

# Технология и технологические машины

УДК 534.1

## Чувствительность внутренних возмущений панельной конструкции, содержащей ротор, к вариациям сосредоточенных масс

С.В. Аринчев, Д.А. Рачкин

МГТУ им. Н.Э. Баумана, 105005, Москва, Российская Федерация, 2-я Бауманская ул., д. 5, стр. 1.

## Sensitivity of internal disturbances of a panel structure comprising a rotor to variations of lumped masses

S.V. Arinchev, D.A. Rachkin

Bauman Moscow State Technical University, building 1, 2-nd Baumanskaya str., 5, 105005, Moscow, Russian Federation.

@ e-mail: arinchev@inbox.ru

**i** Внутренние возмущения конструкции космического летательного аппарата — это вынужденные колебания прецизионного приборного устройства (фотокамеры, телескопа, прибора прицеливания и т.п.) под действием центробежных сил, возникающих в опоре ротора (маховика системы управления) с нормативным остаточным дисбалансом. При проектировании спутников дистанционного зондирования Земли и межпланетных летательных аппаратов требуемая точность ориентации данного приборного устройства достигает нескольких угловых секунд. При этом нормативный остаточный дисбаланс ротора может привести к возникновению недопустимых возмущений. Традиционно для борьбы с такими возмущениями используются специальные опоры ротора с пассивными и активными устройствами амортизации. В статье показано, что эффективным дополнительным средством снижения уровня внутренних возмущений является надлежащий выбор массовых характеристик конструкции. Рассмотрено влияние чувствительности внутренних возмущений к вариациям сосредоточенных масс. Установлено, что с увеличением угловой скорости собственного вращения ротора иерархия влияния вариаций сосредоточенных масс может существенно изменяться.

**Ключевые слова:** внутренние возмущения, вынужденные колебания, ротор, сосредоточенная масса, чувствительность.

**i** Spacecraft internal disturbances are forced vibrations of high-precision devices such as cameras, telescopes, aiming devices, etc. under the action of centrifugal forces generated in the rotor bearing (control-system flywheel) with standard residual unbalance. The accuracy of attitude-control systems of Earth remote sensing satellites and interplanetary space vehicles is required to be several seconds of arc. In this case, the standard residual unbalance of the rotor may cause unacceptable disturbances. Traditionally, they are damped using special active and passive rotor supports. The paper shows that choosing appropriate lumped masses of a spacecraft may help solve the problem. The sensitivity of internal disturbances to variations of lumped masses is analyzed. It is found that increasing the angular velocity of the rotor may significantly change the influence of variations of lumped masses.

**Keywords:** internal disturbances, forced vibrations, rotor, lumped mass, sensitivity.

Ротор (маховик) — важный элемент системы управления угловым положением космического летательного аппарата. Роторы крепятся на панельной конструкции изделия (рис. 1). Спутники дистанционного зондирования Земли и межпланетные аппараты обеспечивают работу ответственных прецизионных устройств (фотокамер, телескопов, приборов прицеливания и т.п.), требующих высокой точности угловой ориентации, достигающей нескольких угловых секунд [1]. Вместе с тем, наличие нормативного остаточного дисбаланса ротора приводит к возникновению внутренних возмущений панельной конструкции. Нормативный остаточный дисбаланс может составлять несколько грамм×миллиметров на каждый килограмм массы ротора [2]. Внутренние возмущения — вынужденные колебания конструкции, обусловленные действием на опору центробежных сил со стороны ротора с остаточным дисбалансом. Наличие внутренних возмущений может существенно ухудшить точность угловой ориентации аппарата. Методика оценки уровня возмущающих моментов приведена в работе [3].

Традиционный способ снижения амплитуды внутренних возмущений — использование пассивных и активных устройств амортизации опоры ротора [4–7]. Однако практика показывает, что этого недостаточно. Важным дополнительным средством снижения уровня внутренних возмущений панельной конструкции может быть надлежащий выбор ее массовых и жесткостных характеристик. Изменение жесткостных свойств конструкции связано со значительной неопределенностью. Изменить точечную (сосредоточенную) массу конструкции

