

## ОСТАТОЧНЫЕ НАПРЯЖЕНИЯ И СОПРОТИВЛЕНИЕ УСТАЛОСТИ ЗУБЧАТЫХ КОЛЁС

© 2018

- В. С. Вакулюк** доктор технических наук, профессор кафедры сопротивления материалов; Самарский национальный исследовательский университет имени академика С.П. Королёва; [vak.v.s@yandex.ru](mailto:vak.v.s@yandex.ru)
- Ю. П. Ковалкин** кандидат технических наук, доцент кафедры сопротивления материалов; Самарский национальный исследовательский университет имени академика С.П. Королёва; [sopromat@ssau.ru](mailto:sopromat@ssau.ru)
- В. П. Сазанов** кандидат технических наук, доцент кафедры сопротивления материалов; Самарский национальный исследовательский университет имени академика С.П. Королёва; [sazanow@mail.ru](mailto:sazanow@mail.ru)
- В. К. Шадрин** кандидат технических наук, доцент кафедры сопротивления материалов; Самарский национальный исследовательский университет имени академика С.П. Королёва; [shadrinvk@gmail.com](mailto:shadrinvk@gmail.com)

Механическим методом определены остаточные напряжения в опасном сечении зубчатых колёс, изготовленных из материала и по технологиям, принятым в авиационном двигателестроении. Изучено влияние на остаточные напряжения способа изготовления зубчатых колёс, химико-термической обработки, упрочнения и покрытия. Существующие технологии изготовления зубчатых колёс приводят к значительному рассеиванию остаточных напряжений, особенно после химико-термической обработки. Поэтому в каждой партии деталей результаты подвергались статистической обработке и на эпюрах остаточных напряжений приведены средние значения. Показана возможность получения распределения остаточных напряжений в опасном сечении зуба шестерни по первоначальным деформациям образца-свидетеля, что позволяет сохранить исследуемую деталь. В качестве образца-свидетеля использовалась пластина, изготовленная из того же материала, что и зубчатое колесо, и прошедшая упрочняющие технологические операции вместе с исследуемой деталью. Изучено влияние остаточных напряжений на сопротивление усталости зубчатых колёс по критерию среднеинтегральных остаточных напряжений, который учитывает как величину, так и характер распределения остаточных напряжений в опасном сечении зубчатых колёс.

*Зубчатые колёса; образец-свидетель; первоначальные деформации; остаточные напряжения; сопротивление усталости.*

---

**Цитирование:** Вакулюк В.С., Ковалкин Ю.П., Сазанов В.П., Шадрин В.К. Остаточные напряжения и сопротивление усталости зубчатых колёс // Вестник Самарского университета. Аэрокосмическая техника, технологии и машиностроение. 2018. Т. 17, № 1. С. 118-127. DOI: 10.18287/2541-7533-2018-17-1-118-127

### Введение

Технологические остаточные напряжения, возникающие в поверхностном слое деталей с концентраторами в процессе их изготовления, оказывают существенное влияние на сопротивление усталости. К таким деталям, в частности, относятся зубчатые колёса авиационных газотурбинных двигателей, входящие в состав редукторов (коробки моторных и самолётных агрегатов, редукторы турбовинтовых двигателей). В ходе исследований рассматривалось влияние сжимающих остаточных напряжений в поверхностном слое впадин зубчатых колёс на приращение предела выносливости при изгибном нагружении.

Зубчатые колёса изготавливались из материала 12Х2Н4А по стандартной технологии, принятой в авиационном двигателестроении. Зубья имели эвольвентный профиль, у их основания – поднутрение в форме удлинённой гипоциклоиды (рис. 1), сделанное для выхода инструмента в процессе шлифования боковой поверхности с целью повышения кинематической точности зубчатой передачи. На рис. 1 показано опасное сечение А – А зуба шестерни, там где зарождается и развивается трещина усталости.

