

## ПРОГНОЗИРОВАНИЕ ТЕХНОЛОГИЧЕСКИХ ОСТАТОЧНЫХ ДЕФОРМАЦИЙ ТОНКОСТЕННЫХ ДИСКОВ ПОСЛЕ УПРОЧНЕНИЯ МЕТОДОМ ПОВЕРХНОСТНОГО ПЛАСТИЧЕСКОГО ДЕФОРМИРОВАНИЯ

© 2006 С.А. Букатый, А.П. Кондратов, А.С. Букатый

Рыбинская государственная авиационная технологическая академия им. П. А. Соловьёва,  
ОАО «Научно-производственное объединение «Сатурн», г. Рыбинск

Рассматривается метод прогнозирования технологических остаточных деформаций тонкостенных дисков после поверхностного упрочнения, основанный на упругом сопряжении простых элементов, на которые можно расчленить диск. Действие остаточных напряжений приводится к эквивалентным нагрузкам, прикладываемым к этим элементам. Показано, что данный подход позволяет решить проблему определения оптимальных режимов упрочнения малоэластичных деталей, относящихся к классу «тонкостенный диск».

Для обеспечения надежности и циклической долговечности деталей ГТД в настоящее время широко используются различные методы упрочнения поверхностным пластическим деформированием (ППД). Однако, наряду с улучшением поверхности и повышением циклической прочности образующиеся в тонком поверхностном слое деталей остаточные напряжения (ОН) приводят к изменению их размеров и формы – технологическим остаточным деформациям (ТОД). Проблема обеспечения геометрической точности при поверхностном упрочнении особенно актуальна для тонкостенных дисков компрессора из титановых сплавов, подверженных значительным ТОД.

Оптимальные режимы упрочнения должны обеспечить не только повышение прочности, но и геометрическую точность дисков. Для решения этой проблемы необходимо установить зависимость ТОД дисков от величины остаточных напряжений. Данная задача решается путем упругого сопряжения простых элементов – колец и кольцевой пластины, на которые можно условно расчленить диск (рис.1). При этом каждый из элементов испытывает собственные ТОД от действия ОН. После упрочнения дробеструйными способами ОН изменяются только по толщине поверхностного слоя, т. е. являются осесимметричными.

Тогда для колец имеем  $\sigma_\theta(\xi), \sigma_s(\xi), \tau_{\theta s}(\xi) = 0$  и для кольцевой пластины  $\sigma_\theta(\xi), \sigma_r(\xi), \tau_{\theta r}(\xi) = 0$ . Для колец действие ОН приводится к следующим нагрузкам:

$$N = \oint_S \int_0^a (\sigma_\theta - \mu\sigma_s) d\xi ds,$$

$$M_x = \oint_S \int_0^a y(\sigma_\theta - \mu\sigma_s) d\xi ds,$$

$$M_y = \oint_S \int_0^a x(\sigma_\theta - \mu\sigma_s) d\xi ds.$$

Кольцевую пластину рассматриваем как шарнирно опертую, нагруженную по торцевым поверхностям распределенными эквивалентными нагрузками, приведенными к срединной поверхности. При двухсторонней обработке эти нагрузки имеют вид:

$$P = - \int_0^{a_e} (\sigma_r - \sigma_\theta)_e d\xi - \int_0^{a_n} (\sigma_r - \mu\sigma_\theta)_n d\xi,$$

$$M = \int_0^{a_e} (\sigma_r - \mu\sigma_\theta)_e \left(\frac{h}{2} - \xi\right) d\xi - \int_0^{a_n} (\sigma_r - \mu\sigma_\theta)_n \left(\frac{h}{2} - \xi\right) d\xi.$$

Неизвестные силовые факторы  $X_i$  найдем из условий упругого сопряжения элементов диска:

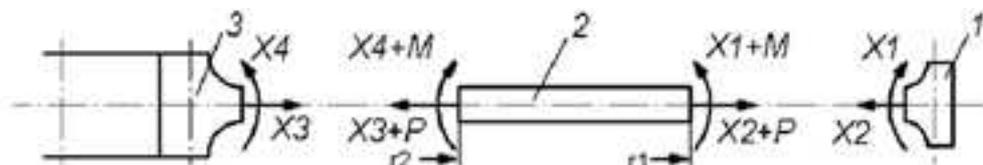


Рис.1. Расчетная схема диска компрессора

при  $r = r_g$   $U_{K1} = U_n^g$ ,  $\theta_{K1} = \theta_n^g$ ;

при  $r = r_h$   $U_{K2} = U_n^h$ ,  $\theta_{K2} = \theta_n^h$ .

