

РАСЧЕТНО-ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОЕ ОПРЕДЕЛЕНИЕ ЗНАЧЕНИЙ СОБСТВЕННЫХ ЧАСТОТ КОЛЕБАНИЙ КОРПУСА И ПАРАМЕТРОВ КОРПУСА, ОПРЕДЕЛЯЮЩИХ ЭТИ ЗНАЧЕНИЯ

А. В. Проскурин, А. В. Шлишевский

ФГУП «РФЯЦ-ВНИИТФ им. академ. Е. И. Забабахина», г. Снежинск
Челябинской обл.

Введение

В работах [1, 2] приведен опыт использования модального анализа на базе МКЭ в сравнении с экспериментальными данными для верификации расчетных моделей, а также для идентификации собственных частот и форм колебаний различных конструкций. Основным недостатком данных работ является то, что приводятся расчетно-экспериментальные исследования без определения параметров влияющих на собственные частоты и формы колебаний конструкции, которые в некоторых задачах могут представлять практический интерес. При ударных и виброударных испытаниях конструкций практический интерес представляет оценка возможности влияния на реакцию конструкции при механическом воздействии, то есть определение параметров конструкции влияющих на ее реакцию. Этому и будет посвящена данная статья.

Объект исследований

В качестве объекта исследований был выбран корпус, представленный на рис. 1, имеющий практический интерес при ударных и виброударных испытаниях конструкций. Корпус изготовлен из алюминиевого сплава Д16 с механическими характеристиками: плотность $\rho = 2640 \text{ кг/м}^3$, модуль Юнга $E = 0,72 \cdot 10^{11} \text{ Па}$, коэффициент Пуассона $\mu = 0,33$ [3]. В отверстия ввернуты стальные резьбовые втулки. Габаритные размеры корпуса: радиус описанной окружности – 290 мм, длина – 540 мм.

Как видно из рис. 1 корпус представляет собой конструкцию, состоящую из восьмигранных подкрепляющих фланцев, соединенных цилиндрическими оболочками с прямоугольными окнами. В корпусе используются подкрепляющие фланцы двух типов, отличающиеся величиной внутреннего диаметра, один фланец имеет внутренний диаметр $d = 72 \text{ мм}$ (фланец № 1), а три – $d = 27 \text{ мм}$ (фланец № 2). Толщина фланцев равна $h = 35 \text{ мм}$.

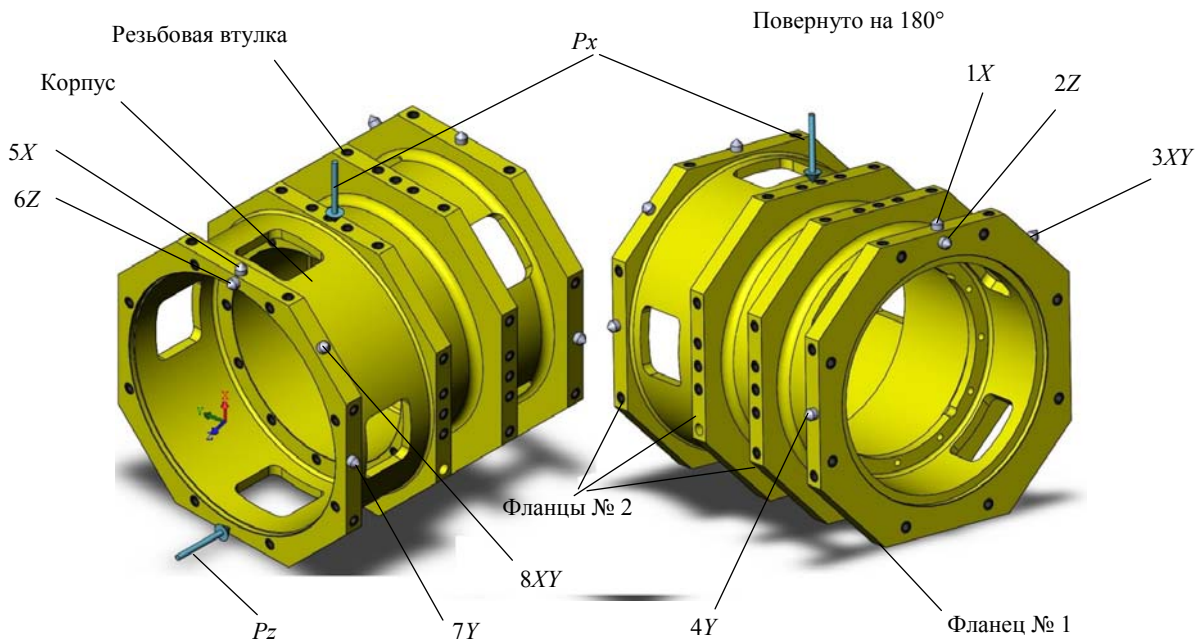


Рис. 1. Модель корпуса, места приложения нагрузки и установки пьезоакселерометров

Задачей исследования является нахождение значений собственных частот колебаний и параметров корпуса, влияющих на эти значения. Проводилось определение первых восьми частот собственных колебаний корпуса.