### Постановка задачи

Наиболее точно влияние остаточных напряжений на предел выносливости деталей с концентраторами напряжений оценивается по критерию среднеинтегральных остаточных напряжений [1-4]:

$$\bar{\sigma}_{ост} = \frac{2}{\pi} \cdot \int_0^1 \frac{\sigma_z(\xi)}{\sqrt{1-\xi^2}} d\xi, \quad (1)$$

где  $\sigma_z(\xi)$  – осевые ( $\sigma_\varphi(\xi)$  – меридиональные для зубчатых колёс) остаточные напряжения в опасном сечении детали по толщине поверхностного слоя  $y$ ;  $\xi = \frac{y}{t_{кр}}$  – расстояние от поверхности опасного сечения детали до текущего слоя, выраженное в долях  $t_{кр}$ ;  $t_{кр}$  – критическая глубина нераспространяющейся трещины усталости, возникающей в опасном сечении упрочнённой детали при работе на пределе выносливости.

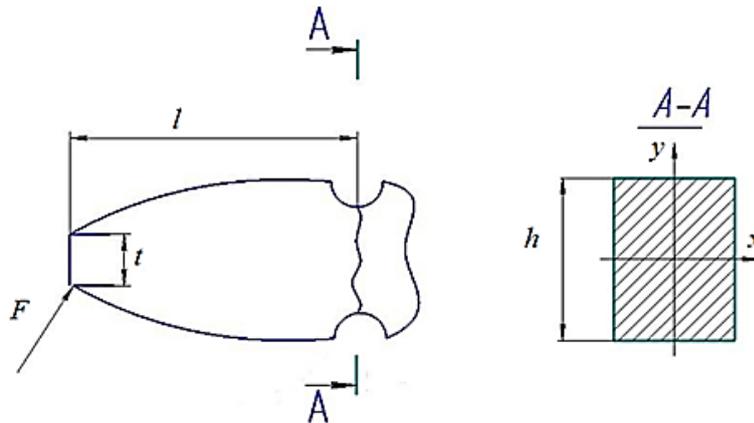


Рис. 1. Схема нагружения зуба и опасное сечение

Использование критерия  $\bar{\sigma}_{ост}$  требует знания достаточно точного распределения остаточных напряжений по толщине упрочнённого поверхностного слоя деталей в опасных сечениях, так как характер распределения остаточных напряжений оказывает существенное влияние на предел выносливости [4]. Из всего разнообразия методов определения остаточных напряжений только механические методы [5] дают возможность получения распределения остаточных напряжений по толщине упрочнённого слоя. Недостатком механических методов является разрушение исследуемой детали при вырезке образцов, а также решение трудоёмкой задачи определения связи между перемещениями (деформациями) образцов при удалении слоёв и остаточными напряжениями.

### Остаточные напряжения зубчатых колёс

Меридиональные  $\sigma_\varphi$  остаточные напряжения во впадинах зубчатых колёс определялись по методике, изложенной в [6;7]. Исследовалось влияние различной технологии изготовления зубчатых колёс на распределение остаточных напряжений в опасном сечении впадин шестерён. В табл. 1 приведены варианты технологического цикла и номера партий.

Основная масса образцов подвергалась химико-термической обработке, включающей в себя цементацию на глубину 1,0-1,3 мм при температуре 925°C в течение 7 часов; нормализацию при температуре 870°C в течение 50-60 минут; высокий отпуск при температуре 650°C в течение 4-5 часов; закалку в масле при температуре 790°C в течение 30-35 минут и низкий отпуск при температуре 150°C в течение 2 часов. Подобная технология создаёт в поверхностном слое мартенситную структуру с высокой твёрдостью 60-63 HRC, повышающую износостойкость боковых поверхностей зубьев зубчатых колёс.

Таблица 1. Варианты технологии изготовления партий зубчатых колёс

| № партии | Количество образцов | Модуль, число зубьев, угол зацепления, $\alpha^\circ$ | Технология изготовления  |
|----------|---------------------|---|--|
| 1        | 9                   | 3, 25, 25   | долбление  |
| 2        | 28                  | то же   | фрезерование, термообработка, пескоструйная обработка, шлифование, оксидирование, обдувка дробью           |
| 3        | 24                  | то же   | фрезерование, термообработка, пескоструйная обработка, шлифование, оксидирование                           |
| 4        | 11                  | то же   | долбление, термообработка, пескоструйная обработка   |
| 5        | 10                  | то же   | фрезерование, термообработка, пескоструйная обработка, шлифование  |
| 6        | 18                  | то же   | фрезерование, термообработка, пескоструйная обработка, шлифование, оксидирование, упрочнение микрошариками |
| 7        | 33                  | 2, 37, 20   | фрезерование, термообработка, пескоструйная обработка, шлифование, оксидирование, обдувка дробью           |
| 8        | 12                  | 3, 25, 25   | фрезерование   |
| 9        | 12                  | то же   | фрезерование, термообработка   |
| 10       | 10                  | то же   | фрезерование, термообработка, пескоструйная обработка  |

