

*Сазанов В.П., Вакулюк В.С., Лунин В.В.,
Матвеева К.Ф., Печенина Е.Ю.*

ВЫБОР ОБРАЗЦОВ-СВИДЕТЕЛЕЙ ПРИ ТЕХНОЛОГИЧЕСКИХ ОПЕРАЦИЯХ УПРОЧНЕНИЯ ДЕТАЛЕЙ

Для оценки влияния различных методов поверхностного упрочнения на сопротивление усталости деталей необходимо знать не только величину сжимающих остаточных напряжений на поверхности, но и распределение этих напряжений по толщине упрочнённого поверхностного слоя [1]. Для определения остаточных напряжений обычно из детали вырезаются образцы, на которых затем последовательно удаляются поверхностные слои и замеряются возникающие при этом перемещения или деформации. По измеренным перемещениям (деформациям) образцов расчётными методами определяются остаточные напряжения, действующие в поверхностном слое деталей [2]. Следовательно, при определении остаточных напряжений таким способом разрушаются реальные детали, что нецелесообразно с экономической точки зрения.

На практике для контроля стабильности назначенных режимов поверхностного упрочнения широко применяются образцы-свидетели, которые подвергаются упрочняющей обработке одновременно с деталями. По величине деформаций образцов-свидетелей можно сделать заключение о стабильности назначенных режимов упрочнения. В связи с этим возникает вопрос о возможности использования образцов-свидетелей для моделирования остаточного напряжённо-деформированного состояния в реальных деталях, упрочняемых одновременно с этими образцами. Для решения данной проблемы необходимо по первоначальным деформациям об-

разца-свидетеля [3] расчётными методами определить остаточные напряжения в реальной детали определённой формы и размеров.

В настоящем исследовании рассматривается пример использования математического моделирования первоначальных деформаций в виде упомянутых выше алгебраических функций при назначении геометрических параметров образцов-свидетелей в технологических процессах поверхностного упрочнения деталей типа полых цилиндрических валов и прогнозировании приращения предела выносливости. Применение такого моделирования обеспечивает практически все возможные случаи характера изменения остаточных напряжений в упрочнённом поверхностном слое деталей. Алгебраические выражения различных функций (вариантов) распределения первоначальных деформаций $f(\xi)$ приведены в табл. 1, а их графики – на рис. 1.

Таблица 1. Варианты распределения первоначальных деформаций по толщине упрочнённого поверхностного слоя деталей

№ вар.	1	2	3	4	5	6	7	8	9
$f(\xi)$	$1 - \sqrt{1 - \xi^2}$	ξ^2	ξ	$1 - (1 - \xi)^2$	$2\xi\sqrt{1 - \xi^2}$	$(1 - \xi)^2$	$1 - \xi^2$	$1 - \xi$	$\sqrt{1 - \xi^2}$

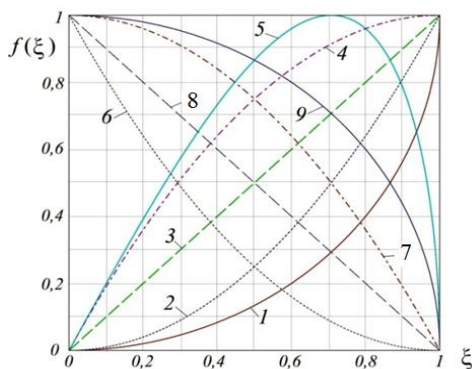


Рис. 1. Графики функции $f(\xi)$: номера кривых соответствуют вариантам табл. 1

Выражение для первоначальных деформаций записывается в виде

$$\varepsilon(\xi) = \varepsilon_0 \cdot f(\xi), \quad (1)$$

где ε_0 – постоянная величина деформации; $f(\xi)$ – алгебраическая функция; $\xi = u/a$ – расстояние от поверхности гладкой детали до текущего слоя, выраженное в долях от толщины a упрочнённого слоя; ξ изменяется в пределах от 0 до 1.

В данном исследовании необходимый объём расчётов был выполнен методом конечно-элементного моделирования с использованием расчётного комплекса PATRAN/NASTRAN на цилиндрических деталях с размерами: $D/d = 10/0$ мм/мм, $15/5$ мм/мм, $25/15$ мм/мм, $50/40$ мм/мм, где D – наружный диаметр и d – внутренний диаметр. В качестве образца-свидетеля в данной партии рассматривается сплошная цилиндрическая деталь диаметром 10 мм, а остальные полые детали имеют одинаковую толщину стенки, равную 5 мм.

