

Анализ влияния различных типов конечных элементов на собственные частоты колебаний конструктивных элементов фюзеляжа вертолета при модальном анализе

Национальный аэрокосмический университет им. Н.Е. Жуковского «ХАИ»

Проведен анализ влияния различных типов конечных элементов, их размера и формы на результаты, полученные при модальном анализе элементов конструкции фюзеляжа вертолета. Даны рекомендации по выбору типа конечного элемента и качеству конечно-элементной модели для проведения модального анализа исследуемого объекта.

Ключевые слова: модальный анализ, собственная частота колебаний, резонанс, мода, конечно-элементная модель, перемещения.

Вертолет является динамической системой, которая подвержена переменным нагрузкам, возникающим под действием различных источников вибраций, наибольшими из которых являются несущий и рулевой винты. При поступательном полете вертолета лопасти винтов под действием переменных во времени аэродинамических сил совершают колебания в плоскости тяги винта и плоскости вращения, и, как следствие, возникающие ответные силы реакции, действующие на лопасть от втулки винта, также переменны во времени.

Переменные факторы, действующие со стороны колеблющихся лопастей, можно рассматривать в виде трех сил: $X_{HB}(t)$, $Y_{HB}(t)$, $Z_{HB}(t)$; $X_{PB}(t)$, $Y_{PB}(t)$, $Z_{PB}(t)$ и трех моментов $M_x^{HB}(t)$, $M_y^{HB}(t)$, $M_z^{HB}(t)$; $M_x^{PB}(t)$, $M_y^{PB}(t)$, $M_z^{PB}(t)$ (рис. 1).

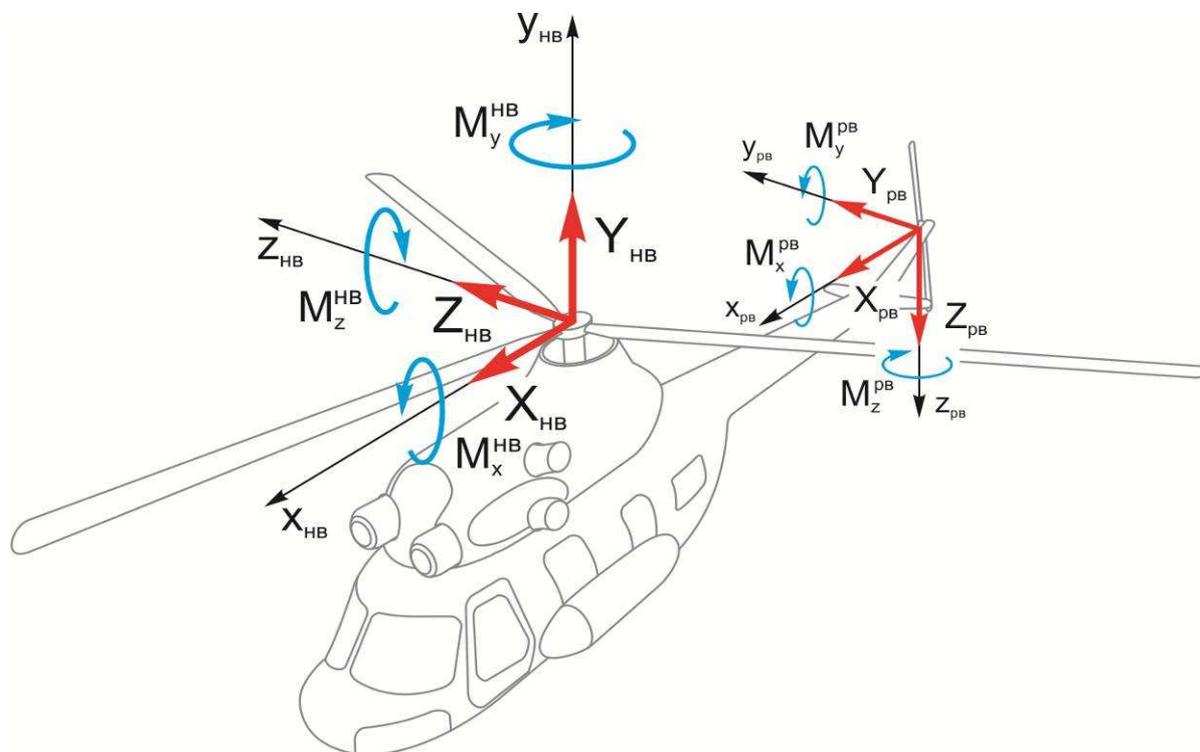


Рис. 1. Силы и моменты, действующие на вертолет со стороны колеблющихся лопастей винтов

Все силы и моменты, действующие на лопасти, передаются на втулку и систему управления несущим винтом. Причем силы и моменты, приходящие от разных лопастей, взаимно уравниваются, за исключением нагрузок, действующих с частотами, отношение которых к числу оборотов винта кратно числу лопастей [1]. Эти нагрузки передаются на фюзеляж и неврещающиеся части системы управления винтом и создают в них весьма заметные переменные напряжения.

Переменные силы, действующие на вертолет со стороны колеблющихся лопастей винтов, есть главный источник вибраций вертолета [1]. Кроме того, вибрации фюзеляжа вертолета могут вызываться также непосредственно аэродинамическими силами, которые действуют на фюзеляж от пульсирующего потока, отбрасываемого винтами. Таким образом, несущий винт вертолета, совершая всего 170...215 об/мин, является источником колебаний низкой частоты, и при совпадении с собственными частотами колебаний фюзеляжа, двигателя или оперения возникают резонансные явления, приводящие к значительным вибрациям с амплитудой перемещений, достигающей на установившихся режимах полета величин порядка 0,3...0,4 мм, а на кратковременных режимах перед посадкой вертолета – даже 1...2 мм в кабине экипажа. Резонанс вызывает не только неприятные ощущения у пассажиров и экипажа, но и понижает ресурсные характеристики конструкции, и при особо неблагоприятных сочетаниях переменных сил, действующих со стороны винтов и частотных характеристик конструкции, может привести к быстрому разрушению вертолета.