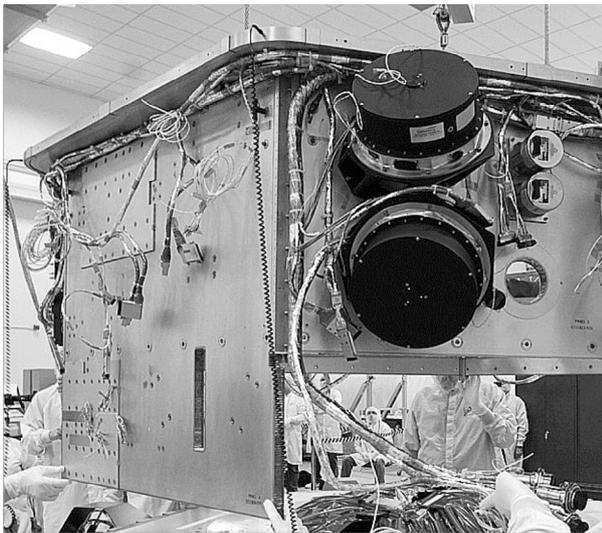


Рис. 1. Установка роторов (маховиков) на панельной конструкции аппарата

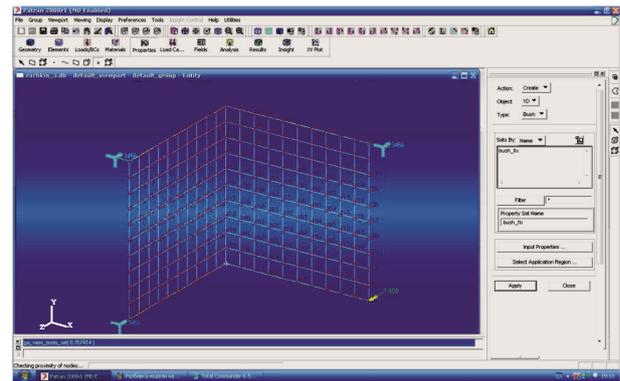


Рис. 2. Конечно-элементная модель панельной конструкции, содержащей ротор и фотокамеру

гораздо проще, особенно на заключительном этапе разработки аппарата. Поэтому в данной работе рассматриваются только вариации сосредоточенных масс, как наиболее простой и однозначный способ внесения изменений.

Для проведения параметрического анализа использована теория чувствительности. Чувствительность роторов к вариациям параметров проанализирована во многих работах. Однако, как правило, они посвящены анализу динамики самих разрабатываемых роторов и их опор [8, 9]. В настоящей статье рассмотрена задача анализа динамики панельной конструкции (рис. 2), содержащей готовый ротор (с заданным дисбалансом) и прецизионное устройство (далее фотокамера).

Цель работы — исследование возможности снижения амплитуды вынужденных колебаний фотокамеры под действием внутренних возмущений путем изменения сосредоточенных масс конструкции.

Рассматриваемая панельная конструкция состоит из двух квадратных дюралевых створок, расположенных перпендикулярно друг другу. Сторона створки  $l = 1$  м, толщина  $t = 0,003$  м. Плотность дюрала Д16  $\rho_1 = 2\,800$  кг/м<sup>3</sup>. Масса целой створки  $m_4 = 8,4$  кг, масса половины створки  $m_1 = m_2 = 4,2$  кг. Принято, что ротор и фотокамера абсолютно твердые одинаковые тела, жестко прикрепленные к панели. Пусть ротор — это стальной диск радиусом  $R = 0,2$  м и высотой  $h = 0,01$  м. Ротор вращается вокруг оси  $Ox$ , лежащей в плоскости правой створки. Плотность стального сплава  $\rho_2 = 7\,800$  кг/м<sup>3</sup>, масса ротора (фотокамеры)  $m_3 = m_5 = 9,801$  кг, моменты инерции относительно оси собственного вращения  $J_{x3} = J_{x5} = 0,196$  кг·м<sup>2</sup>. Моменты инерции данных тел относительно других осей соответственно равны  $J_{y3} = J_{y5} = J_{z3} = J_{z5} = 0,098$  кг·м<sup>2</sup>.

В панельной конструкции, представленной на рис. 2, ротор жестко крепится в верхней точке на линии складывания конструкции. Фотокамера жестко крепится в нижней точке ее правой кромки. К сожалению, в интерфейсе MSC.Nastran (см. рис. 2) обозначения точечных элементов (треугольнички) практически не видны.

В настоящей работе пакет MSC.Nastran и метод конечных элементов использованы для выполнения вспомогательных расчетов: 1) для определения частот и форм собственных колебаний; 2) для формирования матрицы  $G$  статических коэффициентов влияния (податливостей). Элемент  $g_{jk}$  матрицы податливости — это изменение  $j$ -й фазовой координаты под действием единичного силового фактора, соответствующего  $k$ -й фазовой координате модели. Для решения поставленной задачи статики необходимо «подвесить» изделие надлежащим образом (см. рис. 1). Расчетная панельная конструкция подвешивается в трех точках (см. рис. 2). Жесткости подвески задаются по всем шести степеням свободы. Жесткости линейных и угловых упругих связей приняты равными 100 Н/м и 100 Н·м соответственно. Это минимальная расчетная жесткость крепления, при которой система не превращается в «механизм», и задача анализа рассматриваемого состояния статического равновесия устойчиво решается методом конечного элемента.

