

2. И в а н о в В.П. Некоторые вопросы колебаний лопаточных венцов и других упругих тел, обладающих циклической симметрией // Прочность и динамика авиационных двигателей. - М.: Машиностроение, 1971. - Вып. 6. - С. 113-132.

3. Е р м а к о в А.И., Ф р о л о в В.А. Расчет динамических характеристик рабочих колес авиационных ГТД. - Куйбышев, 1984. - 217 с. - Деп. в ВИНТИ, № 7669-84.

4. И в а н о в В.П. Колебания рабочих колес турбомашин. - М.: Машиностроение, 1983. - 224 с.

УДК 621.165-226.2-752

К.Н.Боршанский, Н.С.Лебедько, А.В.Наумов

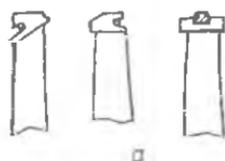
ВЛИЯНИЕ КОНСТРУКЦИИ СВЯЗЕЙ НА СОБСТВЕННЫЕ ЧАСТОТЫ И ДЕМПФИРОВАНИЕ КОЛЕБАНИЙ БАНДАЖИРОВАННЫХ ЛОПАТОК

Бандажирование лопатки, обеспечивающие высокую экономичность и вибрационную надежность рабочих колес турбомашин, получили широкое распространение в турбостроении. Практика эксплуатации выявила и определенные недостатки бандажированных лопаток, заключающиеся в возникновении значительных динамических, статических и термических напряжений в периферийном сечении, а также в возможности износа контактных поверхностей полок.

В стационарных паровых турбинах, в связи с изменением объемного расхода рабочего тела по проточной части более чем в 1000 раз, длины и конструктивное выполнение лопаток цилиндров высокого, среднего и низкого давления (ЦВД, ЦСД и ЦНД) различаются весьма сильно. Упругая раскрутка лопаток ЦВД и ЦСД в поле центробежных сил практически отсутствует, а лопаток последних ступеней ЦНД может превышать 10^0 . Естественно поэтому, что и конструктивные способы замыкания на круг бандажированных лопаток паровых турбин также сильно различаются. Например, для гарантированного соединения лопаток ЦВД, ЦСД и первых ступеней ЦНД, а также для устранения опасности износа контактных поверхностей полок используются различные упругофрикционные связи, размещенные в пределах бандажных полок (рис. 1, а), в то время как гарантированное замыкание лопаток последних ступеней ЦНД может быть обеспечено их упругой

микруткой. В связи с постоянной частотой вращения ротора паровой турбины, мощным средством обеспечения вибропрочности рабочих лопаток является их вибрационная отстройка, заключающаяся в обеспечении определенных запасов между частотами, соответствующими "наиболее возбуждаемым" собственным формам колебаний, и частотами возмущающих сил, кратными рабочему числу оборотов. Для коррекции собственных частот

Связи в бандаже



Проволоки в проточной части



Р и с. 1. Конструкции бандажных связей, используемых в стационарном турбостроении: а - дополнительные демпферные связи в пределах полск; б - демпферные проволоочные связи в проточной части

совместных колебаний лопаточного венца (без изменения длин лопаток или геометрических характеристик поперечных сечений) в паровых турбинах широко используются упругофрикционные проволоочные связи, расположенные в пределах проточной части (рис. 1, б).

Нижеследующие будут рассмотрены особенности колебаний бандажированных лопаток последних ступеней ЦНД мощных паровых турбин, у которых $D_{ср}/l = 2,50; 2,58; 2,80$, где $D_{ср}$ - средний диаметр облопаченного диска; l - длина лопатки. Лопатки выполнены из нержавеющей стали или титанового сплава, их длины достигают соответственно 1,0 и 1,2 м, окружные скорости вершин лопаток - 650 м/с, а центробежные силы - 1,5 МН. Для указанных лопаток $l/v = 7...8$, где v - хорда лопатки, что оправдывает использование стержневой теории при определении собственных частот. Несмотря на выполнение неравенства $l/v \geq 1$, при вычислении частот совместных изгибно-крутильных колебаний учитывалась стесненность кручения $/I/$, что дало возможность выявить особенности напряженного состояния, имеющие место в периферийном сечении колеблющейся бандажированной лопатки. При соединении лопаток замкнутыми на круг связями наибольшую опасность представляют интрукетные колебания, при которых различные компоненты усилий и перемещений изменяются в окружном направлении по синусоидальному закону, хотя и могут иметь определенный фазовый сдвиг относительно друг друга. Граничные условия в местах установки упругофрикционных

