

*Т. С. ГОРОШКЕВИЧ, М. И. КУРУШИН,
В. А. ПИСЬМЕНОВ, В. В. ЯРЫГИН*

ИССЛЕДОВАНИЕ КОЛЕБАНИЙ РАБОЧЕГО КОЛЕСА ТУРБИНЫ, БАНДАЖИРОВАННОГО ПОЛКАМИ

В процессе эксплуатации ТВД наблюдалось появление усталостных трещин на рабочих лопатках последней ступени турбины.

Изучение причин образования трещин показало, что в консольных лопатках возникает явление автоколебаний, вызывающее трещины.

«Клиновидная» лопатка, не имеющая при работе автоколебаний, на рабочих оборотах имеет резонанс третьей формы с 10-й гармоникой.

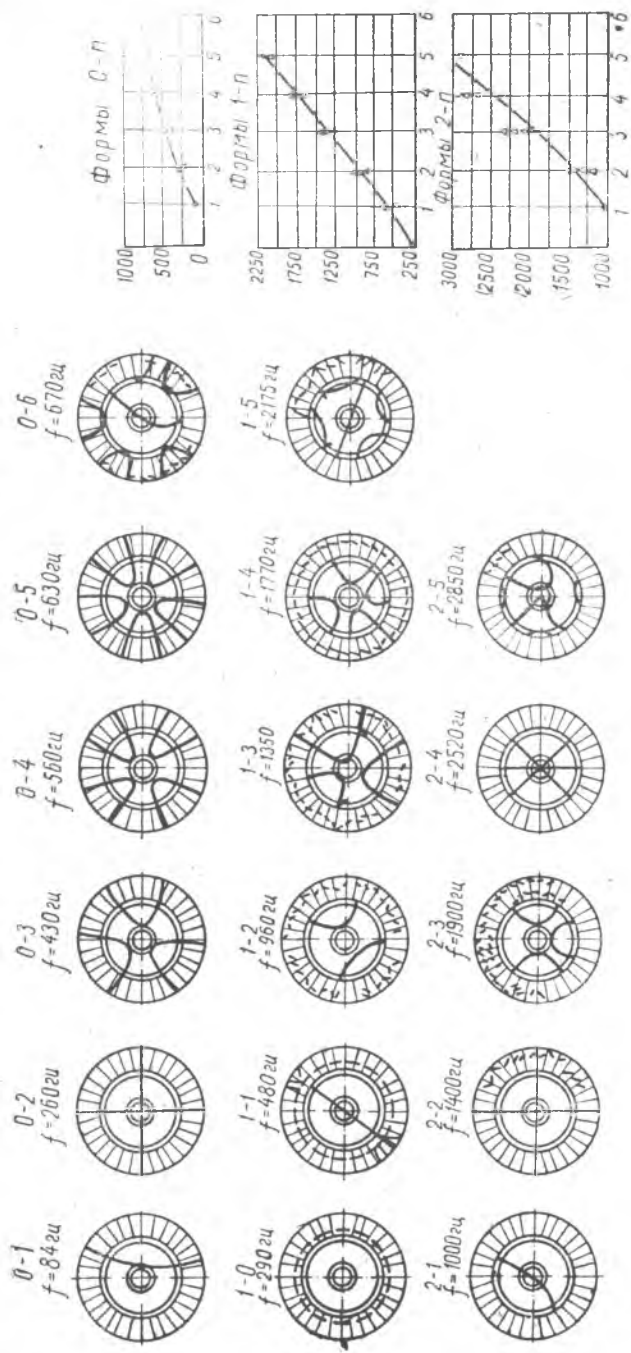
Была спроектирована и изготовлена лопатка, бандажированная на периферии полкой. В процессе экспериментального обследования новой лопатки установлено наличие резонанса лопаток при работе изделия на оборотах 7700—7800 об/мин с 6-й гармоникой ротора ($f=780$ гц), что вызвало необходимость проведения ряда экспериментальных и исследовательских работ.

Определение спектра частот и форм собственных колебаний колеса и относительных напряжений в лопатках

Определение спектра частот и форм собственных колебаний колеса производилось с помощью ручного электродинамического вибратора и пьезоэлектрического датчика.