Расчетные исследования частот собственных колебаний корпуса

Определим собственные частоты корпуса с использованием метода конечных элементов (МКЭ).

Расчет проводился с использованием модуля для расчета собственных частот, при свободных граничных условиях корпуса.

В первых расчетах была проведена оценка влияния учета наличия резьбовых втулок, отверстий под резьбовые втулки, фасок и скруглений на собственные частоты корпуса. Отличие значений собственных частот колебаний корпуса без отверстий под резьбовые втулки, фасок и скруглений и корпуса с втулками, фасками и скруглениями составило не более 6 %. Учитывая незначительность отличия частот, дальнейшие расчеты проводились без учета наличия отверстий под резьбовые втулки, фасок и скруглений, что значительно уменьшило требования к вычислительным ресурсам. Конечно-элементная сетка генерировалась из гексагональных элементов с размером ребра 10 мм. В результате генерации сетки модель была разбита на 44621 элемент. После создания сетки была проведена оценка ее качества, в результате чего было определено, что конечно-

элементная модель состоит преимущественно из 20-ти узловых шестигранных элементов HEX20, что является вполне приемлемым результатом.

Вычисленные с помощью МКЭ значения первых восьми собственных частот корпуса приведены в табл. 1 (второй столбец). На рис. 2–5 приведены некоторые формы колебаний корпуса на этих частотах.

Из рис. 2–5 видно, что одна часть собственных частот колебаний корпуса определяется колебаниями одного из его элементов, например, одного из фланцев (рис. 2–3), при этом другие элементы корпуса практически не деформируются. Другая же часть частот собственных колебаний определяется колебаниями нескольких элементов корпуса (рис. 4).

Нахождение параметров корпуса, определяющих значения частот собственных колебаний

Для нахождения параметров, определяющих значения собственных частот колебаний рассмотрим ее конструктивные элементы более простыми по форме элементами, для которых найдены аналитические зависимости, выделяющие собственные частоты колебаний, такими как круговые кольца, квадратные и круглые пластины, цилиндрическая оболочка. Начнем рассмотрение с круговых колец. В качестве наружного диаметра кольца примем среднее значение диаметра описанной окружности и диаметра вписанной окружности

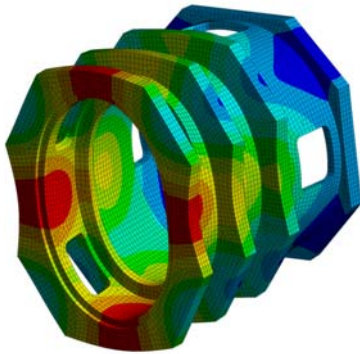


Рис. 2. $f = 843,78$ Гц

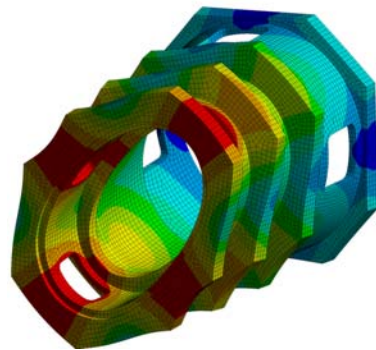


Рис. 3. $f = 908,77$ Гц

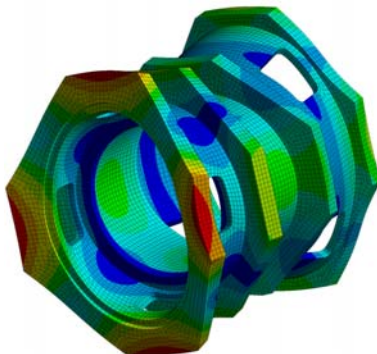


Рис. 4. $f = 1016$ Гц

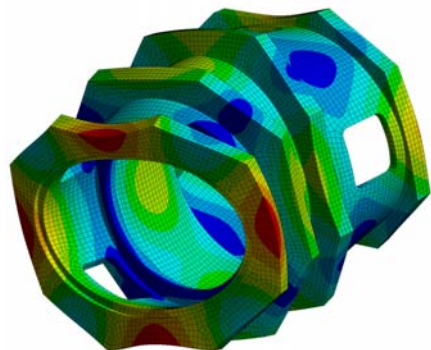


Рис. 5. $f = 1081,5$ Гц

в восьмиугольник. Таким образом, кольца, имеют внешний диаметр $D = 550$ мм, внутренние диаметры $d = 472$ мм (кольцо № 1 для фланца № 1) и $d = 427$ мм (кольцо № 2 для фланца № 2), толщину $h = 35$ мм.