Наблюдалось существенное рассеяние остаточных напряжений в пределах каждой партии шестерён, поэтому в каждой партии исследовалось по 10-25 деталей, результаты подвергались статистической обработке [8], на эпюрах остаточных напряжений (рис. 2, а) показаны средние значения.

Сравнение двух способов формообразования зубьев (долбление, партия 1 и фрезерование, партия 8) показывает, что фрезерование приводит к более высоким по величине сжимающим остаточным напряжениям (рис.2, а). Однако в обоих случаях остаточные напряжения малы и имеют наибольший в сравнении с другими партиями шестерён коэффициент вариации.

После химико-термической обработки сжимающие остаточные напряжения значительно увеличиваются (партия 9) (рис.2, б) и существенно снижается их рассеяние.

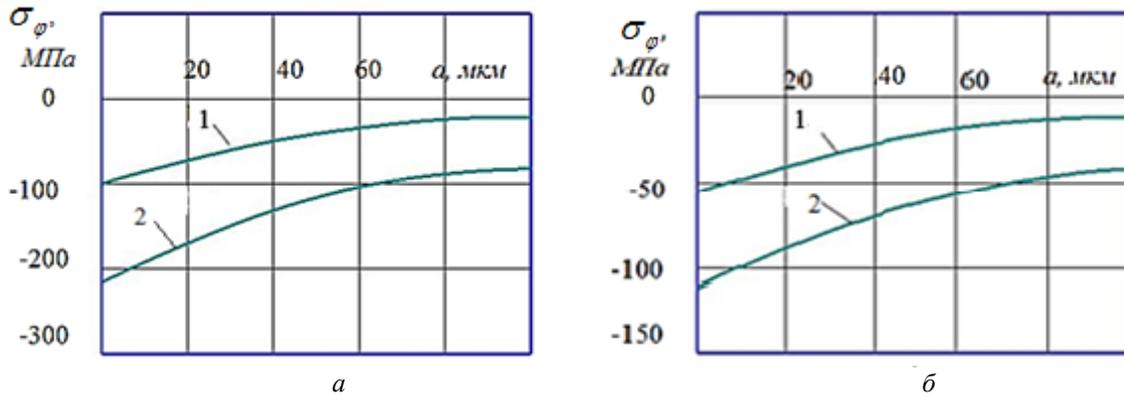


Рис. 2. Остаточные напряжения в поверхностном слое впадин зубчатых колёс:  
 а – 1 – партия 1, 2 – партия 8; б – 1 – партия 8, 2 – партия 9

Последующая за химико-термической обработкой обдувка металлическим песком, применяемая в качестве зачистной операции для удаления окалины, приводит к резкому увеличению сжимающих остаточных напряжений во впадинах шестерён (партии 10, 4) (рис. 3, а). Однако наряду с ростом остаточных напряжений происходит существенное увеличение их рассеяния. Это связано, по-видимому, с тем, что пескоструйная обработка является ручной нерегламентированной операцией. Следует отметить, что большое рассеяние остаточных напряжений не устраняется последующими операциями. Это указывает на необходимость регламентации операции обдувки металлическим песком.

