

В.П. Сазанов, О.Ю. Семёнова, В.А. Кирпичёв, В.С. Вакулюк // Вестник УГАТУ. – 2016. – Т. 20. – №3(73). – С. 31–37.

6. Павлов, В.Ф. Влияние на предел выносливости величины и распределения остаточных напряжений в поверхностном слое детали с концентратором. Сообщение I. Сплошные детали / В.Ф. Павлов // Известия вузов. Машиностроение. – 1988. – №8. – С. 22–26.

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

8. Кудрявцев, П.И. Развитие усталостных трещин в сталях в связи с поверхностным наклёпом / П.И. Кудрявцев, Т.И. Морозова // Исследования по упрочнению деталей машин. М.: Машиностроение. – 1972. – С. 194–200.

9. Кудрявцев, П.И. Некоторые особенности строения трещин усталости в низкоуглеродистой стали / П.И. Кудрявцев // Повышение прочности и долговечности деталей машин. Кн. ЦНИИТМАШ, М.: Машиностроение. – 1969. – №110. – С. 105–113.

10. Трощенко, В.Т. Трещиностойкость металлов при циклическом нагружении / В.Т. Трощенко, В.В. Покровский, А.В. Прокопенко. – Киев: Наукова Думка, 1987. – 256 с.

УДК 621.787:539.319

*Письмаров А.В., Сазанов В.П., Семёнова О.Ю.,
Михалкина С.А., Колычев С.А.*

О РАСКРЫТИИ УСТАЛОСТНОЙ ТРЕЩИНЫ В РЕЗЬБОВЫХ ДЕТАЛЯХ С ПОВЕРХНОСТНЫМ УПРОЧНЕНИЕМ

Установление связи между остаточными напряжениями и сопротивлением деталей усталости является одним из важных вопросов механики остаточных напряжений [1]. В данной работе приведены результаты исследования по установлению связи между остаточными напряжениями и пределом выносливости упрочнённой резьбы с позиций линейной механики разрушения

Профиль резьбы характеризуется высокой степенью концентрации напряжений и поэтому образование усталостной трещины происходит в его впадине.

Проведённые исследования показали, что влияние технологии изготовления на сопротивление усталости резьбовых деталей в значительной мере проявляется через остаточные напряжения во впадинах резьбы. Для определения остаточных напряжений применяются, как правило, механические методы, основанные на удалении слоёв материала детали и измерении возникающих при этом перемещений или деформаций. Физические методы измерения остаточных напряжений – рентгеновский, магнитный, ультразвуковой и другие широкого распространения не получили, так как имеют значительно меньшую точность, сложны в осуществлении, неприемлемы для исследования распределения напряжений по слоям, а также в резких концентраторах, каковыми являются впадины резьбы.

Для определения остаточных напряжений в резьбовых деталях подходят два метода: метод колец и полосок; а также метод удаления части поверхности впадин резьбы. Метод колец и полосок [2], нашедший широкое применение при исследовании остаточных напряжений в гладких цилиндрических деталях, можно использовать для деталей с резьбой М10 и выше. Преимущество этого метода заключается в возможности определения двух компонент остаточного напряжённого состояния. Метод удаления части поверхности [2, 3], также широко используемый для определения остаточных напряжений гладких деталей, наиболее удобен для измерения остаточных напряжений во впадинах резьбы малого диаметра. Он позволяет определить лишь один наиболее важный компонент напряжённого состояния. Следует заметить, что этот метод является менее трудоёмким, чем метод колец и полосок.

Для исследования использовались результаты измерения остаточных напряжений в болтах М6 из титанового сплава ВТ16 с накатанной резьбой [2]. На рис. 1 приведена эпюра остаточных напряжений во впадине, полученная методом удаления части поверхности.

Расчёты в исследовании выполнены методом конечно-элементного моделирования в среде расчётного комплекса ANSYS. Для моделирования резьбы с кольцевой трещиной во впадине был применён гармонический осесимметричный конечный элемент типа PLANE 83 объёмного напряжённо-деформированного состояния с восемью узлами, который позволяет на модели выполнять различные виды нагружения.