При проектировании аппарата всегда варьируют совокупные (интегральные) параметры конструкции, например, жесткость узла, массу прибора. Поэтому при анализе чувствительности методом конечного элемента с мелкой сеткой приходится разбивать все элементы на группы и объединять их по конструктивному признаку [10]. Для преодоления указанного недостатка в настоящей работе использован метод сосредоточенных параметров.

Для выбора необходимого количества сосредоточенных масс в среде MSC.Nastran предварительно определены частоты и формы собственных колебаний рассматриваемой панельной конструкции. В качестве характерного выбран тон № 12 средней сложности частотой 6,2673 Гц (рис. 3). Здесь наибольшую амплитуду колебаний имеют точки крепления. Подвеска свободная, узловые области сосредоточены в окрестности ротора и фотокамеры. Следовательно, целесообразно на левой створке сосредоточить две массы, а на правой — только одну (рис. 4). Моменты инерции указанных сосредоточенных масс не учитываются. Таким образом,

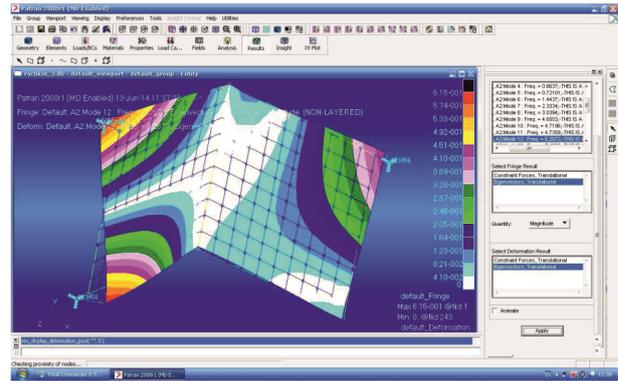


Рис. 3. Характерный тон собственных колебаний панельной конструкции

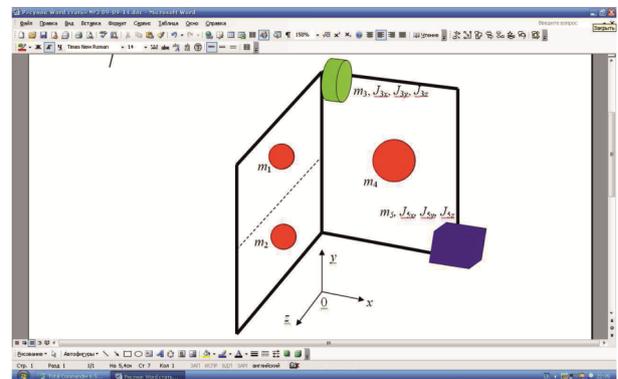


Рис. 4. Модель с сосредоточенными параметрами, имеющая 21 степень свободы

данная расчетная схема имеет 21 степень свободы.

Вектор фазовых координат

$$y = (x_1, y_1, z_1, x_2, y_2, z_2, x_3, y_3, z_3, \vartheta_3, \varphi_3, \psi_3, x_4, y_4, z_4, x_5, y_5, z_5, \vartheta_5, \varphi_5, \psi_5) = (y_1, \dots, y_{21}), \quad (1)$$

где  $x, y, z$  — смещения сосредоточенных масс по осям координат;  $\vartheta, \varphi, \psi$  — вращения сосредоточенных масс вокруг осей координат  $Ox, Oy, Oz$  соответственно.

Матрица масс системы диагональная:

$$M = ||m_{jk}||; \quad j, k = 1, \dots, 21; \quad (2)$$

$$m_{jk} = 0, \quad j \neq k;$$

$$m_{11} = m_1; \quad m_{22} = m_1; \quad m_{33} = m_1; \quad m_{44} = m_2;$$

$$m_{55} = m_2; \quad m_{66} = m_2; \quad m_{77} = m_3; \quad m_{88} = m_3;$$

$$m_{99} = m_3; \quad m_{10,10} = J_{x3}; \quad m_{11,11} = J_{y3}; \quad m_{12,12} = J_{z3};$$

$$m_{13,13} = m_4; \quad m_{14,14} = m_4; \quad m_{15,15} = m_4; \quad m_{16,16} = m_5;$$

$$m_{17,17} = m_5; \quad m_{18,18} = m_5; \quad m_{19,19} = J_{x5}; \quad m_{20,20} = J_{y5};$$