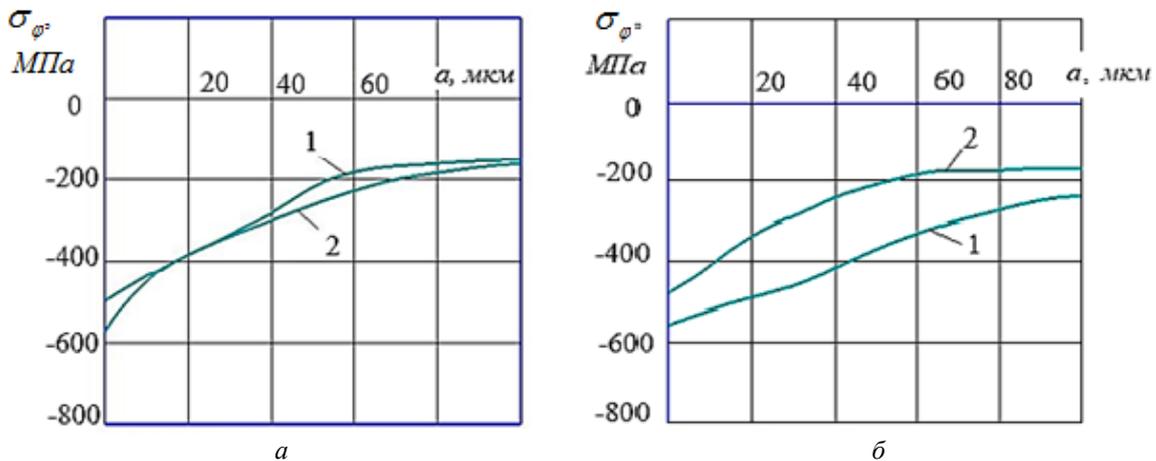


Рис. 3. Остаточные напряжения в поверхностном слое впадин зубчатых колёс:  
 а – 1 – партия 4, 2 – партия 10; б – кривая 1 – партия 2, 2 – партия 5

Упрочнение дробью рабочей поверхности профиля зуба позволяет повысить сжимающие остаточные напряжения во впадинах шестерён (партия 2 в сравнении с партией 5, рис. 3, б), коэффициент вариации также увеличивается. Обращает на себя внимание относительно небольшой прирост сжимающих остаточных напряжений (около 20%), средний уровень которых ниже уровня напряжений, характерных для исследуемого материала после аналогичного режима обдувки дробью [9].

Высокое рассеяние и небольшой относительный прирост сжимающих остаточных напряжений можно объяснить тем, что дробь попадает на дно впадины в основном не по нормали, а по касательной после отскока от рабочей поверхности профиля зуба. Подобное объяснение находит своё подтверждение и в работе [10]. Для создания больших сжимающих остаточных напряжений на дне впадины, определяющих сопротивление усталости зуба при изгибе, следует усовершенствовать существующую обработку дробью или ввести в технологический процесс специальную упрочняющую обработку дна впадин шестерён.

Упрочнение шестерён микрошариками на ротационной установке УСМ-1 (диаметр шариков – 0,1-0,315 мм, число оборотов ротора – 2600 об/мин, время обработки – 4 мин) даёт примерно такой же эффект, что и упрочнение дробью (партии 1 и 7 в сравнении с 1 и 6).

Применение покрытия шестерён – оксидирования (партия 3 по сравнению с партией 5) практически не изменяет остаточных напряжений в поверхностном слое впадин (рис. 4).

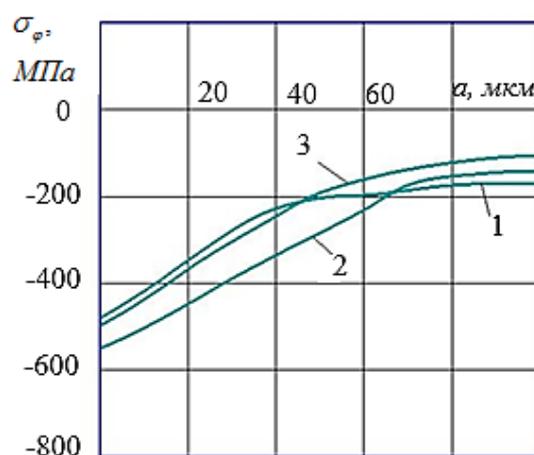


Рис. 4. Остаточные напряжения в поверхностном слое впадин зубчатых колёс:  
1 – партия 3, 2 – партия 6, 3 – партия 5

### Остаточные напряжения по первоначальным деформациям образца-свидетеля

Для сохранения исследуемой детали исследовалась возможность применения расчётно-экспериментального метода [11] определения остаточных напряжений в деталях с концентраторами по первоначальным деформациям образца-свидетеля, обработанного одновременно с деталями, с использованием конечно-элементного моделирования. В качестве образца-свидетеля использовалась пластина, изготовленная из того же материала, что и зубчатое колесо, и прошедшая упрочняющие технологические операции вместе с исследуемой деталью.

