

УДК 629.7.036:539.4

В.М. МЕРКУЛОВ<sup>1</sup>, Ю.В. ЯКУШЕВ<sup>1</sup>, Н.Н. ФЕДОРЧЕНКО<sup>1</sup>, А.П. ЗИНЬКОВСКИЙ<sup>2</sup><sup>1</sup>ГП ЗМКБ “Прогресс” им. академика А.Г. Ивченко, Запорожье, Украина<sup>2</sup>Институт проблем прочности им. Г.С. Писаренко НАН Украины, Киев, Украина

## О ВЛИЯНИИ ПАРАМЕТРОВ БАНДАЖИРОВАНИЯ НА НАДЕЖНОСТЬ И РЕСУРС РАБОЧИХ ЛОПАТОК ТУРБИН

Приведены расчетные исследования влияния конструктивных факторов на повреждаемость кольцевых бандажных связей рабочих лопаток турбин в процессе длительной эксплуатации АГТД и их сравнение с данными эксплуатации. Установлено, что износ контактных поверхностей бандажных полок вызван уменьшением нормальной силы, действующей на их контактных поверхностях, из-за процесса ползучести материала лопаток. Показано, что долговечность полок можно повысить за счет уменьшения угла упругой закрутки пера. При этом необходимая нормальная сила обеспечивается путем увеличения угла наклона контактных поверхностей.

**Ключевые слова:** рабочая лопатка, бандажная полка, ползучесть материала, остаточный разворот, износ контактных поверхностей, угол наклона контактных поверхностей.

### Введение

Повышение долговечности рабочих лопаток турбин является весьма актуальной задачей в связи с постоянно растущими требованиями увеличения ресурса и надежности авиационных газотурбинных двигателей (АГТД).

В современных АГТД с целью повышения их вибрационной надежности и экономичности широко применяются рабочие лопатки с бандажными полками, которые в условиях эксплуатации образуют кольцевую связь всех лопаток венца.

Наряду с положительными качествами одним из недостатков бандажирования является то, что в процессе длительной эксплуатации двигателя очень часто наблюдается интенсивный износ контактных поверхностей, величина которого в значительной мере определяет ресурс лопаток турбин до их ремонта.

Для обеспечения надежного функционирования бандажной связи лопаток в процессе эксплуатации АГТД выполняется постоянный контроль износа контактных поверхностей полок. При ремонте рабочих лопаток поврежденные поверхности полок обязательно восстанавливаются, а для повышения их долговечности осуществляется упрочнение износостойкими материалами. Однако далеко не всегда с помощью этого способа можно обеспечить долговечность контактных поверхностей бандажных полок при возрастающих требованиях к ресурсу АГТД.

Для поиска новых путей решения указанной проблемы необходимо знание основных факторов,

влияющих на процесс износа контактных поверхностей бандажных полок.

Поэтому целью данной работы является исследование влияния конструктивных факторов на повреждаемость бандажных связей рабочих лопаток турбин в процессе длительной эксплуатации АГТД и разработка способов дальнейшего повышения их долговечности.

### 1. Объекты исследования и характеристики повреждаемости бандажных полок

В качестве объектов исследования были выбраны рабочие лопатки турбины среднего давления (ТСД) и 1 ступени турбины вентилятора (ТВ) АГТД, имеющие Z-образные бандажные полки. Рассматриваемые лопатки, изготавливаемые из жаропрочных никелевых сплавов ЖС26-ВИ и ЖС6У-ВИ соответственно, эксплуатируются при температурах 900...980°C (ТСД) и 800...885°C (ТВ) с периодическим охлаждением в условиях активной окислительной среды, значительных контактных нагрузок и трения. Контактные поверхности бандажных полок выбранных лопаток упрочнены износостойкими пластинами из материала ВЖЛ-2.

Кинетика повреждаемости бандажной связи оценивалась по износу контактных поверхностей полок и по остаточному углу их разворота. За величину износа принималась наибольшая глубина повреждения материала контактной поверхности. Полученные величины усреднялись по результатам обмеров всех лопаток венца.

На рис. 1 приведены зависимости изменения значений относительного износа контактных поверхностей  $\bar{h} = h/\Delta_M$  и относительного угла остаточного разворота полков  $\bar{\varphi}_0 = \varphi_0/\varphi_M$  от времени наработки лопаток в двигателе, где  $h$  и  $\varphi_0$  – текущие значения износа полки и остаточного угла ее разворота;  $\Delta_M$  – величина монтажного натяга по полкам;  $\varphi_M$  – монтажный угол закрутки пера (полки).

