

3) Применение углеродных нанотрубок NCM Chrome S позволило уменьшить количество хромового ангидрида в составе электролита с 225-275 г/л до 140-170 г/л.

4) Успешно пройдены климатические и ресурсные испытания деталей «Шток №1» и «Шток №2», укомплектованных штоками с хромовым покрытием, полученным при использовании углеродных нанотрубок NCM Chrome S.

5) Обеспечено повышение твёрдости хромового покрытия с использованием углеродных нанотрубок NCM Chrome S до величины 1290 кгс/мм<sup>2</sup>.

6) Кластерное хромовое покрытие деталей с углеродными нанотрубками NCM Chrome S соответствует требованиям технологического процесса по твёрдости, прочности сцепления покрытия с основным материалом детали (адгезии), пористости и шероховатости.

В производстве АО «Авиаагрегат» благодаря замене электролита в рамках всего одного технологического процесса получено покрытие, превосходящее по своим свойствам и по скорости нанесения покрытие, получаемое по исходному технологическому процессу.

#### **Библиографический список**

1. Букатый, А.С. Кластерное хромирование деталей с применением нанопорошка оксида алюминия / А.С. Букатый, В.В. Лунин, В.К. Шадрин, Е.В. Зотов, А.Ю. Мухин // Самара: Международная научно-техническая конференция «Проблемы и перспективы развития двигателестроения». – 2021. – Т. 2. – С. 319–321.

УДК 621.787:539.319

*Злобин А.С.*

### **ОЦЕНКА МАЛОЦИКЛОВОЙ УСТАЛОСТИ РЕЗЬБОВЫХ ДЕТАЛЕЙ С ОСТАТОЧНЫМИ НАПРЯЖЕНИЯМИ С УЧЁТОМ КОНТАКТНОГО ВЗАИМОДЕЙСТВИЯ БЕРЕГОВ ТРЕЩИНЫ**

Разрушения от малоциклового усталости составляют до 10 % дефектов газотурбинных двигателей вследствие действия нерасчётных режимов нагружения, информации о которых не имелось на стадии проектирования, а также вследствие несовершенства самих методов расчётной оценки прочности, не учитывающих

отдельные конструктивные, технологические и эксплуатационные факторы [1]. При этом до одной трети разрушений элементов авиационных конструкций приходится на болтовые и заклёпочные соединения [2]. Остаточные напряжения в поверхностном слое деталей, в том числе резьбовых, существенно влияют на сопротивление малоциклового усталости [3–5]. В связи с этим возникает задача оценки малоциклового усталости резьбовых деталей с учётом остаточных напряжений.

Эта задача может быть решена с помощью подходов линейной механики разрушения. Пэрисом [6] предложено уравнение, связывающее скорость роста трещины с характеристикой напряжённого состояния детали при вершине трещины – коэффициентом интенсивности напряжений (КИН):

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

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.

Примем допущение, что во впадине вновь изготовленной резьбовой детали уже присутствует некий начальный дефект (трещина), который развивается при действии циклически изменяющихся рабочих нагрузок. Такой подход оправдан тем, что, во-первых, даёт более консервативную оценку малоциклового усталости (в запас), во-вторых, в деталях, как правило, всегда присутствуют исходные повреждения, которые могут не выявляться методами неразрушающего контроля. К таким повреждениям, например, относятся:

– дефекты, связанные с получением заготовок и полуфабрикатов (структурная неоднородность материала, посторонние включения);

– дефекты, связанные с изготовлением детали (риски, забоины, прижоги).

Размер начального повреждения (трещины)  $l_0$  назначается исходя из минимального размера дефекта, фиксируемого методами неразрушающего контроля. Для моделирования остаточных напряжений целесообразно применить метод термоупругости [7–10], основанный на решении задачи о первоначальных деформациях [11]. Наличие остаточных напряжений в поверхностном слое резьбы приводит к взаимодействию берегов трещины, вследствие чего изменяется на-

пряжённое состояние при её вершине, а следовательно, и КИН. Поэтому крайне важно учитывать этот фактор при оценке малоциклового усталости деталей с остаточными напряжениями.

