

УДК 534.1

Моделирование колебаний балочной конструкции, содержащей два ротора с параллельными осями вращения

С.В. Аринчев, А.С. Федюшкин

В области роторной динамики выполнено множество экспериментов, в основном, по разработке ротора. Задача о колебаниях элементов упругих конструкций летательных аппаратов, содержащих готовые роторы, изучена недостаточно.

В статье предложено решение задачи о колебаниях балочной конструкции, содержащей два ротора с параллельными осями вращения.

Рассмотрена тестовая гироскопическая модель с шестью степенями свободы. Исследовано изменение диаграммы Кэмпбелла при внесении асимметрии в расчетную схему. Приведены результаты частотных испытаний экспериментальной балочной модели, содержащей два ротора. Результаты испытаний подтверждены результатами анализа соответствующей расчетной модели в среде MSC.Nastran.Rotordynamics.

Ключевые слова: балочная конструкция, ротор, параллельные оси вращения, тестовая гироскопическая модель, экспериментальная модель, частотные испытания, расчетная модель.

Modeling of Oscillations of Beam Structure Containing Two Rotors With Parallel Axes of Rotation

S.V. Arinchev, A.S. Fedyushkin

Lots of different investigations are carried out in the rotor-dynamics area. Most of them refer to the process of the rotor design. The problem of dynamics of elastic structures of flying vehicles containing ready-made rotors requires is proper development. This issue considers the problem of dynamics of the elastic-beam structure containing two ready-made rotors with parallel axes of rotation. The problem is considered using the test gyroscopic model with 6 degrees of freedom. It is shown, that the model asymmetry affects its Campbell diagram. The issue presents the experimental results obtained during the resonance test of the beam structure containing two ready-made rotors. The obtained experimental results are verified by analysis of the beam calculation model carried out using the MSC.Nastran.Rotordynamics software.

Keywords: beam structure, rotor, parallel axes of rotation, test gyroscopic model, experimental model, resonance test, beam calculation model.

В области роторной динамики выполнено значительное число исследований, однако все они, в основном, касаются разработки самого ротора: построения диаграммы Кэмпбелла [1], выбора подшипников [2], анализа динамики опоры [3], обоснования методики испыта-



АРИНЧЕВ
Сергей Васильевич
(МГТУ им. Н.Э. Баумана)

ARINCHEV
Sergey Vasilievich
(Moscow, Russian Federation,
Bauman Moscow State
Technical University)



ФЕДЮШКИН
Андрей Сергеевич
(МГТУ им. Н.Э. Баумана)

FEDYUSHKIN
Andrey Sergeevich
(Moscow, Russian Federation,
Bauman Moscow State
Technical University)

ний [4, 5] и т. д. Задача о колебаниях упругих конструкций летательных аппаратов, содержащих несколько готовых роторов, изучена недостаточно. В настоящей статье рассмотрена задача сравнительного экспериментального и расчетного моделирования колебаний упругой балочной конструкции, содержащей два ротора с параллельными осями вращения.

Рассмотрим тестовую трехмассовую гироскопическую модель (рис. 1) без трения. Система содержит корпусную деталь и два простейших гироскопических элемента [6, 7]. Массы могут двигаться только поступательно. Дисбаланс равен нулю. Каждый гироскопический элемент имеет два перпендикулярных канала вибраций на плоскости. Гироскопическая сила в одном канале вибраций прямо пропорциональна скорости изменения фазовой координаты в другом канале. Параметры гироскопического нагружения a, b соответствуют скорости вращения ротора. Гироскопические силы в различных каналах имеют разные знаки. Уравнения динамики тестовой гироскопической модели, в соответствии с рис. 1, можно представить в следующем виде:

$$\begin{aligned}
 -m_1 \ddot{y}_1 - c_1 y_1 - c_3 (y_1 - y_3) - c_5 (y_1 - y_5) &= 0; \\
 -m_1 \ddot{y}_2 - c_2 y_2 - c_4 (y_2 - y_4) - c_6 (y_2 - y_6) &= 0; \\
 -m_2 \ddot{y}_3 + c_3 (y_1 - y_3) + a \dot{y}_4 &= 0; \\
 -m_2 \ddot{y}_4 + c_4 (y_2 - y_4) - a \dot{y}_3 &= 0; \\
 -m_3 \ddot{y}_5 + c_5 (y_1 - y_5) + b \dot{y}_6 &= 0; \\
 -m_3 \ddot{y}_6 + c_6 (y_2 - y_6) - b \dot{y}_5 &= 0.
 \end{aligned}
 \tag{1}$$

Исследуем влияние угловой скорости вращения роторов на частоты свободных колебаний модели. Предположим, что угловые скорости вращения роторов изменяются синхронно и пропорционально от нуля до некоторого максимального значения.

Задача о колебаниях тестовой гироскопической модели с шестью степенями свободы сводится к отысканию корней полинома 6-го порядка для квадрата частоты колебаний:

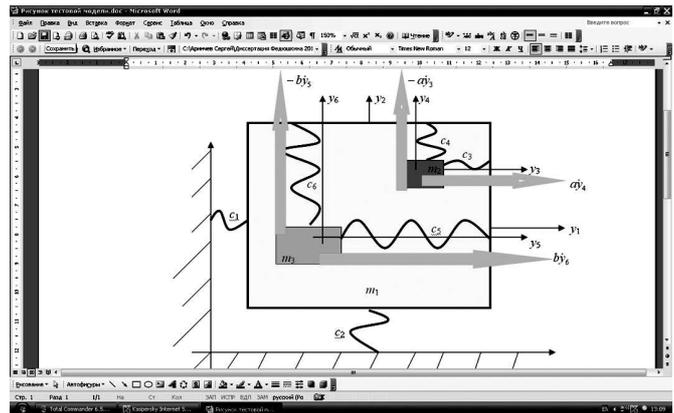


Рис. 1. Тестовая гироскопическая модель, содержащая два ротора с параллельными осями вращения

$$a_1 \theta^6 + a_2 \theta^5 + a_3 \theta^4 + a_4 \theta^3 + a_5 \theta^2 + a_6 \theta + a_7 = 0; \tag{2}$$

