

ПРИМЕНЕНИЕ МЕТОДА ОЦЕНКИ СООТВЕТСТВИЯ ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫХ И РАСЧЕТНЫХ СОБСТВЕННЫХ ЧАСТОТ ДЛЯ УТОЧНЕНИЯ КОНЕЧНО-ЭЛЕМЕНТНОЙ МОДЕЛИ ИЗДЕЛИЯ

Я.М. Клебанов¹, В.А. Бруйка¹, М.А. Вавилов², Н.Н. Столяров¹

¹ Самарский государственный технический университет
443100, г. Самара, ул. Молодогвардейская, 244

² ФГУП ГНПРКЦ «ЦСКБ-Прогресс»
443009, г. Самара, ул. Земеца, 18

Представлены результаты применения метода MAC (Modal Assurance Criterion) для оценки соответствия экспериментальных и расчетных собственных частот изделия «Союз 2 этап 1 В». Расчеты проведены с использованием МКЭ и пакета ANSYS.

Ключевые слова: *вибрационные испытания, метод конечных элементов, корректировка моделей, модальный анализ, MAC-критерий, ANSYS.*

При построении конечно-элементной модели изделия весьма важным является вопрос о степени ее соответствия поведению реального объекта, что может быть выяснено только на основе сравнения экспериментальных исследований изделия и соответствующих расчетов на модели. Несовпадение данных измерений и конечно-элементного моделирования привело к необходимости создания методов соответствующего уточнения моделей [1, 2]. Разработанные методы уточнения конечно-элементных моделей можно разделить на две основные группы: прямые и итерационные. Прямые методы уточняют конечно-элементную модель без какого-либо соответствия физическим параметрам. По этой причине прямые методы приводят к созданию моделей, которые не соответствуют структуре рассматриваемой конструкции. Уточненные прямыми методами матрицы масс и жесткостей имеют много недиагональных членов [3]. Это противоречит тому факту, что структурные элементы связаны в основном с соседними, в результате чего матрицы должны содержать главным образом диагональные компоненты с небольшим количеством связей между удаленными друг от друга элементами. Кроме этого при использовании прямых методов может быть нарушена симметрия матриц.

В итерационных методах для улучшения конечно-элементных моделей выполняется изменение физических характеристик, в результате создаются реалистичские с физической точки зрения модели, что является более предпочтительным. Так, в работе [4] для уточнения модели использовались амплитудно-частотные характеристики, собственные частоты. Метод наименьших квадратов для соответствующих нормализованных параметров был применен для решения переопределенных систем с данными, содержащими большой уровень шума. Подход, основанный на оценке чувствительности и надлежащем выборе измеренных данных в частотной области, позволил получить лучшую точность и сходимость процесса уточнения конечно-элементной модели. В работе [5] для распознавания собственных форм и уточнения конечно-элементных моделей использовались моменты Зернике. Это метод показал

Яков Мордухович Клебанов (д.т.н., проф.), заведующий кафедрой «Механика».

Виталий Анатольевич Бруйка (к.ф.-м.н., доц.), доцент кафедры «Механика».

Максим Алексеевич Вавилов, начальник группы.

Николай Николаевич Столяров (д.т.н., проф.), профессор кафедры «Механика».

значительные преимущества при распознавании собственных форм для простых конструкций, имевших форму пластин. В работе [6] для уточнения моделей был предложен индекс некоррелированности. Этот индекс позволяет выявлять степени свободы, вносящие погрешности в конечно-элементную модель. Этот индекс рассчитывается по амплитудно-частотной характеристике и матрице динамической жесткости для каждой координаты как функция частоты. Метод дает хорошие результаты, когда измеряется только несколько степеней свободы. В [7] исследовалось несколько целевых функций, по которым уточнялись конечно-элементные модели конструкций. Использование собственных форм и частот для уточнения свойств материала и граничных условий при конечно-элементном моделировании мостовой конструкции можно найти в [8]. При описании поведения опор электрического кабеля в работе [9] параметры конечно-элементной модели уточнялись с использованием наиболее чувствительных характеристик конструкции, что позволило достаточно точно оценить собственные частоты. В работе [10] для уточнения конечно-элементной модели успешно использовались передаточные функции (отношение между двумя выходными параметрами). Другие успешные примеры по внедрению методов уточнения конечно-элементных моделей включают результаты анализа композитных полов [11], вертолетов [12] и стальных коробчатых балок пешеходных мостов [13].