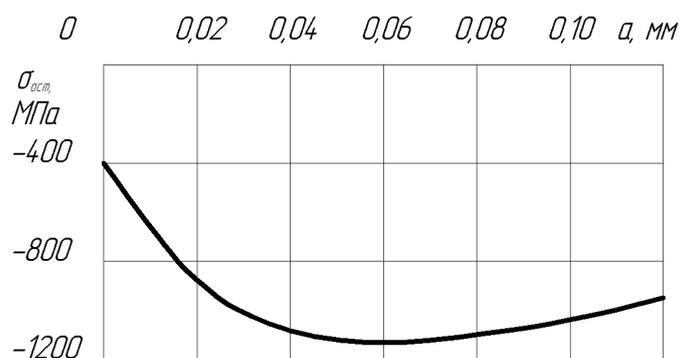


Рис. 1. Остаточные напряжения во впадинах накатанной резьбы болтов М6 из сплава ВТ16

Моделирование контакта берегов трещины выполнено с использованием конечного элемента нелинейной связи типа CONTA172, TARGE16. Остаточное напряжённо-деформированное состояние в виде первоначальных деформаций было введено методом термоупругости [4] в виде соответствующему ему переменного температурного поля по толщине упрочнённого слоя впадины.

Коэффициент интенсивности напряжений (КИН) был определён для глубины кольцевой трещины в интервале от 0,01 мм до 0,20 мм, расположенной в наименьшем сечении впадины. Осевая растягивающая сила соответствует пределу выносливости болта. На рис. 2 приведён график зависимости коэффициента интенсивности напряжений от глубины трещины $K_I = f(l)$.

Из графика на рис. 2 следует, что зависимость $K_I = f(l)$ имеет минимум и если КИН оказывается ниже порогового значения $K_{кр}$, то трещина остановится в своём развитии. Эта особенность, очевидно, и объясняет появление нераспространяющихся трещин усталости в упрочнённых деталях с концентраторами напряжений [1, 5-9].

На рис. 2 отрицательная часть КИН показана пунктиром, так как в этом случае теряется его физический смысл (трещина закрыта).

Вторая часть исследований проведена по результатам расчётов зависимости КИН от максимального напряжения цикла при фиксированном значении глубины трещины для неупрочнённой и упрочнённой резьбы. Наибольший интерес представляет зависимость $K_I = f(\sigma_{max})$ для трещины глубиной, равной критической глубине $t_{кр}$ нераспространяющейся трещины усталости, которая для сплошных цилиндрических деталей с концентраторами напряжений определяется по фор-

муле $t_{кр} = 0,0216D_1$, полученной на основании многочисленных экспериментов, где D_1 – диаметр наименьшего опасного сечения. Для резьбы М6 размер критической глубины нераспространяющейся трещины усталости $t_{кр}$ равен 0,103 мм. Результаты расчёта для $l = t_{кр}$ приведены на рис. 3.

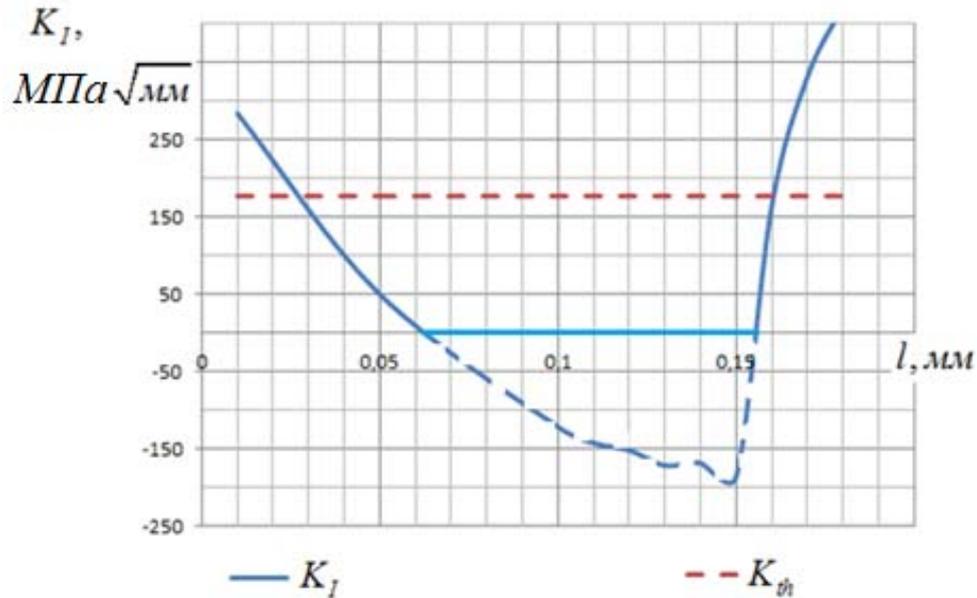


Рис. 2. Зависимость КИН от глубины трещины l для болта М6 из сплава ВТ16 с остаточными напряжениями после накатывания резьбы

