

УДК 629.7.018.4:620.178.3

**МОДАЛЬНЫЙ АНАЛИЗ КОНСТРУКЦИЙ ПО РЕЗУЛЬТАТАМ
ИСПЫТАНИЙ ИХ СОСТАВНЫХ ЧАСТЕЙ****В.А. Бернс¹, А.В. Долгополов¹, Д.А. Маринин²**¹*Новосибирский государственный технический университет*²*ОАО «Информационные спутниковые системы» им. акад. М.Ф. Решетнева»*

Методология определения динамических характеристик конструкций по результатам резонансных испытаний их составных частей заключается в проведении испытаний подконструкций, построении математических моделей подконструкций по результатам испытаний, построении полной математической модели всей конструкции на основании синтеза моделей подконструкций, определении динамических характеристик всей конструкции по полной математической модели. Неизвестными параметрами математических моделей являются матрицы инерции, жесткости и демпфирования.

Первоначально математические модели подконструкций строятся в главной системе координат по результатам экспериментального модального анализа: собственным частотам, формам, обобщенным массам и характеристикам демпфирования собственных тонов колебаний. Затем эти модели переводятся в физическую систему координат, для чего используются такие их свойства, как симметрия и положительная определенность матриц инерции и жесткости, ортогональность форм собственных колебаний, положительная определенность матрицы демпфирования.

Процедура составления матриц инерции и жесткости полной конструкции аналогична алгоритму формирования глобальных матриц в методе суперэлементов. После построения матриц инерции и жесткости полной конструкции ее собственные частоты и формы собственных тонов колебаний определяются из решения задачи о собственных значениях. Матрица демпфирования полной конструкции строится так же, как и матрицы инерции и жесткости, но обобщенные коэффициенты демпфирования собственных тонов колебаний определяются после решения задачи о собственных значениях.

Ключевые слова: составные конструкции, подконструкция, математическая модель, модальный анализ, динамические характеристики.

Введение

Результаты модального анализа: собственные частоты и формы, обобщенные массы и декременты собственных тонов колебаний являются исходными данными при решении широкого круга задач динамики механических систем. Настоящая работа посвящена разработке методологии определения характеристик собственных тонов конструкций, представляющих собой совокупность отдельных составных частей (подконструкций), по результатам динамических испытаний этих составных частей. Примерами таких конструкций являются мосты [1] и ракеты – носители пакетных схем [2], а также крупногабаритные трансформируемые механические системы космических аппаратов [3].

Целесообразность решения проблемы определения динамических характеристик крупногабаритных трансформируемых конструкций по результатам испытаний их составных подконструкций объясняется двумя причинами. Первая причина заключается в том, что такие конструкции на время испытаний должны устанавливаться на опоры. При этом обычно не удается реализовать условия закрепления объекта испытаний, соответствующие эксплуатационным, что может привести к большим погрешностям в оценках характеристик собственных тонов колебаний. Второй причиной могут являться большие габариты и сложность конструкции в собранном виде. Экспериментальный модальный анализ такой конструкции сопряжен с серьезными трудностями [4].

Определение динамических характеристик конструкций по результатам испытаний подконструкций предполагает проведение динамических испытаний подконструкций, построение математических моделей подконструкций по результатам испытаний, построение полной математической модели всей конструкции на основании синтеза моделей подконструкций, определение динамических характеристик всей конструкции по полной математической модели.

1. Построение математической модели подконструкций

Движение механической системы, из анализа которого строится ее математическая модель, определяется действием внешних сил, сил инерции, упругих восстанавливающих сил и сил демпфирования. Допустим, что восстанавливающие силы имеют потенциал, причем выражения этих сил через перемещения известны с точностью до численных значений некоторых параметров. К силам демпфирования отнесем все силы, независимо от их природы, изменяющиеся в фазе со скоростью перемещений конструкции. Примем, что работа сил демпфирования на любых перемещениях положительна, т. е. в механической системе нет внутренних источников энергии, идущей на поддержание колебаний. Математическое выражение сил демпфирования через параметры движения считаем неизвестным. В экспериментальном модальном анализе используем гармоническое внешнее воздействие.

