



ВІСНИК

**НАЦІОНАЛЬНОГО ТЕХНІЧНОГО
УНІВЕРСИТЕТУ
«ХПІ»**

58'2014

Харків

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ
Національний технічний університет
«Харківський політехнічний інститут»

ВІСНИК

НАЦІОНАЛЬНОГО ТЕХНІЧНОГО УНІВЕРСИТЕТУ «ХПІ»

Серія: Динаміка і міцність машин

№ 58 (1100) 2014

Збірник наукових праць

Видання засноване у 1961 р.

Харків
НТУ «ХПІ», 2014

Вісник Національного технічного університету «ХПІ». Збірник наукових праць. Серія: Динаміка і міцність машин. – Х. : НТУ «ХПІ». – 2014. – № 58 (1100). – 198 с.

Державне видання

**Свідоцтво Держкомітету з інформаційної політики України
КВ № 5256 від 2 липня 2001 року**

Збірник виходить українською та російською мовами.

Вісник Національного технічного університету «ХПІ» внесено до «Переліку наукових фахових видань України, в яких можуть публікуватися результати дисертаційних робіт на здобуття наукових ступенів доктора і кандидата наук», затвердженого Постановою президії ВАК України від 26 травня 2010 р., № 1 – 05/4 (Бюлетень ВАК України, № 6, 2010 р., с. 3, № 20).

Координаційна рада:

Голова: Л. Л. Тovaжнянський, д-р техн. наук, проф.;

Секретар: К. О. Горбунов, канд. техн. наук, доц.;

А.П.Марченко, д-р техн. наук, проф.; Є.І.Сокол, д-р техн. наук, чл.-кор. НАН України;

Є. С. Александров, д-р техн. наук, проф.; А. В. Бойко, д-р техн. наук, проф.;

Ф. Ф. Гладкий, д-р техн. наук, проф.; М. Д. Годлевський, д-р техн. наук, проф.;

А. І. Грабченко, д-р техн. наук, проф.; В. Г. Данько, д-р техн. наук, проф.;

В. Д. Дмитрисенко, д-р техн. наук, проф.; І. Ф. Домнін, д-р техн. наук, проф.;

В. В. Єпіфанов, канд. техн. наук, проф.; Ю. І. Зайцев, канд. техн. наук, проф.;

П. О. Качанов, д-р техн. наук, проф.; В. Б. Клепиков, д-р техн. наук, проф.;

С. І. Кондрашов, д-р техн. наук, проф.; В. М. Кошельник, д-р техн. наук, проф.;

В. І. Кравченко, д-р техн. наук, проф.; Г. В. Лісачук, д-р техн. наук, проф.;

О. К. Морачковський, д-р техн. наук, проф.; В. І. Николаєнко, канд. іст. наук, проф.;

П. Г. Перерва, д-р екон. наук, проф.; В. А. Пуляев, д-р техн. наук, проф.;

М. І. Рищенко, д-р техн. наук, проф.; В. Б. Самородов, д-р техн. наук, проф.;

Г. М. Сучков, д-р техн. наук, проф.; Ю. В. Тимофієв, д-р техн. наук, проф.;

М. А. Ткачук, д-р техн. наук, проф.

Редакційна колегія серії:

Відповідальний редактор: О.К.Морачковський, д-р техн. наук, проф.

Відповідальний секретар: А.Г.Андрєєв, канд. техн. наук, доц.

К.В.Аврамов, д-р техн. наук, проф.; Є.Є.Александров, д-р техн. наук, проф.;

Д.В.Бреславський, д-р техн. наук, проф.; Ю.С.Воробйов, д-р техн. наук, проф.;

А.П.Зиньковський, д-р техн. наук, проф.; Л.В.Курпа, д-р техн. наук, проф.;

Г.І.Львов, д-р техн. наук, проф.; Ю.В.Міхлін, д-р фіз.-мат. наук, проф.;

М.А.Ткачук, д-р техн. наук, проф.; Ю.М.Шевченко, академік НАНУ, д-р техн. наук, проф.

*У квітні 2013 р. Вісник Національного технічного університету «ХПІ», серія «Динаміка і міцність машин», включений у довідник періодичних видань бази даних **Ulrich's Periodicals Directory (New Jersey, USA)**.*

Рекомендовано до друку Вченою радою НТУ «ХПІ».

Протокол № 10 від 28 листопада 2014 р.

ISSN 2078-9130

© Національний технічний університет «ХПІ», 2014

Д.А. БЕСЧЕТНИКОВ, аспирант, НТУ «ХПИ»

ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОЕ ИССЛЕДОВАНИЕ ДЕФОРМАЦИЙ В ОБЛАСТИ ПОВЕРХНОСТНОГО ДЕФЕКТА СТАЛЬНОЙ ЦИЛИНДРИЧЕСКОЙ ОБОЛОЧКИ ПОД ДАВЛЕНИЕМ

Исследование напряженно-деформированного состояния в зоне локальных поверхностных дефектов трубопроводных систем является важной экспериментальной задачей, поскольку результаты исследований необходимы для повышения эффективности существующих методик ремонта с использованием полимерных композитных материалов. В данной работе проводится описание эксперимента по тензометрии стальной цилиндрической оболочки с поверхностным дефектом, и изложение полученных результатов. В качестве оболочки в эксперименте использовался баллон из углеродистой стали, который нагружался внутренним давлением. Цель эксперимента заключалась в изучении распределения деформаций в зоне дефекта.

Ключевые слова: цилиндрическая оболочка, объемный поверхностный дефект, тензометрия.

Введение. На сегодняшний момент для многих стран, обладающих магистральными трубопроводами, остро стоит вопрос об обеспечении их надежности, так как некоторая часть труб в этих системах отработала свой ресурс. Интенсивные исследования [1] показывают, что основной причиной выхода из строя трубопровода являются объемные дефекты, образующиеся в результате коррозии или эрозии поверхности трубы. Одним из современных методов восстановления ресурса трубопроводов – это ремонт с использованием полимерных композитных материалов [2]. Однако, многочисленные стандарты (ISO 13623, EN 14161, ASME B31.4, и мн. др.), связанные с данной методикой ремонта, основаны на упрощенных подходах и не учитывают напряженно-деформированное состояние в области дефекта. Для решения данной проблемы проводится множество теоретических и экспериментальных исследований [3-5], при этом в последних не всегда уделяется достаточное внимание детальному изучению распределения деформаций в зоне дефекта.

Данная работа посвящена изложению результатов эксперимента по измерению деформаций в области поверхностного дефекта цилиндрической оболочки.

1 Постановка задачи и описание экспериментальной установки. Целью эксперимента является получение количественных и качественных данных о распределении деформаций в области объемного дефекта на поверхности стальной цилиндрической оболочки под давлением.

Собранная экспериментальная установка изображена на рис. 1. В качестве цилиндрической оболочки для исследований используется баллон из

© Д.А. Бесчетников, 2014

углеродистой стали для хранения газов (ГОСТ 949-73). Основные характеристики баллона: диаметр $D_b = 140$ мм; толщина стенки $t_b = 5$ мм; рабочее давление $P = 10$ МПа. Представленный баллон удовлетворяет требованиям длинной оболочкой. Краевые эффекты, которые возникают в области перехода от сферических частей баллона к цилиндрической, быстро затухают, и не достигают центральной части баллона, где реализуется безмоментное напряженное состояние. Все технические работы по созданию дефекта и измерения проводятся именно в этой части баллона.



Рисунок 1 – Экспериментальная установка:

1 – баллон с дефектом; 2 – плунжерный насос; 3 – измерительный прибор СИИТ-3

Геометрия и размеры дефекта были выбраны исходя из перспективы последующего сравнения экспериментальных данных с результатами аналогичных исследований. В частности, с результатами экспериментальной программы Pipeline research Council International – PRCI [5], а так же результатами эксперимента проводимого в институте электросварки им. Е.О. Патона НАН Украины в рамках европейского проекта «INNOPIPES» 7-й рамочной программы ЕС. Соответствие между размерами экспериментальных образцов и размерами дефектов устанавливается на основе безразмерных параметров подобия λ , λ_c (согласно API 579):

$$\lambda = \frac{1.285 \cdot S_p}{\sqrt{D_b \cdot t_b}}; \quad \lambda_c = \frac{1.285 \cdot C_p}{\sqrt{D_b \cdot t_b}}.$$

Результаты пересчета размеров дефекта для испытуемого в данной работе баллона, а так же его сравнение с образцами из других экспериментальных программ, представлено в табл. 1. Эскиз дефекта показан на рис. 2, а на рис. 3 – схема наклейки тензодатчиков.

Для создания в баллоне внутреннего давления в него закачивается масло при помощи плунжерного насоса (см. рис. 1 поз. 2).

Измерения деформаций в области дефекта осуществляется при помощи

метода тензометрии, который наиболее эффективен и экономически целесообразен для данной экспериментальной работы. В измерительной схеме используются проволочные тензорезисторы типа 2ПК-Б с базой 5 мм и коэффициентом преобразования $K = 2,1$.

Таблица 1 – Образцы для изучения поверхностных дефектов

Испытуемые образцы	Размеры образца		Размеры дефекта			λ	λ_c
	Диаметр D_b , мм	Толщина t_b , мм	Длина S_p , мм	Ширина C_p , мм	Глубина (40% коррозии)		
Образец в PRCI	323.9	9.5	203.2	152.4	3.8	4.7	3.53
Образец в ИЭС им. Патона	219	6	133	103	2.4	4.71	3.65
Образец в данной работе	140	5	100	80	2	4.8	3.8

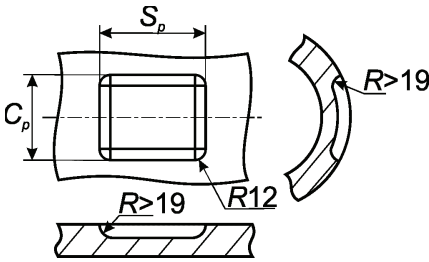


Рисунок 2 – Эскиз дефекта

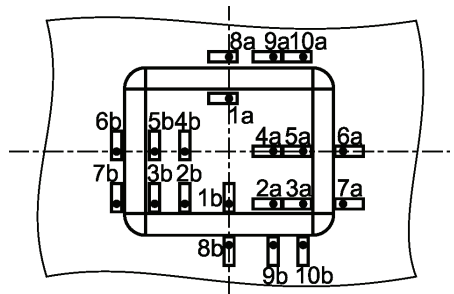


Рисунок 3 – Схема наклейки тензодатчиков

Коэффициент преобразования датчика K (или коэффициент тензочувствительности) – это отношение выходного сигнала с датчика в виде относительного изменения его сопротивления к входному в виде деформации: $K = (\Delta R/R)/\epsilon$. Зная коэффициент чувствительности и относительное изменение сопротивления датчика, можно вычислить его деформацию.

Измерительные датчики устанавливались согласно схеме на рис. 3. Поскольку представленный дефект симметричен, то и напряженно-деформированное состояние в его области так же симметрично. НДС пар точек 1a-1b, 2a-2b, 3a-3b, 4a-4b, ..., 10a-10b абсолютно идентично. В каждой паре точек есть два тензодатчика, один из которых установлен вдоль оси баллона, а другой по окружному направлению. Снимая показания с датчиков каждой пары можно определить осевую и окружную деформации для каждой пары точек. Все тензодатчики включены в электроизмерительную цепь согласно документации на прибор СИИТ-3, к которому они подключаются (см. рис.1 поз.3).

2 Проведение эксперимента и анализ результатов. После сборки экспериментальной установки была проведена серия экспериментов, состоящая из 7-ми измерений, в которых баллон подвергался давлению в 1.5 МПа. Ре-

зультаты измерений после соответствующей статистической обработки [6] представлены в табл. 2.

Для определения границ доверительного интервала измерений деформации использовался закон Стьюдента, который наиболее адекватно описывает распределение выборочных характеристик в случае небольшого числа замеров [6]. Заметим, что разброс измерений для точек 3а, 6а и 7а получился весьма большим, поэтому в дальнейшем анализе исключим их из рассмотрения. Из остальных результатов наблюдаем, что деформации внутри контура дефекта выше, чем деформации вне его контура.

Таблица 2 – Результаты измерений деформаций

Точка измерений	Направление деформации	Показания прибора $(\Delta R/R) \times 10^6$	K	Величина деформации $\varepsilon = (\Delta R/R)/K$	Доверительный интервал с вероятностью 95%
1а	осевое	74.85996	2.1	3.56E-05	$\pm 2.04E-06$
2а	осевое	89.71903	2.1	4.27E-05	$\pm 4.60E-06$
3а	осевое	80.57648	2.1	3.84E-05	$\pm 2.31E-05$
4а	осевое	93.14795	2.1	4.44E-05	$\pm 4.33E-06$
5а	осевое	112.5814	2.1	5.36E-05	$\pm 3.74E-06$
6а	осевое	6.857184	2.1	3.27E-06	$\pm 1.75E-06$
7а	осевое	18.85759	2.1	8.98E-06	$\pm 3.78E-06$
8а	осевое	56.00193	2.1	2.67E-05	$\pm 3.67E-06$
9а	осевое	49.71662	2.1	2.37E-05	$\pm 3.80E-06$
10а	осевое	50.85881	2.1	2.42E-05	$\pm 3.78E-06$
1b	окружное	372.6418	2.1	1.77E-04	$\pm 4.30E-06$
2b	окружное	332.6129	2.1	1.58E-04	$\pm 3.90E-06$
3b	окружное	322.3377	2.1	1.53E-04	$\pm 3.49E-06$
4b	окружное	345.7746	2.1	1.65E-04	$\pm 3.95E-06$
5b	окружное	338.9152	2.1	1.61E-04	$\pm 3.30E-06$
6b	окружное	212.0225	2.1	1.01E-04	$\pm 3.52E-06$
7b	окружное	240.6007	2.1	1.15E-04	$\pm 2.89E-06$
8b	окружное	*	2.1	*	*
9b	окружное	117.1504	2.1	5.58E-05	$\pm 2.94E-06$
10b	окружное	124.5794	2.1	5.93E-05	$\pm 3.58E-06$

* Датчик вышел из строя

Таблица 3 – Теоретические коэффициенты концентрации напряжений

Точка	Направление напряжения	Величина напряжения, МПа		Коэффициент концентрации
		номинальное	при наличии дефекта	
1а-1b	осевое	6.67	30	4.49
	окружное	22.2	51.7	2.32
5а-5b	осевое	6.67	33	4.94
	окружное	22.2	49.5	2.22
6а-6b	осевое	6.67	12.5	1.88
	окружное	22.2	27.6	1.24

Для точек, которые лежат на осях симметрии дефекта, главная система координат напряженно-деформированного состояния совпадает с цилиндрической системой координат баллона. Вычислив главные напряжения для этих точек, через осевую и окружную деформации, можно получить теоретические коэффициенты концентрации относительно номинальных напряжений для баллона без дефекта (вычисленные по безмоментной теории). Результаты расчетов для некоторых точек собраны в табл. 3.

Выводы. В статье выполнено описание эксперимента по изучению деформаций в области дефекта на поверхности стальной цилиндрической оболочки. Посчитаны коэффициенты концентрации напряжений в некоторых опасных точках зоны дефекта. Полученные результаты могут быть полезными при проектировании ремонтных систем для восстановления несущей способности трубопроводов, ослабленных внешними дефектами.

Список литературы: 1. Assessing the case for EU legislation on the safety of pipelines and the possible impacts of such initiative : final report [electronic resource] // European Commission : site of European Commission. – URL: http://ec.europa.eu/environment/seveso/pdf/study_report.pdf. 2. Md Shamsuddoha, Md Maiunul Islam, at al. Effectiveness of using fibre-reinforced polymer composites for underwater steel pipeline repairs // Comp. struc. : Elsevier, 2013. – Rel. 100. – P. 40-54. 3. János Lukács, Gyula Nagy at al. Experimental and numerical investigations of external reinforced damaged pipelines // Procedia engineering : Elsevier, 2010. – Rel. 2. – P. 1191-1200. 4. H.S. da Costa-Mattos, J.M.L. Reis, R.F. Sampaio, V.A. Perrut An alternative methodology to repair localized corrosion damage in metallic pipelines with epoxy resins // Mat. & Des. : Elsevier, 2009. – Rel. 30. – P. 3581-3591. 5. Composite repairs study : program overview [electronic resource] // site devoted to experimental program of PRCI Inc. – URL: <http://compositerepairstudy.com>. 6. М.Н. Степнов Статистические методы обработки результатов механических испытаний : Справочник. – М. : Машиностроение, 1985. – 232 с.

Bibliography (transliterated): 1. Assessing the case for EU legislation on the safety of pipelines and the possible impacts of such initiative : final report. European Commission : site of European Commission. – URL: http://ec.europa.eu/environment/seveso/pdf/study_report.pdf. 2. Md Shamsuddoha, Md Maiunul Islam, at al. Effectiveness of using fibre-reinforced polymer composites for underwater steel pipeline repairs. Comp. struc. : Elsevier, 2013. Rel. 100. 40-54 Print. 3. János Lukács, Gyula Nagy at al. Experimental and numerical investigations of external reinforced damaged pipelines. Procedia engineering : Elsevier, 2010. Rel. 2. 1191-1200 Print. 4. H.S. da Costa-Mattos, J.M.L. Reis, R.F. Sampaio, V.A. Perrut An alternative methodology to repair localized corrosion damage in metallic pipelines with epoxy resins. Mat. & Des. : Elsevier, 2009. Rel. 30. 3581-3591 Print. 5. Composite repairs study : program overview [electronic resource] // site devoted to experimental program of PRCI Inc. – URL: <http://compositerepairstudy.com>. 6. M.N. Stepnov Statisticheskie metody obrabotki rezul'tatov mekhanicheskikh ispytaniy : Spravochnik. Moscow: Mashinostroenie, 1985. 232 Print.

Поступила (received) 03.10.2014

А.А. ВОДКА, канд. техн. наук, НТУ «ХПИ»;
Д.К. ТИХИЙ, студент, НТУ «ХПИ»;
А.И. ТРУБАЕВ, канд. техн. наук, НТУ «ХПИ»;
Ю.Н. УЛЬЯНОВ, канд. техн. наук, НТУ «ХПИ»

ИССЛЕДОВАНИЕ ДИНАМИЧЕСКИХ ХАРАКТЕРИСТИК ТРУБОПРОВОДА В УСЛОВИЯХ ЛАБОРАТОРНОГО ЭКСПЕРИМЕНТА

Целью данной работы является экспериментальное определение параметров давления потока жидкости, собственных частот, декрементов колебаний и ускорений отдельных отрезков трубопровода, совершающего вынужденные колебания, вызванные пульсациями рабочего тела. Теоретические результаты были получены на основе конечно-элементного подхода с применением стержневой и оболочечной моделей и разных методов расчета.

Ключевые слова: трубопровод, пульсирующее давление жидкости, декремент колебаний, собственные частоты, напряжения, ускорение, метод конечных элементов.

Введение

Динамические характеристики трубопроводных систем во многом определяют их надежность и гарантированный ресурс работы. Повышенная вибрация может привести к усталостному разрушению трубопровода и аварийным ситуациям, связанным с выходом из строя различного оборудования. Изучению этой проблемы посвящено большое количество публикаций [1-10], однако на сегодняшний день полного решения не получено ввиду того, что каждая трубопроводная система является по своему уникальной. Для успешного численного решения таких задач и ответа на вопрос об адекватности конкретной расчетной модели необходимо проведение всестороннего экспериментального анализа системы, учитывающего ее технические особенности, физическое состояние и условия эксплуатации.

Одним из основных источников вибрации трубопроводов, используемых в разных отраслях промышленности, является пульсация потока транспортируемой среды. В настоящей работе проведено экспериментальное определение параметров давления потока жидкости, собственных частот, декрементов колебаний и ускорений отдельных отрезков трубопровода, совершающего вынужденные колебания, вызванные пульсациями рабочего тела. Экспериментальные данные сопоставлены с расчетными значениями, полученными с использованием метода конечных элементов. Представлены результаты по оценке точности параметров, полученных с использованием различных моделей.