где $\theta = \omega^2$ — квадрат частоты колебаний модели;

$$\begin{aligned}
 a_1 &= p_1 q_1; \\
 a_2 &= p_2 q_1 + p_1 q_2 - m_1^2 m_3^2 a^2 - m_1^2 m_2^2 b^2; \\
 a_3 &= p_3 q_1 + p_2 q_2 + p_1 q_3 + \\
 &+ m_1 m_3 [m_3 (c_{135} + c_{246}) + m_1 (c_5 + c_6)] a^2 + \\
 &+ m_1 m_2 [m_2 (c_{135} + c_{246}) + m_1 (c_3 + c_4)] b^2 - \\
 &- m_1 m_2 m_3^2 (c_3^2 + c_4^2) - m_1 m_2^2 m_3 (c_5^2 + c_6^2) + m_1^2 a^2 b^2; \\
 a_4 &= p_4 q_1 + p_3 q_2 + p_2 q_3 - \\
 &- [m_3^2 c_{135} c_{246} + m_1 m_3 (c_{135} + c_{246}) (c_5 + c_6) + \\
 &+ m_1^2 c_5 c_6] a^2 - [m_2^2 c_{135} c_{246} + m_1 m_2 (c_{135} + c_{246}) \times \\
 &\times (c_3 + c_4) + m_1^2 c_3 c_4] b^2 + [m_2 m_3 (m_1 c_3 + m_2 c_{135}) + \\
 &+ m_1 m_2 (m_3 c_4 + m_2 c_6)] c_5^2 + [m_2 m_3 (m_1 c_3 + m_2 c_{135}) + \\
 &+ m_1 m_2 (m_3 c_4 + m_2 c_5)] c_6^2 + [m_3^2 (m_2 c_{246} + m_1 c_4) + \\
 &+ m_1 m_2 m_3 (c_5 + c_6)] c_3^2 + [m_3^2 (m_2 c_{135} + m_1 c_3) + \\
 &+ m_1 m_2 m_3 (c_5 + c_6)] c_4^2 + m_1 m_3 (c_5^2 + c_6^2) a^2 + \\
 &+ m_1 m_2 (c_3^2 + c_4^2) b^2 - m_1 (c_{135} + c_{246}) a^2 b^2; \\
 a_5 &= p_5 q_1 + p_4 q_2 + p_3 q_3 + \\
 &+ [m_3 c_{135} c_{246} (c_5 + c_6) + m_1 (c_{135} + c_{246}) c_5 c_6] a^2 + \\
 &+ [m_2 c_{135} c_{246} (c_3 + c_4) + m_1 (c_{135} + c_{246}) c_3 c_4] b^2 - \\
 &- [m_3^2 c_{246} c_4 + m_3 (m_2 c_{246} + m_1 c_4) (c_5 + c_6) + \\
 &+ m_1 m_2 c_5 c_6] c_3^2 - [m_3^2 c_{135} c_3 + m_3 (m_2 c_{135} + m_1 c_3) \times \\
 &\times (c_5 + c_6) + m_1 m_2 c_5 c_6] c_4^2 - [m_2 m_3 c_{246} c_3 +
 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
 &+(m_1c_3 + m_2c_{246})(m_3c_4 + m_2c_6) + m_1m_2c_4c_6]c_5^2 - \\
 &-[m_2m_3c_{135}c_3 + (m_1c_3 + m_2c_{135})(m_3c_4 + m_2c_5) + \\
 &+m_1m_2c_4c_5]c_6^2 + m_2^2c_5^2c_6^2 + m_3^2c_3^2c_4^2 + \\
 &+m_2m_3(c_4^2c_5^2 + c_3^2c_6^2) - [(m_3c_{246} + m_1c_6)c_5^2 + \\
 &+(m_3c_{135} + m_1c_5)c_6^2]a^2 - [(m_2c_{246} + m_1c_4)c_3^2 + \\
 &+(m_2c_{135} + m_1c_3)c_4^2]b^2 + c_{135}c_{246}a^2b^2; \\
 a_6 = &p_5q_2 + p_4q_3 - c_{135}c_{246}c_5c_6a^2 - c_{135}c_{246}c_3c_4b^2 + \\
 &+[m_3c_{246}c_4(c_5 + c_6) + (m_2c_{246} + m_1c_4)c_5c_6]c_3^2 + \\
 &-[m_3c_{135}c_3(c_5 + c_6) + (m_2c_{135} + m_1c_3)c_5c_6]c_4^2 + \\
 &+[(m_3c_4 + m_2c_6)c_{246}c_3 + (m_1c_3 + m_2c_{246})c_4c_6]c_5^2 + \\
 &+[(m_3c_4 + m_2c_5)c_{135}c_3 + (m_1c_3 + m_2c_{135})c_4c_5]c_6^2 - \\
 &-m_2(c_3 + c_4)c_5^2c_6^2 - m_3c_3^2c_4^2(c_5 + c_6) - c_5^2c_6^2a^2 - \\
 &-c_3^2c_4^2b^2 - 2c_3c_4c_5c_6ab - (m_3c_3 + m_2c_6)c_4^2c_5^2 - \\
 &-(m_3c_4 + m_2c_5)c_3^2c_6^2 + (c_{135}c_6 + c_{246}c_5)c_5c_6a^2 + \\
 &+(c_{135}c_4 + c_{246}c_3)c_3c_4b^2; \\
 a_7 = &p_5q_3 - c_{246}c_3^2c_4c_5c_6 - c_{135}c_3c_4^2c_5c_6 - \\
 &-c_{246}c_3c_4c_5^2c_6 - c_{135}c_3c_4c_5c_6^2 + \\
 &+c_3^2c_4^2c_5c_6 + c_3c_4c_5^2c_6^2 + c_3c_4^2c_5^2c_6 + c_3^2c_4c_5c_6^2. \\
 \text{Здесь } c_{135} = &c_1 + c_3 + c_5; \\
 c_{246} = &c_2 + c_4 + c_6; \\
 p_1 = &m_1^2m_2^2; \\
 p_2 = &-m_1m_2^2(c_{135} + c_{246}) - m_1^2m_2(c_3 + c_4); \\
 p_3 = &m_2^2c_{135}c_{246} + m_1m_2(c_{135} + c_{246}) \times \\
 &\times (c_3 + c_4) + m_1^2c_3c_4; \\
 p_4 = &-m_2c_{135}c_{246}(c_3 + c_4) - m_1(c_{135} + c_{246})c_3c_4; \\
 p_5 = &c_{135}c_{246}c_3c_4; \\
 q_1 = &m_3^2; \\
 q_2 = &-m_3(c_5 + c_6); \\
 q_3 = &c_5c_6.
 \end{aligned}$$

