

Механика деформируемого твёрдого тела

УДК 539.4.014

МОДЕЛИРОВАНИЕ РАСПРЕДЕЛЕНИЯ ОСТАТОЧНЫХ НАПРЯЖЕНИЙ В УПРОЧНЁННЫХ ПЛОСКИХ ДЕТАЛЯХ С V-ОБРАЗНЫМИ НАДРЕЗАМИ

В. С. Вакулюк

Самарский государственный аэрокосмический университет им. ак. С. П. Королёва (национальный исследовательский университет), факультет летательных аппаратов (№ 1), 443086, Самара, Московское шоссе, 34.

E-mail: sopromat@ssau.ru

С помощью метода первоначальных деформаций изучены закономерности распределения остаточных напряжений в поверхностно упрочнённых плоских деталях с V-образными надрезами при различных значениях их геометрических параметров. Установлено, что толщина деталей и глубина надрезов оказывают существенное влияние на характер распределения остаточных напряжений в области надрезов.

Ключевые слова: остаточные напряжения, поверхностное упрочнение, первоначальные деформации, плоская деталь с V-образными надрезами, толщина детали, глубина надреза.

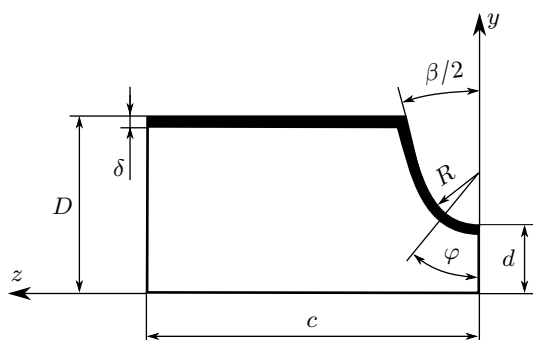


Рис. 1. Область детали, разбиваемая на конечные элементы

и $R = 0,5$ мм, угла раскрытия концентратора $\beta = 60^\circ$, размера $c = 6,25$ мм. Наименьший d и наибольший D поперечные размеры детали изменялись в следующих пределах: $d = 0,8 \div 2,0$ мм и $D = 1,6 \div 4,2$ мм. Во всех рассматриваемых случаях толщина слоя δ с первоначальной деформацией (на рис. 1 этот слой затемнён) задавалась равной 0,2 мм и постоянной по контуру детали. В исследовании принимали: модуль продольной упругости $E = 2 \cdot 10^5$ МПа, коэффициент Пуассона $\mu = 0,3$, однородную первоначальную деформацию $\varepsilon_0 = 1,56 \cdot 10^{-3}$.

Результаты расчёта меридиональных остаточных напряжений σ_φ (осевых σ_z — в наименьшем сечении детали) представлены на рис. 2 и 3, где показано влияние глу-

Исследовано влияние глубины концентратора, наименьшего и наибольшего поперечных размеров на распределение остаточных напряжений в детали прямоугольного поперечного сечения с V-образными симметричными надрезами. Расчёты остаточных напряжений проводили методом конечных элементов по изотропным первоначальным деформациям [1] поверхностного слоя детали для случая плоской деформации. В силу симметрии на конечные элементы разбивалась четверть детали (см. рис. 1).

Расчёты проводили для радиуса впадины концентратора $R = 0,25$ мм и $R = 0,5$ мм, угла раскрытия концентратора $\beta = 60^\circ$, размера $c = 6,25$ мм. Наименьший d и наибольший D поперечные размеры детали изменялись в следующих пределах: $d = 0,8 \div 2,0$ мм и $D = 1,6 \div 4,2$ мм. Во всех рассматриваемых случаях толщина слоя δ с первоначальной деформацией (на рис. 1 этот слой затемнён) задавалась равной 0,2 мм и постоянной по контуру детали. В исследовании принимали: модуль продольной упругости $E = 2 \cdot 10^5$ МПа, коэффициент Пуассона $\mu = 0,3$, однородную первоначальную деформацию $\varepsilon_0 = 1,56 \cdot 10^{-3}$.

Владимир Степанович Вакулюк (к.т.н., доц.), доцент, каф. сопротивления материалов.