Выполним расчёт циклической долговечности с учётом контактного взаимодействия берегов трещины на примере болта резьбы 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).

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

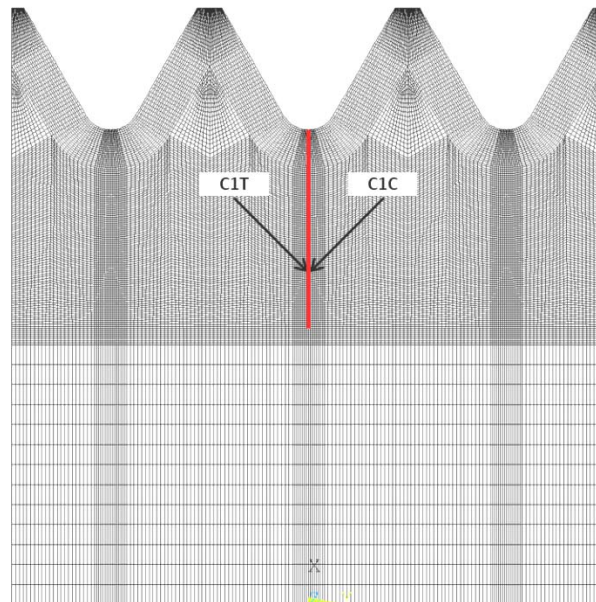


Рис. 1. Конечно-элементная модель исследуемой области болта М6

В КЭМ выделены группы узлов C1T и C1C, которые относятся к левому и правому берегам трещины соответственно. На основе этих узлов создаются контактные элементы типа TARGET169 и CONTA172.

Распределение остаточных напряжений  $\sigma_{ост}$  по глубине  $a$  поверхностного слоя после накатывания резьбы и обработки микрошариками принято на основе экспериментальных данных [12] и показано на рис. 2. Вначале рассчитаем значения КИН при различных длинах трещины  $l$ . Вычисленные зависимости  $K_{\max}(l)$  и  $\Delta K(l)$  показаны на рис. 3.

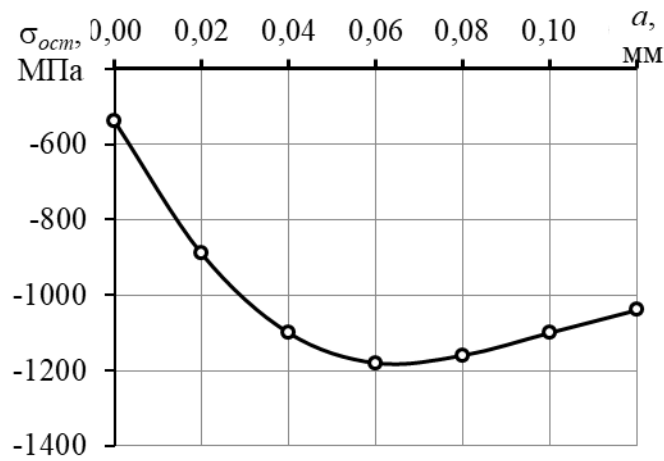


Рис. 2. Распределение остаточных напряжений по глубине поверхностного слоя болта М6 из сплава ВТ16 после накатывания резьбы и обработки микрошариками

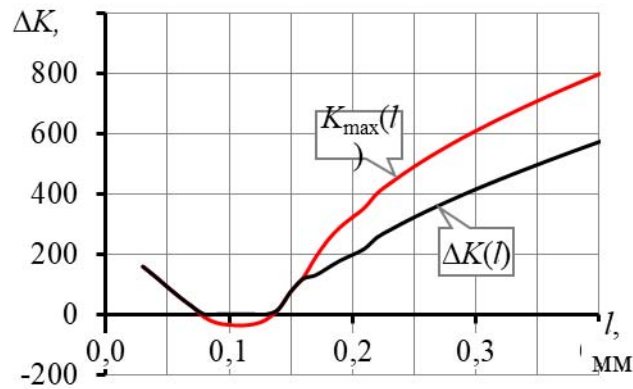


Рис. 3. Зависимости  $K_{max} = f(l)$  и  $\Delta K = f(l)$  для болта М6 из сплава ВТ16 после накатывания резьбы и обработки микрошариками

