

применять в сложных системах, если нет возможности использовать другие средства.

Цельнометаллические упруго-демпфирующие опоры, разработанные при нашем участии и применяемые в промышленности, представляют собой упругий элемент в виде прокладки из эластичного материала МР [2]. Прокладка помещена в штампованный корпус и приварена к нему точечной электросваркой.

С целью повышения упруго-демпфирующих свойств и выносливости она имеет направленное расположение витков спирали.

Были также разработаны многослойные пластинчатые упруго-демпфирующие опоры. Максимальное значение коэффициента поглощения достигается в них при полном расслоении пакета пластины.

Коэффициент поглощения всех разработанных опор достигает величины 3,5—4. По этому параметру они превосходят в 3—4 раза опоры с резиновыми прокладками. Металлические опоры могут использоваться в широком диапазоне температуры (максимальная допустимая температура 500°C).

Как показал опыт, применение разработанных опор позволяет снизить число неисправностей трубопроводных систем.

ЛИТЕРАТУРА

1. Комаров А. А., Сапожников В. М. Трубопроводы и соединения для гидросистем. М., «Машиностроение», 1967.
2. Сойфер А. М. и др. Материал МР. Авт. свид. № 183174, 1966.

УДК 621.165.—226.2.001.2

К. Н. БОРИШАНСКИЙ

ДЕМПФИРОВАНИЕ КОЛЕБАНИЙ ЛОПАТОК ТУРБИН ЗА СЧЕТ РАЦИОНАЛЬНОГО ВЫБОРА КОНСТРУКЦИИ СОЕДИНЯЮЩИХ ЛОПАТКИ СВЯЗЕЙ

В практике стационарного турбостроения значительное распространение получили различные по конструкции связи (рис. 1), соединяющие все лопатки ступени в единый замкнутый на круг пакет. Для конструкций, изображенных на рис. 1, соединение

лопаток обеспечивается силами трения, возникающими в результате действия центробежных сил или комбинации центробежных сил и усилий, возникающих при сборке.

Известно, что при соединении всех лопаток на колесе имеют место либо синфазные колебания, либо так называемые внутрипакетные, при которых различные компоненты перемещений и усилий по длине пакета изменяются по синусоидальному зако-

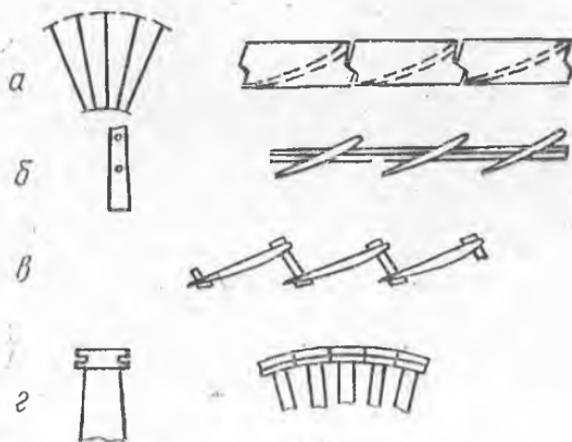


Рис. 1. Конструктивное выполнение лопаток и связей: *а* — бадажированные лопатки; *б* — лопатки с демферными проволоками; *в* — лопатки с z-образными связями; *г* — лопатки с демферными проволоками в пределах бадажных полок

ну, причем между ними может существовать определенный фазовый сдвиг [1]. Теоретические соображения и опыт эксплуатации показывают, что наибольшую опасность для лопаток с замкнутыми на круг связями представляют именно внутрипакетные колебания, так как при синфазных колебаниях пакетный множитель оказывается равным нулю [2]. При внутрипакетных колебаниях от лопаток на связи действуют перерезывающие силы, что обуславливает принципиальную возможность возникновения проскальзывания по контактным поверхностям. В [3] приведены граничные условия для расчета собственных частот внутрипакетных колебаний лопаток, соединенных замкнутыми на круг связями. Показано, что уровень напряжений в лопатках, соответствующий началу проскальзывания, может быть весьма невелик, причем после возникновения проскальзывания имеет

место существенное увеличение декремента колебаний при слабом росте динамических напряжений.

