

ОЦЕНКА ОСНОВНЫХ ХАРАКТЕРИСТИК КРИТЕРИЯ СРЕДНЕИНТЕГРАЛЬНЫХ ОСТАТОЧНЫХ НАПРЯЖЕНИЙ ПОВЕРХНОСТНО УПРОЧНЁННЫХ ДЕТАЛЕЙ

В настоящее время для оценки влияния поверхностного упрочнения на предел выносливости деталей с концентраторами напряжений используются два критерия [1, 2]. Первый критерий – это остаточные напряжения на поверхности опасного сечения детали. Как показали многочисленные исследования [2], использование этого критерия приводит к большой погрешности при прогнозировании предела выносливости. Второй критерий – это среднеинтегральные остаточные напряжения $\bar{\sigma}_{ост}$ [1], который учитывает влияние на предел выносливости величины и характера распределения остаточных напряжений по толщине упрочнённого поверхностного слоя опасного сечения детали и приводит к существенно меньшей погрешности при прогнозировании предела выносливости. Следовательно, применение второго критерия для прогнозирования приращения предела выносливости упрочнённых образцов с надрезом является наиболее целесообразным.

Как правило, критерий среднеинтегральных остаточных напряжений $\bar{\sigma}_{ост}$

[1] задаётся в виде равенства $\bar{\sigma}_{ост} = \frac{2}{\pi} \cdot \int_0^1 \frac{\sigma_z(\xi)}{\sqrt{1-\xi^2}} d\xi$, где $\sigma_z(\xi)$ – осевые остаточ-

ные напряжения в наименьшем сечении детали с концентратором, $\xi = \frac{y}{t_{кр}}$ – расстояние от дна впадины концентратора до текущего слоя, выраженное в долях $t_{кр}$, $t_{кр}$ – критическая глубина нераспространяющейся трещины усталости, возникающей при работе поверхностно упрочнённой детали на пределе выносливости.

В работах [2 – 5] было экспериментально установлено, что значение величины $t_{кр}$ определяется только размерами наименьшего поперечного сечения детали и не зависит от вида поверхностного упрочнения, материала, последовательности изготовления и упрочнения концентратора, степени наклёпа, типа и размера концентратора, величины сжимающих остаточных напряжений, типа деформации и асимметрии цикла напряжений.

На основании большого числа экспериментов [2, 3] для сплошных цилиндрических деталей для значения $t_{кр}$ была получена зависимость в виде:

$$t_{кр} = 0,0216 D, \quad (1)$$

где D – диаметр наименьшего (опасного) поперечного сечения детали (рис. 1).

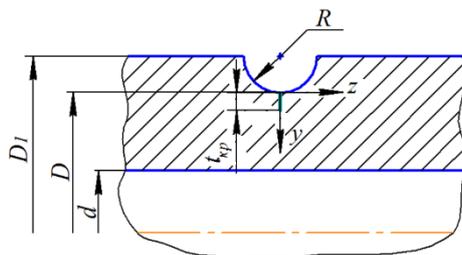


Рис. 1. Цилиндрическая деталь с концентратором и нераспространяющаяся трещина усталости

Для полых цилиндрических деталей эта зависимость имеет вид [2, 4]

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

где d – внутренний диаметр полой детали.

Формулы (1) и (2) дают возможность определять значение $t_{кр}$ без проведения испытаний на усталость, поэтому критическая глубина нераспространяющейся трещины усталости $t_{кр}$ является удобной характеристикой для толщины поверхностного слоя со сжимающими остаточными напряжениями, ответственными за повышение сопротивления многоциклового усталости поверхностно упрочнённых деталей.

Значительное количество проведённых испытаний на усталость упрочнённых образцов и деталей из разных материалов, имеющих различные размеры и различные типы концентраторов, вызывает логичный вопрос о точности аппроксимирующих зависимостей (1) и (2). Поэтому одной из задач данного исследования является анализ погрешностей этих формул. Были проанализированы результаты испытаний на усталость при изгибе и растяжении-сжатии сплошных образцов диаметром D_1 и полых образцов диаметром D_1/d из различных сталей (20, 45, 30ХГСА, 12Х18Н10Т, 40Х, ЭИ961) и сплавов (В95, Д16Т, 1953Т1), упрочнённых пневмо- и гидродробеструйной обработкой, обкаткой роликом на различных режимах и алмазным выглаживанием. После упрочняющей обработки на образцы наносились круговые надрезы полукруглого профиля радиусов $R = 0,3$ мм, $R = 0,5$ мм и $R = 1,0$ мм.