Эти условия дают две независимые системы, каждая из которых состоит из двух уравнений:

$$\left\{ \begin{array}{l} U_{K1}^* - j \cdot K_2 = \frac{X_2 + P}{E \cdot h} \cdot a - \frac{X_3 + P}{E \cdot h}; \\ \theta_{K1}^* - k \cdot X_1 = -(r_1^2 \cdot (X_1 + M) - \\ - r_2^2 \cdot (X_4 + M)) \cdot c + i \cdot (X_1 - X_4); \\ U_{K2}^* - g \cdot K_3 = \frac{X_2 + P}{E \cdot h} \cdot a - \frac{X_3 + P}{E \cdot h} \cdot b; \\ - \theta_{K2}^* + n \cdot X_4 = (r_1^2 \cdot (X_1 + M) - \\ - r_2^2 \cdot (X_4 + M)) \cdot c + i \cdot (X_1 - X_4). \end{array} \right.$$

Радиальные смещения  $U$  и угловые перемещения  $\theta$  элементов диска имеют вид:

$$U_{K1} = U_{K1}^* - j \cdot K_2; \quad U_{K2} = U_{K2}^* - g \cdot K_3;$$

$$U_n = \frac{X_2 + P}{E \cdot h} \cdot a - \frac{X_3 + P}{E \cdot h};$$

$$\theta_{K1} = \theta_{K1}^* - k \cdot X_1; \quad \theta_{K2} = \theta_{K2}^* - n \cdot X_4;$$

$$\theta_n = (r_1^2 \cdot (X_1 + M) - r_2^2 \cdot (X_4 + M)) \cdot c + \\ + i \cdot (X_1 - X_4).$$

Радиальные и угловые деформации колец от действия остаточных напряжений без учета факторов упругого сопряжения:

$$U_{K1}^* = \frac{-R_{K1}}{E \cdot F_{K1}} \cdot \int_0^s \int_0^a (\sigma_\theta - \mu \cdot \sigma_s) dnds;$$

$$\theta_{K1}^* = R_{K1} (\sin(\alpha) + \frac{I_{xy}}{I_x} \cdot \cos(\alpha)) \cdot \Delta Ku_{K1} -$$

$$- (\cos(\alpha) - \frac{I_{xy}}{I_x} \cdot \sin(\alpha)) \cdot \Delta Kv_{K1};$$

$$U_{K2}^* = \frac{-R_{K2}}{E \cdot F_{K2}} \cdot \int_0^s \int_0^a (\sigma_\theta - \mu \cdot \sigma_s) dnds;$$

$$\theta_{K2}^* = R_{K2} (\sin(\alpha) + \frac{I_{xy}}{I_x} \cdot \cos(\alpha)) \cdot \Delta Ku_{K2} -$$

$$- (\cos(\alpha) - \frac{I_{xy}}{I_x} \cdot \sin(\alpha)) \cdot \Delta Kv_{K2},$$

где изменение кривизны колец:

$$\Delta Ku_{K1} = \frac{-1}{E \cdot I_V} \cdot \int_0^s \int_0^a u(\sigma_\theta - \mu \cdot \sigma_s) dnds;$$

$$\Delta Kv_{K1} = \frac{-1}{E \cdot I_U} \cdot \int_0^s \int_0^a v(\sigma_\theta - \mu \cdot \sigma_s) dnds;$$

$$\Delta Ku_{K2} = \frac{-1}{E \cdot I_V} \cdot \int_0^s \int_0^a u(\sigma_\theta - \mu \cdot \sigma_s) dnds;$$

$$\Delta Kv_{K2} = \frac{-1}{E \cdot I_U} \cdot \int_0^s \int_0^a v(\sigma_\theta - \mu \cdot \sigma_s) dnds.$$