Гироскопические элементы модели закреплены одинаково. Поэтому формулы для коэффициентов полинома (2) имеют известную степень симметрии, что можно использовать для проверки их правильности.

На рисунке 2 представлена диаграмма Кэмпбелла тестовой гироскопической модели с симметричным креплением сосредоточенных масс: жесткости всех упругих элементов одинаковы. По оси ординат диаграммы отложен квадрат частоты колебаний, по оси абсцисс —

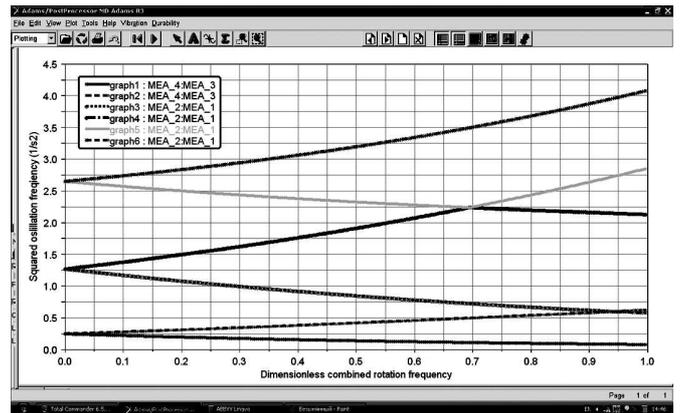


Рис. 2. Диаграмма Кэмпбелла тестовой гироскопической модели с симметричной расчетной схемой. Параметры модели: $m_1=10$ кг, $m_2=5$ кг, $m_3=3$ кг, $c_1=c_2=c_3=c_4=c_5=c_6=5$ Н/м, $a_{\max}=3$ Н·с/м, $b_{\max}=2$ Н·с/м

безразмерный параметр скорости вращения роторов. Когда этот параметр равен нулю роторы не раскручены. Если этот параметр равен единице, то частоты вращения роторов максимальны. Если роторы не раскручены, то модель имеет три кратных частоты колебаний. При раскручивании роторов частоты расщепляются и разбиваются на пары (по числу связанных каналов вибраций). При этом в каждой паре нижняя частота становится все ниже, а верхняя частота — все выше. Такая диаграмма характерна для роторных систем с осевой симметрией.

Отметим, что реальные упругие конструкции летательных аппаратов с готовыми роторами, как правило, несимметричны. Поэтому внесем в тестовую гироскопическую модель несимметрию, положив, например, $c_3=10$ Н/м. На рисунке 3 построена диаграмма Кэмпбелла тестовой гироскопической модели с несимметричной расчетной схемой. Видно, что тона колебаний также разбились на пары (по числу связанных каналов вибраций для каждого груза). Однако кратность частот отсутствует, кривая пятого тона (вторая сверху) приобретает монотонно возрастающий характер. Диаграмма полученного вида описана в работе [2]. Такой вид диаграммы также характерен упругой балочной конструкции с роторами, рассмотренной в настоящей статье.

На рисунке 4 представлена экспериментальная балочная модель, содержащая два ротора с параллельными осями вращения. При прове-

дении частотных испытаний она крепилась болтом на монтажной плите вибростенда через латунный переходник (рис. 5). Использованная методика частотных испытаний изложена в работе [6]. Балочная конструкция сварена из напорной сантехнической трубы PP-R8 SDR Coldwater Ø20×2,4 Germany ISO 15874-2 (TC 9932). Балочная конструкция имеет прямолинейную часть и боковую ветвь, соединенные Т-образным фитингом. Перпендикулярные отрезки боковой ветви соединены L-образным фитингом. На боковой ветви установлен ротор массой 0,065 кг с двухрядным шариковым подшипником (ротор № 1), на прямолинейной части — ротор массой 0,135 кг с подшипником скольжения (ротор № 2). Общая масса балочной конструкции с обмотанными роторами составляет 0,450 кг, габаритные размеры балочной конструкции (без роторов) 0,2×0,15 м