Расчёт остаточного напряжённого состояния во впадинах зубьев шестерён выполнен методом конечно-элементного моделирования с использованием САЕ-системы PATRAN/NASTRAN [11;12]. Методика расчёта основана на предположении, что применяемый для контроля технологической операции упрочнения образец-свидетель (пластина) и исследуемая деталь (зубчатое колесо) получают одинаковые первоначальные деформации. Вначале на модели пластины были определены первоначальные де-

формации, где в качестве исходных данных использовалась расчётно-экспериментальная зависимость остаточных напряжений по толщине упрочнённого слоя образца-свидетеля  $\sigma_z = f(a)$  (рис. 5). Затем на модели зубьев колеса уже с использованием в качестве исходных данных первоначальных деформаций были определены остаточные напряжения во впадинах зуба колеса.

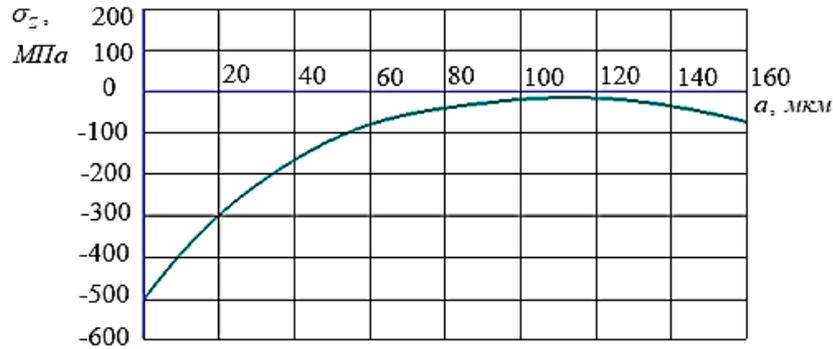


Рис. 5. Остаточные напряжения образца-свидетеля

На рис. 6 показано распределение остаточных напряжений, полученное по первоначальным деформациям образца-свидетеля.

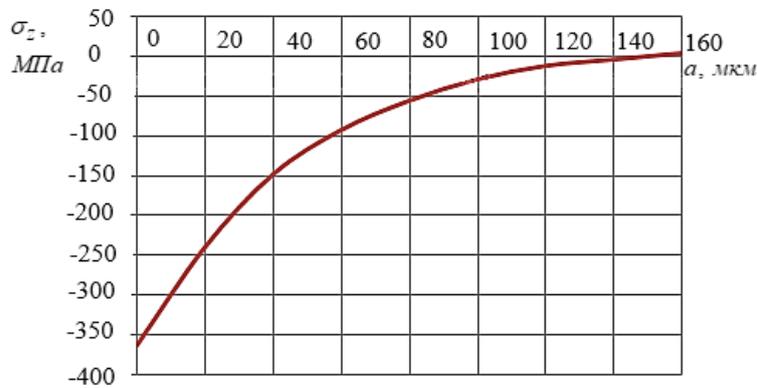


Рис. 6. Распределение остаточных напряжений в опасном сечении впадины зубчатого колеса

### Определение предела выносливости

Влияние остаточных напряжений во впадинах зубчатых колёс на приращение предела выносливости  $\Delta\sigma_R$  проводилось по критерию среднеинтегральных остаточных напряжений  $\bar{\sigma}_{ост}$  [1;4;11] по формуле

$$\Delta\sigma_R = \psi_\sigma |\sigma_{ост}|, \quad (2)$$

где  $\bar{\psi}_\sigma$  – коэффициент влияния поверхностного упрочнения на предел выносливости по критерию среднеинтегральных остаточных напряжений  $\bar{\sigma}_{ост}$ , определяемого по формуле (1). Через  $t_{кр}$  обозначена максимально возможная глубина нераспространяющейся усталостной трещины, возникающей при работе детали на пределе выносливости, которая в настоящем исследовании рассчитывалась по зависимости [2]

$$t_{кр} = 0,0216h = 0,0216 \cdot 6,2 = 0,134 \text{ мм},$$

где  $h = 6,2$  мм – размер опасного сечения зуба шестерни в месте образования и развития усталостной трещины (рис. 1).

