

В. Г. П о п о в, А. В. П и п о п у л о,  
С. А. С т е п а н о в

## ОПТИМИЗАЦИЯ МОНТАЖНОГО ЗАЗОРА БАНДАЖНЫХ ПОЛОК ЛОПАТОК ТУРБОМАШИН

*Рассмотрена проблема оптимизации монтажного зазора бандажных полок турбинных лопаток, что определяет не только удобство сборки рабочего колеса, но и работоспособность лопаток и, следовательно, всей турбомашин в целом.*

В современных турбомашин для лопаток с большой относительной высотой бандажная полка является важным конструктивным элементом, обеспечивающим необходимые аэродинамические, вибрационные (динамические) и прочностные параметры. Величина монтажного зазора  $\Delta$  (или натяга) между контактными поверхностями бандажных полок соседних лопаток, в свою очередь, определяет не только удобство сборки рабочего колеса, но и работоспособность лопаток и, следовательно, всей турбомашин в целом.

Влияние монтажного зазора  $\Delta$  на динамику и прочность лопаток неоднозначно, и всегда актуален вопрос оптимизации  $\Delta$ . Рассмотрим поведение бандажированных лопаток, например, при старте турбомашин при трех значениях первоначального монтажного зазора: малый, большой и оптимальный —  $\Delta_1$ ,  $\Delta_2$ ,  $\Delta_3$  соответственно.

На рис. 1 приведены примеры типичных стартовых характеристик: изменение некоторых основных параметров турбомашин по времени.

Лопатки под действием центробежных, газовых и температурных нагрузок стремятся уменьшить свою закрученность по принципу закрученного стержня. При этом контактные поверхности бандажных полок соседних лопаток перемещаются навстречу друг другу, и при некоторой частоте вращения ротора  $n_{coupling}$  происходит контакт или сцепление бандажных полок и, естественно, чем больше первоначальный зазор  $\Delta$ , тем выше частота вращения сцепления  $n_{coupling}$ .

В момент схватывания полок происходит качественное изменение жесткостной схемы “ротор + изолированные лопатки” на схему “ротор + лопатки + бандажное кольцо” (рабочее колесо). Меняются зависимости сил, моментов, перемещений, собственных частот колебаний, напряжений статических и динамических от частот вращения.

**Силы реакции в контактных поверхностях**  $F_{coupling}$  в зависимости от частоты вращения показаны на рис. 2.

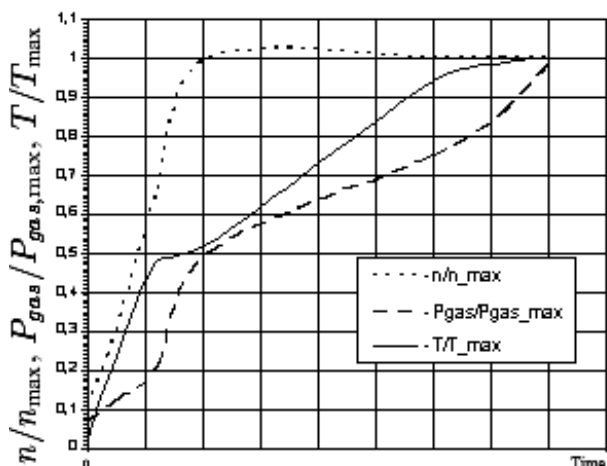


Рис. 1. Пример типичных стартовых характеристик турбомашин

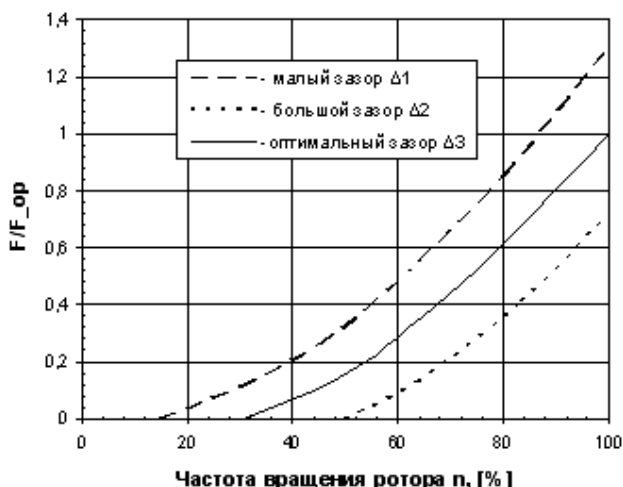
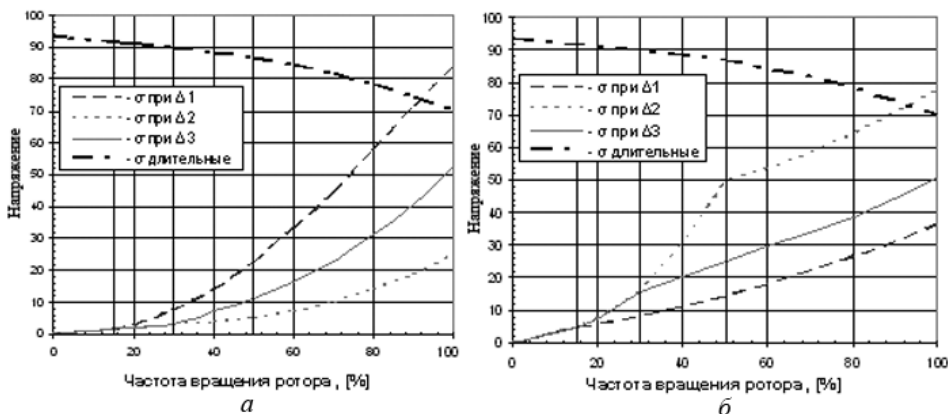