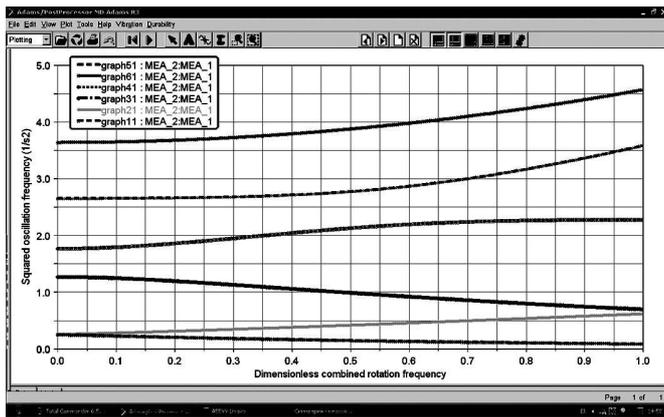


Рис. 3. Диаграмма Кэмпбелла для тестовой гироскопической модели с несимметричной расчетной схемой



Рис. 4. Экспериментальная балочная модель, содержащая два ротора с параллельными осями вращения

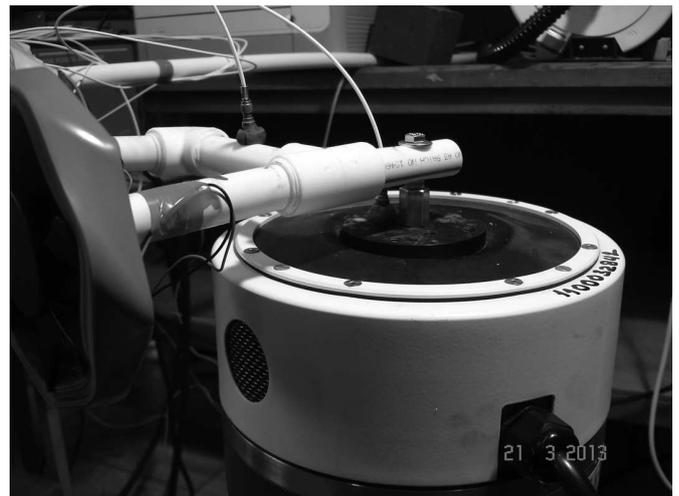


Рис. 5. Болтовая опора экспериментальной балочной модели. Управляющий датчик установлен на монтажной плите вибростенда

в плане, измеренная плотность материала трубы (полипропилена) 440 кг/м³. Изгибный модуль упругости полипропилена определен путем идентификации параметров расчетной модели в среде MSC.Nastran.Rotordynamics по результатам эксперимента.

В качестве роторов использованы стандартные компьютерные кулеры (вентиляторы) постоянного тока типа Rotary DC Fan Brushless (model JF 1225S2H-R Jamicon Sleeve Bearing 24V 0,25 A) с рабочим напряжением 24 В. Для увеличения момента инерции ротора и усиления гироскопического эффекта кулеры обмотаны стандартной изоляцией шириной 19 мм. Масса обмотки 0,072 кг, расчетные полярные моменты инерции роторов $J_{x1} = 1,8 \cdot 10^{-4}$ кг·м² и $J_{x2} = 2,0 \cdot 10^{-4}$ кг·м². Моменты инерции относительно других координатных осей составляют половину от соответствующего полярного момента.

На рисунке 6 представлены скоростные характеристики — зависимости частоты вращения ротора от подаваемого напряжения (не более 24 В), построенные с помощью лазерного тахометра.

Для измерений использовали два одноосных датчика линейных ускорений (см. рис. 4—5), установленные на пластилин. Управляющий датчик расположен на монтажной плите, измерительный датчик — на балочной конструкции. Балочная конструкция может совершать колебания как в своей плоскости (в плоскости курса), так

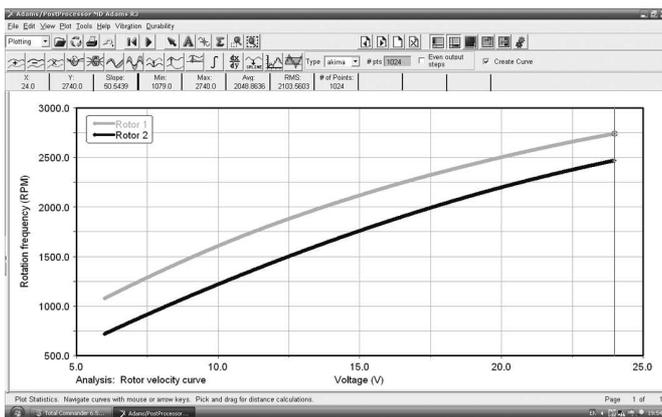


Рис. 6. Скоростные характеристики роторов:
 1 — с шариковой опорой
 2 — с подшипником скольжения

и перпендикулярно своей плоскости (в плоскости тангажа). Тангаж и крен — два рассматриваемых канала вибраций. Возбуждение на модель подавалось одним вибратором в плоскости тангажа. Оси датчиков вертикальны, поэтому колебания модели в плоскости курса в настоящем эксперименте не регистрировались. Они определены расчетным путем.

Рассмотренный диапазон частотных испытаний составил от 50...350 Гц. На рисунках 7 и 8 представлены результаты частотных (резонансных) испытаний балочной конструкции с нераскрученными роторами — амплитудно-частотные и фазо-частотные характеристики модели. При переходе через максимум амплитуды фаза колебаний резко уменьшается примерно на 140° . В указанном частотном диапазоне выявлены два тона колебаний в плоскости тангажа: 100 и 285 Гц. Далее расчетным путем показано, что в данном частотном диапазоне дополнительно имеются еще два тона колебаний в плоскости курса. (Используя датчиками ускорений эти тона не выявляются.) Таким образом, имеются две пары тонов колебаний для двух каналов вибраций.