$$m_{21,21} = J_{z5}.$$

Матрица статических коэффициентов влияния  $G = \|g_{jk}\|$ ,  $j, k = 1, \dots, 21$ , формируется методом конечного элемента по столбцам. Каждый  $k$ -й столбец — это изменения фазовых координат системы под действием единичной статической нагрузки, соответствующей  $k$ -й фазовой координате. Реакция рассматриваемой конструкции на единичный момент, приложенный по оси  $OZ$  в месте крепления фотокамеры, показана на рис. 5. Соответствующие числовые значения 21-го столбца матрицы влияния равны:  $g_{1,21} = -2,9837 \cdot 10^{-4}$  1/Н;  $g_{2,21} = -1,8463 \cdot 10^{-3}$  1/Н; ...;  $g_{20,21} = -6,0053 \times 10^{-4}$  рад/(Н·м);  $g_{21,21} = 1,7207 \cdot 10^{-2}$  рад/(Н·м). Полученную модель с сосредоточенными параметрами необходимо протестировать. Частоты ее собственных колебаний сравниваются с частотами собственных колебаний, определенными выше (см. рис. 3) методом конечного элемента. Уравнения собственных колебаний системы с сосредоточенными параметрами в скалярной форме имеют следующий вид:

$$y_j(t) = -\sum_{k=1}^{21} g_{jk} m_{kk} \ddot{y}_k(t), \quad j = 1, \dots, 21. \quad (3)$$

Решение ищется в виде

$$y(t) = ye^{\lambda t},$$

где  $\lambda = \delta + i\omega$  — характеристический показатель задачи. Формулировка соответствующей алгебраической задачи на собственные значения в матричной форме имеет вид

$$(E + \lambda^2 GM)y = 0. \quad (4)$$

Результаты тестирования модели по десяти первым тонам колебаний приведены в таблице. За исключением тона № 6 с частотой 1,4437 Гц, погрешность расчета не превышает нескольких процентов.

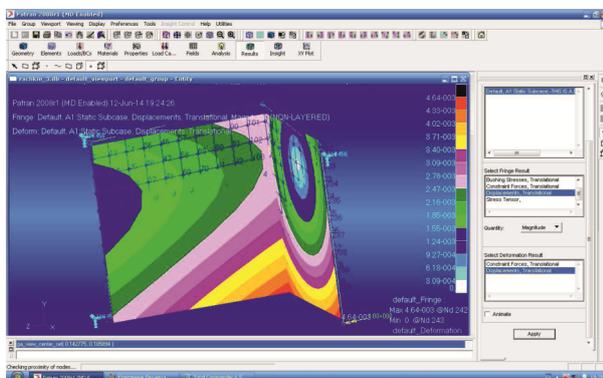


Рис. 5. Реакция конечно-элементной модели на единичный момент, приложенный по оси  $OZ$  в правом нижнем углу правой панели

### Сравнение частот собственных колебаний, полученных методом конечного элемента и методом сосредоточенных параметров

Номер тона	Метод		Относительная погрешность, %
	сосредоточенных параметров (QZ-алгоритм), Гц	конечного элемента (алгоритм Ланцоша), Гц	
1	0,3417	0,3394	0,68
2	0,3863	0,3848	0,39
3	0,4385	0,4389	-0,09
4	0,6925	0,6636	4,36
5	0,7435	0,7210	3,12
6	1,6847	1,4437	16,7
7	2,4014	2,3334	2,91
8	3,2731	3,0394	7,69
9	4,5870	4,6503	-1,36
10	4,7762	4,7195	1,20

Если панельная конструкция с вращающимся ротором совершает колебания, то со стороны ротора на опору действует гироскопический момент. Он определяется по известной формуле Н.Е. Жуковского  $M_{\text{гир}} = J_x \Omega \times \omega$ . Вектор угловой скорости собственного вращения ротора  $\Omega$  направлен вдоль оси  $OX$ . Перпендикулярный ему вектор угловой скорости вынужденной прецессии  $\omega$  лежит в плоскости  $YOZ$ . Соответственно, гироскопический момент включает две составляющие:

$$\begin{aligned} M_{\text{гир}3y} &= J_{x3} \Omega \dot{\psi}_3; \\ M_{\text{гир}3z} &= -J_{x3} \Omega \dot{\phi}_3, \end{aligned} \quad (5)$$

которые имеют разные знаки. В рассматриваемой модели они соответствуют фазовым координатам № 11 и 12 (1). В уравнении динамики гироскопические моменты учитываются коэффициентами влияния. Матрица  $A$  коэффициентов гироскопических моментов имеет только два ненулевых столбца. С учетом знаков (5) данная матрица имеет вид

$$\begin{aligned} A &= \|a_{jk}\|, \quad j, k = 1, \dots, 21; \\ a_{jk} &= 0, \quad j = 1, \dots, 21, \quad k \neq 11, 12; \\ a_{j,11} &= -g_{j,12}; \quad a_{j,12} = g_{j,11}. \end{aligned} \quad (6)$$

Необходимым этапом тестирования модели и обоснования достоверности полученных результатов является определение критических угловых скоростей вращения ротора. На этих угловых скоростях амплитуда внутренних возмущений панельной конструкции, содержащей ротор, резко возрастает. Уравнения собствен-

ных колебаний для критического режима составляются в предположении, что частота колебаний равна угловой скорости собственного вращения ротора:

$$y(t) = -GM\dot{y}(t) + J_{x3}\Omega A\dot{y}(t). \quad (7)$$

Решение ищется в виде  $y(t) = ye^{i\Omega t}$ . Оно сводится к решению алгебраической задачи на собственные значения с несимметричной комплексной частотной матрицей

$$By = 0, \quad (8)$$

где  $B = E - \Omega^2 GM - i\Omega^2 J_{x3}A$ ;  $i$  — мнимая единица.