На основании анализа данных работ [2 – 4] были вычислены относительные погрешности ε формул (1) и (2) и предложены зависимости для $t_{кр}$ с учётом рассеивания:

– для сплошных цилиндрических деталей $t_{кр} = 0,0216 D \pm C_1 \cdot D,$

– для полых $t_{кр} = 0,0216 D \cdot \left[1 - 0,04 \cdot \left(\frac{d}{D} \right)^2 - 0,54 \cdot \left(\frac{d}{D} \right)^3 \right] \pm C_2 \cdot \left(\frac{d}{D} \right)$, где C_1 и C_2 –

коэффициенты, значения которых приведены в табл. 1 и 2.

Таблица 1. Анализ погрешности формулы (1) при вычислении $t_{кр}$ для сплошных цилиндрических деталей

$D_l, \text{мм}$	$R, \text{мм}$	$\varepsilon, \%$	$C_1, \text{мм}$
7,5	0,3	7,38	$1,59 \cdot 10^{-4}$
10	0,3	3,91	$8,45 \cdot 10^{-4}$
10	0,5	4,12	$9 \cdot 10^{-4}$
15	0,3	1,93	$4,17 \cdot 10^{-4}$
15	0,5	0,66	$2,3 \cdot 10^{-4}$
25	0,3	3,60	$7,77 \cdot 10^{-4}$
25	0,5	2,24	$4,84 \cdot 10^{-4}$
25	1,0	2,60	$5,62 \cdot 10^{-4}$
40	0,3	1,06	$2,3 \cdot 10^{-4}$
50	0,3	0,28	$0,6 \cdot 10^{-4}$

Таблица 2. Анализ погрешности формулы (2) при вычислении $t_{кр}$ для полых цилиндрических деталей

$D_l, \text{мм}$	$d, \text{мм}$	$R, \text{мм}$	$\varepsilon, \%$	C_2
15	5	0,3	5,96	$5,18 \cdot 10^{-2}$
15	5	0,5	9,07	$7,45 \cdot 10^{-2}$
15	10	0,3	2,89	$1,04 \cdot 10^{-2}$
15	8	0,3	0,72	$3,6 \cdot 10^{-3}$
15	12,4	0,3	5,4	$1,22 \cdot 10^{-2}$
25	15	0,3	5,32	$3,92 \cdot 10^{-2}$
25	15	0,5	0,9	$6,4 \cdot 10^{-3}$
25	15	1,0	1,45	$9,2 \cdot 10^{-3}$
25	10	0,3	3,17	$3,9 \cdot 10^{-2}$
25	10	1,0	8,28	$8,98 \cdot 10^{-2}$
25	19	0,3	5,24	$2,56 \cdot 10^{-2}$
25	19	1,0	2,4	$9,7 \cdot 10^{-3}$
50	40	0,3	4,09	$3,71 \cdot 10^{-2}$
50	40	0,5	1,31	$1,15 \cdot 10^{-2}$
50	40	1,0	0,88	$7,2 \cdot 10^{-3}$

Из данных таблиц 1 и 2 видно, что погрешность вычисления значений $t_{кр}$ для сплошных деталей (образцов) по формуле (1) меньше, чем для полых цилиндрических деталей (образцов) по формуле (2). Этот факт следует учитывать при прогнозировании предела выносливости поверхностно упрочнённых деталей с концентраторами напряжений.

Приращение предела выносливости поверхностно упрочнённой детали при изгибе в случае симметричного цикла $\Delta\sigma_{-1}$ определяется по формуле:

$$\Delta\sigma_{-1} = \bar{\psi}_{\sigma} \cdot \left| \bar{\sigma}_{ост} \right|,$$

где $\bar{\psi}_{\sigma}$ – коэффициент влияния остаточных напряжений на предел выносливости по критерию среднеинтегральных остаточных напряжений. Проанализировав результаты испытаний более, чем ста партий образцов, было получено среднее значение коэффициента $\bar{\psi}_{\sigma}$, равное 0,358.