При раскручивании роторов указанные пары тонов колебаний вступают во взаимодействие и возникает гироскопический эффект. Жесткостные свойства рассматриваемой системы распределились таким образом, что в каждой паре верхний тон — колебания в плоскости курса, а нижний тон — колебания в плоскости тангажа. Поэтому, при раскручивании роторов в соответствии с типовой диаграммой Кэмпбелла

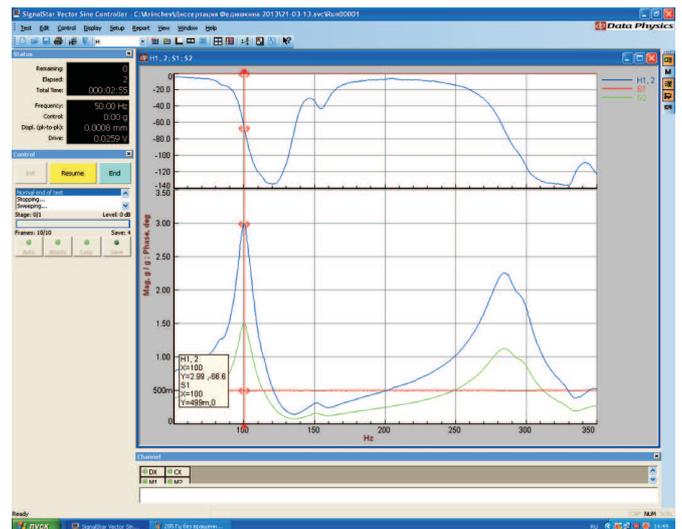


Рис. 7. Результат эксперимента: частота первого рассматриваемого тона колебаний в плоскости тангажа равна 100 Гц. Роторы не раскручены

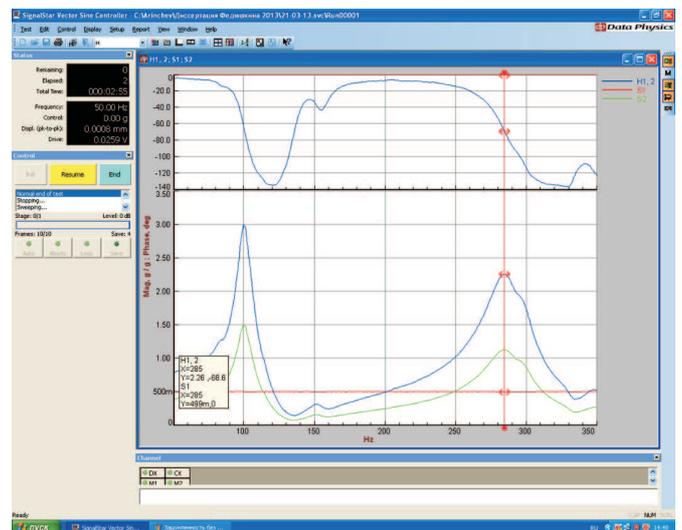


Рис. 8. Результат эксперимента: частота второго рассматриваемого тона колебаний равна 285 Гц. Роторы не раскручены

(см. рис. 2, 3) измеренные резонансные частоты колебаний должны убывать. Это подтверждают результаты эксперимента и расчета.

Роторы экспериментальной модели несовершенны, так как имеют отклонения от идеальной формы, люфты. Обмотка ротора приносит дополнительный дисбаланс. Такие несовершенства недопустимы в системах высокой точности (например, при механической обработке деталей). Однако для частотных испытаний указанные несовершенства приемлемы. Проблема состоит в том, что получаемый с датчика измерительный сигнал оказывается

зашумленным. Зашумленность данного типа называется джиттер (jitter) [7].

На рисунке 9 представлен пример полной зашумленности амплитудно-частотной и фазо-частотной характеристик. Установлено, что степень зашумленности измерительного сигнала зависит от места установки измерительного датчика (см. рис. 4–5). На рисунке 10 изображена карта степени зашумленности измерительного сигнала, снимаемого с разных точек модели. Степень зашумленности — отношение уровня полезного сигнала к уровню шумов (дБ). Чем ближе к ротору, тем выше уровень шумов. Кроме того, в окрестности ротора (как показывает расчет) находится узел формы колебаний. Допустимый в эксперименте уровень шумов принят равным 5 дБ. Измерение степени зашумленности измерительного сигнала — стандартная функция оборудования для частотных испытаний. На рисунке 10 видно, что точки В и С наиболее благоприятны для установки датчиков, поскольку точки находятся в окрестности пучностей форм рассматриваемых тонов колебаний.

На рисунках 11, 12 представлены результаты частотных испытаний с раскрученными роторами. Гироскопический эффект заключается в том, что при включении ротора частота рассматриваемого тона колебаний падает. Степень зашумленности измерительного сигнала приемлема.

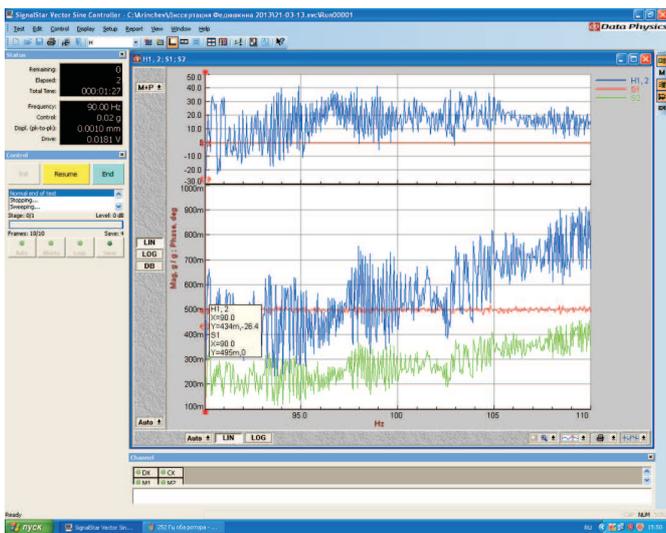


Рис. 9. Пример полной зашумленности измерительного сигнала в частотном диапазоне 90...110 Гц