С целью оценки влияния технологии изготовления зубчатых колёс на предел выносливости были проведены испытания на усталость при отнулевом положительном цикле; база испытаний –  $3 \times 10^6$  циклов нагружения.

Испытания осуществлялись по методу «лестницы» [8], позволяющему при сравнительно небольшом количестве образцов определить среднее значение предела выносливости  $\sigma_R$  и его среднеквадратичное отклонение. Результаты испытаний на усталость и значения среднеинтегральных остаточных напряжений  $\bar{\sigma}_{ост}$  приведены в табл. 2, где  $\sigma_\alpha$  – амплитудное значение предела выносливости, которое при отнулевом цикле нагружения определяется как  $\sigma_R / 2$ .

Таблица 2. Значения среднеинтегральных остаточных напряжений в поверхностном слое впадин зубчатых колёс и результаты испытаний на усталость

| № партии | $\bar{\sigma}_{ост}$ , МПа | $\sigma_R$ , МПа | $\sigma_\alpha$ , МПа | $\Delta\sigma_R$ , МПа | $\bar{\psi}_\sigma$ |
|----------|----------------------------|------------------|-----------------------|------------------------|---------------------|
| 1        | -22,9                      | 572              | 286                   | –                      | –                   |
| 2        | -285                       | 866              | 433                   | 147                    | 0,516               |
| 3        | -195                       | 778              | 389                   | 103                    | 0,528               |
| 4        | -214                       | 844              | 422                   | 136                    | 0,636               |
| 5        | -185                       | 775              | 388                   | 102                    | 0,551               |
| 6        | -221                       | 858              | 429                   | 143                    | 0,647               |

В соответствии с формулой (2) коэффициент влияния поверхностного упрочнения  $\bar{\psi}_\sigma$  на предел выносливости по критерию среднеинтегральных остаточных напряжений определялся в виде отношения  $\Delta\sigma_R / |\bar{\sigma}_{ост}|$ . Из данных табл. 2 следует, что среднее значение коэффициента  $\bar{\psi}_\sigma$  составляет 0,566, что соответствует величине этого коэффициента для образцов и деталей с аналогичной концентрацией напряжений [4].

## Выводы

Зубчатые колёса, изготовленные по стандартной технологии, принятой в авиационном двигателестроении, имеют у поверхности дна впадин сжимающие остаточные напряжения, оказывающие положительное влияние на увеличение предела выносливости. Уровень остаточных напряжений характеризуется большим рассеянием, что связано с присутствием в технологическом цикле ручных нерегламентируемых операций (обдувка металлическим песком для удаления окалины после химико-термической обработки). Целесообразно регламентировать эту операцию посредством механизации.

С увеличением критерия среднеинтегральных остаточных напряжений  $\bar{\sigma}_{ост}$  предел выносливости зубчатых колёс увеличивается. Среднее значение коэффициента влияния поверхностного упрочнения  $\bar{\psi}_\sigma$  на предел выносливости исследованных партий шестерён составляет 0,566.