Значительный практический интерес представляет возможность изменения уровня напряжений, соответствующий началу проскальзывания в широких пределах, так как в зависимости от требований эксплуатации может оказаться необходимым как снижение этого уровня (например, для уменьшения динамических напряжений в лопатках на проходных режимах), так и повышение (например, для предотвращения истирания контактных поверхностей). Учитывая изменение натяга во время эксплуатации и необходимость изменения величины оптимального натяга при различных оборотах и температурном состоянии ротора, приведенный в [4] метод расчетного выбора оптимального натяга по контактным поверхностям не может быть практически реализован. Таким образом, весьма полезно иметь способ, позволяющий изменять уровень напряжений, соответствующий началу проскальзывания, на один—два порядка с тем, чтобы было возможно удовлетворить различным, подчас противоречивым, запросам практики.

Воздействовать на уровень напряжений, соответствующий началу проскальзывания, можно как за счет изменения относительной величины перерезывающей силы $Q_{отп}^*$, действующей на связи от лопаток при колебаниях, так и за счет изменения величины контактного давления, определяемого конструкцией связей и технологией сборки (рис. 2). Существенное уменьшение $Q_{отп}$ возможно при «слишком податливых» или «жестких» связях, устанавливаемых вблизи узла при какой-либо собственной форме колебаний отдельной лопатки. Второй случай реально может иметь место для рабочих лопаток последних ступеней мощных паровых турбины. Так, на рис. 3, а приведены собственные формы, соответствующие II частоте отдельной лопатки с бандажной полкой, а на рис. 3, б — внутрипакетные колебания этих лопаток с 4 узловыми диаметрами. На рис. 3, а приведена собственная форма при внутрипакетных колебаниях с 4 узловыми диаметрами тех же лопаток, дополнительно соединенных демпферными проволоками на расстоянии $0,6 \cdot l$ от корня для отстройки собственных частот от рабочего числа оборотов. Как видно, собственные формы, изображенные на рис. 3, а и 3, б, отличаются весьма незначительно, что приводит к уменьшению $Q_{отп}$ и, следовательно, возрастанию величины динамических напряжений в лопатках, соответствующих началу проскальзывания. Собственная форма, изображенная на рис. 3, в, отличается

* Величина силы, соответствующая единичным динамическим напряжениям в лопатках.

от формы отдельной лопатки весьма существенно, что приводит к резкому возрастанию $Q_{отн}$. Расчеты показывают, что установка дополнительных демпферных проволок приводит в данном случае к возрастанию величины $Q_{отн}$ более чем в 10 раз [3].

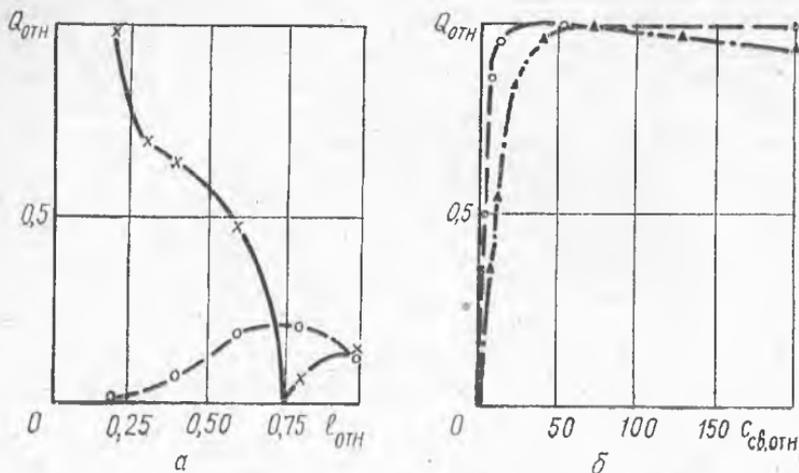


Рис. 2. Зависимость относительной величины перерезывающей силы от места расположения связи по высоте лопатки (а) и жесткости связи (б):

x — «жесткие связи»; o — «податливые связи»; ▲ — изгибные колебания; • — крутильные колебания

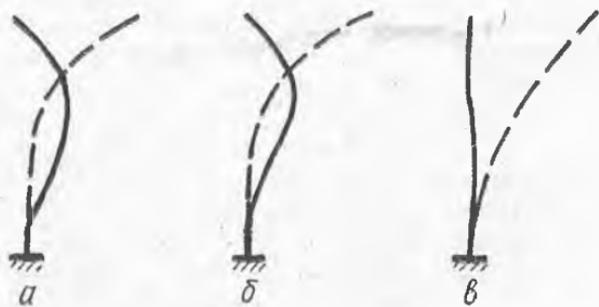


Рис. 3. Сравнение собственных форм колебаний бандажированных лопаток: а — I частота отдельной лопатки; б — внутрипакетные колебания с 4-мя узловыми диаметрами; в — внутрипакетные колебания с 4-мя узловыми диаметрами; — прогиб в плоскости диска; - - - прогиб в осевом направлении