а



б

Рис. 2. Типовые элементы конструкции фюзеляжа вертолета:
а – пассажирский отсек фюзеляжа вертолета МИ-2;
б – хвостовая балка вертолета Ми-2

Как показывает практика, резонансы с основными тонами собственных колебаний фюзеляжа отстроить изменением жесткости конструкции на построенной уже машине часто оказывается практически невозможно, так как это равносильно полному перепроектированию фюзеляжа. Поэтому важно уметь правильно оценивать частоты собственных колебаний фюзеляжа и вычислять амплитуды вибраций уже в процессе проектирования машины. Даже если на этапе проектирования конструктивно-силовая схема вертолета выбрана удачно и он в

целом обладает достаточной жесткостью, необходимо также учитывать частоты собственных колебаний агрегатов вертолета, таких, как тяги управления, валы трансмиссий и т. д.

Согласно данным, представленным в работах Миля [1], точный расчет вибраций и собственных частот агрегатов вертолета с помощью аналитических методов возможен только в некоторых случаях и в основном носит качественный характер.

В настоящее время для определения собственных частот колебания агрегатов и конструкции вертолета в целом широко применяется метод конечных элементов, реализованный в различных CAD/CAE-пакетах. Данный метод позволяет определить собственные частоты колебания элементов конструкции вертолета с требуемой точностью еще на этапе проектирования.

Целью данной работы является анализ влияния различных типов конечных элементов, используемых в CAD/CAE-системе ANSYS, на собственные частоты балочно-оболочечных элементов фюзеляжа вертолета при проведении модального анализа.

Модальный анализ проводится для определения частот и форм (мод) собственных колебаний исследуемой конструкции.

Уравнение свободных колебаний конструкции в матричной форме имеет вид

$$[M]\{\ddot{u}\} + [K]\{u\} = \{0\}, \quad (1)$$

где $\{\ddot{u}\}$ – вектор ускорений точек тела;

$\{u\}$ – вектор узловых перемещений для всего тела;

$[M]$ – "глобальная" матрица масс;

$[K]$ – "глобальная" матрица жесткости.

Модальный анализ предполагает, что исследуемая система является линейной. Всеми видами нелинейности – нелинейное поведение материала, контактные граничные условия, геометрическая нелинейность – пренебрегают. Предполагается, что внешние силы и демпфирование равны нулю [6].

Применение метода конечных элементов (МКЭ) для проведения модального анализа конструкций подразумевает замену реальной континуальной конструкции ее дискретной физической моделью и построение математической модели рассчитываемого объекта путем замены дифференциальных уравнений, описывающих поведение конструкции, системой линейных алгебраических уравнений. Способ разбивки рассматриваемой области на конечные элементы, их размер, число и число степеней свободы, а также вид аппроксимирующих функций в конечном итоге определяют точность расчета исследуемой конструкции. Следует отметить, что простым увеличением числа конечных элементов или использованием конечных элементов более высокого порядка не всегда удается достичь повышения точности расчетов. Вопросы устойчивости и сходимости решения, а также оценки точности полученных результатов являются основными при использовании МКЭ [5].

Конструктивно фюзеляж вертолета представляет собой полумонококовую конструкцию, которая состоит из обшивки и подкрепляющих ее стрингеров и шпангоутов (см. рис. 2). При разработке расчетной схемы и построении КЭМ фюзеляжа вертолета обшивка заменяется оболочечными элементами с заданием толщины, а подкрепляющие ее стрингеры и шпангоуты моделируются балочными

элементами с указанием необходимого поперечного сечения. На рис. 3 показана конечно-элементная модель, созданная для определения характеристик общего напряженно-деформированного состояния отсека фюзеляжа вертолета с использованием балочного элемента BEAM188 и оболочечного элемента SHELL63, доступных в библиотеке элементов CAD/CAE системы ANSYS [3].

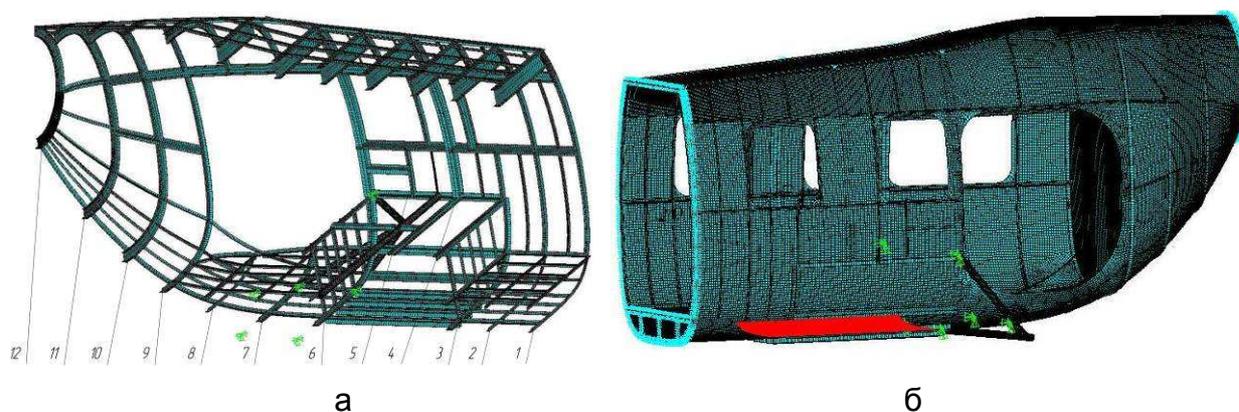


Рис. 3. Конечно-элементная модель отсека фюзеляжа вертолета:
 а – балочные элементы конечно-элементной модели отсека фюзеляжа вертолета;
 б – конечно-элементная модель отсека фюзеляжа вертолета

Для проведения исследования влияния различных типов конечных элементов на собственные частоты колебания модальный анализ отдельных элементов конструкции фюзеляжа можно рассматривать как расчет типовых задач колебания жестко закрепленной балки для балочных элементов и жестко закрепленной по контуру квадратной пластины для оболочечных элементов (рис. 4, а; 5, а). В работе рассматривается балка длиной 1 м с квадратным поперечным сечением 10x10 мм и пластина квадратной формы с длиной грани 1 м и толщиной 1,2 мм. Материал балки и пластины – алюминиевый сплав.