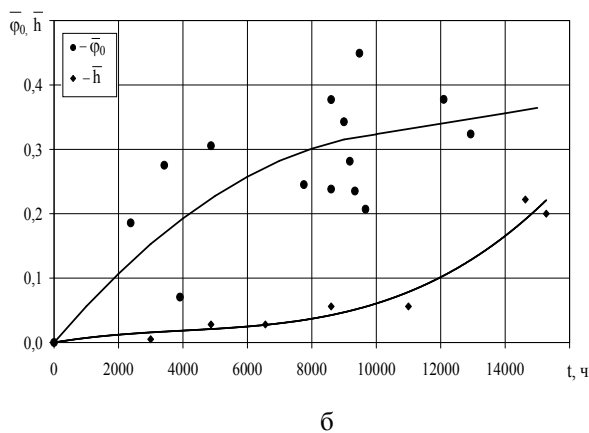
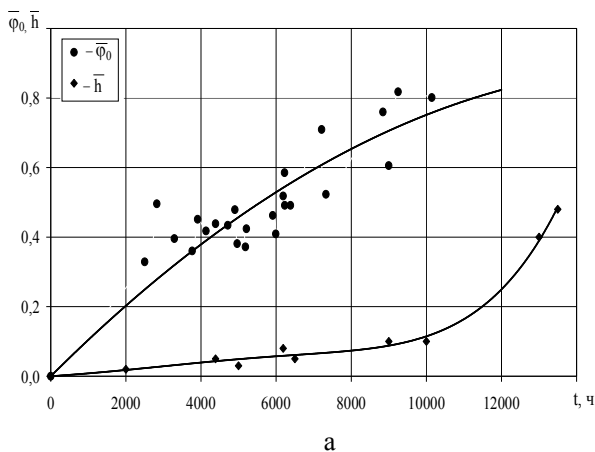


Рис. 1. Зависимость изменения параметров повреждаемости бандажных связей рабочих лопаток ТСД (а) и 1 ступени ТВ (б) от времени наработки

Результаты анализа полученных данных показывают, что при наработке до 8000...10000 часов износ контактных поверхностей изменяется практически по линейному закону при очень медленном темпе его возрастания. Так, величина максимального износа для указанной наработки составляет для лопаток ТСД 0,05...0,08мм, а 1 ступени ТВ - 0,15...0,20мм. При этом имеет место более интенсивное возрастание угла остаточного разворота бандажных полков и для указанной выше наработки рабочих лопаток ТСД он составляет 50'...60', а 1 ступени ТВ - 1°10'...1°20'.

## 2. Результаты исследований влияния конструктивных факторов на износ контактных поверхностей бандажных полков

Известно [1], что эффективность бандажирования, как средства снижения вибрационной напряженности рабочих лопаток, достигается при определенном уровне прижатия контактных поверхностей полков.

Износ контактных поверхностей полков и их остаточный разворот приводят к уменьшению прижатия и даже появлению зазора по полкам, что обуславливает снижение демпфирующей способности и, как следствие, повышение уровня вибронпряженности лопаток венца.

Рассмотрим конструктивные факторы лопаток, влияющие на износ контактных поверхностей их бандажных полков.

Многолетний опыт доводки рабочих колес турбин АГТД показывает, что основной характеристикой кольцевой бандажной связи является сила  $P$  контактного давления (нормальная сила) между полками. Подтверждением этого являются следующие данные.

Так, если на начальной стадии создания двигателя, контактные поверхности полков исследуемых лопаток после наработки 100...150 часов имели износ 0,5...1,4 мм, то, как показано в работе [2], увеличение силы  $P$  путем изменения монтажного угла закрутки  $\varphi_M$  пера при установке рабочих лопаток ТСД в диск с 50' до 1°20', а 1 ступени ТВ - с 2° до 4° позволило существенно повысить ресурс двигателя.

Для проведения исследований в соответствии с постановкой задачи рассмотрим силы, действующие на бандажную полку, при работе двигателя на установившемся режиме, которые показаны на рис. 2.

