

УДК 629.7.036

АНАЛИЗ ДИНАМИЧЕСКОГО ПОВЕДЕНИЯ РОТОРОВ С НЕЛИНЕЙНЫМИ УПРУГОДЕМПФЕРНЫМИ ОПОРАМИ. I

Е. В. БОРЗДЫКО, М. К. ЛЕОНТЬЕВ, Д. В. ХРОНИН

Рассматривается метод модального анализа динамического поведения упругих многомассовых роторов на нелинейных упругодемпферных опорах. Использование ограниченного набора форм собственных колебаний позволяет резко сократить размерность решаемой задачи. Система нелинейных модальных уравнений движения решается численным методом пошагового интегрирования по времени.

Обозначения: $[m]$ — матрица инерции системы; $[k]$ — матрица жесткости системы; $[k_B]$ — матрица коэффициентов жесткости упругих опор ротора; $\{x\}$, $\{\dot{x}\}$, $\{\ddot{x}\}$ — проекции векторов перемещений, скоростей и ускорений на ось x ; $\{y\}$, $\{\dot{y}\}$, $\{\ddot{y}\}$ — проекции векторов перемещений, скоростей и ускорений на ось y ; $[\Phi]$ — матрица ортонормированных форм собственных колебаний; $[\Omega^2]$ — диагональная матрица собственных значений, полученная для ротора на линейных упругих опорах; $[I]$ — единичная матрица; $\{q\}$, $\{\dot{q}\}$, $\{\ddot{q}\}$ — векторы модальных перемещений, скоростей и ускорений; $\{Fx\}$, $\{Fy\}$ — проекции вектора внешних нагрузок на оси x и y ; $\{f_x\}$, $\{f_y\}$ — проекции вектора гидродинамических сил в зазорах упругодемпферных опор на оси x и y ; $\{\bar{F}x\}$, $\{\bar{F}y\}$ — модальные векторы внешних нагрузок; $\{\bar{f}x\}$, $\{\bar{f}y\}$ — модальные векторы гидродинамических сил.

В конструкции опор большинства современных ГТД используются демпфирующие устройства различных типов, позволяющие уменьшить амплитуды изгибных колебаний и величины усилий, передаваемых на подшипники и корпус при работе на резонансных режимах. Кроме того, демпферы обеспечивают устойчивость роторной системы при работе в закритических зонах и позволяют ограничить амплитуды колебаний при действии на систему повышенных нагрузок, возникающих, например, при обрыве лопатки.

В последнее время наибольшее распространение получили гидродинамические демпферы, которые выгодно отличаются от демпферов других типов достаточно простой конструкцией, надежностью в работе и высокой демпфирующей способностью. Гидродинамический демпфер можно разместить в опорном узле с минимальными изменениями исходной конструкции. Кроме того, гидродинамическая теория смазки позволяет достаточно точно описать физические процессы, происходящие в пленке рабочей жидкости, и, следовательно, имеется возможность рассчитывать такие динамические характеристики демпферов, как коэффициенты жесткости и демпфирования, а также силу реакции пленки.

Применяемые методы анализа динамического поведения роторных систем с упругодемпферными опорами, как правило, построены на линейных уравнениях, описывающих круговые процессы шипа ротора в масляном зазоре. Но фактически роторные системы с упругодемпферными опорами являются нелинейными системами и описываются нелинейными уравнениями движения.

Общим методом решения таких уравнений является численный метод пошагового интегрирования по времени [1]. Временной интервал, в течение которого определяется динамическое поведение, разбивается на небольшие равные части, и в пределах каждой реальная нелинейная система рассматривается как линейная с динамическими характеристиками, определенными в начале рассматриваемого временного шага. В конце каждого временного шага характеристики изменяются в соответствии с новым состоянием динамической системы. В результате анализ нелинейной системы заменяется последовательным анализом непрерывно меняющихся линейных систем.

Для реализации описанной процедуры применительно к роторной системе с упругодемпферными опорами необходимо иметь математическую модель линейной динамической системы и соответствующую модель демпфера, позволяющую рассчитывать текущие значения гидродинамической силы, возникающей в зазоре, или коэффициенты жесткости и демпфирования.

Из схемы взаимодействия этих моделей (рис. 1) видно, что на каждом шаге интегрирования рассчитываются значения перемещений и скоростей точек ротора, которые затем используются для последующего расчета гидродинамической силы в зазоре. Значения этой силы применяются при расчете новых величин перемещений и скоростей и т. д.