Модальный анализ типовых задач проводился для различных типов конечных элементов, доступных в библиотеке CAD/CAE-системы ANSYS и используемых для построения КЭМ фюзеляжа вертолета. В работе были рассмотрены следующие типы конечных элементов:

- балочные: BEAM188 (3D) и BEAM189 (3D);
- оболочечные: SHELL63 (3D), SHELL181 (3D) и SHELL281 (3D);
- твердотельные: SOLID186 (3D).

Для оценки качества получаемых результатов были определены собственные частоты колебания консольной балки и жестко закрепленной по контуру пластины путем аналитического решения типовых задач.

Для консольной балки собственные частоты колебания аналитически определяют по формуле [2]

$$\nu = \frac{\alpha_{1...n}^2}{2\pi \cdot l^2} \sqrt{\frac{EJ}{m}}, \quad (2)$$

где $\alpha_{1...n} = \frac{\pi}{2}(2n-1)$.

Для жестко закрепленной по контуру пластины собственные частоты колебания аналитически находят с применением формулы Рэля – Ритца [2]

$$\nu = \pi^2 \left[\frac{D}{\rho h} \left(\frac{A_m^4}{a_1^4} + \frac{A_n^4}{a_2^4} + 2 \frac{B_m B_n}{a_1^2 a_2^2} \right) \right]^{\frac{1}{2}}. \quad (3)$$

Здесь

$$A_m = \begin{cases} 1.506 & (m=1) \\ m+0.5 & (m \geq 2) \end{cases} \quad B_m = \begin{cases} 1.248 & (m=1); \\ A_m \left(A_m - \frac{2}{\pi} \right) & (m \geq 2), \end{cases}$$

где m – число полуволн соответствующих форм колебаний.

Результаты аналитического решения для рассматриваемой консольной балки и жестко закрепленной по контуру пластины приведены в табл. 1 и 3. Для консольной балки корни уравнения частот взяты согласно данным приведенным в [2].

Таблица 1

Собственные частоты колебаний консольной балки

Параметры	Моды				
	1	2	3	4	5
Корни уравнения частот	1,875	4,694	7,854	10,995	14,137
Частоты колебаний балки, Гц	8,344	52,310	146,413	286,988	474,393

В табл. 2 представлены собственные частоты колебаний консольной балки для различных типов конечных элементов, используемых при построении КЭМ. Как видно, независимо от типа применяемого конечного элемента при определении собственных частот колебаний консольной балки все элементы дают погрешность, по отношению к аналитическому решению, порядка 1% в рассматриваемом диапазоне частот.

В работе рассмотрено применение твердотельных элементов SOLID185 и SOLID186 для построения КЭМ рассчитываемых типовых задач. Твердотельные элементы используются для построения элементов конструкции фюзеляжа вертолета в нерегулярных зонах. Погрешность результатов при использовании конечного элемента SOLID185 превышает на всех тонах 100%, поэтому в работе данные по собственным частотам для КЭМ с использованием этого элемента не приводятся. Применение для построения КЭМ элементов типа SOLID186 различной формы (тетраэдральной, гексаэдральной), как показали расчеты, не вносит больших погрешностей в получаемые результаты (см. табл. 2).

При определении собственных частот колебаний для консольной балки наименьшая погрешность по отношению к аналитическому решению получается при использовании конечного элемента BEAM188 (см. табл. 2). В то же время, применение элемента BEAM189 (балочный элемент второго порядка) приводит к незначительному нарастанию погрешности с увеличением номера моды, что может негативно сказываться на результатах расчета с ростом спектра исследуемых частот.

Таблица 2

Собственные частоты колебаний консольной балки
для различных типов конечных элементов

Параметры	Моды				
	1	2	3	4	5
Аналитическое решение					
Частота, Гц	8,344	52,7	146,3	286,7	473,9
BEAM 188					
Частота, Гц	8,34	52,26	146,28	286,52	473,38
Погрешность, %	0,06	0,76	0,005	0,06	0,12
BEAM 189					
Частота, Гц	8,43	52,249	146,19	286,15	472,35
Погрешность, %	1,01	0,78	0,06	0,19	0,33
SOLID 186 (тетраэдральной формы)					
Частота, Гц	8,34	52,298	146,35	286,54	473,18
Погрешность, %	0,06	0,69	0,05	0,06	0,16
SOLID 186 (гексаэдральной формы)					
Частота, Гц	8,34	52,28	146,3	286	472,75
Погрешность, %	0,06	0,72	0,02	0,24	0,25

На рис. 4 показаны формы колебаний консольной балки для различных собственных частот колебаний. Получаемые в результате расчетов картины колебаний полностью совпадают с аналитическими решениями для собственных форм колебаний консольной балки [2].

При проведении расчетов жестко закрепленной по контуру пластины рассматривается различное сочетание полуволн перпендикулярных друг к другу сторон пластины. При анализе собственных частот пластины не рассматриваются симметричные формы колебаний.

Анализ полученных результатов показал, что погрешность вычисления собственных частот для жестко закрепленной по контуру пластины для различных типов, используемых в КЭМ элементов, не превышает 1% для всех рассматриваемых случаев (см. табл. 3)

Картина перемещений при собственных колебаниях, получаемая в результате расчетов, совпадает с картиной узловых линий в случае фигур Хладни [2] для данного типа закрепления пластины (рис. 5).

Таким образом, все типы рассматриваемых конечных элементов, используемых для построений КЭМ пластины, дают удовлетворительные результаты при модальном анализе жестко закрепленной по контуру пластины.

