

**Сухинин В. П., Фурсова Т. Н.**  
**ПОВЫШЕНИЕ УСТАЛОСТНОЙ ПРОЧНОСТИ ХВОСТОВЫХ  
СОЕДИНЕНИЙ РАБОЧИХ ЛОПАТОК ТУРБИН**

Одни из наиболее ответственных элементов проточной части турбины – хвостовые соединения, работающее в условиях сложнонапряженного состояния, определяемого неравномерностью распределения силовых линий в объеме конструкции при наличии концентраторов напряжений в зонах угловых переходов. Основными нагрузками, действующими на хвостовые соединения и влияющими на их прочность, являются статическое растяжение от центробежных сил и знакопеременный изгиб, возникающий при колебаниях лопаток.

Усталостная прочность хвостовых соединений определяется концентрацией напряжений в зонах угловых переходов, а также общей неравномерностью распределения напряжений, связанной с влиянием профиля лопатки и распределением усилий по зубцам (технология изготовления хвостовой пары обуславливает разброс размеров хвостовика и грибка обода диска в пределах поля допусков, что приводит, зачастую, к отсутствию контакта на опорных поверхностях).

Для исключения усталостных поломок необходимо повышать конструкционную прочность хвостовиков, что достигается повышением равномерности распределения нагрузки по зубцам и уменьшением концентрации напряжений (например, увеличение радиусов в угловых переходах и т.п.).

Повышение сопротивляемости переменным напряжениям может быть достигнуто нейтрализацией проникновения переменных усилий в глубь хвостовых соединений, что обеспечивается плотным контактом торцевых поверхностей хвостовиков (возникающие реакции прилегающих плоскостей нейтрализуют напряжения изгиба).

Тем не менее, при работе турбины из-за увеличения радиальных размеров диска при вращении между торцевыми плоскостями хвостовика могут образоваться зазоры до 0,03 мм. Поэтому большую роль для нейтрализации внешних переменных усилий играют бандажные связи, главным образом, цельнофрезерованный бандаж, позволяющий замкнуть все лопатки на рабочем колесе в единое кольцо. К другим технологическим мероприятиям, снижающим опасность усталостного разрушения, можно

отнести, например, установку между группами лопаток вставок, изготовленных из сталей с различными коэффициентами линейного расширения.

### Литература

1. Прочность элементов паровых турбин / Под общ. редакцией Л. А. Шубенко-Шубина. – М.: Машгиз, 1962. – 568 с.

2. *Левин А. В.* Прочность и вибрация лопаток и дисков паровых турбин / А. В. Левин, К. М. Боришанский, Е. Д. Консон. – Л.: Машиностроение, 1981. – 710 с.

3. *Лейкин А. С.* Напряженность и выносливость деталей сложной конфигурации. М.: Машиностроение, 1968. – 371 с.

4. *Сухинин В. П.* Расчет нагрузочных и деформационных характеристик елочных хвостовых соединений рабочих лопаток паровых турбин // Пробл. машиностроения, 2005. – 8, №1. – С. 38-46.

5. *Кострикін В. О.* Конструкція і розрахунки на міцність елементів парових турбін / В. О. Кострикін, В. П. Сухінін, О. Л. Шубенко. – Харків: ЧП «КиК», 2006. – 136 с.