Важным вопросом уточнения конечно-элементных моделей является вопрос выбора корректируемых параметров. В работе [14] разработан метод автоматического выбора параметров при уточнении моделей. Он основан на прямых наблюдениях. Эффективность предложенного метода была подтверждена на ряде тестовых и реальных прикладных задач. В работе [15] изучался вопрос существования нескольких вариантов улучшенных моделей. Отмечено, что глобальный оптимум в решении задачи минимизации между данными измерений и моделирования необязательно приводит к желаемой конечно-элементной модели, так как всегда существует расхождение между измеренными собственными формами и их описанием конечно-элементной моделью. Одной из причин этого факта является погрешность в измерении вращательных степеней свободы. В работе [16] метод приведения к внешним степеням свободы использовался для уменьшения числа степеней свободы конечно-элементной модели. Многими авторами рассматривался вопрос появления плохо определенных матриц при уточнении конечно-элементной модели. Было предложено несколько методов для преодоления этой проблемы, включая байесов подход [17] и регуляризацию [2]. Регуляризованный метод Lanczos (вариант sinc-функции) использовался для уточнения модели в работе [18].

В качестве исходных данных для уточнения моделей часто используются данные модального анализа и соответствующие результаты виброиспытаний изделия. Если считать, что геометрическая модель с достаточной степенью точности воспроизводит реальное изделие, то возможное расхождение собственных частот, вычисленных методом конечных элементов, и частот, полученных по результатам виброиспытаний, может быть обусловлено двумя причинами. Во-первых, реальные модули упругости материалов изделия могут отклоняться от номинальных значений, а во-вторых – значения параметров демпфирования, задаваемые в расчетных моделях, на практике зачастую неизвестны и потому принимаются приближенно. Это может привести к тому, что на этапе уточнения физических параметров модели по собственным частотам может возникнуть перепутывание, в результате которого экспериментальной собственной частоте будет поставлена в соответствие другая близкая к ней частота и форма колебаний, полученные расчетом. Кроме этого, модальный анализ позволяет рассчитать все собственные формы в заданном диапазоне, но не все-

гда все из них могут быть возбуждены экспериментальным путем. В таком случае необходимо исключить расчетные частоты, не имеющие пар в экспериментальном наборе частот.

Методы оценки соответствия экспериментальных и расчетных собственных частот, как правило, опираются на некоторые критерии. Так, в работе [19] был разработан критерий *MAC* для оценки соответствия форм колебаний. При этом собственные формы до появления повреждений в материале изделия сравнивались с формами после их образования. В [20] этот критерий использовался для выявления локальных повреждений космического шаттла (*Space Shuttle Orbiter*). Повреждения были вызваны нарушениями в акустическом диапазоне частот. Собственные формы были разделены на несколько групп и сравнивались в пределах каждой из них. В работе [21] использовался частичный критерий *MAC* (*PMAC*) и координатный критерий (*COMAC*), предложенный в [22] для определения поврежденной зоны конструкции. В работе [23] введен глобальный индекс живучести, основанный на соотношении весовых сумм собственных частот для поврежденных и неповрежденных конструкций. Веса были использованы, чтобы определить чувствительность к повреждению каждой формы. Анализ соответствия собственных форм колебаний конструкций используется для уточнения моделей конечных элементов летательных аппаратов в компаниях Airbus [24], LMS [25] и ГКНПЦ им. М.В. Хруничева [26, 27].

Важным различием между конечно-элементным моделированием и экспериментальным определением вибрационных свойств конструкции является то, что для обеспечения точности конечно-элементной модели она должна включать определенный минимум степеней свободы, чего не требуется при испытаниях. Вместе с тем при испытаниях также необходимо зарегистрировать некоторый минимум числа степеней свободы, необходимый для полного описания собственных форм и исключения их перепутывания. В этой связи расчетные собственные формы целесообразно использовать для определения числа и локализации измеряемых степеней свободы.

