

УДК 534.282+620.178.5:62-226.2

В.М. МЕРКУЛОВ, Ф.Д. ИЛЬЮЩЕНКО

ГП «Ивченко-Прогресс», Запорожье, Украина

## РАЗРАБОТКА БАНДАЖИРОВАННЫХ РАБОЧИХ ЛОПАТОК ТУРБИН С УЧЕТОМ ТРЕБОВАНИЙ НАДЕЖНОСТИ И ТЕХНОЛОГИЧНОСТИ

Приведены результаты аналитического исследования особенностей рабочих лопаток турбин с бандажными полками, имеющими плоские боковые стороны по которым происходит контакт при образовании замкнутой кольцевой связи. Указываются основные подходы по их проектированию.

**рабочая лопатка, бандажная полка, контактная поверхность, угол закрутки пера, угол наклона контактных поверхностей**

### Введение

Рабочие лопатки турбины являются наиболее нагруженными, ответственными и массовыми деталями газотурбинного двигателя. В современном турбостроении широко применяются бандажированные рабочие лопатки турбин, что позволяет повысить экономичность турбомашин, уменьшить массу ротора, снизить вибронпряженность лопаток, и следовательно, повысить ресурс их работы. Поэтому дальнейшее совершенствование конструкции бандажированных лопаток с целью повышения их надежности и технологичности является одной из актуальнейших проблем современного двигателестроения.

В настоящее время в практике конструирования рабочих лопаток турбин наряду с широко известными Z-образными бандажными полками начали находить применение рабочие лопатки с бандажными полками, имеющими плоские боковые торцы по которым происходит контакт (так называемые беззиговые бандажные полки). Такие лопатки более технологичны в изготовлении, они не имеют концентраторов напряжений на бандажных полках, у них отсутствует перетекание газа через зазор по стыкам полков, а напряжения смятия на контактных поверхностях имеют более низкие значения за счет большей по-

верхности соприкосновения. Однако их применение связано с определенными ограничениями.

Целью данной работы является исследование особенностей конструкции рабочих лопаток с беззиговыми бандажными полками и определение основных параметров и условий влияющих на их работоспособность.

### Предмет исследования

В рассматриваемом рабочем колесе турбины (рис. 1) взаимодействие лопаток между собой осуществляется по контактным поверхностям  $K$  бандажных полков, образующих замкнутую кольцевую связь.

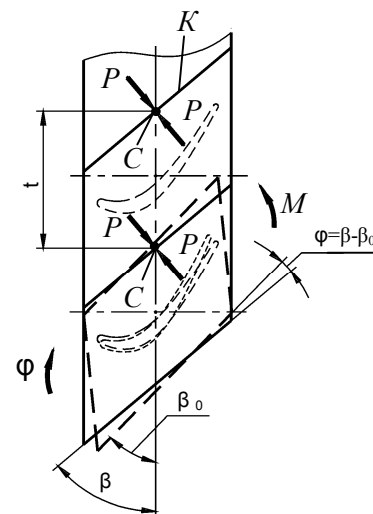


Рис. 1. Схема взаимодействия бандажных полков

Связность лопаток на круг обеспечивается за счет упругой закрутки пера на угол  $\varphi$ . При этом на бандажные полки лопаток действует крутящий момент

$$M = G\varphi,$$

где  $G$  – жесткость лопатки на кручение пера.

Многолетняя практика показала, что основным параметром, характеризующим уровень кольцевой бандажной связи, является сила  $P$  контактного давления между полками

$$P = \frac{M}{t \cos \beta} = \frac{G\varphi}{t \cos \beta}.$$

Угол  $\varphi$  при работе двигателя определяется следующим соотношением:

$$\varphi = \varphi_M - \varphi_P - \varphi_B + \varphi_T,$$

где  $\varphi_M$  – угол закрутки бандажной полки при монтаже;

$\varphi_P$  – угол поворота бандажной полки из-за раскрутки пера лопатки в поле центробежных сил;

$\varphi_T$  – угол поворота бандажной полки вследствие ее температурного расширения;

$\varphi_B$  – угол поворота бандажной полки из-за вытяжки лопаток и диска от действия центробежных сил и температуры.

