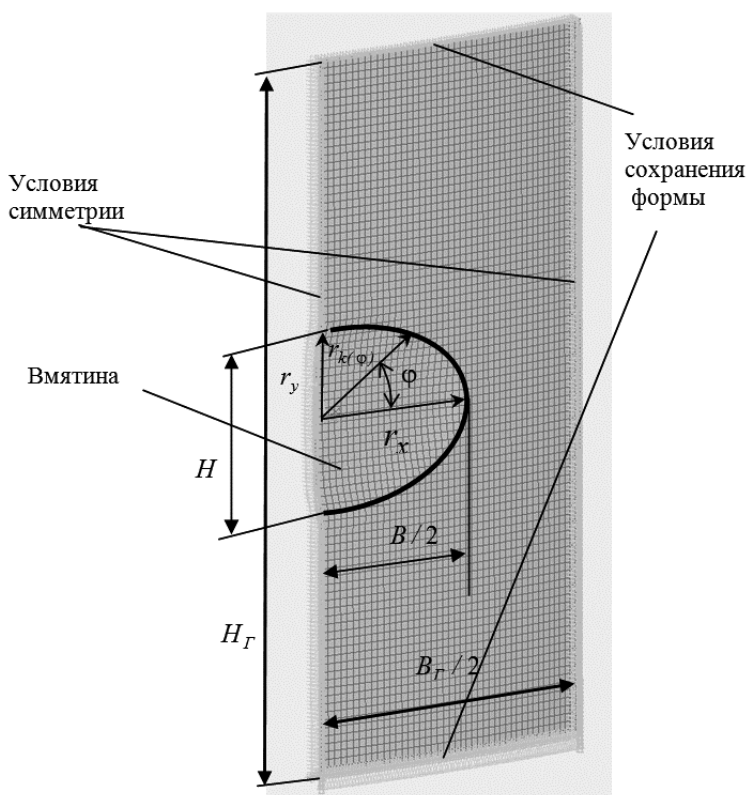


Рис. 1. Расчетная схема задачи об НДС вмятины

2. Критерий изолированности вмятины

Одиной (изолированной) вмятиной следует считать вмятину, отстоящую от соседних на расстояние не менее максимального габаритного размера наибольшей из их совокупности. Данный вывод основан на ряде численных экспериментов (случайная выборка из 500 вмятин), проведенных на вмятинах канонической формы, параметры которых находились в пределах, указанных для ис-

пользования формулы (4). При этом полагалось, что безопасным является состояние, на котором

$$(K_{\sigma} - 1)/(K_{\sigma}^{\max} - 1) > 0.15,$$

т. е. превышение уровня напряжений над фоновым уровнем составляет не более 15 % от максимального.

3. Выбор базовой канонической формы профиля вмятины

Профиль эллиптической вмятины описывается формулой (1). Показатель плавности перехода влияет на форму поперечного сечения дефекта, при уменьшении n переход от недеформированной области стенки сосуда к вмятине становится все более резким. Как показано в работе [11], в которой детально исследована зависимость характера перехода на границе вмятины, рост скачка по первой производной профиля на границе увеличивает максимальную интенсивность напряжений на вмятине. Автор [11] анализировал закономерности НДС вмятины, форма профиля которой описывается уравнением сферы. В работе сделан вывод о том, что отсутствие переходной зоны (галтели) дает превышение по уровню эквивалентных напряжений порядка 40 % в сравнении с вариантом, когда такая зона есть. Ближе всего к сферическому профилю находится кривая с показателем степени $n = 0.5$. Поэтому для дальнейших расчетов использовалась именно такая аппроксимация базового профиля.

4. Выбор критерия правильности формы вмятины

При выборе данного критерия учитывалось, что габаритные размеры эллиптической вмятины далеко не полностью определяют ее форму в плане. В качестве дополнительного параметра варьирования геометрических характеристик был выбран угол наклона полуосей эллиптической вмятины φ (рис. 2), вписанной в габаритные размеры. Контур вмятины при этом описывается следующими уравнениями:

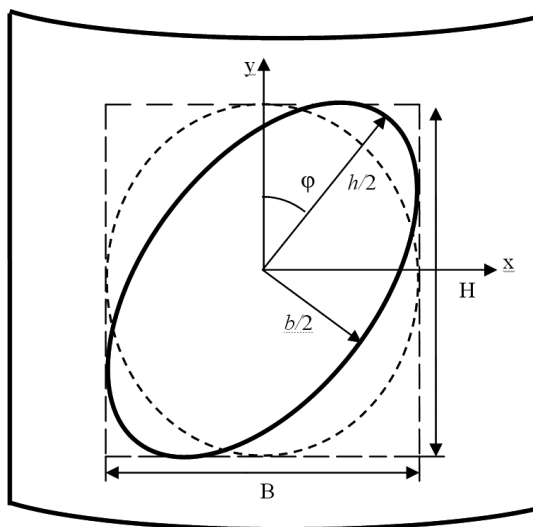


Рис. 2. Расчетная схема исследования зависимости роста ККН соотношения габаритных и фактических размеров вмятины

$$x = B \cos(2\pi - \alpha); \tag{2}$$

$$y = H \cos(2\pi t), \quad (3)$$

где t – параметр в интервале $[0, 1]$;

α – разность фаз в интервале $[0, \pi/2]$, причем при $\alpha = \pi/2$ $\varphi = 0$, а при $\alpha = 0$ $\varphi = \arctg(H/B)$ и наименьшая полуось ($b/2$ на рис. 2) стремится к нулю, т. е. эллипс вырождается в линию.

Таким образом, при варьировании формы вписанного в прямоугольник с фиксированными размерами эллипса можно определить зависимость максимальной интенсивности напряжений от отношения минимального размера эллипса (ось b) к минимальному размеру вмятины (B или H в зависимости от соотношения габаритных размеров)

Был проведен анализ зависимости превышения ККН над уровнем напряжений прямой вмятины от соотношения минимальных размеров. Анализ проводился на случайной выборке из 500 вмятин, параметры которых находились в пределах, указанных для использования формулы (4). Выбранная на основании проведенных расчетов граница соотношений минимальных размеров $H/b_{кр}$ получена равной 1.5 – максимальное значение из выборки рассчитанных для каждой вмятины.

5. Методика получения аналитических зависимостей для аппроксимации ККН

Один из путей упрощения интерпретации конечно-элементного решения – построение аппроксимирующих зависимостей ключевых характеристик напряженно-деформированного состояния конструкции от наиболее значимых параметров ее геометрии.

В соответствии с методикой оценки ресурса резервуара с вмятиной для определения числа циклов нагружения до образования макротрещин требуется величина коэффициента концентрации напряжений k_{σ} . Для унификации процедуры расчета σ_i используется аппроксимация гиперповерхности $k_{\sigma}(x_j)$ по значениям ККН в узловых точках $k_{\sigma}(x_j^k)$, полученным методом конечных. В качестве аргументов выбраны следующие параметры:

$x_1 = \delta$ – стрела прогиба, мм;

$x_2 = H$ – высота вмятины, мм;

$x_3 = B/H$ – относительная ширина вмятины;

$x_4 = t$ – минимальная толщина стенки резервуара в зоне вмятины, мм.

Параметры $x_1 - x_4$ варьировались в пределах, указанных для использования формулы (4). Для каждого из них был выбран равномерный шаг, количество узловых точек для всех параметров – 4. Таким образом, было получено $4^4 = 256$ значений $k_{\sigma}(x_j^k)$. Кроме того, были получены еще 500 значений ККН для случайных равномерно распределенных в указанных пределах значений параметров.

Специфика построения выражения для $k_{\sigma}(x_j)$ заключается в дополнительном условии – компактности, необходимом для его включения в нормативную документацию. Поэтому для построения $k_{\sigma}(x_j)$ был использован эволюционный метод GRSM [3].

6. ККН для изолированной эллиптической вмятины

1. Результатом использования метода GSRM стало выражение для вычисления коэффициента концентрации напряжений для изолированной вмятины, подпадающей под определение эллиптической:

$$k_{\sigma} = [\bar{B}(1.914 - 0.01521 * \bar{B}^4) + \delta(0.222 + 6.861 * 10^{-5} * H - 2.392 * 10^{-3} * \delta + 0.04413 * \bar{B}^2 - 0.1352 * \bar{B}) + 1.1492] [\bar{B} + 0.09105 * t]^{-1}, \quad (4)$$

где δ – стрела прогиба (максимальное отклонение от образующей цилиндрической поверхности резервуара в радиальном направлении в зоне вмятины на пустом резервуаре), от 10 до 50 мм;

H – высота вмятины (расстояние от самой нижней до самой верхней точки вмятины, измеренное по вертикали), от 500 до 1500 мм;

$\bar{B} = B/H$ – относительная ширина вмятины, от 0.33 до 3. Абсолютная ширина вмятины B в миллиметрах измеряется по горизонтали вдоль образующей цилиндра как расстояние от крайней левой до крайней правой точки границы вмятины;

t – минимальная толщина стенки резервуара в зоне вмятины, от 5 до 8 мм.

2. Рассчитывается минимальное и максимальное эквивалентное напряжение на вмятине по формуле

$$\sigma_i^{\max} = k_{\sigma} P_{\max} D / 2t, \quad \sigma_i^{\min} = k_{\sigma} P_{\min} D / 2t, \quad (5)$$

где D – диаметр резервуара;

$P_{\min} = \rho g H_{\min}^{np}$, $P_{\max} = \rho g H_{\max}^{np}$ – максимальное и минимальное осредненное давление жидкости в области вмятины за период заполнения-опорожнения резервуара;

g – ускорение свободного падения (9.81 м/с²);

ρ – плотность жидкости, кг/м³;

$H_{\min}^{np} = \max(0, H_{\min}^{63l} - (H_0 + 0.25H))$, $H_{\max}^{np} = \max(0, H_{\max}^{63l} - (H_0 + 0.25H))$ – минимальная и максимальная высота столба жидкости в метрах над вмятиной соответственно;

H_0 – высота нижнего края вмятины над окрайкой, м.

3. Определяется амплитуда местных условных упругих напряжений по формуле

$$\sigma_a^* = \sigma_i^{\max} - \sigma_i^{\min}. \quad (6)$$

На использование формулы (4) накладываются следующие ограничения:

– все параметры, входящие в формулу (4), должны находиться в пределах, указанных в пояснениях к формуле;

– вмятина должна быть изолированной. Данное условие выполняется, если не более двух вмятин находятся на расстоянии, превышающем максимальный размер L_{\max} обеих вмятин:

$$dL_{12} > 0.5L_{\max}; \quad (7)$$

при этом dL_{12} определяется как ближайшее расстояние между границами вмятин;

– минимальный размер вмятины L_{\min} не должен быть более чем в 1.5 раза меньше минимального габаритного размера:

$$L_{\min} > \frac{\min(B, H)}{1.5}; \quad (8)$$

– вмятина должна находиться в безмоментной зоне, т. е. удалена от днища и кровли на величину большую, чем полуволна затухания краевого эффекта [1]:

$$H_0 > 0.78\sqrt{Rt}; \quad (9)$$

$$H_p - (H_0 + H) > 0.78\sqrt{Rt}, \quad (10)$$

где $R = D/2$ – радиус резервуара;

H_p – высота резервуара от окрайки до верхней кромки. Все параметры указаны в метрах.

В качестве показателя качества аппроксимации было использовано максимальное относительное отклонение

$$\Delta_{\max} = \max\left(\frac{|k_{\sigma}(x_i^k) - k_{\sigma}^*(x_i^k)|}{k_{\sigma}(x_i^k)}\right), \quad (11)$$

где $k_{\sigma}(x_i^k), k_{\sigma}^*(x_i^k)$ – значения ККН, вычисленные методом конечных элементов (исходные данные) и полученные по (4) соответственно.

Для данной выборки этот показатель (Δ_{\max}) не превышает 15 %.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. *Дорошенко Ф.Е., Лебедев В.А.* Особенности технологии сборки и сварки монтажных ступенчатых стыков стенки цилиндрических резервуаров // Монтажные и специальные работы в строительстве. – 1998. – № 5. – С. 3-5.
2. *Товстик П.Е.* Устойчивость тонких оболочек: асимптотические методы. – М.: Наука. Физматлит, 1995. – 320 с.
3. РД-08-95-95. Положение о системе технического диагностирования сварных вертикальных цилиндрических резервуаров для нефти и нефтепродуктов. – М., 1995. – 35 с.
4. СНиП 3.03.01-87. Несущие и ограждающие конструкции / Госстрой СССР. – М.: ЦИТП Госстроя СССР, 1988. – 192 с.
5. *Катанов А.А., Майлер А.З., Поповский Б.В.* Техническое обследование нефтерезервуаров и компьютерное моделирование напряженно-деформированного состояния дефектов конструкций // Монтажные и специальные работы в строительстве. – 1998. – № 7-8. – С. 22-25.
6. *Лихман В.В., Копысицкая Л.Н., Муратов В.М.* Концентрация напряжений в резервуарах с локальными несовершенствами формы // Химическое и нефтяное машиностроение. – 1992. – № 6. – С. 22-24.
7. *Лихман В.В., Копысицкая Л.Н., Муратов В.М.* Прочность сварных резервуаров с несовершенствами формы при малоцикловом нагружении // Проблемы прочности. – 1995. – № 11-12. – С. 130-136.
8. *Мухин В.Н., Эльманович В.И.* Расчетная и экспериментальная оценка влияния локальных вмятин на прочность корпусов судов и аппаратов // Хим. и нефт. машиностроение. – 1991. – № 6. – С. 24-26.
9. *Перельгин О.А., Серазутдинов М.Н., Зайнуллин Р.Х., Фокин Д.А.* Исследование напряженно-деформированного состояния цилиндрических оболочек с локальными несовершенствами формы // Вестник Казанского технологического университета. – 1999. – № 1-2. – С. 58-61.
10. *Иванов Г.П., Разбитной С.А.* Метод оценки напряжений от вмятин на стенках сосудов, работающих под давлением // Химическое и нефтегазовое машиностроение. – 2000. – № 4. – С. 18-19.
11. *Алифанов Л.А.* Нормирование формы дефектов и ресурса вертикальных цилиндрических

- резервуаров: Дисс. ... канд. техн. наук. – Красноярск, 2003. – 218 с.
12. *Сметанников О.Ю., Сметанников А.О., Соловьев Е.Н.* Использование алгоритма многофакторной регрессии GSRM для оценки ресурса резервуаров // Вестник ПГТУ. Прикладная математика и механика. – 2005. – № 1. – С. 96-110.