Моменты, действующие на кольцевую пластину:

$$M_{ra} = X_4 + M; \quad M_{rb} = X_1 + M.$$

Тогда прогиб кольцевой пластины найдем на основании [1]:

$$W = \frac{-C_1 \cdot r^2}{4} - C_2 \cdot \ln\left(\frac{r}{r_1}\right) + C_3,$$

$$\text{где } C_1 = \frac{2 \cdot (r_1^2 \cdot M_{rb} - r_2^2 \cdot M_{ra})}{(1 + \nu) \cdot D \cdot (r_1^2 - r_2^2)},$$

$$C_2 = \frac{r_2^2 \cdot r_1^2 \cdot (M_{rb} - M_{ra})}{(1 - \nu) \cdot D \cdot (r_1^2 - r_2^2)}, \quad C_3 = \frac{C_1 \cdot r_1^2}{4}.$$

При решении системы уравнений использовались следующие константы, зависящие от параметров диска:

$$a = \frac{r_1^2 \cdot r}{r_1^2 - r_2^2} \cdot (1 - \nu + \frac{r_2^2}{r^2} \cdot (1 + \nu)),$$

$$b = \frac{r_2^2 \cdot r}{r_1^2 - r_2^2} \cdot (1 - \nu + \frac{r_1^2}{r^2} \cdot (1 + \nu)),$$

$$c = \frac{r}{(1 + \nu) \cdot D \cdot (r_1^2 - r_2^2)},$$

$$i = \frac{r_2^2 \cdot r_1^2}{(1 - \nu) \cdot D \cdot (r_1^2 - r_2^2) \cdot r},$$

$$j = \frac{R_{K1}}{E \cdot F_{K1}}, \quad k = \frac{R_{K1}^2}{E \cdot I_{K1}},$$

$$g = \frac{R_{K2}}{E \cdot F_{K2}}; \quad n = \frac{R_{K2}^2}{E \cdot I_{K2}}; \quad D = \frac{E \cdot h^2}{12 - (1 - \nu)}.$$

В результате решения системы уравнений были получены следующие выражения для силовых факторов  $X_i$ :