Рассматриваемая бандажная связь обладает такой особенностью, что при работе двигателя перо лопатки раскручивается в поле центробежных сил таким образом, что уменьшает действие монтажного угла закрутки.

Обеспечение необходимого эксплуатационного угла закрутки бандажной полки за счет температурного состояния бандажных полок и вытяжки лопаток и диска является проблематичной задачей. Анализ указанных факторов показал, что они в достаточной степени исключают друг друга.

Наиболее реальным является проектирование пера с геометрическими характеристиками, обеспечивающими необходимый монтажный угол закрутки бандажной полки и небольшую раскрутку концевой части пера в поле центробежных сил.

Беззиговые бандажные полки имеют конструктивные ограничения по выполнению угла наклона контактных поверхностей  $\beta$  из-за необходимости обеспечения их сопряжения с концевым сечением пера.

Конструктивная проработка возможности создания беззиговых бандажных полок на базе существующих лопаток показала, что значения угла  $\beta$  могут находиться в диапазоне от 45 до 70°. При этом необходимо учитывать, что выбираемый угол  $\beta$  для конструкции бандажной полки должен обеспечивать проскальзывание по контактным поверхностям при изменении режима работы двигателя в связи с несогласованием между шагом лопаток на радиусе полок и размерами полок. Наиболее опасным с точки зрения заклинивания является переходный режим, вызывающий увеличение угла закрутки пера лопатки.

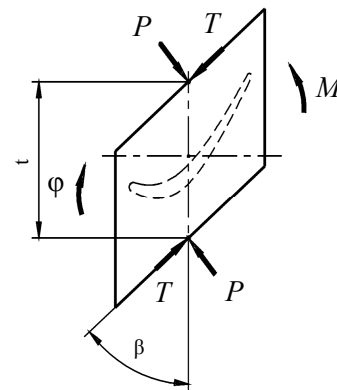


Рис. 2. Силы, действующие на бандажную полку на переходном режиме, при увеличении угла закрутки  $\varphi$

В этом случае на полку кроме момента от пера  $M$ , сил  $P$  от соседних полок действуют силы трения  $T$  по контактным поверхностям (рис. 2). Для проворота полки должно соблюдаться условие:

$$Pt \cos \beta \geq M + Tt \sin \beta,$$

где  $T = Pf$ ;  $f$  – коэффициент трения по контактными поверхностям.

После соответствующих преобразований получаем неравенство

$$P \geq \frac{M}{t \sin \beta (ctg \beta - f)}$$

Откуда, можно заключить, что при угле  $\beta$ , соответствующем  $ctg \beta = f$ ,  $P = \infty$ , а при  $ctg \beta < f$  сила  $P$  приобретает отрицательное значение. Это свидетельствует о том, что при данных значениях угла  $\beta$  проворот полок будет невозможен.

Используя данные работы [2] и учитывая грубую шероховатость контактных поверхностей после испытаний, коэффициент трения можно принять равным 0,6...0,7, тогда соответствующее максимальное значение угла  $\beta$ , обеспечивающее проскальзывание, будет составлять  $60^\circ \dots 55^\circ$ .

При проектировании бандажных полок необходимо учитывать неравномерность распределения давлений по контактным поверхностям.

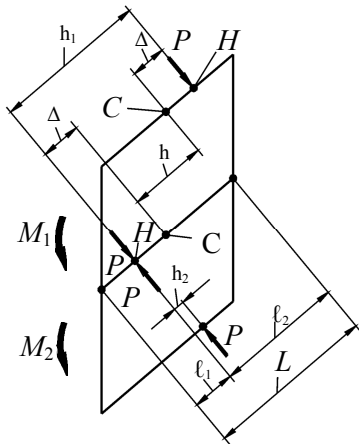


Рис. 3. Схема действующих на полки сил при  $M_1 > M_2$

Если моменты  $M_1$  и  $M_2$ , действующие на полки соседних лопаток равны т. е.  $M_1 = M_2 = M$ , то распределение давлений по контактным поверхностям равномерное и их равнодействующие силы  $P$  приложены посередине участка  $L$  в точке  $C$  (рис. 1).