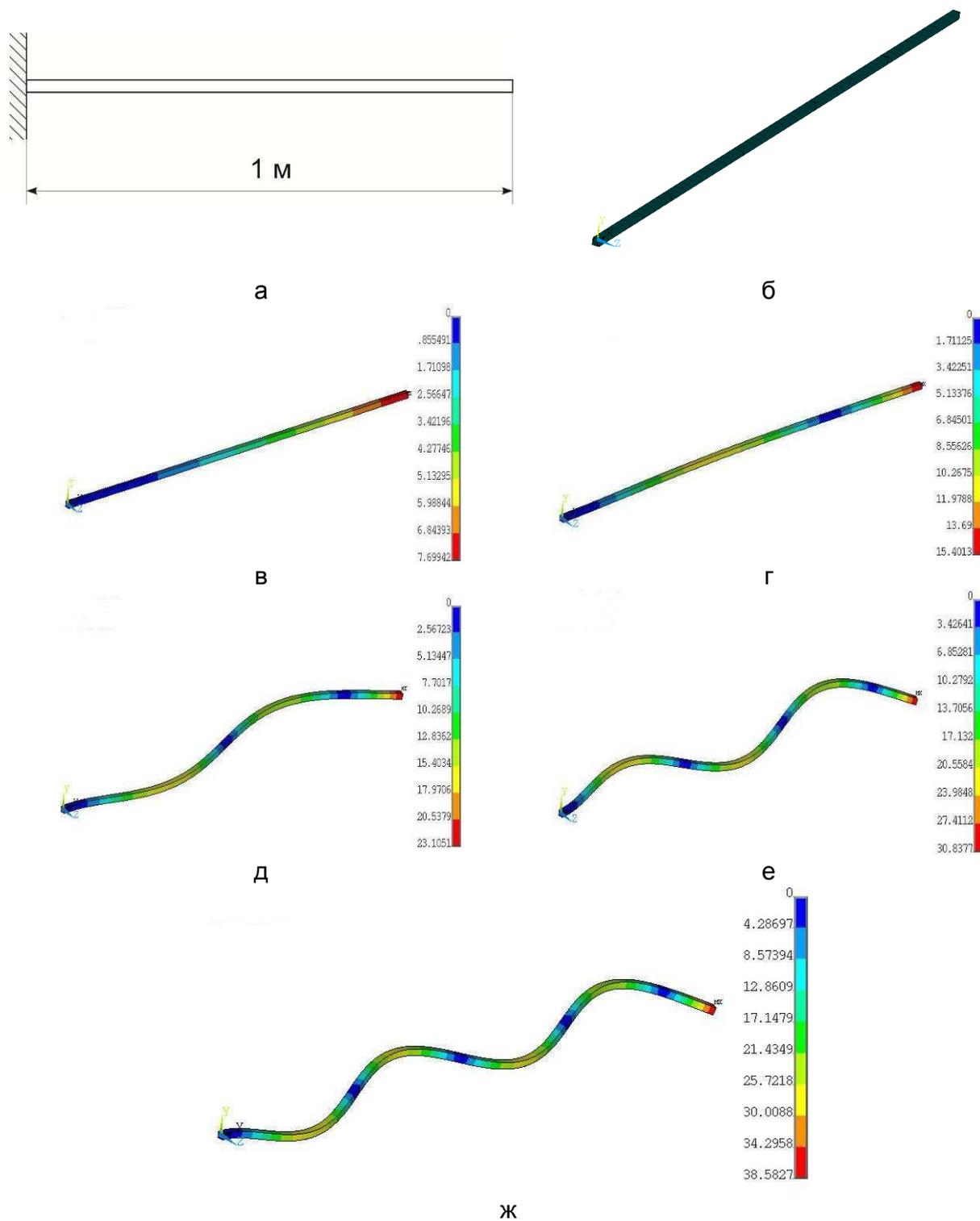


Рис. 4. Конечно-элементная модель и формы колебаний консольной балки:

- а – геометрические параметры консольной балки;
- б – конечно-элементная модель консольной балки;
- в – форма колебаний консольной балки при частоте 8,34 Гц;
- г – форма колебаний консольной балки при частоте 52,28 Гц;
- д – форма колебаний консольной балки при частоте 146,3 Гц;
- е – форма колебаний консольной балки при частоте 286 Гц;
- ж – форма колебаний консольной балки при частоте 472,75 Гц

Таблица 3

Собственные частоты колебаний жестко закрепленной по контуру пластины для различных типов конечных элементов

Количество полуволн на краях пластинки										
Грань AD	1	1	2	1	2	3	1	2	3	4
Грань AB	1	2	2	3	3	3	4	4	4	4
Аналитическое решение										
Корни уравнения частот	68	138	204	249	311	414	397	457	557	698
Частота, Гц	10,78	22,00	32,45	39,62	49,48	65,90	63,15	72,78	88,74	111,12
SHELL 63										
Частота, Гц	10,74	21,90	32,29	39,26	49,23	65,64	62,82	72,54	88,33	110,76
Погрешность, %	0,36	0,44	0,50	0,90	0,51	0,38	0,53	0,33	0,46	0,32
SHELL 181										
Частота, Гц	10,74	21,92	32,32	39,32	49,29	65,74	62,98	72,70	88,58	111,02
Погрешность, %	0,34	0,37	0,43	0,74	0,38	0,24	0,28	0,11	0,18	0,09
SHELL 281										
Частота, Гц	10,74	21,90	32,29	39,46	49,24	65,66	62,83	72,56	88,43	110,81
Погрешность, %	0,36	0,43	0,49	0,41	0,48	0,35	0,52	0,30	0,35	0,28
SOLID 186										
Частота, Гц	10,76	21,95	32,36	39,34	49,35	65,82	62,96	72,73	88,66	111,17
Погрешность, %	0,17	0,24	0,28	0,69	0,28	0,12	0,31	0,06	0,09	0,05