Экспериментальная установка

Натурные исследования проводились на лабораторной экспериментальной установке (рис. 1), включающей в себя трубопровод (поз. 1), датчик давления (поз. 2), вибродатчик (поз. 3), соединительные шланги (поз. 4), резервуар с водой (поз. 5), нагнетательный насос (поз. 6) и компьютер с блоком внешнего многоканального аналого-цифрового преобразователя. Датчики давления и вибрации являются составными элементами разработанного авторами измерительного комплекса «Ультра-В-1» [11]. Геометрическая схема трубопровода показана на рис. 2. Незаштрихованными стрелками показаны места расположения опор – позиции 1, 2. Трубопровод изготовлен из стали марки Ст3. Характеристики материала приведены в табл. 1. Транспортируемая по трубопроводу среда – пресная вода.

Таблица 1 – Характеристики материала

Характеристика	Е, Па	ν	ρ , кг/м ³	σ_T , МПа	σ_B , МПа
Значения	$2,1 \cdot 10^{11}$	0.3	7800	240	420

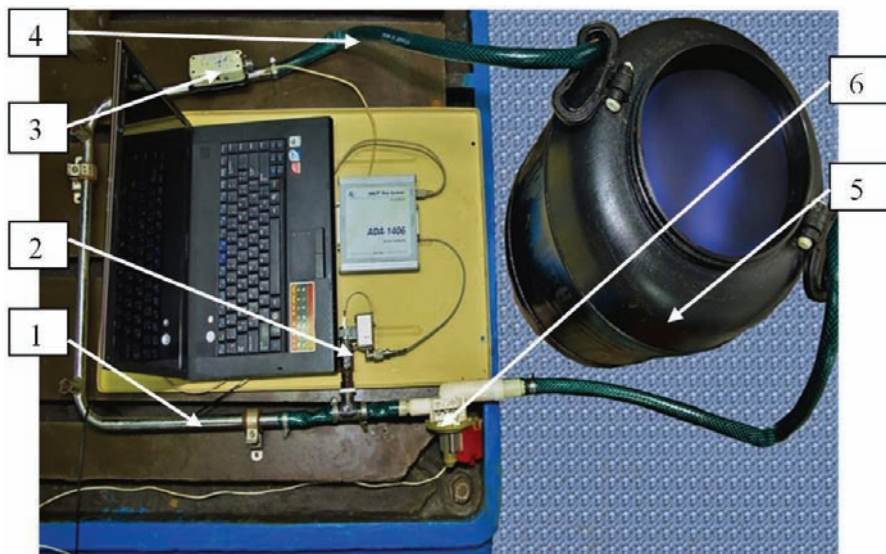


Рисунок 1 – Общий вид экспериментальной установки

Калибровка датчиков Проведению экспериментальных исследований предшествовала калибровка датчиков. Методика калибровки вибродатчика аналогична описанной в работе [11]. Калибровка датчика давления производилась на лабораторном макете (рис. 3), включавшем контрольный стрелочный вольтметр (поз. 1), измерительный цифровой вольтметр (поз. 2), собственно электронный манометр (поз. 3) и поршневой элемент установки давления с образцовым манометром (4).

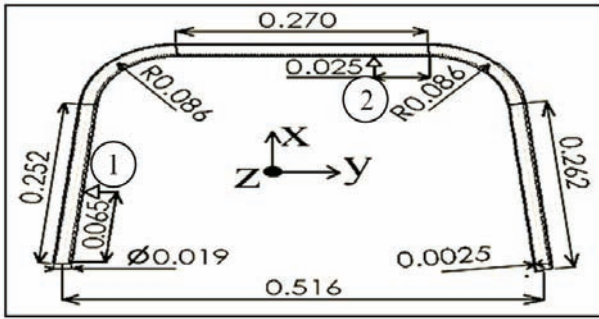


Рисунок 2 – Геометрия трубопровода

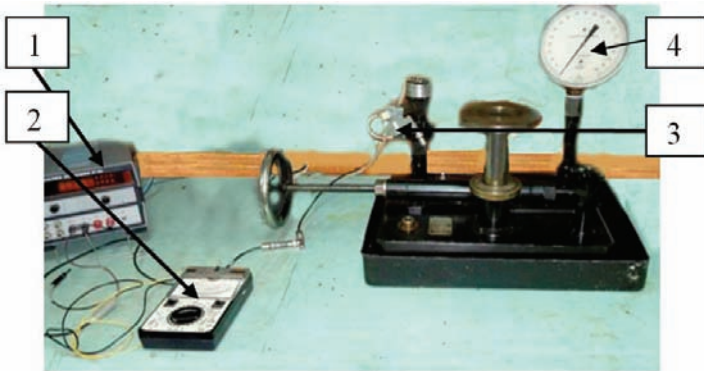


Рисунок 3 – Общий вид лабораторного макета для калибровки датчика давления

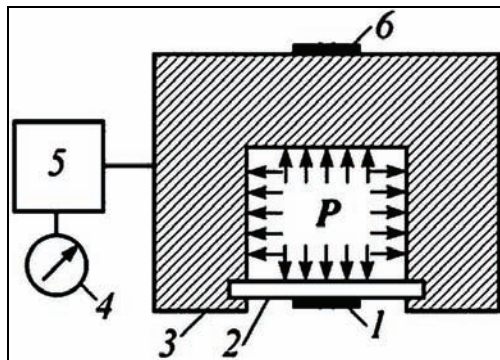


Рисунок 4 – Измерительная схема установки: 1 – рабочий мембранный тензорезистор; 2 – мембрана; 3 – корпус; 4 – манометр; 5 – гидравлическая система; 6 – компенсационный тензорезистор

Измерительная схема установки для испытания датчика давления представлена на рис. 4. Схема содержит рабочий мембранный и компенсацион-

ный тензорезисторы, смонтированные на корпусе, который нагружается внутренним давлением P с помощью гидравлической системы. Рабочий датчик находится на упругой деформируемой мембране, а компенсационный – на недеформируемой части корпуса, тензорезисторы включены по полумостовой схеме, входящей в измеритель статической деформации типа ИСД-3. Давление в гидравлической системе контролируется образцовым манометром.

Полученный с помощью описанного лабораторного макета калибровочный график датчика давления представлен на рис. 5.

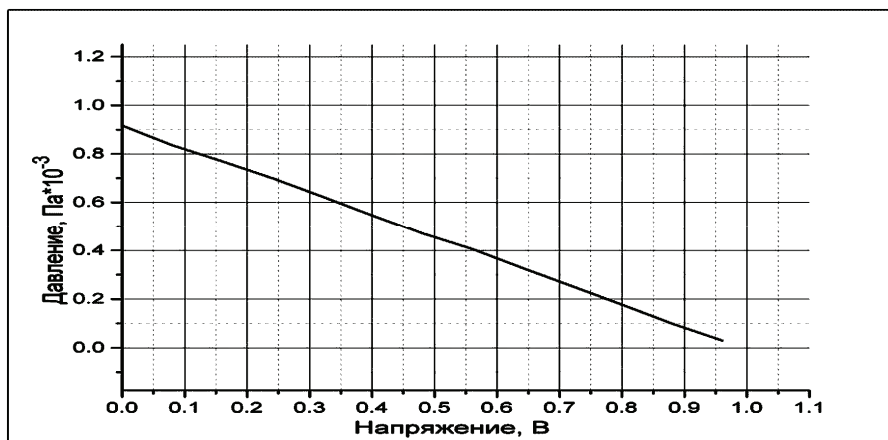


Рисунок 5 – Амплитудная характеристика датчика давления

Полученный график аппроксимировался следующим уравнением, которое использовалось в дальнейшем для калибровки датчика:

$$p = -1,09 U + 0,92 P. \quad (1)$$

Результаты экспериментальных исследований

При проведении эксперимента в резервуар с водой погружался нагнетательный электронасос; производились замеры давления на входе и на выходе системы – в точках 1,8 (рис. 6), а также замеры виброускорений на выходе (точка 8). Осциллографирование выходного сигнала датчика давления дало основание определить закон изменения давления в трубопроводе как:

$$p(x, y, t) = p_0(x, y) + p_1(x, y) \sin(\omega t), \quad (2)$$

где величины среднего p_0 и амплитудного значений p_1 приняты изменяющимися вдоль оси трубопровода по линейному закону.

На основе линейной аппроксимации найден характер распределения давления по трубопроводу (рис. 6, табл. 2). Спектр пульсаций давления представлен на рис. 7. Доминирующей является частота пульсации в 100 Гц, меньший вклад в процесс вносят кратные ей частоты 200 и 300 Гц.

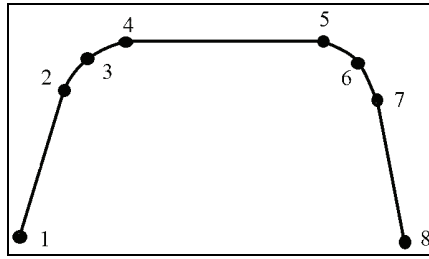


Рисунок 6 – Схема точек определения давления в трубе

Таблица 2 – Распределение давления по трубопроводу

Номер точки трубопровода	1	2	3	4	5	6	7	8
Значение давлений, среднее p_0 , кПа	12,5	7,9	6,7	5,5	0,7	-0,6	-1,8	-6,5
Значение давлений, амплитудное p_1 , кПа	47,5	37,1	34,2	31,3	20,1	17,2	14,4	3,5

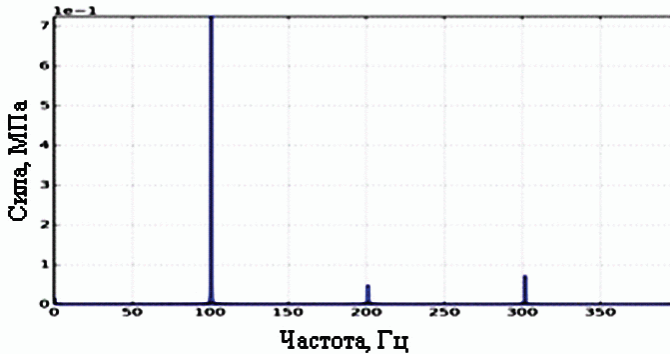


Рисунок 7 – Спектр давлений

По методике, приведенной в [4], определены три первые частоты собственных колебаний конструкции: 17.7, 34.5, 60.5 (Гц). Определены амплитуды виброускорений, вызванных пульсацией давления потока жидкости (рис. 8) в точке 8 (рис. 6). В колебательном процессе вдоль оси Z доминирует частота 200 Гц, а вдоль осей X и Y – частота 100 Гц и уровень вибрации по этим направлениям является преобладающим.

Важным аспектом анализа динамического поведения является определение амплитуд вынужденных колебаний. На значения амплитуд колебаний в значительной мере оказывают влияние параметры демпфирования системы. Простым, с точки зрения экспериментального определения, параметром является логарифмический декремент затухания, определяемый соотношением:

$$\delta = \frac{1}{n} \ln \frac{a(t)}{a(t+nT)}, \quad (3)$$

где n – число периодов между точками отсчета, $a(t)$ – исследуемый сигнал, T – период.

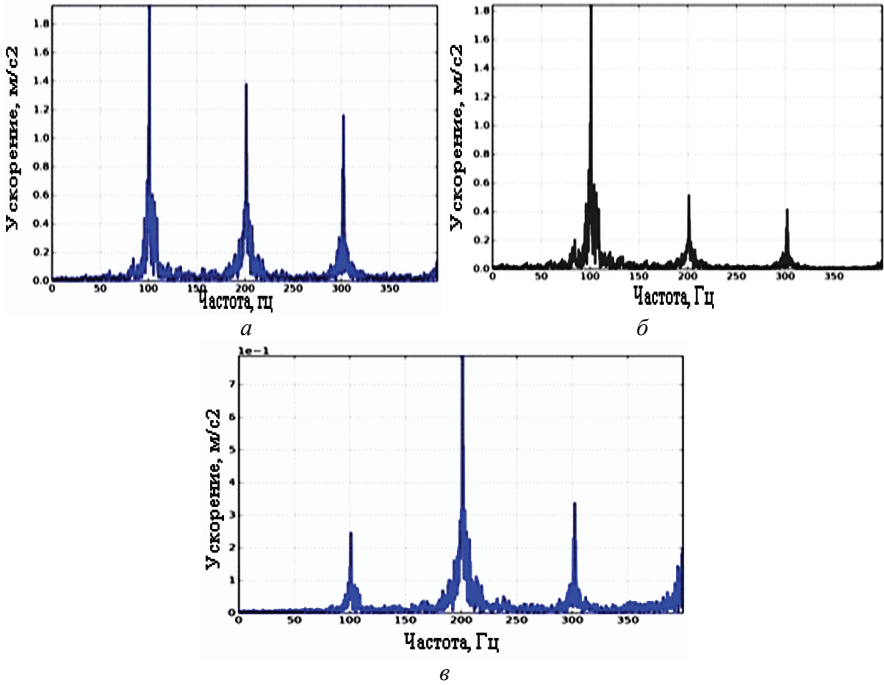


Рисунок 8 – Спектры ускорений: a – ось X ; b – ось Y ; v – ось Z

Для использования модели модального демпфирования необходимо определить коэффициент демпфирования (ξ_i), который связан с декрементом затухания посредством соотношения (4), где индекс i указывает на номер формы колебаний. Коэффициент демпфирования может быть выражен через параметры рэлеевской модели трения (α и β) (5), которые, в свою очередь, связаны с глобальной матрицей демпфирования (7) посредством соотношения (6). В выражении (5) p_i – частота собственных колебаний. В формуле (6) $[C]$, $[M]$, $[K]$ – матрицы демпфирования, инерции и жесткости конструкции соответственно:

$$\xi_i = \frac{\delta_i}{\sqrt{4\pi^2 + \delta_i^2}}; \quad (4)$$

$$\xi_i = \frac{\alpha}{2} \frac{1}{p_i} + \frac{\beta}{2} p_i; \quad (5)$$

$$[C] = \alpha[M] + \beta[K]. \quad (6)$$

Для определения коэффициента демпфирования в экспериментальной установке возбуждались свободные колебания трубопровода (рис. 9) и определялись логарифмические декременты колебаний (табл. 3), согласно соотношению (3), с использованием записей акселерограмм свободных колебаний вдоль осей X, Y и Z, соответственно.

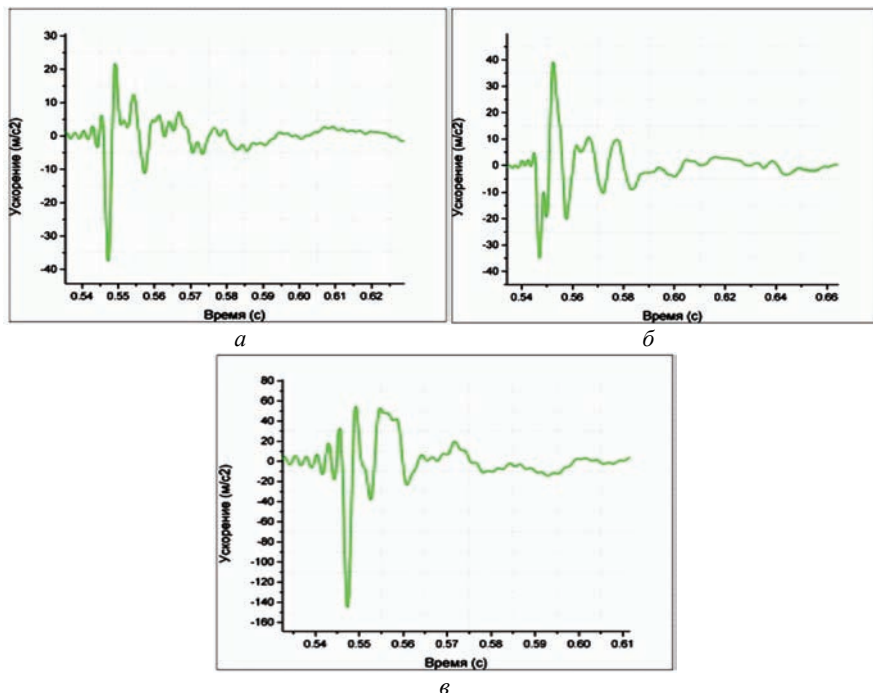


Рисунок 9 – Акселерограммы свободных колебаний: а – ось X; б – ось Y; в – ось Z

Таблица 3 – Логарифмические декременты колебаний

Число периодов n	δ по акселлерограмме вдоль оси X	δ по акселлерограмме вдоль оси Y	δ по акселлерограмме вдоль оси Z
1	0,405	0,405	0,419
2	0,405	0,405	0,423
3	0,37	0,37	0,418

Расчетные данные получены на основе метода конечных элементов с использованием оболочечной и стержневой моделей. В первом случае использовался элемент тонкой оболочки, во втором – прямолинейный стержень кольцевого поперечного сечения.

Уравнение движения конечно-элементной модели конструкции имеет вид:

$$[M]\{\ddot{y}\} + [C]\{\dot{y}\} + [K]\{y\} = \{F(t)\}, \quad (7)$$

где $\{y\}$ – вектор узловых перемещений, $\{F(t)\}$ – вектор внешних сил, вызванных действием внутреннего давления.

В связи с отсутствием информации о жесткости опор (см. рис. 2) их величины были найдены из условия соответствия теоретических и экспериментальных значений трех первых собственных частот. Результаты расчетов приведены в табл. 4.

Таблица 4 – Значение жесткостей опор

Номер опоры	C_x , Н/м	C_y , Н/м	C_z , Н/м
1	$1 \cdot 10^7$	$8,8 \cdot 10^6$	10800
2	$1 \cdot 10^7$	$8,8 \cdot 10^6$	10800

Для определения оценки влияния внутреннего давления на спектр собственных частот проведено исследование статической прочности конструкции (оболочечная модель), которое описывается уравнением (8). Значение статического давления – 12,5 кПа, соответствующее максимальному среднему значению на входе, принималось постоянным по длине трубопровода. Результаты приведены на рис. 10-11 и в табл. 5.

$$[K]\{y\} = \{F\}. \quad (8)$$

Как следует из табл. 5, погрешность по значениям перемещений и напряжений не превысила 1 %.

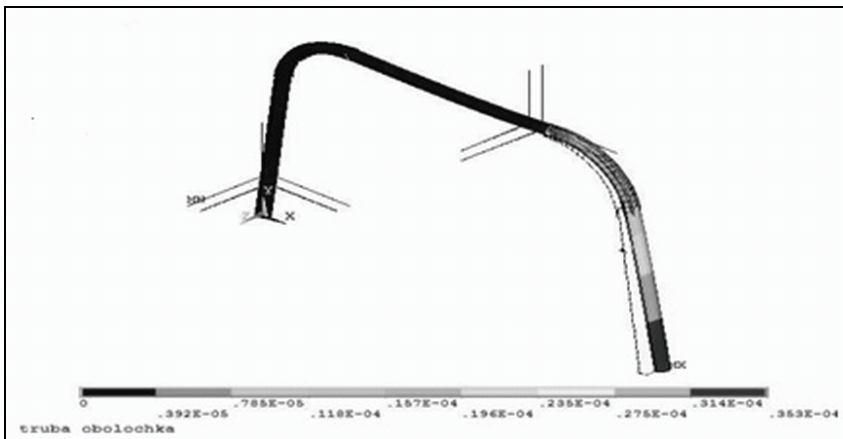


Рисунок 10 – Суммарные перемещения, м

Результаты расчета напряженно-деформированного состояния трубопровода вызванного действием статического давления приведены в табл. 5.

Для проверки достоверности полученных результатов номинальные напряжения были определены аналитически по соотношению (9).

$$\sigma_{\text{ном}} = \frac{pr}{h}, \quad (9)$$

где r – радиус срединной поверхности трубы; h – толщина трубы; p – внутреннее давление в трубопроводе.