Для расчета натуральных конструкций строят обычно их дискретные математические модели, поэтому уравнения движения (математическая модель) механической системы принимаем в виде

$$A\ddot{Z} + R + CZ = E \sin(\omega t) + F \cos(\omega t). \quad (1)$$

Здесь $Z(N)$ – вектор перемещений точек конструкции; ω – частота внешнего воздействия; $A(N \times N)$ и $C(N \times N)$ – симметричные, положительно определенные матрицы кинетической и потенциальной энергии (инерции и жесткости); $R(N)$ – вектор сил демпфирования; $E(N)$, $F(N)$ – векторы синфазной и квадратурной составляющих сил возбуждения, приложенных в некоторых точках конструкции. Число степеней свободы дискретной модели N определяется точно, предъявляемой к расчету тех параметров колебаний, которые характеризуют исследуемое явление.

Представляя установившиеся вынужденные колебания в виде

$$Z = U \sin(\omega t) - V \cos(\omega t),$$

где $U(N)$ и $V(N)$ – векторы синфазной и квадратурной составляющих перемещений точек конструкции по направлению действия внешних сил, преобразуем (1):

$$\begin{aligned} -\omega^2 AU + HV + CU &= E; \\ \omega^2 AV + HU - CV &= F. \end{aligned} \quad (2)$$

Здесь $H(N \times N)$ – положительно определенная матрица демпфирования.

Будем считать математическую модель адекватной реальной конструкции, если модель воспроизводит собственные частоты и собственные формы реальной системы в заданном диапазоне частот, сохраняет обобщенные массы собственных тонов колебаний, отражает свойства сил демпфирования.

Задачу определения коэффициентов уравнений (2) по известным из испытаний величинам ω , U , V , E и F можно существенно упростить, если заранее назначить некоторые свойства матрицы демпфирования, такие как симметрия матрицы, характер зависимости ее элементов от частоты колебаний, возможность приведения матриц демпфирования, инерции и жесткости к диагональному виду одним преобразованием координат. Но если описание инерционных и упругих сил основывается на известных понятиях кинетической и потенциальной энергии, то для конкретизации диссипативных свойств реальных механических систем не всегда имеются теоретические основания. Кроме того, математическая модель конструкции может строиться по результатам испытаний ее динамически подобной модели, в которой демпфирование, как правило, не моделируется, а результаты расчетов по математической модели распространяются на натурную конструкцию.

С учетом вышесказанного представляется целесообразным независимое определение упругомассовых характеристик и характеристик демпфирования. Для этой цели, а также для выявления свойств сил демпфирования в данной работе предлагается использовать свойства вынужденных монофазных колебаний [5].

Вынужденные гармонические колебания являются монофазными, если составляющие колебаний удовлетворяют условию

$$U = \lambda V, \quad (3)$$

где λ – действительное число, равное котангенсу фазового сдвига между откликом системы и синфазной составляющей возбуждения.

В процессе испытаний подберем возбуждение таким образом, чтобы векторы отклика системы удовлетворяли условию (3) [5]. В этом случае уравнения (2) приводятся к виду

$$(1 + \lambda^2)(C - \omega^2 A)V = \lambda E - F, \quad (4)$$

$$(1 + \lambda^2)HV = E + \lambda F, \quad (5)$$

где первая группа уравнений (4) уже не содержит сил демпфирования и может быть использована для определения упругомассовых характеристик механической системы, а вторая группа (5) – для определения характеристик демпфирования.

Неизвестными параметрами математической модели каждой подконструкции являются $3N^2$ элементов матриц инерции, жесткости и демпфирования в физической системе координат. Сформулируем условия для определения этих параметров, исходя из части априорной информации о свойствах системы и требований, предъявляемых областью применения модели.