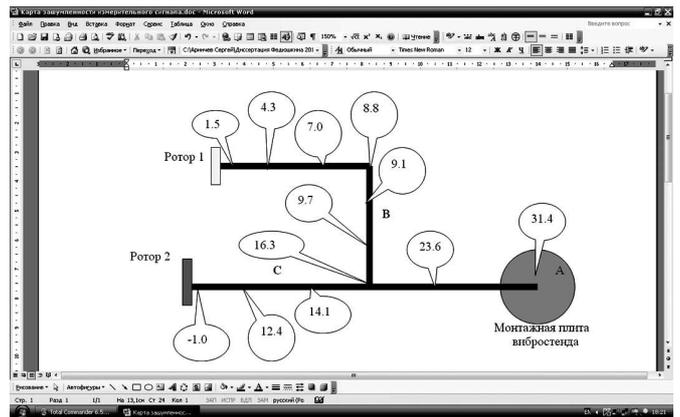


Рис. 10. Карта степени зашумленности измерительного сигнала (дБ)

Далее приведены результаты анализа динамики рассматриваемой балочной модели с роторами в среде MSC.Nastran.Rotordynamics. Модель составлена из четырех балок (рис. 13–14). Две балки образуют прямолинейную часть конструкции, две — ее боковую ветвь. Балки сварены через Т-фитинг и L-фитинг, массы которых соответственно равны 0,023 и 0,017 кг. Крепление балок друг к другу и к монтажной плите вибростенда задается четырьмя «одномерными» bush-элементами, каждый из которых — это совокупность шести упругих элементов для шести степеней свободы (см. рис. 13–14). Жесткости этих упругих элементов идентифицируются по результатам частотных испытаний. Ро-

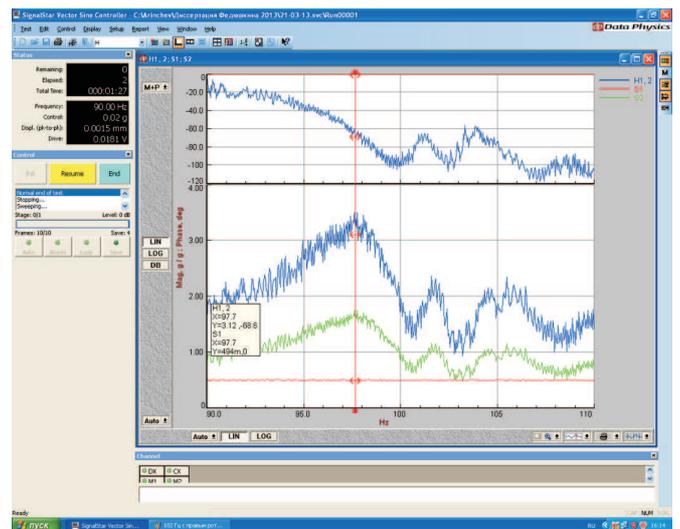


Рис. 11. Результат эксперимента: измерительный датчик в точке В, частота вращения ротора № 1 2 740 об/мин, частота нижнего тона колебаний в плоскости тангажа падает с 100 до 97,7 Гц

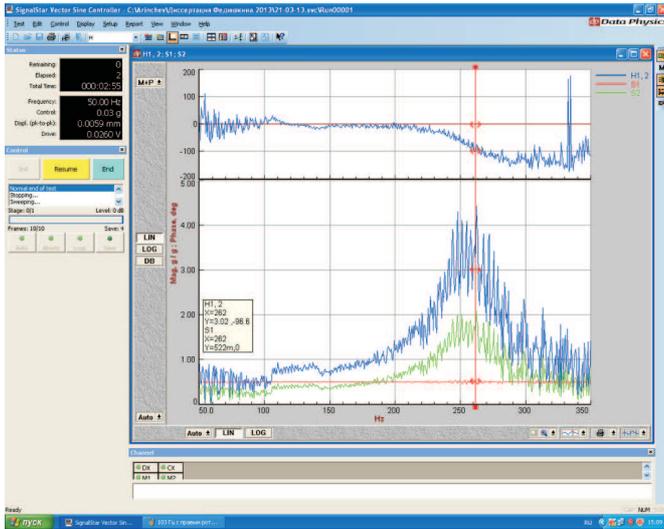


Рис. 12. Результат эксперимента: измерительный датчик в точке С, частота вращения ротора № 2 2 470 об/мин, частота верхнего тона колебаний в плоскости тангажа падает с 285 до 262 Гц

торы моделируются балками, задающими ось вращения. Балки роторов разбиваются на два конечных элемента. Посередине роторов расположены точечные элементы, в которых размещены указанные выше сосредоточенные массы с заданными моментами инерции. Ротор крепится к трубе абсолютно жестко с помощью элемента типа RBE2.

Анализ форм колебаний, изображенных на рис. 13—14, показывает, что при колебаниях по рассматриваемым тонам, главным образом, работают: материал балки, bush-элемент крепления трубы с монтажной плитой и bush-элемент крепления боковой ветви балочной конструкции. Поэтому при идентификации расчетной схемы варьировались изгибный модуль упругости полипропилена и компоненты угловой жесткости указанных bush-элементов в плоскости тангажа. Результаты идентификации параметров модели: изгибный модуль упругости $E = 7 \cdot 10^9$ Па, угловая жесткость крепления трубы к монтажной плите 800 Н·м, угловая жесткость крепления боковой ветви 120 Н·м. При включении ротора формы колебаний становятся комплексными, движения расчетных точек приобретают вращательный характер.

