

ПРОГНОЗИРОВАНИЕ СОПРОТИВЛЕНИЯ УСТАЛОСТИ РЕЗЬБОВЫХ ДЕТАЛЕЙ ПРИ АСИММЕТРИЧНОМ ЦИКЛЕ НАГРУЖЕНИЯ

В связи с появлением и развитием различных программных комплексов в настоящее время предпринимаются попытки частичной замены испытаний на усталость разработкой методик прогнозирования предела выносливости упрочнённых деталей моделированием остаточного напряжённо-деформированного состояния в гладких деталях и деталях с концентраторами напряжений с применением современных САЕ- систем.

Известно, что достаточно точно связь между приращением предела выносливости упрочнённых деталей и остаточными напряжениями устанавливает методика, использующая критерий среднеинтегральных остаточных напряжений $\bar{\sigma}_{ост}$, [1]. Данный критерий определяется на критической глубине нераспространяющейся трещины усталости $t_{кр}$, которая возникает при напряжениях, близких к пределу выносливости. В данной работе было проведено исследование по прогнозированию предела выносливости поверхностно упрочнённых резьбовых деталей с позиций линейной механики разрушения.

В исследовании использованы результаты измерения остаточных напряжений в болтах М10 из титанового сплава ВТ16 с накатанной резьбой [1], которые определялись методом колец и полосок [2]. Расчётная часть исследований выполнялась методом конечно-элементного моделирования с использованием комплекса ANSYS. Первоначальные остаточные деформации по толщине упрочнённого поверхностного слоя образцов моделировались методом термоупругости [3, 4]. Моделировалась резьбовая деталь с кольцевой трещиной в осесимметричной постановке. Были проведены два типа расчётов для построения зависимостей:

1) коэффициента интенсивности напряжений (КИН) K_I от глубины трещины l ;

2) коэффициента K_I от максимального напряжения цикла σ_{max} .

Были получены зависимости коэффициента интенсивности напряжений от максимального напряжения цикла для неупрочнённой резьбовой детали и коэффициента интенсивности напряжений от максимального напряжения для резьбовой детали после поверхностного пластического упрочнения. Необходимо установить, является ли глубина трещины $t_{кр}$ нераспространяющейся. Данная опера-

ция необходима для подтверждения экспериментально установленной в [1] зависимости критической глубины нераспространяющейся трещины усталости, возникающей при напряжениях, близких к пределу выносливости, величина которой зависит лишь от размеров поперечного сечения детали, и реализуется посредством диаграммы зависимости КИН K_I от размера трещины l .

Полученная в результате расчёта зависимость КИН от глубины трещины для болта М10 из титанового сплава ВТ16 с остаточными напряжениями после накатывания резьбы представлена на рис. 1.

Из графиков на рис. 1 можно видеть, что при глубине трещины равной $t_{кр}$ размах коэффициента интенсивности напряжений ΔK не превышает порога записывания трещины K_{th} . Полученный результат позволяет сделать вывод, что дальнейшего роста трещины не происходит. Фактическая (экспериментальная) глубина нераспространяющейся трещины усталости $t_{кр}$ составила 0,176 мм.