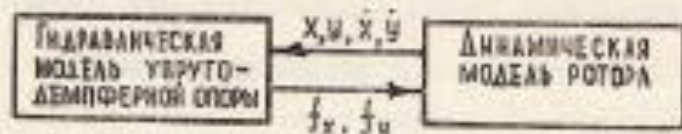


Рис. 1. Схема взаимодействия моделей

Теория модального анализа. Запишем уравнение движения для ротора на упругих опорах без учета какого-либо демпфирования. Для ротора с симметричной матрицей жесткости можно записать

$$\begin{bmatrix} m & 0 \\ 0 & m \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \ddot{x} \\ \ddot{y} \end{Bmatrix} + \begin{bmatrix} k & 0 \\ 0 & k \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} x \\ y \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} F_x \\ F_y \end{Bmatrix}. \quad (1)$$

Если упругие опоры ротора заменить на упругодемпферные, то новое уравнение движения можно получить из (1) следующим образом:

1. Исключить из уравнения (1) реакции упругих опор, первоначально вошедших в него через матрицу $[k]$.
2. Записать в правую часть силы реакции со стороны упругодемпферной опоры.

В результате получим уравнение:

$$\begin{bmatrix} m & 0 \\ 0 & m \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \ddot{x} \\ \ddot{y} \end{Bmatrix} + \begin{bmatrix} k & 0 \\ 0 & k \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} x \\ y \end{Bmatrix} - \begin{bmatrix} k_d & 0 \\ 0 & k_d \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \dot{x} \\ \dot{y} \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} F_x \\ F_y \end{Bmatrix} + \begin{Bmatrix} \dot{F}_x \\ \dot{F}_y \end{Bmatrix}. \quad (2)$$

Следует иметь в виду, что для упругодемпферных опор с центрирующими упругими элементами собственные частоты и формы колебаний ротора целесообразно рассчитывать как для упругих опор, жесткость которых равна жесткости центрирующих элементов. Реакции опор в этом случае исключать из уравнения не следует, т. е. в левой части уравнения (2) последний член должен отсутствовать.

Проведя численное интегрирование системы уравнений (2), принципиально можно рассчитать динамическое поведение ротора на упругодемпферных опорах под воздействием возмущающих сил. Но при этом возникают значитель-

ные вычислительные трудности, связанные с определением матрицы жесткости $[k]$. Кроме того, может возникнуть проблема устойчивости самого численного метода. Это наблюдается при интегрировании большого числа уравнений движения, равного числу степеней свободы. Для уменьшения размерности задачи применим метод модального анализа.

Модальные методы с разложением по формам собственных колебаний в настоящее время широко используются для анализа динамического поведения сложных роторных систем с большим числом степеней свободы [2]. Их преимущество состоит в том, что для получения решения с необходимой точностью достаточно взять всего несколько низших форм собственных колебаний, получить которые можно любым из известных способов, например методом начальных параметров. Это позволяет резко сократить размерность решаемой задачи, уменьшив число уравнений в системе (2).

Пронормируем рассчитанные формы колебаний роторной системы с упругими опорами, чтобы выполнялись следующие условия:

$$[\Phi]^T [m] [\Phi] = [I]; \quad (3)$$

$$[\Phi]^T [k] [\Phi] = [\Omega^2]. \quad (4)$$

Тогда, представляя перемещения системы в виде линейной комбинации ее форм собственных колебаний:

$$\begin{Bmatrix} x \\ y \end{Bmatrix} = \begin{bmatrix} [\Phi] & [0] \\ [0] & [\Phi] \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} q_s \\ q_d \end{Bmatrix} \quad (5)$$

можно записать следующее модальное уравнение движения:

$$\begin{Bmatrix} \ddot{q}_s \\ \ddot{q}_d \end{Bmatrix} = - \begin{bmatrix} \Omega^2 & [0] \\ [0] & \Omega^2 \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} q_s \\ q_d \end{Bmatrix} + \begin{Bmatrix} \bar{F}_s \\ \bar{F}_d \end{Bmatrix} + \begin{Bmatrix} \bar{f}_s \\ \bar{f}_d \end{Bmatrix} + \begin{Bmatrix} \bar{F}_{s_1} \\ \bar{F}_{s_1} \end{Bmatrix}, \quad (6)$$

