

УДК 629.78

ЗАДАЧА ВИБРОУСТОЙЧИВОСТИ КОСМИЧЕСКОГО АППАРАТА С ДВУХСТЕПЕННЫМИ СИЛОВЫМИ ГИРОСКОПАМИ

© 2009 Ю. И. Филиппов¹, К. В. Пересыпкин²¹ГНПРКЦ «ЦСКБ-Прогресс», Самара²Самарский государственный аэрокосмический университет

Оценивается виброустойчивость космического аппарата с точки зрения величин амплитуд вибраций аппаратуры. Излагается методика оценки применительно к космическому аппарату при вибрациях, обусловленных остаточной несбалансированностью силовых гироскопов.

Виброустойчивость, космический аппарат, силовой гироскоп, модальная редукция.

Введение

При проектировании космических аппаратов (КА) возникает задача обеспечения виброустойчивости размещённой на его борту точной чувствительной аппаратуры от динамических нагрузок, действующих в полёте [1].

Примером такого рода являются КА, предназначенные для проведения научно-технологических экспериментов в условиях невесомости с жёсткими требованиями по ограничению уровня микрогравитации в зоне проведения эксперимента, или КА, несущие на борту космические телескопы (КТ) с высокой разрешающей способностью или ортонаправленные антенны (ОНА) дальней космической связи. Источниками паразитных вибраций являются при этом преимущественно исполнительные органы (ИО) системы управления движением, такие, как микро-ЖРД импульсного действия или моментные ИО маховичного или гироскопического типов, если их роторы имеют остаточную несбалансированность.

Моделирование вибраций конструкции КА, обусловленных ИО гироскопического типа на базе двухстепенных силовых гироскопов (далее – СГ), обладает некоторыми специфическими особенностями. Данная работа посвящена оценке виброустойчивости таких КА.

Динамическая модель упругого КА

Для исследования динамики упругого КА должна быть выбрана приемлемая динамическая модель. Выбор определяется частотой действующих на КА возмущающих усилий – частотой вращения роторов СГ, которая обычно составляет несколько десятков или сотен герц. Соответственно, динамическая модель КА должна правильно отображать его колебательные свойства в достаточно широком диапазоне частот, охватывающем частоту возмущающих воздействий.

КА является сложной механической системой, состоящей из упругого несущего корпуса с закреплёнными на нём приборами и агрегатами. В интересующем частотном диапазоне некоторые приборы могут рассматриваться как пассивная нагрузка на корпус, другие – как дискретные осцилляторы. Корпус КА, как правило, представляет собой сложную пространственную конструкцию. Некоторые агрегаты КА, такие, как солнечные батареи или телескоп, сами являются сложными системами с распределённой упругостью.

При существующем арсенале расчётных методов единственно адекватной задаче данной работы динамической моделью КА может быть конечно-элементная модель (КЭ-модель) [2].

Уравнение колебаний будет иметь вид

$$M\ddot{X} + B\dot{X} + CX = P, \quad (1)$$

где X - вектор перемещений; P - вектор возмущающих усилий; M - матрица масс; C - матрица жёсткости; B - матрица демпфирования.

Качество виброзащиты при этом может быть количественно оценено посредством специально подобранных целевых функций или функционалов. В качестве целевой функции для КА, предназначенных для проведения научно-технологических экспериментов в условиях невесомости, может быть принята некоторая квадратичная форма от виброускорений в ответственных точках зоны проведения эксперимента:

$$T = \sqrt{\ddot{X}^T A \ddot{X}}, \quad (2)$$

где A - матрица весовых коэффициентов; в первом варианте – симметричная.

Для КА, несущих на борту КТ, целевая функция может иметь вид линейной формы от виброперемещений в определённых точках конструкции КТ:

$$T = SX, \quad (3)$$

где S - матрица коэффициентов чувствительности защищаемой аппаратуры.

С целью отработки предлагаемой методики анализа с использованием конечно-элементной системы MSC.Nastran разработана КЭ-модель гипотетического КА, оснащённого также гипотетическим КТ (рис. 1). Модель содержит подробные субмодели несущих конструкций КА и КТ, составленные из конечных элементов изгибной оболочки, стержневых и балочных элементов. Часть приборов и агрегатов КА, а также оптические элементы КТ смоделированы пространственными дискретными осцилляторами.