Статья поступила в редакцию 10 февраля 2014 г.

CALCULATION OF THE AMPLITUDE OF LOCAL CONDITIONAL ELASTIC STRESSES ON THE WALL SECTION TANK WITH DEFECTS THE FORM AS A DENT

R.Yu. Bannikov, O.Yu. Smetannikov, N.A. Trufanov

Perm National Research Polytechnic University
29, Komsomolsky Ave, Perm, 614990, Russian Federatin

Describes the method of calculating the amplitude local conditional elastic stresses on the wall section tank with form defects of a dent is described in the paper. Dent is isolated and falls under the term of an elliptic. The methodology takes into account the effect on the amplitude of the stress of four parameters: arrow of a deflection, height and relative width of dent, the minimum thickness of the tank wall in the area of dent. The chosen calculation method based on the selection of a design scheme for determining the mode of deformation and the base of the canonical form of the profile dent is provided, the term for isolation and the correct form of dent are provided, analytical dependences to approximate the stress concentration factor are received.

Keywords: tank, dent, stresses.

*Ruslan Yu. Bannikov, Senior Lecture.
Oleg Yu. Smetannikov (Dr. Sci. (Techn.)), Associate Professor.
Nikolay A. Trufanov (Dr. Sci. (Techn.)), Professor.*

УДК 621.787:539.319

ОЦЕНКА ВЛИЯНИЯ ГИДРОДРОБЕСТРУЙНОЙ ОБРАБОТКИ НА МНОГОЦИКЛОВУЮ УСТАЛОСТЬ ЦИЛИНДРИЧЕСКИХ ДЕТАЛЕЙ ИЗ СПЛАВА Д16Т ПО ПЕРВОНАЧАЛЬНЫМ ДЕФОРМАЦИЯМ ОБРАЗЦА-СВИДЕТЕЛЯ

В.С. Вакулюк, В.П. Сазанов, В.Ф. Павлов, В.К. Шадрин

Самарский государственный аэрокосмический университет имени академика С.П. Королёва
(национальный исследовательский университет)
Россия, 443086, г. Самара, ул. Московское шоссе, 34

E-mail: sopromat@ssau.ru

Изучена возможность оценки влияния опережающего поверхностного пластического деформирования гидродробеструйной обработкой на предел выносливости цилиндрических деталей различного диаметра (10-40 мм) из сплава Д16Т с круговыми надрезами полукруглого профиля по результатам определения остаточных напряжений (первоначальных деформаций) образца-свидетеля. Установлено, что наибольшие сжимающие остаточные напряжения в гладких деталях, полученные расчетом, отличаются от экспериментально определенных не более чем на 7 %, а в деталях с надрезами – на 8 %. С использованием критерия среднеинтегральных остаточных напряжений расчетным методом определены приращения предела выносливости деталей с надрезами за счет поверхностного упрочнения. Расхождение между экспериментальными и расчетными значениями приращения предела выносливости упрочненных деталей с концентраторами не превышает 17 %.

Ключевые слова: гидродробеструйная обработка, образец-свидетель, остаточные напряжения, первоначальные деформации, предел выносливости.

Для контроля технологического процесса упрочнения деталей различными методами поверхностного пластического деформирования (ППД) широко применяются образцы-свидетели. Такие образцы, имеющие определенную форму и размеры, проходят весь технологический цикл обработки вместе со штатной деталью. Как правило, обрабатываемая деталь является дорогостоящим и трудоемким в изготовлении изделием и поэтому такой способ неразрушающего контроля качества упрочнения имеет перед другими способами неоспоримые преимущества в первую очередь с экономической точки зрения, особенно в условиях серийного производства.

В основе использования образцов-свидетелей лежит предположение о том, что обрабатываемые совместно деталь и образец-свидетель при ППД получают одинаковые первоначальные деформации. Были проведены исследования результатов испытаний на усталость и результатов экспериментального определе-

Владимир Степанович Вакулюк (к.т.н.), доцент кафедры «Сопротивление материалов».

Вячеслав Петрович Сазанов (к.т.н.), доцент кафедры «Сопротивление материалов».

Валентин Фёдорович Павлов (д.т.н., проф.), зав. кафедрой «Сопротивление материалов».

Валентин Карпович Шадрин (к.т.н.), доцент кафедры «Сопротивление материалов».

ния остаточных напряжений по толщине упрочненного поверхностного слоя цилиндрических деталей из алюминиевого сплава Д16Т диаметром $D = 10$ мм, $D = 15$ мм, $D = 25$ мм и $D = 40$ мм, приведенных в работе [1].

Гладкие детали и образцы-свидетели подвергались гидродробеструйной обработке (ГДО) в течение 8 минут дробью диаметром 2 мм при давлении масла 0,28 МПа. В качестве образцов-свидетелей использовались втулки с наружным диаметром 51,5 мм и внутренним 45 мм, которые применяются для определения остаточных напряжений по толщине упрочненного поверхностного слоя методом колец и полосок [2]. На рис. 1 приведена эпюра осевых σ_z остаточных напряжений по толщине поверхностного слоя a в образце-свидетеле после ГДО, обработанном одновременно с гладкими деталями различного диаметра.

Расчетная часть исследований выполнена методом конечно-элементного моделирования с использованием комплекса PATRAN/NASTRAN. Конечно-элементные модели в осесимметричном варианте представляли собой четверть сечения детали с наложением соответствующих граничных условий. Для моделирования применялся плоский треугольный элемент типа 2D-Solid с шестью узлами.

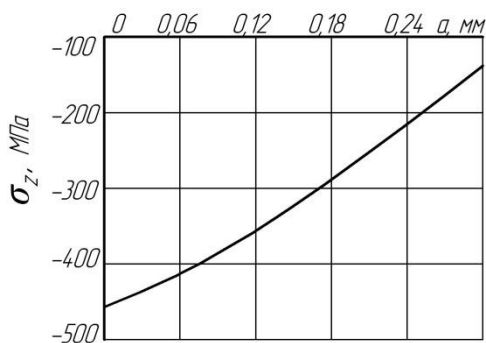


Рис. 1. Распределение осевых σ_z остаточных напряжений в образце-свидетеле (втулка диаметром 51,5×45 мм) после ГДО

Моделирование остаточных напряжений по толщине упрочненного поверхностного слоя осуществлялось методом термоупругости [3-8]. При проведении расчетов были приняты следующие допущения:

- все детали и втулки (образцы-свидетели) при упрочнении получали одинаковые первоначальные деформации;
- первоначальные деформации являлись изотропными;
- деформации сдвига малы и при определении первоначальных деформаций они не учитывались.

Расчеты проводились в следующей последовательности:

- определение первоначальных деформаций в образце-свидетеле (втулка диаметром 51,5×45 мм);
- расчет распределения остаточных напряжений в гладких деталях по полученным значениям первоначальных деформаций образца-свидетеля;
- сравнение расчетных распределений остаточных напряжений в деталях с их экспериментальными распределениями.

При определении первоначальных деформаций в качестве исходных данных использовалось экспериментальное распределение осевых σ_z остаточных напряжений по толщине упрочненного поверхностного слоя образца-свидетеля

(втулки), приведенное на рис. 1. Установлено, что при принятых допущениях для получения совпадения распределения расчетных по первоначальным деформациям и экспериментальных значений осевых остаточных напряжений в образце-свидетеле достаточно проведения трех итераций.

Следующий этап расчетов выполнялся на конечно-элементных моделях исследуемых гладких деталей диаметром $D = 10$ мм, $D = 15$ мм, $D = 25$ мм и $D = 40$ мм по первоначальным деформациям образца-свидетеля. При оценке приращения предела выносливости определяющими являются осевые остаточные напряжения [1, 9, 10], поэтому сравнение расчетных и экспериментальных распределений остаточных напряжений для исследуемых деталей было выполнено по осевой компоненте.

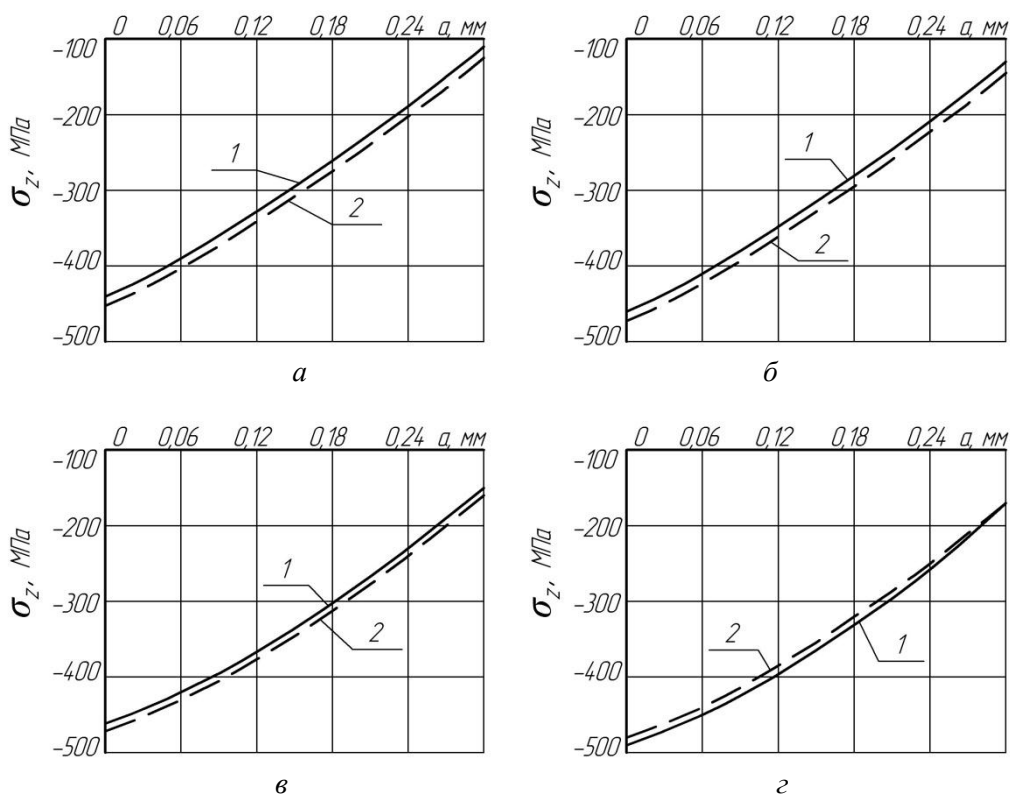


Рис. 2. Распределение осевых σ_z остаточных напряжений после ГДО, определенных экспериментально (1) и расчетом (2) в гладких деталях диаметром: а – $D = 10$ мм, б – $D = 15$ мм, в – $D = 25$ мм, г – $D = 40$ мм

На рис. 2 представлены экспериментальные [1] и расчетные эпюры осевых σ_z остаточных напряжений по толщине a поверхностного слоя гладких деталей. Можно видеть, что расчетные значения остаточных напряжений незначительно (до 7 %) отличаются от экспериментальных. Поэтому представляется возможным, используя первоначальные деформации образца-свидетеля, расчетным методом определить остаточные напряжения в детали, упрочненной одновременно с этим образцом.

Полученные расчетом распределения остаточных напряжений после гидродробеструйной обработки в гладких деталях использовались для расчета распре-

деления остаточных напряжений в деталях с круговым надрезом полукруглого профиля радиуса $R = 0,3$ мм, нанесенным на гладкую деталь после упрочнения ГДО, то есть после опережающего поверхностного пластического деформирования (ОППД). Остаточные напряжения в деталях с надрезом рассчитывались двумя методами: аналитическим [11] и численным с использованием программного комплекса PATRAN/NASTRAN [5]. Следует отметить, что остаточные напряжения, определенные двумя методами, имели хорошее совпадение.

На рис. 3 приведены экспериментальные [1] и расчетные эпюры осевых σ_z остаточных напряжений по толщине a поверхностного слоя опасного сечения деталей с надрезами после ОППД. Можно видеть, что распределения остаточных напряжений, полученные по экспериментальным и расчетным эпюрам гладких деталей, отличаются по наибольшим значениям не более 8 % (рис. 3, $a - D = 10$ мм).