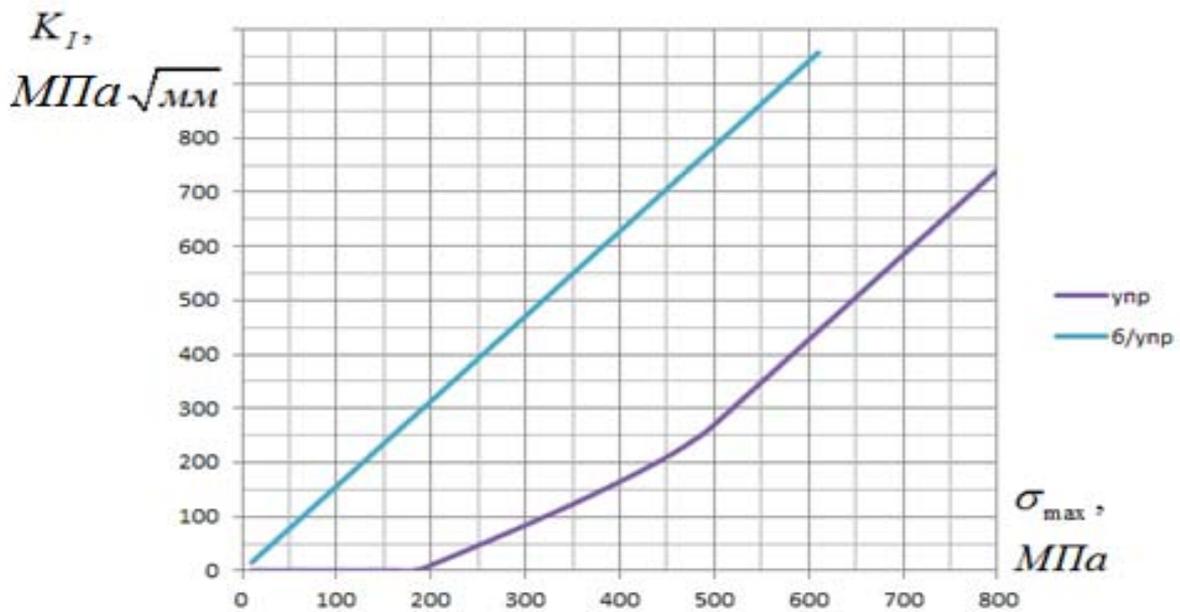


Рис. 3. Зависимости коэффициента интенсивности напряжений от максимального напряжения для резьбы М6 из сплава ВТ16 без упрочнения и с упрочнением

Как следует из графиков (рис. 3), график $K_I = f(\sigma_{max})$ для неупрочнённой резьбы представляет собой линейную зависимость. Для упрочнённых деталей данная функция является ломаной линией, 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 растягивающие номинальные напряжения. Второй участок представляет собой следующую схему, когда трещина раскрывается изнутри при прижатой наружной части берегов. Третий участок представляет прямую линию, которая является параллельной прямой для аналогичной зависимости неупрочнённой резьбы. Точки излома соответствуют переходам из одной силовой схемы нагружения резьбы с трещиной в последующую схему.

Предельная амплитуда цикла для детали с остаточными напряжениями по критерию среднеинтегральных напряжений $\bar{\sigma}_{ocm}$ определяется по формуле:

$$\sigma_{Ra} = \sigma_{Ra}^0 - \bar{\Psi}_{\sigma}^{(m)} \bar{\sigma}_{ocm}, \quad (1)$$

где σ_{Ra} – предельная амплитуда цикла для детали с остаточными напряжениями;
 σ_{Ra}^0 – предельная амплитуда цикла для детали без остаточных напряжений;
 $\bar{\Psi}_{\sigma}^{(m)}$ – коэффициент влияния остаточных напряжений на предельную амплитуду цикла при среднем напряжении σ_{m} .