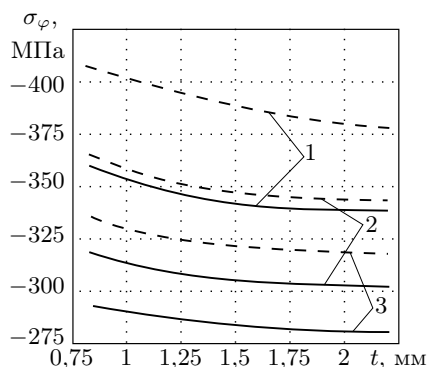


Рис. 2. Зависимость остаточных напряжений σ_φ от глубины концентратора $t = D - d$ при $\delta = 0,2$ мм на расстоянии $0,025$ мм от поверхности: 1 — $d = 1,5$ мм, 2 — $d = 1$ мм, 3 — $d = 0,8$ мм; штриховая линия — $R = 0,25$ мм, сплошная линия — $R = 0,5$ мм

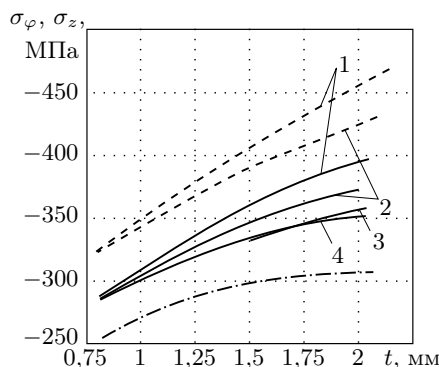


Рис. 3. Зависимость остаточных напряжений σ_φ и σ_z от наименьшего размера d при $\delta = 0,2$ мм на расстоянии $0,025$ мм от поверхности: 1 — $D = 2,5$ мм, 2 — $D = 3,0$ мм, 3 — $D = 3,5$ мм, 4 — $D \rightarrow \infty$; штрихпунктирная линия — по формуле (1), сплошная линия — $R = 0,5$ мм, штриховая линия — $R = 0,25$ мм

бины концентратора $t = D - d$ и наименьшего размера d на остаточные напряжения в минимальном сечении детали на расстоянии $h = 0,025$ мм от поверхности надреза. На рис. 3 штрихпунктирной линией приведены также остаточные напряжения σ_z для гладкой детали с аналогичными геометрическими параметрами, вычисленные по формуле работы [1]:

$$\sigma_z = \frac{E\varepsilon_0}{1 - \mu^2} \left(1 - \frac{\delta}{d}\right). \quad (1)$$

Из данных, представленных на рис. 2 и 3, следует, что начиная с некоторой глубины концентратора t упрочнение периферийной по отношению к наименьшему сечению области детали практически не оказывает влияния на распределение остаточных напряжений σ_φ во впадине. Уменьшение размера d ведёт к падению остаточных напряжений в минимальном сечении, что соответствует зависимости (1) для гладкой детали. Необходимо отметить, что при уменьшении d остаточные напряжения для различных значений наибольшего поперечного размера D сближаются (см. рис. 3).

Распределение остаточных напряжений σ_φ по координате φ впадины концентратора для различных геометрических параметров d и D показано на рис. 4–6.

Можно видеть, что наибольший поперечный размер детали D в рассматриваемых пределах неоднозначно влияет на величину σ_φ по контуру впадины надреза (см. рис. 4). Если в зоне минимального сечения детали увеличение D приводит к уменьшению сжимающих остаточных напряжений, то в области перехода криволинейной части надреза в прямолинейную — к их увеличению. Аналогичная картина наблюдается и по толщине детали (рис. 5). С уменьшением размера d (см. рис. 4, кривая 1; см. рис. 5, варианты а и г) главные остаточные напряжения σ_φ уменьшаются как у поверхности, так и по толщине минимального сечения детали, и увеличиваются в зоне перехода криволинейной части концентратора в прямолинейную.

