

тируется эксплуатационный дефект, после чего отрабатываются конструктивно-технологические мероприятия по его устранению. Изучаются закономерности разрушения натуральных лопаток при многофакторном нагружении.

Комплексное применение изложенных методов поузловой отработки вибропрочности лопаток турбины повышает их надежность, сокращает сроки, а также затраты материальной части и средств при доводке опытных образцов ГТД.

ЛИТЕРАТУРА

1. Еленевский Д. С., Бекбулатов Р. С., Шапошников Ю. Н., Степанов С. А. Применение голографической интерферометрии в вибропрочностном эксперименте. — В сб.: Научные основы и методы повышения надежности и долговечности ГТД. — Киев: Наукова думка, 1979.

2. Еленевский Д. С., Бекбулатов Р. С., Баданин А. П., Шапошников Ю. Н., Сипухин И. Г. Система контроля режима виброиспытаний лопаток турбины и компрессора с использованием луча лазера. — Проблемы прочности, 1979, № 1.

3. Сипухин И. Г., Еленевский Д. С., Бекбулатов Р. С., Гаврилов Н. Г. Износостойкость бандажных полок лопаток турбины и компрессора. — В сб.: Научные основы и методы повышения надежности и долговечности ГТД. — Киев: Наукова думка, 1979.

4. Еленевский Д. С., Бекбулатов Р. С., Сипухин И. Г., Шапошников Ю. Н., Буренкин А. М., Пастухов Н. А., Шаврин В. И. Вибропрочностные испытания охлаждаемых лопаток турбины. — В сб.: Научные основы и методы повышения надежности и долговечности ГТД. — Киев: Наукова думка, 1979.

УДК 531:539.3

К. А. Жуков, А. С. Сердотецкий, В. А. Фролов

ПРОБЛЕМЫ ВИБРАЦИОННОЙ ПРОЧНОСТИ ЛОПАТОЧНЫХ ВЕНЦОВ АВИАЦИОННЫХ ГТД

Для современного этапа развития авиадвигателестроения характерен рост силовых и тепловых нагрузок, значительное уплотнение и увеличение сил спектра вибрационного возбуждения, воздействующего на элементы двигателя при одновременном уменьшении массы и жесткости последних. Эти факторы оказывают особенно неблагоприятное воздействие на вибрационное состояние лопаточной части двигателя. Извест-

но, что несмотря на достаточно высокие нормированные запасы динамической прочности, усталостные разрушения лопаточных венцов при длительной работе не являются исключением [1]. Причины заключаются как в недостаточной достоверности определения действительных вибронпряжений в лопатках венца при тензометрировании, так и в вероятном появлении для отдельных двигателей экстремальных условий работы, не учтенных при проектировании.

Предотвращение вибрационных дефектов лопаточных венцов ГТД связано с решением комплекса таких фундаментальных проблем, как исследование их вибрационного состояния, выявление причин разброса резонансных напряжений по лопаткам, разработка методов активного демпфирования опасных колебаний венцов.

Применительно к современным венцам авиационных ГТД, обладающим в большинстве случаев существенным упругим, инерционным и диссипативным взаимодействием между лопатками, изучение этих проблем возможно при рассмотрении колебаний венца как единой упругой системы «диск—лопатки—бандажный пояс связи». Системы подобного типа обычно обладают конструктивной циклической симметрией. Эта особенность была использована для выявления общих свойств их спектров собственных форм и частот, что позволило разработать метод волновых динамических жесткостей и податливостей [2]. С помощью этого метода, установлены общие закономерности формирования спектра собственных форм и частот лопаточных венцов, выявлены ряд специфических явлений, присущих лопаточным венцам.

Одно из них связано с существенным разбросом резонансных напряжений, регистрируемых в сходственных точках лопаток, принадлежащих одному венцу. Установлено, что явление разброса напряжений обусловлено особенностями собственных спектров реальных лопаточных венцов, органически присущими им как поворотно-симметричным телам с малой асимметрией [2].

Наличие разброса напряжений в сочетании с небольшим числом одновременно тензометрируемых лопаток в значительной степени определяет низкую достоверность оценки вибронпряжений в венце. Поэтому актуально решение задачи расчетного определения окружных распределений резонансных напряжений по лопаткам венца. Ее решение основано на учете вариаций вибрационных характеристик отдельных лопаток и позволяет прогнозировать местоположение на диске наибо-

лее напряженных лопаток и детерминировать выбор лопаток, подвергаемых тензометрированию. В этом случае устраняются случайности в определении действительно максимальных резонансных напряжений в лопатках данного венца. Кроме того, расчеты показывают, что путем расстановки лопаток на диске в определенной последовательности чередования их собственных частот, можно уменьшить разброс напряжений и понизить максимальные напряжения примерно на 20%.

Актуальной является задача повышения демпфирующих свойств лопаточных венцов как наиболее сильного, порой единственного способа борьбы с опасными вибрациями лопаток [1]. Несмотря на высокую эффективность этого способа, в конструкторской практике он не нашел еще должного распространения. Такое положение связано, по-видимому, с тем, что недостаточно проработаны вопросы оптимального выбора демпфирующих устройств для лопаток венца, ряд важных задач далек от окончательного решения.

В лаборатории КуАИ на основе теории колебаний поворот-но-симметричного венца с упруго-демпфирующими элементами между лопатками получены общие качественные закономерности формирования демпфирующих свойств венца для каждой из его собственных форм в зависимости от параметров демпфирования составных элементов [4]. Типичные зависимости коэффициента поглощения венца Ψ_n от числа волн деформаций m (числа узловых диаметров) представлены на рис. 1. Анализ расчетных зависимостей показывает, что относительно большое демпфирование в поясе связи при низком его значении в диске и лопатках (рис. 1, а) приводит к существенно увеличению демпфирования венца при колебаниях лопаток только в направлении оси ее максимальной жесткости. Напротив, если придать высокое демпфирование диску, поставив малое демпфирование в лопатках и поясе связи (рис. 1, б), коэффициент поглощения венца будет существенным только при колебаниях лопаток вдоль оси минимальной жесткости сечения. Такая форма колебаний венца сопровождается интенсивной деформацией диска, в то время как лопатки и пояс связи практически не деформируются. В лопатках на данной форме колебаний напряжения отсутствуют и вводить демпфирование в диск не имеет особого смысла.

Таким образом, эффективное демпфирование колебаний лопаток по наиболее характерным и опасным для них формам может быть обеспечено повышением демпфирующих свойств или лопаток, или бандажного пояса связи,

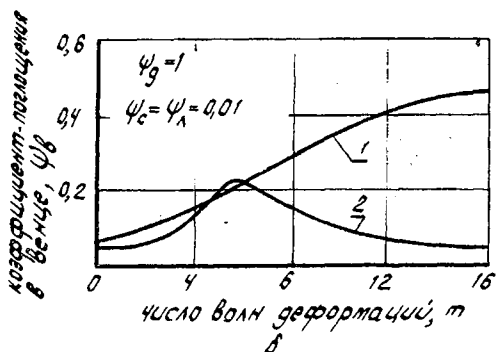
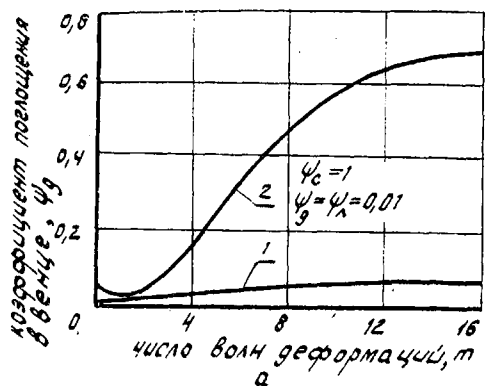


Рис. 1. Зависимости коэффициентов поглощений венца от числа волн деформаций: ψ_d , ψ_l , ψ_c — коэффициенты поглощений диска, лонаток, пояса связи; колебания лопаток в направлении оси минимальной жесткости (1) и максимальной жесткости сечения (2)

Повышение демпфирующих свойств бандажных связей, в частности полочной конструкции, связано с углублением представлений о кинематике относительного движения в полочных стыках при различном их конструктивном выполнении. Решение этой задачи позволит установить взаимосвязь факторов, влияющих на собственный спектр венца и его демпфирующие свойства, провести оптимизацию параметров полки

[4, 5]. Аналогичная задача должна быть решена и при других типах упруго-демпфирующих связей [6].

Для достижения высокого демпфирования непосредственно в лопатках можно предложить различные решения. В частности, демпфирование может быть существенно увеличено установкой демпфера в замке крепления лопатки [7], [8], [9] и установкой дискретных демпфирующих устройств на концах лопаток [10], [11], [12]. Эффективность и возможность использования подобных устройств в лопатках проверены в лаборатории [8], [9], а также подтверждены испытаниями на авиационных ГТД [1]. Перспективным, с нашей точки зрения, являются конструкции лопаток с демпфированием в пере [13]. Эксперименты показывают, что такие лопатки обладают высоким демпфированием и сохраняют его на многих формах.

Создание демпфированных лопаточных венцов связано с разработкой расчетных и экспериментальных методов подбора определенных соотношений жесткости демпфера и лопатки. Реализация этих соотношений может привести к существенному изменению привычных конструктивных форм лопаток, диска и других элементов. Например, использование замка с цилиндрическими опорными поверхностями требует изменения конструкции хвостовика лопаток и паза диска. Установка дискретных демпфирующих устройств влечет за собой создание лопаток с удлиненной ножкой, изменение конструкции диска, трактовых колец и т. п.

Несмотря на значительное число работ по демпфированию колебаний лопаток, ряд успешно работающих конструкций, проблему демпфирования нельзя считать близкой к окончательному решению. В большом числе предложенных к настоящему моменту демпферов не удается выделить такие, в которых бы сочетались достаточно высокие и стабильные демпфирующие свойства, технологичность и надежность конструкции. Решение этих проблем связано с изучением природы демпфирования, трения и износа на контактных поверхностях демпфирующих устройств, разработкой теории, расчетных моделей и методов экспериментальных исследований различных конструктивных реализаций.

Широкий и самостоятельный интерес представляет собой вопрос о создании интенсивного возбуждения и венцов в лабораторных условиях. Постановка этого вопроса обусловлена необходимостью поузловой доводки авиационных ГТД.

Для возбуждения колебаний отдельных лопаток и лопаток в составе венца эффективны воздушные вибростенды типа

КуАИ-ВВ [14], разработанные в институте и внедренные на ряде предприятий отрасли.

При экспериментальном исследовании колебаний лопаточных венцов лубых типов с учетом связанности необходимо учитывать специфический характер их возбуждения [15]. Такое возбуждение удовлетворительно имитирует специальный стенд «Вращающееся сопло». С его помощью проведена серия работ, связанных с изучением явлений разброса резонансных напряжений.

Таким образом, проблемы динамической прочности лопаточных венцов авиационных ГТД в лаборатории КуАИ решаются путем углубленного изучения колебаний, присущих поворотно-симметричным телам, разработкой расчетных и экспериментальных методов определения вибрационных характеристик венцов, установлением взаимосвязи различных факторов на характер их колебаний, созданием и проверкой активных средств и методов борьбы с опасными вибрациями лопаток.

ЛИТЕРАТУРА

1. Кузнецов Н. Д., Цейтлин В. И. Эквивалентные испытания газотурбинных двигателей. — М.: Машиностроение, 1976.
2. Иванов В. П. Некоторые вопросы колебаний лопаточных венцов и других упругих тел, обладающих циклической симметрией. — В сб.: Прочность и динамика авиационных двигателей. — М.: Машиностроение, 1971, вып. 6.
3. Иванов В. П., Фролов В. А. Метод определения характеристик демпфера для лопаточных венцов турбомшины. — Материалы науч.-техн. конф., посвящ. 100-летию со дня рождения В. И. Ленина. — Куйбышев: КуАИ, 1970, ч. 2.
4. Иванов В. П., Фролов В. А. Колебания лопаточного венца с поясом связи. — Науч. тр./Куйбыш. авиац. ин-т, 1972, вып. 51. Вибрационная прочность и надежность двигателей и систем летательных аппаратов.
5. Фролов В. А., Ермаков А. И. Колебания лопаточных венцов с бандажными полками. — В сб.: Вибрационная прочность и надежность двигателей и систем летательных аппаратов. — КуАИ, 1979, вып. 6.
6. Демпферная связь лопаток турбомшины. Патент Англии № 1195012 заявлен 21.06.1966.
7. А. с. № 418618. Устройство для гашения колебаний лопаток турбомашин/Колесников В. А., Ошурков А. И., Фролов В. А. — Оpubл. в Б. И., 1974, № 9.
8. Фролов В. А. О замковом демпфировании компрессорных лопаток. — Науч. тр./Куйбыш. авиац. ин-т, 1972, вып. 51. Вибрационная прочность и надежность двигателей и систем летательных аппаратов.
9. Фролов В. А., Колесников В. А., Ермаков А. И. Экспериментальное исследование возможностей повышения демпфирующих свойств лопаток компрессора. — В сб.: Вибрационная прочность и надежность двигателей и систем летательных аппаратов. — КуАИ, 1978, вып. 5.

10. А. с. № 248891. Направляющий аппарат осевого компрессора/Иванов В. П., Игнатьев О. И., Фролов В. А., Федотчев А. И. — Оpubл. в Б. И. 1970, № 24.

11. Направляющий аппарат осевого компрессора. Патент США № 3754838. Оpubл. 28.08.1973.

12. А. с. № 386154. Направляющий аппарат осевого компрессора/Колесников В. А., Ошурков А. И., Фролов В. А. — Оpubл. в Б. И. 1973, № 26.

13. А. с. № 549581. Лопатка турбомашинны/Колесников В. А., Ошурков А. И., Фролов В. А. — Оpubл. в Б. И., 1977, № 9.

14. Иванов В. П., Огородов В. Т. Высокочастотный воздушный вибростенд. — Науч. тр./Куйбыш. авиац. ин-т. 1965, вып. 19. Вибрационная прочность и надежность авиационных двигателей.

15. Иванов В. П., Сердотецкий А. С. Установка для исследования резонансных колебаний лопаточных венцов турбомашин. — В сб.: Динамика и прочность механических систем. — Пермь, 1978.

УДК 629.7.036.843.8; 539.4.001.24

Т. П. Захарова, Г. П. Пименова

РАСЧЕТНО-ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОЕ ОПРЕДЕЛЕНИЕ ОСТАТОЧНОЙ ДОЛГОВЕЧНОСТИ ЛОПАТОК ТУРБИН

Расчетное определение показателей работоспособности лопаток турбин является приближенным и должно быть дополнено оценками этих показателей экспериментальными методами.

Информация о предельной долговечности в условиях эксплуатации лопаток турбин может быть получена путем последовательного, по мере наработки, снятия лопаток с двигателя и определения изменения остаточной долговечности материала лопаток в условиях форсированных лабораторных испытаний образцов до разрушения.

Экспериментальное определение остаточной долговечности лопаток первой ступени турбины изделия ТМ было выполнено на плоских образцах, вырезанных из сердцевины пера и с сохранением поверхностного слоя в различных сечениях по высоте. Цилиндрические образцы диаметром 3 мм вырезались из сердцевин пера и из замка лопаток. Отбор лопаток с двигателей производился через 200—1000 ч эксплуатации, максимальная наработка лопаток составила 10 000 ч, что соответствовало расчетному ресурсу лопаток до первого ремонта.

Оценка остаточной долговечности производилась по времени до разрушения t_r при испытаниях образцов из лопаток на длительную прочность на режиме контрольных испытаний,