Основываясь на допущении о симметрии матриц инерции и жесткости, т. е.

$$a_{ij} = a_{ji}, \quad c_{ij} = c_{ji}, \quad i, j = 1, 2, \dots, N, \quad i \neq j, \quad (6)$$

число неизвестных элементов в каждой из этих матриц можно снизить до $N(N+1)/2$. Свойство симметрии в совокупности с положительной определенностью матриц A и C допускает использование свойств ортогональности экспериментально найденных собственных векторов системы W :

$$W_i^T A W_j = 0, \quad W_i^T C W_j = 0, \quad i, j = 1, 2, \dots, N, \quad i \neq j, \quad (7)$$

что дает еще $N(N-1)$ соотношений между элементами матриц A и C .

Таким образом, для вычисления элементов матриц инерции и жесткости необходимы еще $2N$ условий, которыми должны быть условия сохранения в модели собственных частот и обобщенных масс собственных тонов реальной системы, т. е.

$$W_i^T A W_i = a_i, \quad W_i^T C W_i = a_i p_i^2, \quad i, j = 1, 2, \dots, N. \quad (8)$$

Величины обобщенных масс a_i , собственных частот p_i и собственные векторы W_i системы подлежат определению по результатам испытаний.

Формулировка условий для определения N^2 элементов матрицы демпфирования на основе принятых допущений о ее свойствах на данном этапе не представляется возможной.

Отметим, что при использовании такого алгоритма идентификации не появляются особенных или плохо обусловленных матриц обратной задачи динамики. Это объясняется тем, что число степеней свободы модели определяется числом найденных в результате резонансных испытаний собственных тонов колебаний системы в исследуемом диапазоне частот и ортогональностью собственных векторов. Если какой-либо тон данного диапазона частот будет пропущен в испытаниях конструкции, то построенная таким образом математическая модель просто не будет содержать этого тона колебаний, характеристики же других тонов останутся неизменными. Это позволяет, кроме того, проследить за влиянием отдельных тонов колебаний на исследуемое явление с помощью построения моделей с различным числом степеней свободы.

Для определения обобщенных масс, собственных частот и векторов, а также для конкретизации свойств матрицы демпфирования используем свойства вынужденных монофазных колебаний при монофазном и немонафазном внешнем воздействии [6, 7].

В зависимости от значения параметра λ монофазных колебаний при монофазном возбуждении будем различать следующие случаи.

а) При некоторых значениях ω в исследуемом диапазоне частот вынужденных колебаний по крайней мере один из параметров λ равен нулю. Такими частотами являются собственные частоты системы, а конфигурации монофазных колебаний совпадают с собственными векторами W_i , $i = 1, 2, \dots, N$.

б) При $\omega \neq p_i$, $i = 1, 2, \dots, N$ существуют действительные значения λ_j , $j = 1, 2, \dots, S$, $S \leq N$, причем L из S монофазных колебаний совпадают, соответственно, с L собственными колебаниями системы.

Обобщенные массы таких тонов определяются из (4) с учетом (8):

$$a_l = \frac{\lambda_l V_l^T E_l}{(1 + \lambda_l^2)(p_l^2 - \omega^2) V_l^{*2}}, \quad l = 1, 2, \dots, L, \quad (9)$$

где V_l^* – квадратурная составляющая вынужденных колебаний системы в точке нормирования l -го тона.

Умножим (5) для $\lambda = \lambda_l$, $V = V_l$, $E = E_l$ слева на W_m^T , $m = 1, 2, \dots, N$, $m \neq l$ и с учетом условия ортогональности (7) получим

$$W_m^T H V_l = 0, \quad (10)$$

т. е. такие L собственных тонов колебаний не имеют связей с другими тонами системы посредством демпфирования. В каждой из L строк и в каждом из L столбцов матрицы демпфирования в нормальных координатах имеется только по

одному ненулевому диагональному элементу. При этом обобщенные силы демпфирования тонов определяются выражением

$$R_l = h_l g_l.$$

Здесь g_l – обобщенная координата l -го тона, а для h_l из (5) и (10) следует

$$h_l = \frac{V_l^T E_l}{(1 + \lambda_l^2) V_l^{*2}}. \quad (11)$$

Отметим, что обобщенный коэффициент демпфирования может зависеть от частоты вынужденных колебаний.