335

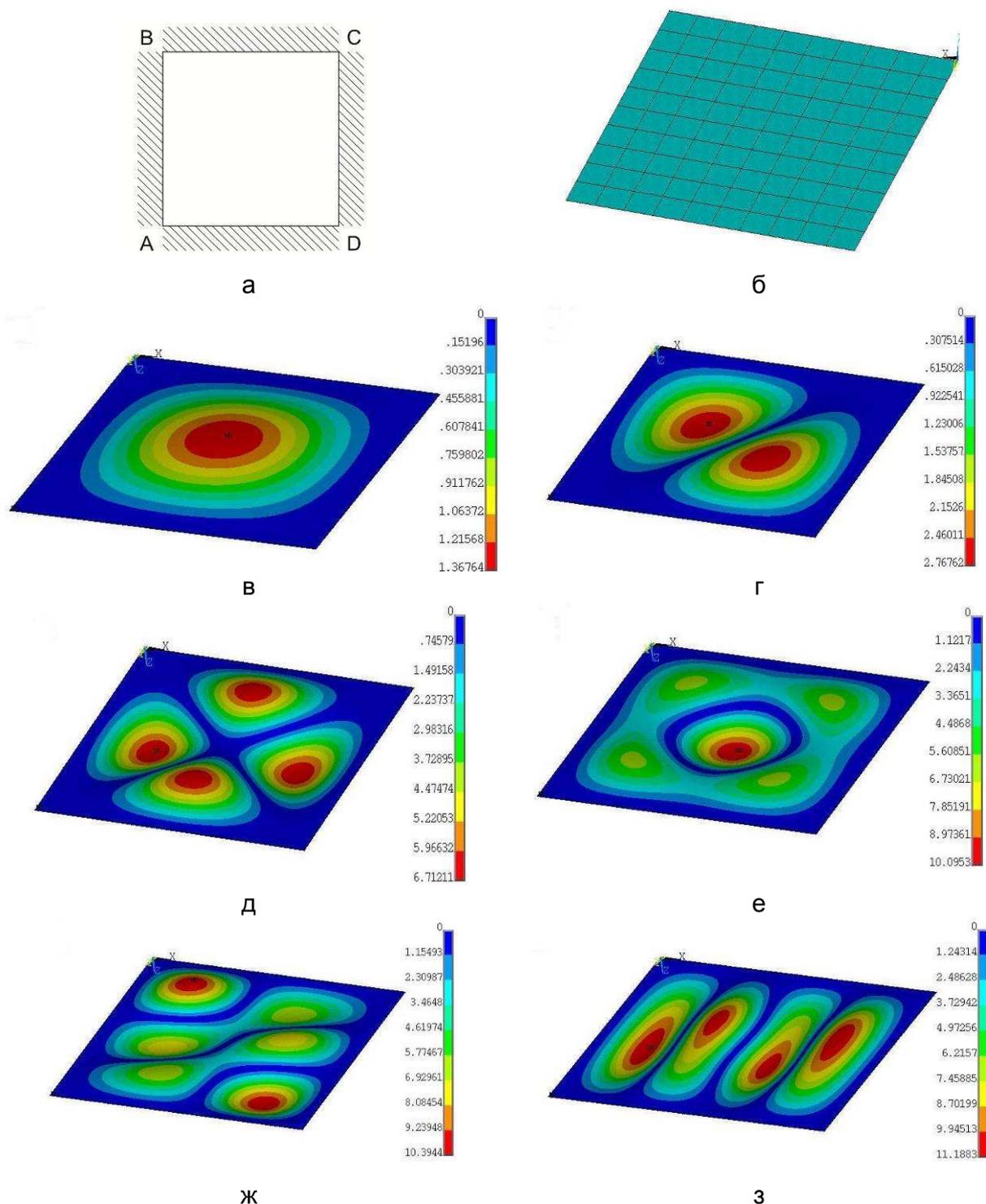


Рис. 5. Конечно-элементная модель и формы колебаний пластины:
 а – расчетная схема жестко закрепленной по контуру пластины;
 б – конечно-элементная модель пластины;
 в – форма колебаний пластины при частоте 10,74 Гц;
 г – форма колебаний пластины при частоте 21,9 Гц;
 д – форма колебаний пластины при частоте 32,26 Гц;
 е – форма колебаний пластины при частоте 39,45 Гц;
 ж – форма колебаний пластины при частоте 49,23 Гц;
 з – форма колебаний пластины при частоте 62,82 Гц

В работе кроме влияния типа конечного элемента на результаты, получаемы при модальном анализе консольной балки и жестко закрепленной по контуру пластины, было рассмотрено влияние размера конечного элемента на частотные характеристики исследуемых объектов.

Расчеты выполнены для первых пяти мод собственных частот колебаний балки и пластины с размерами конечного элемента 0,2; 0,1; 0,07; 0,04; 0,02 и 0,01 м. Результаты расчетов приведены в табл. 4 и 5. Зависимости частоты собственных колебаний от размера конечного элемента для рассматриваемых мод колебания консольной балки и жестко закрепленной по контуру пластины показаны на рис. 6 и 7 соответственно.

Таблица 4

Собственные частоты колебаний консольной балки
для исследуемого диапазона размеров конечных элементов

BEAM 188						
Моды	Дэл., м					
	0,2	0,1	0,07	0,04	0,02	0,01
1	8,3676	8,34	8,34	8,34	8,34	8,34
2	56,969	53,405	52,761	52,4	52,3	52,26
3	188,63	155,88	150,42	147,7	146,5	146,28
4	482,96	326,32	303,27	292,18	287,64	286,52
5	743,7	590,59	521,12	489,23	476,5	473,38

Таблица 5

Собственные частоты колебаний жестко закрепленной по контуру пластины
для исследуемого диапазона размеров конечных элементов

SHELL 63						
Моды	Дэл., м					
	0,2	0,1	0,07	0,04	0,02	0,01
1	10,474	10,66	10,706	10,728	10,737	10,739
2	21,209	21,688	21,804	21,868	21,895	21,902
4	30,492	31,7	32,018	32,194	32,271	32,291
5	37,849	38,8	39,05	39,187	39,25	39,452
7	45,871	48,11	48,696	49,039	49,192	49,231

Анализ полученных результатов показал, что для балочных элементов с увеличением размера конечного элемента собственные частоты колебания в диапазоне частот от 0 до 250 Гц изменяются незначительно. Влияние размера элемента на собственные частоты колебания для балочных элементов наиболее заметно для высокого диапазона собственных частот – 250 Гц и выше (см. рис. 6).

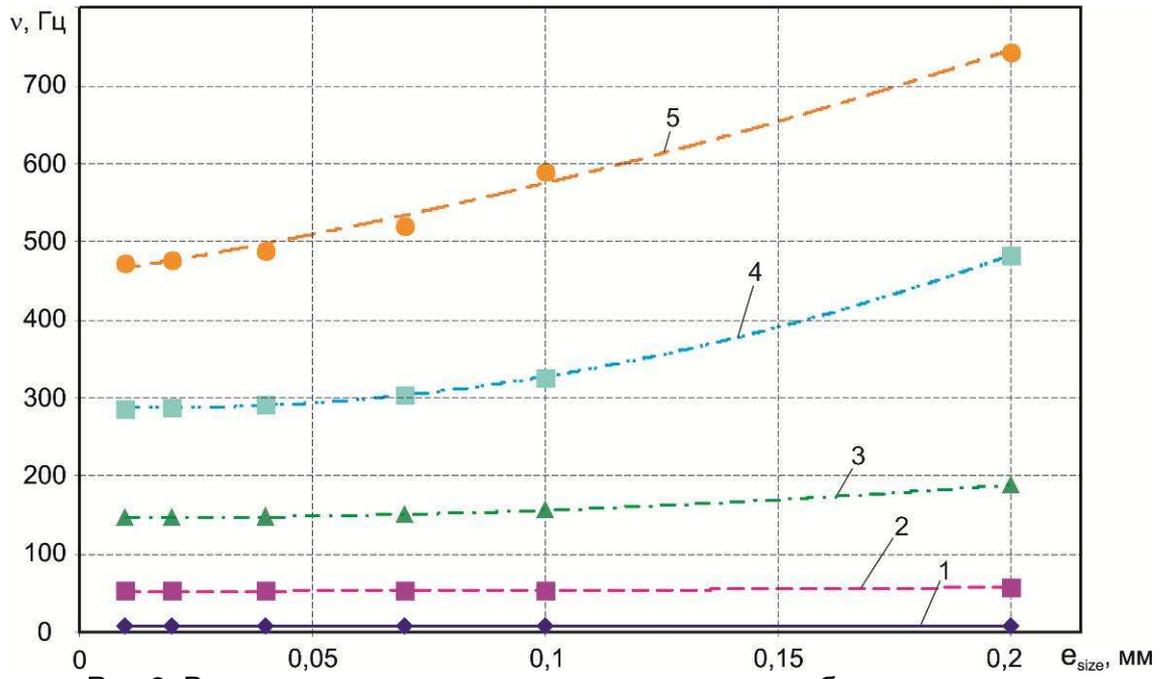


Рис.6. Влияние размера конечного элемента на собственные частоты колебания консольной балки :

- 1 – 1 мода собственных колебаний; 2 – 2 мода собственных колебаний;
- 3 – 3 мода собственных колебаний; 4 – 4 мода собственных колебаний;
- 5 – 5 мода собственных колебаний

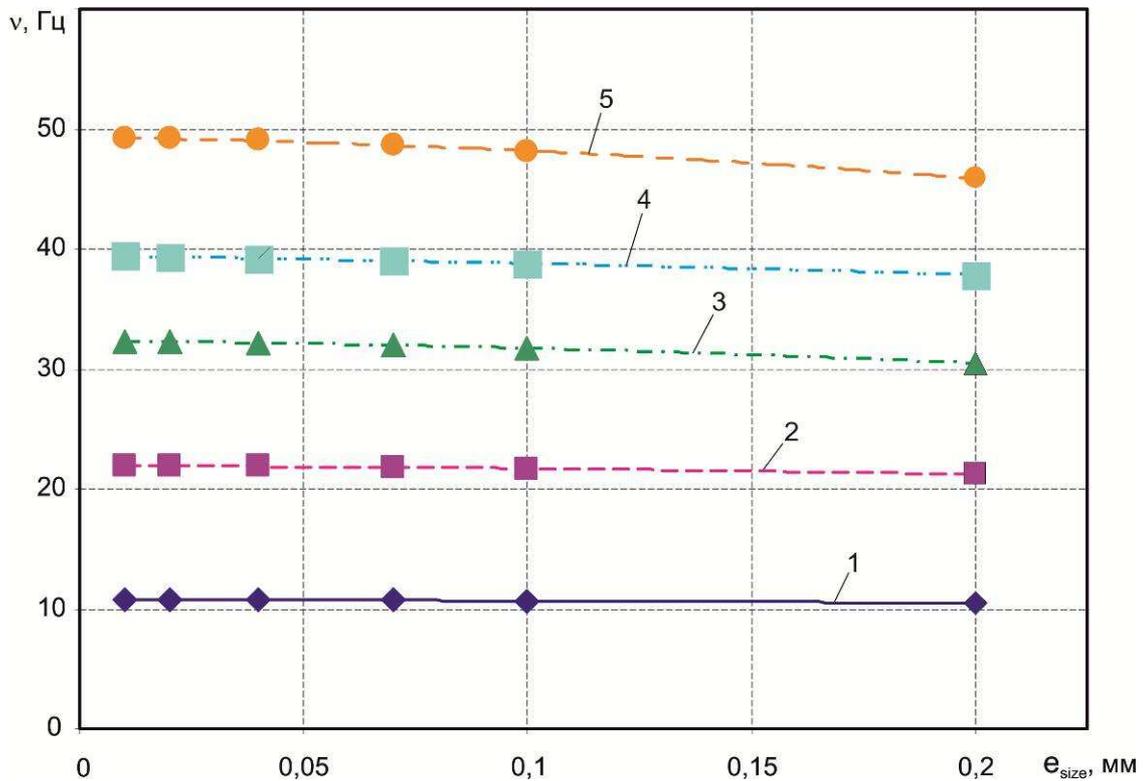


Рис.7. Влияние размера конечного элемента на собственные частоты колебания жестко закрепленной по контуру пластины:

- 1 – 1 мода собственных колебаний; 2 – 2 мода собственных колебаний;
- 3 – 4 мода собственных колебаний; 4 – 5 мода собственных колебаний;
- 5 – 7 мода собственных колебаний

Согласно результатам, полученным при модальном анализе жестко закрепленной по контуру пластины при данной постановке задачи, размер конечного элемента несущественно влияет на уровень собственных частот для рассматриваемых мод колебаний (см. рис. 7).

В конструкции фюзеляжа вертолета обшивка и подкрепляющие ее стрингеры работают совместно. Исходя из этого в работе проведен модальный анализ тонкостенной квадратной пластины, жестко закрепленной по контуру и подкрепленной балочными элементами (см. рис. 9, а), в диапазоне частот, сопоставимом с диапазоном частот собственных колебаний консольной балки. Результаты расчетов пластины, подкрепленной балочными элементами, для исследуемого диапазона размеров конечных элементов приведены в табл. 6.