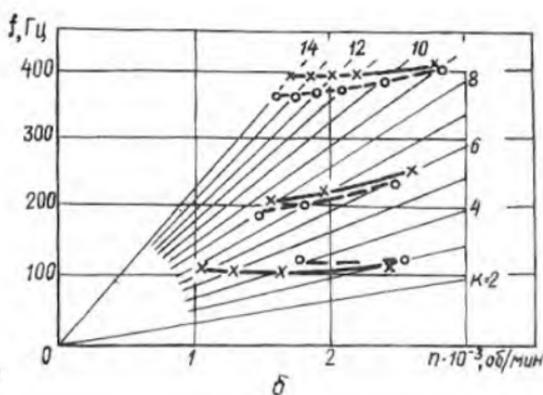
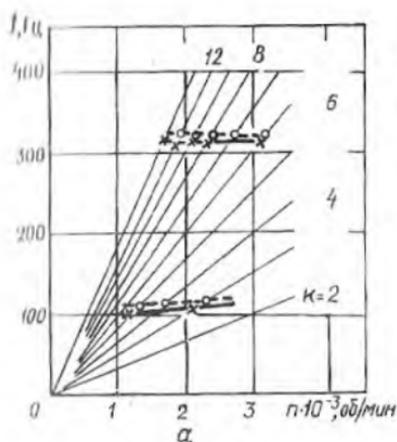
проволочных связей и по контактными поверхностям бандажных полок, которые необходимо использовать при определении частот внутриапакетных колебаний, приведены в работе /2/. В периферийном сечении бандажированной лопатки учитывалось также граничное условие $\theta'(l) = 0$ /3/, где $\theta'(z)$ - производная от угла закручивания поперечного сечения лопатки θ по координате z , радиально направленной и отсчитываемой от ее корня. Справедливость этого граничного условия подтверждается специальными экспериментальными исследованиями, показавшими, что для лопаток последних ступеней ЦНД бандажные полки практически полностью предотвращают депланацию периферийного сечения.

Результаты расчетного определения собственных частот и форм внутриапакетных колебаний сопоставлялись с экспериментальными данными, полученными при испытаниях вращающихся облопаченных дисков в вакуумной камере. Ротор с исследуемым облопаченным диском вращался с помощью паровой турбины, а для возбуждения колебаний использовалась струя пара, подводимая вблизи вершины лопаток и аксиально направленная. Собственные частоты и распределения напряжений по высоте лопатки регистрировались с помощью тензореосторов, расположенных в различных поперечных сечениях лопатки, а также непосредственно на упругофрикционных связях. Изменение амплитуд колебаний осуществлялось за счет регулирования давления пара, подаваемого на возбуждение. Декремент колебаний определялся по ширине резонансной кривой при медленном изменении оборотов приводной турбины, обеспечивавшем квазистационарный переход через резонанс.

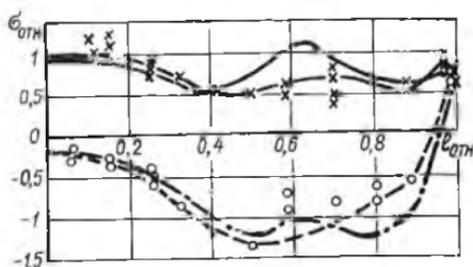
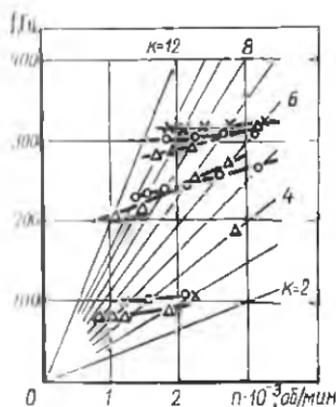
Сравнение экспериментальных и расчетных частот внутриапакетных колебаний лопаток (рис. 2) показало, что наблюдается их достаточно хорошее совпадение, что подтверждает обоснованность расчетной схемы и правильность использованных при проведении вычислений граничных условий в местах установки связей.

