

В.А. Кирпичёв, В.С. Вакулюк, В.Ф. Павлов // Вестник УГАТУ. – 2015. – Т. 19. – №2 (68). – С. 35–40.

10. Саушкин, М.Н. Конечно-элементное моделирование распределения остаточных напряжений в сплошных упрочнённых цилиндрических образцах с полукруглым надрезом / М.Н. Саушкин, А.Ю. Куров // Вестн. Сам. гос. техн. ун-та. – Сер. Физ.-мат. Науки. – 2011. – №3 (24). – С. 72-78.

11. Биргер, И.А. Остаточные напряжения [Текст]/ И.А, Биргер. – М.: Машгиз. – 1963. – 232 с.

12. Иванов, С.И. Остаточные напряжения и сопротивление усталости высокопрочных резьбовых деталей [Текст]/ С.И. Иванов, В.Ф. Павлов, Б.В. Минин и др. – Самара: Издательство СНЦ РАН. – 2015. – 170 с.

УДК 621.787:539.319

*Злобин А.С., Кочерова Е.Е., Караньева О.В.,
Матвеева К.Ф., Коваль И.Ю.*

РАСЧЁТ КИН РЕЗЬБОВЫХ ДЕТАЛЕЙ С УЧЁТОМ КОНТАКТНОГО ВЗАИМОДЕЙСТВИЯ БЕРЕГОВ ТРЕЩИНЫ ПРИ НАЛИЧИИ ОСТАТОЧНЫХ НАПРЯЖЕНИЙ

Более 40 % всех дефектов газотурбинных двигателей носят усталостный характер [1]. Сопротивление усталости определяет работоспособность деталей, испытывающих большие переменные нагрузки. Для повышения сопротивления усталости широко применяют методы поверхностного пластического деформирования (ППД), в результате которых в поверхностном слое деталей возникают сжимающие остаточные напряжения [2, 3]. Наибольшая эффективность применения ППД достигается в деталях с концентраторами напряжений, к которым, в том числе, относятся резьбовые детали.

Усталостное разрушение возникает в результате постепенного развития трещины. Одной из характеристик напряжённого состояния детали при вершине трещины является коэффициент интенсивности напряжений (КИН), который используется в линейной механике разрушения для количественной оценки сопротивления усталости на основе уравнения Пэриса [4]:

$$\frac{dl}{dN} = C \cdot \Delta K^m, \quad (1)$$

где l – длина трещины; N – число циклов нагружения; $\Delta K = K_{\max} - K_{\min}$ – размах КИН, здесь K_{\max} и K_{\min} – максимальное и минимальное значения КИН за цикл нагружения соответственно; C , m – коэффициенты уравнения Пэриса.

КИН определяет поле напряжений при вершине трещины, а также то, что происходит внутри зоны пластичности. Другими словами, КИН является мерой всех напряжений и деформаций. Когда напряжения и деформации при вершине трещины достигают критических значений, происходит расширение трещины. Применение КИН в качестве параметра, обобщающего условия нагружения материала при вершине трещины, удобно тем, что он позволяет использовать результаты лабораторных испытаний на стандартных образцах при расчёте реальных деталей. В общем случае на резьбовые соединения действуют растягивающие, срезающие, а также дополнительные (изгибающие, крутящие и т. д.) нагрузки [5].

Растягивающие усилия являются основным, наиболее часто встречающимся видом нагружения резьбовых деталей и бывают вызваны, как правило, двумя составляющими: предварительной затяжкой соединения и нагрузкой, возникающей на фланцах при работе сопрягаемых деталей. Примерами таких нагрузок могут служить давление, действующее на крышку сосуда, осевые силы, возникающие на корпусах и роторах компрессоров и турбин, а также нагрузки, обусловленные температурными деформациями деталей.

Как правило, для резьбовых деталей опасным сечением, в котором возникает трещина, является впадина резьбы. Растягивающие усилия приводят к раскрытию трещины и, соответственно, росту КИН. Им противодействуют сжимающие остаточные напряжения в поверхностном слое деталей, которые стремятся сомкнуть берега трещины.

Вследствие взаимодействия берегов трещины изменяется напряжённое состояние при её вершине, а следовательно, и КИН. Поэтому крайне важно учитывать этот фактор при определении размаха КИН. Продемонстрируем это на примере расчёта КИН при вершине трещины во впадине резьбы болта М6 из титанового сплава ВТ16. Для определения напряжённо-деформированного состояния

исследуемой зоны будем использовать метод конечных элементов, реализованный в программном комплексе ANSYS. Нагружение болта осуществляется усилием растяжения по асимметричному знакопостоянному циклу (минимальная нагрузка $P_{\min} = 2,0$ кН, максимальная – $P_{\max} = 12,0$ кН). Уровень нагрузок соответствует малоцикловой области работы болта М6.

Конечно-элементная модель (КЭМ) исследуемой области резьбы показана на рис. 1.