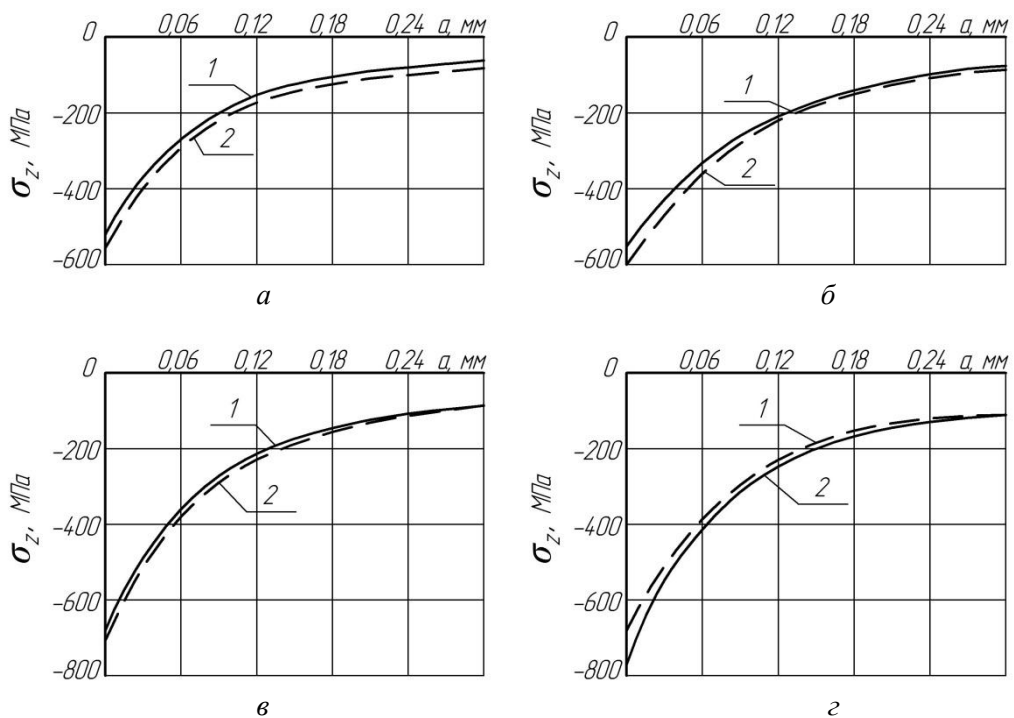


Рис. 3. Распределение осевых σ_z остаточных напряжений в деталях с надрезом $R = 0,3$ мм, вычисленных по экспериментальным (1) и расчетным (2) данным:
 $a - D = 10$ мм, $б - D = 15$ мм, $в - D = 25$ мм, $г - D = 40$ мм

Прогнозирование влияния поверхностного упрочнения на приращение предела выносливости деталей с надрезами при изгибе в случае симметричного цикла $(\Delta\sigma_{-1})_{расч}$ производилось по критерию среднеинтегральных остаточных напряжений $\bar{\sigma}_{ост}$ [1, 9]

$$(\Delta\sigma_{-1})_{расч} = \bar{\psi}_{\sigma} |\bar{\sigma}_{ост}|, \quad (1)$$

где $\bar{\psi}_\sigma$ – коэффициент влияния поверхностного упрочнения на предел выносливости по критерию $\bar{\sigma}_{ост}$;

$$\bar{\sigma}_{ост} = \frac{2}{\pi} \int_0^1 \frac{\sigma_z(\xi)}{\sqrt{1-\xi^2}} d\xi; \quad (2)$$

$\sigma_z(\xi)$ – осевые остаточные напряжения в опасном сечении детали с концентратором по толщине поверхностного слоя a ;

$\xi = a/t_{кр}$ – расстояние от поверхности опасного сечения детали до текущего слоя, выраженное в долях $t_{кр}$;

$t_{кр}$ – критическая глубина нераспространяющейся трещины усталости, возникающей в упрочненной детали с концентратором напряжений при работе на пределе выносливости.

Критическая глубина $t_{кр}$ нераспространяющейся трещины усталости, приведенная в табл. 1, определялась по зависимости, установленной на основании многочисленных экспериментов в работах [1, 12],

$$t_{кр} = 0,0216D_1, \quad (3)$$

где D_1 – диаметр опасного сечения детали с концентратором напряжений.

Значения критерия среднеинтегральных остаточных напряжений $\bar{\sigma}_{ост}$ вычислялись по формуле (2) по толщине поверхностного слоя опасного сечения деталей, равной $t_{кр}$, с использованием расчетных распределений остаточных напряжений, приведенных на рис. 3, и содержатся в таблице. Коэффициент $\bar{\psi}_\sigma$ влияния поверхностного упрочнения на предел выносливости по критерию $\bar{\sigma}_{ост}$ рассчитывался по зависимости, установленной в работе [13]:

$$\bar{\psi}_\sigma = 0,612 - 0,081\alpha_\sigma, \quad (4)$$

где α_σ – теоретический коэффициент концентрации напряжений, который определялся по графикам справочника [14] и представлен в таблице.

D , мм	D_1 , мм	$t_{кр}$, мм	$\bar{\sigma}_{ост}$, МПа	α_σ	$\bar{\psi}_\sigma$	$(\Delta\sigma_{-1})_{расч}$, МПа	$(\Delta\sigma_{-1})_{он}$, МПа	Расхождение, %
10	9,4	0,203	-208	2,7	0,393	81,6	70	17
15	14,4	0,311	-166	2,8	0,385	63,8	57,5	11
25	24,4	0,527	-123	2,9	0,377	46,4	45	3
40	39,4	0,851	-78	3,1	0,361	28,2	30	6

Далее по формуле (1) вычислялись расчетные значения приращений предела выносливости $(\Delta\sigma_{-1})_{расч}$ упрочненных ГДО деталей с надрезами (см. таблицу) и сравнивались с опытными значениями $(\Delta\sigma_{-1})_{он}$, приведенными в работе [1].

Из данных таблицы видно, что расхождение между расчетными и опытными значениями приращения предела выносливости не превышает 17 %, поэтому,

используя результаты определения остаточных напряжений в образцах-свидетелях, представляется возможным прогнозировать предел выносливости поверхностно упрочненных деталей в условиях концентрации напряжений с приемлемой для многоциклового усталости точностью.

Выводы

1. Апробированный в настоящем исследовании метод расчета остаточных напряжений в цилиндрических деталях диаметром 10-40 мм из сплава Д16Т после гидродробеструйной обработки по первоначальным деформациям образца-свидетеля показал, что расхождение между расчетными и экспериментальными значениями остаточных напряжений в гладких деталях не превышает 7 %, в деталях с концентраторами – 8 %.

2. При оценке влияния упрочнения гидродробеструйной обработкой на многоцикловую усталость при изгибе деталей из сплава Д16Т с концентраторами установлено, что использование рассчитанных по первоначальным деформациям образца-свидетеля распределений остаточных напряжений позволяет прогнозировать приращение предела выносливости с точностью до 17 %.

3. Для прогнозирования предела выносливости поверхностно упрочненной детали с концентратором напряжений вначале необходимо определить первоначальные деформации образца-свидетеля, обработанного одновременно с упрочняемой деталью. По первоначальным деформациям образца-свидетеля производится расчет остаточных напряжений в опасном сечении детали. Критическая глубина $t_{кр}$ нераспространяющейся трещины усталости вычисляется по формуле (3), критерий среднеинтегральных остаточных напряжений $\bar{\sigma}_{ост}$ – по формуле (2), коэффициент $\bar{\psi}_{\sigma}$ влияния упрочнения на предел выносливости – по зависимости (4). После определения $t_{кр}$, $\bar{\sigma}_{ост}$, $\bar{\psi}_{\sigma}$ по формуле (1) рассчитывается приращение предела выносливости поверхностно упрочненной детали с концентратором напряжений.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Павлов В.Ф., Киртичѳв В.А., Вакулюк В.С. Прогнозирование сопротивления усталости поверхностно упрочненных деталей по остаточным напряжениям. – Самара: Издательство СНЦ РАН, 2012. – 125 с.
2. Иванов С.И. К определению остаточных напряжений в цилиндре методом колец и полосок // Остаточные напряжения. – Куйбышев: КуАИ, 1971. – Вып. 53. – С. 32-42.
3. Биргер И.А. Остаточные напряжения. – М.: Машгиз, 1963. – 232 с.
4. Стружанов В.В. Об остаточных напряжениях после прокатки и расслоении двухслойных полос // Вестник Самарского государственного технического университета. Сер. Физ.-мат. науки. – 2010. – № 5(21). – С. 55-63.
5. Сазанов В.П., Чирков А.В., Самойлов В.А., Ларионова Ю.С. Моделирование перераспределения остаточных напряжений в упрочненных цилиндрических образцах при опережающем поверхностном пластическом деформировании // Вестник Самарского государственного аэрокосмического университета. – 2011. – № 3(27). Ч. 3. – С. 171-174.
6. Павлов В.Ф., Столяров А.К., Вакулюк В.С., Киртичѳв В.А. Расчет остаточных в деталях с концентраторами напряжений по первоначальным деформациям. – Самара: Изд-во СНЦ РАН, 2008. – 124 с.
7. Вакулюк В.С. Исследование влияния толщины упрочненного слоя на остаточные напряжения во впадине концентратора методом первоначальных деформаций // Вестник Самарского государственного технического университета. Сер. Физ.-мат. науки. – 2010. – № 1 (20). – С. 222-225.
8. Саушкин М.Н., Радченко В.П., Павлов В.Ф. Метод расчета полей остаточных напряжений и пластических деформаций в цилиндрических образцах с учетом анизотропии поверхностного

- упрочнения // Прикладная механика и техническая физика. – 2011. – Т. 52. – № 2. – С. 173-182.
9. Павлов В.Ф. О связи остаточных напряжений и предела выносливости при изгибе в условиях концентрации напряжений // Известия вузов. Машиностроение. – 1986. – № 8. – С. 29-32.
 10. Радченко В.П., Афанасьева О.С. Методика расчета предела выносливости упрочненных цилиндрических образцов с концентраторами напряжений при температурных выдержках в условиях ползучести // Вестник Самарского государственного технического университета. Сер. Физ.-мат. науки. – 2009. – № 2 (19). – С. 264-268.
 11. Иванов С.И., Шатунов М.П., Павлов В.Ф. Влияние остаточных напряжений на выносливость образцов с надрезом // Вопросы прочности элементов авиационных конструкций: Межвузовский сборник. – Куйбышев: КуАИ, 1974. – Вып. 3. – С. 88-95.
 12. Павлов В.Ф. Влияние на предел выносливости величины и распределения остаточных напряжений в поверхностном слое детали с концентратором. Сообщение I. Сплошные детали // Известия вузов. Машиностроение. – 1988. – № 8. – С. 22-26.
 13. Кирпичёв В.А., Филатов А.П., Каранаева О.В., Чирков А.В., Семёнова О.Ю. Прогнозирование предела выносливости поверхностно упрочненных деталей при различной степени концентрации напряжений // Труды МНТК «Прочность материалов и элементов конструкций». – Киев: ИПП им. Г.С. Писаренко НАНУ, 2011. – С. 678-685.
 14. Петерсон Р.Е. Коэффициенты концентрации напряжений. – М.: Мир, 1977. – 304 с.

Статья поступила в редакцию 6 марта 2014 г.

HYDROBLASTING INFLUENCE ON POLYCYCLIC FATIGUE OF CYLINDRICAL PARTS MADE OF D16T ALLOY USING REFERENCE SPECIMEN INITIAL DEFORMATIONS EVALUATION

V.S. Vakuljuk, V.P. Sazanov, V.F. Pavlov, V.K. Shadrin

Samara State Aerospace University named after academician S.P. Korolyov
34, Moskovskoe shosse, Samara, 443086, Russian Federation

The possibility of outstripping superficial plastic deforming by hydroblasting influence on cylindrical parts of various diameters (10-40 mm) made of D16T alloy with circular cuts endurance limit evaluation using residual stresses (initial deformations) of reference specimen determination results has been examined. It's established that the maximum calculated compressive residual stresses in smooth parts differ from the experimentally found ones less than 7%, in cut parts this difference is 8%. Endurance limit increments for parts with cuts have been defined using the average integral residual stresses criterion by calculation method. The difference between experimental and calculated values of hardened parts with concentrators endurance limit increase doesn't exceed 17%.

Keywords: hydroblasting, reference specimen, residual stresses, initial deformations, endurance limit.

Vladimir S. Vakuljuk (Ph.D. (Techn.)), Associate Professor.
Vyacheslav P. Sazanov (Ph.D. (Techn.)), Associate Professor.
Valentin F. Pavlov (Dr. Sci. (Techn.)), Professor.
Valentin K. Shadrin (Ph.D. (Techn.)), Associate Professor.

УДК 621.9.08

МЕТОДИКА ОПРЕДЕЛЕНИЯ УСИЛИЯ ПРЕДВАРИТЕЛЬНОГО НАТЯГА ПОДШИПНИКОВЫХ ОПОР ШПИНДЕЛЬНОГО УЗЛА

Э.С. Гаспаров, А.Ф. Денисенко, Л.Б. Гаспарова

Самарский государственный технический университет
Россия, 443100, г. Самара, ул. Молодогвардейская, 244

Рассмотрена методика определения усилия предварительного натяга подшипниковых опор шпиндельного узла. Разработан экспериментальный стенд для определения виброакустического параметра, характеризующего величину установленного усилия предварительного натяга. Экспериментальным путем получены амплитудно-частотные характеристики откликов виброускорения шпиндельного узла при кратковременном воздействии силой непосредственно на шпиндель. Проанализирован частотный состав амплитудных спектров с целью определения пиков собственных частот шпиндельного узла при различных значениях предварительного натяга. Установлен критерий, позволяющий определить значение усилия предварительного натяга.

Ключевые слова: *высокоскоростной шпиндель, подшипниковые опоры, датчик виброускорения, предварительный натяг, амплитудно-частотная характеристика.*

Одним из наиболее критических компонентов любого высокоскоростного шпинделя является система подшипников. Подшипники должны обеспечивать следующие требования: шпиндель должен обладать высокими скоростями вращения, передавать необходимые вращающий момент и мощность, иметь хорошую нагрузочную способность и длительный срок службы.