Известно [4], что круговое кольцо может совершать несколько видов колебаний: колебания растяжения-сжатия, крутильные колебания, изгибные колебания в плоскости кольца и изгибные колебания, состоящие из перемещений перпендикулярных к плоскости кольца и кручения.

Частоты колебаний растяжения-сжатия определяются, согласно [4], по формуле

$$f_{\text{раст-сж } i} = \frac{a}{2\pi r} \sqrt{(1+i^2)}, \quad i = 0, 1, 2, 3... \quad (1)$$

где $a = \sqrt{\frac{E}{\rho}}$ – скорость распространения звука в материале кольца; r – радиус центральной линии кольца; E – модуль упругости; ρ – плотность, i – число полуволн, расположенных по окружности.

Крутильные колебания кольца определяются, согласно [4], по формуле

$$f_{\text{кр } i} = \frac{a}{2\pi r} \sqrt{(1+i^2) \frac{J_x}{J_p}}, \quad i = 0, 1, 2, 3... \quad (2)$$

где $J_x = \frac{(D-d)h^3}{24}$ – момент инерции поперечного сечения относительно своей главной оси, параллельной плоскости кольца; $J_z = \frac{(D-d)^3 h}{96}$ – момент инерции поперечного сечения относительно своей главной оси, перпендикулярной плоскости кольца; J_p – полярный момент, определяемый как $J_p = J_x + J_z$.

Изгибные колебания в плоскости кольца определяются, согласно [4], по формуле

$$f_{\text{изг1 } i} = \frac{a}{2\pi r} \sqrt{\frac{J_z}{S r^2} \frac{i^2 (1-i^2)^2}{(1+i^2)}}, \quad i = 2, 3... \quad (3)$$

где $S = \frac{(D-d)}{2} h$ – площадь поперечного сечения кольца.

Изгибные колебания, включающие как перемещения под прямым углом к плоскости кольца, так и кручение определяются согласно [4] по формуле

$$f_{\text{изг2 } i} = \frac{a}{2\pi r} \sqrt{\frac{J_x}{S r^2} \frac{i^2 (i^2 - 1)^2}{(i^2 + 1 + \mu)}}, \quad i = 2, 3... \quad (4)$$

где μ – коэффициент Пуассона.

Проведенные расчеты по формулам (1)...(4) показали, что низшие частоты колебаний колец определяются первыми двумя частотами для кольца № 1 и первой частотой для кольца № 2, формами изгибных колебаний в плоскости кольца и первыми формами изгибных колебаний, состоящих из перемещений перпендикулярных к плоскости кольца (334, 385, 1088 Гц – кольцо № 1; 366, 664 Гц – кольцо № 2).

Колебания фланцев можно рассматривать также как колебания пластин со свободными по всему контуру краями. Частота собственных колебаний пластины определяется [4, 5] формулой

$$f_{\text{пл}} = \frac{1}{2\pi} \frac{\alpha}{r^2} \sqrt{\frac{D_{\text{Цил}}}{\rho h}}, \quad (5)$$

где $D_{\text{Цил}} = \frac{E h^3}{12(1-\mu^2)}$ – жесткость пластины на изгиб, h – толщина пластины, r – характерный размер пластины (радиус – для круглой пластины, размер стороны – для квадратной пластины), α – постоянная зависящая от формы колебаний. Для свободной

круглой пластины радиуса $r = \frac{550+427}{4} = 244,2$ мм и $h = 35$ мм (фланец № 2) и формы колебаний с двумя узловыми диаметрами ($n = 2$) и без узловых окружностей ($s = 0$) – $\alpha = 5,251$, и соответствующая частота колебаний равна $f_{\text{кр пл}} = 783$ Гц ($f_{\text{кр пл}} = 715$ Гц для фланца № 1 $r = \frac{550+472}{4} = 255,5$ мм, $h = 35$ мм).

Для квадратной пластины со свободными краями стороной равной $r = 488,4$ мм и $h = 35$ мм (фланец № 2) и формы колебаний с двумя узловыми линиями, проходящими через середины сторон – $\alpha = 14,1$, соответственно частота колебаний равна $f_{\text{кв пл}} = 526$ Гц ($f_{\text{кв пл}} = 480$ Гц для фланца № 1 при $r = 511$ мм и $h = 35$ мм).