На рис. 3 приведены экспериментальные данные о зависимости частот внутриапакетных колебаний бандажированных лопаток с $D_{cp}/l = 2,58$ от числа демферных связей в проточной части. Как видно, число связей существенно влияет на величины частот внутриапакетных колебаний, что широко используется при вибрационной отстройке.

На рис. 4 сопоставлены расчетное и экспериментальное распределения напряжений по высоте лопатки с $D_{cp}/l = 2,8$ при первой



Р и с. 2. Расчетные и экспериментальные частоты внутрипакетных колебаний лопаток, дополнительно соединенных демпферными проволоками в проточной части: а - $D_{cp}/l = 2,58$; б - $D_{cp}/l = 2,8$ (х - эксперимент, о - расчет)



Р и с. 3. Зависимость частот внутрипакетных колебаний бандажированных лопаток с $D_{cp}/l = 2,58$ от числа демпферных проволок в проточной части:
 х - две проволоки;
 о - одна верхняя;
 Δ - без проволок

Р и с. 4. Расчетное и экспериментальное распределения напряжений внутрипакетных колебаний лопаток по первой группе формы с $D_{cp}/l = 2,8$. Выходная кромка: —, х - соответственно расчет и эксперимент; входная кромка: - · - · -, о - соответственно расчет и эксперимент

(преимущественно изгибной) группе форм внутривибрационных колебаний. Рассматривались колебания с четырьмя узловыми диаметрами, происходящие при $n \approx 1600$ об/мин. Как видно, использованная методика расчета обеспечивает достаточную точность при определении не только собственных частот, но и форм внутривибрационных колебаний. Приведенные данные подтверждают, что даже при преимущественно изгибной собственной форме величина напряжений в периферийном сечении может быть соизмерима с величиной напряжений в корневом сечении лопатки. При преимущественно крутильных собственных формах величина нормальных напряжений в периферийном сечении из-за стесненности кручения может оказаться даже выше, чем в остальных поперечных сечениях.

При изучении особенностей вынужденных колебаний бандажированных лопаток необходимо учитывать, что связи, обеспечивающие совместные колебания всех лопаток ступени, являются упругофрикционными, т.е. "эквивалентная" жесткость связей, вообще говоря, зависит от амплитуды колебаний. Усилия, препятствующие взаимному смещению колеблющихся лопаток, зависят от их раскрутки, натяга при сборке, наличия дополнительных связей в пределах полка, неравномерного нагрева лопаток, а также величины коэффициента трения и при фиксированных оборотах турбины и тепловом состоянии ротора являются определенными конечными величинами. Переменные во времени усилия, стремящиеся вызвать взаимные смещения соседних лопаток, пропорциональны амплитуде колебаний, т.е. стремятся к нулю по мере уменьшения амплитуды. Таким образом, до определенной амплитуды колебаний взаимного смещения соседних лопаток по всей контактной поверхности не произойдет и воздействие связей на лопатки можно рассматривать как упругое. Именно при этом предположении были вычислены собственные частоты внутривибрационных колебаний (см. рис. 2), хорошо согласующиеся с экспериментальными значениями. По мере увеличения амплитуды колебаний возрастают и усилия, которые могут вызвать взаимные смещения соседних лопаток, и при определенных амплитудах колебаний эти усилия могут превысить силы трения по всей контактной поверхности. В этом случае возможно резкое увеличение конструкционного демпфирования при первоначально слабом изменении частот резонансных колебаний $/2/$. Расчеты, проведенные для лопаток последних ступеней ЦНД мощных паровых турбин, показали, что для некоторых собственных форм и конструкций связей напряжения в лопатках, соответствующие