в) При $\omega \neq p_i, i = 1, 2, \dots, N$ существуют действительные значения $\lambda_j, j = 1, 2, \dots, S, S \leq N$, но монофазные колебания не совпадают с собственными.

В этом случае для определения обобщенных масс собственных колебаний, т. е. для выполнения условий (8), необходимо использовать немонафазное возбуждение. Относительно свойств демпфирования отметим существование связи между матрицами A, C и H :

$$(-\omega^2 A + C) V_j = \lambda_j H V_j, j = 1, 2, \dots, S. \quad (12)$$

Кроме того, при $S = N$ из (5) следует

$$V^T H V = V^T E [1 / (1 + \lambda^2)], \quad (13)$$

а в случае симметрии матрицы $V^T E [1 / (1 + \lambda^2)]$ матрица демпфирования симметрична (здесь V – матрица, столбцами которой являются векторы V_j , столбцы матрицы E есть векторы $E_j, [1 / (1 + \lambda^2)]$ – диагональная матрица). Но из симметрии матрицы H следует условие ортогональности векторов V_j , т. е. матрицы левой и правой частей равенства (13) диагональные. Таким образом, из диагональности матрицы в правой части (13) следует симметрия матрицы демпфирования. А это означает, что число неизвестных элементов матрицы снижается с N^2 до $N(N+1)/2$, причем между ними существует связь

$$V_j^T H V_i = 0, i, j = 1, 2, \dots, N, i \neq j. \quad (14)$$

При использовании немонафазного возбуждения вынужденные монофазные колебания, совпадающие с собственными, реализуются на любой частоте колебаний. Обобщенные массы собственных тонов определяются аналогично (9):

$$a_i = \frac{V_i^T (\lambda_i E_i - F_i)}{(1 + \lambda_i^2) (p_i^2 - \omega^2) V_i^{*2}}, i = L+1, L+2, \dots, N, \quad (15)$$

а при $\lambda = 0$ (этот параметр остается произвольным при немонафазном возбуждении) выражение (15) примет вид известной формулы определения обобщенных масс введением квадратурной составляющей возбуждения [8]:

$$a_i = \frac{V_i^T F_i}{(\omega^2 - p_i^2) V_i^{*2}}. \quad (16)$$

Элементы матрицы демпфирования определяются из (5):

$$HV_j = \frac{E_j + \lambda_j F_j}{1 + \lambda_j^2}, \quad j = 1, 2, \dots, N, \quad (17)$$

а если исследуемый тон не связан с другими тонами, то обобщенный коэффициент демпфирования можно вычислить по формуле

$$h_i = \frac{V_i^T (E_j + \lambda_i F_i)}{(1 + \lambda_i^2) V_i^{*2}}. \quad (18)$$

г) При $\omega \neq p_i$, $i = 1, 2, \dots, N$ не существуют действительные значения λ .

В этом случае для определения обобщенных масс и матрицы демпфирования используются, соответственно, формула (16) и уравнение (17).

Итак, совокупность уравнений (6)–(8) в сочетании с выражениями (9), (11), (15), (18) и соотношениями (12)–(14) позволяет определить матрицы инерции, демпфирования и жесткости каждой подконструкции в физической системе координат.

2. Построение математической модели и расчет модальных характеристик полной конструкции

После того как для каждой подконструкции вычислены элементы матриц инерции и жесткости в физической системе координат, разрабатывается математическая модель всей конструкции, которая по своей структуре должна соответствовать реальной конструкции: каждая исследуемая подконструкция идентифицируется номером уровня и порядковым номером на этом уровне в соответствии с реальной моделью. Так, простейшая математическая модель подконструкции является объектом первого уровня, а модель всей конструкции – объектом последнего уровня [9].

Сборка подконструкций выполняется в несколько уровней. Под сборкой здесь понимается суммирование соответствующих коэффициентов матриц инерции A и жесткости C подконструкций, имеющих общие узловые точки.