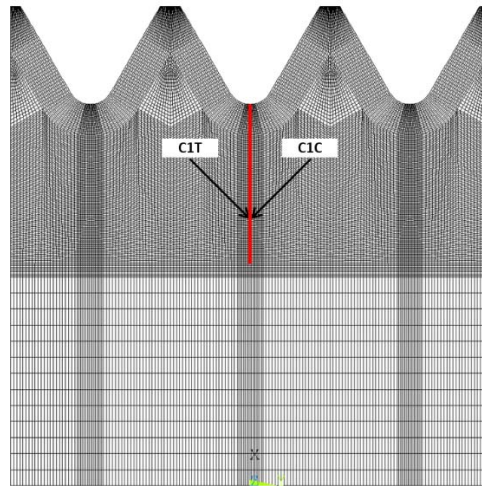


Рис. 1. Конечно-элементная модель исследуемой области болта М6

В ней выделены группы узлов C1T и C1C, которые относятся к левому и правому берегам трещины соответственно. На основе этих узлов создаются контактные элементы типа TARGE169 и CONTA172. Распределение остаточных напряжений $\sigma_{ост}$ по глубине a поверхностного слоя после накатывания резьбы и обработки микрошариками принято на основе экспериментальных данных [6] и показано на рис. 2.

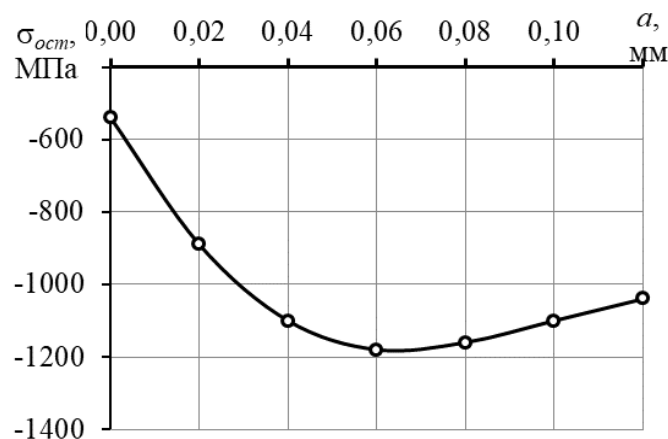


Рис. 2. Распределение остаточных напряжений по глубине поверхностного слоя болта М6 из сплава ВТ16 после накатывания резьбы и обработки микрошариками

Для моделирования остаточных напряжений применяется метод термоупругости [7–10], основанный на решении задачи о первоначальных деформациях [11].

Определим зависимость КИН от длины трещины l для двух расчётных случаев: в первом контактное взаимодействие берегов трещины не моделируется, во втором – моделируется.

Вычисленные зависимости $K_{\min}(l)$, $K_{\max}(l)$ и $\Delta K(l)$ показаны на рис. 3, 4 и 5 соответственно.