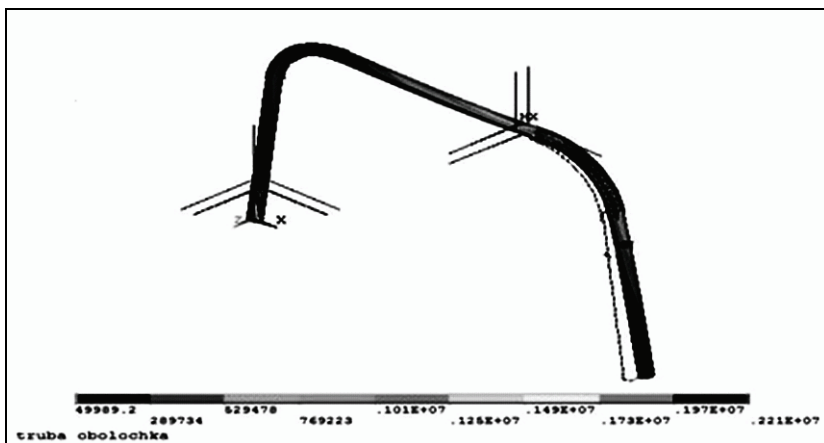


Рисунок 11 – Эквивалентные напряжения по критерию Мизеса, Па

Таблица 5 – Результаты статического расчета

Размер элемента, м	0.01	0.009
Эквивалентные напряжения по Мизесу (номинальные), кПа	54,56	49,99
Эквивалентные напряжения по Мизесу (максимальные), МПа	2,2	2,21
Суммарные перемещения (максимальные), м	$3,53 \cdot 10^{-5}$	$3,54 \cdot 10^{-5}$

Значение номинальных напряжений составило 52,78 кПа. Погрешность численного решения не превышает 5 %.

В табл. 6 приведены частоты собственных колебаний трубопровода, полученные на основании различных моделей. Данные, полученные с использованием стержневой и оболочечной моделей отличаются не более, чем на 7 %. На рис. 12 приведены формы собственных колебаний, полученные с использованием оболочечной модели. Наблюдается практически полная идентичность с формами, полученными по стержневой модели.

Расчет собственных колебаний с применением различных конечно-элементных моделей показал достаточно хорошую сходимость с данными экспериментов. Результаты представлены в табл. 7. Наибольшее значение относительной погрешности для стержневой модели составило 3,9 %, а для оболочечной – 4,9 %.

Расчет вынужденных колебаний проведен с учетом рассеяния энергии

по гипотезе модального демпфирования. На базе стержневой модели выполнен гармонический анализ колебаний трубопроводной системы, вызванных пульсацией давления жидкости, с учетом предварительного напряженного состояния, связанного с действием постоянной составляющей давления p_0 . Силы, вызывающие вибрацию стержневой модели, возникают на криволинейных участках трубопровода (рис. 13). Их амплитудные значения определяются соотношением следующего вида [1]:

$$Q_1 = Q_2 = p(x, y)\pi r^2, \tag{10}$$

где r – внутренний радиус трубы.

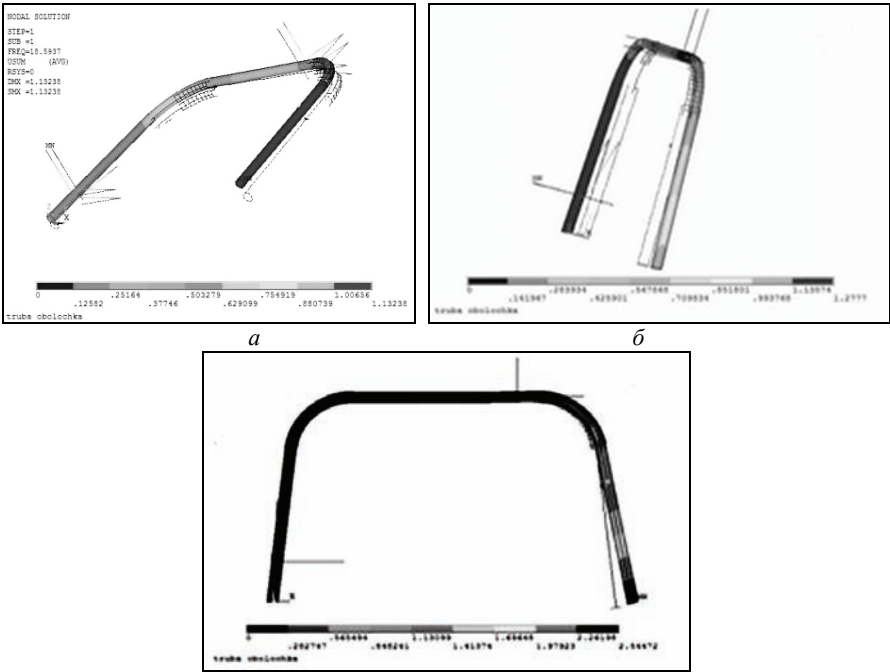


Рисунок 12 – Формы собственных колебаний:
 а – первая форма; б – вторая форма; в – третья форма

На основе полученного распределения давлений (табл. 2) определены значения гидродинамических сил (табл. 8) в криволинейных фрагментах системы (рис. 6), которые согласно соотношению (1) имеют статическую и динамическую составляющие.

Наибольшие перемещения зафиксированы в точке 8 (рис. 6). На рис. 14 представлена амплитудно-частотная характеристика (АЧХ) перемещений в точке 8. Позиции 1 соответствует АЧХ перемещений вдоль оси Y , позиции 2-

вдоль оси X. Максимум соответствует 3-ей собственной частоте. Заметим, что колебания вдоль вертикальной оси Z не возбуждаются. Это обусловлено тем, что именно третья форма колебаний связана с деформированием трубопровода в плоскости XY.

Таблица 6 – Собственные частоты трубопровода, полученные численно

№ частоты \ Модель	Стержневая модель, Гц	Оболочечная модель, Гц	Разница между стержневой и оболочечной моделями, %
1	18.21	18.59	2
2	35.09	36.99	5
3	62.96	58.56	6.9
4	90.14	89.89	0.5
5	146.27	137.84	5.8
6	266.1	250.66	5.8
7	370.28	351.96	4.9
8	464.44	449.24	3.28
9	496.55	487.08	1.9
10	672.95	634.99	5.6

Таблица 7 – Сопоставление расчетных и измеренных значений частот собственных колебаний

№ частоты	Оболочечная модель, Гц	Стержневая модель, Гц	Эксперимент, Гц	Погрешность оболочечной модели, %	Погрешность стержневой модели, %
1	18,59	18,21	17,7	4,8	2,8
2	36,98	35,09	34,5	4,9	1,7
3	58,56	62,96	60,5	3,2	3,9

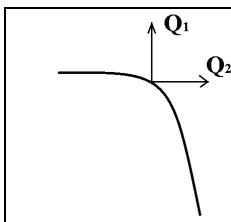


Рисунок 13 – Гидродинамические силы, действующие на криволинейном фрагменте трубы

Таблица 8 – Значения гидродинамических сил

Номера точек	Статическая составляющая, $Q_{ст}$, Н	Амплитудное значение динамической составляющей, $Q_{дин}$, Н
3	2,06	7,84
6	1,07	0,58

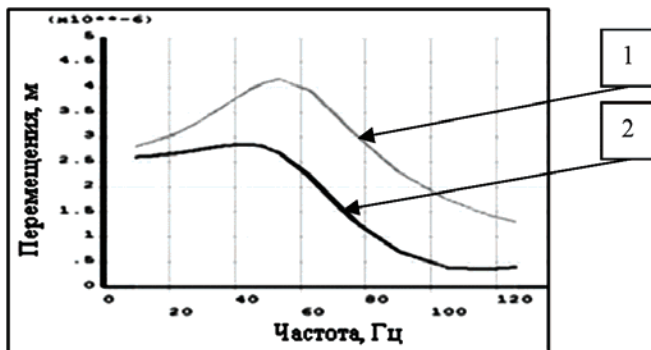


Рисунок 14 – АЧХ по осям X, Y

Согласно проведенному анализу переходных процессов, с учетом нестационарного закона изменения давления (2), наибольшие ускорения зафиксированы в точке 8 (рис. 15). Ускорения осциллируют с частотой 100 Гц, что отвечает спектру давления, приведенному на рис. 7. В табл. 9 показаны результаты гармонического анализа по стержневой модели и данные анализа переходных процессов по оболочечной модели в сопоставлении с результатами экспериментов.

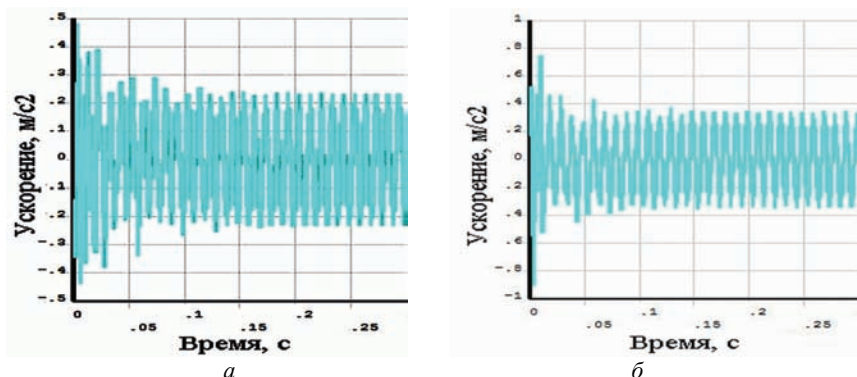


Рисунок 15 – Ускорения в точке 8 по оси X, Y: а – ось X; б – ось Y;

Таблица 9 – Максимальные ускорения в трубопроводе

Направление измерений	Анализ переходных процессов, оболочечная модель, м/с ²	Гармонический анализ, стержневая модель, м/с ²	Эксперимент, м/с ²
X	0.24	0.28	0.24
Y	0.35	0.25	1.8

Выводы Проведено расчетно-экспериментальное исследование динамических характеристик трубопроводной системы, с пульсирующим потоком

жидкости с использованием различных конечно-элементных моделей и методов расчета вынужденных колебаний.

Полученные результаты свидетельствуют об адекватности стержневой и оболочечной моделей при нахождении собственных частот и решении задачи о вынужденных колебаниях трубопроводов в перемещениях.

Планируется проведение дополнительных экспериментальных исследований для выяснения источников полученных различий в теоретических и экспериментальных значениях ускорений в направлении оси Y .

Список литературы: 1. *Гладких П.А., Хачатурян С.А.* Вибрации в трубопроводах и методы их устранения. – М.: 1959. 2. *Ковревский А.П.* Экспериментальные и теоретические исследования собственных колебаний труб, содержащих протекающую жидкость // Изв. вузов. Энергетика. – 1964. – С. 54-59. 3. Экспериментальные исследования параметрических колебаний участков трубопроводов с движущимся потоком пульсирующей жидкости / *А.М. Старов, В.П. Олейник* // Динамика систем, несущих подвижную распределенную нагрузку. Темат. сборник науч. трудов. – Х.: 1982. – Вып. 3. – С. 107-114. 4. *Светлицкий В.А.* Механика трубопроводов и шлангов. – М.: Машиностроение, 1982. – 208 с. 5. *Нестеров С.В., Акуленко Л.Д., Коровина Л.И.* Поперечные колебания трубопровода с равномерно движущейся жидкостью // Докл. АН. – 2009. – Т. 427. № 6. – С. 781-784. 6. *Paidoussis M.P., Issid N.T.* Dynamic stability of pipes conveying fluid // J. Sound and Vibr. – 1974. – V. 33. № 3. – P. 267-294. 7. *Хакимов А.Г., Шакирьянов М.М.* Пространственные колебания трубопровода под действием переменного внутреннего давления. 8. *Вольмир А. С.* Устойчивость деформируемых систем. – М.: Наука, 1967. – 954 с. 9. *Ильгамов М.А., Мишин В.Н.* Поперечные колебания трубы под действием бегущих волн в жидкости // Изв. Академии наук. Механика твердого тела. – 1997. – № 1. – С. 181-192. 10. *Демидов П.Н., Трубаев А.И.* Прогнозирование остаточного ресурса трубопроводов с учетом эрозивно-коррозионного износа // Вісник НТУ «ХПІ». – Х.: НТУ «ХПІ», 2011. – № 52. – С. 34-41. 11. *Водка А.А.* Виброизмерительный комплекс на основе микроэлектромеханического сенсора / *А.А. Водка, А.И. Трубаев, Ю.Н. Ульянов* // Вісник Східноукраїнського Національного університету ім. В. Даля. – Луганськ, 2012. – № 9 (180). Ч.1. – С. 140-147.

Bibliography (transliterated): 1. Gladkih P.A., Hachaturyan S.A. Vibracii v truboprovodah i metody ih ustraneniya. M.: 1959 Print. 2. Kovrevskij A.P. Eksperimental'nye i teoreticheskie issledovaniya sobstvennyh kolebanij trub, soderzhaschih protekayuschuyu zhidkost'. Izv. vuzov. Energetika. 1964. 54-59 Print. 3. Eksperimental'nye issledovaniya parametricheskikh kolebanij uchastkov truboprovodov s dvizhuschimsya potokom pul'siruyuschej zhidkosti. A.M. Starov, V.P. Olejnik. Dinamika sistem, nesuschih podvizhnyuy raspredelennuyu nagruzku. Temat. sbornik nauch. trudov. Kharkiv: 1982. Vyp. 3. 107-114 Print. 4. Svetlickij V.A. Mehanika truboprovodov i shlangov. Moscow: Mashinostroenie, 1982. 208 Print. 5. Nesterov S.V., Akulenko L.D., Korovina L.I. Poperechnye kolebaniya truboprovoda s ravnomerno dvizhuschejsya zhidkost'yu. Dokl. AN. 2009. T. 427. № 6. 781-784 Print. 6. Paidoussis M.P., Issid N.T. Dynamic stability of pipes conveying fluid. J. Sound and Vibr. 1974. Vol. 33. № 3. 267-294 Print. 7. Hakimov A.G., Shakir'yanov M.M. Prostranstvennyye kolebaniya truboprovoda pod dejstviem peremennogo vnutrennego davleniya. 8. Vol'mir A. S. Ustojchivost' deformirumyh sistem. Moscow: Nauka, 1967. 954 Print. 9. Il'gamov M.A., Mishin V.N. Poperechnye kolebaniya truby pod dejstviem beguschih voln v zhidkosti. Izv. Akademii nauk. Mehanika tverdogo tela. 1997. № 1. 181-192 Print. 10. Demidov P.N., Trubaev A.I. Prognozirovanie ostatechnogo resursa truboprovodov s uchetom erozionno-korroziionnogo iznosa. Visnyk NTU «KhPI». Kharkiv: NTU «KhPI», 2011. № 52. 34-41 Print. 11. Vodka A.A. Vibrozimeritel'nyj kompleks na osnove mikroelektromehaniceskogo sensora. A.A. Vodka, A.I. Trubaev, Yu.N. Ul'yanov. Visnyk Skhidnoukrayins'koho Nacional'noho universytetu im. V. Dallya. Luhans'k, 2012. № 9 (180). P. 1. 140-147 Print.

Поступила (received) 30.06.2014

В.М.ГРИЩЕНКО, канд. техн. наук, доцент, НТУ «ХПІ»;
О.С. ТОМІН, студент, НТУ «ХПІ»,
С.Г.ЛОМОВ, канд. техн. наук, доцент, НТУ «ХПІ»;

ДИНАМІЧНІ СКІНЧЕННО-ЕЛЕМЕНТНІ МОДЕЛІ ВАЛІВ ТРАНСМІСІЙНИХ МАШИН В ANSYS

Конструкції машинних агрегатів є різноманітними. До складу силових передач входять такі вузли та деталі як колінчастий вал, зубчасті колеса, планетарні механізми, коробки передач та інші. З ростом швидкостей значно активізуються вібраційні процеси. Прогнозування поведінки таких об'єктів пов'язане з використанням різноманітних розрахункових моделей, методів, програмного забезпечення. Нові можливості надають сучасні скінченно-елементні комплекси як ANSYS, використання тривимірних моделей. Це дає можливість більш адекватно враховувати математичну та і детальну геометричну інформацію. В роботі обговорюються підходи побудови простих еквівалентних моделей всього машинного агрегату як єдиної динамічної системи. В якості приклада розглянуті типові елементи силової передачі вал і система вал-зубчасте колесо. Виконані розрахунки спектра частот при використанні як традиційних дискретних, континуальних, так і скінченно-елементних моделей програмного пакета ANSYS. Порівняння результатів показало, що має місце як задовільна для інженерних розрахунків точність так і деякі відхилення.

Ключові слова: спектр частот, трансмісії, зубчасті колеса, скінченно-елементні моделі.

1 Актуальність проблеми. З ростом енергонасиченості машин та механізмів, зі збільшенням швидкостей значно активізуються вібраційні процеси, що негативно впливають на різні аспекти їх функціонування такі як точність виконання технологічного процесу, ресурс роботи, надійність та інші. Конструкції машинних агрегатів різноманітні і в загальному випадку включають привідні механізми, агрегати та вузли робочої машини, що з'єднані силовою передачею. Їх трансмісії представляють собою складний розгалужений кінематичний ланцюг, в склад якого входять такі вузли та деталі як колінчастий вал, муфти, вали, зубчасті колеса, карданні передачі, планетарні механізми, коробки передач, приводи до механізмів та інші, які поєднані між собою кінематичними парами різних класів (рис. 1, 2).

Небезпека виникнення значних вібрацій має місце в багатьох конструкціях. Тому моделювання динамічних процесів, розробка методів розрахунку величин та характеру динамічних навантажень з урахуванням пружності ланок є важливою складовою процесу проектування. Динаміка машин, що включає в себе різноманітні складні задачі сучасного машинобудування, потребує вдосконалення та розвитку надійних методів розрахунку.

2 Аналіз існуючих підходів динамічного моделювання машин та формування простих економічних моделей ланок. Для створення та модернізації машин необхідна максимальна автоматизація проектно-конструкторсь-

ких та дослідницьких робіт. До найбільш складних та трудомістких відносяться розрахунки вібраційного стану та надійності при динамічних навантаженнях. Розробка САПР припускає наявність розвинутого математичного забезпечення всіх основних видів розрахунків, зокрема, для машин з ДВЗ – крутильних коливань та інших динамічних процесів.

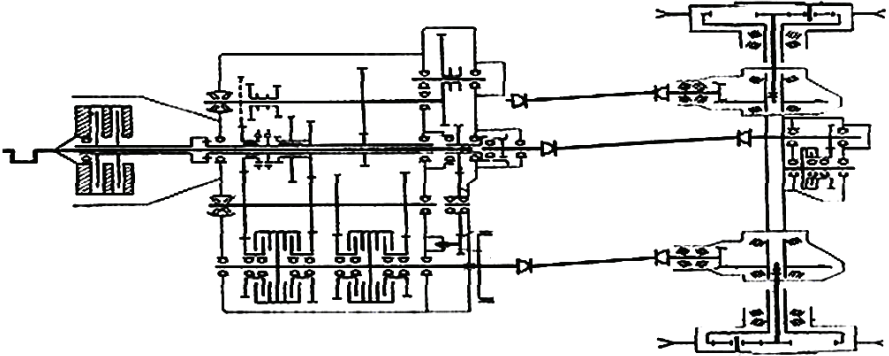


Рисунок 1 – Схема трансмісії трактора

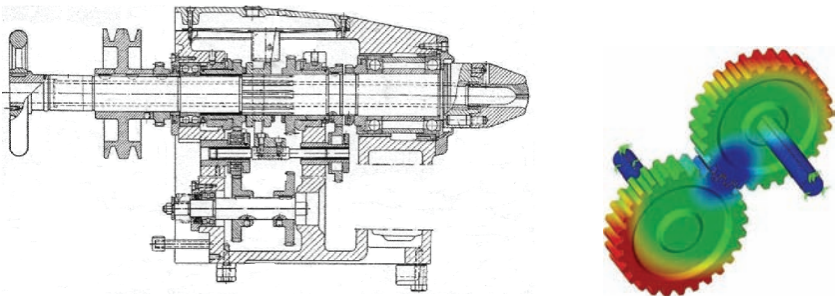


Рисунок 2 – Вузли трансмісії верстата

В практиці теоретичних досліджень та методів розрахунку значно більша увага приділяється моделям окремих елементів а поза увагою залишаються питання взаємопов'язаних динамічних процесів всієї машини. Нові сучасні типи силових установок є надзвичайно складними об'єктами для моделювання. Це системи з великою кількістю степенів вільності, зі значним числом як лінійних так і нелінійних пружних елементів, поєднаних рухомими кінематичними парами різних класів. Розповсюдження вібрацій по таким конструкціям неможливо розглядати ізольовано один від одного, так як машина та приєднані конструкції представляють собою єдину коливальну систему.