достижению "пределных" значений реакций по контактным поверхностям, могут даже на рабочих оборотах составлять всего 5...10 МПа и дополнительно снижаться на проходных оборотах. В работе /2/ рассмотрены различные типы реакций связей, которые могут достигать "пределного" значения: в соответствии с расчетными данными, для первой группы форм внутриапакетных колебаний бандажированных лопаток, дополнительно соединенных демпферными проволоками в проточной части, "пределного" значения, как правило, достигает величина перерезывающей силы Q_y , действующей в плоскости диска и вызывающей растяжение-сжатие упругофрикционных связей. Естественно, что при низком уровне динамических напряжений в лопатках, соответствующем предельному значению величины Q_y , в процессе эксплуатации возможно взаимное смещение полок соседних лопаток, которое, с одной стороны, сопровождается увеличением конструкционного демпфирования, а с другой - вызывает износ контактных поверхностей. В связи с этим становится ясной цель размещения дополнительных демпферных связей в пределах бандажных полок лопаток паровых турбин: центробежная сила шага демпферной проволоки, размещенной в пределах полки, может в 5...10 раз превосходить усилие, возникающее по контактным поверхностям из-за раскрутки лопаток, и поэтому во столько же раз возрастет уровень динамических напряжений в них, соответствующий началу проскальзывания по всей контактной поверхности полок. Для ЦВД, ЦСД и первых ступеней ЦНД такая конструкция обладает определенными преимуществами, так как использование специальных демпферных связей в пределах полок может гарантировать соединение лопаток в единый замкнутый на круг "пакет" независимо от технологических отклонений, имеющих место при изготовлении и сборке роторов. Для последних ступеней ЦНД размещение демпферных связей в районе полок исключает опасность истирания контактных поверхностей последних, но приводит к уменьшению конструкционного демпфирования и, следовательно, к возрастанию уровня динамических напряжений в лопатках на проходных оборотах, что в ряде случаев может оказаться опасным. Так как пуски и остановы паровых турбин относительно редки, а на рабочих оборотах обеспечивается отстройка наиболее возбудимых собственных форм, то для лопаток последних ступеней ЦНД установка связей в пределах полок может быть рекомендована только в том случае, если экспериментально будет обнаружено истирание контактных поверхностей полок.

(Накопленный к настоящему времени опыт эксплуатации паровых турбин свидетельствует об отсутствии истирания).

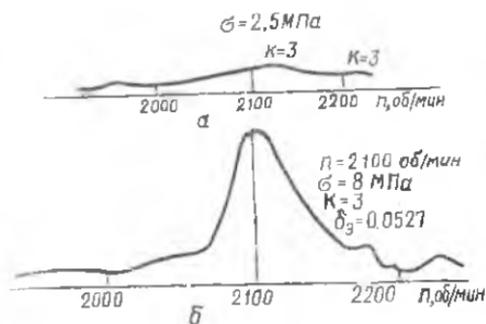
Следует иметь в виду, что наличие или отсутствие демпферных связей в районе полок практически не влияет на частоты внутрипакетных колебаний, так как масса и жесткость этих связей, как правило, много меньше соответствующих величин для бандажных полок, в пределах которых они установлены. Таким образом, установка связей в пределах полок оказывает влияние в основном на величину конструкционного демпфирования, в большинстве случаев приводя к снижению величины декремента и к возрастанию уровня динамических напряжений в лопатках. В качестве примера в таблице даны результаты испытаний бандажированных лопаток с $D_{ср}/\ell = 2,8$, дополнительно соединенных демпферными проволоками на расстоянии $0,62\ell$ от корня лопатки.

Форма колебаний	Кратность K	n , об/мин	t , Гц	σ_A , МПа	$\sigma_{пр}$, МПа	δ	Вариант
I	3	2430...2455	121,5...123	12,5	14,0	0,034	I
	4	1610...1625	107,5...108,5	7,0	12,0	0,080	
II	6	2580...2610	258...261	9,5	6,5	0,012	I
	7	1930...1950	225,0...227,5	6,0	3,5	0,023	
	8	1520...1570	204,0...209,5	3,5	2,0	0,052	
I	3	2460...2530	123,0...126,5	6,5	6,0	0,066	II
	4	1605...1630	107,0...108,5	2,0	2,0	0,147	
II	6	2560...2605	256,0...260,5	8,5	5,5	0,015	II
	7	1910...1950	223,0...227,5	4,5	2,5	0,031	
	8	1530...1575	204...210	3,0	-	0,070	

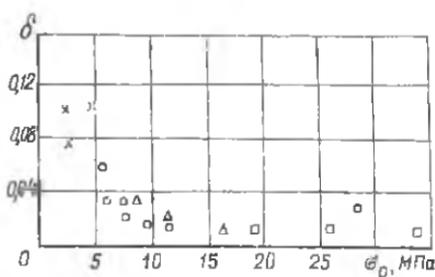
Здесь приведены значения резонансных оборотов (n), частоты (f), максимальные значения напряжений в лопатках (σ_A) и демпферных проволоках ($\sigma_{пр}$), расположенных в проточной части, а также средние значения декрементов (δ), определенные по ширине резонансной кривой. Первый вариант соответствует наличию демпферных проволок в пределах бандажных полок, второй - их отсутствию. Даны экспериментальные значения для первой и второй группы форм внутрипакетных колебаний при различных кратностях (K), т.е. при различных числах