В высокоскоростных шпинделях используются прецизионные подшипники с системой нормированного предварительного натяга, обеспечивающие высокие величины жесткости шпинделя и допустимых нагрузок.

Одним из вариантов конструкции высокоскоростного шпинделя является мотор-шпиндель – шпиндель со встроенным мотором, соединенным напрямую с валом шпинделя.

Величина усилия предварительного натяга в подшипниках качения, используемых в качестве опор мотор-шпинделя, определяет быстроходность и грузоподъемность самого шпинделя, а также режимы работы шпиндельного узла в целом, напрямую влияет на скорость изменения температурного поля, на расход жидкости для охлаждения узла и расход масла и воздуха в случае смазки масляным туманом. Величина усилия созданного предварительного натяга также непосредственно влияет на амплитуду биений шпинделя и, как следствие, на точность изготовления выпускаемой продукции. Данный параметр должен кор-

Эрик Сергеевич Гаспаров, ассистент кафедры «Технологические процессы и транспортные комплексы».

Александр Федорович Денисенко (д.т.н., проф.), заведующий кафедрой «Автоматизированные станочные и инструментальные системы».

Лана Багратовна Гаспарова (к.п.н., доц.), доцент кафедры «Автоматизированные станочные и инструментальные системы».

ректироваться при изменении режима работы узла и для качественной работы шпиндельного узла в целом должен контролироваться на всем этапе его эксплуатации.

Применение методов технической диагностики, как показывает практика, необходимо на всех этапах жизненного цикла механизма: от проектирования и изготовления до снятия с эксплуатации, хотя методы и средства диагностирования на этих этапах могут существенным образом различаться. Виброакустическая диагностика позволяет получить качественную достоверную информацию о состоянии механического узла и качестве его сборки как на этапе его производства, так и на этапе эксплуатации. При изготовлении или ремонте однотипных механизмов, т. е. при условии массовости выпускаемой продукции, применяют метод контрольной поверки представительных виброакустических параметров, характеризующих техническое состояние механизма, и сравнения их с эталонными признаками и их пороговыми значениями, сформированными на основе выборочных диагностических испытаний [1].

В связи с актуальностью задачи возникла необходимость проведения эксперимента, целью которого являлось определение виброакустического параметра, который характеризовал бы величину установки предварительного натяга и определение функциональной зависимости виброакустического параметра от величины предварительного натяга.

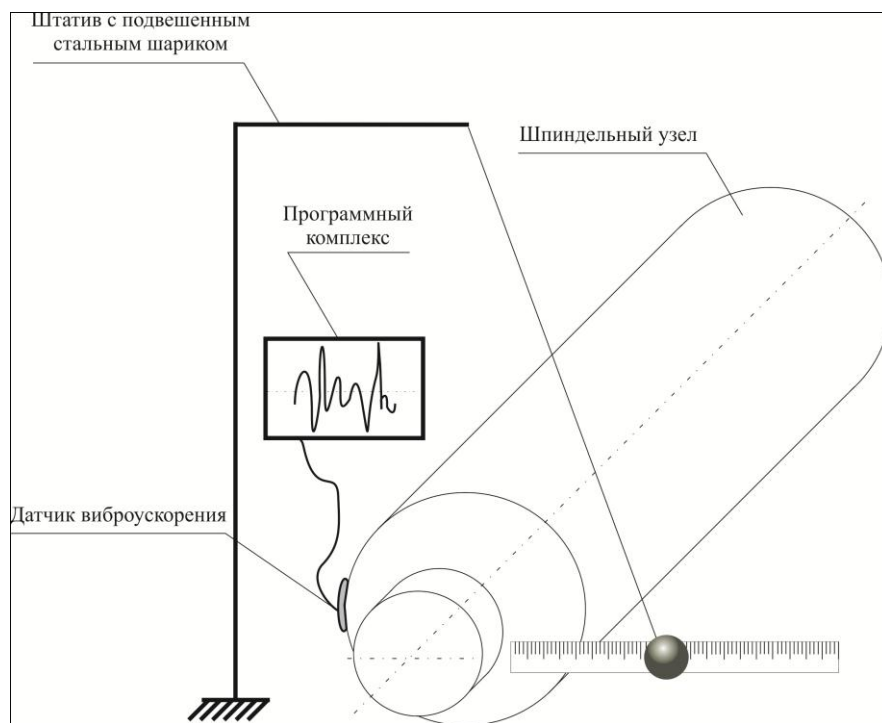


Рис. 1. Экспериментальный стенд

Общая схема экспериментального стенда приведена на рис. 1. В качестве объекта исследования использовался высокоскоростной шлифовальный моторшпиндель отечественного производства, жестко закрепленный на массивном чугунном столе [2, 3]. Исследуемый шпиндельный узел сконструирован таким об-

разом, что наименьшее значение величины предварительного натяга чуть больше нуля, т. е. зазор в подшипниковых опорах отсутствует. В его передней и задней опорах установлены одинаковые одиночные радиально-упорные подшипники 76101Е. Данные о значениях величины установки предварительного натяга на настоящие подшипники отсутствуют в широком доступе, но судя по аналогичным по типоразмеру подшипникам фирмы FAG диапазон установки предварительного натяга лежит в пределах от 0 до 150 Н [4], что в дальнейшем будет подтверждено экспериментом, и в интервале предельной быстроходности до 100000 об/мин.

Эксперимент был проведен следующим образом. Наносился удар стальным шариком диаметром 10 мм по вылету шпинделя у его основания. Шарик был подвешен на нитке, другой конец которой был закреплен на плече штатива. Направляющей для траектории шарика и одновременно устройством для обеспечения одинаковой силы удара служила обычная линейка (т. е. шарик отклоняли на строго определенное расстояние при каждом повторном ударе).

Используемая информационно-измерительная система состоит из датчика виброускорения, датчика силы, контроллера и программного обеспечения National Instruments [5]. Датчик виброускорения был закреплен на корпусе (над передней опорой ротора) на одной оси с направлением приложенной силы удара. Для измерения и контроля силы предварительного натяга в конструкцию мотор-шпинделя внесены изменения: был установлен датчик силы между регулировочным винтом и пружиной предварительного натяга (рис. 2).

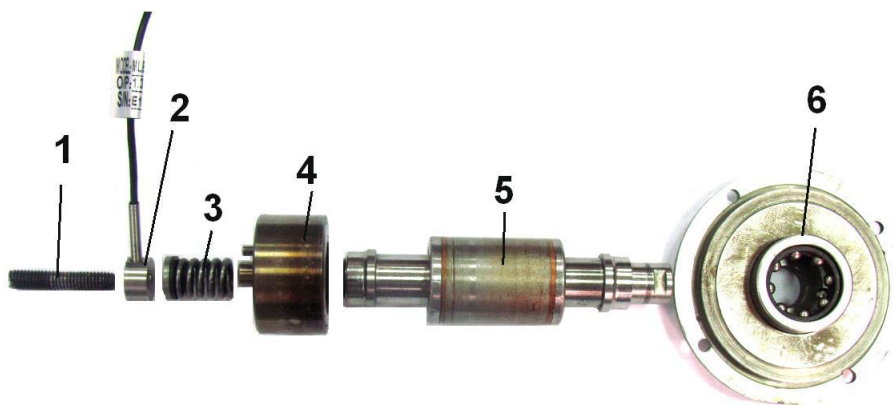


Рис. 2. Схема последовательного расположения элементов измененной конструкции мотор-шпинделя:

- 1 – регулировочный винт предварительного натяга; 2 – датчик силы;
- 3 – пружина предварительного натяга; 4 – задняя (плавающая) опора; 5 – шпиндель;
- 6 – передняя опора

Визуальный анализ АЧХ шпиндельного узла показывает (рис. 3, 4), что с увеличением значения установки предварительного натяга спектр начинает смещаться в область более высоких частот, а начиная со значения предварительного натяга, равного 80 Н, происходит заметное сужение «эффективной ширины» спектра.

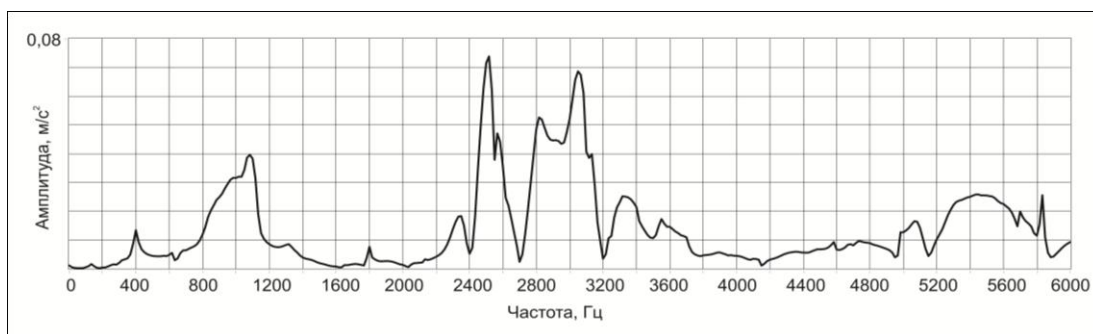


Рис. 3. АЧХ шпиндельного узла при усилии предварительного натяга 0,9 Н

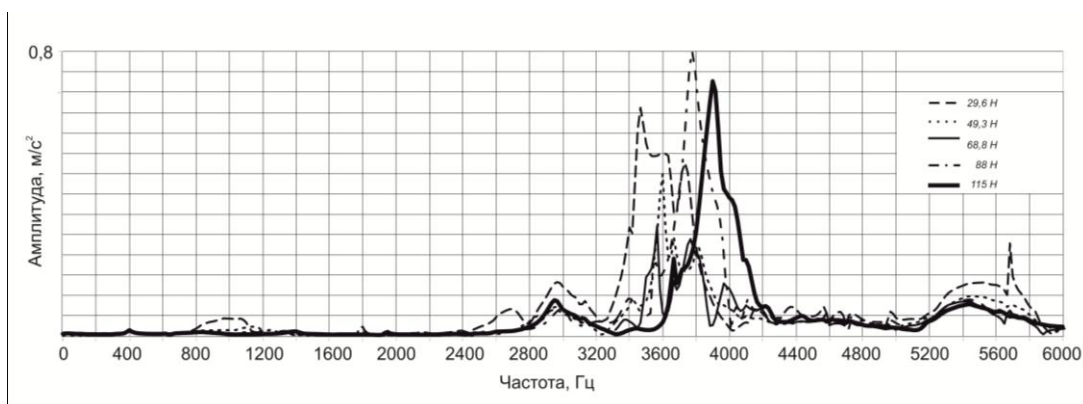


Рис. 4. АЧХ шпиндельного узла при различных значениях усилии предварительного натяга

На основании вышеописанного критерием для определения величины предварительного натяга было выбрано значение относительной частоты пика, которая будет вычисляться как абсцисса центра тяжести спектрограммы выбранного частотного диапазона [a, b]:

$$f_c = \frac{\int_a^b fdF}{F}$$

Для вычисления относительной частоты пика была написана программа в среде программирования LabView. Полученные в результате эксперимента значения предварительного натяга и соответствующие им найденные значения f_c приведены в таблице.

Значения относительных пиковых частот

P_n , Н	0,867	0,915	0,92	27,563	47,199	66,644	85,965	107,547	126,637
f_c , Гц	2558,67	2670,4	2693	3532	3628,5	3667,33	3768	3889,22	4038,2

График зависимости f_c от величины установки предварительного натяга был построен в пакете Mathscript RT и приведен на рис. 5. Из графика видно, что

в области малых значений предварительного натяга разрешающая способность (т. е. точность) определения значения предварительного натяга больше.

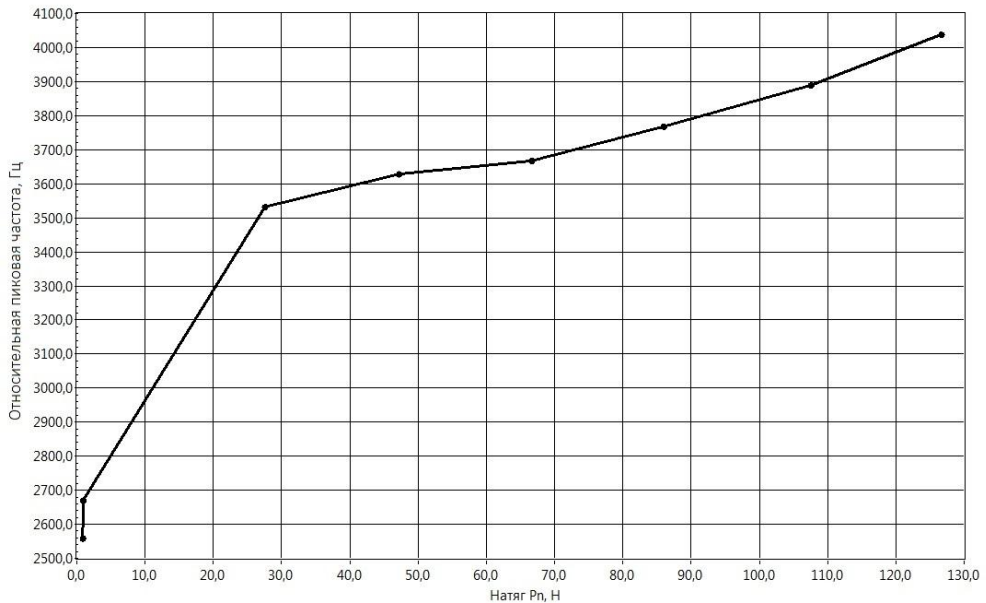


Рис. 5. График зависимости f_c от величины усилия предварительного натяга

Выводы

Экспериментальным путем были получены АЧХ откликов виброускорения шпиндельного узла при кратковременном воздействии силой непосредственно на его шпиндель. Анализируя частотный состав амплитудных спектров, можно определить пики собственных частот шпиндельного узла при различных значениях предварительного натяга, их вклад в суммарную вибрацию и соответственно выбирать режимы работы шпиндельного узла, которые позволят снизить его виброактивность и повысить точность обработки. Определен критерий, позволяющий определить с достаточной для выбора режима работы точностью значение усилия предварительного натяга, построен график его функциональной зависимости.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Виброакустическая диагностика машин и механизмов / М.Д. Генкин, А.Г. Соколова. – М.: Машиностроение, 1987. – 288 с.
2. Инструкция по эксплуатации шлифовальных электрошпинделей и электродвигателей повышенной частоты. Издание 1.70.
3. Гаспаров Э.С., Денисенко А.Ф., Гаспарова Л.Б. Анализ сигналов виброускорения подшипниковых опор мотор-шпинделя // Известия Самарского научного центра Российской академии наук. – 2012. – Т. 14. – № 6-1. – С. 63-69.
4. Бейзельман Р.Д., Цыпкин Б.В., Перель Л.Я. Подшипники качения: Справ. 6-е изд. – М.: Машиностроение, 1975. – 574 с.
5. Программное обеспечение NI Sound and Vibration Measurement Suite. Реализация задач вибрационного и акустического контроля, мониторинга состояния механизмов.