Колебания корпуса можно рассмотреть, как колебания цилиндрической оболочки. Частоты собственных радиальных колебаний оболочки для случая одной полуволны $n = 1$ по ее длине могут быть рассчитаны по формуле В. Е. Бреславского [6]

Колебания корпуса можно рассмотреть, как колебания цилиндрической оболочки. Частоты собственных радиальных колебаний оболочки для случая одной полуволны $n = 1$ по ее длине могут быть рассчитаны по формуле В. Е. Бреславского [6]

$$f_{\text{рад. к. } i} = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{B}{m r} \frac{(1-\mu^2) \lambda^2 + k(\lambda^2 + i^2)^4}{\lambda^4 + i^2(1+2\lambda^2) + i^4}} \quad i = 2, 3... \quad (6)$$

$$B = \frac{E \delta}{1-\mu^2}; \quad \lambda = \frac{\pi r}{l}; \quad k = -\frac{\delta^2}{12 r^2}$$

где i – число узловых линий параллельно образующей, $\delta = \frac{D_0 - d}{2} = 17,5$ мм – толщина оболочки, D_0 – внешний диаметр оболочки, $m = \rho \delta$ – масса элемен-

та оболочки, $r = \frac{D_0 + d}{4} + \frac{\delta}{2} = 224$ мм – радиус оболочки, $l = 540$ мм – длина оболочки.

Низшая частота радиальных колебаний оболочки ($i = 2, n = 1$) равна $f_{\text{рад.к.}} = 1147$ Гц.

Результаты расчетов по формулам (3)...(6) сведены в столбце 5 табл. 1. Полученные частоты располагаются в тех строках табл. 1, для которых форма колебаний, показанная на рисунках 2...5, наиболее близка к форме колебаний рассматриваемого элемента.

Как следует из табл. 1 частоты собственных колебаний корпуса, полученные МКЭ, «соответствующие» формам изгибных колебаний в плоскости кольца достаточно хорошо совпадают с аналитическими решениями. Это можно объяснить следующим образом. Наличие цилиндрической оболочки, присоединенной к фланцу, можно учесть, увеличив толщину h кольца. В соответствии с (3) это не приведет к изменению частоты колебаний, так как соотношение $\frac{J_z}{S}$, останется неизменным.

Частоты собственных колебаний корпуса, полученные МКЭ, «соответствующие» формам изгибных колебаний из плоскости кольца значительно превышают результаты аналитического решения (4), особенно на первых формах колебаний. Это может быть объяснено тем, что цилиндрическая часть корпуса для фланца выступает в роли граничного условия, препятствуя движению сечений фланца в направлении перпендикулярном его плоскости. В тех случаях, когда эти граничные условия играют более важную роль в определении собственной формы колебаний, различия получаются более существенными.

Аналогичные рассуждения можно провести и при сравнении частот собственных колебаний корпуса, полученных МКЭ, и частот собственных колебаний пластин и цилиндрической оболочки.

Проанализируем зависимость полученных по (3)–(6) значений частот от параметров конструкции корпуса. Для этого перепишем формулы (3)–(6) в виде, раскрывающем зависимость получаемого значения частоты от параметров корпуса. Это материал корпуса, величины, описывающие фланцы: внешний (D)

Таблица 1

Собственные частоты и формы колебаний корпуса и соответствующие им собственные частоты колец

№ п/п	Собственные частоты корпуса, полученные с помощью МКЭ, Гц	№ рисунка	Форма колебаний упрощенных элементов	Частоты, полученные по аналитическим решениям, для упрощенных элементов, Гц	Пики спектра, Гц
1	463,93		Первая форма изгибных колебаний в плоскости кольца № 1	385	450...501 Фланец № 1
2	505,58		Первая форма изгибных колебаний из плоскости кольца № 1	334	450...501 Фланец № 1
3	843,78	2	Первая форма изгибных колебаний в плоскости кольца № 2	664	740...878 Фланец № 2
4	908,77	3	Первая форма изгибных колебаний из плоскости кольца № 2	366	740...878 Фланец № 2
5	1016	4	Колебания круглой пластины (фланец № 1 и фланец № 2) $n = 2, s = 0, \alpha = 5,251$. Колебания квадратной пластины (фланец № 1 и фланец № 2) с двумя узловыми линиями, проходящими через середины сторон $\alpha = 14,1$	783/526 (715/480)*	1073...1080 Фланец № 1
6	1074,3		Вторая форма изгибных колебаний в плоскости кольца № 1	1088	1073...1080 Фланец № 1
7	1074,4				
8	1081,5	5	Радиальные колебания цилиндрической оболочки ($n = 1, q = 2$).	1147	1073...1080 Фланец № 1

* – в скобках приведены значения частот для размеров фланца № 1.