Достовірність прогнозування поведінки таких об'єктів пов'язана з використанням адекватних розрахункових моделей, з наявністю ефективних методів вирішення рівнянь в частинних похідних. В силу великого різноманіття

конструкцій та режимів в практиці проведення розрахунків використовуються різні моделі, методи, програмне забезпечення, значна частина яких розроблялась на протязі минулих десятиліть. Прийняті при побудові розрахункових схем спрощення перевірялись досвідом багаторічних досліджень. Загалом розроблений апарат проявив себе як спроможний вирішувати поставлені складні проблеми, дозволяв оперативно задовольняти потреби конструкторських бюро в моделюванні та прогнозуванні поведінки машин. Та треба зауважити, що певною мірою підходи були зорієнтовані на «ручну» роботу.

Обчислювальний процес динаміки складних механічних систем представляється у вигляді послідовних етапів, що тісно пов'язані один з одним, та основний зміст яких не змінюється для різних задач. Він включає, зокрема, питання визначення схеми коливальної системи та побудови для неї дискретної розрахункової моделі; побудови математичної моделі руху машини; розрахунку вільних коливань та інші.

Так, наприклад, крутні системи колінчастих валів автомобільних і тракторних двигунів включають колінчастий вал та пов'язані з ним рухомі маси. Дійсну трансмісію силової установки замінюють еквівалентною їй, яка після приведення представляє собою ланцюгову розгалужену багатомасову систему, подібну тій, що зображена на рис. 3.

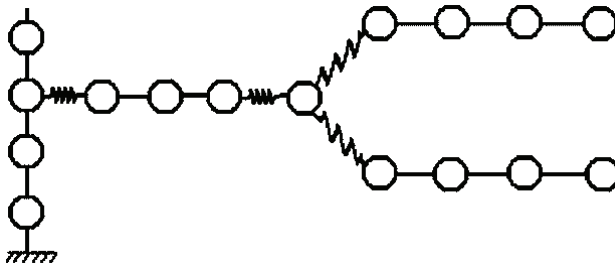


Рисунок 3 – Еквівалентна приведена модель трансмісії трактора

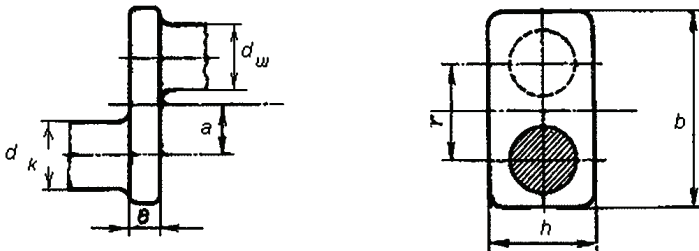


Рисунок 4 – Модель щоки колінчастого вала

Маси колін валу та пов'язаних з ними шатунів і поршнів, маси маховика, зубчастих коліс та інших замінюють еквівалентними зосередженими. Для

обчислення інерційних характеристик, наприклад, шоки колінчастого валу (рис.4), вона в найпростішому випадку представляється у вигляді паралелепіпеда, і її момент інерції відносно осі колінчастого вала $I_{ш}$ може бути таким:

$$I_{ш} = \rho \cdot e \frac{h \cdot b}{12} (h^2 + b^2). \quad (1)$$

Аналогічний підхід використовується для наближеного обчислення інерційно-пружних параметрів інших ланок моделі. Моменти інерції більш складних знаходяться як сума моментів інерції окремих частин.

З позицій сьогодення, в час стрімкого розвитку РС існує можливість в оновленні окремих підходів моделювання динамічної поведінки машин. Такі можливості надають сучасні інформаційні технології. На сьогодні існують різноманітні програмні продукти, які можуть значно полегшити та прискорити процес побудови, розрахунку, а також перевірки отриманих результатів. Це такі стандартизовані на міжнародному рівні скінченно-елементні комплекси як ANSYS та інші.

Оснovo вирішення сучасних проблем механіки складають чисельні методи, головним з яких є метод скінченних елементів (МСЕ) та використання переважно тривимірних моделей машинобудівних конструкцій. Це дає можливість більш адекватно враховувати як математичну інформацію (характер поведінки, історію, взаємодію) так і детальну геометричну інформацію (складну геометрію, граничні умови, характеристики матеріалу, інтенсивні умови роботи та інше). Використання нових технологій значно скорочує частку «ручної» праці, є передумовою автоматизації процесу розрахунків.

З іншого боку вже зараз при обчисленнях складних конструкцій МСЕ виникають ускладнення через багатократне збільшення розміру задач, які потрібно усувати різними прийомами.

В цьому контексті для розрахунку динамічних процесів в складних трансмісійних та енергетичних машинах як єдиних динамічних, з використанням комп'ютерних технологій, розглядається підхід, що включає:

1) *декомпозицію конструкції* – складна конструкція розбивається на окремі частини (вали, шатуни, зубчасті колеса, лопатки та інші);

2) *побудову СЕ* – побудова параметричних моделей окремих стандартних елементів трансмісійних та енергетичних машин засобами ANSYS (компресорна лопатка ГТД, зубчасте колесо трансмісії і таке інше) ;

3) *побудову KiddyModel* – пониження порядку рівняння елемента на основі суперелементного підходу;

4) *конденсацію всієї конструкції* – побудова рівняння конструкції на рівні суперелементів (рівняння пониженого порядку).

Таким чином, представляється перспективним «агрегатний» підхід (по частинам), коли рівняння складних систем будуються на основі СЕ-моделей деталей після їх суперелементної модифікації з наступним спряженням в кінематичних парах. Таке пониження порядку можливе різними шляхами. Один з них – суперелементний підхід, результатом якого будуть сконденсо-

вані матриці кожної з деталей. Значна економія та вигоди можуть бути коли рівняння СЕ одержані по результатам роботи РС.

Розглянемо на прикладах деякі можливості, які надають засоби ANSYS, та які можуть бути використані в реалізації цього підходу.

3 Визначення спектра частот прямого вала на основі скінченно-елементної ANSYS-моделі та класичної континуальної.

До складу силових передач різних типів машин входить група одних і тих же конструктивних елементів, призначення яких полягає в передачі силового потоку від двигуна до робочої машини, тобто до споживача. Це вали, зубчасті колеса, муфти і таке інше. Вони відрізняються своєю формою, розмірами, конкретними функціями та іншим. Вигідно розглядати для них шаблони у вигляді параметричних скінченно-елементних моделей. Один з них приведено на рис. 5. Це консольний прямиий вал, чисельні характеристики якого прийняті такими:

$$E = 2,1 \cdot 10^{11} \text{ Па}, \quad \nu = 0,3, \quad \rho = 7800 \text{ кг/м}^3, \quad l_v = 0,2 \text{ м}, \quad d_v = 0,02 \text{ м}.$$



Рисунок 5 – Модель консольного вала:
а – ANSYS-модель; б – континуальна модель)

В практичних розрахунках систем, до яких відносяться трансмісійні та турбомашини, зручною стала класифікація по видам деформацій (поздовжніх, крутних та згинальних). Математичні моделі у вигляді стержнів детально розроблені та вивчені. З появою об'ємних СЕ з'явилась можливість оцінити виправданість використання грубих гіпотез типу «плоских перерізів».

Визначимо розходження в значеннях основних власних частот двох моделей вала. Для частот континуальної при поздовжніх, крутних та згинальних коливаннях використовуються класичні формули теорії коливань стержнів:

$$\omega_{\text{пл}} = \frac{\pi}{2 \cdot l} \sqrt{\frac{E}{\rho}}; \quad \omega_{\text{кр1}} = \frac{\pi}{2 \cdot l} \sqrt{\frac{G}{\rho}}; \quad \omega_{\text{зг1}} = \left(\frac{1,875}{l} \right)^2 \sqrt{\frac{EI}{\rho F}}. \quad (2)$$

В табл. 1 наведена нижня частина спектра для значення діаметра вала (d_v) 0,02 м, та довжини (l_v) 0,2 м.

Нижче наведені форми згинальних та крутних коливань основної частини спектра (рис. 6).

Характер відмінностей спектрів частот, що обчислені по об'ємній моделі ANSYS (жирна лінія) та континуальній (тонка) теорії коливань в залежності від співвідношення d_v/l_v – діаметра вала до його довжини (короткі та довгі вали), показаний на рис.7.

Таблиця 1 – Спектр частот вала (Гц)

Номер частоти	ANSYS-модель, Гц	Континуальна модель, Гц
1 згинальна	370,48	362,9
2 згинальна	370,76	362,9
3 згинальна	2371,6	2268,8
4 згинальна	2392,5	2268,8
1 крутна	4063,2	4022,4
1 поздовжня	6537,6	6485,9
5 згинальна	6693,2	-
6 згинальна	6740,9	-

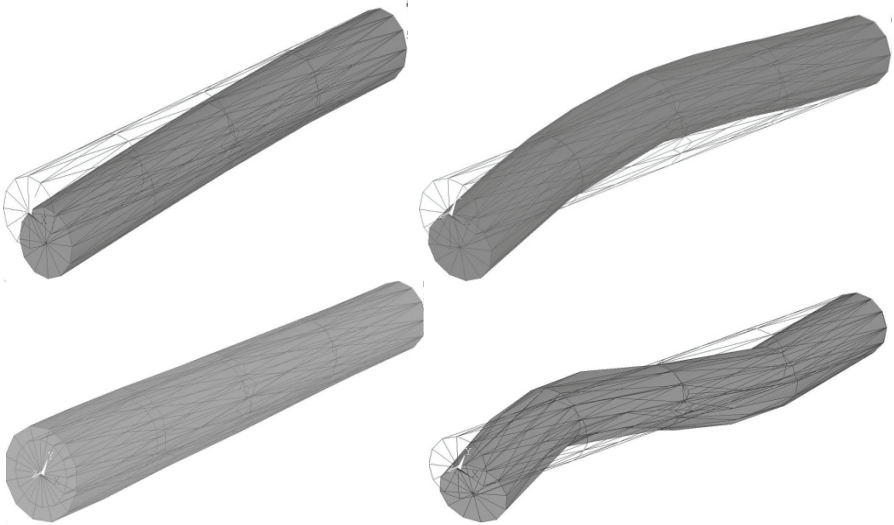


Рисунок 6 – Власні форми коливань вала

Для моделювання вала використані SE типу Solid186. Кількість рівнянь порядку 3000. Варіювання кількістю SE приводить до зміни величин частот в межах 1 %.

Проведені чисельні розрахунки дозволяють зробити певні висновки:

1. ANSYS – та континуальні моделі стержнів в основній частині спектра дають адекватні прогнозовані значення частот та форм;
2. Частоти крутних та поздовжніх коливань моделей добре співпадають між собою як для довгих так і для коротких валів;
3. Континуальна модель згинальних коливань має задовільну точність лише для випадку довгих валів.

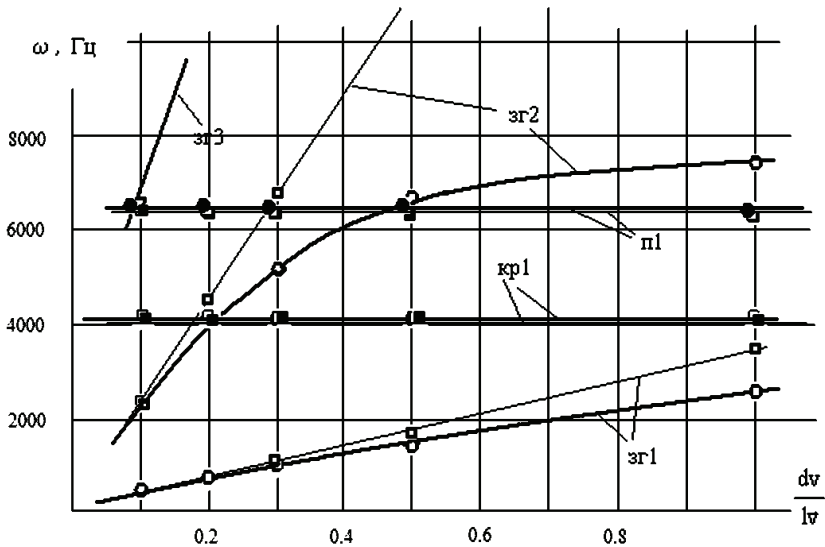


Рисунок 7 – Порівняння спектрів частот вала для ANSYS-моделі та класичної в залежності від її відносної довжини

4 Спектр частот консольного вала з зубчастим колесом на основі ANSYS-моделі та моделі Релея з одним ступенем вільності

Зубчасті колеса – це одні з найважливіших деталей різних типів машин, які входять до коробок передач, планетарних механізмів та інших вузлів. Звичай, в дискретних моделях їх вважають зосередженими матеріальними точками, вплив яких враховують силами та моментами сил інерції. Особливість даного випадку полягає в тому, що МСЕ – моделювання зубчастого колеса виконується елементами такого ж типу як і вала, тому це приклад системи, у якій суттєво відрізняються характеристики жорсткості її частин. Параметрична СЕ - модель системи вал - зубчасте колесо приведена на рис. 8. При цьому на відміну від варіанту дискретної моделі, де значною є частка «ручної» роботи, при побудові геометрії в ANSYS можливо прийняти до уваги основні положення нормативних документів та стандартів при проектуванні зубчастого евольвентного зачеплення.

Чисельні характеристики моделі прийняті такими: $E = 2.1 \cdot 10^{11}$ Па; $\nu = 0,3$; $\rho = 7800$ кг/м³; $l_v = 0,2$ м; $d_v = 0,02$ м; $m = 4$ мм (модуль колеса); $z = 20$ (кількість зубців); $\alpha = 20^\circ$ (кут профілю).

Є загальне розуміння того, як приводиться розподілена маса вала до дискретних параметрів. У відповідності до підходу Релея характер деформації системи, що знаходиться під дією динамічних навантажень, приймається відповідною до статичного деформованого стану. Будемо також виділяти поздовжні, крутні та згинальні коливання.

Для оцінки основних частот коливань системи з одним ступенем вільно-

сті використаємо енергетичне співвідношення Рейля:

$$\omega_1^2 \cong U_{\max} / T'_{\max} ,$$

де $T'_{\max} = \frac{1}{2} \int_0^{l_v} \rho F X(x)^2 dx ; \quad U_{\max} = \frac{1}{2} \int_0^{l_v} E F X'(x)^2 dx$ – для поздовжніх;

$T'_{\max} = \frac{1}{2} \int_0^{l_v} \rho I_p X(x)^2 dx ; \quad U_{\max} = \frac{1}{2} \int_0^{l_v} G I_p X'(x)^2 dx$ – для крутних;

$T'_{\max} = \frac{1}{2} \int_0^{l_v} \rho F X(x)^2 dx ; \quad U_{\max} = \frac{1}{2} \int_0^{l_v} E I X''(x)^2 dx$ – для згинальних.

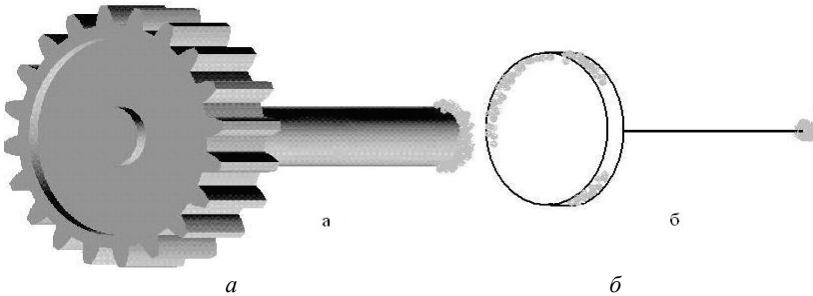


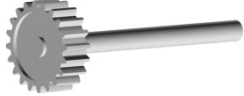
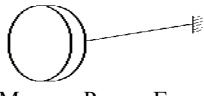
Рисунок 8 – Модель консольного вала з колесом:
а – ANSYS-модель; б – модель з одним ступенем вільності)

До значень кінетичної енергії вала додається енергія руху зубчастого колеса. В якості форм деформації вала приймаються такі функції:

$$X(x)_{\Pi} = x; \quad X(x)_{\text{КР}} = x; \quad X(x)_{\text{ЗГ}} = x^2(x^2 - 4x \cdot l_v + 6l_v^2).$$

В табл. 2 приведена нижня частина спектра для значення діаметра вала (d_v) 0,02 м, та довжини (l_v) 0,2 м.

Таблиця 2 – Спектр частот вала з зубчастим колесом (Гц)

Номер частоти	 ANSYS-модель, Гц	 Модель Рейля, Гц
1 згинальна	129,37	127,6
2 згинальна	129,38	127,6
1 крутна	474,02	486
3 згинальна	1153,3	-
4 згинальна	1153,4	-
1 поздовжня	2887,0	2822
5 згинальна	2900,1	-
6 згинальна	2901,2	-

Форми коливань основної частини спектра цієї системи показані нижче (рис. 9).

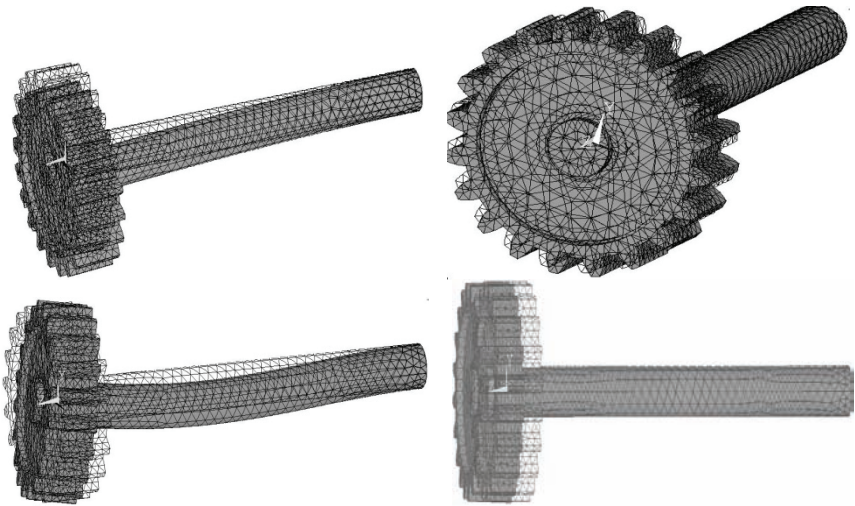


Рисунок 9 – Власні форми коливань системи

Порівняння основних частот спектрів, що обчислені по об'ємній моделі ANSYS та класичній Релея в залежності від співвідношення діаметра вала до його довжини (d_v/l_v) показано на рис. 10.