Из формулы (1) следует выражение для определения приращения предельной амплитуды цикла:

$$\Delta\sigma_{Ra} = \bar{\Psi}_{\sigma}^{(m)} \left| \bar{\sigma}_{ocm} \right|. \quad (2)$$

Для оценки возможности прогнозирования предела выносливости болта с упрочнённой резьбой при асимметричном цикле нагружения проведём на графике зависимости $K_I = f(\sigma_{max})$ вертикальную линию, которая соответствует среднему σ_m и максимальному σ_{max} напряжениям цикла, соответствующих результатам испытаний на усталость (рис. 4). Как оказалось, предел выносливости по расчёту с помощью критерия среднеинтегральных напряжений $\bar{\sigma}_{ocm}$ и полученный по результатам испытаний находятся вблизи точки перегиба, соответствующей максимальному напряжению цикла, при котором полностью раскрываются берега трещины (рис. 4).

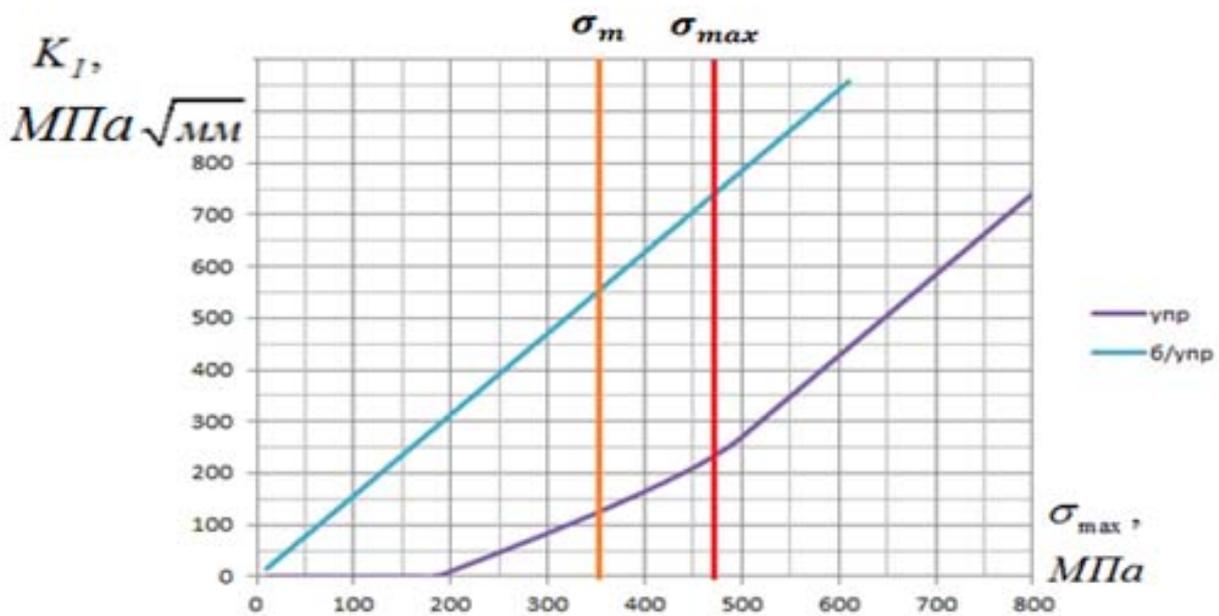


Рис. 4. Прогнозирование приращения предела выносливости

Необходимо также отметить, что аналогичные результаты были получены при исследовании болтов с резьбой М10 из титанового сплава ВТ16 и болтов с резьбой М6, М10 из стали 16ХСН. Таким образом, результаты, приведённые в данной работе, позволяют сделать вывод, что прогнозирование предела выносливости при асимметричном цикле нагружения болтов можно выполнять методом конечно-элементного моделирования резьбы с трещиной, длина которой равна критической глубине нераспространяющейся трещины усталости $t_{кр}$.

Результаты значений параметров по результатам испытаний на усталость и их расчётные значения, полученные при исследовании, приведены в табл. 1.