Конечно-элементные модели деталей разработаны в осесимметричной постановке с наложением соответствующих граничных условий и с использованием треугольного шестиузлового конечного элемента типа 2d-solid. Моделирование первоначальных деформаций в упрочнённом поверхностном слое выполнено методом термоупругости [3], а их распределение задавалось в виде алгебраических выражений по вариантам табл.1. В проведённых расчётах для стальных деталей были приняты следующие параметры упрочнения: постоянная величина первоначальной деформации в выражении (1) $\varepsilon_0 = 0,001$, толщина упрочнённого поверхностного слоя $a = 0,3$ мм. Такие параметры являются характерными при упрочнении цилиндрических деталей из конструкционных сталей пневмо- и гидродробеструйной обработками.

Из анализа результатов расчёта осевых остаточных напряжений по толщине упрочнённого поверхностного слоя следует, что

при различных вариантах распределений первоначальных деформаций остаточные напряжения достаточно близки по своим значениям для всех исследованных деталей, в том числе и для образца-свидетеля. Установлено, что при увеличении диаметра (жёсткости) полый детали значения осевых сжимающих остаточных напряжений незначительно возрастают, а растягивающие (реактивные), наоборот, несколько уменьшаются. Расхождение между максимальными по модулю осевыми остаточными напряжениями для полый цилиндрической детали с размерами $D/d = 50/40$ мм/мм и образца-свидетеля с размерами $D/d = 10/0$ мм/мм в виде относительной величины приведено в табл. 2.

Из табл. 2 видно, что наибольшее расхождение находится в пределах 4%. Такое различие является приемлемым при определении остаточных напряжений на практике.

Таблица 2. Расхождение между осевыми остаточными напряжениями

Вариант	1	2	3	4	5	6	7	8	9
Расхож., %	0,89	1,54	2,19	1,54	3,26	1,73	2,84	3,62	4,03

В тех случаях (варианты 1–5), когда на поверхности детали первоначальные деформации равны нулю, остаточные напряжения на поверхности являются растягивающими, причём величина этих напряжений уменьшается с увеличением диаметра, то есть жёсткости детали. Толщина слоя со сжимающими остаточными напряжениями при всех вариантах распределения первоначальных деформаций меньше толщины упрочнённого (наклёпанного) слоя, причём это различие уменьшается с увеличением жёсткости детали. Следовательно, толщина слоя со сжимающими остаточными напряжениями в пределе стремится к толщине слоя с первоначальными деформациями или, иначе, к толщине упрочнённого поверхностного слоя детали.

Наиболее полное распределение сжимающих остаточных напряжений по толщине упрочнённого поверхностного слоя детали

при одинаковой наибольшей первоначальной деформации наблюдается в тех случаях (варианты 4, 5, 8, 9), когда площадь деформированного при упрочнении поверхностного слоя наибольшая. Эту закономерность следует учитывать при выборе оптимальных по сопротивлению усталости видов и режимов поверхностного упрочнения деталей.

Выводы

1. На основании проведённого исследования установлено, что определение остаточных напряжений в поверхностно упрочнённых полых цилиндрических деталях с достаточной для практики точностью можно проводить на сплошном образце-свидетеле, диаметр которого равен удвоенной толщине стенки полых детали.

2. Толщина слоя со сжимающими остаточными напряжениями при всех исследованных вариантах распределения первоначальных деформаций меньше толщины упрочнённого поверхностного слоя детали.

3. С увеличением жёсткости детали при одинаковых первоначальных деформациях сжимающие остаточные напряжения в поверхностном слое увеличиваются незначительно; одновременно уменьшаются растягивающие (реактивные) остаточные напряжения в подслое.

4. Увеличение толщины деформированного поверхностного слоя приводит к созданию более полного распределения сжимающих остаточных напряжений, что необходимо учитывать при выборе оптимальных режимов поверхностного упрочнения. Также в результате этого наблюдается большее приращение предела выносливости у детали [1].

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: Изд-во СНЦ РАН, 2012. – 125 с.

2. Иванов, С.И. К определению остаточных напряжений в цилиндре методом колец и полосок / С.И. Иванов // Остаточные напряжения. – Куйбышев: КуАИ. – 1971. – Вып. 53. – С. 32–42.

3. 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.

УДК 621.452, 004.94

*Печенина Е.Ю., Кудашов Е.В.,
Чуриков Д.С., Вишневская В.Ю.*

СРАВНИТЕЛЬНЫЙ АНАЛИЗ МОДЕЛЕЙ ДЛЯ ВЫПОЛНЕНИЯ ОЦЕНКИ НАТЯГОВ В РАБОЧЕМ КОЛЕСЕ КОМПРЕССОРА

Существующая технология сборки рабочих колёс с антивибрационными полками лопаток компрессора предусматривает предварительные сборки [1]. Наличие предварительныхборок приводит к повышению трудоёмкости процесса и ухудшению геометрии полок и хвостовиков лопаток. В настоящее время на производствах требуемая величина натягов достигается 3–5 предварительными сборками, в каждой из которых специалисты изменяют расстановку лопаток с учётом измерений углов установки профилей, характеризующих возникающие натяги.