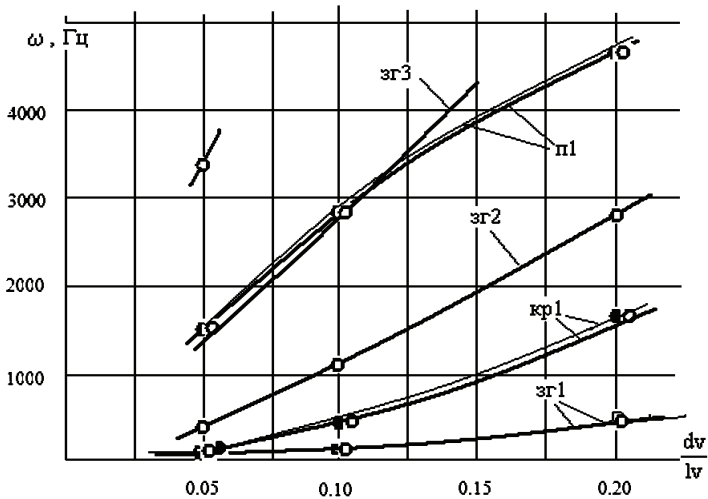


Рисунок 10 – Порівняння основних частот системи вал-зубчасте колесо для ANSYS-моделі та Релея в залежності від її відносної довжини

Чисельні розрахунки системи вал з зубчастим колесом показують:

1. Спостерігається задовільне співпадіння основних частот згинальних, крутних та поздовжніх коливань в достатньо широкому діапазоні як для довгих так і коротких валів але тільки для підібраних функцій деформованого стану;

2. Спроби покращити результати крутних та поздовжніх коливань вибором в якості форми деформованого стану власну форму вала без колеса виявились невдалими. Кращі результати для функції Релея дає лінійний закон.

Висновки

Таким чином, сформульовано підхід побудови розрахункових та математичних моделей складних трансмісійних та енергетичних машин як єдиних динамічних, який орієнтований на використання комп'ютерних технологій. Автоматизована побудова СЕ-моделей окремих ланок можлива, наприклад, в зручному програмному комплексі ANSYS. Ускладнення, пов'язані зі значними обсягами пам'яті, можуть бути усунені пониженням їх порядку на основі суперелементного підходу. Проведені в цій роботі чисельні дослідження показали, що можливо знайти адекватні моделі невеликого розміру, нижня частина спектра яких задовільно відповідає спектру повних моделей. Безумовно, для цього потрібні подальші пошуки теоретичного обґрунтування таких алгоритмів. Рівняння складних систем можуть бути побудовані на основі СЕ-моделей деталей після їх суперелементної модифікації з наступним спряженням в кінематичних парах.

Список літератури: 1. Вибрации в технике: Справочник. В 6-ти т. – Т. 3. / Под ред. Ф.М.Диментберга и К.С.Колесникова. – М.: Машиностроение, 1980. – 544 с. 2. Попык К.Г. Динамика автомобильных и тракторных двигателей / К.Г.Попык. – М.: Высшая школа, 1970. – 328 с. 3. Терских В.П. Крутильные колебания валопровода силовых установок / В.П.Терских. Т. 1-4 – Л.: Судостроение, 1969-1970.

Bibliography (transliterated): 1. Vibracii v tehnikе: Spravochnik. V 6 t. Vol. 3. Pod red. F.M.Dimentberga i K.S.Kolesnikova. Moscow: Mashinostroenie, 1980. 544 Print. 2. Popyk K.G. Dinamika avtomobil'nyh i traktornyh dvigatelej. K.G.Popyk. Moscow: Vysshaya shkola, 1970. 328 Print. 3. Terskih V.P. Krutil'nye kolebaniya valoprovoda silovyh ustanovok. V.P.Terskih. Vol. 1-4. Leningrad: Sudostroenie, 1969-1970.

Поступила (received) 07.11.2014

А.Я. КАЛИНОВСЬКИЙ, канд. техн. наук, доцент, зав. каф. Національний університет цивільного захисту України, Харків;
О.О. ЛАРІН, канд. техн. наук, доцент, НТУ «ХПІ»;
О.О. ВОДКА, канд. техн. наук, ст. викладач, НТУ «ХПІ»;
В.М. БАШТОВИЙ, здобувач, Національна Академія Національної гвардії України, Харків;
Р.О. КАЙДАЛОВ, канд. техн. наук, Національна Академія Національної гвардії України, Харків

ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНІ ДОСЛІДЖЕННЯ ВЕРТИКАЛЬНИХ КОЛИВАНЬ СПЕЦІАЛІЗОВАНОГО ТРАНСПОРТНОГО ЗАСОБУ З НЕЛІНІЙНИМ ПІДРЕСОРЕННЯМ ПРИ ПЕРЕЇЗДІ ОДИНОЧНОЇ НЕРІВНОСТІ

В роботі представлені результати експериментальних досліджень коливань вантажу, що розміщений на спеціалізованому транспортному засобі (СТЗ) під час переїзду ним одиночної нерівності. Експерименти проведені у вигляді дорожніх випробувань не реальному макеті транспортного засобу. Конструкції СТЗ, що розглядаються має додатковий рівень піддресорення з нелінійною характеристикою, яка має квазінульову жорсткість. Порівняльний аналіз показав, що піддресорення з квазі-нульовою жорсткістю дозволяє істотно знизити рівні вібрацій, а отже підвищити плавність ходу СТЗ.

Ключові слова: спеціалізований транспортний засіб, плавність ходу, вібрації, небезпечний вантаж

Вступ. Автомобільний транспорт займає суттєву частку транспортної галузі України і широко використовується для транспортування найрізноманітніших вантажів. При цьому одним з пріоритетних напрямів розвитку автомобільної техніки є реалізація заходів, що спрямовані на забезпечення безпеки перевезень. Зазначені питання набувають особливого значення при виконанні транспортування небезпечних вантажів спеціальними підрозділами МВС та Державної служби з надзвичайних ситуацій України. Серед основних експлуатаційних властивостей транспортних засобів, що забезпечують перевезень небезпечних вантажів є плавність ходу (сукупність властивостей ТЗ, що забезпечують віброзахист пасажирів, вантажів, які перевозяться та власних агрегатів від впливу вібрацій [1]). Це пояснюється тим, що вібрації, які виникають під час руху по нерівностях дороги, здатні вкрай небезпечно впливати на вантажі відповідної категорії та призводити до аварійно небезпечних ситуацій [2-5]. Разом з тим характерною особливістю загальної дорожньої мережі України є велика кількість ґрунтових доріг і доріг з покриттям незадовільної якості. Поліпшення плавності ходу дозволяє знизити вібрації,

що діють на вантаж під час його транспортування. Окремо слід відзначити проблему транспортування від місця знаходження до пункту утилізації застарілих боєприпасів та інших вибухонебезпечних предметів [6].

Науково-обґрунтовані рекомендації, направлені на поліпшення показників плавності ходу, можуть бути отримані лише на основі поглибленого вивчення процесів коливань елементів транспортного засобу під час його експлуатації. Вібраційні показники спеціалізованих транспортних засобів, що призначені для перевезення небезпечних та інших віброчутливих вантажів, суттєво залежать від її геометричних, масових та жорсткісних параметрів. Рациональний вибір, в межах можливих змін, зазначених параметрів здатен суттєво покращити основні експлуатаційні параметри транспортного засобу, а отже підвищити безпеку їх експлуатації та збереженість вантажів. Відзначені питання підкреслюють актуальність теоретичних та експериментальних досліджень, які спрямовані на вивчення закономірностей формування вібраційного стану зазначених транспортних засобів в дорожніх умовах і обґрунтування вибору їх компоновальних параметрів.

Для транспортування зазначених об'єктів зазвичай використовуються спеціалізовані візки-причепи (спеціалізовані транспортні засоби – СТЗ), конструкція яких оснащена ресорним підвішуванням [6]. Нажаль, традиційні системи підресорення візків-причепів не дозволяють отримати вібраційний вплив на вантаж на необхідному низькому рівні. В сучасних наукових роботах багато уваги приділяється створенню нових систем підресорення із нелінійними характеристиками жорсткості або демпфування [7-11]. Серед різних ідей, щодо забезпечення високої плавності ходу ТЗ із нелінійною підвіскою на окрему увагу заслуговують системи, які реалізують віброізоляцію вантажів, що може бути досягнуто суттєвим зменшенням динамічних реакцій у підвісці ТЗ. Зменшення динамічної реакції в коливальній системі може бути досягнуто шляхом зменшення жорсткості пружних елементів в цій системі [12]. Для звичайних пружин відповідна зміна жорсткості із збереженням несучої спроможності вимагає істотного збільшення розмірів. Проте використання пружин (або спеціально сконструйованих пружинних блоків) з нелінійною характеристикою дозволяє отримати певний проміжок роботи системи з суттєво малою жорсткістю за збереження компактних розмірів та необхідної несучої спроможності. Такі системи прийнято називати системами із квазінульовою жорсткістю. Співавторами цієї статті в попередніх роботах [13,14] було запропоновано конструкції СТЗ, який має додаткову ступінь підресорення, що має реалізовувати віброізоляцію вантажу.

Постановка задачі. В даній роботі розглядаються експериментальні дорожні випробовування вертикальних коливань вантажу, що розміщений на дослідному зразку СТЗ, який має дворівневу систему підресорення при чому другий рівень реалізує стан квазінульової жорсткості. Метою досліджень є визначення фактичного ефекту щодо покращення плавності ходу запропонованої системи у порівнянні із класичною конструкцією подібних причепів.

Конструкція дослідного зразку СТЗ із додатковою системою підресорення, яка має квазінульову жорсткість. Дослідний зразок СТЗ являє собою одновісний несамохідний причіп, що під'єднується до легкових автомобілів. Конструкція складається з однієї колісної вісі, несучої рами (кузова), ватажної платформи на якій розташовується вантаж та двох рівнів підресорення (рис. 1).

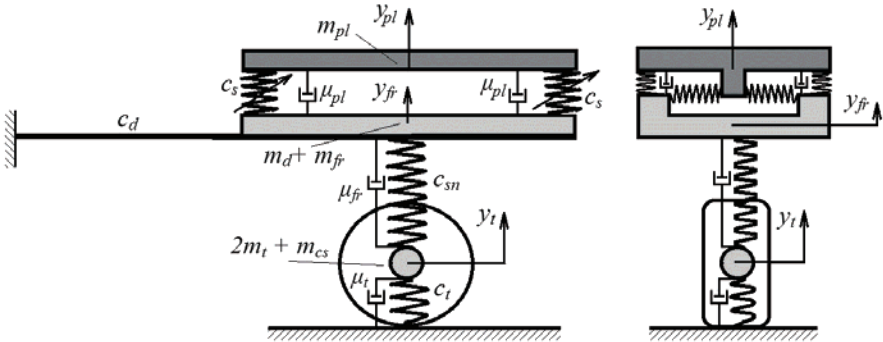


Рисунок 1 – Схема конструкції СТЗ, що досліджується

Перший рівень підресорення в конструкції має лінійну характеристику, що є традиційним для автомобілебудування (СТЗ, що оснащений лише одним рівнем підресорення, являє собою класичний причіп легкового автомобіля).

Для реалізації другого рівня підресорення на рамі причепа монтується за допомогою пружинного блоку (рис. 2, а) вантажна платформа на якій закріплюється небезпечний вантаж, що перевозиться. Пружинний блок має нелінійну характеристику із областю, що реалізує стан квазінульової жорсткості.

Конструктивно, даний блок був створений з циліндричних пружин стиснення, які утворювали між собою ферму Мізеса (рис. 2).

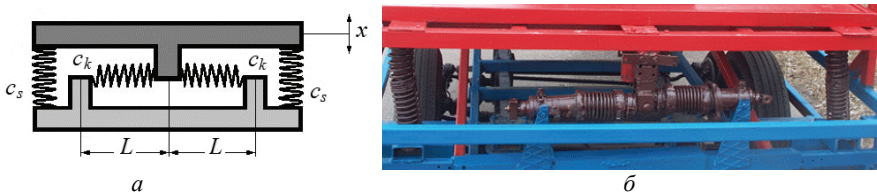


Рисунок 2 – Схема конструкції (а) та фотографія дослідного зразку (б) другої ступені ресорного підвищення, що реалізує квазінульову жорсткість

Нелінійна характеристика даної системи сформована геометричними співвідношеннями між деформацією горизонтальних пружин та вертикальними переміщеннями. Причому горизонтальні пружини повинні бути попередньо у стисненому стані. Якщо ввести позначення L – довжина пружини у

горизонтальному стисненому положенні, Δ – величина попереднього стиснення, c_s – жорсткість пружин вертикальних, c_k – жорсткість пружин горизонтальних, x – вертикальне переміщення платформи із вантажем, то нелінійна приведена пружна сила, що виникатиме в пружинному блоці матиме вигляд:

$$F_{nl}(y) = c_k \cdot y + c_s \cdot y \cdot \left[1 - \frac{L + \Delta}{\sqrt{L^2 + y^2}} \right]. \quad (1)$$

На рис. 3 наведено графік залежності нелінійної пружної сили F_{nl} від вертикальних переміщень платформи.

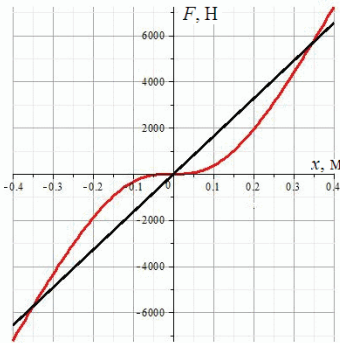


Рисунок 3 – Нелінійна пружна сила

Для наочності на графіку побудована лінійна пружна сила, що утворюється при демонтажі горизонтальних пружин коректорів жорсткості. Величини жорсткості та геометричні розміри були взяті у відповідності до величин, що були застосовані у дослідному зразку СТЗ.

Наведена залежність нелінійної пружної сили вказує на наявність області із квазінульовою жорсткістю: це інтервал переміщень $\pm 0,1$ м. Крім того в межах переміщень $\pm 0,3$ м горизонтальні коректори забезпечують меншу пружну силу ніж лінійна компоновка без коректорів жорсткості.

Окремо слід зазначити, що із збільшення можливих переміщень в жорсткість даної системи різко зростає, що призведе до протилежного відносно віброізоляції ефекту.

Слід також відмітити, що нелінійна характеристика матиме область із квазінульовою жорсткістю лише у випадку, якщо жорсткості пружин та їх попереднє стиснення будуть у раціональному співвідношенні:

$$c_s L = c_k \Delta. \quad (2)$$

Результати дорожніх випробувань вертикальних коливань вантажної платформи СТЗ. Дослідний зразок візка (із макетом небезпечного вантажу на ньому) підчас дорожніх досліджень був закріплений у якості причепа до автомобіля УАЗ, який рухався із заданою швидкістю (рис. 4). Платформа була попередньо навантажена (вантаж 100 кг), що реалізує робочі масові характеристики при перевезеннях та реалізує у системі внаслідок присутності додаткових сил тяжіння, необхідне базове положення рівноваги. На причепі було розташовано макет небезпечного вантажу.

Відповідно до задач експериментальних досліджень було використано вимірювальний комплекс «Ультра-В-І» [15], який розроблений на кафедрі динаміки та міцності машин НТУ «ХП». Вимірювальний комплекс склада-

ється із: датчика віброприскорень, що оснащений мікроелектромеханічним ємнісним сенсором; аналого-цифрового перетворювача (АЦП) та портативного комп'ютера. «Ультра-В-І» має дійсне свідоцтво про Державну метрологічну атестацію і дозволяє проводити вимірювання віброприскорень у точці конструкції за трьома напрямками.

Під час досліджень датчик вібрацій встановлювався під платформою (рис. 5). Далі через дріт датчик був під'єднаний до АЦП і комп'ютера, що знаходились в салоні автомобіля Система мала автономне акумуляторне живлення. Час безперервної роботи складав 2 години.



Рисунок 4 – Лабораторні випробовування дослідницького зразка візка



Рисунок 5 – Розміщення датчику вібрацій



Рисунок 6 – Переїзд візком одичинної нерівності

У роботі розглядався випадок переїзду візком одичинної нерівності із різною швидкістю. Так, на шляху руху автомобіля із причепом, що реалізує спеціальний транспортний засіб для перевезення небезпечних вантажів, було розміщено перешкоду, яка має розміри 40 x 40 мм (рис. 6). Таким чином, візок, що рухається по дорозі із асфальтобетонним покриттям у певний момент

часу переїжджав задану нерівність. Експеримент проводився із рухом на швидкості 5, 10 та 20 км/год. Дослідження проводились окремо без нелінійних компенсаторів вібрацій та з ними. Останнє зводило конструкцію до класичного причепа для транспортування вантажів.

На рис. 7-9 подані зареєстровані віброприскорення, що супроводжують коливання платформи із вантажем під час переїзду нерівності.

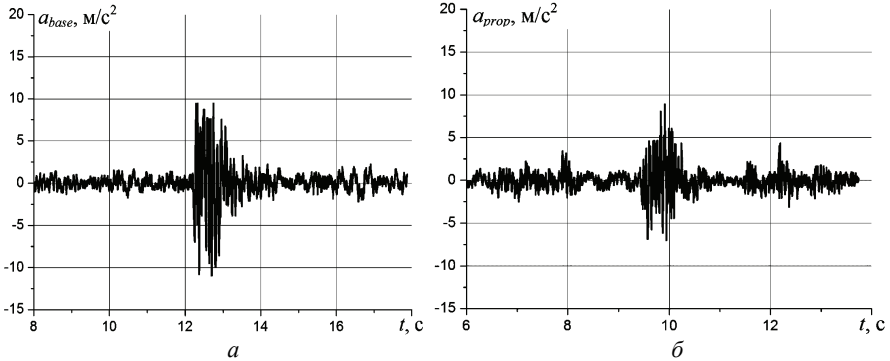


Рисунок 7 – Віброприскорення платформи візка класичної (а) та запропонованої (б) конструкцій під час переїзду одиначної перешкоди зі швидкістю 5 км/год

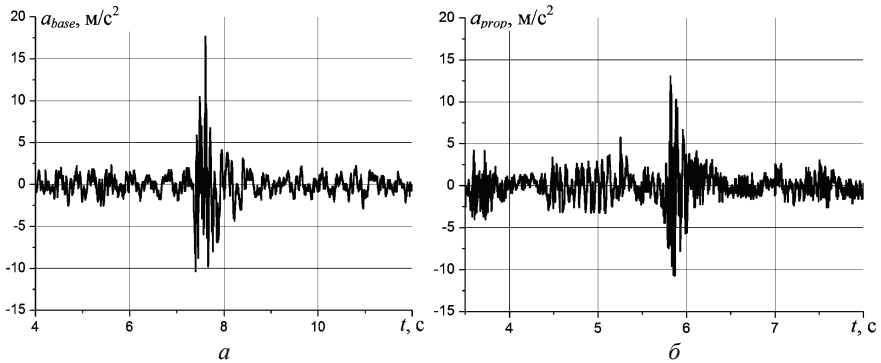


Рисунок 8 – Віброприскорення платформи візка класичної (а) та запропонованої (б) конструкцій під час переїзду одиначної перешкоди зі швидкістю 10 км/год

Аналізуючи наведені результати, слід зазначити, що зменшення рівня пікових прискорень за допомогою нелінійного підресорення із квазінульовою жорсткістю є можливим лише під час переїзду перешкоди з дуже невеликою швидкістю. Так, зменшення по амплітудах пікових прискорень під час переїзду перешкоди зі швидкістю 5 км/год становили дещо більше 20 % у той час як під час переїзду зі швидкістю 20 км/год відповідне зменшення складо менше 5 % тобто, фактично відсутнє.