Таблица 6

Собственные частоты колебаний жестко закрепленной по контуру пластины подкрепленной балочными элементами для исследуемого диапазона размеров конечных элементов

SHELL 63						
Моды	Δэл., м					
	0,2	0,1	0,07	0,04	0,02	0,01
1	10,47	10,66	10,706	10,728	10,737	10,739
8	45,871	48,11	48,696	49,039	49,192	49,231
28	152,5	133,78	135,56	137,86	139,03	139,35
61	–	261,9	277,82	284,14	287,97	289,1
100	–	501,28	431,88	447,32	457,15	460,3

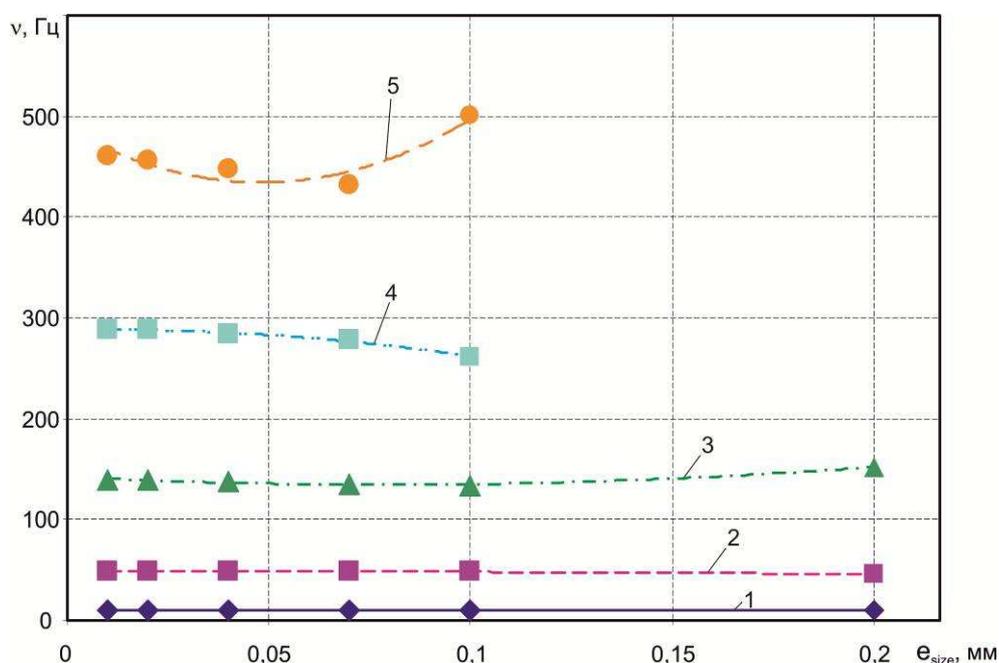


Рис. 8. Влияние размера конечного элемента на собственные частоты колебания жестко закрепленной по контуру пластины:

- 1 – 1 мода собственных колебаний; 2 – 8 мода собственных колебаний;
- 3 – 28 мода собственных колебаний; 4 – 61 мода собственных колебаний;
- 5 – 100 мода собственных колебаний

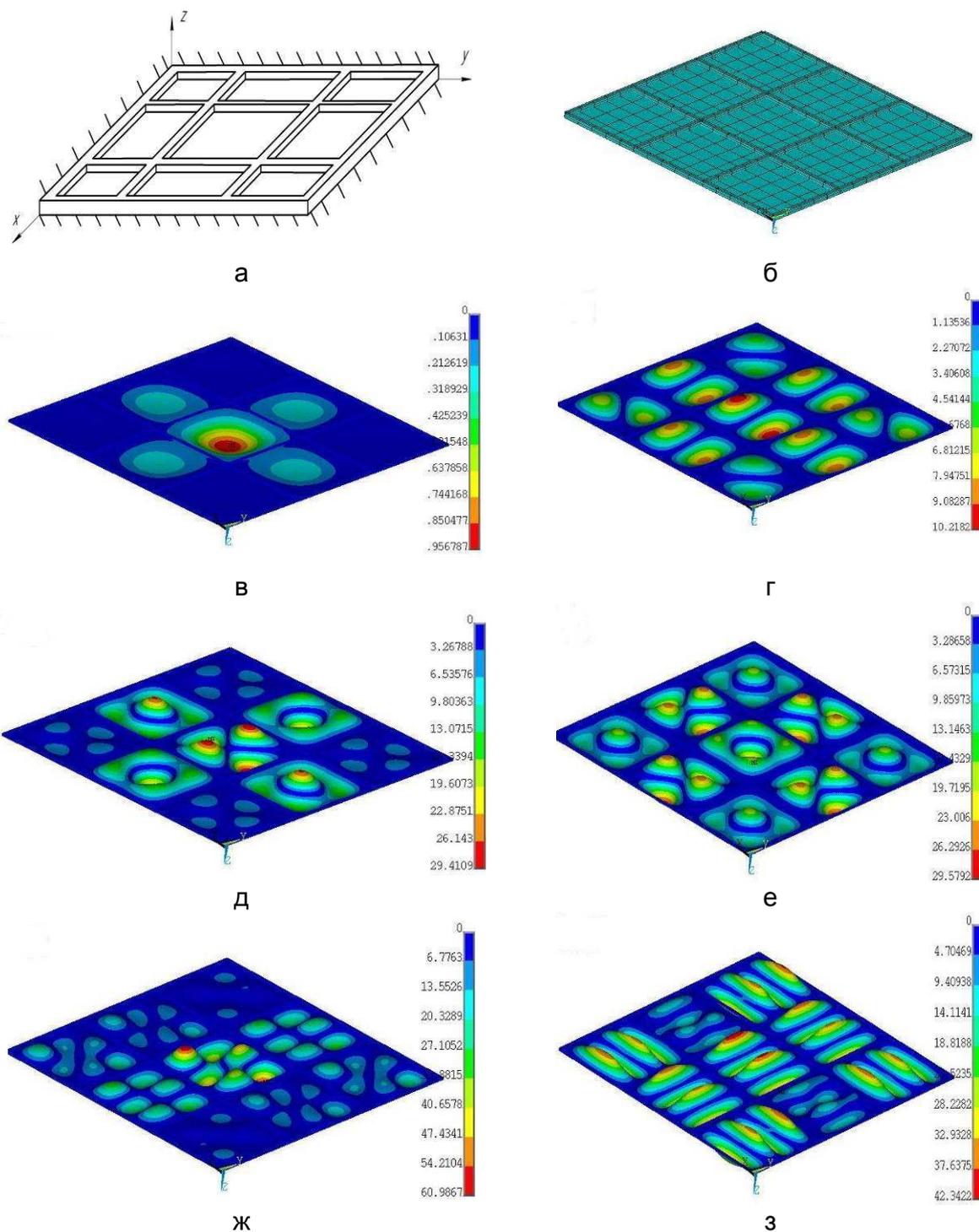


Рис. 9. Конечно-элементная модель и формы колебаний пластины, подкрепленной балочными элементами:

