

**ИССЛЕДОВАНИЕ ВЛИЯНИЯ ОБКАТКИ РОЛИКОМ
НА ПРЕДЕЛ ВЫНОСЛИВОСТИ ВАЛОВ С НАПРЕССОВАННОЙ ВТУЛКОЙ**

©2016 В.Ф. Павлов, В.С. Вакулюк, Ю.П. Ковалкин, О.Ю. Семёнова, П.А. Шляпников
Самарский национальный исследовательский университет имени академика С.П. Королёва

**THE INFLUENCE OF ROLLER STRENGTHENING ON THE ENDURANCE LIMIT
OF SHAFTS WITH PRESSURIZED HUB**

Pavlov V.F., Vakulyuk V.S., Kovalkin Yu.P., Semenova O.Yu., Shlyapnikov P.A. (Samara National Research University, Samara, Russian Federation)

The influence of roller strengthening on the endurance limit under bending of the 25 mm diameter shafts made of steels 20 and 40X with a pressurized hub has been examined. It's been shown that the average integral residual stresses criterion should be recommended for the estimation of rolling influence on the endurance limit of shafts with a pressurized hub.

Влияние обкатки роликом валов диаметром 25 мм из сталей 20 и 40X на приращение предела выносливости при изгибе $\Delta\sigma_{-1}$ в случае симметричного цикла оценивалось по критерию среднеинтегральных остаточных напряжений $\bar{\sigma}_{ост}$ [1]

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

где $\bar{\psi}_{\sigma}$ – коэффициент влияния поверхностного упрочнения на предел выносливости по критерию $\bar{\sigma}_{ост}$;

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

$\sigma_z(\xi)$ – осевые остаточные напряжения в опасном сечении вала по толщине поверхностного слоя a ; $\xi = a/t_{кр}$ – расстояние от поверхности вала до текущего слоя, выраженное в долях $t_{кр}$; $t_{кр}$ – критическая глубина нераспространяющейся трещины усталости, возникающей в упрочнённой детали при работе на пределе выносливости.

Обкатка валов роликом проводилась при усилиях $P = 0,5$ кН и $P = 1,0$ кН. Распределение осевых σ_z остаточных напряжений по толщине поверхностного слоя a определялось экспериментально методом колец и полосок и представлено на рис. 1.

Испытания валов с напрессованной втулкой на усталость при изгибе в случае симметричного цикла проводились на машине УММ-01, база испытаний – $3 \cdot 10^6$ циклов нагружения. Значения пределов выносливости валов σ_{-1} представлены в табл. 1.

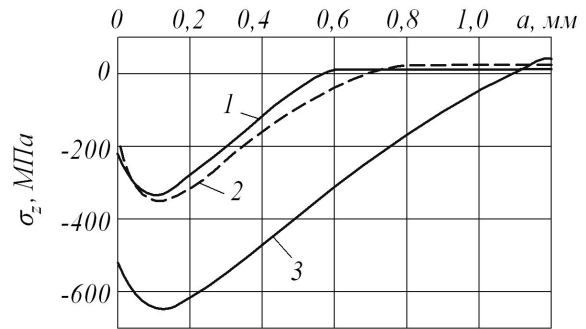


Рис. 1. Распределение осевых σ_z остаточных напряжений в упрочнённых обкаткой роликом валах из стали 20 (1, 2) и стали 40X (3) при: $P = 0,5$ кН (1) и $P = 1,0$ кН (2, 3)

Таблица 1 - Результаты определения остаточных напряжений и испытаний на усталость валов с напрессованной втулкой

Материал	K_{σ}	Неупр. валы σ_{-1} , МПа	Упрочнённые валы				
			P , кН	σ_{-1} , МПа	$t_{кр}$, мм	$\bar{\sigma}_{ост}$, МПа	$\bar{\psi}_{\sigma}$
Сталь 20	2,33	100	0,5	150	0,535	-148	0,338
	2,33		1,0	170	0,540	-201	0,348
40X	3,95	162,5	1,0	285	0,523	-484	0,253

Можно видеть, что приращение предела выносливости упрочнённых роликом при $P = 1,0$ кН валов из стали 40X почти в два раза выше, чем валов из стали 20, что объясняется большей величиной сжимающих остаточных напряжений и более полным их распределением по толщине поверхностного слоя.

