

А.Ю.Березкин, А.И.Ермаков, В.П.Иванов

РАСЧЕТ СПЕКТРОВ СОБСТВЕННЫХ КОЛЕБАНИЙ РАБОЧИХ КОЛЕС
ТУРБОМАШИН С НЕИДЕНТИЧНЫМИ ЛОПАТКАМИ

Рабочие колеса (РК) турбомашин, проектируемые как поворотно-симметричные системы, при изготовлении всегда отклоняются от строгой симметрии в пределах производственных допусков, что усложняет их динамическое поведение /1/ и требует разработки методов расчета, учитывающих реальное выполнение конструкций.

Расчет собственных спектров подобных систем предлагается проводить на основе модернизированного метода волновых динамических жесткостей (ВДЖ). При этом РК рассматриваются как линейные упругие системы с номинальными геометрическими размерами, полученными с рабочих чертежей. Демпфирование и аэродинамическая связанность колебаний лопаток не учитываются. Считается также, что асимметрия РК является следствием неидентичного изготовления лопаток и порядка их расстановки в дисках. За критерий неидентичности принимается отклонение парциальных собственных частот лопаток от номинального значения, рассчитываемого по заданным в чертеже их геометрическим размерам. Моделирование асимметрии производится дискретным размещением дополнительных масс в сходственных точках на периферии лопаток.

В соответствии с методом ВДЖ для симметричных конструкций РК при колебаниях их по любой из собственных форм связь между амплитудами волн усилий и перемещений выражается следующим образом /2/:

$$Q_m = H_m \varphi_m, \quad (1)$$

при этом для каждой из сходственных точек РК

$$Q_k = Q_m e^{i\alpha_k m};$$

$$\varphi_k = \varphi_m e^{i\alpha_k m},$$

где Q_m и φ_m - матрицы-столбцы комплексных амплитуд волн компонентов усилий и перемещений; H_m - матрицы ВДЖ; m - число волн

деформаций по окружности РК, $-\frac{S}{2} < m < \frac{S}{2}$ (S - порядок симметрии, равный числу лопаток); Q_K и q_K - матрицы-столбцы комплексных величин компонентов усилий и перемещений в K -й сходственной точке, $K = (0, I, \dots, S-1)$; $i = \sqrt{-1}$; $\alpha = \frac{2\pi l}{S}$.

Размещение дискретных масс ΔM_K , моделирующих симметрию, вызывает появление дополнительных сил инерции, действующих в этих точках,

$$Q_K^{(u)} = -\Delta M_K P^2 q_K \quad (2)$$

и в отличие от симметричной конструкции приводит к искажению гармонического закона окружных распределений амплитуд усилий и перемещений, которые в общем виде можно представить следующим образом:

$$Q_K^{(1)} = \sum_{m=-d}^{d+\delta} Q_m e^{i\alpha m K}; \quad (3)$$

$$q_K = \sum_{g=-d}^{d+\delta} q_g e^{i\alpha g K}, \quad (4)$$

где ΔM_K - величина дополнительной массы в K -й сходственной точке; P - частота колебаний РК; $d = \frac{1}{2}(S-1-\delta)$, $\delta = 1$ при четном и $\delta = 0$ при нечетном S .

С учетом сил инерции (2) суммарные усилия Q_K^Σ в K -й точке определяются как

$$Q_K^\Sigma = Q_K^{(1)} + Q_K^{(u)}$$

При свободных колебаниях $Q_K^\Sigma = 0$, т.е.

$$Q_K^{(1)} + Q_K^{(u)} = 0. \quad (5)$$

С учетом выражений (1, 3, 4) и представления окружного распределения дополнительных масс в конечный ряд Фурье

$$\Delta M_K = \sum_{f=-d}^{d+\delta} \mu_f e^{i\alpha f K}$$

равенство (5) примет вид

Порядок матриц H_m , J_m , q_m зависит от используемых расчетных моделей элементов РК и в общем случае может быть равен шести.