Статья поступила в редакцию 31 марта 2014 г.

METHODOLOGY OF DETERMINING OF THE PRELOAD OF BEARINGS SPINDLE

E.S. Gasparov, A.F. Denisenko, L.B. Gasparova

Samara State Technical University
244, Molodogvardeyskaya st., Samara, 443100, Russian Federation

The method of rating the forcing of bearing assembly spindle unit preload. A test-bench has been developed to quantify vibroacoustics, featuring the dimension of the identified preload forcing. Amplitude-frequency response characteristics of vibration acceleration of spindle unit during short-term forcing directly on the spindle became available by experiments. The frequency content of amplitude spectra has been analyzed to determine eigen frequency peaks of spindle unit at various preload values. The criterion is defined which helps to determine a value of preload force.

Keywords: *high speed spindle, bearings, the acceleration sensor, preload force, amplitude-frequency characteristic.*

*Erik S. Gasparov, Assistant.
Alexander F. Denisenko (Dr. Sci. (Techn.)), Professor.
Lana B. Gasparova (Ph.D. (Pedag.)), Associate professor.*

УДК 621.64

ВЕРОЯТНОСТНАЯ ОЦЕНКА ОСТАТОЧНОГО РЕСУРСА ТРУБОПРОВОДА ПРИ НАЛИЧИИ ДЕФЕКТА ТИПА ТРЕЩИНЫ

С.В. Глушков

Самарский государственный аэрокосмический университет им. академика С.П. Королёва
Россия, 443086, г. Самара, Московское шоссе, 34

Предлагается методика оценки остаточного ресурса трубопровода при наличии наружной или внутренней трещины, ориентированной в осевом или окружном направлении. Ее основу составляют методы интерполяционных полиномов и статистических испытаний. Методика реализована в виде программы, представляющей собой Windows-приложение с современным удобным интерфейсом.

Ключевые слова: *остаточный ресурс, живучесть, трещиноподобный дефект, трубопровод, надежность, случайный процесс.*

Дефекты в виде трещин, возникающие в элементах трубопроводных систем на стадии производства или при их эксплуатации, развиваются в течение некоторого периода времени, который определяет живучесть конструкции. В настоящей работе предлагается методика, позволяющая оценить остаточный ресурс трубопровода, содержащего поверхностную трещину. В ее основе лежат следующие положения:

- обнаруженный методами неразрушающего контроля реальный дефект заменяется модельной двухпараметрической трещиной полуэллиптической формы;
- модельная трещина имеет окружную или осевую ориентацию и располагается на наружной или внутренней поверхности стенки трубы;
- нагружение трубопровода представляет собой стационарный случайный процесс с известными спектральными характеристиками;
- трещина развивается во времени, сохраняя при этом полуэллиптическую форму;
- скорости роста дефекта в направлениях глубины и длины определяются величинами размаха коэффициента интенсивности напряжений в характерных точках;
- прорастание трещины на всю толщину стенки до образования течи или хрупкое разрушение конструкции трактуется как отказ;
- время от момента обнаружения дефекта и до наступления отказа понимается как расчетная живучесть конструкции.

При решении задачи статистической динамики требуется по известным характеристикам входной случайной функции строить ее выборочные функции – реализации. Данная проблема решается представлением случайных процессов в виде детерминированных функций некоторой совокупности случайных величин.

Трубопровод в процессе эксплуатации испытывает различные нагрузки и воздействия, которые в общем случае представляют собой случайные пространственно-временные функции, чаще всего стационарные, т. е. не изменяющие своих вероятностных характеристик с течением времени. Реальный широкополосный случайный процесс нагружения $N(t)$ будем схематизировать суперпози-

Сергей Валериевич Глушков, ассистент кафедры «Космическое машиностроение».

цией n узкополосных процессов, имеющих типовые спектральные плотности с одним максимумом. В работе [1] представлены корреляционные функции и спектральные плотности узкополосных стационарных процессов, которые наиболее часто используются для аппроксимации реальных характеристик нагружения трубопроводных систем. Применяя неканоническое разложение к каждой составляющей широкополосного процесса, можно записать [1, 2]:

$$N(t) = \sum_{i=1}^n \left(\langle N^{(i)}(t) \rangle + \gamma^{(i)} \sin \omega^{(i)} t + \delta^{(i)} \cos \omega^{(i)} t \right), \quad (1)$$

где $\langle N^{(i)}(t) \rangle$ – математическое ожидание; а $\gamma^{(i)}$, $\delta^{(i)}$ и $\omega^{(i)}$ – независимые случайные величины неканонического разложения i -го узкополосного процесса.

В качестве основных входных случайных величин выбираются наружный диаметр трубы D , толщина стенки h , а также характерные размеры начального дефекта – глубина l_0 и полудлина a_0 . Принимается, что они распределены по нормальному закону с известными математическими ожиданиями и дисперсиями. Здесь и далее через $\langle x \rangle$ и $D[x]$ будем обозначать математическое ожидание и дисперсию случайной величины x .

Стохастические границы области допустимых состояний дефекта будем определять критической глубиной трещины l_c и циклической вязкостью разрушения K_{fc} . Обычно они распределены нормально. Учитывая, что критическая глубина трещины характеризует герметичность трубы, можно принять ее равной 80...100 % толщины стенки, т. е. положить $\langle l_c \rangle = (0,8...1,0)\langle h \rangle$, $D[l_c] = (0,8...1,0)^2 D[h]$.

Для рассматриваемого конструктивного элемента, содержащего поверхностный дефект, при реализации предлагаемой методики требуется зависимость коэффициента интенсивности напряжений от нагрузки, параметров трещины и геометрических размеров сечения в нескольких характерных точках фронта дефекта:

$$K(t) = K(D, h, l(t), a(t), N(t)). \quad (2)$$

Пример такой зависимости для труб, содержащих поверхностные трещины, показан в работе [3]. В статье [4] представлена технология компьютерного моделирования несквозных трещин в САЕ-системе ANSYS. С ее помощью можно установить требуемую зависимость для произвольной тонкостенной конструкции, в том числе и для трубопроводов.

Характерные точки будем обозначать буквами A и B , причем первая из них располагается в точке максимальной глубины фронта дефекта, а вторая – в окрестности выхода фронта трещины на поверхность конструкции [4].

В настоящей работе для оценки остаточного ресурса трубопроводов предлагаются два подхода к решению задачи статистической динамики. Первый из них основывается на использовании метода интерполяционных полиномов Чернецкого, а второй – на методе статистических испытаний Монте-Карло.

Идея решения при помощи метода интерполяционных полиномов заключается в следующих шагах.

1. В зависимости от класса опасности трубопровода назначается нормативный уровень надежности H^n .

2. Для наружного диаметра и толщины стенки выбираются числа узлов интерполяции q_D , q_h и определяются значения узлов типа Чебышева по формулам

$$D_{k_D} = \langle D \rangle + \lambda_{k_D} \sqrt{D[D]}, \quad (k_D = 1, 2, \dots, q_D);$$

$$D_{k_h} = \langle h \rangle + \lambda_{k_h} \sqrt{D[h]}, \quad (k_h = 1, 2, \dots, q_h).$$

Здесь λ_{k_D} и λ_{k_h} – табличные значения узлов типа Чебышева для «стандартного» нормального закона распределения.

Аналогичным образом выбираются числа узлов интерполяции q_l и q_a для глубины и полудлины трещины и определяются значения в этих узлах.

3. Действующая на трубопровод случайная нагрузка $N(t)$ представляется в виде суперпозиции стационарных узкополосных процессов с заданными спектральными плотностями (см. формулу (1)). Каждый узкополосный процесс замещается неканоническим разложением. Задаются числа узлов интерполяции $q_\gamma^{(i)}$, $q_\delta^{(i)}$ и $q_\omega^{(i)}$. Далее строятся реализации случайного процесса нагружения:

$$N_{k_N}(t) = \sum_{i=1}^n \left(\langle N^{(i)}(t) \rangle + \gamma_{k_\gamma^{(i)}}^{(i)} \sin \omega_{k_\omega^{(i)}}^{(i)} t + \delta_{k_\delta^{(i)}}^{(i)} \cos \omega_{k_\omega^{(i)}}^{(i)} t \right), \quad (3)$$

где $k_N = 1, 2, \dots, q_N$ – текущий номер реализации, определяемый перебором индексов $k_\gamma^{(1)}$, $k_\delta^{(1)}$, $k_\omega^{(1)}$, $k_\gamma^{(2)}$, $k_\delta^{(2)}$, $k_\omega^{(2)}$, ..., $k_\gamma^{(n)}$, $k_\delta^{(n)}$, $k_\omega^{(n)}$; $q_N = \prod_{i=1}^n q_\gamma^{(i)} q_\delta^{(i)} q_\omega^{(i)}$ – общее число реализаций.

Как видно из (3), для частоты $\omega_{k_\omega^{(i)}}^{(i)}$ все реализации имеют одинаковую амплитуду изменения нагрузки, величина которой определяется выражением

$$A_{k_\gamma^{(i)}, k_\delta^{(i)}}^{(i)} = \sqrt{\left(\gamma_{k_\gamma^{(i)}}^{(i)} \right)^2 + \left(\delta_{k_\delta^{(i)}}^{(i)} \right)^2}. \quad (4)$$

Верхние оценки максимальных значений нагрузки на реализациях можно найти следующим образом:

$$N_{k_{N_{\max}}}^{\max} = \sum_{i=1}^n \left(\langle N^{(i)}(t) \rangle + A_{k_\gamma^{(i)}, k_\delta^{(i)}}^{(i)} \right). \quad (5)$$

Здесь $k_{N_{\max}} = 1, 2, \dots, q_{N_{\max}}$ – текущий номер реализации с уникальным максимальным значением нагрузки, определяемый перебором индексов $k_\gamma^{(1)}$, $k_\delta^{(1)}$, $k_\omega^{(1)}$, $k_\gamma^{(2)}$, $k_\delta^{(2)}$, $k_\omega^{(2)}$, ..., $k_\gamma^{(n)}$, $k_\delta^{(n)}$, $k_\omega^{(n)}$; $q_{N_{\max}} = \prod_{i=1}^n q_\gamma^{(i)} q_\delta^{(i)}$ – общее число таких реализаций.

4. Для характерных размеров поверхностной трещины (глубины l и полудлины a) определяются их значения в узлах интерполяции:

$$l_{k_l}(t) = \langle l(t) \rangle + \lambda_{k_l} \sqrt{D[l(t)]}, \quad (k_l = 1, 2, \dots, q_l);$$

$$a_{k_a} = \langle a(t) \rangle + \lambda_{k_a} \sqrt{D[a(t)]}, \quad (k_a = 1, 2, \dots, q_a).$$

Здесь λ_{k_l} и λ_{k_a} – табличные значения узлов типа Чебышева для «стандартного» нормального закона распределения. При этом

$$\langle l(0) \rangle = \langle l_0 \rangle; \quad D[l(0)] = D[l_0];$$

$$\langle a(0) \rangle = \langle a_0 \rangle; \quad D[a(0)] = D[a_0].$$

5. По максимальным значениям нагрузки на реализациях в узлах интерполяции находятся максимальные значения коэффициента интенсивности напряжений $K_{k_K}^{\max}(t)$ в характерных точках фронта дефекта:

$$K_{k_K}^{\max}(t) = K(D_{k_D}, h_{k_h}, l_{k_l}(t), a_{k_a}(t), N_{k_{N_{\max}}}^{\max}). \quad (6)$$

Здесь $k_K = 1, 2, \dots, q_K$ – текущий номер узла интерполяции случайной величины $K^{\max}(t)$, определяемый перебором индексов $k_{N_{\max}}$, k_D , k_h , k_l и k_a ; $q_K = q_{N_{\max}} q_l q_a q_D q_h$ – общее число узлов интерполяции случайной величины $K^{\max}(t)$.