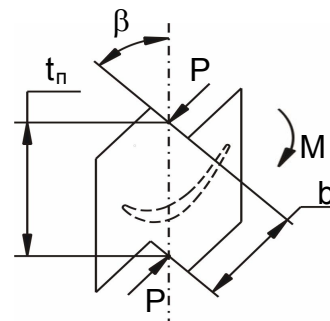


Рис. 2. Силы, действующие на бандажную полку на установившемся режиме работы двигателя

В работе [3] при изучении напряженности  $Z$  – образных бандажных полков, используя изложенные в

[4] подходы, была получена формула для определения силы  $P$  на установившемся режиме двигателя:

$$P = M / (t_{\tau} \cos \beta), \quad (1)$$

где  $M = G\varphi$  – крутящий момент, действующий на бандажную полку вследствие упругой закрутки пера лопатки;  $G$  – коэффициент жесткости пера лопатки на кручение;  $\varphi$  – угол поворота полки;  $\beta$  – угол между плоскостями вращения рабочего колеса и контакта полков;  $t_{\tau}$  – расстояние между сходственными точками контактирующих полков в плоскости вращения.

Как следует из формулы (1), в процессе длительной эксплуатации сила  $P$  может изменяться только за счет крутящего момента  $M$ , который определяется углом поворота  $\varphi$  полки.

Анализ состояния исследуемых лопаток после наработки до 10000 часов показал, что имеет место уменьшение монтажного угла закрутки  $\varphi_M$  бандажной полки. Это обуславливается, во-первых, ползучестью материала лопатки, которая приводит к появлению остаточного угла разворота. Во-вторых, изменяется угол поворота полки вызываемый раскруткой пера лопатки в поле центробежных сил из-за изменения формы пера, вызванного остаточной деформацией. Последнее в расчетах можно не учитывать, так как для слабо закрученных лопаток (к которым относятся исследуемые лопатки) значение этого изменения угла очень мало.

С учетом изложенного, выражение для определения угла поворота бандажной полки  $\varphi$  может быть представлено в виде

$$\varphi = \varphi_H - \varphi_{OP}, \quad (2)$$

где  $\varphi_H$  – угол поворота полки в начале эксплуатации двигателя,  $\varphi_{OP}$  – угол остаточного разворота полки в процессе эксплуатации.

Результаты выполненных расчетов показали, что в процессе эксплуатации двигателя в течение 8000...10000 часов нормальная сила  $P$  для лопаток ТСД уменьшилась на 70%, а 1 ступени ТВ – на 30%. Обнаруженный при дальнейшей эксплуатации двигателя повышенный износ контактных поверхностей бандажных полков подтверждает справедливость предположения, что его причиной является уменьшение нормальной силы  $P$  за счет деформации ползучести.

Необходимый уровень нормальной силы  $P$ , обеспечивающий требуемую долговечность бандажных полков, согласно формуле (1) можно получить путем увеличения крутящего момента  $M$  или угла  $\beta$ .

Обычно в практике создания двигателей крутящий момент пера лопатки повышается путем увеличения монтажного угла закрутки  $\varphi_M$  пера лопатки,

как более простого для производства. Однако это может приводить к возрастанию напряженности пера лопатки [5], а также в процессе длительной эксплуатации, как отмечалось выше, к процессам ползучести и, как следствие, уменьшению силы  $P$ . Поэтому ее повышение более целесообразно обеспечивать за счет увеличения угла  $\beta$ .

Заметим, что увеличивать угол  $\beta$  можно до определенной величины. Здесь существует два ограничивающих фактора.

Рассмотрим первый из них.

Одной из определяющих характеристик бандажной связи лопаток является натяг  $\Delta$  между контактными поверхностями полков, который определяется из выражения [4]:

$$\Delta = b - t_{\tau} \sin \beta_0, \quad (3)$$

где  $\beta_0$  и  $b$  – угол наклона контактных поверхностей и расстояние между ними до сборки (рис. 2) соответственно.

После некоторых преобразований и учитывая малость угла  $\varphi$ , выражение (3) приобретает вид:

$$\Delta = \varphi t_{\tau} \cos \beta. \quad (4)$$

На рис. 3 приведены расчетные зависимости относительных значений нормальной силы  $\bar{P} = P / P_{\beta=0}$  и натяга по полкам  $\bar{\Delta} = \Delta / \Delta_{\beta=0}$  от угла наклона  $\beta$  контактных поверхностей. Видно, что при его увеличении до  $20^\circ$  как сила, так и натяг изменяются незначительно.

При дальнейшем увеличении угла  $\beta$  имеют место интенсивные возрастание нормальной силы и уменьшение натяга. Поэтому допустимая минимальная величина натяга по полкам определяется исходя из изменений силы  $P$  в зависимости от технологических допусков на изготовление лопаток и прогнозируемой величины износа контактных поверхностей.

