

Проведено чисельне та експериментальне дослідження гідропружних і пружних коливань оболонок. Представлена методика розрахунку власних частот коливань конструкцій у вакуумі і при взаємодії з водою. На тестових прикладах циліндричного резервуара і конічної оболонки перевірена працездатність пропонованого підходу і підтверджено достовірність результатів, одержаних на його основі

Ключові слова: гідропружні коливання, метод кінцевих елементів, власні коливання, спектральний аналіз

Проведено численное и экспериментальное исследования гидроупругих и упругих колебаний оболочек. Представлена методика расчета собственных частот колебаний конструкций в вакууме и при взаимодействии с водой. На тестовых примерах цилиндрического резервуара и конической оболочки проверена работоспособность предлагаемого подхода и подтверждена достоверность результатов, полученных на его основе

Ключевые слова: гидроупругие колебания, метод конечных элементов, собственные колебания, спектральный анализ

УДК 539.3
DOI: 10.15587/1729-4061.2014.28861

ЧИСЛЕННОЕ И ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОЕ ИССЛЕДОВАНИЕ ГИДРОУПРУГИХ КОЛЕБАНИЙ ОБОЛОЧЕК

А. Н. Шупиков

Доктор технических наук, профессор*

E-mail: shupikov@ipmach.kharkov.ua

С. Ю. Мисюра

Аспирант*

E-mail: misurasy@mail.ru

В. Г. Яреценко

Кандидат технических наук,
старший научный сотрудник**

E-mail: const@ipmach.kharkov.ua

*Отдел прочности и оптимизации конструкций***

Отдел материаловедения*

***Институт проблем машиностроения

им. А. Н. Подгорного НАН Украины

ул. Дм. Пожарского, 2/10, г. Харьков, Украина, 61046

1. Введение

Наличие емкостей, заполненных жидкостью, является неотъемлемой частью большого количества конструкций самого разного назначения. Это могут быть всевозможные цистерны, топливные баки и др. Наполнение конструкции жидкостью существенно изменяет ее динамические свойства. Поэтому изучение колебания оболочек, содержащих жидкость во внутренних полостях, представляет важную научно-техническую задачу.

2. Анализ литературных данных

В работе [1] рассматривается задача исследования колебаний упругой конструкции с вязкой сжимаемой жидкостью с помощью метода конечных элементов (МКЭ). Используется подход Эйлера, который базируется на описании движения сжимаемой жидкости через потенциал перемещений/давление, а движение упругой конструкции – через перемещения. Взаимодействие упругой конструкции с жидкостью осуществляется путем введения сил на поверхности их контакта. Анализ различных методов решения в рамках подхода Эйлера задачи гидроупругого взаимодействия упругой конструкции с идеальной жидко-

стью можно найти в работах [2, 3]. Учет сжимаемости жидкости приводит к существенному повышению трудоемкости решения задачи. В работах [4, 5] предлагаются различные формулировки решения задач гидроупругости для сжимаемой невязкой жидкости. Схемы приближенного учета сжимаемости жидкости для решения задач о собственных колебаниях конструкции с идеальной жидкостью, описаны в работе [6].

В работе [7] предложен метод определения собственных частот и форм колебаний упругих оболочек вращения, частично заполненных жидкостью. Формы колебаний оболочки с жидкостью определяются как линейная комбинация собственных форм ее колебаний в вакууме. Решение задачи гидроупругости получено с использованием методов граничных интегральных уравнений и конечных элементов. Проведены численные исследования гидроупругих колебаний полусферической оболочки.

В работе [8] использовались уравнения, описывающие колебания ортотропных оболочек, содержащих идеальную несжимаемую жидкость. Сделано предположение о малости амплитуд колебаний, что дает возможность использовать линейные уравнения и считать границу смачиваемой поверхности оболочки неизменной. Движение жидкости принято безвихревым и описано с помощью уравнения Лапласа. Раз-

работана схема МКЭ для определения частот и форм собственных колебаний произвольной многослойной ортотропной оболочки вращения, частично заполненной идеальной несжимаемой жидкостью.