Процедура составления матриц инерции и жесткости полной конструкции аналогична алгоритму формирования глобальных матриц в методе суперэлементов, изложенному в [9]. На начальном этапе сборки подконструкций соединяются между собой в граничных узловых точках и образуют подструктуру, поэтому для описания процесса сборки достаточно установить соответствие между граничными узловыми точками собираемых подконструкций. Информация о способе соединения подконструкций между собой содержится в иерархии подконструкций: она в формализованном виде задается функциями инцидентности, удобными для представления ЭВМ. Функция инцидентности принимает только два значения: 0 и 1, т. е. если в собранной подструктуре узел совпадает с граничным узлом подконструкции, то функция инцидентности равна 1, в противном случае равна 0. Условия существования такой функции зависят от расположения граничных узлов и от соответствия между этими узлами и узлами собранной подструктуры.

При формировании полной математической модели смежные части границ объединяются в некоторую общую границу. При этом должны удовлетворяться следующие требования:

- каждой узловой точке внешней границы подконструкции соответствует внешняя граничная узловая точка смежной подконструкции;

– каждой граничной точке одной подконструкции соответствует один и только один узел другой подконструкции, и в результате сборки соответствующие смежные точки переводятся в одну общую точку.

Перечисленные требования определяют условия совместности топологической модели подструктуры и являются необходимыми и достаточными для существования функции инцидентности. Совокупность значений этой функции для всех объектов, собираемых в одну подструктуру, образует матрицу инцидентности узловых точек, которая устанавливает соответствие между множеством граничных узловых точек всех собираемых подконструкций и множеством узловых точек подструктуры.

Получив матрицы A и C подструктуры второго уровня, из них собирают подструктуры следующего – третьего уровня, и так далее по всем уровням, пока не будет построена модель, соответствующая полной конструкции.

После построения матриц инерции и жесткости полной конструкции ее собственные частоты и формы собственных тонов колебаний определяются из решения задачи о собственных значениях:

$$(C - p^2 A)w = 0. \quad (19)$$

Матрица демпфирования H полной конструкции строится так же, как и матрицы инерции и жесткости, но обобщенные коэффициенты демпфирования собственных тонов колебаний определяются после решения задачи о собственных значениях (19):

$$h_i = w_i^T H w_i, \quad i = 1, 2, \dots, N.$$

В заключение необходимо отметить следующее важное обстоятельство: методология модального анализа крупногабаритных конструкций по результатам резонансных испытаний подконструкций построена таким образом, что, начиная с уровня построения математических моделей подконструкций и заканчивая определением параметров собственных тонов колебаний полной конструкции, упругие и инерционные характеристики определяются независимо от характеристик демпфирования. Это позволяет исключить влияние некорректного описания демпфирования и переносить результаты исследований на физических моделях на натурные конструкции, поскольку демпфирование, как правило, не моделируется.

ЛИТЕРАТУРА

- [1] Колоколов Н.М., Вейнблат Б.М. Строительство мостов. – М.: Транспорт, 1981. – 504 с.
- [2] Докучаев Л.В., Соболев О.В. Совершенствование методов исследований динамики ракеты-носителя пакетной конструкции с учетом ее симметрии // *Космонавтика и ракетостроение*, – 2005. – № 2 (39). – С. 112–121.
- [3] Лопатин А.В., Рутковская М.А. Обзор конструкций современных трансформируемых космических антенн (часть 1) // *Вестник СибГАУ*. – 2007. – № 2. – С. 51–57.
- [4] Дружинин Э.И. Формирование динамических моделей космических конструкций по данным натурных испытаний // *Вестник СибГАУ*. – 2013. – № 2 (48). – С. 124–128.
- [5] Кононенко В.О., Плахтиенко Н.П. Методы идентификации механических нелинейных колебательных систем. – Киев: Наукова думка, 1976. – 114 с.
- [6] Бернс В.А. Построение расчетных моделей динамических систем по результатам испытаний // *Известия ТПУ*. – 2011. – Т. 318. – № 2. – С. 15–20.
- [7] Бернс В.А. Модальная идентификация динамических систем на основе монофазных колебаний // *Научный вестник НГТУ*. – 2010. – № 3 (40). – С. 99–109.