Полученные критические значения угловой скорости вращения ротора приведены ниже:

Номер тона	Критическое значение угловой скорости вращения ротора, рад/с
1 .....	2,15
2 .....	2,43
3 .....	2,79
4 .....	4,30
5 .....	4,44
6 .....	10,6
7 .....	15,0 (рис. 6)
8 .....	20,5
9 .....	28,8

Данные значения на рис. 6 сравниваются с абсциссами максимумов амплитудно-частотной характеристики внутренних возмущений панельной конструкции. Отметим, что в ряде случаев при решении задачи о критических угловых скоростях типа (8) отдельные собственные значения могут не иметь физического смысла [11]. В данном случае все найденные собственные значения имеют физический смысл и отражены в расчете.

Вынужденные колебания (внутренние возмущения) панельной конструкции обусловлены действием центробежных сил, приложенных со стороны ротора к его опоре. Предположим, что ротор имеет остаточный дисбаланс, смещение центра масс ротора относительно оси собственного вращения  $\Delta = 0,003$  м. Составляющие центробежных сил по осям  $OY$  и  $OZ$ , соответствующие фазовым координатам № 8 и 9 (1), имеют фазовый сдвиг, равный  $90^\circ$ . Влияние центробежных сил на изменение всех фазовых координат модели определяется столбцами № 8 и 9 матрицы влияния  $G$ . Комплексный вектор вынуждающих сил

$$F(t) = \Omega^2 \Delta F e^{i\Omega t}, \quad (9)$$

где  $F = \{f_j\}$ ,  $j = 1, \dots, 21$ ;  $f_j = m_{99}g_{j,9} + im_{88}g_{j,8}$ ;  $i$  — мнимая единица.

Уравнение вынужденных колебаний под действием центробежных сил имеет вид

$$y(t) = -GM\dot{y}(t) + J_{x3}\Omega A\dot{y}(t) + F(t). \quad (10)$$

Частота вынуждающего воздействия равна частоте собственного вращения ротора, поэтому решение задачи (10) о вынужденных колебаниях ищется в виде  $y(t) = ye^{i\Omega t}$ . Таким образом, получена неоднородная система линейных алгебраических уравнений с комплексными коэффициентами

$$By = \Omega^2 \Delta F. \quad (11)$$

Решение задачи (11) о вынужденных колебаниях представлено на рис. 6 — это кривая зависимости комплексной амплитуды угла поворота фотокамеры вокруг оси  $OY$  (фазовая координата № 20) от угловой скорости вращения ротора. Отметим, что абсциссы полученных резонансных пиков совпадают с критическими скоростями вращения ротора. Так, критическая угловая скорость тона № 7 (см. выше) совпадает с абсциссой пика № 7 амплитудно-частотной характеристики данной кривой. На рис. 6 представлена также амплитудно-частотная характеристика системы в предположении, что значения сосредоточенных масс увеличены на 30 %. Как и следовало ожидать, данная кривая сдвигается в сторону меньших частот по отношению к номинальной кривой. На этом построение расчетной модели и ее тестирование заканчивается.

Рассмотрим решение основной задачи данного исследования — задачи о чувствительности внутренних возмущений панельной конструкции с ротором к вариациям сосредоточенных масс. Массы ротора и фотокамеры

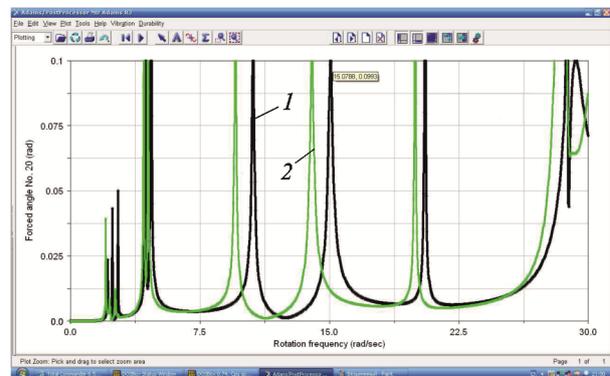


Рис. 6. Амплитудно-частотная характеристика внутренних возмущений панельной конструкции с ротором:  
1 — номинал; 2 — 30%-ная вариация