В настоящей работе представлена процедура уточнения конечно-элементной модели изделия «Союз 2-1 В». В качестве исходных данных используются объемные модели изделия и нагрузочного стенда, созданные в CAD-системе. С целью упрощения задачи выполнен переход от объемных тел к поверхностным (оболочечным) телам. Отказ от объемной геометрии изделия и переход к оболочечной модели позволяет достаточно полно описывать геометрию и в то же время получать приемлемую для расчета на неспециализированной вычислительной технике размерность задачи, определяемую числом степеней свободы. В оболочечную модель переносятся все имеющиеся в исходных моделях элементы конструктивного исполнения и задаются соответствующие толщины оболочек. Все вышеуказанные действия были выполнены в пакете ANSYS. Общий вид получаемой модели испытательного стенда (стапеля) и изделия показан на рис. 1.

На следующем этапе выполняется разбиение геометрических моделей на конечные элементы. По условиям виброиспытаний внутренняя полость изделия заполнена жидкостью, которая моделируется в ANSYS объемными элементами типа FLUID30. Контакт между объемными конечными элементами жидкости и плоскими конечными элементами деталей изделия, затопливаемых жидкостью, осуществляется путем связывания степеней свободы соседних узлов. В данной постановке задачи не учитывается эффект «плескания» жидкости на свободной поверхности, поскольку его частота не превышает 5 Гц.

Поверхности разбиваются на конечные элементы с помощью 4-х узловых оболочечных конечных элементов SHELL181, имеющих шесть степеней свободы в каждом узле. Используя такие возможности конечного элемента SHELL181, как генера-

ция конечных элементов в сечении оболочки и смещение узлов от средней плоскости на любую заданную величину, для оболочечной модели, состоящей только из поверхностей, можно создать конечно-элементную модель, соответствующую по механическим свойствам модели из трехмерных объемных элементов. Тем самым моделируется необходимая жесткость конструкции. В результате разбиения сформированной геометрической модели на конечные элементы было получено 5357473 элементов.