Рассмотрим схему взаимодействия бандажных полок (рис. 3) когда из-за наличия технологических допусков на изготовление  $M_1 \neq M_2$ . В этом случае распределение давлений по контактным поверхностям

будет неравномерным, вследствие этого точка приложения силы  $P$  сместится на расстояние  $\Delta$

$$\Delta = \frac{t \cos \beta (k - 1)}{2(k + 1)},$$

где  $K = \frac{M_1}{M_2}$  при  $M_1 \geq M_2$ .

Определим распределение давления  $q$  по контактным поверхностям, принимая в первом приближении, что оно изменяется по линейному закону.

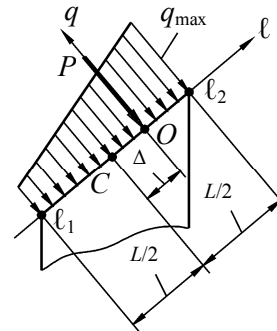


Рис. 4. Схема распределения давления на контактной поверхности

Из системы уравнений равновесия:

$$\int_{l_1}^{l_2} q dl = 0, \quad \int_{l_1}^{l_2} q dl = P$$

с учетом, что  $q = Al + B$  (где  $A$  и  $B$  коэффициенты уравнения) находим

$$q_{\max} = \frac{P}{L} \left( 6 \frac{\Delta}{L} + 1 \right).$$

Если максимальное давление  $q_{\max}$ , отнесенное к усредненному равномерно распределенному давлению  $\frac{P}{L}$ , обозначить как максимальное относительное давление

$$\overline{q_{\max}} = \frac{q_{\max}}{P/L},$$

а относительную длину контактной поверхности как

$$\overline{L} = \frac{L}{t}$$

и учитывая полученное значение  $\Delta$  получим

$$\overline{q_{\max}} = 3 \frac{\cos \beta}{\overline{L}} \left( \frac{k - 1}{k + 1} \right) + 1.$$

Анализ параметров входящих в полученную зависимость показывает, что минимальное значение угла  $\beta$  может составлять  $45^\circ$ , а максимальное значение отношения моментов  $k$  достигать величины 1,5, тогда для значений  $\bar{L} = 1,04 \dots 1,39$ , характерных для данного типа бандажной связи, получим, что  $q_{\max}$  может превышать усредненную величину давления  $q$  в 1,3...1,4 раза.

Для рабочих лопаток с Z-образными бандажными полками относительная длина контактной поверхности обычно составляет  $\bar{L} = 0,21 \dots 0,25$ .

Учет указанной неравномерности для них выполненный в [3] показывает, что уровень максимальных контактных напряжений может отличаться от расчетного значения, определенного для равномерного распределения давления, в десять и более раз.

Это требует внедрения в лопатки дополнительных технологических, или конструктивных мероприятий, уменьшающих указанную неравномерность.

Беззиговые бандажные полки, имеют большую относительную длину контактных поверхностей, за счет чего обеспечивается более равномерное распределение давлений по контактным поверхностям в собранном колесе, имеющем разные значения моментов  $M$  передаваемых от пера к бандажным полкам. Дополнительные мероприятия при этом не требуются.

## Заключение

Результаты проведенных аналитических исследований использованы при проектировании более 10 типов лопаток турбин с беззиговыми бандажными полками, которые внедрены в конструкцию рабочих колес турбин ряда опытных и серийных авиационных двигателей и газотурбинных приводов наземного применения. При этом снизилась трудоемкость изготовления лопаток, повысились их надежность и ресурс.

## Литература

1. Биргер И.А., Шорр Б.Ф., Иосилевич Г.Б. Расчет на прочность деталей машин. – М.: Машиностроение, 1979. – 702 с.
2. Крагельский И.В., Виноградова И.Э. Коэффициенты трения. – М.: Гостехиздат, 1962. – 37 с.
3. Кривошей В.Я. К расчету бандажных полок рабочих лопаток турбомашин // Проблемы прочности. – 1982. – № 8. – С. 58-60.
4. Кривошей В.Я. К методике расчета напряженности элементов бандажных полок рабочих лопаток турбомашин // Проблемы прочности. – 1988. – № 6. – С. 96-98.

*Поступила в редакцию 1.06.2006*

**Рецензент:** д-р техн. наук, проф. Д.Ф. Симбирский, Национальный аэрокосмический университет им. Н.Е. Жуковского «ХАИ», Харьков.