Таблица 1. Результаты экспериментальных и расчётных значений параметров усталости болтов

Материал	Резьба	σ_m , МПа	σ_{Ra} , МПа			$\sigma_{ост}$, МПа	Опыт	Расчёт	Погрешность, %
			накатывание+отжиг	отжиг+накатывание			$\Delta\sigma_{Ra}^{on}$, МПа	$\Delta\sigma_{Ra}^{рас}$, МПа	
				опыт	расчёт				
ВТ16	М6	350	47	118	120	-1150	71	73	2,73
	М10		42	102	113	-1070	60	71	15,5
16ХС	М6		66	118	110	-890	52	44	18,2
Н	М10		51	93	89	-820	42	38	10,5

Вывод. Прогнозирование предела выносливости резьбы с упрочнением поверхности при асимметричном цикле в случае растяжения-сжатия возможно выполнять с позиций линейной механики разрушения.

Библиографический список

1. Павлов, В.Ф. Прогнозирование сопротивления усталости поверхностно упрочнённых деталей по остаточным напряжениям / В.Ф. Павлов, В.А. Кирпичёв, В.С. Вакулюк. – Самара: Издательство СНЦ РАН, 2012. – 125 с.

2. Иванов, С.И. Остаточные напряжения и сопротивление усталости высокопрочных резьбовых деталей / С.И. Иванов, В.Ф. Павлов, Б.В. Минин, В.А. Кирпичёв, Е.П. Кочеров, В.В. Головкин. – Самара: Издательство СНЦ РАН, 2015. – 170 с.

3. Иванов, С.И. К определению остаточных напряжений в цилиндре методом снятия части поверхности / С.И. Иванов, И.В. Григорьева // Вопросы прочности элементов авиационных конструкций. – Куйбышев: КуАИ. – 1971. – Вып. 48. – С.179–183.

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.

5. Кудрявцев, П.И. Нераспространяющиеся усталостные трещины [Текст] / П.И. Кудрявцев. – М.: Машиностроение, 1982. – 171 с.

6. Павлов, В.Ф. Влияние на предел выносливости величины и распределения остаточных напряжений в поверхностном слое детали с концентратором. Сообщение I. Сплошные детали / В.Ф. Павлов // Известия вузов. Машиностроение. – 1988. – №8. – С. 22–26.

7. Павлов, В.Ф. Влияние на предел выносливости величины и распределения остаточных напряжений в поверхностном слое детали с концентратором. Сообщение II. Полые детали / В.Ф. Павлов // Известия вузов. Машиностроение. – 1988. – №12. – С. 37–40.

8. Кудрявцев, П.И. Развитие усталостных трещин в сталях в связи с поверхностным наклёпом / П.И. Кудрявцев, Т.И. Морозова // Исследования по упрочнению деталей машин. – М.: Машиностроение. – 1972. – С. 194-200.

9. Трощенко, В.Т. Трещиностойкость металлов при циклическом нагружении [Текст] / В.Т. Трощенко, В.В. Покровский, А.В. Прокопенко. – Киев: Наукова Думка, 1987. – 256 с.

УДК 621.787:539.319

*Сазанов В.П., Пилипив О.М., Вакулюк В.С.,
Денискина Е.А., Коньхова А.С.*

**РЕЗУЛЬТАТЫ ИССЛЕДОВАНИЯ ВЛИЯНИЯ
ДРОБЕСТРУЙНОЙ ОБРАБОТКИ НА СОПРОТИВЛЕНИЕ УСТАЛОСТИ
ЦИЛИНДРИЧЕСКИХ ДЕТАЛЕЙ С КОНЦЕНТРАТОРАМИ
НАПРЯЖЕНИЙ МЕТОДОМ «ОБРАЗЦОВ-СВИДЕТЕЛЕЙ»**

Дробеструйная обработка поверхности деталей в машиностроении является одним из наиболее распространённых и эффективных способов повышения сопротивления усталости при их работе в условиях действия переменных напряжений. Вместе с тем при прогнозировании предела выносливости за счёт упрочнения, а также выбора оптимальных режимов технологического процесса разработчикам требуется комплексно решить ряд следующих задач:

– экспериментальное определение распределений остаточных напряжений по толщине упрочнённого слоя (в лабораторных условиях);

– моделирование остаточного напряжённо-деформированного состояния в гладких деталях и деталях с концентраторами напряжений с применением современных САЕ– систем;

– выбор критерия влияния поверхностного упрочнения с последующей разработкой методики прогнозирования предела выносливости за счёт упрочнения.

При экспериментальном определении остаточных напряжений с применением метода «образца-свидетеля» разрушению подвергается только «образец-свидетель». Такой образец, имеющий определённые размеры и форму, проходит весь технологический цикл упрочняющей обработки вместе со штатной деталью.