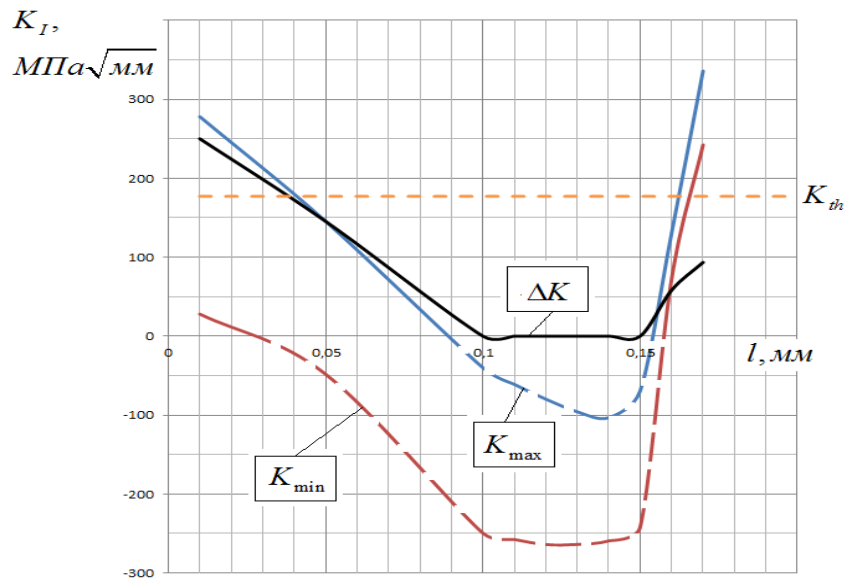


Рис. 1. Зависимость КИН K_I от глубины трещины l для болта М10 (ВТ16) с остаточными напряжениями после накатывания резьбы

Из рис. 1 следует, что на начальном этапе развития трещины концентрация сжимающих остаточных напряжений опережает концентрацию растягивающих и это приводит к снижению КИН. Здесь уместно отметить, что по модулю сжимающие остаточные напряжения в поверхностном слое в несколько раз превышают номинальные растягивающие. По мере роста трещины и удаления её вершины от поверхностного слоя со сжимающими напряжениями главную роль начинают выполнять растягивающие напряжения, что приводит к росту КИН. В случае, если минимальные значения размаха КИН ΔK будут находиться ниже порогового значения K_{th} , то происходит остановка усталостной трещины, которая становится уже нераспространяющейся.

Согласно методике [3], были получены графики зависимости для исследуемых образцов на глубине нераспространяющейся трещины $t_{кр} = 0,176$ мм. Графики зависимости $K_I = f(\sigma_{max})$ для резьбы М10 представлены на рис. 2.

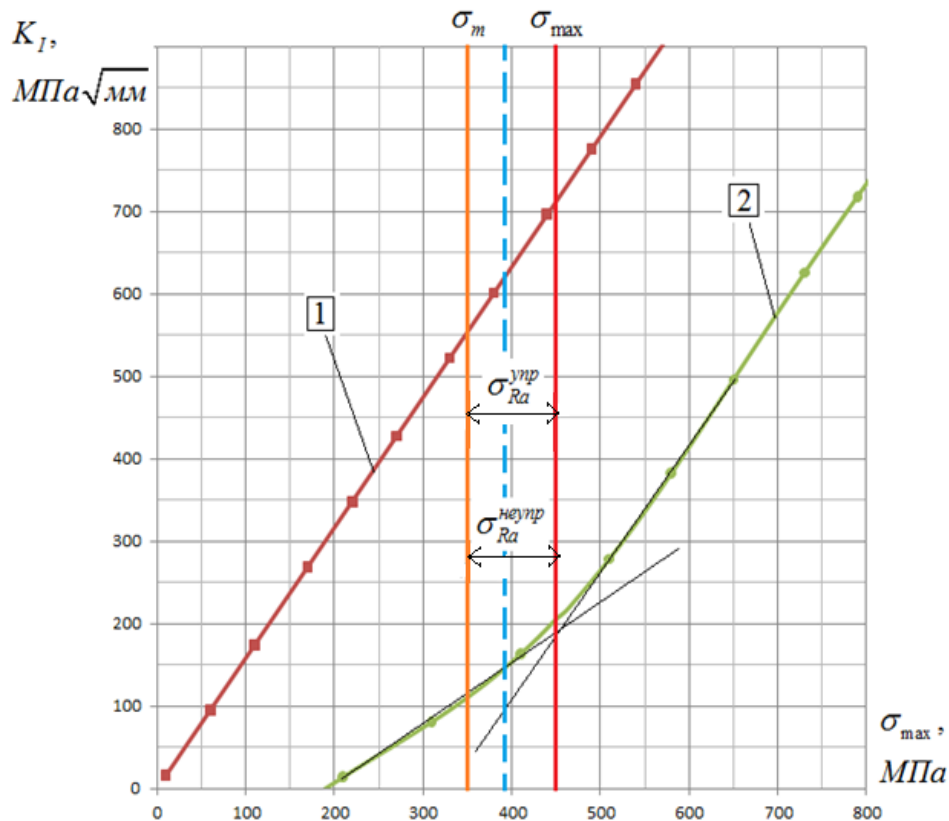


Рис. 2. Графики зависимости КИН K_I от максимальных напряжений цикла σ_{max} для резьбы М10 (ВТ16)