Вследствие требуемой высокой детальности КЭ-модель содержит большое количество степеней свободы, исчисляемой несколькими сотнями тысяч. Динамический анализ на моделях с таким количеством степеней свободы требует больших вычислительных затрат как на сами расчёты, так и на обработку их результатов. Для снижения этих затрат КЭ-модель КА трансформирована путём динамической конденсации КЭ-модели КТ. При конденсации в модели КТ сохранены некоторые физические узлы – узлы соединения КТ с корпусом КА и характерные узлы оптических элементов КТ, а также ряд “модальных” узлов, представляющих модальные степени свободы КТ, закреплённого по сохранённым физическим узлам.

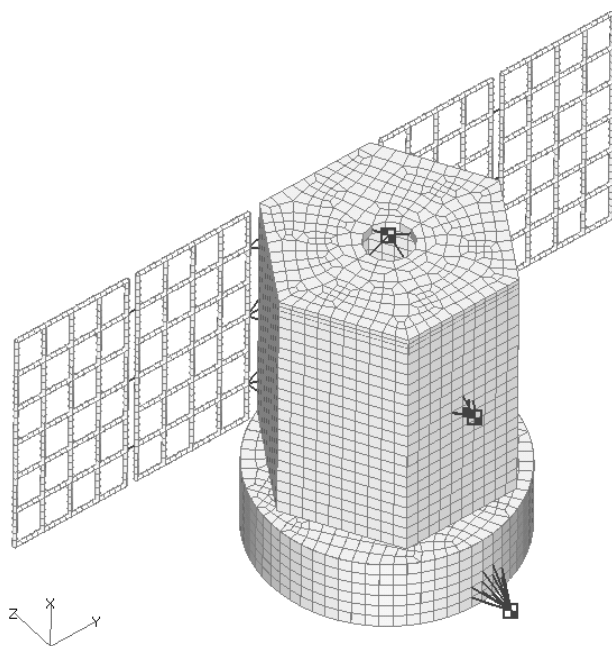


Рис. 1. Конечно-элементная модель КА

КЭ-модель солнечных батарей встроена в КЭ-модель КА также в динамически сконденсированном виде.

Типовая методика анализа

При анализе динамики КА в рассматриваемом частотном диапазоне в общем случае СГ не могут рассматриваться как абсолютно жёсткие устройства и необходимо учитывать их внутреннюю упругость. Однако, полагаем допустимым упрощающее предположение, что СГ представимы как цепочки вложенных пространственных дискретных осцилляторов с упруго-вязкими связями (рис. 2), каждый из которых имеет по шесть степеней свободы. Индексами $0 \div 2$ на рис. 2 обозначены соответственно корпус СГ (с сервоприводом рамки), рамка и ротор.

В СГ в силу их предназначения – ИО системы управления движением КА – непрерывно меняются позиции роторов (углы поворота рамок). Тем самым меняются плоскости действия возмущающих сил, что влияет на величины деформаций КА при вибрациях и, следовательно, на величину целевой функции. Кроме того, имеют значения соотношения фаз вращения роторов различных СГ, которые по своей сути случайны (частоты вращения считаем одинаковыми и постоянными ввиду их обычно жёсткого регули-

рования). Позиции роторов являются сложными функциями времени, имеющими систематические и случайные составляющие. Систематические составляющие определяются требуемым номинальным движением (с учётом предыстории), а случайные – внешними возмущениями и разбросами параметров КА. При этом программа полёта КА не всегда заранее определена на весь срок его существования и может варьироваться. Поэтому задача прогнозирования возможных сочетаний позиций роторов СГ априори неопределённая.

В связи с этим, учитывая длительный срок существования КА, принимаем упрощающее предположение, что в произвольный момент времени позиции роторов СГ произвольны и взаимонезависимы, то есть любое их сочетание равновероятно. Такой приём гарантирует покрытие всех реально возможных сочетаний, что избавляет от недооценки параметров вибраций. Таким образом, целевая функция зависит от $2n-1$ случайных параметров – n позиций и $n-1$ фаз (одну из фаз без ограничения общности можно считать равной нулю), где n , не менее трёх, – число СГ. Для подтверждения виброустойчивости необходимо оценить максимум целевой функции. Из-за большого числа аргументов сделать это возможно только численными методами.