Результаты определения собственных частот и форм колебаний колеса представлены на фиг. 1. В диапазоне частот 0÷680 гц имеется ряд собственных частот системы, причем колебания лопаток происходят волнами.

Число волн увеличивается с увеличением частоты. Каждая волна представляет собой два пакета лопаток, находящиеся при колебаниях в противофазе. Аналогичные волны имеются на полоте диска, однако амплитуда колебаний диска незначительна. Внутри пакетов лопатки колеблются по первой изгибной форме балки, защемленной по двум концам (до формы с 5÷6 волнами). Для всех последующих форм колебаний на лопатках внутри пакетов появляются узловые линии.

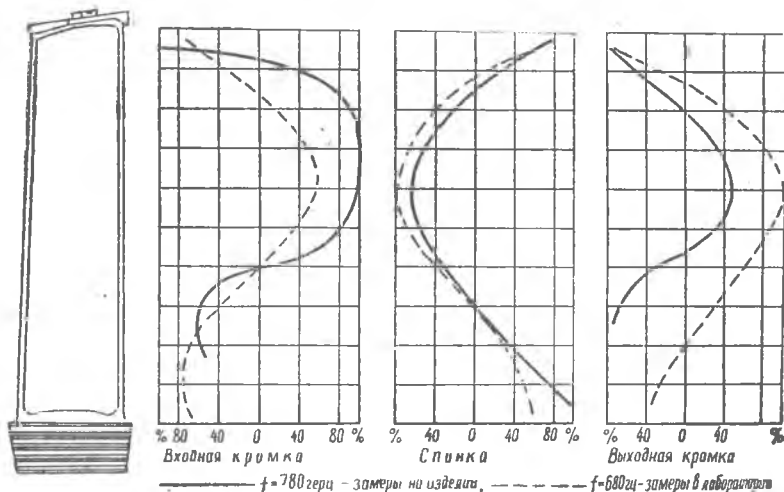


Фиг. 1. Частоты и формы колебаний рабочего колеса турбины с лопатками, бандажированными полками: *a* — аксиальные колебания системы; *b* — колебания системы при наличии одной узловой окружности; *в* — колебания системы при наличии двух узловых окружностей; *n* — число диаметров; *o* — частота серийного колеса; Δ — частота колеса с повышенными натягами; Δ — отсутствующие частоты.

Расположение узловых окружностей для форм колебаний 2-1, 2-4, 2-5 не определялось.

С увеличением частоты более 1000 гц проявляются колебания с определенным числом узловых диаметров, проходящих по полотну диска, и рядом узловых линий на лопатках. Полотно диска имеет значительные амплитуды колебаний, а узловые линии на лопатках проявляются нечетко.

Определены собственные частоты и формы колебаний колес с двумя различными значениями натягов по полкам. Выявлено, что величина натяга практически не влияет на значение собственных частот, но увеличивает интенсивность возбуждения.



Фиг. 2. Распределение относительных напряжений в лопатках колеса турбины.

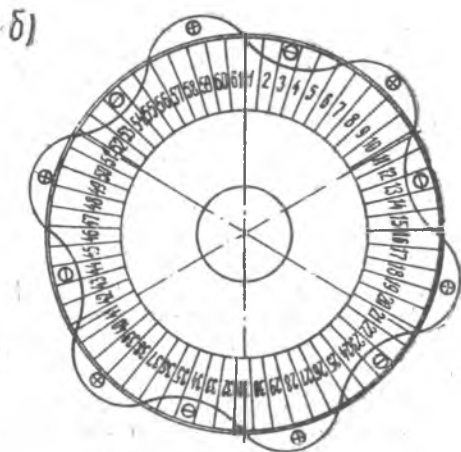
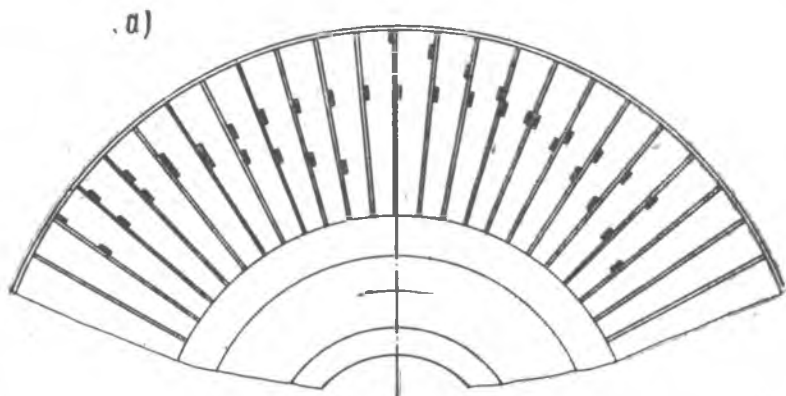
Значительные колебания проявляются при возбуждении колеса воздушным вибратором КуАИ-ВВ1 частотой, равной собственной частоте лопатки (основной тон). Снятое при этом распределение напряжений лопатки (фиг. 2) представляет собой не что иное, как распределение напряжений защемленной по двум концам балки при колебаниях по основному тону.