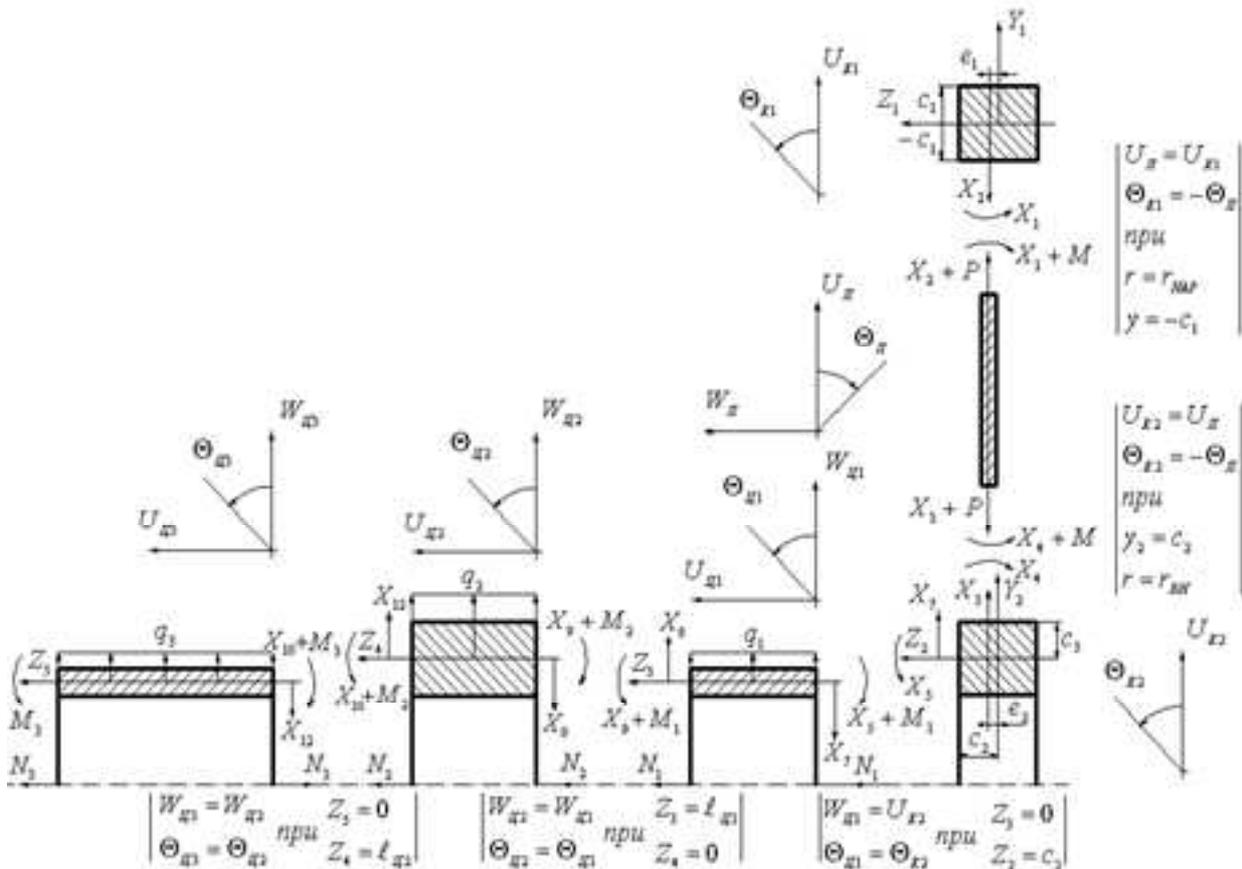


Рис. 3 Расчетная схема вала трансмиссии ГТУ и условия упругого сопряжения элементов вала

Последующее упрочнение микрошариками на указанном выше режиме не приводит к существенному увеличению предела выносливости. Полировка полотна войлочным кругом позволила увеличить предел выносливости до  $\sigma_{-1} = 460$  МПа, но последующее упрочнение микрошариками не привело к повышению предела выносливости. Необходимое увеличение ОН за счет повышения давления воздуха при упрочнении может привести к увеличению ТОД полотна диафрагмы. При этом экспериментальное исследование ТОД в зависимости от режимов упрочнения и величины ОН является трудоемкой и дорогостоящей операцией, требующей изготовления опытных деталей.

Для уменьшения деформаций диафрагм нужно обеспечить одинаковый с обеих сторон минимальный уровень ОН, что противоречит необходимости повышения циклической прочности, для обеспечения

которой требуется увеличение сжимающих ОН. Однако, вследствие малости толщины  $h$  полотна диафрагмы, увеличение сжимающих ОН приводит к увеличению подложных растягивающих ОН, понижающих предел выносливости. Поэтому данная проблема выходит за рамки технологической инженерной задачи и относится к научным, не решенным до настоящего времени проблемам упрочнения тонкостенных дисков. Это отражено в протоколе Международного н.-т. семинара «Прогрессивные технологии для создания ГТД нового поколения» (Москва, 3–4 сентября 2003 г).

Расчетный метод прогнозирования ТОД позволяет в сжатые сроки провести численное моделирование различных вариантов соотношения величины и глубины залегания ОН и подобрать необходимые режимы упрочнения. Для этого необходимо предварительно установить зависимость предела выносливости материала детали от величины остаточных напряжений, а затем

исследовать различные способы упрочнения и установить связь ОН с параметрами режимов упрочнения. Необходимые способ и параметры режимов упрочнения можно получить путем решения оптимизационной задачи.

#### **Список литературы**

1. Прочность, устойчивость, колебания. Справочник в трех томах. Том 1. Под ред. И.А. Биргера и Я.Г. Пановко. –М.: Машиностроение, 1968. – 831с.

### **PROGNOSTICATION OF THE TECHNOLOGICAL RESIDUAL DEFORMATIONS OF SLIM DISKS AFTER STRENGTHENING BY MEANS OF SUPERFICIAL PLASTIC STRAINING**

© 2006 S.A. Bukaty, A.P. Kondratov, A.S.Bukaty

The method is designed for the technological residual deformations prognostication of slim disks after superficial strengthening. This method is based on elastic coupling of simple elements. The elements are the result of slim disk segmentation. Reaction of residual tensions adduced as equivalent strains, which are applied to simple elements. This method solve the problem of optimum regime strengthening for small-hard details from the type «slim disk».