Как следует из рис. 2, график $K_I = f(\sigma_{max})$ для неупрочнённой (накатка + отжиг) резьбы (кривая 1) представляет собой линейную зависимость. Для упрочнённых деталей (отжиг + накатка) данная функция является ломаной линией (кривая 2), которая состоит из трёх участков. Исследования результатов расчёта показали, что первый (нулевой) участок соответствует состоянию, когда берега трещины полностью прижаты друг к другу, то есть усталостная трещина не раскрывается, несмотря на наличие растягивающих номинальных напряжений. Вторым участком представляет собой состояние упрочнённой резьбовой детали, когда трещина раскрывается изнутри при прижатой наружной части берегов. Третий участок представляет прямую линию, которая является параллельной прямой для аналогичной зависимости неупрочнённой резьбы.

Ранее было установлено, что максимальное напряжение цикла упрочнённой резьбовой детали соответствует точке перехода второго участка в третий. Отметим на графике зависимости КИН от максимальных напряжений цикла (рис. 2) значения средних σ_m и максимальных напряжений цикла σ_{max} , можно опреде-

лить приращение предела выносливости (предельной амплитуды) $\Delta\sigma_{Ra}$ резьбовой детали за счёт поверхностного упрочнения.

Результаты расчётов приращений пределов выносливости и их сравнение с результатами экспериментальных исследований приращений пределов выносливости после проведения испытаний на многоцикловую усталость представлены в табл. 1.

Таблица 1. Расчётные и экспериментальные приращения предела выносливости болтов М10

Материал	σ_m , МПа	σ_{Ra} , МПа			$ \sigma_{ост} $, МПа	Эксперимент	Расчёт	Погрешность, %
		накатывание+отжиг	отжиг+накатывание					
			эксперимент	расчёт				
ВТ16	350	42	102	113	-1070	$\Delta\sigma_{Ra}^{он}$, МПа 60	$\Delta\sigma_{Ra}^{рас}$, МПа 71	15,5

Из представленных в табл. 1 данных можно видеть, что упрочнение поверхности (накатывание резьбы после отжига заготовки) во всех исследованных случаях повышает предел выносливости детали. Погрешность между расчётными и экспериментальными значениями приращений амплитуды цикла не превышает 16 %.

Библиографический список

1. Иванов, С.И. Технологические остаточные напряжения и сопротивление усталости авиационных резьбовых деталей / С. И. Иванов, В. Ф. Павлов, Г. В. Коновалов, Б. В. Минин. – М.: Машиностроение, 1991. – 204 с.
2. Иванов, С.И. Определение остаточных напряжений в резьбе болтов методом колец и полосок / С.И. Иванов, Н.Г. Трофимов, Э.И. Фрейдин, В.Г. Фокин, М.П. Шатунов // Вестник машиностроения. – 1980. – №5. – С. 37-38.
3. Сазанов, В.П. Прогнозирование предела выносливости упрочнённых деталей с использованием конечно-элементного моделирования усталостной трещины / В.П. Сазанов, В.С. Вакулюк, О.М. Пилипив, А.В. Письмаров, И.Ю. Курсова // XXII Всероссийский семинар по управлению движением и навигации летательных аппаратов. – 2020. – Ч. II. – С. 65-68.
4. Сазанов, В.П. Определение первоначальных деформаций в упрочнённом слое цилиндрической детали методом конечно-элементного моделирования с использованием расчётного комплекса PATRAN/NASTRAN / В.П. Сазанов, В.А. Кирпичёв, В.С. Вакулюк, В.Ф. Павлов // Вестник УГАТУ. – 2015. – Т. 19. – №2(68). – С. 35-40.