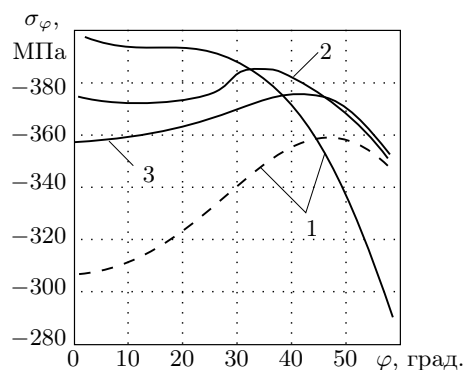


Рис. 4. Влияние геометрических параметров d и D на распределение остаточных напряжений σ_φ во впадине концентратора для $R = 0,5$ мм и $\beta = 60^\circ$ на расстоянии $h = 0,025$ мм от поверхности: 1 — $D = 2,5$ мм, 2 — $D = 3,0$ мм, 3 — $D = 4,2$ мм; сплошная линия — $d = 2,0$ мм, штриховая — $d = 1,0$ мм

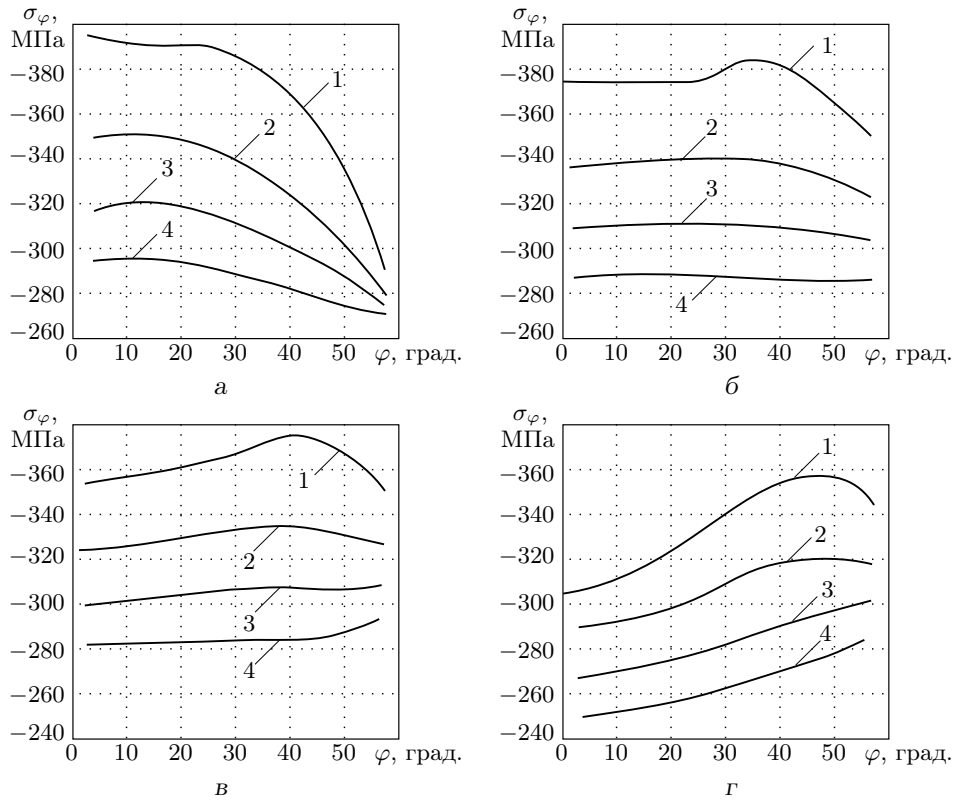


Рис. 5. Зависимость остаточных напряжений σ_φ по углу φ впадины концентратора на расстоянии h от поверхности: а) $d = 2,0$ мм, $D = 2,5$ мм; б) $d = 2,0$ мм, $D = 3,0$ мм; в) $d = 2,0$ мм, $D = 4,2$ мм; г) $d = 1,0$ мм, $D = 2,5$ мм; 1— $h = 0,025$ мм; 2— $h = 0,075$ мм; 3— $h = 0,125$ мм; 4— $h = 0,175$ мм