Поскольку при величинах КИН, меньших или равных нулю, энергия на рост трещины не поступает, то за размах КИН  $\Delta K$  принимается только его эффективная составляющая в соответствии со следующим условием:

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

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

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

Число циклов до разрушения  $N$  определяется исходя из уравнения Пэриса (1), для этого рассчитывается приращение длины трещины  $\Delta l$  за каждый  $j$ -й цикл нагружения:

$$\Delta l_j = C \cdot [\Delta K_j(l_{j-1})]^m, \quad (2)$$

где  $l_{j-1}$  – длина трещины к моменту выполнения  $j$ -го цикла нагружения;  $\Delta K_j(l_{j-1})$  – размах КИН в  $j$ -м цикле нагружения при длине трещины  $l_{j-1}$ .

Длина трещины перед  $j$ -м циклом нагружения определяется по формуле:

$$l_{j-1} = l_0 + \sum_{i=1}^{j-1} \Delta l_i, \quad (3)$$

где  $l_0$  – начальная длина трещины;  $\Delta l_i$  – приращение длины трещины в  $i$ -м цикле нагружения.

Вычисляя по уравнениям (2) и (3) приращение длины трещины и её суммарную длину в каждом цикле нагружения, строится зависимость длины трещины  $l$  от числа циклов нагружения  $N$ . Циклическая долговечность детали будет соответствовать критической длине трещины  $l_C$ .

Длину  $l_0$  примем равной 0,190 мм в связи с тем, что при меньшей длине трещине размах КИН  $\Delta K$  не превышает пороговое значение  $K_{th} = 177,1 \text{ МПа}\sqrt{\text{мм}}$ . Критическую длину трещины определим исходя из условия:

$$K_{\max}(l_C) \geq K_C, \quad (4)$$

где  $K_C$  – критическое значение КИН, соответствующее границе между устойчивым и ускоренным ростом трещины.

Исходя из условия (4)  $l_C$  будет равна 0,533 мм. Тогда число циклов, за которое длина трещины вырастет от  $l_0$  до  $l_C$  составит 16359 циклов.

В результате испытаний болтов М6 при тех же условиях [12] число циклов до разрушения составило от 10147 до 20734 циклов. Следовательно, погрешность расчёта составила 61,2% (завышенная оценка) при сравнении с минимальным экспериментальным значением и минус 21,1 % (в запас) – при сравнении с максимальным. Такую точность можно считать удовлетворительной, поскольку сами экспериментальные характеристики малоциклового усталости имеют большой разброс, до 2 и более раз (то есть более 100 %).

Таким образом, проведённое исследование показало, что учёт контактного взаимодействия берегов трещины при расчёте малоциклового усталости резьбовых деталей с остаточными напряжениями позволяет получить хорошее совпадение с экспериментальными данными.

## Библиографический список

1. Ануров, Ю.М. Основы обеспечения прочностной надежности авиационных двигателей и силовых установок / Ю.М. Ануров, Д.Г. Федорченко. – СПб.: Изд-во СПбГПУ. – 2004. – 390 с.
2. Пширков, В.Ф. Технологические особенности создания высокоресурсных болтовых соединений самолётов / В.Ф. Пширков. – М.: Воениздат. – 1986. – 186 с.
3. Злобин А.С. Оценка влияния остаточных напряжений на малоцикловую усталость резьбовых деталей / А.С. Злобин // Вестник Самарского государственного аэрокосмического университета. – 2015. – Т. 14. – №4. – С. 118–125.
4. Карпенко, Г.В. Повышение малоцикловой 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.
5. Кудрявцев, П.И. Нераспространяющиеся усталостные трещины / П.И. Кудрявцев. – М.: Машиностроение – 1982. – 171 с.
6. 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.
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 [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]: