

КОНЦЕПТУАЛЬНЫЕ ПОДХОДЫ К РЕШЕНИЮ ПРОБЛЕМЫ ВИБРОПРОЧНОСТИ ЛОПАТОК ТУРБОМАШИН

(концепция классификации и ее роль в решении проблемы)

Фролов В.А.

Самарский государственный аэрокосмический университет, г. Самара

Проблема обеспечения вибропрочности турбомашин является частью проблемы повышения их качества. Статистика свидетельствует, что более 60% отказов ГТД связано с разрушением деталей из-за недостаточной прочности, из них 70% разрушается из-за высокого уровня вибрации [2,7,8,9 и др.]. Значительная доля разрушений приходится на лопатки и диски. Несмотря на значительные успехи, достигнутые наукой, и техникой в области ликвидации опасных последствий вибраций лопаток и дисков, многие вопросы далеки от окончательного решения. Поэтому проблема обеспечения вибропрочности турбомашин остается в центре внимания исследователей.

Кардинальное решение этой проблемы может быть осуществлено на основе разработки методов демпфирования опасных колебаний [2,7,8 и др.]. Интерес к проблеме демпфирования лопаток со стороны исследователей многих отечественных и зарубежных фирм настолько велик, что к настоящему моменту известны (по патентным и литературным источникам) сотни вариантов конструкций лопаток с демпфирующими устройствами. Это свидетельствует также о многовариантности конструкторского решения проблемы, что требует определенного подхода к выбору необходимого варианта. Одним из них следует рассматривать систематизацию и классификацию демпфированных конструкций лопаток. Попытка систематизации таких конструкций сложна, обычно строится на традиционно используемом иерархическом принципе [9,14] и носит информационный характер. Такая систематизация позволяет выявить только основные направления развития средств демпфирования. Более перспективным следует признать морфологический метод анализа классификационных признаков [1], который совместно с традиционным, дает научный инструмент конструктору для принятия удовлетворительного решения.

При создании демпфированных конструкций рабочих колес и направляющих аппаратов одной из наиболее серьезных проблем является выбор оптимальных соотношений динамических свойств

упругой системы и ее отдельных элементов [8,11,14 и др.]. Он должен удовлетворять ряду противоречивых требований, обеспечивая минимум или максимум некоторых из них. На основе морфологического метода можно построить некоторую систему уравнений в матричной форме, которая позволяет проанализировать возможные варианты демпфированных конструкций, различающиеся принципами отвода энергии колебаний, схемными и конструктивными решениями и т.д.

Способность конструкции отводить внешнюю энергию на различного рода потери, связанные с трением сухим, гидравлическим, аэродинамическим, акустическим, магнитным и др. характеризуется матрицей энергетических потерь:

$$[\Delta W_c] = \begin{bmatrix} \Delta W_1 \\ \dots \\ \Delta W_n \end{bmatrix} = \sum_1^n \Delta W_i, \quad (1)$$

где $\Delta W_1, \dots, \Delta W_i, \dots, \Delta W_m, \Delta W_c$ - работа рассеяния (поглощения) в отдельных элементах конструкции, входящих в состав упругой системы и системы в целом. При этом отдельные конструктивные элементы могут иметь различную природу трения.

В рабочих колесах, направляющих и сопловых аппаратах выделяются ряд характерных типовых признаков конструкции, например, такие как диски, кольца, лопатки, бандажи, оболочки, проставки. В каждом из этих признаков конструкции выделяются частные. Например, в лопатках компрессоров и турбин можно выделить частные конструктивные признаки в виде хвостовика, пера, полок, демпферов. Кроме того, признаки конструкции лопаток различаются свойствами применяемых материалов.

Рассмотрим принципы морфологического анализа демпфирования на примере лопаток турбомашин и покажем, каким образом можно оценить эффективность вариантов в различных конструкциях.

Располагая различные конструктивные признаки возможного отвода энергии внешних возмущающих сил от лопатки (перо, хвостовик, замковое соединение с диском, полка и т.д.) в столбцы, а различные свойства (внутреннее трение, сухое трение, вязкое и т.п.) в строки, построим некоторую обобщенную модель конструкции лопаток с демпфированием в виде следующей таблицы:

Признаки конструкции (типовые элементы)		Свойства демпфирования в признаках конструкции				
1	хвостовик	Ψ_{11}	...	Ψ_{1j}	...	Ψ_{1m}
2	перо	Ψ_{21}	...	Ψ_{2j}	...	Ψ_{2m}
3	полка	Ψ_{31}	...	Ψ_{3j}	...	Ψ_{3m}
4	связь	Ψ_{41}	...	Ψ_{4j}	...	Ψ_{4m}
5	демпфер	Ψ_{51}	...	Ψ_{5j}	...	Ψ_{5m}
i	...	Ψ_{i1}	...	Ψ_{ij}	...	Ψ_{im}
n	др. варианты конструкций	Ψ_{n1}	...	Ψ_{nj}	...	Ψ_{nm}

Если исходить из независимости демпфирования от динамических характеристик упругой системы, то в общем случае свойства демпфирования в признаках конструкции можно представить следующей матрицей:

$$[\Psi_c] = \begin{bmatrix} \Psi_{11} & \dots & \Psi_{1m} \\ \dots & \dots & \dots \\ \Psi_{i1} & \dots & \Psi_{im} \\ \dots & \dots & \dots \\ \Psi_{n1} & \dots & \Psi_{nm} \end{bmatrix} \quad (2)$$

Рассмотрим некоторые характерные признаки конструкции и их связь со свойствами демпфирования.

Признаки хвостовика лопатки характеризуются типом крепления лопаток к диску с установкой в кольцевые или продольные пазы (замки типа «ласточкин хвост», «елка», шарнирный, Т-образный и др.). Хвостовик лопатки может иметь удлиненную или разрезную ножку, полку (втулочную, трактовую, концевую). Каждая из конструкций хвостовика лопатки обладает своими демпфирующими свойствами, что отражено в соответствующих коэффициентах демпфирования (декремент колебаний, коэффициент поглощения) [2, 3,4,9,10,11,12 и др.].

Конструктивные признаки пера характерны материалом, покрытием, составным пером, наличием продольной или поперечной разрезкой, полыми лопатками с наполнителями, композитными конструкциями. Коэффициенты демпфирования отдельных конструкций пера лопаток можно найти в работах [7,13,14 и др.].

Известно, что круговые связи лопаток составляют их бандажи. К ним относятся бандажи из полок, проволок (сплошной или разрезной), трубок, вкладышей, тросов и т.п. Конструкции бандажей разнообразны, их демпфирующие свойства зависят от технологии сборки, эксплуатационных и ряда многих неучтенных факторов. Некоторые сведения о демпфировании лопаток с бандажными связями можно почерпнуть из работ [5,6,10,11 и др.]. При наличии бандажа лопаток следует рассматривать связанную систему лопатка-бандаж-диск. Методы расчета таких систем изложены в фундаментальных работах [10,14,15].

Конструкции демпферов основаны на способности элементов сухого, вязкого и др. видов трения переводить внешнюю энергию в другие виды (например, в тепловую). Для этих целей используются различные элементы, такие как пакеты пластин, сопрягаемые элементы конструкций, элементы из троса, трубок, сеток, МР [3,4,7,8,11 и др.].

Следует отметить, что при произвольном выборе конструкции демпфера и при установке его на произвольную лопатку высокие демпфирующие свойства демпфера в большинстве случаев не реализуются. Это обусловлено несогласованием динамических характеристик конструкции демпфера и конструкции лопаток. Для согласования динамических характеристик типовых элементов системы требуется выполнение большого объема расчетов и экспериментов [14]. Поэтому методы классификации позволяют сократить число рассматриваемых вариантов.

Известно, что работа рассеяния определяется демпфирующими свойствами системы и потенциальной энергией деформаций упругой системы на разных формах колебаний [11,14].

Потенциальную энергию упругой деформации системы, обусловленную возможными обобщенными перемещениями (линейными, поперечными, продольными, угловыми, формой колебаний), ее конструктивных типовых элементов выразим через матрицу - столбец вида:

$$[P_c] = \begin{Bmatrix} P_1 \\ \dots \\ P_n \end{Bmatrix} = \sum_1^n P_i, \quad (3)$$

Учитывая выражения (3) и (4), обобщенная модель рабoты демпфирования упругой системы может быть представлена произведением матриц свойств демпфирования и максимальной энергии деформаций типовых элементов конструкции:

$$[\Delta W_c] = [\Psi_c][\Pi_c]. \quad (4)$$

С помощью выражения (4) можно построить математическую модель конкретной конструкции лопатки и демпфера и получить представление об эффективности рассматриваемого варианта.

В качестве примера построения модели демпфирования и ее анализа рассмотрим лопатку турбомашины (рис.1) в виде классической системы, состоящей из упругого стержня с жесткой заделкой в основании и с демпфирующим устройством, расположенным на конце.

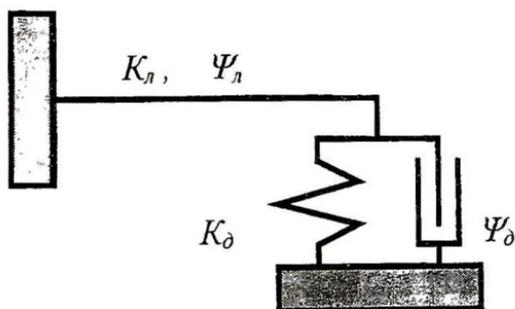


Рис.1. Расчетная модель лопатки

Стержень совершает перемещения в плоскости чертежа, причем предполагается, что упруго-демпфирующие свойства лопатки и демпфера определены (заданы) в виде некоторых физических параметров динамической жесткости лопатки K_n и демпфирующего устройства K_d с коэффициентами поглощения Ψ_n, Ψ_d соответственно для лопатки и демпфера. Такие свойства модели отражены матрицей демпфирования, которая имеет следующий вид:

$$[\Psi_c] = \begin{bmatrix} \Psi_n & 0 \\ 0 & \Psi_d \end{bmatrix} \quad (5)$$

и матрицей потенциальной энергии, представленной в виде матрицы-столбца:

$$[P_c] = \left\| \begin{matrix} P_n \\ P_\delta \end{matrix} \right\| \quad (6)$$

Выражение (6) представляет собой потенциальную энергию упругой деформации системы, состоящей из энергий упругих деформаций стержня и демпфера.