Поэтому для более точного описания процесса колебаний оболочек с учетом влияния воды предлагается методика на основе МКЭ. Учет влияния воды осуществляется на основе применения акустических трехмерных конечных элементов (КЭ), которые позволяют учесть размер объема и сжимаемость жидкости, взаимодействующей с оболочкой.

3. Цели и задачи исследования

Целью работы является создание методики расчета собственных частот упругих и гидроупругих колебаний тонкостенных конструкций.

Для достижения этой цели необходимо решить следующие задачи:

- на основе МКЭ разработать математические модели цилиндрического и конического резервуаров;
- результаты расчета сравнить с аналитическим решением и экспериментальными данными.

Исследование собственных упругих и гидроупругих частот колебаний конструкции начинается с построения ее геометрической модели. Поскольку в данной работе будут рассматриваться пространственные конструкции, состоящие из тонкостенных элементов, для которых отношение толщины элементов конструкции к характерному размеру не превышает $1/10$, применяется теория тонких пластин и оболочек. Поэтому для решения задачи используется треугольный упругий оболочечный КЭ с тремя узлами. Элемент в каждом узле имеет шесть степеней свободы: перемещения в направлении осей X, Y, Z и повороты вокруг осей X, Y, Z. Расположение узлов элемента I, J и K и система координат показаны на рис 1.

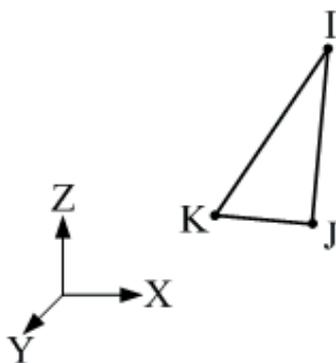


Рис. 1. Треугольный элемент

Далее, создается конечноэлементная модель объема воды, контактирующей с конструкцией, при этом используется четырехузловой пространственный КЭ. Данный элемент предназначен для описания акустических свойств жидкости, а также её динамического взаимодействия с упругой конструкцией. Узлы элемента имеют четыре степени свободы: перемещения по координатам X, Y, Z и давление.

Расположение узлов I, J и K и система координат элемента показаны на рис 2.

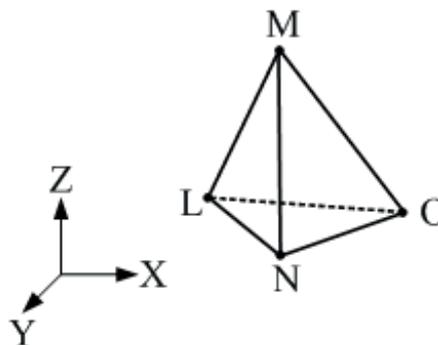


Рис. 2. Пространственный тетраэдральный элемент

С помощью таких элементов описывается поведение жидкости, решаются задачи о собственных колебаниях гидроупругих систем. Связь оболочечной конечноэлементной модели с акустическими элементами осуществляется с помощью граничных элементов. Кроме того, задаются условия закрепления конструкции.

Для отыскания собственных частот в вакууме используется алгоритм Ланцоша. При решении системы алгебраических уравнений учитывается разреженность матриц. Метод Ланцоша особенно эффективен при отыскании собственных частот в заданной части спектра собственных значений механической системы. Для определения собственных частот с учетом влияния жидкости используется метод анализа несимметричных алгебраических систем, так как в этом случае матрицы масс и жесткости несимметричны [9].

Возможность предлагаемого подхода, а также достоверность результатов, получаемых на его основе, показаны на примере расчета собственных частот колебаний цилиндрического резервуара и конической оболочки, заполненных водой.