- а – расчетная схема пластины, подкрепленной балочными элементами;
- б – конечно-элементная модель пластины, подкрепленной балочными элементами;
- в – форма колебаний расчетной модели при частоте 9,48 Гц;
- г – форма колебаний расчетной модели при частоте 21,66 Гц;
- д – форма колебаний расчетной модели при частоте 38,13 Гц;
- е – форма колебаний расчетной модели при частоте 38,9 Гц;
- ж – форма колебаний расчетной модели при частоте 48,98 Гц;
- з – форма колебаний расчетной модели при частоте 61,72 Гц

Анализ результатов, полученных для пластины, подкрепленной балочными элементами, показал, что оболочечные элементы в диапазоне собственных частот колебаний выше 200 Гц ведут себя менее стабильно, чем балочные элементы (см. рис. 9). Для исследуемой пластины, подкрепленной балочными элементами, в диапазоне частот выше 200 Гц и размера конечного элемента больше 0,1 м собственные частоты колебания определить не удалось (см. рис. 8). В целом уровни собственных частот рассчитываемой конструкции хорошо согласуются с частотами собственных колебаний консольной балки в диапазоне частот до 200 Гц. Для определения высоких частот собственных колебаний для оболочечных конструкций, подкрепленных балочными элементами, необходимо создавать более качественную конечно-элементную сетку.

Выводы

1. Проведен анализ влияния различных типов конечных элементов, используемых в CAD/CAE-системе ANSYS, на собственные частоты балочно-оболочечных элементов фюзеляжа вертолета при проведении модального анализа. Использование метода конечных элементов позволяет с необходимой точностью определять собственные частоты колебаний балочно-оболочечных конструкций на низких тонах в диапазоне частот до 200 Гц.

2. Для консольной балки, независимо от типа применяемого конечного элемента при определении собственных частот все элементы дают погрешность, по отношению к аналитическому решению, порядка 1% в рассматриваемом диапазоне частот.

3. Анализ полученных данных при модальном анализе пластины, жестко закрепленной по контуру, показал, что все типы рассматриваемых конечных элементов, используемых для построений КЭМ пластины, дают удовлетворительные результаты на всех уровнях частот.

4. Выполнен расчет для первых пяти мод собственных частот колебаний балки и пластины с размерами конечного элемента 0,2; 0,1; 0,07; 0,04; 0,02 и 0,01 м. Анализ полученных результатов показал, что для балочных элементов с увеличением размера конечного элемента собственные частоты колебания в диапазоне частот от 0 до 250 Гц изменяются незначительно. Влияние размера элемента на собственные частоты колебания для балочных элементов наиболее заметно для высокого диапазона собственных частот – 250 Гц и выше. Для жестко закрепленной по контуру пластины при модальном анализе размер конечного элемента несущественно влияет на уровень собственных частот для рассматриваемых мод колебаний.

5. Проведен модальный анализ тонкостенной квадратной пластины, жестко закрепленной по контуру и подкрепленной балочными элементами, в диапазоне частот, сопоставимом с диапазоном частот собственных колебаний консольной балки. В целом уровни собственных частот рассчитываемой конструкции хорошо согласуются с частотами собственных колебаний консольной балки в диапазоне от 0 до 200 Гц. Для определения высоких частот собственных колебаний для оболочечных конструкций, подкрепленных балочными элементами, необходимо создавать более качественную конечно-элементную сетку.

Следует также отметить, что для дальнейших исследований влияния типа конечного элемента, его размера и формы на частоты собственных колебаний необходимо учитывать конструктивные особенности исследуемых конструкций (различные материалы элементов конструкции, кривизну оболочек, переменную толщину оболочки, переменное сечение балочного элемента и т.д.)

Список литературы

1. Вертолеты (расчет и проектирование). Т. 2. Колебания и динамическая прочность [Текст] / под ред. М. Л. Миля. – М.: Машиностроение, 1967. – 424 с.
2. Прочность, устойчивость, колебания [Текст]: справ. в трех т. / под ред. И. А. Биргера. – М.: Машиностроение, 1968. – 567 с.
3. Шепель, И.Н. Метод определения характеристик общего напряженно-деформированного состояния фюзеляжа легкого вертолета [Текст] / И.Н. Шепель // Открытые информационные и компьютерные технологии: сб. науч. тр. Нац. аэрокосм. ун-та им. Н. Е. Жуковского “ХАИ”. – Вып. 57. – Х., 2012. – С. 145 – 152.
4. Басов, К. А. ANSYS. Справочник пользователя [Текст] / К. А. Басов. – М.: ДМК “Пресс”, 2005. – 640 с.
5. Лукашевич, А. А. Современные численные методы строительной механики [Текст]: учеб. пособие / А. А. Лукашевич. – Хабаровск: Изд-во Хабар. Гос. Техн. Ун-та, 2003. – 135 с.
6. ANSYS 14.0, Theory Reference.

Рецензент: кандидат технических наук, доцент Е.Т. Василевский
Государственное предприятие “АНТОНОВ”

Поступила в редакцию 10.06.2013

Аналіз впливу різних типів скінченних елементів на власні частоти коливань конструктивних елементів фюзеляжу вертольота при модальному аналізі

Проведено аналіз впливу різних типів скінченних елементів, їх розміру і форми на результати, отримані при модальному аналізі елементів конструкції фюзеляжу вертольота. Дано рекомендації щодо вибору типу скінченого елемента і якості скінчено-елементної моделі для проведення модального аналізу досліджуваного об'єкта.

Ключові слова: модальний аналіз, власна частота коливань, резонанс, мода, скінчено-елементна модель, переміщення.

Analysis of various types of finite elements effect on the natural vibration frequencies of the helicopter fuselage structural members under modal analysis

The analysis of the effect of various types of finite elements, their dimensions and shapes on the results, obtained while modal analyzing of the helicopter fuselage structural members, was conducted. There were provided advices on the selection of the type of the finite element and quality of the finite-element model for carrying-out of the modal analysis of an object under test.

Keywords: modal analysis, natural frequency, resonance, fashion, finite-element model, displacement.