Наиболее подходящими методами решения задачи полагаем нахождение экстремумов методом случайного поиска или полный статистический анализ методом Монте-Карло. Эти методы требуют больших объёмов вычислений, которые прямым решением (1) ввиду большой размерности задачи выполнить затруднительно. Поэтому модель (1) подвергается модальной редукции [3]:

$$\ddot{q}_i + \varepsilon_i \dot{q}_i + \omega_i^2 q_i = Q_i, \quad i \in [1, N_M], \quad (4)$$

где N_M – число мод модели (в рассматриваемом примере – несколько тысяч); q_i – модальные обобщённые перемещения; Q_i – модальные обобщённые усилия. Для этого решением частичной проблемы собственных значений пары матриц M и C определяются

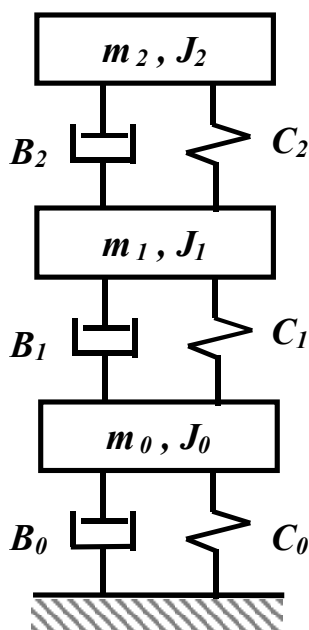


Рис. 2. Модель СГ

собственные формы (ортонормированные собственные векторы) $F = [\dots f_i \dots]$ и им

соответствующие частоты $\Omega = \begin{bmatrix} \cdot & & \\ & \omega_i & \\ & & \cdot & \cdot \end{bmatrix}$

колебаний КА из актуального частотного диапазона. Затем путём стандартной процедуры проецирования B в подпространство с базисом F определяется матрица модального демпфирования $E = F^T B F$, которая в предположении $B = \alpha M + \beta C$ (α и β – скаляры) оказывается диагональной [2]:

$$E = \begin{bmatrix} \cdot & & \\ & \varepsilon_i & \\ & & \cdot & \cdot \end{bmatrix}$$

Далее решением (4), в котором соглас-

но [3] $Q = \begin{Bmatrix} \vdots \\ Q_i \\ \vdots \end{Bmatrix} = F^T P$, находим вектор

$q = \begin{Bmatrix} \vdots \\ q_i \\ \vdots \end{Bmatrix}$. После этого с учётом $X = Fq$ оп-

ределяется целевая функция (2) или (3).

Специфика анализа динамики упругого КА с упругими СГ

В рассматриваемом случае существуют два связанных с СГ обстоятельства, которые затрудняют применение описанной технологии:

- наличие у роторов существенных кинетических моментов превращает КА в неконсервативную механическую систему, что нарушает взаимную ортогональность модальных форм колебаний КА [4], и уравнения системы (4) при этом не разделяются;

- в общем случае эллипсоиды инерции составляющих СГ, равно как и эллипсоиды жесткостей их подвески, неравноосны, что делает параметры динамической модели КА зависимыми от позиций СГ и требует их переопределения при каждой перемене конфигурации расположения СГ, увеличивая временные затраты на расчёты до неприемлемых величин.

Поэтому предлагается представление КА в виде упругой связки группы СГ с корневым модулем (КМ) КА (рис. 3), который представляет собой неизменяемую часть КА, остающуюся после изъятия из него подвижных частей СГ. Таким образом, КМ включает в себя составной частью корпуса СГ с их узлами крепления, обозначенные на рис. 2 как m_o , J_o , C_o и B_o .

