

УДК 534.282 + 620.178.5 : 62-226.2

**В.М. МЕРКУЛОВ, С.С. ТРИПОЛЬСКИЙ, Ю.В. ЯКУШЕВ***ГП «Ивченко-Прогресс», Запорожье, Украина***К ВЫБОРУ ПАРАМЕТРОВ БАНДАЖНОЙ СВЯЗИ РАБОЧИХ ЛОПАТОК ТУРБИН С БЕЗЗИГОВЫМИ ПОЛКАМИ**

Приведены результаты экспериментального исследования вибрационной напряженности двух вариантов рабочих лопаток турбины с бандажными полками, имеющими плоские боковые стороны по которым происходит контакт при образовании замкнутой кольцевой связи. Указываются основные закономерности влияния параметров бандажной связи на уровень переменных напряжений в лопатках.

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

**Введение**

При проектировании и доводке рабочих лопаток турбин с бандажными полками проблема выбора типа бандажной связи и ее параметров не теряет своей остроты в связи с постоянным ростом параметров современных двигателей (степени повышения давления и температуры газа) и их ресурса.

Особое значение выбор параметров имеет для кольцевой бандажной связи образованной рабочими лопатками турбин с бандажными полками, имеющими плоские боковые торцы, по которым происходит контакт (беззиговые бандажные полки).

Рабочие лопатки турбин с такой бандажной связью только начали находить применение в турбомашинах. Они позволяют повысить надежность и ресурс турбин, более технологичны в изготовлении, а это особенно важно, так как количество рабочих лопаток турбин на одном двигателе может достигать 500 шт и более.

**Целью данной работы** является исследование влияния основных параметров кольцевой бандажной связи рабочих лопаток с плоскими боковыми торцами на вибрационную напряженность лопаток рабочего колеса турбины.

**Предмет исследования**

Объектом исследования является рабочее колесо ТСД с рабочими лопатками, отличающимися от серийных конструкцией бандажных полок (рис. 1).

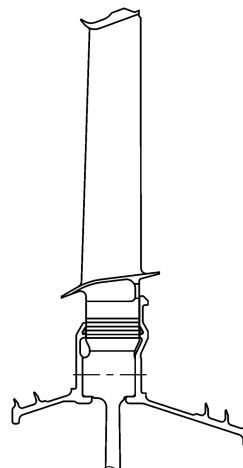


Рис. 1. Вид рабочего колеса ТСД с кольцевой бандажной связью лопаток в разрезе

Взаимодействие лопаток между собой осуществляется по контактным поверхностям К бандажных полок, образующих кольцевую бандажную связь (рис. 2).

Серийные лопатки имели Z-образные бандажные полки (рис. 3).

Известно, что для лопаток с Z-образными бандажными полками существует зависимость вибрационной напряженности лопаток от величины силы

контактного давления. При этом установлено, что с увеличением силы уменьшается износ поверхностей контакта [2]. Влияние рассматриваемой силы на эти параметры для лопаток с беззигвыми полками мало изучено. Можно предположить, что для лопаток с беззигвыми бандажными полками существуют аналогичные зависимости.

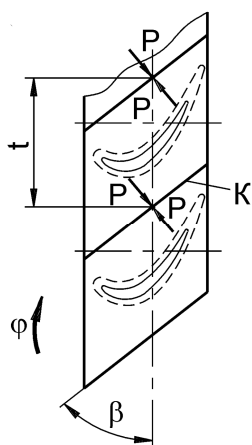


Рис. 2. Схема взаимодействия беззигвых бандажных полк экспериментальных лопаток

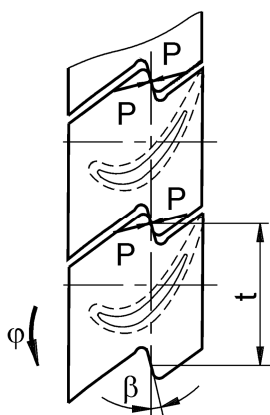


Рис. 3. Схема взаимодействия Z-образных бандажных полк серийных лопаток

Известна следующая формула определения силы контактного давления для лопаток с беззигвыми бандажными полками на установившемся режиме [2]:

$$P = \frac{M}{t \cos \beta} = \frac{G\phi}{t \cos \beta},$$

где  $M$  – крутящий момент пера лопатки действующий на полку;  $t$  – расстояние между бандажными полками;  $\beta$  – угол между плоскость вращения и

поверхностью контактной полки;  $\phi$  – угол закрутки пера;  $G$  – жесткость лопатки на кручение пера.