### Библиографический список

1. Павлов В.Ф. О связи остаточных напряжений и предела выносливости при изгибе в условиях концентрации напряжений // Известия высших учебных заведений. Машиностроение. 1986. № 8. С. 29-32.
2. Павлов В.Ф. Влияние на предел выносливости величины и распределения остаточных напряжений в поверхностном слое детали с концентратором. Сообщение I. Сплошные детали // Известия высших учебных заведений. Машиностроение. 1988. № 8. С. 22-26.
3. Павлов В.Ф. Влияние на предел выносливости величины и распределения остаточных напряжений в поверхностном слое детали с концентратором. Сообщение II. Полые детали // Известия высших учебных заведений. Машиностроение. 1988. № 12. С. 37-40.
4. Павлов В.Ф., Кирпичёв В.А., Вакулюк В.С. Прогнозирование сопротивления усталости поверхностно упрочнённых деталей по остаточным напряжениям. Самара: Самарский научный центр РАН, 2012. 125 с.
5. Иванов С.И. К определению остаточных напряжений в цилиндре методом колец и полосок // Сб. трудов «Остаточные напряжения». Вып. 53. Куйбышев: Куйбышевский авиационный институт, 1971. С. 32-42.
6. Иванов С.И., Трофимов Н.Г., Шатунов М.П., Ермолаев В.М., Ковалкин Ю.П., Фрейдин Э.И. Способ определения остаточных напряжений в шестернях: авторское свидетельство СССР № 1439380; опубл. 23.11.1988; бюл. № 43.
7. Шатунов М.П., Ковалкин Ю.П. Применение метода конечных элементов для определения остаточных напряжений во впадинах шестерён. Деп. в ВНИИТЭМР, 1986. № 301. 27 с.
8. Степнов М.Н. Статистическая обработка результатов механических испытаний. М.: Машиностроение, 1972. 232 с.
9. Кузнецов Н.Д., Цейтлин В.И., Волков В.И. Технологические способы повышения надёжности и ресурса деталей газотурбинных двигателей // Сборник статей «Новые технологические процессы и надёжность ГТД». Вып. 3. М.: ЦИАМ, 1975. С. 12.
10. Туровский М.Л., Шифрин И.М. Концентрация напряжений в поверхностном слое цементованной стали // Вестник машиностроения. 1970. № 11. С. 37-40.
11. Вакулюк В.С., Кирпичёв В.А., Павлов В.Ф., Сазанов В.П. Прогнозирование предела выносливости поверхностно упрочнённых образцов с концентраторами напряжений // Вестник Уфимского государственного авиационного технического университета. 2013. Т. 17, № 1 (54). С. 45-49.
12. Сазанов В.П., Чирков А.В., Самойлов В.А., Ларионова Ю.С. Моделирование перераспределения остаточных напряжений в упрочнённых цилиндрических образцах при опережающем поверхностном пластическом деформировании // Вестник Самарского государственного аэрокосмического университета имени академика С. П. Королёва (национального исследовательского университета). 2011. № 3 (27), ч. 3. С. 171-174.

## RESIDUAL STRESSES AND FATIGUE RESISTANCE OF TOOTHED WHEELS

© 2018

- V. S. Vakulyuk** Doctor of Science (Engineering), Professor of the Department of Strength of Materials;  
Samara National Research University, Samara, Russian Federation;  
[vak.v.s@yandex.ru](mailto:vak.v.s@yandex.ru)
- Yu. P. Kovalkin** Candidate of Science (Engineering), Associate Professor of the Department of Strength of Materials;  
Samara National Research University, Samara, Russian Federation;  
[sopromat@ssau.ru](mailto:sopromat@ssau.ru)
- V. P. Sazanov** Candidate of Science (Engineering), Associate Professor of the Department of Strength of Materials;  
Samara National Research University, Samara, Russian Federation;  
[sazanov@mail.ru](mailto:sazanov@mail.ru)
- V. K. Shadrin** Candidate of Science (Engineering), Associate Professor of the Department of Strength of Materials;  
Samara National Research University, Samara, Russian Federation;  
[shadrinvk@gmail.com](mailto:shadrinvk@gmail.com)

Residual stresses in the dangerous section of toothed wheels made of materials and according to practices accepted in aviation engine construction have been determined using a mechanical method. The influence of the technology of manufacturing of toothed wheels, thermo-chemical treatment, hardening and coating on the residual stresses has been examined. Current technologies of manufacturing toothed wheels lead to significant dispersion of residual stresses, especially after thermo-chemical treatment. Therefore, the results have been statistically processed for each batch of parts and the average values are shown on the residual stress diagrams. We demonstrate the possibility of determining residual stress distribution in the dangerous section of a wheel tooth by the initial deformations of the reference specimen, which makes it possible to keep the part under examination unimpaired. A plate made of the same material as the toothed wheel and hardened simultaneously with the part under examination was used as a reference specimen. The influence of residual stresses on the fatigue resistance of toothed wheels by the average integral residual stresses criterion that takes into account both the value of residual stresses and the nature of their distribution in the dangerous section of toothed wheels was examined.