Рис. 2. Силы реакции в контактных поверхностях бандажных полок

Частота вращения, при которой появляется сила  $F_{coupling}$ , является частотой вращения сцепления  $n_{coupling}$ . Большому первоначальному зазору  $\Delta$  соответствует меньшая сила  $F_{coupling}$ . На рабочих частотах вращения, например  $n_{max}$ , напряжения в контактных поверхностях следующие:

$$\sigma_{cont} = F_{coupling} / S_{cont},$$

где  $F_{coupling}$  — сила реакции,  $S_{cont}$  — площадь контакта, которые должны быть, с одной стороны, ниже допустимых напряжений смятия, с другой стороны, напряжения  $\sigma_{cont}$  не должны допускать взаимного проскальзывания контактных поверхностей и, как следствие, фреттинг-коррозии. Несоблюдение обоих этих условий может привести к повышенному износу контактных поверхностей и к поломкам бандажных полок.



**Рис. 3. Напряжения в сечениях бандажированных лопаток:**  
*a* и *б* – периферийные и корневые сечения

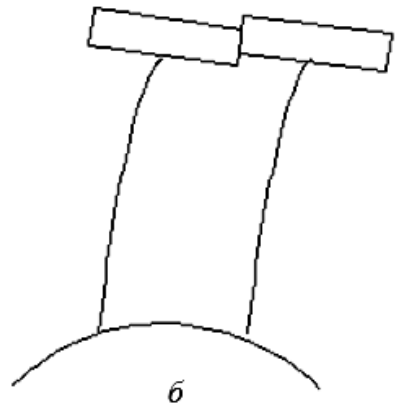
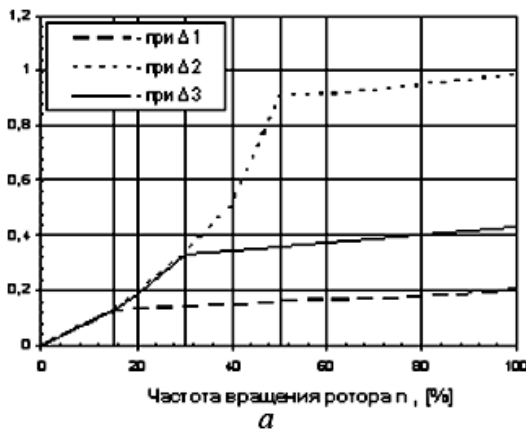
**Напряженное состояние пера лопатки** зависит от величины первоначального монтажного зазора  $\Delta$ . Так, в более тонких периферийных (подполочных) сечениях (см. рис. 3, *a*), где высока доля тангенциальных напряжений, имеется более высокий уровень суммарных напряжений при меньшем значении  $\Delta$ , так как силы реакции  $F_{coupling}$  и крутящий момент  $M_{torsion}$  больше. Напротив, при большем значении зазора  $\Delta$  корневые сечения (см. рис. 3, *б*) могут иметь большие напряжения в основном из-за изгиба в случае, если газовые силы не полностью компенсированы центробежными из-за каких-либо конструктивных особенностей, например внутренней полости системы охлаждения.

При оценке влияния зазора  $\Delta$  на напряженное состояние пера и определении критического места необходимо учитывать распределение температуры в лопатке, а также результаты оценок малоциклового усталости и деформации ползучести.

**Перемещения лопаток** однозначно больше при большем значении зазора  $\Delta$ . При этом необходимо контролировать угол раскрутки профиля (рис. 4, *a*) и уменьшение взаимного перекрытия контактных поверхностей бандажных полок соседних лопаток (рис. 4, *б*).