варьировать нельзя. Варьировать можно только массы панелей, т. е. массы  $m_1$ ,  $m_2$  и  $m_4$ . Вариации масс  $\alpha_1$ ,  $\alpha_2$  и  $\alpha_3$  традиционно задаются в безразмерной форме в долях от номинальных значений:

$$\begin{aligned} m_1(\alpha_1) &= (1 + \alpha_1)m_1; \\ m_2(\alpha_2) &= (1 + \alpha_2)m_2; \\ m_4(\alpha_3) &= (1 + \alpha_3)m_4. \end{aligned} \quad (12)$$

Выполним дифференцирование алгебраического уравнения (11) вынужденных колебаний по указанным вариациям масс:

$$B y_l' = -B_l' y, \quad l = 1, 2, 3; \quad (13)$$

где  $B_l' = -\Omega^2 G M_l'$ ,  $l = 1, 2, 3$ ;  $M_l' = \|m'_{jk,l}\|$ ,  $m'_{jk,l} = 0$  для всех  $j, k$  кроме:  $m'_{11,1} = m_1$ ;  $m'_{22,1} = m_1$ ;  $m'_{33,1} = m_1$ ;  $m'_{44,2} = m_2$ ;  $m'_{55,2} = m_2$ ;  $m'_{66,2} = m_2$ ;  $m'_{13,3} = m_4$ ;  $m'_{14,3} = m_4$ ;  $m'_{15,3} = m_4$ .

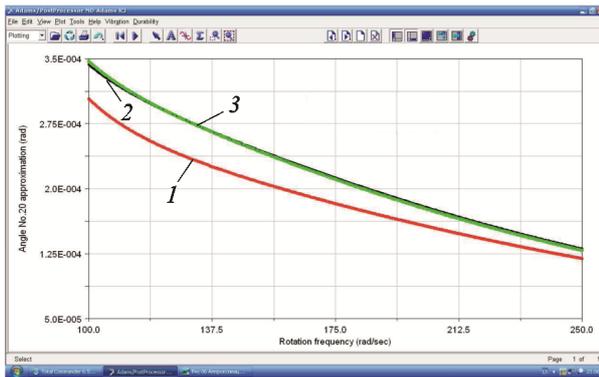


Рис. 7. Аппроксимация 30%-ной вариации амплитудной кривой с помощью функций чувствительности 1-го порядка: 1 — номинал; 2 — аппроксимация 1-го порядка; 3 — истинная вариация

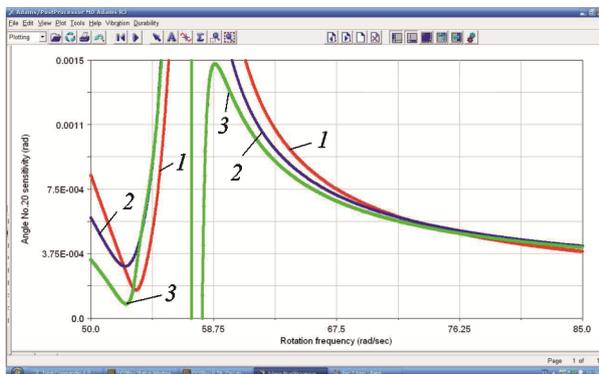


Рис. 8. Нарушение сходимости разложения 1-го порядка в окрестности резонанса: 1 — номинал; 2 — аппроксимация 1-го порядка; 3 — истинная вариация

Неизвестными в уравнении (13) являются коэффициенты чувствительности  $y_l'$  комплексных амплитуд колебаний фазовых координат модели. Вектор  $y$  — решение исходной задачи (11) о вынужденных колебаниях. Для комплексной амплитуды угла поворота фотокамеры коэффициенты чувствительности вычисляются по формуле

$$|y_{20}|_l' = \frac{y_{20,RE} y_{20,RE,l}' + y_{20,IM} y_{20,IM,l}'}{|y_{20}|}, \quad l = 1, 2, 3. \quad (14)$$

Здесь

$$y_{20} = y_{20,RE} + i y_{20,IM}; \quad |y_{20}| = \sqrt{y_{20,RE}^2 + y_{20,IM}^2}.$$

Соответственно, линейная аппроксимация вариации фазовой координаты № 20 представляется в следующем виде:

$$|y_{20}|(\alpha_1, \alpha_2, \alpha_3) = |y_{20}|(0, 0, 0) + |y_{20}|_1' \alpha_1 + |y_{20}|_2' \alpha_2 + |y_{20}|_3' \alpha_3. \quad (15)$$

Оценка сходимости линейной аппроксимации к истинному решению при вариациях сосредоточенных масс, равных 30 % номинального значения, приведена на рис. 7 и 8. На рис. 7 видно, что вдали от резонанса (в интервале значений угловой скорости вращения ротора 100...500 рад/с) истинная вариация комплексной амплитуды и ее линейная аппроксимация практически совпадают. В зоне резонанса сходимость нарушается (см. рис. 8). При удалении от резонанса сходимость восстанавливается достаточно быстро.