где

$$\bar{F}_s = [\Phi]^T \{F_s\}; \quad \bar{F}_d = [\Phi]^T \{F_d\}; \quad (7)$$

$$\bar{f}_s = [\Phi]^T \{f_s\}; \quad \bar{f}_d = [\Phi]^T \{f_d\}; \quad (8)$$

$$\bar{F}_{s_1} = [\Phi]^T [k_s] [\Phi] \{q_s\}; \quad \bar{F}_{d_1} = [\Phi]^T [k_s] [\Phi] \{q_d\}. \quad (9)$$

Выражения (8) и (9) можно записать в более удобной для расчета на ЭВМ форме:

$$\bar{f}_s = \sum_{\alpha=1}^k \bar{f}_{s\alpha}; \quad \bar{f}_d = \sum_{\alpha=1}^k \bar{f}_{d\alpha}, \quad (10)$$

где k — количество упругодемпферных опор в роторе.

В соответствии с рис. 2 для каждой упругодемпферной опоры

$$\bar{f}_{s\alpha} = f_x \{\Phi_{1\alpha}, \Phi_{2\alpha}, \dots, \Phi_{n\alpha}\}; \quad (11)$$

$$\bar{f}_{d\alpha} = f_y \{\Phi_{1\alpha}, \Phi_{2\alpha}, \dots, \Phi_{n\alpha}\}.$$

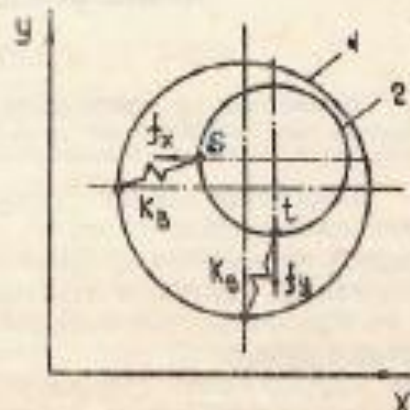


Рис. 2. Схема для определения модальных гидродинамических сил:

1 — корпус упругодемпферной опоры;
2 — подшипниковая опора ротора

Аналогично

$$\{\bar{F}_{Bx}\} = \sum_{\nu=1}^k \{\bar{F}_{Bx}\}_{\nu}; \quad \{\bar{F}_{By}\} = \sum_{\nu=1}^k \{\bar{F}_{By}\}_{\nu}, \quad (12)$$

где

$$\{\bar{F}_{Bx}\} = k_B [\Gamma_{ix}] \{q_x\}; \quad \{\bar{F}_{By}\} = k_B [\Gamma_{iy}] \{q_y\} \quad (13)$$

(k_B — жесткость упругой опоры, заменяемой на упругодемпферную);

$$[\Gamma_{ij}] = \{\Phi_{i1} \Phi_{i2} \dots \Phi_{in}\}^T \{\Phi_{j1} \Phi_{j2} \dots \Phi_{jn}\}. \quad (14)$$

Процесс интегрирования модальных уравнений (6) можно начать, задав начальные значения перемещений и скоростей, а затем в соответствии с уравнениями:

$$\{q_x(0)\} = [\Phi]^T [m] \{x(0)\}; \quad \{q_y(0)\} = [\Phi]^T [m] \{y(0)\} \quad (15)$$

получить их модальные величины.

Для вычисления реакции масляной пленки, действующей на ротор, а также для анализа динамического поведения системы на каждом шаге интегрирования необходимы значения физических перемещений и скоростей. Их можно получить, используя модальное преобразование (5).

Разработанный метод применен для решения задачи анализа динамического поведения роторных систем с нелинейными гидродинамическими демпферами в системе автоматизированного прогнозирования виброхарактеристик ГТД «Динамика».

Метод может быть развит для оценки динамики роторов с подшипниками скольжения, щелевыми уплотнениями и другими элементами, обладающими нелинейными жесткостными и демпфирующими характеристиками, при произвольном возмущающем воздействии.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Клаф Р., Пензенс Д. ж. Динамика сооружений. М.: Стройиздат, 1979. 320 с.
2. Li D. F., Gunter E. J. Component mode synthesis of large rotor systems // Transactions of the ASME. Journal of Engineering for Power, July, 1982. Vol. 104. P. 562—560.

Поступила в редакцию
9 января 1987 г.