Как видно, сила  $P$  может возрасть при увеличении угла  $\beta$  или крутящего момента. Заметим, что увеличение возможно до определенных пределов во избежание заклинивания и поломок полк на нестационарных режимах. Что касается крутящего момента пера лопатки, то он повышается путем увеличения угла закрутки  $\phi$  или повышением жесткости  $G$  лопатки на кручение.

Для оценки вибронпряженности лопаток с измененной конструкцией бандажной связи было проведено их тензометрирование на двухкаскадном газогенераторе. Тензометрирование было выполнено для двух вариантов монтажного угла закрутки бандажной полки  $\phi_M$ . Первый вариант предусматривал выполнение угла, близкому по своему значению к углу на серийной лопатке, что обеспечивало сохранение статических напряжений в пере. Второй вариант предусматривал уменьшение угла  $\phi_M$  относительно первого варианта на  $25'$  (эквивалентно уменьшению натяга по поверхностям контакта  $\Delta_M$ ). Это отличие улучшало напряженное состояние пера лопатки.

Расчетные значения основных параметров бандажных связей приведены в табл. 1. Значения сил контактного давления  $P_1$  и  $P_2$  указаны для взлетных режимов двигателя с температурой газов за турбиной  $t_{mco} = 905$  °C и  $t_{mco} = 870$  °C соответственно, а угол наклона контактной поверхности  $\beta_0$  после монтажа лопаток в колесе.

Таблица 1

Основные параметры бандажных связей

Вариант лопатки	$t$ , мм	$\beta_0$	$\phi_M$	$\Delta_M$ , мм	$P_1$ , Н	$P_2$ , Н
1	26,9	52°	1°45'	0,53	1102	1073
2	26,9	52°	1°20'	0,38	883	862
Серийная лопатка	26,9	13°	1°50'	0,84	665	665

Для оценки полученных данных при тензометрировании использовались результаты ранее выполненных исследований лопаток ТСД серийного профиля, которые проводилось на стационарных и переменных режимах. При плавном повышении режима от малого газа до взлетного, прогрев по 2...3 минуты выполнялся на режимах полетного малого газа и 0,7 номинального, а на взлетном режиме в течение 1 минуты. Параметры газогенератора на взлетном режиме достигали значений: обороты ротора  $n = 5850$  об/мин, температура газов за турбиной  $t_{mcd} = 870$  °С.

Каждое испытание новых лопаток проводилось в два этапа. Первый этап включал проведение тензометрирования с увеличенным временем прогрева на промежуточных режимах работы газогенератора (при плавном повышении режима от земного малого газа до взлетного), более высокими оборотами и температурой газов на взлетном режиме. Прогрев на режимах ПМГ: 0,4 номинального, 0,7 номинального, номинальном и взлетном выполнялся по 3 минуты. Обороты ротора достигали значений  $n = 6125$  об/мин, а температура газа за турбиной  $t_{mcd} = 905$  °С.

Второй этап тензометрирования проходил по программе ранее исследованных лопаток серийного профиля, соответствующей большим приближением к реальному циклу работы двигателя. Предельные значения параметров температуры газов и частоты вращения на взлетном режиме достигали:  $n = 5850$  об/м,  $t_{mcd} = 870$  °С.

Места расположения датчиков были выбраны с учетом опыта доводки серийной лопатки. Схема постановки тензометров показана на рис. 4.

Тензометрирование лопаток с  $\varphi_M = 1^\circ 45'$  на первом этапе показало, что в результате резонансных колебаний с кратностью  $K = 26$  на частотах вращения  $n = 3650 \dots 3750$  об/мин в рабочих лопатках возникают повышенные вибрационные напряжения, достигающие  $\sigma_{v \max} = 62 \dots 67$  МПа.