колебаний лопатки за оборот ротора. Для обоих вариантов испытаний давление пара, подаваемого на возбуждение, было одинаковым и составило 0,3 МПа. Из приведенных результатов следует, что удаление демпферной проволоки из пределов полок оказывается наиболее эффективным для снижения уровня резонансных напряжений при первой группе форм внутриапакетных колебаний и практически не изменяет собственные частоты.

Рассмотрим еще один пример влияния демпферных проволок, расположенных в пределах полок, на величину конструкционного демпфирования. На рис. 5 приведены результаты испытаний лопаток с $D_{\text{ср}}/l = 2,5$, дополнительно соединенных двумя демпферными проволоками в проточной части.



Р и с. 5. Влияние демпферной проволоки, расположенной в пределах бандажных полок, на уровень динамических напряжений и конструкционное демпфирование лопаток с $D_{\text{ср}}/l = 2,5$: а - результаты испытаний без проволоки; б - с проволокой



Р и с. 6. Зависимость декремента (δ) от уровня напряжений в лопатках, соответствующего началу проскальзывания по всей контактной поверхности (Бпр), для бандажированных лопаток с $D_{\text{ср}}/l = 2,58$: x, o, Δ , \square - соответственно первая-четвертая группы форм внутриапакетных колебаний

Как видно, удаление демпферной проволоки из бандажных полок привело к снижению уровня напряжений в лопатках примерно в 3 раза за счет существенного увеличения рассеяния энергии по контактным поверхностям полок.

На рис. 6 показана зависимость между расчетным уровнем напряжений в лопатках, соответствующим началу проскальзывания по всей контактной поверхности полок ($\sigma_{\text{пр}}$), и экспериментально за-

меренными величинами декрементов при испытаниях бандажированных лопаток с $D_{ср}/\ell = 2,58$.

Таким образом, существует явная связь между расчетными значениями $\sigma_{пр}$ и экспериментальными значениями σ : большим значениям $\sigma_{пр}$ соответствуют меньшие значения σ и наоборот. Так как на рис. 6 приведены данные, относящиеся не только к первой, но и к второй-четвертой группам форм внутрипакетных колебаний, то можно сделать вывод о том, что полученные расчетным путем распределение напряжений и относительные величины реакций связей оказываются близкими не только при первой, но и при высших группах форм внутрипакетных колебаний.

В целом на основании приведенных выше данных можно сделать вывод о том, что использованная методика расчета обеспечивает удовлетворительное совпадение с экспериментальными результатами не только при определении собственных частот и форм внутрипакетных колебаний бандажированных лопаток, но и при оценке величины конструкционного демпфирования. На выбор рациональной конструкции и числа соединяющих лопатки связей влияют условия работы лопаточного аппарата. Установка дополнительных связей в пределах бандажных полок практически всегда гарантирует соединение лопаток в замкнутый на круг пакет и отсутствие истирания контактных поверхностей полок, однако во многих случаях приводит к уменьшению величины конструкционного демпфирования и к возрастанию уровня динамических напряжений. В паровых турбинах установка дополнительных демпферных связей в пределах бандажных полок, как правило, оказывается целесообразной для лопаток ЦВД, ЦСД и первых ступеней ЦНД и нецелесообразной для лопаток последних ступеней ЦНД.

Библиографический список

1. Боршанский К.Н., Наумов А.В., Шилова Е.В. Влияние податливости заделки на собственные частоты рабочих лопаток турбин // Теплоэнергетика. - 1984. - № 12. - С. 33-36.
2. Левин А.В., Боршанский К.Н., Консон Е.Д. Прочность и вибрация лопаток и дисков паровых турбин. - Л.: Машиностроение, 1981. - 710 с.
3. Боршанский К.Н. Особенности напряженного состояния и колебаний бандажированных лопаток // Проблемы прочности. - 1985. - № 5. - С. 69-73.