6. По формулам метода интерполяционных полиномов [2, 5] вычисляются начальные и центральные моменты распределения случайной величины максимального коэффициента интенсивности напряжений в характерных точках:

$$\langle K^{\max}(t) \rangle = \sum_{k_K=1}^{q_K} K_{k_K}^{\max}(t) \rho_{k_K};$$

$$D[K^{\max}(t)] = \sum_{k_K=1}^{q_K} [K_{k_K}^{\max}(t) - \langle K^{\max}(t) \rangle]^2 \rho_{k_K},$$

где

$$\rho_{k_K} = \left(\prod_{i=1}^n \rho_{k_y^{(i)}} \rho_{k_\delta^{(i)}} \right) \rho_{k_l} \rho_{k_a} \rho_{k_D} \rho_{k_h}.$$

Здесь и далее через ρ_{k_x} обозначены числа Кристоффеля случайной величины x .

7. По приближенной формуле модели цепи при постепенном отказе проводится оценка функции надежности:

$$H(t) = \frac{H_1(t)H_2(t)}{H_1(t) + H_2(t) - H_1(t)H_2(t)}, \quad (7)$$

где

$$H_j(t) = \Phi(z_j).$$

Здесь j принимает значения 1 и 2; $\Phi(z)$ – нормальная функция распределения, вычисляемая по формуле

$$\Phi(z) = \frac{1}{\sqrt{2\pi}} \int_{-\infty}^z \exp(-0,5t^2) dt,$$

а аргументы z_j рассчитываются следующим образом:

$$z_1 = \frac{\langle l_c \rangle - \langle l(t) \rangle}{\sqrt{D[l_c] + D[l(t)]}}, \quad z_2 = \min \left\{ \frac{\langle K_{fc} \rangle - \langle K^{\max}(t) \rangle}{\sqrt{D[K_{fc}] + D[K^{\max}(t)]}} \right\},$$

причем операция \min для аргумента z_2 выбирает наименьшее из значений, вычисленных для каждой характерной точки фронта трещины.

8. В том случае, если вычисленное по формуле (7) значение функции надежности окажется меньше заданной нормативной величины H^n , расчет прекраща-

ется. Момент времени, когда значение функции надежности совпадает с нормативной величиной, и определяет остаточный ресурс поврежденной конструкции.

9. В узлах интерполяции определяются значения размаха коэффициента интенсивности напряжений в характерных точках A и B фронта дефекта для каждой вычисленной по формуле (4) амплитуды нагрузки с использованием выражения (2):

$$\Delta K_{k_{\Delta K}^{(i)}}^{(i)}(t) = K\left(D_{k_D}, h_{k_h}, l_{k_l}(t), a_{k_a}(t), 2A_{k_\gamma^{(i)}, k_\delta^{(i)}}^{(i)}\right),$$

где $k_{\Delta K}^{(i)} = 1, 2, \dots, q_{\Delta K}^{(i)}$ – текущий номер узла интерполяции случайной величины $\Delta K^{(i)}(t)$, определяемый перебором индексов $k_D, k_h, k_l, k_a, k_\gamma^{(i)}$ и $k_\delta^{(i)}$; $q_{\Delta K}^{(i)} = q_\gamma^{(i)} q_\delta^{(i)} q_l q_a q_D q_h$ – общее число узлов интерполяции случайной величины $\Delta K^{(i)}(t)$.

10. Выбирается достаточно малый интервал времени Δt . При этом для вычисления скорости роста усталостной трещины используется уравнение П. Пэриса и Ф. Эрдогана в форме

$$\frac{dl}{dN} = C(\Delta K)^m, \quad (8)$$

где C и m – константы материала.

Путем интегрирования этого уравнения в узлах интерполяции независимо по каждому характерному размеру дефекта (глубине и полудлине) определяются приращения размеров трещины за малый промежуток времени:

$$\Delta l_{k_{\Delta l}}(t) = \left\{ \sum_{i=1}^n \left[\Delta K_{A k_{\Delta K}^{(i)}}^{(i)}(t) \right]^m \omega_{k_\omega^{(i)}}^{(i)} \right\} C \frac{\Delta t}{2\pi};$$

$$\Delta a_{k_{\Delta a}}(t) = \left\{ \sum_{i=1}^n \left[\Delta K_{B k_{\Delta K}^{(i)}}^{(i)}(t) \right]^m \omega_{k_\omega^{(i)}}^{(i)} \right\} C \frac{\Delta t}{2\pi},$$

где нижний индекс A и B у величины $\Delta K_{k_{\Delta K}^{(i)}}^{(i)}(t)$ показывает наименование характерной точки дефекта; $k_{\Delta l} = 1, 2, \dots, q_{\Delta l}$ – текущий номер узла интерполяции случайной величины $\Delta l(t)$ (или $\Delta a(t)$), определяемый перебором индексов $k_K, k_\omega^{(1)}, \dots, k_\omega^{(n)}$; $q_{\Delta l} = q_K \prod_{i=1}^n q_\omega^{(i)}$ – общее число узлов интерполяции.

11. По формулам метода интерполяционных полиномов находятся значения начальных и центральных моментов распределения случайных величин приращений характерных размеров трещины в момент времени t :

$$\langle \Delta l(t) \rangle = \sum_{k_{\Delta l}=1}^{q_{\Delta l}} \Delta l_{k_{\Delta l}}(t) \rho_{k_{\Delta l}};$$

$$D[\Delta l(t)] = \sum_{k_{\Delta l}=1}^{q_{\Delta l}} \left[\Delta l_{k_{\Delta l}}(t) - \langle \Delta l(t) \rangle \right]^2 \rho_{k_{\Delta l}},$$

для приращения характерного размера $\Delta a(t)$ формулы записываются аналогичным образом. Здесь $\rho_{k_{\Delta l}} = \rho_{k_K} \prod_{i=1}^n \rho_{k_\omega^{(i)}}$.

12. Осуществляется переход к моменту времени $t + \Delta t$ и вычисляются соот-

ветствующие ему новые начальные и центральные моменты распределения случайных величин характерных размеров трещины:

$$\langle l(t + \Delta t) \rangle = \langle l(t) \rangle + \langle \Delta l(t) \rangle ; \quad (9)$$

$$D[l(t + \Delta t)] = D[l(t)] + D[\Delta l(t)], \quad (10)$$

для полудлины дефекта формулы имеют аналогичный вид.

13. Расчет по приведенному алгоритму продолжается с шага 4 до тех пор, пока значение функции надежности не окажется меньше нормативной величины H^n .

Второй подход к решению задачи статистической динамики базируется на методе статистических испытаний. В отличие от предыдущего случая здесь значения входных случайных величин не определяются в предварительно назначенных узлах интерполяции (разных для каждой случайной величины), а генерируются при помощи датчика случайных чисел. При этом начальные и центральные моменты распределения выходной случайной величины (например приращение глубины трещины) определяются как

$$\langle \Delta l(t) \rangle = \frac{1}{q} \sum_{k=1}^q \Delta l_k(t) ;$$

$$D[\Delta l(t)] = \frac{1}{q-1} \sum_{k=1}^q [\Delta l_k(t) - \langle \Delta l(t) \rangle]^2 ,$$

где q – заданное число реализаций.

Рассмотренная методика реализована в виде программы PipeResource [6], представляющей собой Windows-приложение. Она предназначена для вычислительной оценки уровня надежности поврежденного участка трубопроводной системы в условиях случайного нагружения в стохастической постановке и исследования динамики изменения этой оценки, а также прогноза живучести конструкции (то есть определения ее остаточного ресурса). Интерфейс программы показан на рис. 1.

В качестве примера рассмотрим трубопровод 1020×15 из стали 10Г2Ф, содержащий наружную осевую трещину с размерами $\langle l_0 \rangle = 3$ мм и $\langle a_0 \rangle = 5$ мм. Наружный диаметр будем считать детерминированной величиной. Коэффициент вариации толщины стенки примем равным 0,02, а для размеров трещины – 0,05.

Будем считать, что внутреннее давление продукта представляет собой стационарный случайный процесс сложной конфигурации с математическим ожиданием $\langle p \rangle = 7,4$ МПа и спектральной плотностью, представленной на графике на рис. 1. Здесь ступенчатая линия показывает теоретическую кривую, а гладкая – значения, рассчитанные с использованием неканонического разложения моделируемого процесса.

Для магистрального трубопровода большого диаметра как объекта повышенного класса опасности уровень нормативной надежности примем равным 0,99. Критическую глубину трещины будем полагать равной 90 % толщины стенки.

Проведенные расчеты позволили построить график изменения функции надежности от времени (рис. 2). Остаточный ресурс трубопровода составляет приблизительно 9550 часов (397 суток) при расчете по методу интерполяционных полиномов. В случае использования метода статистических испытаний полученная оценка остаточного ресурса составила 9457 часов (394 дня).

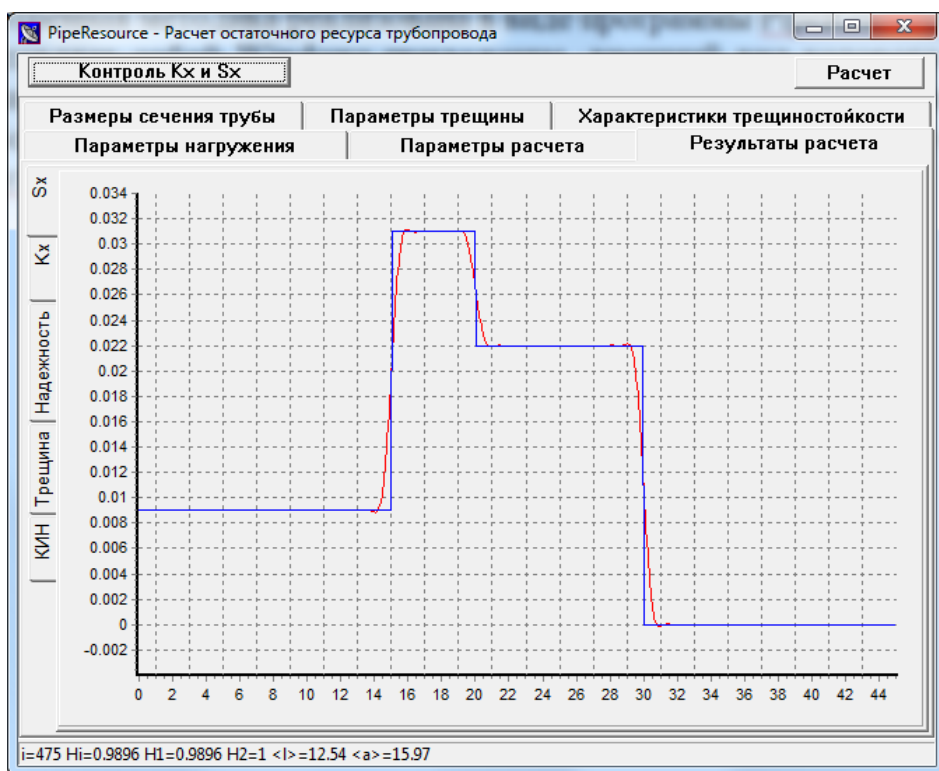


Рис. 1. Интерфейс программы

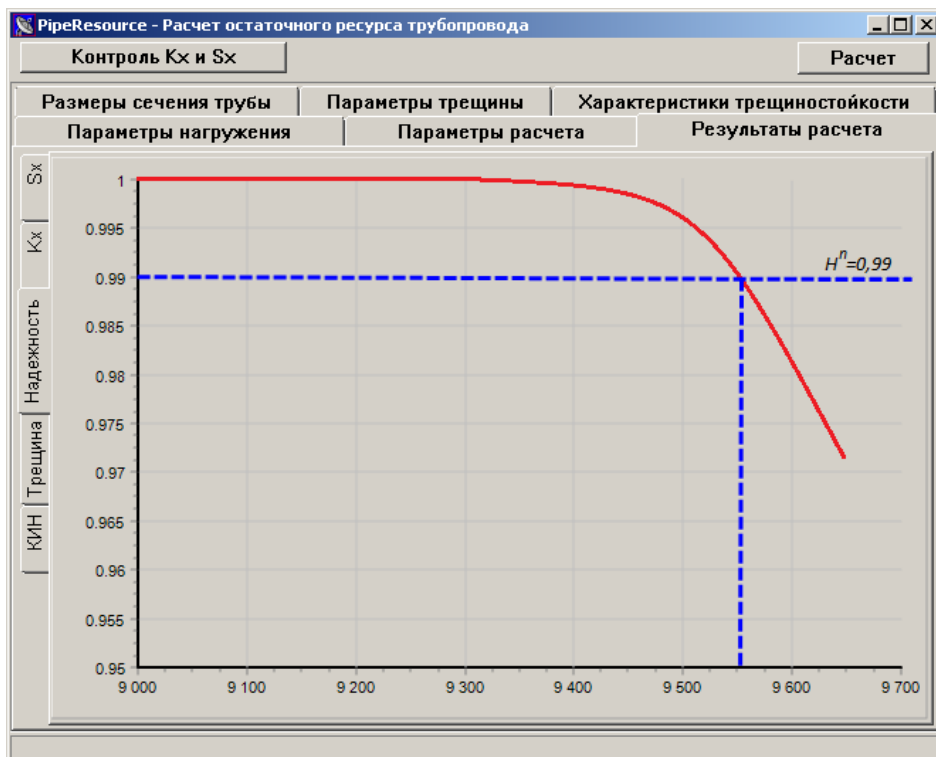


Рис. 2. График функции надежности

Следует отметить, что при расчете по методу интерполяционных полиномов для толщины стенки и характерных размеров дефекта выбиралось по три узла интерполяции, а для двух элементарных случайных процессов, описывающих давление продукта, выбрано по три узла для величин $\delta^{(i)}$ и $\gamma^{(i)}$ неканонического разложения этих процессов и по девять узлов для величин $\omega^{(i)}$. Таким образом, общее количество реализаций составило 177147.