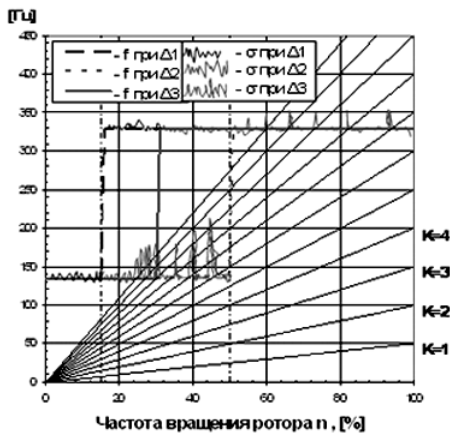
В первом случае чрезмерно большой угол раскрутки портит аэродинамические параметры, что приводит обычно к дополнительному увеличению статических и динамических напряжений. Во втором случае уменьшение площади контакта  $S_{cont}$  приводит к увеличению контактных напряжений  $\sigma_{cont}$ .

**Собственные частоты колебаний**, характерные для изолированных лопаток, при сцеплении бандажных полок при  $n_{coupling}$  перестраиваются в связанные частоты колебаний бандажированного колеса (рис. 5). При этом уровень переменных напряжений существенно снижается. Причем это относится и к резонансным, и к фоновым



**Рис. 4. Перемещения лопаток:**

*a* — относительный угол раскрутки пера; *б* — перекрытие контактных поверхностей бандажных полок соседних лопаток



**Рис. 5. Собственные частоты и переменные напряжения бандажированных лопаток**

турбомашины возможно успешно оптимизировать первоначальный монтажный зазор  $\Delta$ .

составляющим переменных напряжений. Таким образом, для динамической прочности лучше более раннее сцепление бандажных полок и, следовательно, меньший первоначальный монтажный зазор  $\Delta$ .

Рассматривая приведенные в настоящей статье проблемы и учитывая их влияние на выбор монтажного зазора  $\Delta$  (или натяга) между контактными поверхностями бандажных полок соседних лопаток, на этапе проектирования

## СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Тимошенко С. П. Колебания в инженерном деле. – М.: Наука, 1967.
2. Биргер И. А. Прочность и надежность машиностроительных конструкций. – Уфа, 1998.
3. Srinivasan A. V. Flutter and Resonant Vibration Characteristics of Engine Blades. Journal of Engineering for Gas Turbines and Power, october, 1997.

Статья поступила в редакцию 12.12.2005

Владимир Георгиевич Попов родился в 1947 г., окончил Московский авиационный технологический институт им. К.Э. Циолковского (МАТИ) в 1970 г. Д-р техн. наук, заведующий кафедрой МАТИ. Автор более 250 научных работ в области конструкторско-технологического совершенствования двигателей и энергетических установок.



V.G. Popov (b. 1947) graduated from the Moscow Aviation Technological Institute n.a. K.E. Tsiolkovskiy (MATI) in 1970. D. Sc. (Eng.), head of the department of the MATI. Author of more than 250 publications in the field of construction-technological modernization of engines and power units.

Андрей Владимирович Пипопуло родился в 1956 г., окончил МВТУ им. Н.Э. Баумана в 1979 г. Главный специалист ООО СП “АЛЬСТОМ Пауэр Унитурбо”, канд. техн. наук. Автор более 50 научных работ в области конструкторско-технологического совершенствования конструкции авиационных двигателей.



A.V. Pipopulo (b. 1956) graduated from the Bauman Moscow Higher Technical School in 1979. Chief specialist of the limited stock company “SP “Alstom Pauer Yniturbo”. Author of more than 50 publications in the field of construction-technological modernization of construction of aviation engines.

Сергей Анатольевич Степанов родился в 1972 г., окончил МАТИ им. К.Э. Циолковского в 1989 г. Старший преподаватель МАТИ им. К.Э. Циолковского. Автор 38 научных работ в области исследования влияния параметров окружающей среды на параметры процессов двигательной установки и техническое состояние элементов проточной части газотурбинных двигателей.



S.A. Stepanov (b. 1972) graduated from the Moscow Aviation Technological Institute n.a. K.E. Tsiolkovskiy (MATI) in 1989. Senior teacher of the MATI. Author of 38 publications in the field of study of influence of environment parameters on parameters of engine unit processes and technical state of elements of flowing part of gas-turbin engines.

---

## Поздравляем

**Анатолия Георгиевича Овчинникова**, доктора технических наук, профессора кафедры государственного образовательного учреждения высшего профессионального образования “Московский государственный технический университет имени Н.Э. Баумана” с присуждением премии Правительства Российской Федерации 2006 года в области науки и техники и присвоением звания “Лауреат премии Правительства Российской Федерации в области науки и техники”

Ректорат

Редколлегия журнала “Вестник  
МГТУ им. Н.Э. Баумана”