4. Метод решения

Собственные колебания конструкции в вакууме совершаются при отсутствии внешних сил. Будем считать, что демпфирование также отсутствует, тогда матричное уравнение движения конструкции, имеет вид

$$M\ddot{v} + Kv = 0, \tag{1}$$

где M – матрица масс конструкции; K – матрица жесткости конструкции; v – вектор узловых перемещений.

Решение данного уравнения ищем в виде

$$v = w \cos \omega t, \tag{2}$$

где ω – частота колебаний; w – матрица-столбец, которая содержит амплитудные значения перемещений и называется формой колебаний.

Собственные колебания характеризуются совокупностью значений собственных частот ω_i и форм w_i [10].

В данном случае задача заключается в отыскании нескольких низших частот и соответствующих им форм колебаний.

Подставив (2) в (1), приходим к уравнению

$$(K - \omega^2 M)w = 0. \tag{3}$$

Это равенство представляет собой систему линейных однородных алгебраических уравнений относительно элементов вектора w . Тривиальное решение этой системы $w = 0$, не представляет интереса, так как на основании (2) в этом случае получим $v = 0$.

Уравнение (3) может иметь нетривиальное решение, если ее определитель равен нулю

$$|K - \omega^2 M| = 0. \tag{4}$$

Значения ω , удовлетворяющие уравнению (4), представляют собой частоты собственных колебаний конструкции. Каждой собственной частоте ω_i соответствует нетривиальное решение w_i системы уравнений

$$(K - \omega_i^2 M)w_i = 0.$$

При гидроупругих колебаниях конструкции в динамический процесс вовлекается жидкость, которая ее омывает, поэтому связанная система уравнений имеет вид

$$\begin{bmatrix} [M^s] & 0 \\ \rho[L]^T & [M^f] \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \ddot{q} \\ \ddot{p} \end{Bmatrix} + \begin{bmatrix} [K^s] & [L] \\ 0 & [K^f] \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} q \\ p \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} 0 \\ 0 \end{Bmatrix}, \tag{5}$$

где $[M^s]$ и $[M^f]$ – матрицы масс оболочечных и акустических КЭ соответственно; $[K^s]$, $[K^f]$ – матрицы жесткости оболочечных и акустических КЭ; $\{q\}$ – вектор обобщенных узловых перемещений; ρ – плотность жидкости; $\{p\}$ – вектор узловых давлений; $[L]$ – матрица связи между граничными элементами конструкции и КЭ акустической среды, определяемая формулой

$$[L] = \int_A \{\Phi\} \{n\}^T \{\Phi'\}^T dA. \tag{6}$$

Здесь $\{\Phi\}$ – функции формы давления в акустическом КЭ; $\{\Phi'\}$ – функции формы перемещений КЭ оболочки; $\{n\}$ – вектор направляющих косинусов нормали к поверхности оболочки, взаимодействующей с водой; A – площадь поверхности соприкосновения между структурными и акустическими КЭ [11].

5. Численные и экспериментальные результаты

Рассматривается открытый цилиндрический сосуд (рис. 3) [12]. Колебания резервуара такого типа изучены на заполненной водой стальной модели размерами: высота $V=0,8$ м, радиус $a=0,285$ м, толщина стенки $h=0,008$ м.

Днище резервуара жестко закреплено.

Для выбора размера КЭ выполнена серия расчетов для оценки сходимости решения.

В табл. 1 приводятся коэффициенты снижения значения частот K_s , полученных на основе предлагаемого подхода, аналитического решения, а также экспериментальные данные, где $K_s = \omega_{жидк} / \omega_{вак}$, приведенные в [12].