Метод статистических испытаний для обеспечения приемлемой точности потребовал использования выборки объемом 1000 реализаций. Однако вычислительная трудоемкость расчета одной реализации этим методом существенно выше, поэтому затраты машинного времени для обоих вариантов расчета сопоставимы.

Недостатком метода статистических испытаний является то, что величина остаточного ресурса, полученная этим методом, по сути представляет собой случайную величину, и последующие расчеты этого же трубопровода показывают, что остаточный ресурс лежит в интервале 9351...9734 часов. Поэтому при использовании метода статистических испытаний расчет необходимо проводить несколько раз для получения достоверной численной оценки остаточного ресурса трубопровода.

Выводы

Программа PipeResource предоставляет пользователю удобный инструмент для проведения оперативной оценки надежности участка трубопровода при известных параметрах поверхностной трещины и режимах работы исследуемой системы. С ее помощью можно:

- 1) исследовать динамику снижения уровня надежности участка трубопроводной системы при развитии дефекта;
- 2) оценивать живучесть рассматриваемого участка трубопровода с поверхностной трещиной;
- 3) проводить варьирование параметров нагружения с целью обоснованного изменения рабочего процесса перекачки продукта через поврежденный участок трубопровода;
- 4) определять допустимые размеры поверхностной трещины исходя из «назначенного» ресурса (т. е. проводить нормирование дефектов).

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. *Перов С.Н., Скворцов Ю.В.* Представление случайных процессов с помощью неканонического разложения // Вестник Самарского государственного аэрокосмического университета. – 2008. – № 1. – С. 226-235.
2. Обеспечение надежности трубопроводных систем / *С.Н. Перов, С.И. Аграфенин, Ю.В. Скворцов, Ю.Л. Тарасов.* – Самара: Изд-во СНЦ, 2008. – 246 с.
3. *Перов С.Н., Скворцов Ю.В., Цапурин К.А.* Коэффициенты интенсивности напряжений для труб с несквозными трещинами // Известия СНЦ РАН. – 2008. – Т. 10. – № 3. – С. 905-910.
4. *Скворцов Ю.В., Глушков С.В.* Моделирование несквозных поверхностных трещин в тонкостенных конструкциях // Вестник Самарского государственного аэрокосмического университета. – 2011. – № 3 (27), Ч. 4. – С. 187-191.
5. *Перов С.Н., Скворцов Ю.В., Цапурин К.А.* Оценка надежности трубопроводных систем с трещинами методом интерполяционных полиномов // Заводская лаборатория. Диагностика материалов. – 2010. – Т. 76, № 5. – С. 49-52.
6. *Глушков С.В.* Программная реализация оценки живучести трубопровода при наличии поверхностного дефекта // Обзорение прикладной и промышленной математики. – 2011. – Т. 18, Вып. 2. – С. 262-263.

Статья поступила в редакцию 4 апреля 2014 г.

PROBABILISTIC ESTIMATION OF RESIDUAL LIFE OF THE PIPELINES WITH CRACKS

S. V. Glushkov

Samara State Aerospace University
34, Moskovskoe sh., Samara, 443086, Russian Federation

The methods of assessing the residual life of the pipeline at presence of the outer or inner cracks oriented in the axial or circumferential direction. It is based on methods of interpolation polynomials and statistical tests. The method is realized in the form of a program, which is a Windows-based application with a modern user-friendly interface.

Keywords: *residual life, survivability, cracks, pipeline, reliability, random process.*

УДК 621.787:539.319

СОПРОТИВЛЕНИЕ УСТАЛОСТИ ПОВЕРХНОСТНО УПРОЧНЕННЫХ ТРУБНЫХ РЕЗЬБОВЫХ ДЕТАЛЕЙ ИЗ ВЫСОКОПРОЧНОГО АЛЮМИНИЕВОГО СПЛАВА 1953Т1

**В.А. Кирпичёв¹, А.В. Иванова¹, А.П. Филатов¹, О.С. Афанасьева²,
И.А. Мазуренко²**

¹Самарский государственный аэрокосмический университет им. академика С.П. Королёва
Россия, 443086, г. Самара, ул. Московское шоссе, 34,

E-mail: sopromat@ssau.ru

²Самарский государственный технический университет
Россия, 443100, Самара, ул. Молодогвардейская, 244

E-mail: afa@pm.samgtu.ru

Проведенные исследования влияния различных режимов опережающего поверхностного пластического деформирования трубных резьбовых образцов из высокопрочного алюминиевого сплава 1953Т1 на многоцикловую усталость показали, что оптимальным вариантом упрочнения является режим обкатки роликами, при котором толщина стенки трубной заготовки уменьшается на 1,5 мм. Установлено, что между приращением предела выносливости упрочненных резьбовых образцов и характером распределения сжимающих остаточных напряжений наблюдается прямая корреляция, которая хорошо описывается с использованием критерия среднеинтегральных остаточных напряжений. На основании проведенного исследования предложена методика прогнозирования приращения предела выносливости поверхностно упрочненных резьбовых деталей из алюминиевого сплава 1953Т1 по распределению остаточных напряжений.

Ключевые слова: *трубные резьбовые образцы, поверхностное упрочнение, предел выносливости, среднеинтегральные остаточные напряжения.*

Во многих отраслях промышленности успешно применяются различные методы поверхностного пластического деформирования (ППД). Процесс пластического деформирования поверхностного слоя может быть выполнен по схемам качения, скольжения или внедрения и зависит от многих факторов, таких как механические характеристики материала, форма, усилие и скорость перемещения деформирующего элемента. После такого процесса в поверхностном слое происходят структурные изменения, возникает наклеп и формируются сжимающие остаточные напряжения.

В соответствии с ГОСТ 18296-72 поверхностное деформирование при качении инструмента по поверхности детали называется накатыванием. В свою оче-

Виктор Алексеевич Кирпичёв (д.т.н., доц.), профессор кафедры «Сопротивление материалов».

Алина Всеволодовна Иванова, аспирант кафедры «Сопротивление материалов».

Анатолий Петрович Филатов (к.т.н., доц), доцент кафедры «Сопротивление материалов».

Ольга Сергеевна Афанасьева (к.т.н., доц.), доцент кафедры «Прикладная механика и информатика».

Ирина Александровна Мазуренко, аспирант кафедры «Прикладная механика и информатика».

редь, накатывание подразделяется на обкатывание и раскатывание в зависимости от того, какая поверхность обрабатывается. В зоне контакта деформирующего элемента и обрабатываемой поверхности возникает локальный очаг пластической деформации, который перемещается вместе с инструментом, благодаря чему поверхностный слой последовательно деформируется на определенную глубину. Определяющей задачей процесса упрочнения поверхностного слоя является подбор и оптимизация режимов обкатывания с целью получения наилучших эксплуатационных характеристик деталей.

Необходимо подчеркнуть, что обработка, основанная на пластическом деформировании тонкого поверхностного слоя, имеет по сравнению с механической обработкой со снятием стружки (точение, шлифование) ряд преимуществ: сохраняется целостность волокон металла и образуется мелкозернистая структура поверхностного слоя; плавно и стабильно повышается микротвердость поверхности; уменьшается шероховатость поверхности в несколько раз за один рабочий ход; создаются благоприятные сжимающие остаточные напряжения в поверхностном слое. Указанные и другие преимущества методов ППД обеспечивают повышение сопротивления усталости, износостойкости, контактной выносливости и других эксплуатационных свойств обрабатываемых деталей.

Традиционными областями применения алюминия считаются авиация, атомная энергетика и автомобилестроение. Между тем из сплавов на основе «крылатого металла» уже несколько десятилетий изготавливаются трубы для нефтегазовой отрасли. Сравнительно небольшая плотность алюминиевых сплавов, высокая удельная прочность в сочетании с хорошей коррозионной стойкостью в агрессивных средах обеспечили применение алюминиевых труб при добыче нефти и газа. Усложнение конструкции и компоновки, повышение требований к надежности, долговечности и материалоемкости конструкций бурильного оборудования приводят к появлению все большего числа деталей сложной формы с резкими концентраторами напряжений. Прочностные расчеты резьбовых соединений бурильных труб принято вести для сечения по впадине первого витка резьбы, находящегося в зацеплении с резьбой, навинчиваемой на трубу детали.

Конструктивные методы повышения прочности приводят к увеличению массы трубы, поэтому основным резервом повышения эксплуатационных характеристик бурильных труб является использование высокопрочных алюминиевых сплавов и применение современных видов и средств поверхностного упрочнения резьбовых соединений. Прочностные свойства стальных бурильных труб выше, чем алюминиевых, но если учесть, что основной запас прочности уходит на нагрузки, формируемые собственным весом колонны, то применение алюминиевых труб становится более эффективным.

Для повышения эксплуатационных характеристик резьбовых конструкций, изготовленных из высокопрочных алюминиевых сплавов, представляет интерес технологическая операция опережающего поверхностного пластического деформирования (ОППД) с последующим изготовлением резьбы в пределах толщины упрочненного слоя. Во многих работах [1-7] упрочнение ОППД выполнялось на деталях, изготовленных из стали и титана. В указанных работах отмечено существенное увеличение сопротивления усталости после опережающего поверхностного пластического деформирования поверхностного слоя, что объясняется созданием благоприятных сжимающих остаточных напряжений в концентраторах за счет перераспределения остаточных усилий гладкой упрочненной заготовки.

В настоящем исследовании при упрочнении ОППД (рис. 1) трубных заготовок из алюминиевого сплава 1953Т1 ($\sigma_T = 470$ МПа, $\sigma_b = 520$ МПа, $\delta = 6,5\%$, $\psi = 12,5\%$, $S_K = 610$ МПа) в качестве основного контролирующего параметра настроек технологического процесса была использована толщина стенки, то есть режимы обкатывания (варианты) определялись конечной толщиной стенки трубной заготовки с наружным диаметром 70 мм и внутренним 50 мм. Такой подход к выполнению операции упрочнения опережающим поверхностным пластическим деформированием можно достаточно легко внедрить в серийное производство бурильных труб, что оправдано стабильностью технологического процесса формирования толщины упрочненного поверхностного слоя, в пределах которого в дальнейшем наносится резьба.



Рис. 1. Обкатывание трубной заготовки роликами

Были выбраны следующие варианты режимов обкатывания трубных заготовок:

- режим 0,5 – стенка трубной заготовки после обкатки роликами уменьшалась на 0,5 мм;
- режим 1,0 – стенка трубной заготовки после обкатки роликами уменьшалась на 1,0 мм;
- режим 1,5 – стенка трубной заготовки после обкатки роликами уменьшалась на 1,5 мм;
- режим 2,0 – стенка трубной заготовки после обкатки роликами уменьшалась на 2,0 мм.

Для определения остаточных напряжений, наведенных в поверхностном слое различными режимами упрочнения, гладкие трубные заготовки (рис. 2) разрезались на кольца и полоски, которые использовались затем для определения остаточных напряжений известным методом колец и полосок [8].

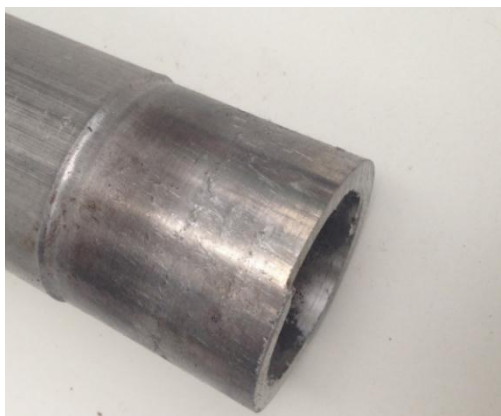


Рис. 2. Трубная заготовка после обкатывания роликами

Распределение осевых σ_z остаточных напряжений по толщине поверхностного слоя a гладких заготовок приведено на рис. 3. Исследования показали, что заготовки из высокопрочного алюминиевого сплава 1953Т1 из-за ограниченного запаса пластичности материала после обкатки роликами на режиме 2,0 имели на поверхности видимые дефекты – микротрещины, сквозные трещины и отслоения. Поэтому заготовки, прошедшие упрочнение на режиме 2,0, из дальнейших исследований были исключены.

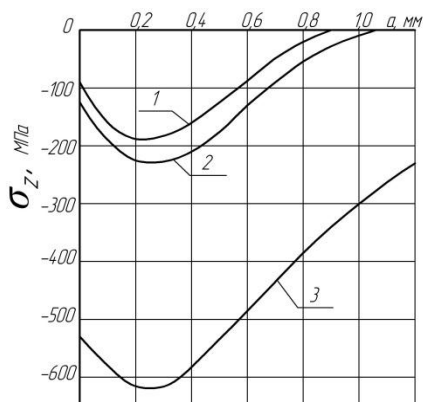


Рис. 3. Осевые σ_z остаточные напряжения в трубных заготовках после различных режимов упрочнения: 1 – режим 0,5; 2 – режим 1,0; 3 – режим 1,5

Наибольшие сжимающие остаточные напряжения величиной -625 МПа наблюдались в заготовках, упрочненных по режиму 1,5. Кроме этого, глубина залегания сжимающих напряжений в этом случае упрочнения также наибольшая, составляющая 2,1 мм. Такой характер распределения сжимающих остаточных напряжений в поверхностном слое дает основание считать режим 1,5 оптимальным из исследованных по сопротивлению усталости.