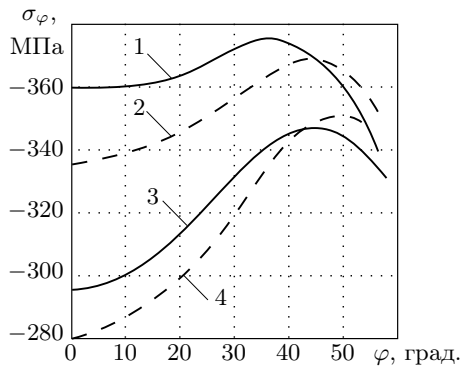


Рис. 6. Распределение остаточных напряжений σ_φ впадины концентратора для $R = 0,5$ мм и $\beta = 60^\circ$ на расстоянии $h = 0,025$ мм от поверхности при одинаковой глубине надреза: 1— $d = 1,5$ мм, $D = 2,3$ мм, 2— $d = 1,5$ мм, $D = 3,7$ мм, 3— $d = 0,8$ мм, $D = 1,6$ мм; 4— $d = 0,8$ мм, $D = 3,0$ мм; сплошная линия— $t = 0,8$ мм, штриховая— $t = 2,2$ мм

мерении этих напряжений методом послойного удаления материала в пределах криволинейной части концентратора напряжений [2–4]. Данные расчёта, приведённые на рис. 5, указывают также на уменьшение градиента изменения остаточных на-

Уменьшение глубины концентратора t (см. рис. 6) при заданных d и D ведёт к возрастанию сжимающих остаточных напряжений в минимальном сечении детали с одновременным удалением экстремального значения напряжений от этого сечения.

Следует обратить внимание на то, что в деталях с глубокими надрезами увеличение размера D приводит к стабилизации остаточных напряжений σ_φ по угловой координате φ (см. рис. 5), причём во всех рассматриваемых случаях с увеличением расстояния h от поверхности стабилизация проявляется в большей степени. Всё это указывает на правильность предположения об однородности меридиональных остаточных напряжений по контуру впадины концентратора при экспериментальном измерении

пряжений σ_φ в минимальном сечении по толщине детали с уменьшением размера d и увеличением D , что необходимо учитывать при прогнозировании поверхностно упрочнённых деталей с концентраторами напряжений [5].

Работа выполнена в рамках Аналитической ведомственной целевой программой «Развитие научного потенциала высшей школы» (проект № РНП.2.1.1/3397).

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Биргер И. А. Остаточные напряжения. — М.: Машгиз, 1963. — 232 с.
2. Иванов С. И., Шатунов М. П., Красота В. К., Фрейдин Э. И. Меридиональные остаточные напряжения в резьбовой части болта // *Вестн. машиностроения*, 1982. — № 11. — С. 36–38.
3. Иванов С. И., Трофимов Н. Г., Вакулюк В. С., Шатунов М. П., Фрейдин Э. И. Остаточные напряжения и сопротивление усталости шлицевых валов // *Вестн. машиностроения*, 1985. — № 7. — С. 9–12.
4. Павлов В. Ф., Шатунов М. П., Минин Б. В., Колъцун Ю. И. Определение остаточных напряжений в поверхностном слое впадин резьбы болтов малого диаметра // *Изв. вузов. Машиностроение*, 1985. — № 10. — С. 3–7.
5. Павлов В. Ф., Курничёв В. А., Иванов В. Б. Остаточные напряжения и сопротивление усталости упрочнённых деталей с концентраторами напряжений. — Самара: СНЦ РАН, 2008. — 64 с.

Поступила в редакцию 02/III/2010;
в окончательном варианте — 15/V/2010.

MSC: 74A10, 74C05

MODELING OF RESIDUAL STRESSES DISTRIBUTION INTO HARDENED FLAT DETAILS WITH V-TYPE NOTCHES

V. S. Vakuljuk

S. P. Korolyov Samara State Aerospace University
(National Research University), Faculty of Aircraft Construction,
34, Moskovskoe shosse, Samara, 443086, Russia.

E-mail: sopromat@ssau.ru

It is researched the residual stresses into the surface hardening details with V-type notches. It is established that depth of the notches exerts significant effect on the distribution of behavior of residual stresses distribution within notches region.

Key words: residual stresses, surface hardening, initial deformation, flat detail with V-type notches, thickness of detail, depth notch.

Original article submitted 02/III/2010;
revision submitted 15/V/2010.