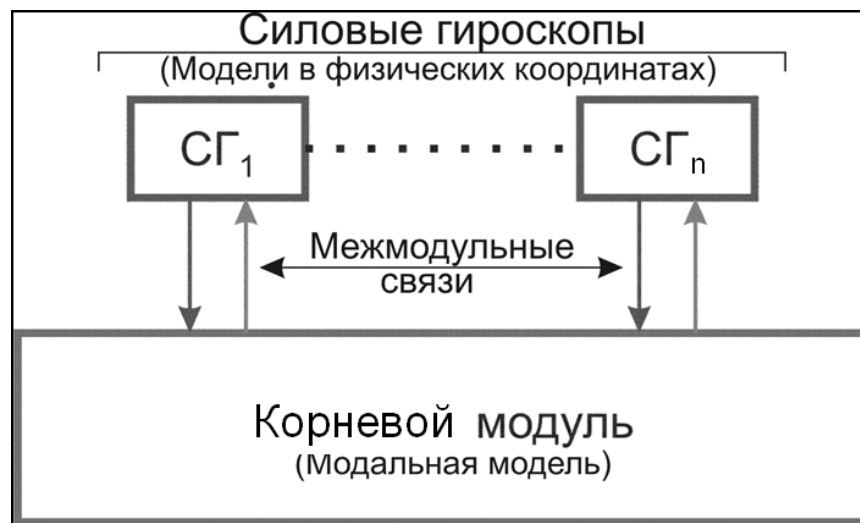


Рис. 3. Структура модели КА

Для КМ сохраняем уравнения движения в форме (4), полагая нагрузками на КМ упругие усилия R_k в подвесках рамок СГ, приложенные к их корпусам:

$$Q = \sum_k F^m R_k, \quad (5)$$

где $k \in [1, \dots, n]$ - номер СГ.

Уравнения (4) и (5) для замыкания должны быть дополнены уравнениями движения СГ, в которых векторным и тензорным – позиционно-зависимым – параметрам СГ (рис. 2) присвоен дополнительный индекс k номера СГ:

$$\begin{aligned} R_k &= C_{k1}(Y_{k1} - X_k) + B_{k1}(\dot{Y}_{k1} - \dot{X}_k), \\ \begin{bmatrix} m_1 I \\ J_{k1} \end{bmatrix} \ddot{Y}_{k1} &= -R_k - C_{k2}(Y_{k1} - Y_{k2}) + B_{k2}(\dot{Y}_{k1} - \dot{Y}_{k2}), \\ \begin{bmatrix} m_2 I \\ J_{k2} \end{bmatrix} \ddot{Y}_{k2} + \begin{bmatrix} 0 \\ H_k^\times \end{bmatrix} \dot{Y}_{k2} &= P_k + C_{k2}(Y_{k1} - Y_{k2}) + B_{k2}(\dot{Y}_{k1} - \dot{Y}_{k2}), \end{aligned} \quad (6)$$

где X_k - вектор перемещений КМ под k -ым СГ (фрагмент вектора X); Y_{k1} , Y_{k2} - векторы перемещений рамки и ротора k -ого СГ; I - единичная матрица порядка 3; P_k - вектор возмущающих усилий, развиваемых несбалансированным ротором k о го СГ; H_k^\times - матрица, сопоставленная вектору H_k кинетического момента ротора k -ого СГ так, что $H_k^\times u = u \times H_k$ для любого трехмерного вектора u . Отметим, что в левой части (6) матрицы при вторых производных далее обозначаются M_{k1} и M_{k2} , а при первой производной – G_k .

При вычислении R_k в (5), (6) скоростями программного вращения рамок СГ пренебрегаем как низкочастотной составляющей. Позиционно-зависимые, медленно меняющиеся на фоне высокочастотных вибраций коэффициенты в (5) считаем замороженными.

Сформировав систему (3) - (5), можем определить установившееся вынужденное

движение КА при заданных гармонических возмущающих усилиях P_k .

Экономичный метод анализа виброустойчивости

Основная проблема при решении (4) - (6) заключается в том, что при попытке исключения из системы неизвестных R_k , Y_{k1} , и Y_{k2} уравнения (4) в силу (6) и выражений для R_k из (6) превращаются в полносвязанную систему. Это практически сводит на нет преимущество применения модальной редукации.

Предлагается приём, позволяющий решить эту проблему. Для этого упругий КМ представляется в виде механического многополюсника, полюсами которого служат узлы присоединения СГ. Определяются перемещения в полюсах КМ под действием приложенных к ним усилий.