и внутренний (d) диаметры, толщины фланца (h), и величины, описывающие цилиндрическую оболочку: внешний (D_0) и внутренний (d) диаметры, длина корпуса (l). Формулы (3)–(6), соответственно, примут вид

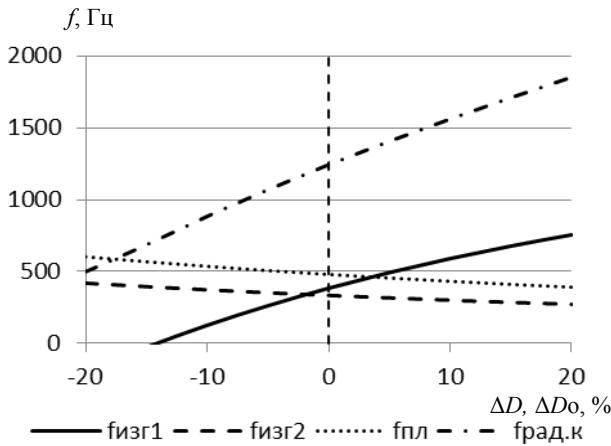
$$f_{\text{изг1 } i} = \frac{2}{\sqrt{3}\pi} \sqrt{\frac{E}{\rho}} \sqrt{\frac{i^2(1-i^2)^2}{1+i^2}} \frac{(D-d)}{(D+d)^2}, i=2,3... \quad (7)$$

$$f_{\text{изг2 } i} = \frac{4\sqrt{\frac{2}{3}}}{\pi} \sqrt{\frac{E}{\rho}} \sqrt{\frac{i^2(i^2-1)^2}{i^2+1+\mu}} \frac{h}{(D+d)^2}, i=2,3... \quad (8)$$

$$f_{\text{пл}} = \frac{2ha}{\pi(D+d)^2} \sqrt{\frac{E}{\rho}} \frac{1}{12(1-\mu^2)} \quad (9)$$

$f_{\text{рад.к. } i} =$

$$= \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{E}{\rho} \frac{1}{\frac{D_0+d}{4}(1-\mu^2)} \frac{(1-\mu^2)\left(\pi\frac{D_0+d}{4l}\right)^2 + \frac{\pi(D_0-d)^2}{12} \cdot \left(\left(\pi\frac{D_0+d}{4l}\right)^2 + i^2\right)^4}{\left(\pi\frac{D_0+d}{4l}\right)^4 + i^2 \left(1+2\left(\pi\frac{D_0+d}{4l}\right)^2\right) + i^4}}$$



$$i = 2, 3... \quad (10)$$

Из полученных формул видно, что все частоты зависят от параметра $\sqrt{\frac{E}{\rho}}$, определяемого используемым материалом. Очевидно, что замена алюминиевого сплава сталью понизит частоты примерно на 3 %.

На рис. 6 приведены графики, иллюстрирующие зависимости значений частот от выбранного геометрического параметра корпуса (остальные параметры считаются неизменными). Изменение параметра задается в процентах от номинального значения.

Определим приближенные коэффициенты чувствительности значений частот колебаний к тому или иному параметру конструкции корпуса как частную производную соответствующей формулы по этому параметру, умноженной на величину параметра. Результаты вычислений для собственных частот, вычисленных по формулам (3)–(6) из табл. 1 приведены в табл. 2. Коэффициенты чувствительности для колец и пластин, для примера, определялись для фланца № 1