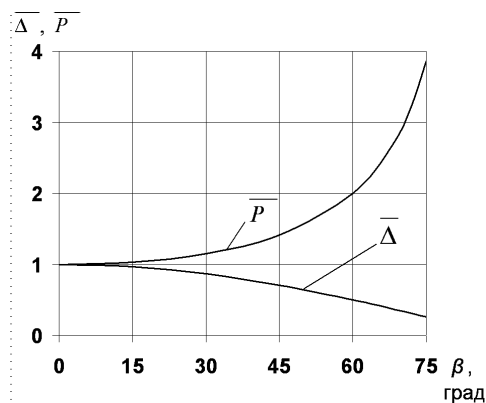


Рис. 3. Зависимость изменения относительных значений нормальной силы  $P$  и натяга по полкам  $\Delta$  от угла наклона  $\beta$  контактных поверхностей

Вторым ограничивающим фактором на увеличение угла наклона  $\beta$  контактных поверхностей является избежание заклинивания и поломки полок на переходных режимах работы двигателя.

Формула для определения нормальной силы на этих режимах, полученная из условия проворота бандажной полки против действия момента  $M$  с учетом действующих на контактных поверхностях сил трения, имеет вид [3]:

$$P_{\perp} = \frac{M}{t_{\perp} \sin \beta (\operatorname{ctg} \beta - f)}, \quad (5)$$

где  $f$  – коэффициент трения.

Влияние угла наклона  $\beta$  на изменение относительного значения нормальной силы  $\bar{P}_{\perp} = \frac{P_{\perp}}{P}$  на переходном режиме иллюстрируют данные, приведенные на рис. 4. Видно, что нормальная сила, соответствующая переходному режиму, по сравнению с таковой для установившегося режима при увеличении угла  $\beta$  до  $15^{\circ}$  возрастает незначительно. При дальнейшем увеличении угла наклона контактных поверхностей полок наблюдается ее резкое возрастание при такой его величине для заданного коэффициента трения, когда проворот полок становится невозможным.

Учитывая грубую шероховатость контактных поверхностей после испытаний, коэффициент трения  $f$  для исследуемых лопаток можно принять равным 0,6...0,7. В этом случае максимальное значение угла  $\beta$ , обеспечивающее проскальзывание контактирующих поверх- бандажных полок, будет составлять  $55^{\circ}$ ... $60^{\circ}$ .

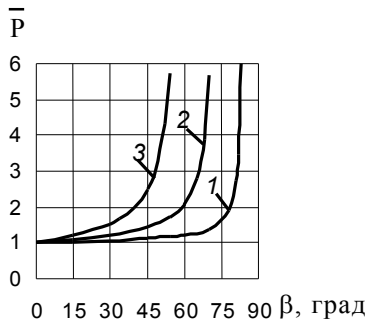


Рис. 4. Зависимость изменения относительного значения нормальной силы  $P_{\perp}$  на переходном режиме от угла наклона  $\beta$  контактных поверхностей для коэффициентов трения  $f$ , равных 0,1(1), 0,3 (2) и 0,6 (3)

Согласно предложенной схеме выбора конструктивных параметров бандажной связи были разработаны мероприятия, повышающие долговечность лопаток 1 ступени ТВ. Монтажный угол закрутки  $\varphi_m$  бандажной полки был уменьшен с  $4^{\circ}$  до  $2^{\circ}40'$ , а угол наклона  $\beta$  контактных поверхностей

увеличен с  $42^{\circ}$  до  $60^{\circ}15'$ . Дополнительно была изменена схема бандажной связи. Вместо Z-образных бандажных полок были применены так называемые беззиговые, которые более технологичны в изготовлении и ремонте, а также не имеют концентраторов напряжений в местах контакта, а контактные напряжения распределяются более равномерно [6].

## Заключение

1. На основании проведенных расчетных исследований и их сравнения с данными эксплуатации рабочих лопаток ТСД и 1 ступени ТВ установлено, что износ контактных поверхностей бандажных полок в процессе длительной эксплуатации вызван уменьшением нормальной силы, действующей на их контактных поверхностях, из-за процесса ползучести материала лопаток.

2. Показано, что долговечность полок можно повысить за счет уменьшения угла упругой закрутки пера. Это снижает напряженность пера и замедляет процесс ползучести материала лопаток. При этом необходимая нормальная сила на контактных поверхностях обеспечивается путем увеличения угла наклона контактных поверхностей.

3. Данные мероприятия реализованы в конструкции модификации рабочей лопатки 1 ступени ТВ, выполненной с беззиговой бандажной полкой.