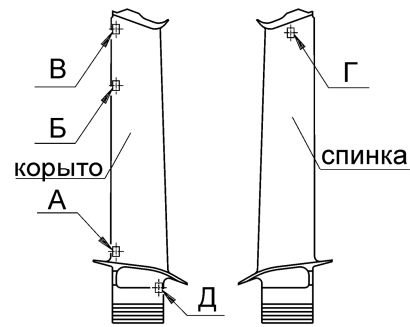


Рис. 4. Схема расположения тензодатчиков на рабочих лопатках

При тензометрировании колеса ТСД согласно второму этапу наблюдается снижение максимальных переменных напряжений в лопатках при резонансе с кратностью  $K = 26$  по сравнению с напряжениями, измеренными при тензометрировании на первом этапе. Однако, они выше, чем в лопатках серийного профиля.

Исследование вибрационной напряженности лопаток с  $\varphi_M = 1^\circ 20'$  показало снижение резонансных напряжений. Их максимальная величина стала не превышать напряжений серийных лопаток и практически не изменяется при изменении теплового состояния рабочего колеса.

Можно предположить, что причиной повышения напряжений в лопатках является увеличенный натяг между бандажными полками, и особенно на первом этапе, где он возрастал за счет изменения теплового состояния колеса.

Основные результаты тензометрирования рабочих лопаток приведены в табл. 2.

Следует отметить, что совместно с тензометрированием лопаток выполнялось тензометрирование диска. Существенного изменения его напряженного состояния по сравнению с серийным двигателем не выявлено.

Анализ полученных экспериментальных данных для рабочего колеса турбины с лопатками, имеющими беззиговые полки, показывает:

1. В рабочих лопатках с параметрами бандажной связи, обеспечивающими повышенную нормальную

Таблица 2

Результаты исследования вибрационного состояния рабочих лопаток ТСД

Особенности конструкции	Тип бандажной связи	Этап программы при тензометрировании	Резонансные обороты, $n_{рез}$ , об/мин	Режим работы с $\sigma_{max}$	$\sigma_{v max}$ , МПа				
					Датчик А	Датчик Б	Датчик В	Датчик Г	Датчик Д
$\varphi_M = 1^\circ 45'$	рис. 2	1	3710...3796	сброс газа	38	40	–	59	54
		2	3650...3750	сброс газа	41	40	62	54	62
$\varphi_M = 1^\circ 20'$	рис. 2	1	3553...4005	сброс газа	27	–	32	30	40
		2	3516...4160	сброс газа	31	34	36	31	38
Серийная лопатка $\varphi_M = 2^\circ 20'$	рис. 3	–	4500...5000	приемистость	33	43	29	17	38

силу, действующую на контактные поверхности ( $\varphi_M = 1^\circ 45'$ ) выявлен недопустимый рост переменных напряжений.

1. Уменьшение величины нормальной силы за счет снижения монтажного натяга привело к улучшению напряженного состояния лопаток. Величины максимальных переменных напряжений достигли приемлемых значений.

2. В варианте испытания с повышенным монтажным натягом между бандажными полками ( $\varphi_M = 1^\circ 45'$ ) наблюдается незначительный рост переменных напряжений при повышении температуры газов на взлетном режиме.

### Заключение

В результате проведенных исследований рабочего колеса с кольцевой бандажной связью образованной беззиговыми полками установлен характер влияния на резонансные колебания лопаток величины нормальной силы действующей на контактные поверхности. Это позволило оптимизировать конструкцию бандажной полки модифицированной

рабочей лопатки ТСД для обеспечения приемлемого уровня переменных напряжений и уменьшения выработки контактных поверхностей в течение заданного ресурса.

### Литература

1. Биргер И.А., Шорр Б.Ф., Иосилевич Г.Б. Расчет на прочность деталей машин. – М.: Машиностроение, 1979. – 702 с.
2. Кривошей В.Я. О влиянии конструктивных факторов на долговечность бандажных полок рабочих лопаток турбин // Проблемы прочности. – 1987. – № 8. – С. 67-70.
3. Меркулов В.М., Ильющенко Ф.Д. Разработка бандажированных рабочих лопаток турбин с учетом требований надежности и технологичности // Авиационно-космическая техника и технология. – Х.: НАУ «ХАИ». – 2006. – № 9 (35). – С. 86-89.

Поступила в редакцию 2.06.2007

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