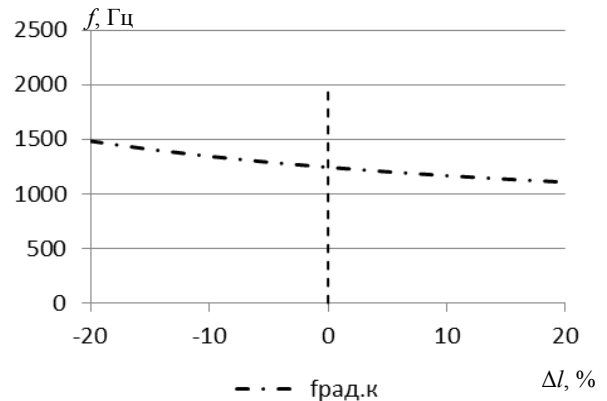
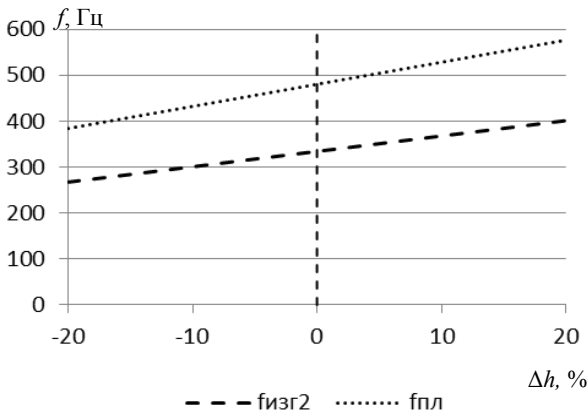
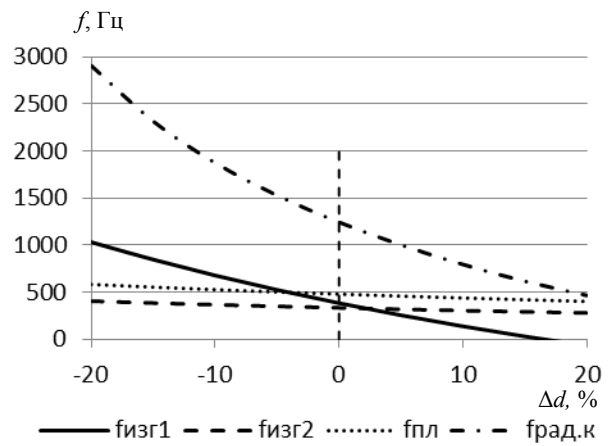


Рис. 6. Графики зависимости частот от изменения геометрического параметра корпуса

Приближенные коэффициенты чувствительности

Вид колебаний	Параметр	Приближенный коэффициент чувствительности
Изгибные колебания в плоскости кольца, формула (3)	$\frac{(D-d)}{2}$	9.86
	h	0
	r	3
Изгибные колебания перпендикулярные к плоскости кольца, формула (4)	$\frac{(D-d)}{2}$	0
	h	9.5
	r	-2.6
Колебания пластин, формула (5)	h	13.7
	r	-1.9
Колебания цилиндрической оболочки, формула (6)	δ	44.1
	l	-2.8
	r	0.8

Из рис. 6 и табл. 2 видно, что:

– изменение величины внутреннего и внешнего диаметра колец, в большей мере влияет на частоту изгибных колебаний в плоскости кольца и частоту радиальных колебаний цилиндрической оболочки;

– частоты изгибных колебаний перпендикулярных к плоскости кольца и колебания пластин линейно зависят от толщины фланцев;

– на частоту радиальных колебаний цилиндрической оболочки заметно влияет ее длина.

Следует помнить, что частоты упругих тел, определяемые зависимостями (1)–(4), (6), зависят также от параметра i . То есть изменение одного размера элемента корпуса будет приводить к изменению нескольких частот собственных колебаний.

Экспериментальные исследования частот собственных колебаний корпуса

Для экспериментального определения собственных частот, корпус вывешивался на гибкой подвеске. Нагружение корпуса осуществлялось воздействием в виде механического удара с использованием маятниковой установки. P_x, P_z – точки приложения нагрузки (индекс указывает направление действия силы относительно осей корпуса). Точки приложения нагрузки представлены на рис. 1.

Для регистрации ускорений на корпусе были установлены 8 пьезоакселерометров-типа АП11 (коэффициент преобразования – 11 ± 4 пКл/г, амплитуда регистрируемых ускорений – до 5000g, рабочий диапазон частот 2-15000 Гц) на клей-герметик ВГО-1. На рис. 1 показаны места установки пьезоакселерометров с условными обозначениями 1X, 2Z, 3XY, 4Y – на фланце № 2 и 5X, 6Z, 7Y, 8XY – на фланце № 1

(буква указывает направление оси чувствительности пьезоакселерометра относительно осей корпуса).

Для регистрации сигнала с пьезоакселерометров использовался усилитель сигнала (номинальный предел преобразования зарядов $Q_v = 10 \cdot 10^4$ пКл, номинальные коэффициенты преобразования K – от 0,01 мВ/пКл до 10 В/пКл, верхняя граничная частота – 10 кГц) и аналого-цифровой преобразователь (АЦП) РСЦР2004 (пределы измерения входного напряжения - $\pm 1, \pm 5$ В, максимальная частота дискретизации на канал – 125 кГц).

В результате испытаний было проведено четыре нагружения: два по оси Y (опыты № 1, 2) и два по оси Z (опыт № 3, 4). Регистрация сигналов с пьезоакселерометров осуществлялась с верхней граничной частотой $f_B = 10$ кГц. После регистрации, для устранения промышленной частоты 50 Гц, сигналы фильтровались с нижней граничной частотой фильтрации $f_{нц} = 50$ Гц цифровым фильтром Баттерворта 4-го порядка.