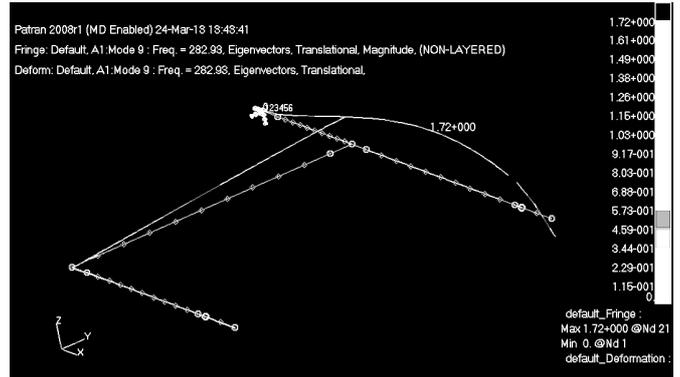


Рис. 13. Результат расчета: тангажная форма с частотой 282,93 Гц верхней пары тонов колебаний. Роторы не раскручены

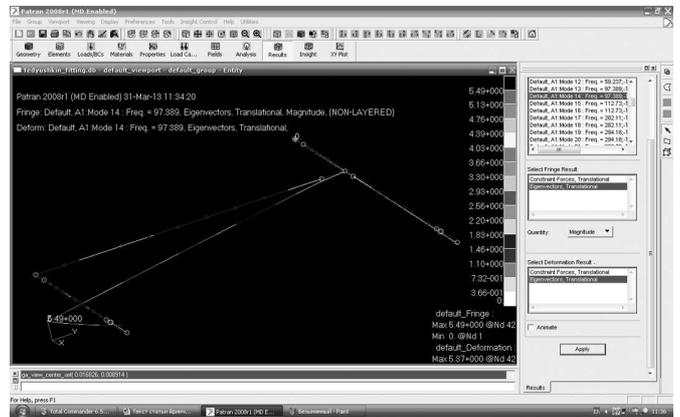


Рис. 14. Результат расчета: тангажная форма нижней пары тонов колебаний. Раскручен ротор № 1, частота колебаний падает с 101,12 до 97,389 Гц

Сравнение результатов эксперимента и расчета для рассматриваемой балочной конструкции, содержащей два ротора с параллельными осями вращения, дано на рис. 15—16. На них приведены диаграммы Кэмпбелла. Кривые соответствуют диаграмме Кэмпбелла для тестовой гироскопической модели (см. рис. 3). Частоты разбиты на пары, соответствующие тонам колебаний в двух каналах вибрации (канале тангажа и канале курса). Кратность частот отсутствует. При включении ротора частоты расщепляются: верхняя частота растет, а нижняя падает. Нижний тон колебаний каждой пары — это колебания в канале тангажа, определяемые и расчетом, и экспериментально. Верхний тон колебаний каждой пары — это колебания в ка-

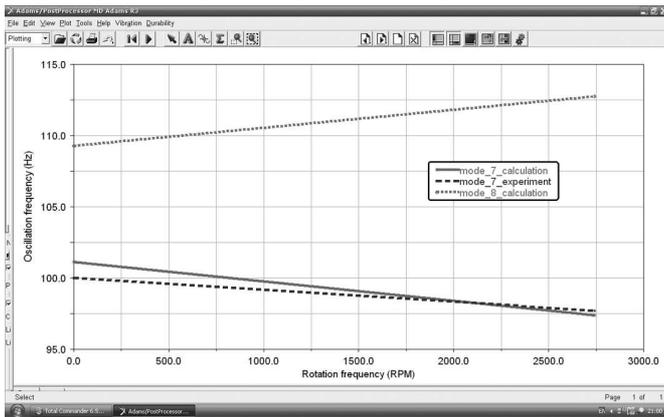


Рис. 15. Диаграмма Кэмпбелла для нижней пары тонов колебаний. Результаты эксперимента и расчета для тона колебаний в плоскости тангажа

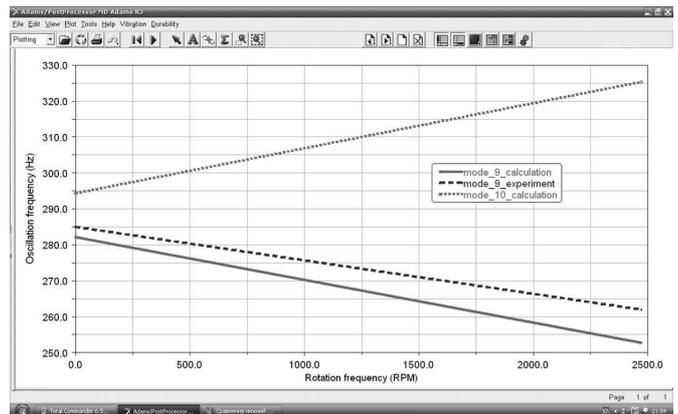


Рис. 16. Диаграмма Кэмпбелла для верхней пары тонов колебаний. Результаты эксперимента и расчета для тона колебаний в плоскости тангажа

нале курса, определяемые только расчетом. На рисунках 15—16 видно, что результаты расчета соответствуют результатам эксперимента.

Выводы

1. Разработана расчетная модель балочной конструкции, содержащей роторы с параллельными осями вращения, в среде MSC.Nastran. Rotordynamics. Модель верифицирована путем анализа тестовой модели с шестью степенями свободы и с помощью частотных испытаний.

2. Показано, что измерительный сигнал при частотных испытаниях роторной конструкции может быть сильно зашумлен. Место установки датчика ускорений выбрано по карте степени зашумленности измерительного сигнала.