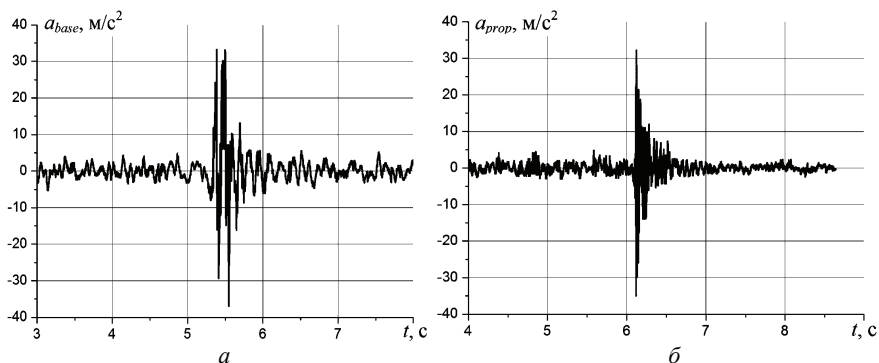


Рисунок 9 – Віброприскорення платформи візка класичної (а) та запропонованої (б) конструкцій під час переїзду одиначної перешкоди зі швидкістю 20 км/год

Висновки. У роботі представлені результати дорожніх досліджень створеного дослідного зразку СТЗ, що має дворівневу схему підресорення, яка забезпечує високу плавність ходу. Проведено експериментальні дослідження щодо ефективності використання запропонованої конструкції під час переїзду одиначних нерівностей із різними швидкостями та встановлено, що під час переїзду зі швидкістю понад 20 км/год призводить до неприпустимих рівнів пікових значень віброприскорень, отже відсутня ефективність використання системи із квазінульовою жорсткістю. Задовільна робота віброізоляції пікових значень під час переїзду одиначної нерівності спостерігалась лише на швидкості 5 км/год. У цьому випадку ефективність близько 20 %.

Список літератури: 1. Волков В. П. Теорія руху автомобіля: Підручник / В. П. Волков, Г. Б. Вільський. – Суми: Університетська книга, 2010. – 320 с. 2. ST/SGAC.10/1/Rev.17: Recommendations on the transportation of the dangerous goods United Nations (2011), New York and Geneva // Режим доступу: http://www.unece.org/fileadmin/DAM/trans/danger/publi/unrec/rev17/English/Rev17_Volume1.pdf 3. European Commission. (2006). European road safety action programme mid-term review. Brussels: European Commission // Режим доступу: http://ec.europa.eu/transport/road_safety/specialist/knowledge/postimpact/references/index_en.htm 4. Nijol Batarlien Accident probability risk factors of hazardous freight transportation / Nijol Batarlien // Proc. of the 12th International Conference «Reliability and Statistics in Transportation and Communication» (RelStat'12), 17–20 October 2012, Riga, Latvia. – P. 122-127. 5. A. C.H. Skorna Risk and loss prevention within the transport chain / Alexander C.H. Skorna, Christoph Bode, Markus Weiss // Proc. of 20th International Conference on Management of Technology Risk and loss prevention within the transport chain 10-14 April 2011, Florida. – P. 16. 6. Соколовский С.А. Проблема транспортировки опасных грузов / А.Я. Калиновский, С.А. Соколовский // Об'єднання теорії та практики – залог підвищення постійної готовності оперативно-рятувальних підрозділів до виконання дій за призначенням. Матеріали VIII науково-технічної конференції. – Х.: НУЦЗУ, 2011. – С. 52-53 7. Elmadany M. M. On a subclass of nonlinear passive and semi-active damping for vibration isolation / M. M. Elmadany, A. El-Tamimi // Computers & Structures, 1990. – Vol. 36, № 5. – P. 921-931. 8. Chavan S. P. Experimental Verification of Passive Quarter Car Vehicle Dynamic System Subjected to Harmonic Road Excitation with Nonlinear Parameters / S. P. Chavan, S. H. Sawant, J. A. Tamboli // IOSR Journal of Mechanical and Civil Engineering (IOSR-JMCE), February, 2013. – P. 39-45. 9. Daniel da Silva M. Modeling of a vehicle suspension with non linear elements and performance comparison to a semi-active model / Motta Daniel da Silva,

Zampieri Douglas Eduardo // Proc. of COBEM 2005 18th International Congress of Mechanical engineering, November 6-11, 2005, Ouro Preto, MG. **10.** Younesian D. Numerical and Experimental Analysis of Nonlinear Parabolic Springs Employed in Suspension System of freight cars / D.Younesian, M. S. Fallahzadeh // International Journal of Automotive Engineering. – Sept 2001. – Vol. 4, № 3. – P. 812-826. **11.** Verros G. Design Optimization of Quarter-car Models with Passive and Semi-active Suspensions under Random Road Excitation / G. Verros, S. Natsiavas, C. Papadimitriou // Journal of Vibration and Control. – 2005. – V. 11. – P. 581-606. **12.** Алабу́жев П. М. Виброзащитные системы с квазинулевой жесткостью / К. М. Рагульскис, П. М. Алабу́жев, А. А. Гритчин, Л. И. Ким и др. – Л.: Машиностроение, Ленинградское отделение, 1986. – 96 с. **13.** Ларин О.О. Моделирование колебаний специализированного транспортного средства, которое имеет виброзащитную систему с квазинулевой жесткостью под час перевезения небезопасных грузов / А.Я. Калиновский, О.О. Ларин, С.А. Соколовский // Вісник Севастопольського національного технічного університету, Серія: Машиноприладобудування та транспорт. – Севастополь: СевНТУ, 2012. – № 135. – С. 64-67. **14.** Ларин О.О. Експериментальні дорожні дослідження плавності ходу специализированного транспортного средства з нелінійним підросоренням // О. О. Водка, С.А. Соколовський, О. О. Назаров, О. О. Ларин // Вісник НТУ «ХП». – Х.: НТУ «ХП», 2012. – № 55 (961). – С. 91-99. **15.** Водка А.А. Виброизмерительный комплекс на основе микроэлектромеханического сенсора / А.А. Водка, А.И. Трубаев, Ю.Н. Ульянов // Вісник Східноукраїнського Національного університету ім. В. Даля. – Луганськ, 2012. – № 9 (180). Ч.1. – С. 140-147.

References (transliterated): **1.** Volkov V.P. Theory of car movement: textbook. V.P. Volkov, G.B. Vilskiy. Sumy: Universitetska knyga, 2010. 320 Print. **2.** ST/SGAC.10/1/Rev.17: Recommendations on the transportation of the dangerous goods United Nations (2011), New York and Geneva. Rezhym dostupu: http://www.unece.org/fileadmin/DAM/trans/danger/publi/unrec/rev17/English/Rev17_Volume1.pdf **3.** European Commission. (2006). European road safety action programme mid-term review. Brussels: European Commission. Rezhym dostupu: http://ec.europa.eu/transport/road_safety/specialist/knowledge/postimpact/references/index_en.htm **4.** Nijol Batarlien Accident probability risk factors of hazardous freight transportation. Nijol Batarlien. Proc. of the 12th International Conference «Reliability and Statistics in Transportation and Communication» (RelStat'12), 17–20 October 2012, Riga, Latvia, 122-127 Print. **5.** A. C.H. Skorna Risk and loss prevention within the transport chain. Alexander C.H. Skorna, Christoph Bode, Markus Weiss. Proc. of 20th International Conference on Management of Technology Risk and loss prevention within the transport chain 10-14 April 2011, Florida. 16 Print. **6.** Sokolovsky S.A. A problem of dangerous goods transportation. A.Ya Kalinovsky, S.A. Sokolovsky. Ob'ednannya teorii ta praktyky – zalog pidvyshennya postijnoii gotovnosti operatyvno-ryatuvalnyh pidrozdiliv do vykonannya diy za pryznachenniam. Proc. of VIII technical conference. Kharkiv: NUDDU, 2011. 52 – 53 Print. **7.** Elmadany M. M. On a subclass of nonlinear passive and semi-active damping for vibration isolation. Elmadany M M. and El-Tamimi A. Computers & Structures, 1990. Vol. 36. No. 5. 921-931 Print. **8.** S. P. Chavan Experimental Verification of Passive Quarter Car Vehicle Dynamic System Subjected to Harmonic Road Excitation with Nonlinear Parameters. S. P. Chavan, S. H. Sawant2, J. A. Tamboli. IOSR Journal of Mechanical and Civil Engineering (IOSR-JMCE), February, 2013. 39-45 Print. **9.** M. Daniel da Silva Modeling of a vehicle suspension with non linear elements and performance comparison to a semi-active model. Motta Daniel da Silva, Zampieri Douglas Eduardo. Proc. of COBEM 2005 18th International Congress of Mechanical engineering, November 6-11, 2005, Ouro Preto, MG. **10.** D.Younesian Numerical and Experimental Analysis of Nonlinear Parabolic Springs Employed in Suspension System of freight cars. D.Younesian, M. S. Fallahzadeh. International Journal of Automotive Engineering. Vol. 4, № 3, Sept 2001. 812-826 Print. **11.** G. Verros Design Optimization of Quarter-car Models with Passive and Semi-active Suspensions under Random Road Excitation. G. Verros, S. Natsiavas, C. Papadimitriou. Journal of Vibration and Control, V. 11, 2005. 581–606 Print. **12.** Alabugev P.M. Vibro-protection systems with a quasy-zero stiffness (Vibro-zashitnye sistemy s kvazinukevoy gestkostiu). K. M. Ragul'skis, P.M. Alabugev, A. A. Gritchkin, L.I. Kim. Leningrad: Mashinostroenie, 1986. 96 Print. **13.** Larin O.O. Modelling of the vibrations of the specialized vehicle which has a suspension with quasy-zero stiffness during danerous goods transportation. A.Ya Kalinovsky, S.A. Sokolovsky, O.O. Larin. Vistnuk Sevastopolskogo nacionalnogo technichnogo unicersytetu, Sria Mashinopryladobuduvannya. Sevtopol: SevNTU, 2012. №135. 64-67 Print. **14.**

Larin O.O. Experimental on-road tests of the smooth movement of the specialized vehicle with non-linear cushioning. Vodka O.O., S.A. Sokolovsky, O.O. Larin, O.O. Nazarov. Vestnik NTU "KPI". Scientific Papers. Thematic issue "Dynamics and Strength of Machines". Kharkiv, 2012. № 55 (961). 91-99 Print. 15. Vodka A.A. Vibrational measurements system based on microelectromechanical sensor. A.A. Vodka, A.I. Trubayev, Yu. N. Uliyanov. Vestnik of Volodymyr Dahl East Ukrainian National University. Lugansk, 2012. № 9 (180). p. 1. 140-147 Print.

Поступила (received) 20.11.2014

УДК 519:539:534

С. В. КРАСНИКОВ, канд. техн. наук, ст. наук. співр., НТУ «ХПІ»

МОДЕЛЬ ПРОГНОЗУВАННЯ ПРАЦЕЗДАТНОСТІ ФУНДАМЕНТУ ПАРОВОЇ ТУРБИНИ

Розглядається оцінка вібраційного стану та прогнозування робочого стану фундаментів парових турбін за весь період експлуатації. На основі раніше розроблених методів проведено комплекс розрахункових та експериментальних досліджень фундаменту парової турбіни працюючого енергоблоку електростанції. На основі отриманих даних проведено оцінку робочого стану в окремі періоди експлуатації, поточного робочого стану та остаточного стану. Побудовано криву стану конструкції. Отримано залишковий та загальний ресурс фундаменту. Зроблено рекомендації щодо подальшої експлуатації фундаменту парової турбіни.

Ключові слова: працездатність, вібраційний стан, вібрація, фундамент, парова турбіна.

Вступ. Більшість існуючих у східній Європі фундаментів парових турбін мають значний час експлуатації. Крім цього значна кількість зазначених фундаментів не задовольняють існуючим нормам з їх вібрації. Це зумовлено в менший мірі зменшенням ресурсу фундаментів та підвищенням норм з вібрації. Основною причиною є відсутність норм та вібраційної оцінки для фундаментів енергоблоків, що спроектовано більше 40 років тому. Ці енергоблоки потребують заміни або модернізації. Заміна є більш економічно та ресурсозатратною, тому для більшості енергоблоків її не використовують. Саме тому найчастіше турбіну та генератор модернізують частково замінюючи відпрацьовані вузли та агрегати на нове обладнання. Фундамент парової турбіни завжди використовують старий, проте виконують його оновлення щодо підвищення ресурсу та змін згідно модернізованого обладнання. Результатом є фундамент, що відрізняється від проектного. Це є причиною необхідності прогнозування характеристик статичної, динамічної міцності та ресурсу модернізованого фундаменту. За останнє сторіччя розроблено багато методів аналізу міцності та коливань залізобетонних фундаментів енергоблоків елек-

© С. В. Красніков, 2014

тростанцій [1, 2, 3], проте більшість з них розраховані на дослідження нового фундаменту. Тому є актуальною розробка нових методів дослідження статичної, динамічної міцності та ресурсу фундаменту, що має значний час експлуатації та суттєві зміни внаслідок модернізації.

Мета роботи. Розробка методик та математичних моделей, проведення дослідження щодо статичної, динамічної міцності та ресурсу фундаменту на основі комбінованого розрахунково-експериментального підходу. Об'єктом дослідження є вібраційний стан фундаменту парової турбіни працюючого енергоблоку потужністю 300 МВт вітчизняної електростанції.

Методика дослідження та опис моделі фундаменту. Основу методики дослідження складають методи теорії коливань, пружності, статистичної динаміки та надійності. Розроблено математичні моделі, що дозволяють проводити дослідження напружено-деформованого стану, коливань та надійності фундаментів на макрорівні та мікрорівні. В основі розрахунків є скінченно-елементний підхід, згідно якого функціонал руху має наведений в наступному вигляді [4, 5]:

$$M \{\ddot{q}(t)\} + K \{q(t)\} = r(t), \quad (1)$$

де M – матриця мас, K – матриця жорсткості, $q(t)$ – вектор переміщень, $r(t)$ – вектор навантажень.

Розрахунково-експериментальна методика дослідження працездатності та прогнозування надійності фундаментів турбін електростанцій детально наведена в статті [6].

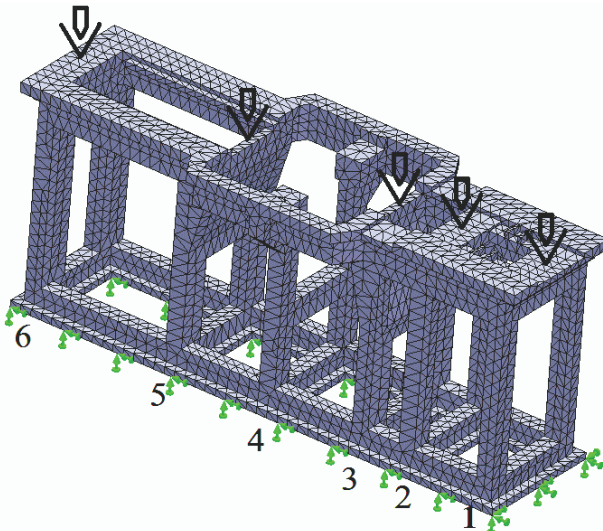


Рисунок 1 – Скінченно-елементна модель

Основою розрахункової частини дослідження є скінчено елементна модель. Фундамент парової турбіни складається з залізобетонних балок різного перетину, що умовно поділені на верхню, нижню частину та колони фундаменту. Нижня частина фундаменту лежить на фундаменті електростанції, що зазвичай має шар пом'якшення між ґрунтом та фундаментом. Було створено декілька скінчено-елементних моделей. Серед них з точки зору мінімальної похибки обчислень обрано модель, що зображено на рис. 1. Цифри означають номери пар колон. Розрахункова модель має наступні параметри: 37952 вузлів, 20052 скінчених елементів, 108474 ступенів волі, 2 % відносна похибка обчислень власних частот. Парова турбіна та генератор враховані за допомогою системи мас. Конструкція має жорстке кріплення нижньої частини.

Результати дослідження. По-перше визначимо основні границі стану A0, A1, додаткові Б, В та поточний стан конструкції Z [6]. Границі беремо з технічної документації для конструкцій фундаментів парових турбін [7-10] та конкретного фундаменту, що досліджується. Поточний стан конструкції визначаємо за допомогою експериментальних досліджень. Методика цих досліджень наведена в статі [6]. Результати наведено на рис. 2. Точкою та лінією Z позначено поточний стан конструкції.

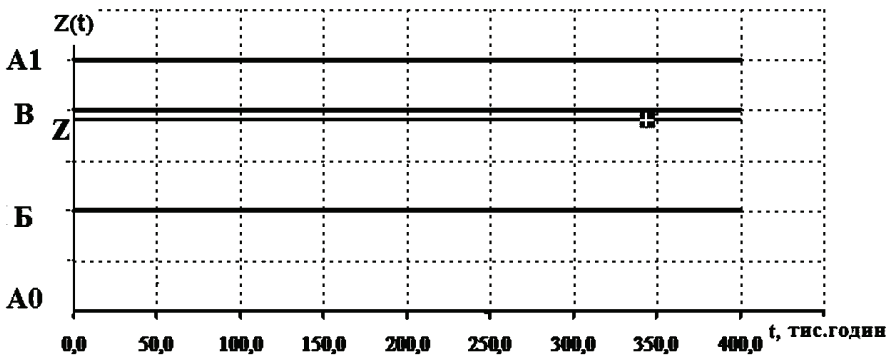


Рисунок 2 – Визначення границь та поточного стану фундаменту

Наступними діями є визначення додаткових точок для кривої стану. Визначення цих точок можливо двома шляхами – експериментальним та розрахунковим. Розрахункові дослідження виконано згідно раніше розроблених методик [5, 6]. Вібраційне навантаження зумовлено силами небалансу ротору. Місця навантаження зображено на рис. 1. За допомогою розрахункових досліджень знаходимо точку проектного робочого стану, що відповідає стану фундаменту при початку експлуатації. З технічної документації фундаменту знаходимо додаткові точки стану фундаменту, що відповідають експериментальним дослідженням. Отримані точки наносимо на графік (рис. 3).

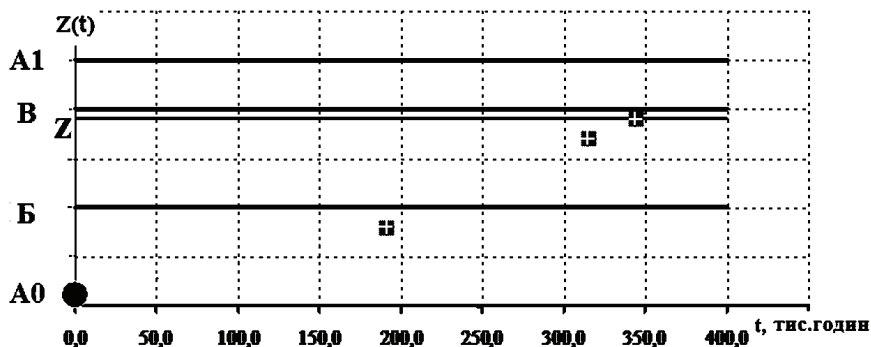


Рисунок 3 – Границі та точки робочого стану фундаменту

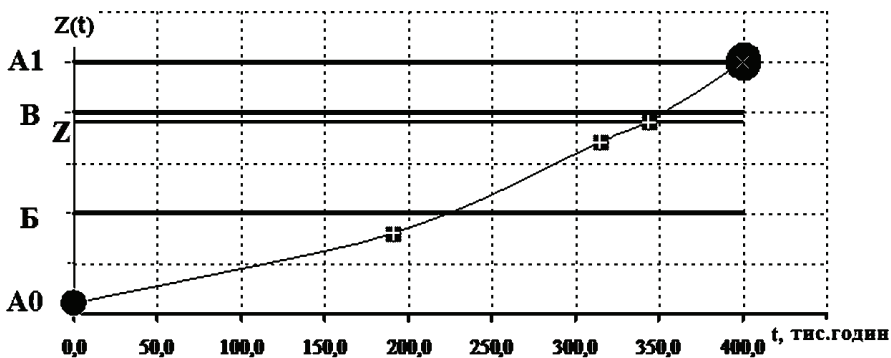


Рисунок 4 – Крива робочого стану фундаменту

За допомогою знайдених точок робочого стану будується апроксимаційна крива стану та знаходиться точка кінцевого стану фундаменту. Результати зображено на рис. 4. З цих даних бачимо, що залишковий ресурс фундаменту парової турбіни складає біля 60 тисяч годин, а загальний ресурс майже 400 тисяч часів. Вироблення цього ресурсу гарантовано приведе до аварійної ситуації. Крім цього поточний стан конструкції Z хоч і знаходиться в області індивідуальних стабільних працездатних станів, проте майже співпадає з її границею B . Це є негативним фактором і свідчить про підвищену ймовірність відмови фундаменту.