Характерный вид зарегистрированного пьезоакселерометром сигнала приведен на рис.7. Спектральная плотность этого сигнала приведена на рис. 8. Сигналы пьезоакселерометров имеют длительность порядка 50 мс, что обеспечивает шаг по частоте 6...15 Гц.

Значения собственных частот определялось по графикам спектральной плотности сигналов, полученных с помощью быстрого преобразования Фурье (БПФ), как локальные экстремумы. Результаты определения собственных частот корпуса приведены в табл. 3.

$A, \text{ м/с}^2$

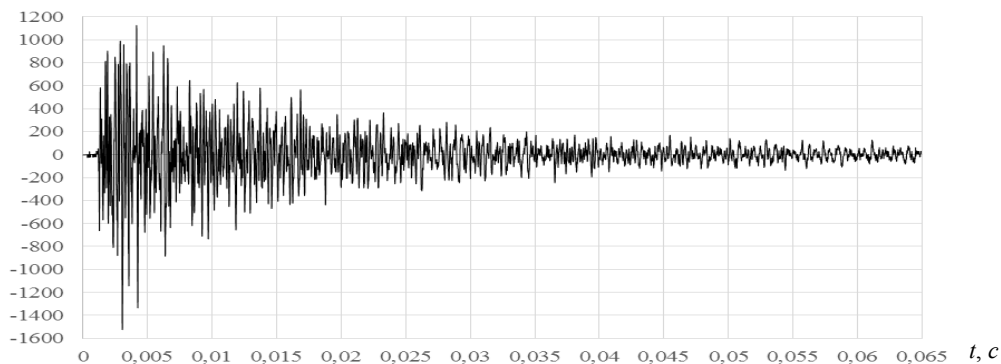


Рис. 7. График зарегистрированного ударного ускорения пьезоакселерометром 8ХУ в опыте № 2 без цифровой фильтрации

$Sp(f), \text{ м}^2 \cdot \text{с}^{-4} \cdot \text{Гц}^{-1}$

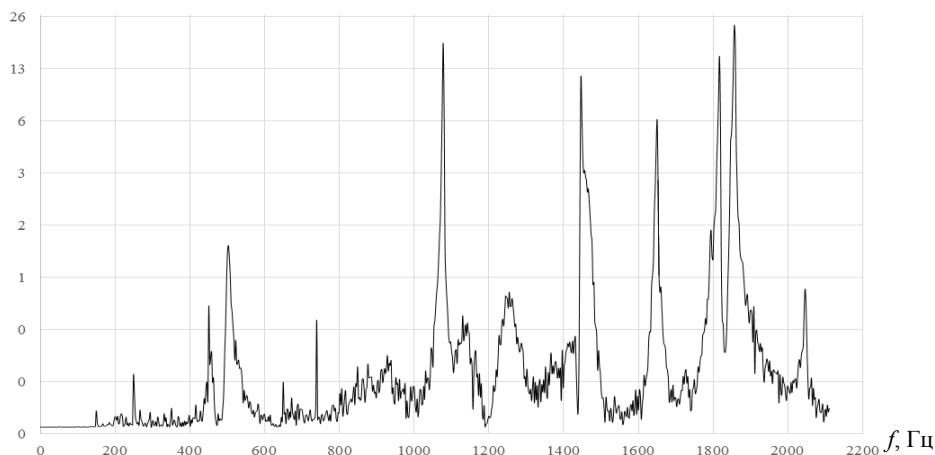


Рис. 8. График спектральной плотности (СП) зарегистрированного ударного ускорения

Таблица 3

Значения частот колебаний, определенных по пикам графиков спектральных плотностей сигналов, зарегистрированных пьезоакселерометрами

Фланец 1								Фланец 2							
5X		6Z		7Y		8XY		1X		2Z		3XY		4Y	
459	462	459	462	459	462	502	504	459	454	459	460	500	450	459	462
459	459	450	459	454	459	450	501	450	459	450	459	450	500	450	459
790	800	790	801	801	800	801	740	801	801	801		875	876	801	801
		800	794	739	794	739		801	794			740	878	801	794
1078	1074	1078	1074	1078	1074	1078	1074				1080				
1080	1073	1080	1073	1080	1073	1080	1073				1073				

Таблица 4

Сравнение экспериментальных и расчетных данных

№ п/п	$f_p, \text{ Гц}$	$f_{\text{э}}, \text{ Гц}$	$\Delta, \%$	№ п/п	$f_p, \text{ Гц}$	$f_{\text{э}}, \text{ Гц}$	$\Delta, \%$	№ п/п	$f_p, \text{ Гц}$	$f_{\text{э}}, \text{ Гц}$	$\Delta, \%$
1	463,93	464	0,01	4	908,77	798	13,88	7	1074,4	1076	0,14
2	505,58	464	8,96	5	1016	1076	5,57	8	1081,5	1076	0,51
3	843,78	798	5,73	6	1074,3	1076	0,15				