*Toothed wheels; reference specimen; initial deformations; residual stresses; fatigue resistance.*

---

*Citation:* Vakulyuk V.S., Kovalkin Yu.P., Sazanov V.P., Shadrin V.K. Residual stresses and fatigue resistance of toothed wheels. *Vestnik of Samara University. Aerospace and Mechanical Engineering*. 2018. V. 17, no. 1. P. 118-127.  
DOI: 10.18287/2541-7533-2018-17-1-118-127

### References

1. Pavlov V.F. On connection between residual stresses and the endurance limit under bending in stresses concentration conditions. *Proceedings of Higher Educational Institutions. Machine Building*. 1986. No. 8. P. 29-32. (In Russ.)
2. Pavlov V.F. Influence of a value and a distribution of residual stresses in the surface layer of a part with a concentrator on the endurance limit. Report 1. Solid parts. *Proceedings of Higher Educational Institutions. Machine Building*. 1988. No. 8. P. 22-26. (In Russ.)
3. Pavlov V.F. The influence of a value and a distribution of residual stresses in the surface layer of a part with a concentrator on the endurance limit. Report II. Hollow parts. *Proceedings of Higher Educational Institutions. Machine Building*. 1988. No. 12. P. 37-40. (In Russ.)
4. Pavlov V.F., Kirpichev V.A, Vakulyuk V.S. *Prognozirovanie soprotivleniya ustalosti poverkhnostno uprochnennykh detaley po ostatochnym napryazheniyam* [Prediction of fatigue

strength of surface hardened components by residual stresses]. Samara: Samarskiy Nauchnyy Tsentr RAN Publ., 2012. 125 p.

5. Ivanov S.I. K opredeleniyu ostatochnykh napryazheniy v tsilindre metodom kolets i polosok. *Sb. trudov «Ostatochnye napryazheniya»*. Iss. 53. Kuibyshev: Kuibyshev Aviation Institute Publ., 1971. P. 32-42. (In Russ.)

6. Ivanov S.I., Trofimov N.G., Shatunov M.P., Ermolaev V.M., Kovalkin Yu.P., Freydin E.I. *Sposob opredeleniya ostatochnykh napryazheniy v shesternyakh* [Method of measuring residual stresses in gears]. Author's certificate, USSR, no. 1439380, 1988. (Publ. 23.11.1988, bull. no. 43)

7. Shatunov M.P., Kovalkin Yu.P. Primenenie metoda konechnykh elementov dlya opredeleniya ostatochnykh napryazheniy vo vpadinakh shesterev. Dep. v VNIITEMR, 1986. no. 301. 27 p. (In Russ.)

8. Stepanov M.N. *Statisticheskaya obrabotka rezul'tatov mekhanicheskikh ispytaniy* [Statistical analysis of results of mechanical tests]. Moscow: Mashinostroenie Publ., 1972. 232 p.

9. Kuznetsov N.D., Tseytlin V.I., Volkov V.I. Tekhnologicheskie sposoby povysheniya nadezhnosti i resursa detaley gazoturbinnnykh dvigateley. *Sb. statey «Novye tekhnologicheskie protsessy i nadezhnost' GTD»*. Vyp. 3. Moscow: Central Institute of Aviation Motors Publ., 1975. P. 12. (In Russ.)

10. Turovskii M.L., Shifrin I.M. Stress concentration in the surface layer of cemented steel. *Vestnik Mashinostroeniya*. 1970. No. 11. P. 37-40. (In Russ.)

11. Vakulyuk V.S., Kirpichev V.A., Pavlov V.F., Sazanov V.P. Forecasting the limits of endurance surface hardening of specimens with stress. *Vestnik UGATU*. 2013. V. 17, no. 1 (54). P. 45-49. (In Russ.)

12. Chirkov A.V., Sazanov V.P., Samoylov V.A., Larionova Y.S. Modeling of redistribution of residual stresses in the cylindrical specimens after advancing surface plastic forming. *Vestnik of the Samara State Aerospace University*. 2011. No. 3 (27), part 3. P. 171-174. (In Russ.)