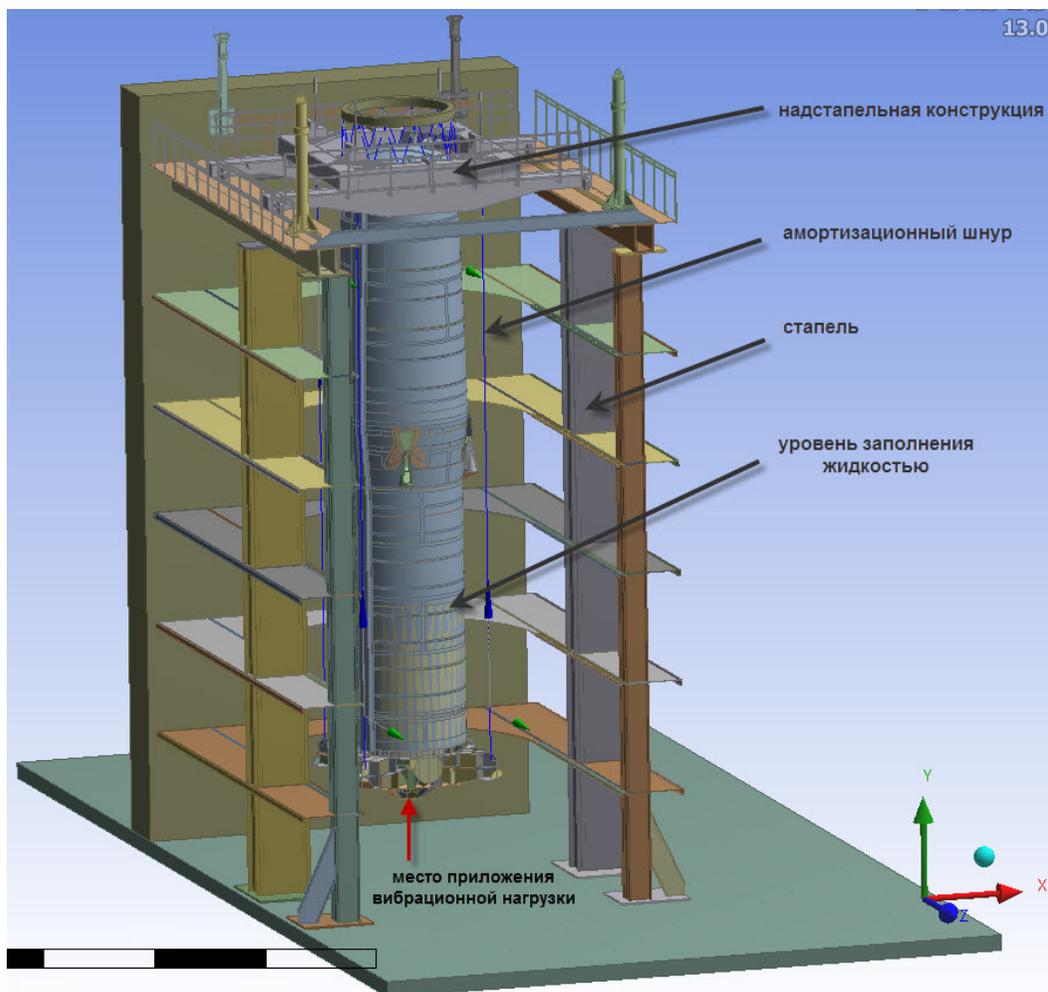


Рис. 1. Общий вид модели испытательного стенда и изделия

Далее задаются необходимые свойства материалов изделия и нагрузочного стенда. Упругое подвешивание, необходимое при проведении вибрационных испытаний данного изделия, обеспечивается соединением амортизационных шнуров в верхней части с надстapelной конструкцией. Коэффициент жесткости материала амортизационных шнуров был определен экспериментально. После задания всех необходимых свойств материалов и граничных условий для полученной модели выполняется гармонический анализ в заданном диапазоне частот. Силовое возмущение

для гармонического анализа нескорректированной модели задавалось через вертикальную периодическую силу величиной 130кН, приложенную к нижней части стана, как это показано на рис. 1. Расчет выполнялся с переменным шагом по диапазону частот от 42 до 2500 Гц.

Оценка соответствия расчетных и экспериментальных собственных форм проводится с целью исключения расчетных форм, не имеющих парных экспериментальных форм, и исключения перепутывания. Для этого используется МАС-критерий, который рассчитывается по формуле

$$MAC_{ij} = \frac{[\Psi_{iЭ} \Psi_{jP}]^2}{[\Psi_{jЭ} \Psi_{jЭ}][\Psi_{jP} \Psi_{jP}]}, \quad (1)$$

где $\Psi_{iP}, \Psi_{jЭ}$ – формы, полученные при идентификации расчетной модели и измененные в процессе динамического нагружения конструкции соответственно; $i = 1, \dots, n$, где n – число форм по результатам испытаний; $j = 1, \dots, m$, где m – число форм по результатам конечно-элементного анализа.

Значение MAC_{ij} – квадрат косинуса угла между собственными векторами двух форм. Если это значение равно единице, то имеет место совпадение собственных векторов и форм. В случае равенства значения MAC_{ij} нулю эти собственные векторы перпендикулярны друг другу и рассматриваемые формы не соответствуют друг другу.

После расчета МАС-критериев и сопоставления частот формируется целевая функция $\Pi(x)$, отражающая отклонение между расчетными и экспериментальными значениями:

$$\Pi(x) = \sum_{i=1}^m \alpha_i \left(\frac{\omega_{iP} - \omega_{iЭ}}{\omega_{iЭ}} \right)^2, \quad 0 \leq \alpha \leq 1, \quad (2)$$

где $\omega_{iP}, \omega_{iЭ}$ – рассчитанные и экспериментально определенные частоты; α_i – весовые коэффициенты относительных разностей между частотами, которые вводятся при необходимости учесть различия в точности измерения частот в разных диапазонах; m – число рассматриваемых частот; x – вектор уточняемых параметров конечно-элементной модели.

Поскольку конечно-элементная модель содержит большее количество степеней свободы, чем определяется в испытаниях, то часть расчетных собственных частот, для которых нет соответствующих экспериментальных значений, исключается из рассмотрения. К числу уточняемых параметров модели относятся характеристики материала изделия, за исключением характеристик, определяющих свойства демпфирования, а также заданные приближенно единичные точечные массы. Процедура уточнения параметров реализуется простым перебором или, при необходимости, с привлечением встроенной в ANSYS процедуры автоматической оптимизации.

При вибрационных испытаниях на боковой поверхности изделия определяются места установки датчиков, замеряющих амплитуды ускорений, а также устанавливается задающий датчик, позволяющий управлять процессом испытания. Ускорение на задающем датчике при испытаниях стремятся выдерживать постоянным на всех частотах. Значение ускорения на задающем датчике используется для нормирования полученных экспериментальных результатов.

Для процедуры оценки соответствия экспериментальных и расчетных частот выбраны такие частоты, для которых наибольшее количество датчиков регистрируют резонанс. Затем по формуле (1) рассчитывались значения МАС-критерия по следующей схеме: для каждой из выбранных экспериментальных резонансных частот перебирались расчетные частоты. Результаты сопоставления частот перед этапом уточнения модели представлены в таблице. Расчеты целевой функции по формуле (2) при коэффициентах $\alpha_i = 1$ дают значение 4,04.

Результаты сопоставления частот по критерию МАС

Измеренная собственная частота, Гц	До уточнения модели		После уточнения модели	
	Расчетная собственная частота, Гц	Значение МАС-критерия	Расчетная собственная частота, Гц	Значение МАС-критерия
46,00	50	0,8847	45	0,8994
53,00	55	0,8923	55	0,8768
118,00	200	0,8603	120	0,9100
454,61	890	0,8021	230	0,9191
492,96	920	0,8702	350	0,7804
716,92	920	0,9285	600	0,9105
1025,20	2245	0,7914	760	0,9654
1406,80	2245	0,7222	1600	0,7100
1905,10	2245	0,8624	1960	0,8065

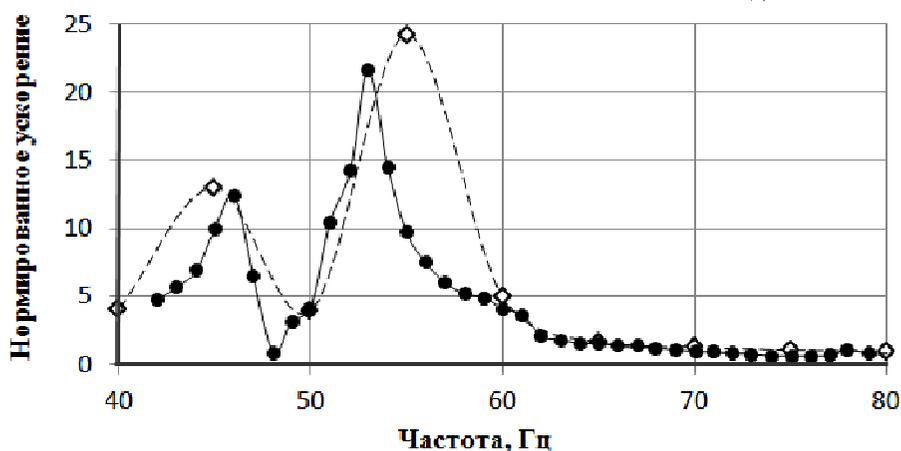


Рис. 2. Амплитудно-частотная характеристика изделия по датчику V38 в направлении вертикальной оси (ось X): \diamond расчетные данные; \bullet опытные данные

Для уточнения модели и сближения экспериментальных резонансных частот с расчетными был уменьшен модуль упругости материала изделия. Это обусловлено тем, что исходная модель не учитывает жесткость в соединениях составных частей и деталей. Уменьшение модуля упругости позволило сблизить расчетные и экспериментальные собственные частоты. Результаты сопоставления частот по критерию МАС для модели с измененным модулем упругости представлены в таблице. Расчеты целевой функции по формуле (2) при коэффициентах $\alpha_i = 1$ дают значение 0,05.

Для выбранных двух датчиков, установленных в верхней части изделия, амплитудно-частотные характеристики в направлении вертикальной оси X после корректировки модели представлены на рис. 2 и 3. Пики на графиках соответствуют резонансным частотам, полученным расчетным или опытным путем.

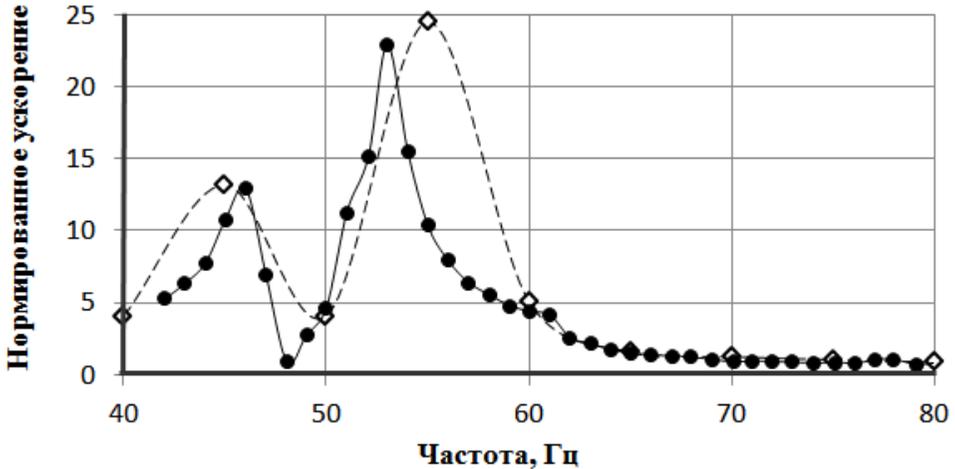


Рис. 3. Амплитудно-частотная характеристика изделия по датчику В39 в направлении вертикальной оси (ось X): \diamond расчетные данные; \bullet опытные данные

Заключение

Для конечно-элементной модели изделия «Союз 2-1 этап В» по данным вибрационных испытаний и их численного моделирования в ANSYS были скорректированы жесткостные характеристики с помощью МАС-критерия. Отсутствие в модели детального описания имеющихся в конструкции соединений и креплений не позволило использовать возможности корректировки их жесткостей и привело к необходимости «размазывания» такой корректировки по всей модели. Вместе с тем использование данного метода позволило получить конечно-элементную модель изделия, достаточно хорошо описывающую поведение реального объекта при вибрационных испытаниях, что дает возможность использовать ее в процессе моделирования испытаний других видов.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. *Mottershead J.E., Friswell M.I.* Model Updating in Structural Dynamics: A Survey // J. of Sound and Vib. – 1993. – Vol. 167. – p. 347-375.
2. *Friswell M.I., Mottershead J.E.* Finite Element Model Updating in Structural Dynamics. Kluwer Academic Publishers Group, Norwell, 1995. – 308 p.

3. *Maia N.M.M., Silva J.M.M.* Theoretical and Experimental Modal Analysis. Research Studies Press. Hertfordshire, 1997. – 488 p.
4. *Esfandiari A. et al.* Structural Model Updating Using Frequency Response Function and Quasi-linear Sensitivity Equation // J. of Sound and Vib. – 2009. – Vol. 326. – p. 40-56.
5. *Wang W., Mottershead J.E., Mares C.* Mode-shape Recognition and Finite Element Model Updating Using the Zernike Moment Descriptor // Mech. Syst. and Signal Process. – 2009. – Vol. 23. – p. 2088–2112.
6. *Kozak M.T. et al.* A Method in Model Updating Using Miscorrelation Index sensitivity // Mech. Syst. and Signal Process. – 2009. – Vol. 23. – p. 1747-1758.
7. *Yang Z., Wang L., Li B., Liu J.* Objective Functions and Algorithms in Structural Dynamic Finite Element Model Updating // Chin J. of Appl. Mech. – 2009. – Vol. 26. – p. 288-296.
8. *Bayraktar A., Altunişik A.C., Sevim B., Turker T.* Finite Element Model Updating of Highway Bridge // Tech J. of Turk. Chamb. of Civ. Eng. – 2009. – Vol. 20. – p. 4675-4700.
9. *Li Y.Q., Du Y.L.* Dynamic Finite Element Model Updating of Stay-cable Based on the Most Sensitive Design Variable // J. of Vib. and Shock. – 2009. – Vol. 28. – p. 141-143.
10. *Steenackers G., Devriendt C., Guillaume P.* On the Use of Transmissibility Measurements for Finite Element Model Updating // J. of Sound and Vib. – 2007. – Vol. 303. – p. 707-722.
11. *Pavic A., Miskovic Z., Reynolds P.* Modal Testing and Finite-element Model Updating of a Lively Open-plan Composite Building Floor // J. of Struct. Eng. – 2007. – Vol. 133. – p. 550-558.
12. *Shahverdi H., Mares C., Wang W., Greaves C.H., Mottershead J.E.* Finite Element Model Updating of Large Structures by the Clustering of Parameter Sensitivities // Appl. Mech. and Mater. – 2006. – Vol. 5-6. – p. 85-92.
13. *Živanović S., Pavic A., Reynolds P.* Finite Element Modelling and Updating of a Lively Footbridge: The Complete Process // J. of Sound and Vib. – 2007. – Vol. 301. – p. 126-145.
14. *Kim G.H., Park Y.S.* An Automated Parameter Selection Procedure for Finite-element Model Updating and its Applications // J. of Sound and Vib. – 2008. – Vol. 309. – p. 778-793.
15. *Zerate B.A., Caicedo J.M.* Finite Element Model Updating: Multiple Alternatives // Eng. Struct. – 2008. – Vol. 30. – p. 3724-3730.
16. *Li H., Liu F., Hu S.L.J.* Employing Incomplete Complex Modes for Model Updating and Damage Detection of Damped Structures // Sci. in Chin., Ser. E: Technol. Sci. – 2008. – Vol. 51. – p. 2254-2268.
17. *Marwala T.* Computational Intelligence for Missing Data Imputation, Estimation and Management: Knowledge Optimization Techniques. Information Science IGI Global Publications, New York: Reference Imprint. – 2009. – 326 p.
18. *Wu J.E., Dai H.* Regularized Lanczos Method for Model Updating // J. of Vib. and Shock. – 2008. – Vol. 27. – p. 65-69.
19. *Allemang R.J., Brown D.L.* A Correlation Coefficient for Modal Vector Analysis // Proc. of the 1st Int. Modal. Anal. Conf. – 1982. – p. 01-18.
20. *West W.M.* Single Point Random Modal Test Technology Application to Failure Detection // The Shock and Vib. Bull. – 1982. – Vol. 52. – p. 25-31.
21. *Kim J.H., Jeon H.S., Lee S.W.* Application of Modal Assurance Criteria for Detecting and Locating Structural Faults // Proc. of the 10th Int. Modal. Anal. Conf. – 1992. – p. 536-540.
22. *Levin R.I., Lieven N.A.J.* Dynamic Finite Element Updating Using Neural Networks // J. of Sound and Vib. – 1998. – Vol. 210. – p. 593-608.
23. *Salawu O.S.* Non-destructive Assessment of Structures Using Integrity Index Method Applied to a Concrete Highway Bridge // Insight. – 1995. – Vol. 37. – p. 875-878.
24. *Игеега С.* Гибридное моделирование и виброанализ в компании Airbus // ANSYS Solutions. – 2005. – № 1-III. – С. 18-23.
25. *Brughmans M., Leuridan J., Blauwkamp K.* The application of FEM-EMA correlation and validation techniques on a body-in-white. Proceedings of the International Conference on Structural Dynamics Modeling, Test, Analysis & Correlation, UK, pp. 269-282, 1993.
26. *Бахалов Ю.О., Клейменов Г.Б., Шевченко И.В.* Метод идентификации диссипативных и жесткостных характеристик конструкций ракетно-космической техники при вибрационных испытаниях // Авиационная промышленность. – 2009. – № 3. – С. 15-18.
27. *Клейменов Г.Б., Шевченко И.В.* Расчетно-экспериментальный метод определения режимов вибрационных испытаний авиационной техники // Технология машиностроения. – 2010. – № 7. – С. 43-46.

Статья поступила в редакцию 26 ноября 2012 г.

APPLICATION OF A METHOD OF ESTIMATING EXPERIMENTAL AND CALCULATED NATURAL FREQUENCIES CONFORMITY FOR IMPROVEMENT THE FE-MODEL OF PRODUCT

Y.M. Klebanov¹, V.A. Bruyaka¹, M.A. Vavilov², N.N. Stolyarov¹

¹ Samara State Technical University
244, Molodogvardeyskaya st., Samara, 443100

² State Research-and-Production Space Rocket Centre «TsSKB-Progress»
18, Zemetza st., Samara, 443009

In article the results of application of Modal Assurance Criterion method for estimating experimental and calculated natural frequencies conformity, gained for a product «Souyz 2-1B», are presented. Calculations are carried out through FEM in ANSYS.

Keywords: *Vibrating tests, finite elements method (FEM), modal analysis, Modal Assurance Criterion, FE-model updating, ANSYS.*

*Yakov M. Klebanov (Dr. Sci. (Techn.)), Professor.
Vitaly A. Bruyaka (Ph.D. (Phys.& Math.)), Associate professor.
Maksim A. Vavilov, Head of Group.
Nikolay N. Stolyarov (Dr. Sci. (Techn.)), Professor.*