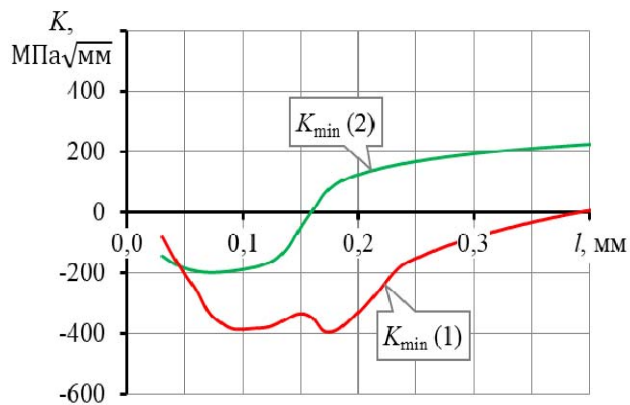


Рис. 3. Зависимость минимального (за цикл нагружения) КИН от длины трещины

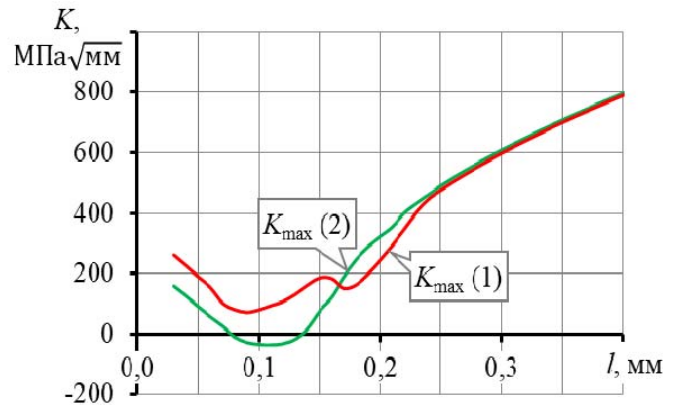


Рис. 4. Зависимость максимального (за цикл нагружения) КИН от длины трещины

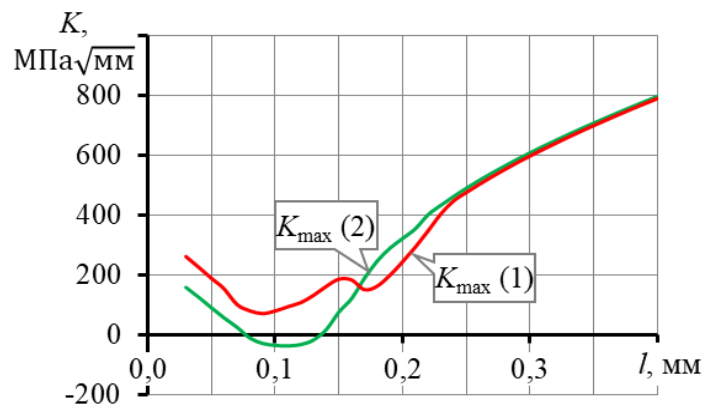


Рис. 5. Зависимость размаха КИН от длины трещины

Цифрами в скобках обозначены номера расчётных случаев. Поскольку при величинах КИН, меньших или равных нулю, энергия на рост трещины

не поступает, то за размах КИН ΔK принимается только его эффективная составляющая в соответствии со следующим условием:

$$\Delta K = K_{\max} - K_{\min} \quad \text{при } K_{\max} > K_{\min} > 0;$$

$$\Delta K = K_{\max} \quad \text{при } K_{\max} > 0, K_{\min} \leq 0;$$

$$\Delta K = 0 \quad \text{при } K_{\min} < K_{\max} < 0.$$

Как видно из представленных результатов, при учёте контактного взаимодействия берегов трещины изменяются не только абсолютные значения КИН, но также и характер его зависимости от длины трещины. Из рис. 3 видно, что при минимальной внешней нагрузке остаточные напряжения существенно влияют на КИН во всём диапазоне длин трещины и приводят к его увеличению за счёт контактного взаимодействия её берегов.

Максимальная внешняя нагрузка оказывает превалирующее влияние на КИН и при достижении трещиной определённой длины контактное взаимодействие её берегов практически не отражается на величине КИН (рис. 4). Следовательно, учёт контактного взаимодействия берегов трещины приводит к снижению размаха КИН в цикле нагружения (рис. 5), вследствие чего, исходя из уравнения (1), снижается скорость роста трещины и увеличивается число циклов до наступления предельного состояния детали (разрушения или возникновения недопустимых деформаций).

Таким образом, проведённое исследование показало, что наличие сжимающих остаточных напряжений в поверхностном слое впадины резьбы приводит к контактному взаимодействию берегов трещины, которое необходимо учитывать для корректного определения КИН в её вершине.

Библиографический список

1. Ануров, Ю.М. Основы обеспечения прочностной надёжности авиационных двигателей и силовых установок / Ю.М. Ануров, Д.Г. Федорченко. – СПб.: Изд-во СПбГПУ. – 2004. – 390 с.

2. Карпенко, Г.В. Повышение малоциклового долговечности стальных деталей в рабочих средах методом поверхностного наклёпа / Г.В. Карпенко, И.П. Пистун, А.Б. Куслицкий [и др.] // Вестник машиностроения – 1977. – №5. – С. 65–67.

3. Кудрявцев, П.И. Нераспространяющиеся усталостные трещины / П.И. Кудрявцев. – М.: Машиностроение – 1982. – 171 с.

4. Пэрис, П. Критический анализ законов распространения трещин / П. Пэрис, Ф. Эрдоган // Техническая механика. Труды Американского общества инженеров механиков – 1963. – Серия D. – Т. 85. – №4. – С. 60–68.

5. Биргер, И.А. Резьбовые и фланцевые соединения / И.А. Биргер, Г.Б. Иосилевич. – М.: Машиностроение – 1990. – 368 с.

6. Иванов, С.И. Остаточные напряжения и сопротивление усталости высокопрочных резьбовых деталей [Текст]/ С.И. Иванов, В.Ф. Павлов, Б.В. Минин и др. – Самара: Издательство СНЦ РАН. – 2015. – 170 с.

7. Вакулюк, В.С. Применение метода термоупругости при конечно-элементном моделировании остаточного напряжённого состояния в поверхностно упрочнённых деталях / В.С. Вакулюк, В.П. Сазанов, В.К. Шадрин, Н.Н. Микушев, А.С. Злобин // Известия СНЦ РАН. – Т. 16. – №4. – 2014. – С. 168–174.

8. Сазанов, В.П. Исследование влияния первоначальных радиальных деформаций на распределение остаточных напряжений в поверхностно упрочнённом цилиндре / В.П. Сазанов, В.С. Вакулюк, С.А. Михалкина // Известия СНЦ РАН. – 2014. – Т. 16. – №4. – С. 163–167.

9. 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.

10. Саушкин, М.Н. Конечно-элементное моделирование распределения остаточных напряжений в сплошных упрочнённых цилиндрических образцах с полукруглым надрезом / М.Н. Саушкин, А.Ю. Куров // Вестн. Сам. гос. техн. ун-та. – Сер. Физ.-мат. Науки. – 2011. – №3 (24). – С. 72–78.

11. Биргер, И.А. Остаточные напряжения / И.А. Биргер. – М.: Машгиз. – 1963. – 232 с.