Функции чувствительности комплексной амплитуды колебаний угла поворота фотокамеры в зависимости от частоты вращения ротора представлены на рис. 9. На рисунке видно, что функции чувствительности имеют раз-

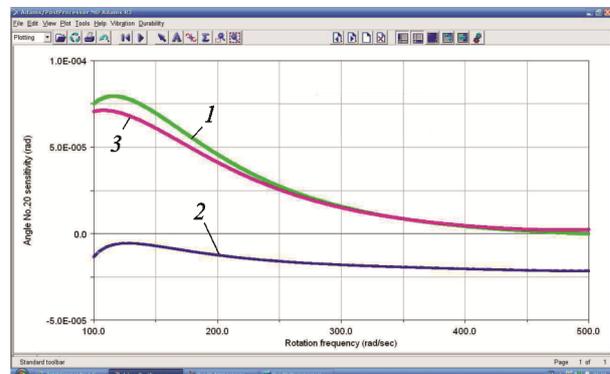


Рис. 9. Изменение иерархии влияния вариаций сосредоточенных масс с увеличением угловой скорости вращения ротора: 1 —  $m_1$ ; 2 —  $m_2$ ; 3 —  $m_4$

ные знаки. Это означает, что увеличение масс  $m_1$  и  $m_4$  приводит к повышению амплитуды вибраций, а увеличение массы  $m_2$  — к ее уменьшению. С изменением угловой скорости вращения ротора меняется иерархия влияния вариаций. Так, при медленном вращении ротора определяющими являются вариации масс  $m_1$  и  $m_4$  (верхняя половина левой створки и правая створка). При ускорении ротора определяющими становятся вариации массы  $m_2$  (нижняя половина левой створки). Изменение сосредоточенных масс конструкции является эффективным дополнительным средством обеспечения требуемой точности угловой ориентации прецизионных устройств космических аппаратов.

## Выводы

1. Амплитуда внутренних возмущений панельной конструкции, содержащей ротор, может быть уменьшена путем изменения сосредоточенных масс на основе теории чувствительности.

2. Для построения модели необходима матрица статических коэффициентов влияния панельной конструкции. Элементы матрицы влияния получены методом конечного элемента в пакете MSC.Nastran.

3. С изменением угловой скорости вращения ротора меняется иерархия влияния вариаций сосредоточенных масс. При этом функции чувствительности к вариациям имеют разные знаки.

## Литература

- [1] Pong C.M., Lim S., Smith M.W., Miller D.W., Villaseñor J.S., Seager S. Achieving high-precision pointing on exoplanetsat: initial feasibility analysis. *Proceedings of SPIE — The International Society for Optical Engineering*, San Diego, California, USA, 2010, vol. 7731, no. 73311V.
- [2] ГОСТ ИСО 1940-1-2003. *Вибрация. Требования к качеству балансировки жестких роторов. Часть 1. Определение допустимого дисбаланса*. Москва, Стандартинформ, 2007.
- [3] Денисова А.А., Тверяков О.В., Бритова Ю.А. Разработка методики определения возмущающих моментов управляемых двигателей-маховиков на силоизмерительном стенде. *Вестник сибирского государственного аэрокосмического университета имени М.Ф. Решетнева*, 2014, № 1(53), с. 124–127.
- [4] Akisanya O.A. *Reaction wheel vibrational force disturbance input to the design of a six-axis multi-configurable hexapod insulator*. Master of Science dissertation. USA, California State University, Long Beach, 2002.
- [5] Vaillon L., Philippe C. Passive and active macro-vibration control for very high pointing accuracy space systems. *Smart materials and structures*, 1999, vol. 8, no. 6, pp. 719–728.
- [6] Леонтьев М.К., Фомина О.Н. Активное управление жесткостью опорных узлов роторов. Конструкция и статический анализ. *Вестник московского авиационного института*, 2007, т. 14, № 4, с. 17.
- [7] Kamesh D., Pandiyan R., Ashitava Ghosal. Passive vibration isolation of reaction-wheel disturbances using a low-frequency flexible space platform. *Journal of Sound and Vibration*, 2012, vol. 331, issue 6, pp. 1310–1330.
- [8] Троицкий А.В. *Математические модели и методы анализа чувствительности в задачах оптимизации конструкции роторов*. Дисс. ... канд. техн. наук. Москва, 2006. 163 с.
- [9] Темис Ю.М., Темис М.Ю., Егоров А.М. Исследование чувствительности колебаний ротора стационарной ГТУ на подшипниках скольжения к изменению основных параметров системы. *Известия МГТУ «МАМИ»*, 2013, т. 3, № 1(15), с. 139–147.
- [10] Тушев О.Н., Березовский А.В. Чувствительность собственных значений и векторов к вариациям параметров конечно-элементных моделей конструкций. *Вестник МГТУ им. Н.Э. Баумана. Сер. Машиностроение*, 2007, № 1, с. 35–45.
- [11] Аринчев С.В. *Теория колебаний неконсервативных систем*. Москва, Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2002. 464 с.