Анализ результатов тензометрирования колеса на работающем изделии и результатов лабораторных исследований частот, форм и распределений напряжений дает возможность предположить, что наблюдаемый при тензометрировании резонанс является резонансом системы лопаток по форме с шестью волнами (статическая частота $f=680$ гц). Источником возбуждений этой формы колебаний являются, очевидно, шесть неподвижных стоек на выходе из турбины.

Для подтверждения этого предположения был проведен ряд работ по снятию формы колебаний и характеру распределения напряжений на лопатках колеса последней ступени турбины изделия при его работе.

Работа по снятию формы колебаний и распределения напряжений бандажированного колеса на работающем изделии сопряжена с рядом трудностей. Наклейка большого числа тензодатчиков на одну лопатку невозможна из-за трудностей вывода коммутации с лопатки на полотно диска. Для сокращения количества тензодатчиков на одной лопатке предложена схема препарирования, основанная на ранее высказанном предположении о форме колебаний лопаток с шестью волнами.

Колесо последней ступени турбины содержит z лопаток. При колебаниях с шестью волнами полная смена фазы произойдет через $\frac{z \text{ лопаток}}{i \text{ волн}}$



Фиг. 3. Схема препарирования колеса турбины и фазовая характеристика колебаний лопаток.

и сдвиг фазы между соседними лопатками составит $\approx 36^\circ$. Следовательно, для определения числа волн по всей окружности вполне достаточен опрос $\frac{2z}{4}$ рядом стоящих лопаток (т. е. ≈ 2 волны).

Из предположения того, что колебания облопаченного колеса представляют собой цепь шести бегущих волн, следует ожидать незначительного разброса напряжений в идентичных точках различных лопаток.

Для снятия распределения напряжений на лопатках были выбраны точки замера напряжений, указанные на фиг. 3.

Датчик 1-го типа был наклеен на всех лопатках и являлся определяющим при построении фазовой картины колебаний.

Остальные датчики на лопатках были наклеены со сдвигом 10 мм относительно датчиков на соседних лопатках (фиг. 3).

Фазовая картина (см. рис. 3) подтвердила предположение о форме колебаний системы лопаток (шесть волн) и позволила произвести построение картины распределения относительных напряжений в лопатках (фиг. 2).

Распределение относительных напряжений на лопатках работающего изделия вполне согласуется с распределением напряжений, снятым на лопатках колеса в лабораторных условиях. Некоторое отличие в картинах распределения напряжений следует отнести за счет влияния центробежных сил и погрешностей эксперимента.

ВЫВОДЫ

1. Постановка лопаток, бандажированных полками, практически устранила опасные колебания лопаток колеса последней ступени турбины на рабочих оборотах. Однако уровень напряжений на проходных оборотах составляет 7–8 кг/мм², что говорит о необходимости дальнейших работ по изучению и устранению колебаний бандажированных колес.

2. Колебания колес с бандажированными лопатками следует рассматривать как колебания связанной системы, имеющей ряд собственных частот, значения которых (при отсутствии узловых окружностей на лопатках) асимптотически приближаются к значению частоты собственных колебаний единичной лопатки в общей системе колеса.

3. В процессе исследований проверен метод определения форм колебаний и снятия распределений напряжений в лопатках непосредственно на работающем изделии.

При этом методе форма колебаний и распределение напряжений определяются с помощью тензодатчиков, расположенных на нескольких лопатках с учетом предполагаемого фазового сдвига.

Результаты, полученные в процессе замера на работающем изделии, достаточно хорошо согласуются с данными лабораторных исследований.