В табл. 3 приняты следующие обозначения: частоты, полученные в разных опытах, расположены в квадрате по схеме

опыт1(P_1)	опыт2(P_2)
опыт3(P_3)	опыт4(P_4)

. Жирным шрифтом выделены частоты, амплитуда пиков на которых отвечает условию $A > 0,1A_{\max}$, где A_{\max} – амплитуда максимального пика. Курсивом обозначены частоты, амплитуда пиков на которых отвечает условию $A < 0,1A_{\max}$.

Диапазоны частот, определенные табл. 3, приведены также в табл. 1 (столбец б) в соответствующих строках.

Для оценки соответствия экспериментальных и полученных расчетом по МКЭ данных проведем их сравнение по формуле

$$\Delta = \frac{f_{\text{Э}} - f_P}{f_{\text{Э}}} \cdot 100\%,$$

где f_P – собственные частоты корпуса, полученные с помощью МКЭ, Гц; $f_{\text{Э}}$ – усредненное значение пиков спектра, Гц.

Результаты расчетов приведены в табл. 4.

Из табл. 4 видна достаточно хорошая сходимость экспериментальных и расчетных данных.

Анализируя полученные экспериментальные данные можно отметить следующее. Учитывая, что пьезоакселерометры хорошо регистрируют формы колебаний, при которых смещение сечений совпадает с осью чувствительности пьезоакселерометров, пьезоакселерометры 1X, 3XY, 4Y, 5X, 7Y, 8XY хорошо фиксируют колебания «соответствующие» изгибным колебаниям в плоскости кольца (частоты 450-501, 1073-1080 Гц для фланца № 1; частоты 740-878 Гц для фланца № 2), так как в этом случае смещения сечений носят радиальный характер и совпадают с осями чувствительности указанных датчиков. В других случаях, когда ось чувствительности пьезоакселерометра была перпендикулярна смещению сечений при определенной форме колебаний, на графиках спектральной плотности сигнала ускорения на частоте, соответствующей этой форме колебаний пики не были отмечены.

Экспериментальные исследования подтверждают результаты расчетов МКЭ.

Заключение

Использование МКЭ для определения собственных частот колебаний сложных конструкций позволяет получать самые точные решения, хотя и требует

значительных вычислительных ресурсов. Использование аналитических решений, при замене элементов реальной конструкции более простыми элементами, позволяет находить те параметры конструкции, которые определяют значения соответствующих собственных частот колебаний конструкции, а также проводить оценку влияния изменения этих параметров на значение собственной частоты колебаний. Это поможет при проектировании конструкции, реакция которой должна обладать заданным спектральным составом.

При экспериментальном определении собственных частот колебаний с помощью пьезоакселерометров, для повышения точности получаемых результатов, необходимо стремиться к совпадению осей чувствительности используемых датчиков с перемещениями элементов конструкции на изучаемых формах колебаний, а также к тому чтобы установленные пьезоакселерометры не попадали в узловые точки собственных форм колебаний.

Литература

1. Яушев А. А., Тараненко П. А., Жестков А. В., Логиновский В. А. Расчетно-экспериментальное исследование частот и форм собственных колебаний сварного корпуса кориолисового расходомера // Вестник ЮУрГУ. Сер. Математика. Механика. Физика. 2018. Т. 10, № 1. С. 45–51. DOI: 10.14529/mmph180106.
2. Пономарев И. С., Махнович С. В., Пантйлев А. С. Особенности экспериментального определения частот и форм собственных колебаний цилиндрической оболочки // Научный вестник НГТУ, 2016. Т. 64, № 3. С. 44–58. DOI: 10.17212/1814-1196-2016-3-44-58.
3. Гохфельд Д. А., Гецов Л. Б., Кононов К. М., Кульчихин Е. Т., Ребяков Ю. Н., Садаков О. С., Тимашев С. А., Чепурский В. Н. Механические свойства сталей и сплавов при нестационарном нагружении: справочник. Екатеринбург: УрО РАН, 1996. С. 408.
4. Тимошенко С. П., Янг Д. Х., Уивер У. Колебания в инженерном деле. М.: ФИЗМАТЛИТ, 1985. С. 474.
5. Филиппов А. П. Колебания механических систем. Киев: Наукова думка, 1965. С. 716.
6. Скубачевский Г. С. Авиационные газотурбинные двигатели. Конструкция и расчет деталей. М.: Машиностроение, 1969.