- [8] **Смыслов В.И.** Некоторые вопросы методики многоточечного возбуждения при экспериментальном исследовании колебаний упругих конструкций // *Ученые записки ЦАГИ им. Н.Е. Жуковского*. – 1972. – Т. 3. – № 5. – С. 110–118.
- [9] **Постнов В.А., Дмитриев С.А., Елтышев Б.К., Родионов А.А.** Метод суперэлементов в расчетах инженерных сооружений / под общ. ред. В. А. Постнова. – Л.: Судостроение, 1979. – 288 с.

MODAL ANALYSIS OF STRUCTURES BASED ON THE TEST OF THEIR COMPONENTS

Berns V.A.¹, Dolgoplov A.V.¹, Marinin D.A.²

¹*Novosibirsk State Technical University, Novosibirsk, Russia*

²*Information Satellite Systems, JSC named after Academician M.F. Reshetnev, Zheleznogorsk, Russia*

The methodology of defining dynamic characteristics of structures by the results of the resonance test of their components consists of testing substructures, mathematical modeling of these substructures based on the test results, building a full mathematical model of the entire structure on the basis of the synthesis of substructure models, and defining dynamic characteristics of the entire structure using the full mathematical model. Unknown parameters of mathematical models are matrixes of inertia, stiffness matrixes and damping matrixes.

First, mathematical models of substructures are built in the main coordinate system by the results of the experimental modal analysis, namely, eigenfrequencies, mode shapes, generalized masses and damping characteristics of oscillation eigentones. Then these models are transferred to the physical coordinate system. To do this such properties as symmetry and positive definiteness of inertia and stiffness matrixes, eigenmode orthogonality, and positive definiteness of a damping matrix are used.

The procedure of constructing inertia and stiffness matrixes for the entire structure is similar to the algorithm of global matrix formation in the superelement method. After the inertia and stiffness matrixes of the entire structure are built, its eigenfrequencies and oscillation eigenmodes are defined by solving the eigenvalue problem. The damping matrix of the entire structure is built similar to the inertia and stiffness matrixes, while the generalized damping coefficients of oscillation eigenmodes are defined after solving the eigenvalue problem.

The proposed method of the large-size structure modal analysis based on the results of substructure resonance tests is constructed in such a way that after mathematical models of substructures are built and oscillation eigentone parameters for the entire structure are determined, its elastic and inertial characteristics are defined independently of its damping characteristics.

Keywords: compound structures; substructure; mathematical model; modal analysis; dynamic characteristics.

REFERENCES

- [1] **Kolokolov N.M., Veynblat B.M.** *Stroitel'stvo mostov* [Construction of bridges]. Moscow, Transport Publ., 1981, 504 p.
- [2] **Dokuchaev L.V., Sobolev O.V.** Sovershenstvovanie metodov issledovaniy dinamiki raketynositel'ja paketnoj konstrukcii s uchetom ee simmetrii [Improvement of methods of studying the dynamics of carrier rocket package design taking into account its symmetry]. *Kosmonavtika i raketostroenie*, 2005, no. 2, pp. 112–121.
- [3] **Lopatin A.V., Rutkovskaja M.A.** Obzor konstrukcij sovremennyh transformiruemym kosmicheskikh antenn (chast' 1) [The review of modern flexible space antenna design (part 1)]. *Vestnik Sibirskogo gosudarstvennogo ajerokosmicheskogo universiteta imeni akademika M.F. Reshetneva*, 2007, no. 2, pp. 51–57.
- [4] **Druzhinin Je.I.** Formirovanie dinamicheskikh modelej kosmicheskikh konstrukcij po dannym naturnyh ispytaniy [The dynamic models of space structures forming according to natural tests]. *Vestnik Sibirskogo gosudarstvennogo ajerokosmicheskogo universiteta imeni akademika M.F. Reshetneva*, 2013, no. 2, pp. 124–128.
- [5] **Kononenko V.O., Plahienko N.P.** *Metody identifikacii mehanicheskikh nelinejnykh kolebatel'nyh sistem* [The identification methods of the mechanical nonlinear oscillating system]. Kiev, Naukova dumka Publ., 1976, 114 p.