Висновки. За розробленими методиками проведено розрахунків та експериментальні дослідження. Проведено загальну дискретну характеристику робочого стану фундаменту. Побудовано інтегральну характеристику робочого стану конструкції у вигляді кривої стану. Знайдено залишковий та загальний ресурс фундаменту. Оцінка поточного стану показує необхідність терміново зробити реконструкцію фундаменту для зменшення ймовірності відмови та подовження ресурсу.

Список літератури: 1. Рунов Б.Т. Исследование и устранение вибрации паровых турбоагрегатов. – М.: Энергоиздат, 1982. – 352 с. 2. Абашидзе А.И., Сапожников Ф.В., Казанджян А.Т. Фундаменты машин тепловых электростанций. – М.: Энергия, 1975. – 256 с. 3. Шульженко Н.Г., Воробьев Ю.С. Численный анализ колебаний систем турбоагрегат-фундамент. – К.: Наукова думка, 1991. – 232 с. 4. Красніков С.В. Моделювання та аналіз вібраційних характеристик фундаменту енергоблоку потужністю 300 МВт // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Динаміка і міцність машин. – Х.: НТУ «ХПІ», 2011. – № 52. – С.107-111. 5. Красніков С.В. Моделювання власних коливань фундаменту турбогенератору потужністю 200 МВт // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Динаміка і міцність машин. – Х.: НТУ «ХПІ», 2013. – № 58 (1031). – С. 88-92. 6. Красніков С.В. Методика дослідження та прогнозування працездатності фундаментів парових турбін // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Динаміка і міцність машин. – Х.: НТУ «ХПІ», 2014. – № 57 (1099). – С. 133-137. 7. HITACHI. Turbine and Generator Foundation Design and construction & recommendation. – Tokyo: Japan, 2009. – 104 p. 8. Gu Ping. New dynamic participation factor for turbine generator foundation Practice Periodical on Structural Design and Construction. – VA.: American Society of Civil Engineers, 2009. – № 15 (1). – P. 54–62. 9. Adhhikari Sukanta. Turbo-Generator Foundation // Structural Engineering Forum of India. – New Delhi: SEFI, 2010. – P. 1-19. 10. Chowdhury Indrajit, Dasgupta P. Shambhu Dynamics of Structure and foundation a unified approach. – Leiden: CRC Press, 2009. – 616 p.

Bibliography (transliterated): 1. Runov B.T. Issledovanie i ustranenie vibracii parovyh turboagregatov. Moscow: Energoizdat, 1982. 352 Print. 2. Abashidze A.I., Sapozhnikov F.V., Kazandzhyan A.T. Fundamenty mashin teplovyh elektrostancij. Moscow: Energiya, 1975. 256 Print. 3. Shul'zhenko N.G., Vorob'ev Yu.S. Chislennyj analiz kolebanij sistem turboagregat-fundament. Kyiv: Naukova dumka, 1991. 232 Print. 4. Krasnikov S.V. Modelyuvannya ta analiz vibracijnykh kharakterystyk fundamentu enerhobloku potuzhnisty 300 MWt. Visnyk NTU «KhPI». Seriya: Dynamika i micnist' mashyn. Kharkiv: NTU «KhPI», 2011. № 52. 107-111 Print. 5. Krasnikov S.V. Modelyuvannya vlasnykh kolyvan' fundamentu turboheneratoru potuzhnisty 200 MWt. Visnyk NTU «KhPI». Seriya: Dynamika i micnist' mashyn. Kharkiv: NTU «KhPI», 2013. № 58 (1031). 88-92 Print. 6. Krasnikov S.V. Metodyka doslidzhennya ta prohnozuvannya pracezdatnosti fundamentiv parovykh turbin. Visnyk NTU «KhPI». Seriya: Dynamika i micnist' mashyn. Kharkiv: NTU «KhPI», 2014. № 57 (1099). 133-137 Print. 7. HITACHI. Turbine and Generator Foundation Design and construction & recommendation. Tokyo: Japan, 2009. 104 Print. 8. Gu Ping. New dynamic participation factor for turbine generator foundation Practice Periodical on Structural Design and Construction. VA.: American Society of Civil Engineers, 2009. № 15 (1). 54-62 Print. 9. Adhhikari Sukanta. Turbo-Generator Foundation // Structural Engineering Forum of India. New Delhi: SEFI, 2010. 1-19 Print. 10. Chowdhury Indrajit, Dasgupta P. Shambhu Dynamics of Structure and foundation a unified approach. Leiden: CRC Press, 2009. 616 Print.

Поступила (received) 19.11.2014

О.О. ЛАРІН, канд. техн. наук, доцент, НТУ «ХП»;
К.Є.ГРІНЧЕНКО, студент, НТУ «ХП»

КОЛИВАННЯ ДВОВІСНОЇ АВТОЦИСТЕРНИ З УРАХУВАННЯМ ЕФЕКТУ ЗАПІЗНЕННЯ ВИПАДКОВОГО ЗБУРЕННЯ

У роботі виконується моделювання випадкових коливань напівпричепу автоцистерни при русі по дорогам загального призначення та дорогам з недосконалим покриттям. За допомогою метода скінчених елементів та методів статистичної динаміки визначені ймовірнісні характеристики поведінки системи та знайдені небезпечні точки конструкції при різних варіантах збурення, проведено дослідження впливу ефекту запізнення дії зовнішніх сил.

Ключові слова: напівпричіп, випадкові коливання, автоцистерна, транспортний засіб, випадковий відгук, спектральна щільність, МСЕ.

Вступ. Перевезення нафтопродуктів в автомобільних напівпричепках по автошляхам України є важливим елементом системи їх транспортування і відіграє значну роль у забезпеченні потреб в них кінцевого споживача. При перевезенні нафтопродуктів автоцистерни зазнають великі динамічні перевантаження, а також відчувають дію агресивного навколишнього середовища, тому при експлуатації можуть виникати пошкодження. Так, розвиток пошкоджень цистерни, які виникають внаслідок накопичення втоми або та корозії металу, здатні призвести до утворення та росту тріщин і, внаслідок цього, розгерметизації її котла. Така ситуація є аварійно-небезпечною. Тому діагностування технічного стану з метою своєчасного виявлення пошкоджень елементів цих цистерн є вкрай важливою та актуальною задачею.

Аналіз надійності базується на визначенні параметрів НДС конструкції при її експлуатації. Основний силовий вплив, який діє на цистерну є динамічним та пов'язаний з випадковими коливаннями, які реалізуються в системі в процесі руху автоцистерни по дорожньому покриттю.

Аналіз останніх досліджень і публікацій. В сучасній технічній літературі приділяється багато уваги питанням дослідження працездатності елементів конструкції великогабаритних транспортних засобів [1-11], оцінці втоми та надійності несучих рамних елементів їх конструкцій [1-3]. Більшість робіт поділяється на дві групи. До першої групи слід віднести дослідження динаміки транспортних засобів (ТЗ) на спрощених моделях. До другої відносяться дослідження в яких представлено СЕ моделювання гармонічних та випадкових коливань відповідних ТЗ.

В роботах [7-11] проводиться аналіз надійності ТЗ, у яких модель представлена у вигляді зосереджених мас і жорсткостей, що їх зв'язують. Навантаження задається у вигляді спектральної щільності вертикальної нерівності

© О.О. Ларін, К.Є. Грінченко, 2014

[7, 8], або процес розкладається на кілька стаціонарних процесів [10]. В якості вихідних даних використовувалися результати експериментів, проведених різними авторами. У статті [11] описується метод аналізу вібрацій ТЗ. У даній роботі аналіз проводиться методом псевдо збуджень. При дослідженні, зазвичай використовувався метод Монте-Карло. Результати отримані у вигляді середньоквадратичного відхилення переміщень. При цьому через використання спрощеної моделі, не можна визначити напруження, що виникають у внутрішніх частинах транспортного засобу. У роботі [9] проведено аналіз чутливості та надійності за різними критеріями: перекидання і злам транспортного засобу. Розглядається надійність раптових відмов випадкових процесів шарнірно сполучених трактора і тривісного напівпричепа. Збурення задається у вигляді вектора випадкових параметрів. Результати аналізу надійності отримані у вигляді графіка імовірності відмови по відношенню до початкової швидкості. Проте в роботі при аналізі надійності в недостатній мірі були розглянуті випадкові впливи дорожнього покриття. При цьому, з огляду на те, що використовувалася спрощена модель ТЗ у вигляді зосереджених мас і жорсткостей, це не дозволило дослідити внутрішні деформації та напруження.

Відповідна проблема вирішується визначенням динамічного НДС елементів конструкції в експлуатації, застосовуючи для цього СЕ моделі. Випадкові коливання досліджувалися в лінійній постановці вважаючи, що навантаження представляє собою вектор незалежних стаціонарних широкосмугових процесів, які моделюють вплив нерівностей дорожнього покриття на колеса під час руху ТЗ. Працездатність конструкцій аналізується на основі оцінки їх ресурсу по втоми. Розглянуті в роботах моделі є вузько спеціалізованими, а результати придатні для оцінки втоми лише конкретних типів та моделей транспортних засобів. Проте підходи та загальні висновки з актуальності питань аналізу втоми колісних транспортних засобів, а також необхідність розв'язання задачі їх випадкових коливань є значно більш загальними та співпадають із задачами та метою даної статті.

Проведений аналіз робіт [1-6], дозволяє стверджувати, що в зазначених роботах недостатньо уваги приділено визначенню параметрів надійності конструкцій напівпричепів автоцистерн без рамного типу. В цьому сенсі заслуговує на увагу робота [4] представлено підхід до оцінки надійності залізничних цистерн. Виконано аналіз НДС циліндричної оболонки та еліптичних днищ котла залізничної цистерни при статичному навантаженні та залишкових деформацій котла залізничної цистерни від пошкоджень типу «вм'ятина» з використанням МСЕ і проведено оцінку надійності її елементів при відмовах багатовісних багатовісних цистерн. Але автори обмежились лише аналізом міцності у детермінованій постановці, що є досить грубим припущенням, тому що та в рамках досліджень автоцистерн є неприпустимим.

Загалом аналіз літературних джерел інформації вказує на те, що зазвичай автори досліджень недостатньо уваги приділяють питанням адекватності завдання зовнішнього навантаження. Так, у більшості робіт навантаження

задається або детермінованим, або у вигляді шуму, при цьому не враховується, що багатовісні колісні ТЗ мають залежний вплив на свої осі. Дійсно навантаження, яке діє на передню вісь автомобіля під час цього руху є таким самим як і навантаження на задню вісь але воно діє із запізненням на час проходження ТЗ шляху між цими осями. Для детермінованого навантаження це відповідає зміні фази, а у разі застосування моделі випадкового навантаження необхідно враховувати наявність взаємне кореляції між компонентами вектори навантаження.

Метою дослідження є визначення імовірнісних характеристик вібрацій елементів конструкції напівпричепу автоцистерни під час її руху з урахуванням запізнення у часі навантаження, що діє на задню вісь ТЗ. Відповідні дослідження створюють основу для подальшої оцінки надійності та ресурсу автоцистерни.

У даній роботі виконується моделювання випадкових коливань напівпричепу автоцистерни. Напівпричіп складається зі зовнішньої оболонки, внутрішніх хвилерізів, глухих перегородок, люків та опор. Креслення конструкції представлено на рис.1. Напівпричіп має наступні базові розміри: корпус еліптичної форми (менший радіус – 0,964 м, більший – 1,244 м), довжина корпусу цистерни – 11,435 м, висота еліптичних днищ – 0,288 м, товщина стінок прийнята однакова для усієї конструкції (10 мм). Матеріалом є сталь 09Г2С з наступними механічними властивостями: $[\sigma_m] = 178,5$ МПа, модуль пружності $E = 2 \cdot 10^{11}$ Па, щільність $\rho = 7850$ кг/м³, коефіцієнт Пуассона $\mu = 0,21$.

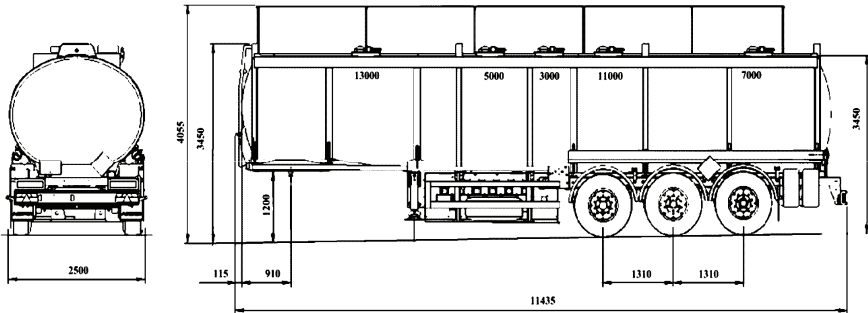


Рисунок 1 – Креслення напівпричепу автоцистерни [12]

Основним збудником випадкових вібрацій є нерівності дорожньої поверхні, що діють на колеса автоцистерни під час руху.

Мікропрофіль дороги є випадковою функцією протяжності дороги (пройденого шляху x), і його прийнято розглядати як випадкову функцію, що задовольняє наступним припущенням: функція ординати мікропрофілю підпорядковуються нормальному закону розподілу; довжини нерівностей обме-

жені по верхній і нижній межах; мікропрофіль змінюється випадковим чином тільки в вертикальній поздовжній площині дороги.

Достатніми статистичними характеристиками мікропрофіля дороги є його кореляційна функція або спектральна щільність.

Кореляційна функція дає уявлення про зміну мікропрофілю по довжині ділянки дороги (або випадкового коливального процесу в часі), а спектральна щільність дає уявлення про частоту повторення довжин нерівностей (про переважаючих частотах).

З літературних джерел відомі спектральних щільності збурення від нерівностей для твердих дорожніх покриттів[12]:

$$S_{\eta}(\omega) = \frac{0,00135v}{\omega^2 + 0,04v^2} + \frac{0,00006v(\omega^2 + 0,36v)}{(\omega^2 - 0,36v^2)^2 + 0,0036v^4}; \quad (1)$$

$$S_{\eta}(\omega) = \frac{0,003375v}{\omega^2 + 0,25v^2} + \frac{0,00025v(\omega^2 + 4v^2)}{(\omega^2 - 4v^2)^2 + 0,64v^4}. \quad (2)$$

де v – швидкість у м/с.

Спектральна щільність мікропрофілю дороги для асфальтного та буличного покриття на швидкостях 60 км/год та 90 км/год на рис. 2

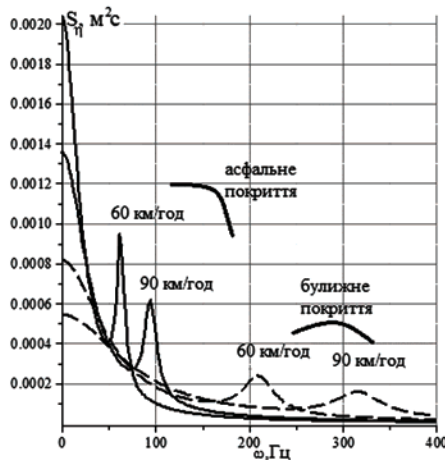


Рисунок 2 – Графік навантаження при швидкості 60 км/год та 90 км/год

Моделювання випадкових коливань. Рішення зазначеної задачі полягає у визначенні ймовірнісних характеристик відгуку системи по заданим ймовірнісним характеристикам навантажень і параметрів системи [13].

З огляду на те, що конструкція напівпричепи автоцистерни є досить складною, для визначення параметрів її руху пропонується використовувати МСЕ [14].

Задача вимушених коливань, в тому числі випадкових, в рамках МСЕ

зводиться до вирішення наступного рівняння:

$$[M]\{\ddot{u}\} + [D]\{\dot{u}\} + [K]\{u\} = \{F(t)\}, \quad (3)$$

де $[M]$, $[D]$, $[K]$ – матриці мас, демпфування та жорсткості відповідно, $\{u\}$ – переміщення системи, $\{F(t)\}$ – випадкове зовнішнє навантаження, t – час.

При дослідженні випадкових коливань використовується метод спектральних перетворень. Суть методу полягає розгляді задачі у частотному діапазоні. Для цього навантаження та відгук системи представляється у виді спектрів, що дозволяє перейти від рішення диференціальних до лінійних алгебраїчних рівнянь.

Введемо спектральне взаємно зворотне перетворення навантаження:

$$\{F(t)\} = \int_{-\infty}^{\infty} \{C_F(\omega)\} e^{i\omega t} d\omega; \quad (4)$$

$$\{C_F(\omega)\} = \frac{1}{2\pi} \int_{-\infty}^{\infty} \{F(t)\} e^{-i\omega t} dt. \quad (5)$$

де ω – частота, на який відбуваються випадкові коливання, $i = \sqrt{-1}$ – мніма одиниця.

Переміщення системи, що відбувається під час випадкових коливань також представимо у виді спектру, де $C_u(\omega)$ є вектором невідомих випадкових функцій частоти:

$$\{u\} = \int_{-\infty}^{\infty} \{C_u(\omega)\} e^{i\omega t} d\omega. \quad (6)$$

Підставляючи (4) та (6) у співвідношення (3) отримуємо рівняння для спектрів:

$$[Z(\omega)]\{C_u\} = \{C_F\}; \quad (7)$$

$$[Z(\omega)] = (-\omega^2[M] + i\omega[D] + [K]), \quad (8)$$

де $[Z(\omega)]$ – динамічна матриця жорсткості. Таким чином, випадкові спектри відгуку системи та навантаження знаходяться у лінійному матричному співвідношенні:

$$\{C_u\} = [Z(\omega)]^{-1} \{C_F\} = [A(\omega)] \{C_F\}. \quad (9)$$

$[A(\omega)]$ – матриця динамічної податливості може бути знайдена з розкладанням за власними формами [15].

$$[A(\omega)] = [Z(\omega)]^{-1} = \sum_{j=1}^N \{y_j\} \{y_j\}^T H_j(i\omega), \quad (10)$$

де $H_j(i\omega)$ – це передаточна функція, яка є амплітудно-частотною характеристикою при одиничному навантаженні, $\{y_j\}$ – власні форми коливань, $\{y_j\}^T$ – позначено операцію транспонування, N – кількість власних форм, що застосовуються в розкладанні.

Зв'язок між спектрами відгуку та навантажень, що має аналогічний вид,

дозволяє визначити співвідношення між взаємними кореляційними функціями, які є детермінованими функціями, що представляють кореляційні моменти значень функції у сусідні моменти часу:

$$[K_u(\tau)] = \left\langle \left\{ \overset{\circ}{u}(t+\tau) \right\} \left\{ \overset{\circ}{u}(t) \right\}^* \right\rangle, \quad (11)$$

де τ показує проміжок часу між початком відліку часу та часом через який аналізується вплив, $\{\dots\}^*$ – позначено комплексне спряження вектору, $\left\{ \overset{\circ}{\dots} \right\}$ – позначено операцію центрування. Скористаємось виразом (3) для того, щоб перейти до розгляду задачі у спектрі.

$$[K_u(\tau)] = \left\langle \int_{-\infty}^{\infty} \{C_F(\omega)\} e^{i\omega(t+\tau)} d\omega \cdot \int_{-\infty}^{\infty} \{C_F(\zeta)\}^* e^{-i\zeta t} d\zeta \right\rangle, \quad (12)$$

де ζ – це аргумент спряженої задачі. Після перетворень отримаємо:

$$[K_u(\tau)] = \int_{-\infty}^{\infty} [A][S_F(\omega)][A^*] e^{-i\omega\tau} d\omega, \quad (13)$$

де $[S_F(\omega)]$ – матриця взаємних спектральних щільностей навантаження.