Литература

1. Richter Ch.-H. Structural design of modern steam-turbine blades using ADINA™ // Computers and structures, May 2003. Vol. 81. Issues 8—11. P. 919—927.
2. Siyu C., Jinyuan T., Caiwang L., Qibo W. Nonlinear dynamic characteristics of geared rotor-bearing systems with dynamic backlash and friction // Mechanism and machine theory. 2011. Vol. 46. No. 4. P. 466—478.
3. Jiang H., Hao D., Sun Y., Antipov B.A. Calculation method for the energy dissipation coefficient of multilayer corrugated-steel rotor damper // Chinese Journal of Mechanical Engineering, Harbin Institute of Technology. 2008. Vol. 44. No. 7. P. 129—133.
4. Базлов Д.О., Поляков Р.Н. Экспериментальные исследования динамических характеристик роторных систем на комбинированных опорах с упругими элементами // Фундаментальные и прикладные проблемы техники и технологии. 2012. № 2-2. С. 97—106.

5. Чувейко М.В. Динамика пространственного движения роторной системы в задачах динамической диагностики // Вестник Донского Государственного Университета. 2012. № 1-1. С. 44—49.

6. Аринчев С.В. Теория колебаний неконсервативных систем. М.: Издательство МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2002. 464 с.

7. Аринчев С.В., Федюшкин А.С. Моделирование колебаний ротора на несимметричной балочной опоре // Известия высших учебных заведений. Машиностроение. 2013. № 2. С. 15—21.

8. Liu K.C., Maghami P., Blaurock C. Reaction-wheel disturbance modeling, jitter analysis, and validation tests for solar dynamics observatory // AIAA 2008—7232, AIAA Guidance, Navigation and Control Conference and Exhibit, 18—21 August 2008, Honolulu, Hawaii. 18 p.

References

1. Richter Ch.-H. Structural design of modern steam-turbine blades using ADINA™. *Computers and structures*, May 2003, vol.81, issues 8—11, pp. 919—927.
2. Siyu C., Jinyuan T., Caiwang L., Qibo W. Nonlinear dynamic characteristics of geared rotor-bearing systems with dynamic backlash and friction. *Mechanism and machine theory*, 2011, vol. 46, no. 4, pp. 466—478.
3. Jiang H., Hao D., Sun Y., Antipov B.A. Calculation method for the energy dissipation coefficient of multilayer corrugated-steel rotor damper. *Chinese Journal of Mechanical Engineering*, Harbin Institute of Technology, 2008, vol. 44, no. 7, pp. 129—133.
4. Bazlov D.O., Poliakov R.N. Eksperimental'nye issledovaniia dinamiceskikh kharakteristik rotornykh sistem na kombinirovannykh oporakh s uprugimi elementami [Experimental Researches of Dynamic Characteristics of Rotor Systems in the Combined Bearings With Elastic Elements]. *Fundamental'nye i prikladnye problemy tekhniki i tekhnologii* [Fundamental and applied problems of Engineering and Technology]. 2012, no. 2-2, pp. 97—106.
5. Chuveiko M.V. Dinamika prostranstvennogo dvizheniia rotornoj sistemy v zadachakh dinamicheskoi diagnostiki [Dynamics of Rotor System Spatial Motion in Dynamic Diagnostics]. *Vestnik Donskogo Gosudarstvennogo Universiteta* [Vestnik of Don State Technical University]. 2012, no. 1-1, pp. 44—49.

6. Arinchev S.V. *Teoriia kolebanii nekonservativnykh sistem* [The theory of vibrations of non-conservative systems]. Moscow, MSTU named after N.E. Bauman publ., 2002. 464 p.

7. Arinchev S.V., Fediushkin A.S. Modelirovanie kolebanii rotora na nesimmetrichnoi balochnoi opore [Simulation of Oscillations of the Rotor Fixed on a Non-Symmetric Beam Support]. *Izvestiya Vysshikh Uchebnykh Zavedenii. Mashinostroenie* [Proceedings of Higher Educational Institutions. Machine Building]. 2013, no. 2, pp. 15–21.

8. Liu K.C., Maghami P., Blaurock C. Reaction-wheel disturbance modeling, jitter analysis, and validation tests for solar dynamics observatory. *AIAA 2008-7232, AIAA Guidance, Navigation and Control Conference and Exhibit*, 18–21 August 2008, Honolulu, Hawaii. 18 p.

Статья поступила в редакцию 09.04.2013

Информация об авторах

АРИНЧЕВ Сергей Васильевич (Москва) — доктор технических наук, профессор кафедры «Аэрокосмические системы». МГТУ им. Н.Э. Баумана (105005, Москва, Российская Федерация, 2-я Бауманская ул., д. 5, стр. 1, e-mail: arinchev@inbox.ru).

ФЕДЮШКИН Андрей Сергеевич (Москва) — аспирант кафедры «Аэрокосмические системы». МГТУ им. Н.Э. Баумана (105005, Москва, Российская Федерация, 2-я Бауманская ул., д. 5, стр.1).

Information about the authors

ARINCHEV Sergey Vasilievich (Moscow) — Dr. Sc. (Eng.), Professor of «Aerospace Systems» Department. Bauman Moscow State Technical University (BMSTU, building 1, 2-nd Baumanskaya str., 5, 105005, Moscow, Russian Federation, e-mail: arinchev@inbox.ru).

FEDYUSHKIN Andrey Sergeevich (Moscow) — Post-Graduate of «Aerospace Systems» Department. Bauman Moscow State Technical University (BMSTU, building 1, 2-nd Baumanskaya str., 5, 105005, Moscow, Russian Federation).