Для образцов диаметром $D_l = 10 - 50$ мм были построены доверительные интервалы для значений коэффициента $\bar{\psi}_{\sigma}$ при доверительных вероятностях $p = 0,9$, $p = 0,95$ и $p = 0,99$, их границы представлены в табл.3 и 4.

Из данных, приведённых в табл. 3 и 4, видно, что для сплошных образцов доверительные интервалы для коэффициента $\bar{\psi}_{\sigma}$ меньше, чем для полых образцов. Это обстоятельство следует учитывать при прогнозировании предела выносливости поверхностно упрочнённых деталей с концентраторами напряжений.

Таблица 3. Доверительные интервалы коэффициента $\bar{\psi}_{\sigma}$ для сплошных цилиндрических образцов

D_l , мм	R , мм	Доверительные интервалы		
		$p = 0,9$	$p = 0,95$	$p = 0,99$
10	0,3	(0,3470;0,3585)	(0,3458;0,3597)	(0,3434;0,3621)
	0,5	(0,3569;0,3991)	(0,3469;0,4091)	(0,3062;0,4498)
15	0,3	(0,3491;0,3754)	(0,3461;0,3784)	(0,3393;0,3852)
25	0,3	(0,3375;0,3735)	(0,3325;0,3785)	(0,3195;0,3915)
	0,5	(0,3263;0,3604)	(0,3182;0,3685)	(0,2854;0,4013)
	1,0	(0,3517;0,3843)	(0,3459;0,3901)	(0,3275;0,4085)
50	0,3	(0,3047;0,3860)	(0,2854;0,4053)	(0,2071;0,4836)
	0,5	(0,3331;0,3899)	(0,3044;0,4186)	(0,0752;0,6478)
	1,0	(0,3178;0,4252)	(0,2035;0,4795)	(0,1695;0,9126)

Таблица 4. Доверительные интервалы коэффициента $\overline{\Psi}_\sigma$ для полых цилиндрических образцов

D_1 , мм	d , мм	R , мм	Доверительные интервалы		
			$p = 0,9$	$p = 0,95$	$p = 0,99$
15	5	0,3	(0,3547;0,3773)	(0,3519;0,3801)	(0,3455;0,3865)
		0,5	(0,3199;0,3927)	(0,3028;0,4099)	(0,2328;0,4867)
15	10	0,3	(0,3430;0,3763)	(0,3385;0,3809)	(0,3264;0,3929)
25	15	0,3	(0,3259;0,3706)	(0,3180;0,3785)	(0,2928;0,4037)
		0,5	(0,3073;0,3841)	(0,2890;0,4023)	(0,2150;0,4764)
		1,0	(0,3491;0,3963)	(0,3379;0,4075)	(0,2928;0,4530)

Библиографический список

1. Павлов, В.Ф. О связи остаточных напряжений и предела выносливости при изгибе в условиях концентрации напряжений / В.Ф. Павлов // Известия вузов: Машиностроение. – 1986. – №8. – С. 29-32.
2. 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.
3. 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.
4. 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.

УДК 621.787:539.319

Вакулюк В.С., Сазанов В.П., Пилипив О.М., Злобин А.С., Синицын А.С.

ОПРЕДЕЛЕНИЕ КРИТИЧЕСКОЙ ГЛУБИНЫ НЕРАСПРОСТРАНЯЮЩЕЙСЯ ТРЕЩИНЫ УСТАЛОСТИ В ШЛИЦЕВЫХ ДЕТАЛЯХ

Известно, что шлицевые соединения относятся к высоконагруженным элементам конструкций, особенно в авиационных двигателях. Такие детали выходят из строя главным образом из-за повреждения рабочих поверхностей (износ, смятие), а также усталостного разрушения зубьев и тонкостенных валов, которому предшествует контактная коррозия (фреттинг-коррозия) [1]. Проведённое исследование выполнено в рамках работы по изучению влияния технологии изготов-