Частотное уравнение составляется из условия нетривиальности решения системы (7):

$$\det\left(-\frac{1}{p^2}B + M\right) = 0.$$

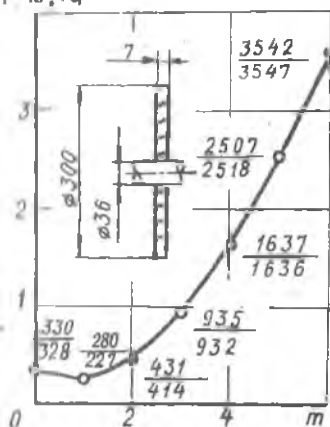
Решение уравнений (7) относительно U позволяет определить собственные формы колебаний конструкций РК с асимметрией в виде ряда (4).

На основе предлагаемого метода расчета разработана вычислительная программа по определению частот и форм колебаний РК с неидентичными лопатками для ЭВМ ЕС на языке ФОРТРАН. В алгоритме программы использованы следующие расчетные модели элементов РК/3/: диск - круглая тонкая пластина переменной толщины с недеформируемой срединной плоскостью; лопатки - закрученные стержни переменного поперечного сечения с изгибно-крутильной связанностью; антивибрационные полки - упругие стержни с распределенной массой, имеющие возможность проскальзывать друг относительно друга в местах стыка.

Поиск корней частотного уравнения (7) осуществляется методом последовательных приближений. Формы колебаний определяются методом Гаусса.

В качестве примера расчета асимметричной конструкции проведены исследования колебаний стального диска постоянной толщины. Нарушение симметрии осуществлялось размещением на его периферии дополнительных масс. На рис. 1-3 сплошными линиями показаны результаты расчета, дискретными точками - экспериментальные данные. Геометрические размеры диска приведены на рис. 1, здесь же показан спектр его частот до внесения асимметрии. Численные значения частот представлены в виде дроби, числитель которой характеризует расчетный результат, знаменатель - эксперимент. Относительное изменение собственных частот диска при внесении асимметрии показано на рис. 2, где $\Delta \bar{p} = \frac{p'_m - p''_m}{p^0_m} 100\%$, p'_m и p''_m - соответственно высшая и низшая частоты собственных колебаний диска по m -й форме /4/, p^0_m - частота колебаний диска до внесения асимметрии.

$P \cdot 10^3, \text{Гц}$



Р и с. 1. Геометрические характеристики и спектр частот собственных колебаний симметричного диска

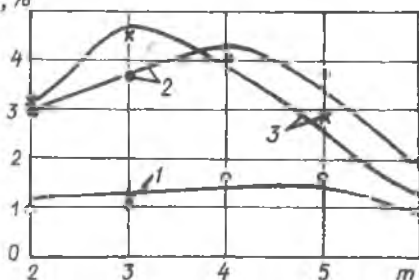
Одна из форм колебаний диска показана на рис. 3. Здесь \bar{A} - амплитуда колебаний периферии диска, отнесенная к максимальной, φ^0 - центральный угол. Знаком x отмечено экспериментальное положение узловых линий относительно внесенной асимметрии, ее привязка в окружном направлении дана на оси абсцисс.

Расхождение экспериментальных и расчетных значений составило не более 10%, что подтверждает корректность разработанного метода расчета.

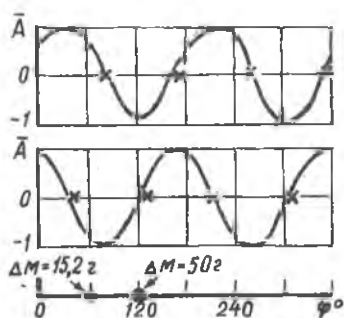
Библиографический список

1. Вибрация в технике: Справочник. - М.: Машиностроение, 1980. - Т. 3. - 544 с.

$\Delta \bar{P}, \%$



Р и с. 2. Относительное расхождение частот парных форм колебаний диска с асимметрией: 1, 2 - асимметрия введена одной массой ($\Delta M = 15,2 \text{ г}$; 2 - $\Delta M = 50 \text{ г}$); 3 - асимметрия введена двумя массами ($\Delta M = 15,2 \text{ г}$ и $\Delta M = 50 \text{ г}$)



Р и с. 3. Формы колебаний периферии асимметричного диска

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, обеспечивающее 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