Для определения критической глубины $t_{кр}$ нераспространяющейся трещины усталости выстоявшие базу испытаний упрочнённые роликом валы при напряжении, равном

пределу выносливости, доводились до разрушения при бóльшем напряжении. На изломах этих валов просматривались нераспространяющиеся усталостные трещины, средняя глубина которых приведена в табл. 1.

Критерий среднеинтегральных остаточных напряжений $\bar{\sigma}_{ост}$, приведённый в табл. 1, вычислялся по формуле (2) с использованием распределения остаточных напряжений, представленного на рис. 1. Коэффициент влияния поверхностного упрочнения на предел выносливости $\bar{\psi}_\sigma$, определённый по формуле (1), представлен также в табл. 1. Здесь же приведены значения эффективного коэффициента концентрации напряжений K_σ для вала с напрессованной втулкой. В работе [2] на основании многочисленных экспериментов была установлена зависимость между коэффициентом влияния $\bar{\psi}_\sigma$ и эффективным коэффициентом концентрации напряжений K_σ в виде

$$\bar{\psi}_\sigma = 0,514 - 0,065K_\sigma. \quad (3)$$

Коэффициент $\bar{\psi}_\sigma$, вычисленный по зависимости (3), составил: для валов из стали 20 – 0,362, из стали 40Х – 0,257, то есть коэффициенты $\bar{\psi}_\sigma$, полученные в настоящем исследовании (табл. 1), незначительно отличаются от вычисленных по формуле (3) величин. Поэтому критерий среднеинтегральных остаточных напряжений $\bar{\sigma}_{ост}$ может быть использован для прогнозирования предела выносливости поверхностно упрочнённых валов с напрессованной втулкой.

Библиографический список

1. Павлов В.Ф. О связи остаточных напряжений и предела выносливости при изгибе в условиях концентрации напряжений. / Известия вузов. Машиностроение. – 1986. – №8. – С. 29-32.
2. Кирпичёв В.А., Букатый А.С., Филатов А.П., Чирков А.В. Прогнозирование предела выносливости поверхностно упрочнённых деталей при различной степени концентрации напряжений. / Вестник УГАТУ. – 2011. – Т. 15, № 4 (44). – С. 81-85.

УДК 621.438

НЕСТАЦИОНАРНЫЙ ГАЗОДИНАМИЧЕСКИЙ РАСЧЁТ ВТОРОЙ СТУПЕНИ ТУРБИНЫ ГТД-110М С НЕРАВНОМЕРНОЙ РАССТАНОВКОЙ ЛОПАТОК В СОПЛОВИЩЕ

©2016 В.Н. Заваркин, Ф.В. Карпов, Д.И. Ларшин, И.А. Немтырева

Научно-производственное объединение «САТУРН», г. Рыбинск Ярославской области

TRANSIENT FLUID DYNAMIC ANALYSIS OF FLOWING IN SECOND STAGE OF TURBINE GTD-110M WITH IRREGULAR SPACING OF VANES IN NOZZLE

Zavarkin V.N., Karpov F.V., Larshin D.I., Nemtyreva I.A. ("NPO "Saturn", Rybinsk, Russian Federation)

Currently NPO Saturn is facing a problem of the GTD -110 stage 1 blade failure in the root area, which supposedly has been caused by excitations in the harmonics multiple of the number of nozzle vanes. A series of actions has been developed to solve this problem. One of them is change a number the nozzle vane second stage.

В качестве одного из мероприятий, направленных на предотвращение появления дефекта, заключающегося в разрушении рабочих лопаток первой ступени по замковому соединению, принято решение изменить число сопловых лопаток второй ступени с $z=48$ на $z=47$. Для снижения трудоёмкости

предложено изъять одну сопловую лопатку из левого полукольца соплового аппарата (если смотреть со стороны входных кромок) и использовать вставки для заполнения образовавшегося пространства, правое полукольцо относительно исходной конструкции остаётся неизменным (рис. 1).