Решение выполняется в два этапа. На первом этапе из (6) исключаются переменные X_k (для чего используются (4) и (5)), Y_{k1} и Y_{k2} . В результате получается компактная замкнутая система уравнений относительно внутренних усилий R_k с заданными внешними воздействиями P_k :

$$R_k + K_k^e \sum_j (\Theta_{kj} R_j) = \chi_k P_k, \quad (7)$$

где χ_k - матрица коэффициентов вибропередачи (динамичности) k -ого СГ, как цепочки осцилляторов, закреплённой на жёсткой опоре; K_k^e - матрица эквивалентной динамической жёсткости k -ого СГ, приведённая к точке его подвеса; Θ_{kj} - матрица передаточных функций КМ, как механического многополюсника, по перемещениям в точке подвеса k -ого СГ от усилий в точке подвеса j -ого СГ. Сумма $K_k^e \sum_j (\Theta_{kj} R_j)$ в левой части обусловлена влиянием упругости КМ, как опоры СГ, на динамичность СГ и, кроме того, учитывает интерференцию силовых гирос-

копов через упругий КМ. Понятие, определяющее K_k^e , позволяет условно подменять k -ый СГ псевдоопорой (на “среду”) КМ в точке присоединения СГ с жёсткостью K_k^e .

После решения (7) переходим ко второму этапу, на котором, используя найденные R_k и (5), решаем (4) и вычисляем целевую функцию. Данный приём снимает необходимость обращения с полностью заполненными матрицами большой размерности.

Коэффициенты (7) вычисляются по формулам, в которых i – мнимая единица, а ω – частота возмущающих усилий:

$$\chi_k = \chi_{k1}\chi_{k2},$$

$$K_k^e = K_{k1}^e,$$

$$\chi_{k1} = K_{k1} \cdot D_{k1},$$

$$\chi_{k2} = K_{k2} \cdot D_{k2},$$

$$K_{k1} = C_{k1} + i\omega B_{k1},$$

$$K_{k2} = C_{k2} + i\omega B_{k2},$$

$$D_{k1} = (K_{k1} + K_{k2}^e - \omega^2 M_{k1})^{-1},$$

$$D_{k2} = (K_{k2} - \omega^2 M_{k2} + i\omega G_k)^{-1},$$

$$K_{k1}^e = K_{k1} - K_{k1} \cdot D_{k1} \cdot K_{k1},$$

$$K_{k2}^e = K_{k2} - K_{k2} \cdot D_{k2} \cdot K_{k2},$$

$$\Theta_{kj} = F(p_k) \cdot W \cdot F^T(p_j),$$

$$W = (\Omega^2 - \omega^2 I + i\omega E)^{-1}.$$

Через I здесь обозначена единичная матрица порядка N_M , $F(p_k)$ есть “вырезка” из матрицы F группы строк, выделяющая из глобальных векторов f_i векторы узловых перемещений в полюсе p_k (в точке подвеса k -ого СГ).

Укажем физический смысл введённых математических объектов:

K_{ki} - матрица динамической жёсткости подвески i -ого элемента k -ого СГ; D_{ki} - матрица динамической податливости i -ого элемента k -ого СГ, приведённая к его центру масс; χ_{ki} - матрица коэффициентов вибропередачи i -ого элемента k -ого СГ; K_{ki}^e - матрица динамической жёсткости i -ого элемента k -ого СГ, приведённая к точке его подвеса.

Различия между выражениями для D_{ki} обусловлены:

- для ротора ($i = 2$) наличием гироскопического эффекта;
- для рамки ($i = 1$) взаимодействием корпуса рамки с ротором гироскопа, что можно рассматривать как реакцию от дополнительной псевдоопоры рамки на ротор как на среду.

Апробация алгоритма

Предложенный алгоритм реализован на ПЭВМ в системе программирования Delphi. Численный эксперимент по анализу виброустойчивости типового КА показал приемлемую производительность программы (на ПЭВМ средней мощности тратится около 1,5 часов на формирование и обработку выборки объёмом 6000 реализаций). На рис. 4 показан пример результата статистических расчётов – значения целевой функции на некоторой случайной выборке.

Далее полученная выборка подвергается типовому статистическому анализу с целью выявления оценок всех необходимых статистических моментов. Этот статистический анализ позволяет оценить проектируемый КА с точки зрения виброустойчивости.

Выводы

Предложен экономичный с точки зрения времени вычисления способ объединения модели конструкции КА с моделью СГ. Предложенная методика позволяет оценить вибрации оборудования, обусловленные воздействием на них СГ. Методика применена при проектировании реального КА.

Работа поддержана грантом РФФИ №07-08-97611.