Следует обратить внимание на то, что наибольшая величина сжимающих остаточных напряжений в трубных заготовках превышает не только предел текучести, но и предел прочности материала 1953Т1. Наблюдаемому явлению дано объяснение в работе [10], в которой показано, что наибольшая величина сжимающих остаточных напряжений в упрочненном поверхностном слое деталей мо-

жет превышать даже сопротивление разрыву S_K материала на 15 %. Этот предел в исследуемом случае не превышен.

Остаточные напряжения в упрочненных ОППД резьбовых образцах определялись численным методом с использованием программного комплекса PATRAN/NASTRAN [11].

После нарезания резьбы на неупрочненных и упрочненных роликами трубных заготовках резьбовые образцы подвергались испытаниям на усталость с целью определения предела выносливости σ_{-1} при изгибе в случае симметричного цикла; база испытаний – $5 \cdot 10^6$ циклов нагружения. Определение предела выносливости проводилось методом ступенчатого изменения нагрузки (метод «вверх-вниз») [9]. Этот метод является простым и надежным при определении среднего значения предела выносливости и его среднего квадратического отклонения. Результаты испытаний на усталость приведены в таблице.

Резьбовые образцы, прошедшие базу испытаний без разрушения при напряжении, равном пределу выносливости, доводились до разрушения при напряжении, большем предела выносливости. Во всех образцах со сжимающими остаточными напряжениями были обнаружены нераспространяющиеся трещины усталости, значения $t_{кр}$ которых приведены в таблице. Необходимо отметить, что измеренные в данном исследовании величины критической глубины $t_{кр}$ нераспространяющейся трещины усталости соответствуют установленной в работах [6, 12] для деталей с отверстием зависимости

$$t_{кр} = 0,0216D \left[1 - 0,04 \left(\frac{d}{D} \right)^2 - 0,54 \left(\frac{d}{D} \right)^3 \right], \quad (1)$$

где D – диаметр опасного сечения детали; d – диаметр отверстия.

Результаты испытаний на усталость резьбовых образцов из сплава 1953Т1

Режим упрочнения	σ_{-1} , МПа	$t_{кр}$, мм	$\bar{\sigma}_{ост}$, МПа	$\bar{\psi}_{\sigma}$
Без упрочнения	98	–	–	–
0,5	105	1,14	-63	0,103
1,0	110	1,18	-107	0,112
1,5	135	1,17	-336	0,110
2,0	85	–	–	–

Были также проведены сравнительные испытания на усталость при одинаковом напряжении 100 МПа резьбовых образцов, изготовленных из материала 1953Т1 в состоянии поставки (неупрочненные образцы), и упрочненных по режиму 1,5 (упрочненные образцы). Результаты испытаний на усталость показали значительное (более 200 %) увеличение количества циклов до разрушения у резьбовых образцов, упрочненных по режиму 1,5, в сравнении с неупрочненными образцами в состоянии поставки.

Оценка влияния ОППД на приращение предела выносливости $\Delta\sigma_{-1}$ резьбовых образцов проводилась по критерию среднеинтегральных остаточных напряжений $\bar{\sigma}_{ост}$ [6, 13, 14]:

$$\Delta\sigma_{-1} = \bar{\psi}_{\sigma} |\bar{\sigma}_{ост}|, \quad (2)$$

где $\bar{\psi}_\sigma$ – коэффициент влияния поверхностного упрочнения по критерию $\bar{\sigma}_{ост}$;

$$\bar{\sigma}_{ост} = \frac{2}{\pi} \int_0^1 \frac{\sigma_z(\xi)}{\sqrt{1-\xi^2}} d\xi; \quad (3)$$

$\sigma_z(\xi)$ – осевые остаточные напряжения в опасном сечении детали с концентратором по толщине поверхностного слоя a ; $\xi = a/t_{кр}$ – расстояние от поверхности опасного сечения детали до текущего слоя, выраженное в долях $t_{кр}$; $t_{кр}$ – критическая глубина нераспространяющейся трещины усталости (см. таблицу).

Значения критерия среднеинтегральных остаточных напряжений $\bar{\sigma}_{ост}$ и коэффициента влияния поверхностного упрочнения $\bar{\psi}_\sigma$, вычисленные по формулам (2) и (3), приведены в таблице. Величина коэффициента $\bar{\psi}_\sigma$ сравнивалась со значением этого коэффициента, определенным по зависимости работ [15, 16], полученной на основании обработки большого количества экспериментальных данных:

$$\bar{\psi}_\sigma = 0,612 - 0,081\alpha_\sigma, \quad (4)$$

где α_σ – теоретический коэффициент концентрации напряжений.

Методом конечно-элементного моделирования с использованием программного комплекса PATRAN/NASTRAN [11, 17, 19] было установлено, что для изгиба исследуемого резьбового соединения коэффициент $\alpha_\sigma = 6,45$. При таком значении α_σ коэффициент $\bar{\psi}_\sigma$, вычисленный по зависимости (4), составляет 0,096. Из данных таблицы следует, что полученная расчетным методом величина коэффициента $\bar{\psi}_\sigma$ отличается от экспериментально определенной не более чем на 14 %.

Выводы

1. На основании проведенных исследований на усталость установлено, что оптимальным вариантом упрочнения роликами при опережающем поверхностном пластическом деформировании резьбовых образцов из высокопрочного алюминиевого сплава 1953Т1 является режим 1,5.

2. Результаты испытаний на усталость резьбовых образцов соответствуют характеру распределения остаточных напряжений в упрочненных гладких заготовках, причем при режиме 1,5 наблюдается наиболее полное распределение сжимающих остаточных напряжений по толщине поверхностного слоя.

3. Оценка влияния поверхностного упрочнения резьбовых образцов на многоцикловую усталость по критерию среднеинтегральных остаточных напряжений $\bar{\sigma}_{ост}$ показала, что прогнозируемое приращение предела выносливости при изгибе отличается от экспериментального не более чем на 14 %.

4. Для прогнозирования приращения предела выносливости трубных резьбовых образцов после ОППД вначале определяются остаточные напряжения в образцах после нанесения резьбы. Критическая глубина $t_{кр}$ нераспространяющейся трещины усталости вычисляется по формуле (1), критерий среднеинтегральных остаточных напряжений $\bar{\sigma}_{ост}$ – по формуле (3), коэффициент $\bar{\psi}_\sigma$ влияния упрочнения на предел выносливости – по зависимости (4). После определения

значений $\bar{\sigma}_{ост}$ и $\bar{\psi}_{\sigma}$ по формуле (2) рассчитывается приращение предела выносливости $\Delta\sigma_{-1}$ упрочненной трубной резьбовой детали.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. *Кудрявцев И.В.* Внутренние напряжения как резерв прочности в машиностроении. – М.: Машгиз, 1951. – 278 с.
2. *Иванов С.И., Шатунов М.П., Павлов В.Ф.* Влияние остаточных напряжений на выносливость образцов с надрезом // Вопросы прочности элементов авиационных конструкций: Межвузовский сборник. – Куйбышев: КуАИ, 1974. – Вып. 3. – С. 88-95.
3. *Иванов С.И., Павлов В.Ф., Прохоров А.А.* Влияние остаточных напряжений на сопротивление усталости при кручении в условиях концентрации напряжений // Проблемы прочности. – 1988. – № 5. – С. 31-33.
4. *Кирпичёв В.А., Семёнова О.Ю., Павлов В.Ф., Чирков А.В.* Закономерности распределения дополнительных остаточных напряжений в упрочнённых цилиндрических деталях с кольцевыми надрезами полукруглого профиля // Вестник Самарского государственного технического университета. Сер. Физ.-мат. науки. – 2010. – № 1(20). – С. 121-126.
5. *Вакулюк В.С., Кирпичёв В.А., Павлов В.Ф., Чирков А.В.* Влияние радиуса надреза при опережающем поверхностном пластическом деформировании на предел выносливости деталей // Вестник Самарского государственного аэрокосмического университета. – 2011. – №3(27). Ч. 4. – С. 44-49.
6. *Павлов В.Ф., Кирпичёв В.А., Вакулюк В.С.* Прогнозирование сопротивления усталости поверхностно упрочнённых деталей по остаточным напряжениям. – Самара: Издательство СНЦ РАН, 2012. – 125 с.
7. *Радченко В.П., Кирпичёв В.А., Павлов В.Ф., Чирков А.В.* Влияние радиуса надреза при опережающем поверхностном пластическом деформировании на предел выносливости деталей // Вестник Самарского государственного аэрокосмического университета. – 2011. – № 3(27). – Ч. 4. – С. 44-49.
8. *Иванов С.И.* К определению остаточных напряжений в цилиндре методом колец и полосок // Остаточные напряжения. – Куйбышев: КуАИ, 1971. – Вып. 53. – С. 32-42.
9. *Стеннов М.Н.* Статистические методы обработки результатов механических испытаний: Справочник. – М.: Машиностроение, 1985. – 232 с.
10. *Радченко В.П., Павлов В.Ф.* Наибольшая величина сжимающих остаточных напряжений при поверхностном упрочнении деталей // Труды МНТК «Прочность материалов и элементов конструкций». – Киев: ИПП им. Г.С. Писаренко НАНУ, 2011. – С. 354-357.
11. *Сазанов В.П., Чирков А.В., Самойлов В.А., Ларионова Ю.С.* Моделирование перераспределения остаточных напряжений в упрочнённых цилиндрических образцах при опережающем поверхностном пластическом деформировании // Вестник Самарского государственного аэрокосмического университета. – 2011. – № 3(27). Ч. 3. – С. 171-174.
12. *Павлов В.Ф.* Влияние на предел выносливости величины и распределения остаточных напряжений в поверхностном слое детали с концентратором. Сообщение II. Полые детали // Известия вузов. Машиностроение. – 1988. – № 12. – С. 37-40.
13. *Павлов В.Ф.* О связи остаточных напряжений и предела выносливости при изгибе в условиях концентрации напряжений // Известия вузов. Машиностроение. – 1986. – № 8. – С. 29-32.
14. *Павлов В.Ф.* Влияние характера распределения остаточных напряжений по толщине поверхностного слоя детали на сопротивление усталости // Известия вузов. Машиностроение. – 1987. – № 7. – С. 3-6.
15. *Кирпичёв В.А., Филатов А.П., Каранаева О.В., Чирков А.В., Семёнова О.Ю.* Прогнозирование предела выносливости поверхностно упрочнённых деталей при различной степени концентрации напряжений // Труды МНТК «Прочность материалов и элементов конструкций». – Киев: ИПП им. Г.С. Писаренко НАНУ, 2011. – С. 678-685.
16. *Кирпичёв В.А., Букатый А.С., Филатов А.П., Чирков А.В.* Прогнозирование предела выносливости поверхностно упрочнённых деталей при различной степени концентрации напряжений // Вестник УГАТУ. – 2011. – Т. 15, № 4(44). – С. 81-85.
17. *Сазанов В.П.* Исследование распределения компонентов остаточного напряжённого состояния в области наименьшего сечения поверхностно упрочнённой детали с кольцевым надрезом // Вестник Самарского государственного аэрокосмического университета. – 2012. – № 3(34). – С. 162-165.
18. *Сазанов В.П., Ларионова Ю.С., Колычев С.А.* Закономерности распределения компонентов остаточного напряжённого состояния в окрестности наименьшего сечения упрочнённой по-

- лой цилиндрической детали с кольцевым надрезом // Вестник Самарского государственного аэрокосмического университета. – 2012. – № 3(34). – С. 162-165.
19. Сазанов В.П., Чирков А.В., Семёнова О.Ю., Иванова А.В. Моделирование остаточного напряженного состояния деталей в условиях концентрации напряжений с использованием программного комплекса NASTRAN/PATRAN // Вестник Самарского государственного технического университета. Сер. Технические науки. – 2012. – № 1(33). – С. 106-114.

Статья поступила в редакцию 4 апреля 2014 г.

SURFACE HARDENED THREADED PIPE PARTS MADE OF HIGH-STRENGTH ALUMINUM ALLOY 1953T1 FATIGUE RESISTANCE

**V.A. Kirpichev¹, A.V. Ivanova¹, A.P. Filatov¹, O.S. Afanacieva²,
I.A. Mazurenko²**

¹Samara State Aerospace University
34, Moskovskoe shosse, Samara, 443086, Russian Federation

E-mail: sopromat@ssau.ru

²Samara State Technical University
244, Molodogvardeyskaya st., Samara, 443100, Russian Federation

E-mail: afa@pm.samgtu.ru

Outstripping superficial plastic deforming various regimes influence on polycyclic fatigue of threaded pipe specimens made of high-strength aluminum alloy 1953T1 has been examined. It's been shown that the most optimal type of hardening is rolling regime when pipe piece wall depth decrease by 1,5 mm. It's established that there's a direct correlation between hardened threaded specimens endurance limit increase and compressive residual stresses distribution character. This fact is well characterized using the average integral residual stresses criterion. Endurance limit increase prediction method for surface hardened threaded parts made of aluminum alloy 1953T1 using residual stresses distribution has been proposed.

Keywords: *threaded specimens, surface hardening, endurance limit, average integral residual stresses.*

Victor A. Kirpichev, Doctor of Technical Sciences, professor of the Strength of Materials Department.

Alina V. Ivanova, post-graduate student of the Strength of Materials Department.

Anatoly P. Filatov, Candidate of Technical Sciences, Associate professor of the Strength of Materials Department.

Olga S. Afanacieva, Candidate of Technical Sciences, Associate professor of the Applied Mathematics and Informatics Department.

Irina A. Mazurenko, post-graduate student of the Applied Mathematics and Informatics Department.