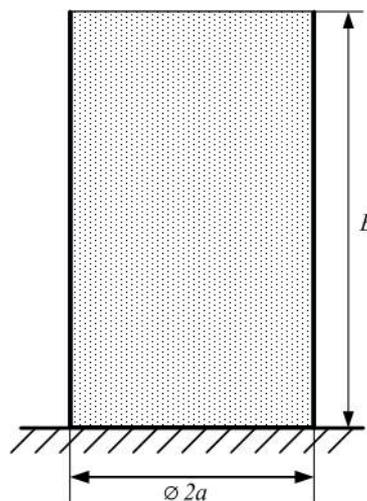


Рис. 3. Открытый резервуар с водой

Таблица 1

Коэффициенты снижения собственных частот K_s при заполнении резервуара жидкостью

n, число узловых меридианов	(K_s) , предлагаемый подход	$(K_s)_{теор.}$ аналитическое решение [12]	$(K_s)_{экспер.}$ экспериментальные данные [12]
2	0,603	0,592	0,62
3	0,659	0,655	0,66
4	0,703	0,695	0,70

Отличие между результатами, полученными на основе предлагаемого подхода и экспериментальными данными, составляет от 0,1 до 2,8 %.

В качестве второго примера исследовалась стальная оболочка, представляющая собой усеченный конус, имеющий высоту $L_1=0,065$ м, диаметр $D=0,246$ м, толщина стенки $h=0,001$ м. Конус жестко закреплен по меньшему основанию, L_2 – расстояние от основания конуса до поверхности воды (рис. 4).

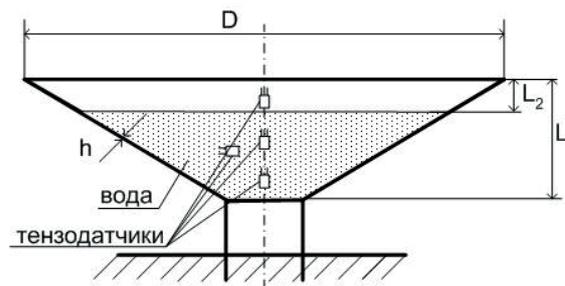


Рис. 4. Коническая оболочка

На внешнюю поверхность конуса наклеиваются тензодатчики (рис. 4). В настоящей работе для этого использованы малобазные (база измерения 1 мм) фольговые тензорезисторы.

На рис. 5 представлена блок-схема экспериментальной установки, которая позволяет регистрировать текущие значения сигнала во времени и измерять временные интервалы с заданной точностью.

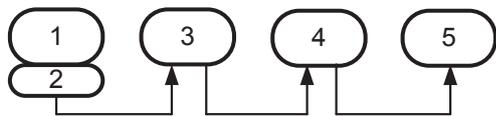


Рис. 5. Блок-схема экспериментальной установки

Сигналы с тензодатчиков (2), наклеенных на оболочку (1), поступают на тензоусилитель (3), который позволяет усилить сигнал милливольтного уровня до уровня сигнала, который способен зарегистрировать аналогово-цифровой преобразователь (АЦП) E20-10 (4), после чего оцифрованный сигнал посредством шины USB 2.0 поступает на ПК (5), где фиксируется зависимость $\epsilon_i = \epsilon_i(t)$, где i – номер датчика, ϵ_i – деформация. Тензоусилитель работает на принципе амплитудной модуляции с несущей частотой 1000 кГц.

Характеристики тензоусилителя:

число измерительных каналов	8;
несущая частота, кГц	1000;
полоса рабочих частот, кГц	0,04–200;
нелинейность АЧХ, дБ (не более)	$\pm 1,2$;
минимальная регистрируемая деформация, ЕОД	$30 \cdot 10^{-6}$;
динамический диапазон, дБ	80;
градуировочный диапазон, ЕОД	$30 \cdot 10^{-6} - 2,4 \cdot 10^{-3}$;
длина рабочих линий, м (не более)	20;
сопротивление используемых тензодатчиков, Ом	50–200.

