

ВЫСОКОЭФФЕКТИВНЫЙ АЛГОРИТМ ОПРЕДЕЛЕНИЯ РЕЗОНАНСНЫХ ЧАСТОТ КОЛЕБАНИЙ РАБОЧИХ КОЛЕС ТУРБОМАШИН

Давыдов Д.П.

Самарский государственный аэрокосмический университет

HIGHLY EFFICIENT ALGORITHM FOR FINDING THE RESONANCE FREQUENCIES OF BLADE DISKS FROM GAS TURBINE ENGINES

Davydov D.P. The highly efficient algorithm for finding the resonance frequencies of rotating blade disks from gas turbine engines was developed. The algorithm based on use of interpolation function at the frequency domain for stresses and material properties. The algorithm don't use resonance diagram to find resonance frequencies of blade disks. The resonance frequencies of model blade disk were explored.

Существующие методы исследования динамики рабочих колес позволяют определить его резонансные частоты вращения либо путем решения задачи о вынужденных колебаниях под действием интересующей возбуждающей гармонике, либо путем расчета собственных колебаний и последующего построения резонансной диаграммы. И тот, и другой способ требуют для достижения достаточной точности многократного вычисления упруго-инерционных характеристик колеса для различных значений частоты вращения ротора ω , и в связи с этим являются малоэффективными.

Так как модуль упругости материала и статические напряжения, от действия поля центробежных сил и неравномерного нагрева, в сечениях конструкции зависят от ω , то для сокращения объема вычислений при расчете резонансов рабочего колеса интерполируем их в интересующем диапазоне частот квадратичной функцией:

$$\sigma^{cm}(\omega) = g_1\omega^2 + b_1, \quad E(\omega) = g_2\omega^2 + b_2. \quad (1)$$

Коэффициенты определяются через значения напряжений и модулей упругости материала на границах диапазона исследований $[\omega_1, \omega_2]$.

С учетом введенных интерполирующих функций (1) матрица волновых динамических жесткостей лопаточного и дискового конечных элементов [1] всегда может быть записана в виде следующей суммы

$$[H] = [K] + \omega^2[C] - p_m^2[M], \quad (2)$$

где $[K]$ – матрица статических жесткостей; $[C]$ – матрица влияния вращения на жесткость; $[M]$ – матрица масс.

Хорошо известно [2], что резонанс по форме с m волнами деформаций происходит на частоте колебаний p , равной собственной p_m и связанной с частотой вращения ротора соотношением:

$$p = p_m = m\omega_m, \quad (3)$$

где ω_m – резонансная частота вращения ротора.

Подстановка (3) в выражение (2) позволяет записать матрицу волновых динамических жесткостей элемента через резонансную частоту вращения ротора.

$$[H] = [K] - \omega_m^2(m^2[M] - [C]). \quad (4)$$

Таким образом, задача о нахождении резонансных частот вращения рабочего колеса сводится к обобщенной проблеме вычисления собственных значений ω_m^2 системы

$$[K]\{q\} = \omega_m^2(m^2[M] - [C])\{q\}. \quad (5)$$

Характеристическое уравнение, которой имеет вид: $\det([K] - \omega_m^2(m^2[M] - [C])) = 0$ и может быть решено любым из известных методов.

Разработанный алгоритм определения резонансных частот вынужденных колебаний рабочих колес реализован в виде вычислительной программы на языке программирования Фортран.

Достоверность результатов, получаемых с помощью разработанного алгоритма, была проверена при сопоставлении резонансных частот определенных из резонансной диаграммы. Расчетные исследования проводились на модельном рабочем колесе, показанном на рис. 1.

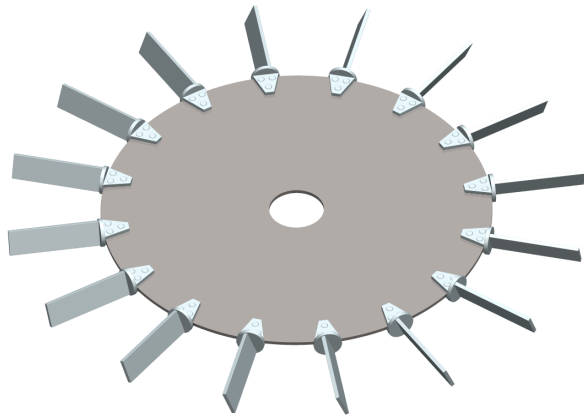


Рис. 1. Модельное рабочее колесо

На рис. 2 представлена резонансная диаграмма колеса, крестиками отмечены резонансные частоты, рассчитанные с помощью разработанной программы.

Сопоставление результатов расчетов показало хорошую сходимость резонансных частот. Расхождение не превышает 0.2%. При этом время, затраченное на определение резонансов классическим способом, несравнимо больше времени расчетов по программе с использованием разработанного алгоритма, что подтверждает его высокую эффективность.

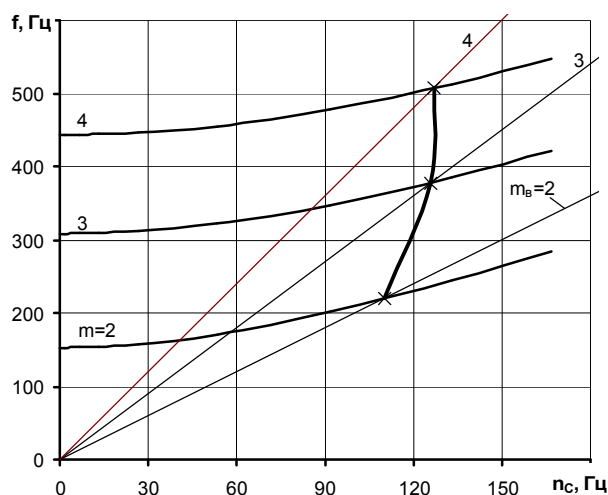


Рис. 2. Резонансная диаграмма рабочего колеса

Таким образом, представление матриц волновых динамических жесткостей лопаточного и дискового конечных элементов в форме (2) позволяет существенно уменьшить объем вычислений при нахождении резонансных частот вращения рабочих колес турбомашин. Что в свою очередь позволяет значительно сократить время и средства, затрачиваемые на формирование требуемых вибрационных свойств у рабочих колес на этапах проектирования и доводки.

Библиографический список

1. Давыдов, Д.П. Дисковый волновой конечный элемент [Текст] / Д.П. Давыдов, А.И. Ермаков // Вестник Самарского государственного аэрокосмического университета. – 2009. – №3. С. 34–39.
2. Иванов, В.П. Колебания рабочих колес турбомашин [Текст] / В.П. Иванов. – М.: Машиностроение, 1983. – 224 с.

УДК 621.452

ИССЛЕДОВАНИЕ ДИНАМИКИ ТРУБОПРОВОДОВ ГТД С УПРУГОДЕМПФИРУЮЩИМИ ОПОРАМИ ИЗ МАТЕРИАЛА МР

Швецов А.В.

Самарский государственный аэрокосмический университет

INVESTIGATION OF THE DYNAMICS OF PIPELINES TBG WITH UPRUGODEMPFIRUYUSCHIMI FEET OF MATERIAL MR

Shvetsov A.V. Work was to study the dynamics of pipeline systems of aircraft engines. The analysis of the design and characteristics of attachment and elastic - damping pipeline supports GTD. A dynamic analysis of piping in a package Ansys.