Учитывая выражения (1), (5), (6), из энергетических соотношений находится работа демпфирования упругой системы, решив которое относительно коэффициента поглощения рассматриваемой модели, будем иметь:

$$\Psi_c = \Psi_n \frac{P_n}{P_n + P_\delta} + \Psi_\delta \frac{P_\delta}{P_n + P_\delta} \quad (7)$$

Обозначив через $K_\delta = P_\delta / (P_n + P_\delta)$, и подставив это выражение в (7), получим:

$$\Psi_c = \Psi_n + K_\delta (\Psi_\delta - \Psi_n) \quad (8)$$

Анализ выражения (8) позволяет оценить эффективность демпфера при его установке на лопатку. Из формулы (8) следует, что уровень демпфирования определяется не только демпфирующими свойствами ее типовых элементов (лопатка, демпфер), но и признаками конструкции (конструкцией лопатки, демпфера). Последние влияют на соотношение потенциальных энергий признаков конструкции (в данном случае лопатки и демпфера), выраженное через параметр K_δ .

Расчеты и многочисленные эксперименты с моделями и натурными лопатками показывают, что вариант представленной концепции позволяет определить оптимальный подход к решению проблемы демпфирования ряда конструкций лопаток компрессора.

Список литературы

1. Янч Эрих, Прогнозирование научно-технического прогресса. Пер. С англ. М.: «Прогресс», 1974.-586 с.
2. Хронин Д.В. Колебания в двигателях летательных аппаратов. -М.: Машиностроение, 1980.-296 с.
3. О замковом демпфировании компрессорных лопаток/ Фролов В.А. Тр. КуАИ, вып. 51, 1972. - С.18-23.

4. Экспериментальные исследования возможностей повышения свойств замковых соединений лопаток компрессора/Фролов В.А., Ермаков А.И., Колесников В.А.- Сб. «Вибрационная прочность и надежность двигателей и систем летательных аппаратов». Вып.5, КуАИ, г. Куйбышев, 1978.-С.41-47.
5. Колебания лопаточных венцов с бандажными полками/Фролов В.А., Ермаков А.И.- Сб. «Вибрационная прочность и надежность двигателей и систем летательных аппаратов». Вып.6, КуАИ, г. Куйбышев, 1979.-С.36-41.
6. Исследование демпфирования по полкам бандажированного лопаточного венца/Фролов В.А., Терехин И.В.- Сб. Тез. докладов VI Всесоюзн. Научно-техн. конф. по компрессоростроению «Повышение технического уровня, надежности и долговечности компрессоров и компрессорных установок» - Л.: 1982. С.35-40.
7. Кузнецов Н.Д., Цейтлин В.И. Эквивалентные испытания газотурбинных двигателей. М.: Машиностроение, 1976.-214 с.
8. Проблемы вибрационной прочности лопаточных венцов авиационных ГТД/Фролов В.А., Жуков К.А., Сердотецкий А.С. -Сб. «Вибрационная прочность и надежность двигателей и систем летательных аппаратов». Вып.8, КуАИ, г. Куйбышев, 1978.-С.36-41.
9. Белоусов А.И., Фролов В.А. Методы повышения вибрационной прочности лопаток турбомашин: Учебное пособие.- Куйбышев, КуАИ, 1983.- 71 с.
10. Прочность и вибрация лопаток и дисков паровых турбин/Левин А.В., Боришанский К.Н., Консон Е.Д.-Л.: Машиностроение, Ленингр. отд, 1981.-710 с.
11. Пановко Я.Г. Внутреннее трение при колебаниях упругих систем.- Гос. изд. физ.-мат. литер. М., 1960.-193 с.
12. Матвеев В.В. К исследованию влияния конструктивных параметров елочного замкового соединения на демпфирование лопаток турбин. В кн. «Рассеяние энергии при колебаниях упругих систем» -АН УССР, Киев, 1963.- С.234-241.
13. Веселов С.И., Карташов Г.Г. Композиционные материалы в авиадвигателестроении: Уч. пособие. -Куйбышев, КуАИ, 1986.-122 с.
14. Ермаков А.И., Фролов В.А. Расчет динамических характеристик рабочих колес авиационных ГТД.- КуАИ, г. Куйбышев, 1984. ВИНТИ, деп. №7669. -217 с.
15. Иванов В.П. Колебания рабочих колес турбомашин.- М.: Машиностроение, 1983. -224 с.