Характеристики АЦП:

наименование	E20-10
интерфейс	USB 2.0
АЦП, бит	14
Максимальная частота преобразования, МГц	10
каналов АЦП	4
Полоса частот пропускания сигнала каждого канала	0 Гц...1,2 МГц
Типичное отношение сигнал-шум канала АЦП, дБ	73

Колебания оболочки возбуждались путем ударного воздействия. С помощью программы LGraph2 частота и период первого тона колебаний определялись на основе спектрального анализа регистрируемых данных $\epsilon_i = \epsilon_i(t)$.

Прикладная программа LGraph2 предназначена для регистрации, визуализации и обработки аналого-

вых сигналов, записанных с помощью измерительных модулей АЦП. Возможности программы: регистрация данных, визуализация зарегистрированных данных, файловые операции и работа с блоками, обработка данных.

В табл. 2 приведены частоты колебаний усеченного конуса в зависимости от уровня воды L_2 (рис. 4).

Таблица 2

Частоты колебаний конической оболочки

L_2 , см	Частоты, Гц	
	Предлагаемый подход	Экспериментальные данные
вакуум	269	275
3	208	219
0,8	101	109

Максимальное отличие результатов, полученных на основе предлагаемого подхода, от экспериментальных данных составляет 7 %.

6. Выводы

В настоящей работе представлена методика расчета собственных частот упругих и гидроупругих колебаний тонкостенных конструкций.

Для цилиндрического резервуара заполненного жидкостью, исследовано влияние жидкости на частоты колебаний. Результаты расчета по предлагаемой методике сравнивались с аналитическим решением и экспериментальными данными, приведенными в [12]. Коэффициенты снижения собственных частот, полученные по предлагаемой методике, близки к экспериментальным данным и аналитическому решению [12]. Видно, что их расхождение колеблется от 0,1 до 2,8 %.

Аналогичные исследования были проведены для конической оболочки. Численные результаты сравнивались с экспериментальными данными. При этом их различие составило 2 % для колебаний в вакууме и 7 % при наличии жидкости.

Литература

- Мокеев, В. В. О точности схемы приближенного учета сжимаемости жидкости в задачах гидроупругого взаимодействия конструкции с вязкой жидкостью [Текст] / В. В. Мокеев // Известия Челябинского научного центра. – 2003. – № 1 (18). – С. 50–54.
- Morand, H. Fluid Structure Interaction [Text] / H. Morand, R. Ohayon. –Wiley, 1995. – 220 p.
- Everstine, G. C. Finite Element Formulations of Structural Acoustic Problems [Text] / G. C. Everstine // Computers & Structures. – 1997. – Vol. 65, Issue 3. – P. 307–321. doi: 10.1016/S0045-7949(96)00252-0
- Felippa, C. A. Mixed Variational Formulation of Finite Element Analysis of Acoustoelastic / Slosh Fluid–Structure Interaction [Text] / C. A. Felippa, R. Ohayon // Int. J. Num. Meth. Engng. – 1990. – Vol. 4, Issue 1. – P. 35–57. doi: 10.1016/0889-9746(90)90036-5
- Sandberg, G. A. New Strategy for Solving Fluid–Structure Problems [Text] / G. A. Sandberg // Int. J. Numer. Meth. Eng. – 1995. – Vol. 38, Issue 3. – P. 357–370. doi: 10.1002/nme.1620380302
- Мокеев, В. В. О численном решении задачи вынужденных колебаний упругой конструкции, содержащей сжимаемую вязкую жидкость [Текст] / В. В. Мокеев // Динамика, прочность и износостойкость машин. – 1999. – № 7. – С. 11–17.