С другой стороны, повышения уровня напряжений, соответствующего началу проскальзывания, можно достичь за счет увеличения силы прижатия лопаток друг к другу или связей к лопаткам. Широко применяемая сборка лопаток с натягом не может существенно (например, на порядок) увеличить усилия на контактных поверхностях из-за возникновения значительных дополнительных напряжений в лопатках. Для резкого увеличения уровня напряжений, соответствующего началу проскальзывания, весьма эффективным средством может оказаться установка демпферных проволок в пределах бандажных полок [5], [6], (рис. 1, г).

Относительная высота лопаток D_{cp}/l	Бандажированные лопатки без дополнительных связей	$\sigma_{отп. пр}$		
		Бандажированные лопатки, дополнительно соединенные демпферными проволоками, расположенными		
		в проточной части		в пределах бандажных полок
1 проволока	2 проволоки			
2,58	1	0,123	0,0635	13,1
2,78	1	0,085		
3,36	1			

В таблице сведены результаты расчетов относительных величин динамических напряжений, соответствующих началу проскальзывания $\sigma_{отп. пр}$ при I группе форм внутрипакетных колебаний лопаток, соединенных различными по конструкции связями.

Как видно, установка демпферных проволок в пределах проточной части приводит к резкому уменьшению величины динамических напряжений в лопатках, соответствующих началу проскальзывания, установка демпферных проволок в пределах бандажных полок — к столь же резкому увеличению напряжений.

На рис. 4 приведена зависимость экспериментально замеренной величины декремента колебаний от расчетного уровня напряжений, соответствующего началу проскальзывания, для указанных в таблице трех различных ступеней. Значения декремента определялись для внутрипакетных колебаний с различным числом узловых диаметров, возбуждавшихся при существенно отличающихся числах оборотов, а также с различным числом демпферных проволок, устанавливаемых как в средней

части лопаток, так и в пределах бандажных полок. Испытания проводились по методике, описанной в [6].

Очевидно, теоретические результаты получили хорошее экспериментальное подтверждение: уменьшение расчетного уровня напряжений, соответствующего началу проскальзывания, сопро-

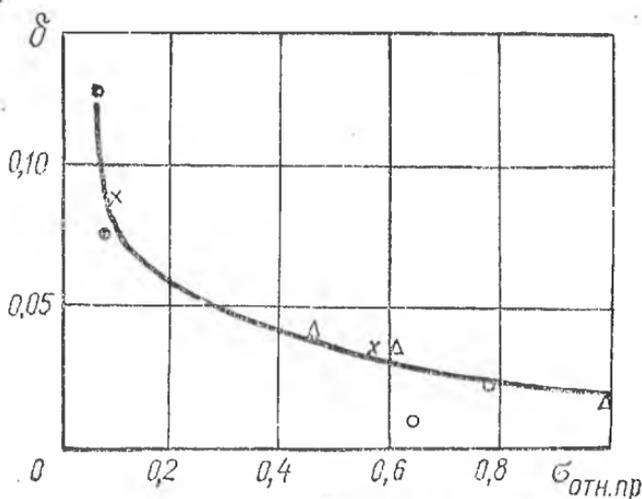


Рис. 4. Зависимость декремента δ от относительной величины напряжений, соответствующих началу проскальзывания $\sigma_{0тн.пр}$

\times — $D_{ср}/l = 2,58$; \circ — $D_{ср}/l = 2,78$; \triangle — $D_{ср}/l = 3,36$

вождается существенным (в несколько раз) увеличением экспериментально замеренной величины декремента и, следовательно, соответствующим снижением уровня динамических напряжений в лопатках.

ЛИТЕРАТУРА

1. Смольников Б. А. Труды ЛПИ, 1960, № 210.
2. Левин А. В. Рабочие лопатки и диски паровых турбин. М., ГЭИ, 1953.
3. Борищанский К. Н. «Проблемы прочности», 1974, № 9.
4. Уильямс и Эрлс. «Конструирование и технология машиностроения». Труды американского общества инженеров-механиков, 1974, № 2.
5. Шубенко-Шубин Л. А., Островский С. И. М., «Энергомашиностроение», 1962, № 6.
6. Борищанский К. Н. «Проблемы прочности», 1975, № 5.