- [6] **Berns V.A.** Postroenie raschetnykh modelej dinamicheskikh sistem po rezul'tatam ispytaniy [Building design models of dynamic systems by the test results]. *Izvestiya Tomskogo politehnicheskogo universiteta*, 2011, no. 2, pp. 15–20.
- [7] **Berns V.A.** Modal'naya identifikatsiya dinamicheskikh sistem na osnove monofaznykh kolebaniy [Modal identification of dynamic systems on the basis of monophase oscillations]. *Nauchnyy vestnik NSTU*, 2010, no. 3, pp. 99–109.
- [8] **Smyslov V.I.** Nekotorye voprosy metodiki mnogotochechnogo vozbuzhdeniya pri jeksperimental'nom issledovanii kolebaniy uprugih konstrukcij [Some issues of a multipoint excitation technique used in the experimental research on elastic structure oscillations]. *Uchenye zapiski CAGI imeni N.E. Zhukovskogo*, 1972, vol. 3, no. 5, pp. 110–118.
- [9] **Postnov V.A., Dmitriev S.A., Eltyshev B.K., Rodionov A.A.** Metod superjelementov v raschetah inzhenernykh sooruzhenij [The superelement method for calculation of engineering structures]. Leningrad, Sudostroenie Publ., 1979, 288 p.

СВЕДЕНИЯ ОБ АВТОРАХ



Бернс Владимир Андреевич – родился в 1952 году, д-р техн. наук, доцент, профессор кафедры прочности летательных аппаратов Новосибирского государственного технического университета. Область научных интересов: динамика и прочность летательных аппаратов. Опубликовано 80 научных работ. (Адрес: 630073, Россия, Новосибирск, пр. Карла Маркса, 20. Email: v.berns@yandex.ru)

Berns Vladimir Andreevich (b. 1952) – Doctor of science (Eng.), Assistant Professor, Professor of Aircraft Strength Department of the Novosibirsk State Technical University. His research interests are currently focused on the dynamics and strength of aircraft. He is author of 80 scientific papers. (Address: 20, Karl Marx Av., Novosibirsk, 630073, Russia. Email: v.berns@yandex.ru)



Долгополов Антон Валерьевич – родился в 1985 году, окончил Новосибирский государственный технический университет (НГТУ), с 2011 года аспирант кафедры прочности летательных аппаратов НГТУ. Область научных интересов: динамика и прочность летательных аппаратов. (Адрес: 630073, Россия, Новосибирск, пр. Карла Маркса, 20. Email: snaekst@gmail.com).

Dolgoplov Anton Valerievich (b. 1985) – graduated from the Novosibirsk State Technical University (NSTU), Post-graduate Student of Aircraft Strength department of the NSTU. Area of research: dynamics and strength of aircraft. (Address: 20, Karl Marx Av., Novosibirsk, 630073, Russia. Email: snaekst@gmail.com)



Маринин Дмитрий Александрович – родился в 1954 году, начальник отдела ОАО «Информационные спутниковые системы им. акад. М.Ф. Решетнева». Область научных интересов: динамика и прочность летательных аппаратов. (Адрес: 662972, Россия, Железногорск, ул. Ленина, 52. Email: marinin_dmitry@mail.ru).

Marinin Dmitry Alexandrovich (b. 1954) – Head of Test Department in Information Satellite Systems, JSC named after Academician M.F. Reshetnev. His research interests are currently focused on the dynamics and strength of aircraft. (Address: 52, Lenin St., Zheleznogorsk, 662972, Russia. Email: marinin_dmitry@mail.ru)

Статья поступила 20 февраля 2014 г.

Received 20 Feb. 2014

To Reference:

Berns V.A., Dolgoplov A.V., Marinin D.A. Modal'nyi analiz konstruktssii po rezul'tatam ispytaniy ikh sostavnykh chastei [Modal analysis of structures based on the test of their components]. *Doklady Akademii Nauk Vysshei Shkoly Rossiiskoi Federatsii [Reports of Russian Higher Education Academy of Sciences]*, 2014, no. 1(22), pp. 34–42. (in Russ.).