7. Гнисько, В. И. Собственные колебания оболочек вращения, частично заполненных жидкостью [Текст] / В. И. Гнисько, Е. В. Еселева // Динамика и прочность машин. – 2006. – № 21. – С. 60–65.
8. Клигман, Е. П. Спектральная задача для оболочек с жидкостью [Текст] / Е. П. Клигман, И. Е. Клигман, В. П. Матвеевко // Прикл. механика и техн. физика. – 2005. – Т. 46, № 6. – С. 128–135.
9. Inc. Release Theory Reference [Text] / ANSYS. – 2010.
10. Зенкевич, О. Метод конечных элементов в технике [Текст] / О. Зенкевич. – М.: Мир, 1975. – 541 с.
11. Schroeder, M. Finite element solution of fluid structure interaction problems [Text] / Schroeder, Marcus // Shock & vibration symposium. – San diego, 1975. – P. 1–19.
12. Гонткевич, В. С. Собственные колебания оболочек в жидкости [Текст] / В. С. Гонткевич. – Киев.: Наук. думка, 1964. – 103 с.

Проведено оптимізацію параметрів автобаланси́рів для динамічного зрівноваження крильчатки осьового вентилятора шляхом мінімізації часу настання автобалансування. Знайдено області параметрів, всередині яких час настання автобалансування не перевищує заданий час. Застосовувалася теорія багатofакторних експериментів. Експеримент проводився віртуально в комп'ютерній САПР SolidWorks з використанням модуля Cosmos Motion над створеною 3D-моделлю вентилятора і АВ

Ключові слова: осьовий вентилятор, автобаланси́р, оптимізація параметрів, динамічне балансування, 3D-моделювання, багатofакторний експеримент

Проведена оптимизация параметров автобаланси́ров для динамического уравновешивания крыльчатки осевого вентилятора путем минимизации времени наступления автобаланси́ровки. Найденны области параметров, внутри которых время наступления автобаланси́ровки не превышает заданное время. Применялась теория многофакторных экспериментов. Эксперимент проводился виртуально в компьютерной САПР SolidWorks с использованием модуля Cosmos Motion над созданной 3D-моделью вентилятора и АВ

Ключевые слова: осевой вентилятор, автобаланси́р, оптимизация параметров, динамическая баланси́ровка, 3D-моделирование, многофакторный эксперимент

Ключевые слова: гидроупругие колебания, метод конечных элементов, собственные колебания, спектральный анализ

УДК 62-752+62-755 : 621.634

DOI: 10.15587/1729-4061.2014.30498

ОПТИМІЗАЦІЯ ПАРАМЕТРІВ АВТОБАЛАНСІРІВ ДЛЯ ДИНАМІЧНОГО ЗРІВНОВАЖЕННЯ КРИЛЬЧАТКИ ОСЬОВОГО ВЕНТИЛЯТОРА 3D МОДЕЛЮВАННЯМ

Л. С. Олійніченко
Аспірант*

E-mail: loga_lubov@ukr.net

Г. Б. Філімоніхін

Доктор технічних наук, професор**

E-mail: filimonikhin@yandex.ua

*Кафедра ремонту і експлуатації машин***

**Кафедра деталей машин

та прикладної механіки***

***Кіровоградський національний

технічний університет

пр. Університетський, 8, м. Кіровоград,

Україна, 25006

1. Вступ

Основним джерелом вібрації у вентиляторах є дисбаланс обертових частин у зборі (крильчатка з валом і ротором електродвигуна) [1]. Тому його усувають до початку експлуатації вентилятора статичним чи динамічним балансуванням. Але дисбаланс крильчатки під час експлуатації постійно змінюється через налипання бруду, корозії, зношення під дією твердих абразивних частинок, деформації лопатей під час чищення тощо. Тому обертові частини вентилятора у зборі доцільно

у подальшому автоматично зрівноважувати на ходу у процесі експлуатації автобаланси́вальними пристроями. Дослідження цього процесу з метою оптимізації параметрів пристроїв є актуальною задачею.

2. Аналіз літературних даних

Для зрівноваження на ходу, у процесі експлуатації, швидкообертових роторів знайшли застосування кульові автобаланси́ри (АВ) [2]. Кулі в них з часом самі