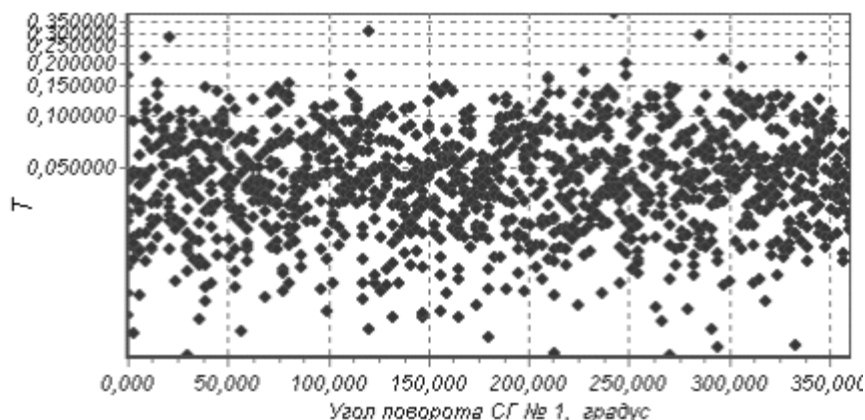


Рис. 4. Значения целевой функции на некоторой случайной выборке углов поворота рамок и фазовых сдвигов СГ

Библиографический список

1. Вибрации в технике, справочник в 6 томах [Текст] / Ред. совет: В.Н.Челомей (пред.). – М.: Машиностроение, 1981. – Т.6. Защита от вибрации и ударов/ Под ред. К.В. Фролова. 1981. – 456с.
2. Бате, К. Численные методы анализа и метод конечных элементов [Текст] / Бате К., Вилсон Е., пер. с англ. – М.: Стройиздат, 1982. – 448 с.
3. Бабаков, И. М. Теория колебаний [Текст] / И.М. Бабаков. – М.: Наука.- 1968.- 457 с.
4. Колесников, К. С. Динамика ракет: Учебник для вузов, 2-ое изд. исправл. и доп. [Текст] / К.С. Колесников. – М.: Машиностроение, 2003. – 520с.

Referencies

1. Vibration in engineering, reference book Reference book of 6 volumes / direction of editorial staff by V.N.Chelomey – Moscow: Mashinostroenie, 1981. – Vol.6. Defense from vibration and shock / Editing by K.V. Frolov. 1981. – 456 p.
2. Bathe, K.-J., Numerical methods in finite element analysis / K.-J.Bathe, E.L. Wilson - Moscow: Stroyizdat, 1982 – 448p.
3. Babakov, I.M., Theory of vibration / I.M. Babakov - Moscow: Nauka. 1968. – 457p.
4. Kolesnikov, K.S., Rocket dynamics revised: 2-nd edition / K.S. Kolesnikov. - Moscow: Mashinostroenie, 2003. – 520p.

VIBRATION RESISTANCE PROBLEM FOR A SPACE VEHICLE WITH SINGLE-DEGREE-OF-FREEDOM POWERED GYROSCOPES

© 2009 Yu. I. Filippov¹, K. V. Peresyarkin²

¹Space Rocket Centre “TsSKB-Progress”, Samara

²Samara State Aerospace University

Vibration resistance of a space vehicle is estimated in terms of the values of equipment vibration amplitudes. The procedure of estimation is presented as applied to a space vehicle subject to vibrations caused by residual back of balance of powered gyroscopes.

Vibration resistance, space vehicle, powered gyroscope, modal reduction.

Информация об авторах

Филиппов Юрий Иванович, начальник группы, ФГУП ГНПРКЦ «ЦСКБ-Прогресс». Область научных интересов: динамическое поведение ЛА. E-mail: fyui@samtel.ru.

Пересыпкин Константин Владимирович, ассистент, Самарский государственный аэрокосмический университет. Область научных интересов: Моделирование силовой работы конструкций аэрокосмической техники; моделирование вибраций на борту КА. E-mail: peresypkin@mail.ru.

Filippov, Yuri Ivanovitch, head of a sector, Space Rocket Centre “TsSKB-Progress”. Area of research: dynamic behaviour of aircraft. E-mail: fyui@samtel.ru.

Peresypkin, Konstantin Vladimirovitch, assistant, Samara State Aerospace University. Area of research: modeling power operation of aerospace equipment, modeling vibrations on board a space vehicle. E-mail: peresypkin@mail.ru.