## References

- [1] Pong C.M., Lim S., Smith M.W., Miller D.W., Villaseñor J.S., Seager S. Achieving high-precision pointing on exoplanetsat: initial feasibility analysis. *Proceedings of SPIE — The In-*

- ternational Society for Optical Engineering, San Diego, California, USA, 2010, vol. 7731, no. 73311V.
- [2] ISO 1940-1:2003. *Mechanical vibration — Balance quality requirements for rotors in a constant (rigid) state. Part 1: Specification and verification of balance tolerances*. Moscow, Standartinform publ., 2007.
- [3] Denisova A.A., Tveriaikov O.V., Britova Iu.A. Razrabotka metodiki opredeleniia vozmushchayushchikh momentov upravlyаемых dvigatelei-makhovikov na siloizmeritel'nom stende [Development of disturbance moments definition method for working reaction flywheels assemblies installed on the special forces measuring stand]. *Vestnik sibirskogo gosudarstvennogo aerokosmicheskogo universiteta imeni M.F. Reshetneva* [Vestnik Sibirskogo Gosudarstvennogo Aerokosmicheskogo Universiteta imeni akademika M.F. Reshetneva]. 2014, no. 1(53), pp. 124–127.
- [4] Akisanya O.A. *Reaction wheel vibrational force disturbance input to the design of a six-axis multi-configurable hexapod insulator*. Master of Science dissertation. USA, California State University, Long Beach, 2002.
- [5] Vaillon L., Philippe C. Passive and active macro-vibration control for very high pointing accuracy space systems. *Smart materials and structures*, 1999, vol. 8, no. 6, pp. 719–728.
- [6] Leont'ev M.K., Fomina O.N. Aktivnoe upravlenie zhestkost'iu opornykh uzlov rotorov. Konstruktsiia i staticheskii analiz [An active stiffness control for bearing support of gas-turbineengine rotors. Structure and static analysis]. *Vestnik moskovskogo aviatsionnogo instituta* [Vestnik moskovskogo aviatsionnogo instituta]. 2007, vol. 14, no. 4, p. 17.
- [7] Kamesh D., Pandiyan R., Ashitava Chosal. Passive vibration isolation of reaction-wheel disturbances using a low-frequency space platform. *Journal of Sound and Vibration*, 2012, vol. 331, issue 6, pp. 1310–1330.
- [8] Troitskii A.V. *Matematicheskie modeli i metody analiza chuvstvitel'nosti v zadachakh optimizatsii konstruktsii rotorov*. Diss. kand. tekhn. nauk [Mathematical models and methods of sensitivity analysis in design optimization problems rotors. Cand. tehn. sci. diss.]. Moscow, 2006. 163 p.
- [9] Temis Iu.M., Temis M.Iu., Egorov A.M. Issledovanie chuvstvitel'nosti kolebanii rotora statsionarnoi GTU na podshipnikakh skol'zheniia k izmeneniiu osnovnykh parametrov sistemy [Study of vibration sensitivity of a rotor of stationary gas-turbine unit on slide bearings to change of main settings of the system]. *Izvestiia MGTU «MAMI»* [Proceedings of the MSTU «MAMI»]. 2013, vol. 3, no. 1(15), pp. 139–147.
- [10] Tushev O.N., Berezovskii A.V. Chuvstvitel'nost' sobstvennykh znachenii i vektorov k variatsiiam parametrov konechno-elementnykh modelei konstruktsii [Sensitivity of EigenValues and Vectors for Variations of Parameters of Finite Element Models of Construction]. *Vestnik MGTU im. N.E. Baumana. Ser. Mashinostroenie* [Herald of the Bauman Moscow State State Technical University. Mechanical Engineering]. 2007, no. 1, pp. 35–45.
- [11] Arinchev S.V. *Teoriia kolebanii nekonservativnykh sistem* [Vibration theory of nonconservative systems]. Moscow, Bauman Press, 2002. 464 p.

Статья поступила в редакцию 30.09.2014

## 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).

**РАЧКИН Дмитрий Анатольевич** (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 Vasil'evich** (Moscow) — Dr. Sc. (Eng.), Professor of «Aerospace» Department. Bauman Moscow State Technical University (BMSTU, building 1, 2-nd Baumanskaya str., 5, 105005, Moscow, Russian Federation, e-mail: arinchev@inbox.ru).

**RACHKIN Dmitriy Anatol'evich** (Moscow) — Post-Graduate of «Aerospace» Department. Bauman Moscow State Technical University (BMSTU, building 1, 2-nd Baumanskaya str., 5, 105005, Moscow, Russian Federation).