## Литература

1. Матвеев В.В. Демпфирование колебаний деформируемых тел / В.В.Матвеев. – Киев : Наук. думка, 1985. – 264 с.
2. Кривошей В.Я. О влиянии конструктивных факторов на долговечность бандажных полок рабочих лопаток турбин / В.Я. Кривошей // Проблемы прочности. – 1987. – №8. – С. 67-71.
3. Кривошей В.Я. К расчету бандажных полок рабочих лопаток турбин / В.Я. Кривошей // Проблемы прочности. – 1982. – № 8. – С. 58-60.
4. Биргер И.А. Расчет на прочность деталей машин / И.А. Биргер, Б.Ф. Шорр, Г.Б. Иосилевич. – М.: Машиностроение, 1979. – 702 с.
5. Придорожный Р.П. Влияние монтажного натяга на напряженно-деформированное состояние турбинной лопатки и потерю натяга по полкам в процессе эксплуатации / Р.П. Придорожный, А.В. Шереметьев, А.П. Зиньковский // Авиационно-космическая техника и технология. – 2006. – № 8(34). – С. 95–99.
6. Меркулов В.М. Разработка бандажированных рабочих лопаток турбин с учетом требований надежности и технологичности / В.М. Меркулов, Ф.Д. Ильющенко // Авиационно-космическая техника и технология. – 2006. – Вып. 9/35. – С.86-89.

Поступила в редакцию 15.05.2009

**Рецензент:** д-р техн. наук, проф. С.В. Епифанов, Национальный аэрокосмический университет им. Н.Е. Жуковского «ХАИ», Харьков, Украина.

**ПРО ВПЛИВ ПАРАМЕТРІВ БАНДАЖИРОВАННЯ НА НАДІЙНІСТЬ  
ТА РЕСУРС РОБОЧИХ ЛОПАТОК ТУРБІН**

*В.М. Меркулов, Ю.В. Якушев, М.М. Федорченко, А.П. Зінковський*

Наведено розрахункові дослідження впливу конструктивних факторів на пошкоджуваність кільцевих бандажних зв'язків робочих лопаток турбін у процесі тривалої експлуатації АГТД та їхнє порівняння з даними експлуатації. Виявлено, що знос контактних поверхонь бандажних полиць спричинено зменшенням нормальної сили, що діє на їхніх контактних поверхнях, через процес повзучості матеріалу лопаток. Виявлено, що довговічність полиць можливо підвищити за рахунок зменшення кута пружного закручення пера. При цьому необхідна нормальна сила забезпечується шляхом збільшення кута нахилу контактних поверхонь.

**Ключові слова:** робоча лопатка, бандажна полиця, повзучість матеріалу, залишковий розворот, знос контактних поверхонь, кут нахилу контактних поверхонь.

**ABOUT EFFECT OF SHROUDING PARAMETERS ON RELIABILITY AND SERVICE LIFE  
OF TURBINE BLADES**

*V.M. Merkulov, Y.A. Yakushev, N.A. Fedorchenko, A.P. Zinkovskii*

This publication describes the studies of a design factor effect on a damageability of annular shroud links for turbine blades during a long-term operation of aircraft GTEs, and also their comparison with the data obtained in operation. It has been established that wear of the contact surfaces of span-shrouds results from a reduction of normal force acting over their contact surfaces, due to creep of a blade material. It has been shown that a shroud life can be improved by reduction of the airfoil portion elastic twisting angle. At the same time, a required normal force is ensured by increase of a contact surface tilt angle.

**Key words:** blade, span-shroud, material creep, residual turn, contact surface wear, contact surface tilt angle.

**Меркулов Вячеслав Михайлович** – начальник отдела турбин ГП ЗМКБ «Прогресс» им. акад. А.Г. Ивченко, Запорожье, Украина, e-mail: 035041@ivchenko-progress.com.

**Якушев Юрий Владимирович** – ведущий инженер ГП ЗМКБ «Прогресс» им. акад. А.Г. Ивченко, Запорожье, Украина, e-mail: 035041@ivchenko-progress.com.

**Федорченко Николай Николаевич** – ведущий инженер ГП ЗМКБ «Прогресс» им. акад. А.Г. Ивченко, Запорожье, Украина, e-mail: 035041@ivchenko-progress.com.

**Зинковский Анатолий Павлович** – д-р техн. наук, старший научный сотрудник, заведующий отделом колебаний и вибрационной надежности Института проблем прочности им. Г.С.Писаренко НАН Украины, Киев, Украина, e-mail: zinkovskii@ipp.kiev.ua.