Використовуючи співвідношення Віннера-Хінчина введено матрицю взаємних спектральних щільностей відгуку системи:

$$[K_u(\tau)] = \int_{-\infty}^{\infty} [S_u(\omega)] e^{-i\omega\tau} d\omega. \quad (14)$$

Як видно з виразів (14) та (15) матриця спектральних щільностей відгуку системи знаходиться за формулою:

$$[S_u(\omega)] = [A(\omega)][S_F(\omega)][A^*(\omega)]. \quad (15)$$

Таким чином вирішення задачі випадкових коливань зводиться до розв'язання матричної проблеми (15). При цьому матриці динамічної податливості легко знаходиться розкладанням по власним формам коливань (10). Важливим питанням залишається визначення матриці взаємних спектральних щільностей вектору навантаження,

$$\{F(t)\} = \{0 \dots f_1(t) \dots 0 \dots f_2(t) \dots 0\}^T, \quad (16)$$

де $f_1(t)$ та $f_2(t)$ – сили, які діють на автоцистерну в наслідок деформації елементів підресорення під час руху по нерівностям дорожнього покриття. При цьому враховується той факт, що на другу вісь ТЗ діє те саме навантаження але з запізненням у часі. Відповідне пояснення наведено у схемі (рис. 3). Таким чином, компоненти вектору навантаження мають вид:

$$f_1(t) = -c_{s_1}\eta(t) \quad \text{та} \quad f_2(t) = -c_{s_2}\eta(t + \tilde{t}), \quad (17)$$

де c_{s_1} – жорсткість підвіски передньої осі ТЗ, c_{s_2} – жорсткість підвіски задньої осі, η – нерівність дороги, \tilde{t} – це час запізнення, який залежить від міжосьової довжини (L_s) та швидкості руху ТЗ:

$$\tilde{t} = \frac{L_s}{v}. \quad (18)$$

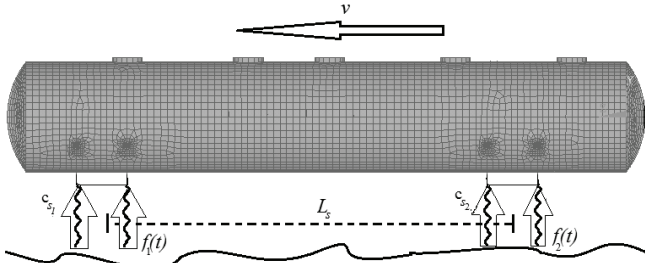


Рисунок 3 – Схема навантаження

Спектральна щільність кожного із компонент вектору навантаження є однаковою і визначається формулою:

$$[S_F(\omega)] = \frac{1}{2\pi} \int_{-\infty}^{\infty} [K_F] e^{-i\omega\tau} d\tau; \quad (19)$$

$$[K_F] = \left\langle \left\{ \begin{matrix} F(t+\tau) \\ F(t) \end{matrix} \right\} \left\{ \begin{matrix} F(t) \\ F(t) \end{matrix} \right\}^* \right\rangle = \begin{bmatrix} 0 & \dots & \dots & 0 & \dots & \dots & \dots & 0 \\ 0 & \dots & 0 & \dots & 0 & \dots & \dots & \dots \\ \dots & 0 & K_{f_1} & 0 & K_{f_1 f_2} & 0 & \dots & \dots \\ \dots & \dots & 0 & \dots & 0 & \dots & \dots & 0 \\ \dots & 0 & K_{f_2 f_1} & 0 & K_{f_2} & \dots & \dots & \dots \\ \dots & \dots & \dots & \dots & \dots & \dots & \dots & \dots \\ \dots & \dots & \dots & \dots & 0 & \dots & 0 & \dots \\ 0 & 0 & \dots & \dots & \dots & 0 & \dots & 0 \end{bmatrix},$$

де $K_f(\tau)$ – це кореляційна функція зовнішньої сили, що моделює вплив нерівностей дорожнього полотна через ТЗ,

$$K_{f_j} = \left\langle f_j^0(t+\tau) \cdot f_j^0(t)^* \right\rangle = c_{s_j}^2 K_{\eta}(\omega), \quad (20)$$

де j приймає значення 1 та 2 для передньої та задньої осей відповідно. Спектральна щільність цієї компоненти відповідно має вигляд:

$$S(\omega)_{f_j} = c_{s_j}^2 S_{\eta}(\omega). \quad (21)$$

$$\begin{aligned} K_{f_1 f_2} &= \left\langle f_1^0(t+\tau) \cdot f_2^0(t)^* \right\rangle = \\ &= c_{s_1} c_{s_2} \left\langle \eta_1^0(t+\tau) \cdot \eta_2^0(t-\tilde{t})^* \right\rangle = c_{s_1} c_{s_2} \left\langle \int_{-\infty}^{\infty} C_{\eta}(\omega) e^{i\omega(t+\tau)} d\omega \cdot \int_{-\infty}^{\infty} C_{\eta}^*(\zeta) e^{i\zeta(t-\tilde{t})} d\zeta \right\rangle = \end{aligned}$$

$$= c_{S_1} c_{S_2} \int_{-\infty}^{\infty} \int_{-\infty}^{\infty} \langle C_{\eta}(\omega) \cdot C_{\eta}^*(\zeta) \rangle e^{i\omega(t+\tau) - i\zeta t + i\zeta \tilde{t}} d\omega d\zeta = c_{S_1} c_{S_2} \int_{-\infty}^{\infty} S_{\eta}(\omega) e^{-i\omega\tau} e^{i\omega\tilde{t}} d\omega ;$$

$$K_{f_1 f_2} = \int_{-\infty}^{\infty} S_{f_1 f_2}(\omega) e^{i\omega\tau} d\omega ; \quad (22)$$

$$S_{f_1 f_2}(\omega) = c_{S_1} c_{S_2} S_{\eta}(\omega) e^{i\omega\tilde{t}} ; \quad (23)$$

$$S_{f_2 f_1} = S_{f_1 f_2}^* = c_{S_1} c_{S_2} S_{\eta}(\omega) e^{i\omega\tilde{t}} e^{-i\omega\tilde{t}} . \quad (24)$$

Взаємна спектральна щільність це комплексний вираз, функція когерентності для неї, у даному випадку запізнення дорівнює 1, тобто здвиг за фазою між навантаженнями $f_1(t)$ та $f_2(t)$ фіксований у часі, тем не менш сам здвиг за фазою існує, що приводить до періодичної зміни фази дії сил за деяким набором частот. Фаза взаємної спектральної щільності може бути визначена

$$\gamma(\omega) = \arctg \left(\frac{\text{Im}[S_{f_1 f_2}]}{\text{Re}[S_{f_1 f_2}]} \right) . \quad (25)$$

Відповідно до цього виразу, з урахування (23), періодична зміна фази відбувається на частотах кратних величині $1/\tilde{t}$:

$$\Omega = \frac{\pi}{2\tilde{t}} k , \quad (26)$$

де k приймає значення $k = 1, 3, 5, 7, 9, \dots$ Це можна побачити на рис. 4.

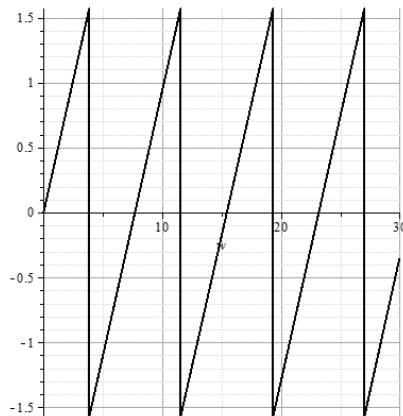


Рисунок 4 – Здвиг за фазою

Таким чином, враховуючи отримані вирази для спектральних щільностей та кореляційних функцій компонентів вектору навантаження з урахуванням формул Вінера-Хінчина можна представити матрицю взаємних спектральних щільностей навантаження $[S_F(\omega)]$ у наступному вигляді:

$$[S_F(\omega)] = \begin{bmatrix} 0 & \dots & \dots & 0 & \dots & \dots & \dots & 0 \\ 0 & \dots & 0 & \cdot & 0 & \dots & \dots & \dots \\ \dots & 0 & c_{S_1}^2 S_\eta(\omega) & 0 & c_{S_1} c_{S_2} S_\eta(\omega) e^{i\omega \tilde{t}} & 0 & \dots & \dots \\ \dots & \dots & 0 & \dots & 0 & \dots & \dots & 0 \\ \dots & 0 & c_{S_1} c_{S_2} S_\eta(\omega) e^{-i\omega \tilde{t}} & 0 & c_{S_2}^2 S_\eta(\omega) & \dots & \dots & \dots \\ \dots & \dots & \dots & \dots & \dots & \dots & \dots & \dots \\ \dots & \dots & \dots & \dots & 0 & \dots & 0 & \dots \\ 0 & 0 & \dots & \dots & \dots & \dots & 0 & \dots & 0 \end{bmatrix}, \quad (27)$$

де $S_\eta(\omega)$ – це спектральна щільність мікропрофілю дороги (див. (1), (2) та рис. 2)

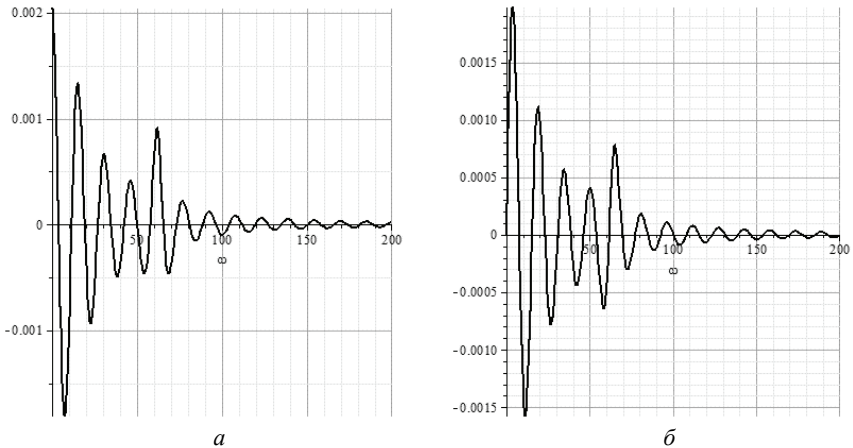


Рисунок 5 – Реальна частина (а) та мнима частина (б) взаємної спектральної щільності

Скінченно-елементна модель. При моделюванні випадкових коливань використовувалась скінченно-елементна модель, яка складається з основного корпусу, опор та ресор на які приводиться навантаження. СЕ-модель представлена на рис. 6.

В області стику опори та основного корпусу є концентратор напруження тому запропоновано зменшити СЕ-сітку у цьому місці. Це можна бачити на рис. 6.

Аналіз власних коливань. Для вирішення задачі випадкових коливань потрібно знайти власні форми конструкції як видно з формули (7). Тому був проведений розрахунок власних коливань конструкції та знайдені власні частоти у діапазоні від 0 до 300 Гц. Спектр власних частот достатньо густий. Він представлений на рис. 7.

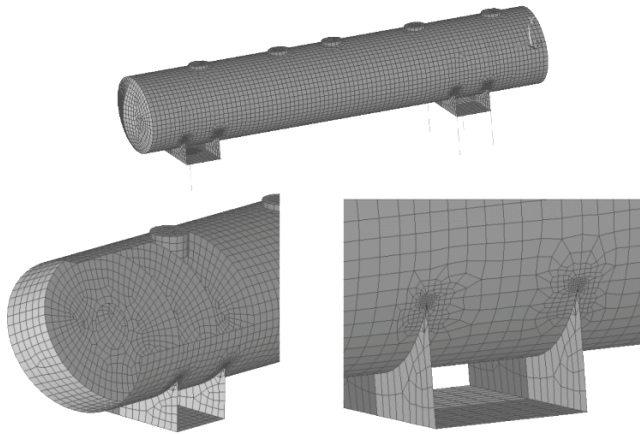


Рисунок 6 – SE-модель

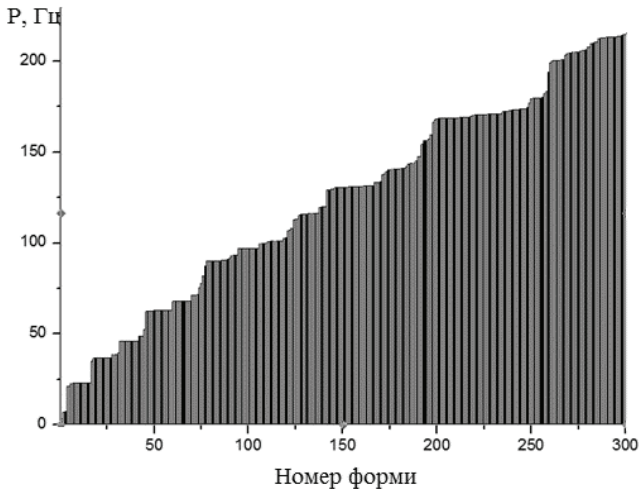


Рисунок 7 – Графік власних частот

Аналіз отриманого спектру показує, що спектр поділяється на декілька груп частот, із близькими значеннями. Таке явище обумовлено тим, що кожна група відповідає за однотипні власні коливання внутрішніх хвилерізів та перегородок по черзі. На рис. 8 представлені форми власних коливань для таких груп. Аналіз отриманих форм вказує на наявність деформованих форм коливань. Вібрація також супроводжується деформацією котла цистерни (рис. 8, *a*) та локальних деформованих форм для відповідних груп (рис. 8, *б*, *в*, *г*), за якими збуджуються просторові вібрації лише у локальних частинах конструкції цистерни.

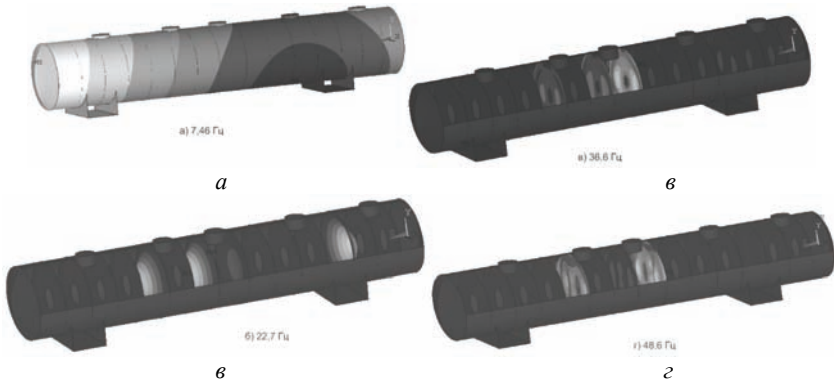


Рисунок 8 – Форми коливань конструкції: *а* – 7,46 Гц; *б* – 22,7 Гц; *в* – 36,6 Гц; *г* – 48,6 Гц

Дослідження випадкових коливань. Першим етапом розрахунку випадкових коливань було визначення спектральної щільності переміщень при всіх типах навантаження. Результати розрахунків зараженні на рис. 9 та 10. Для наочності на графіках пунктирною лінією показано спектральну щільність переміщень при одночасній дії навантаження на обидві осі ТЗ.

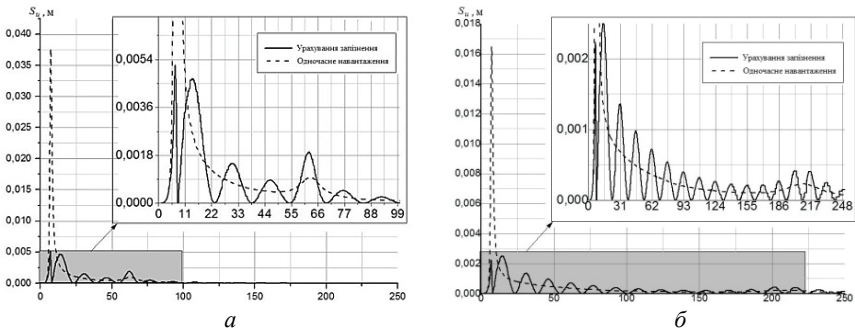


Рисунок 9 – Спектральна щільність переміщень при швидкості 60 км/год при однаковому навантаженні та з урахуванням запізнення на асфальтному (*а*) та булижному покритті (*б*)

Аналізу отриманих результатів показує, що перший сплеск на графіку спектральної щільностей (рис 9, 10) спостерігається на частоті 7,5 Гц, що відповідає значенню першої власної форми коливань конструкції (рис. 8, *а*). Другий сплеск, при одночасному навантаженні, спостерігається на частоті, яка відповідає максимальним рівням збурення з боку дороги. При чому, при русі по асфальтному покритті сплеск, що пов'язаний зі збуренням дороги більш явний. За зазначеними графіками видно, що при урахуванні ефекту запізнення, спектральна щільність має дуже багато сплесків, які охоплюють-

ся огиноючою, що повторює характер спектральної щільності при одночасному навантаженні, але має багато інших сплесків які відповідають здвигу за фазою зовнішнього навантаження (див. рис. 4). Це пов'язано з тим, що навантаження є широкосмуговим, але за рахунок запізнення усі власні частоти не будуть збурюватись, як при одночасному навантаженні.

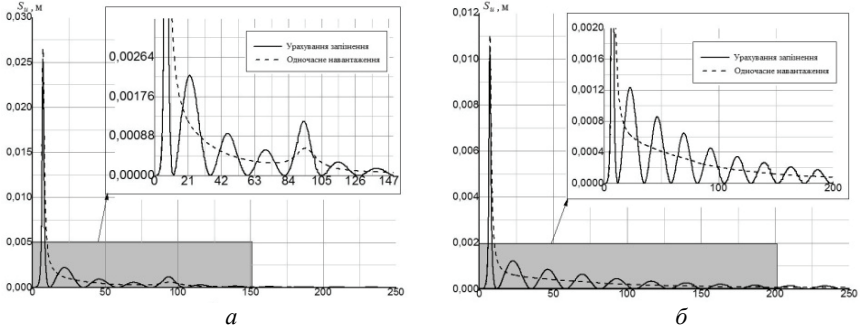


Рисунок 10 – Спектральна щільність переміщень при швидкості 90 км/год при однаковому навантаженні та з урахуванням запізнення на асфальтному (а) та булижному покритті (б)

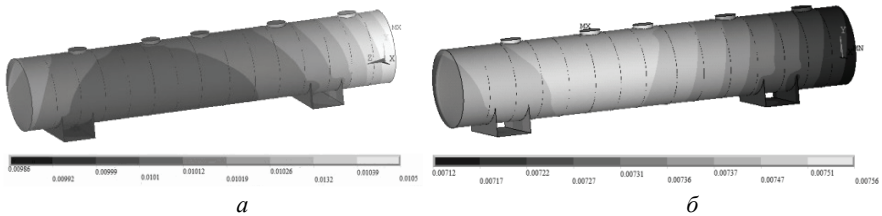


Рисунок 11 – Розподілення СКВ переміщень при одночасному навантаженні (а) та з урахуванням запізнення (б)

За допомогою отриманих спектральних щільностей було обчислено середнє квадратичне відхилення (СКВ).

$$\{\sigma_u\} = \sqrt{\int_0^{\infty} \text{diag}[S_F(\omega)] d\omega}. \quad (28)$$

Аналіз розподілення СКО переміщень на швидкості 60 км/год при двох типах навантаження, дозволяє зазначити, що при одночасному збуренні зони найбільшого СКО переміщень спостерігається на краях конструкції, а при урахуванні ефекту запізнення зона найбільшого СКО переміщень є середина конструкції. Найбільше значення спостерігається при русі 30 км/год по асфальтному покритті з урахуванням запізнення у часі, значення СКО переміщень в цьому випадку більше на 19 % ніж при русі по булижному покриттю на той самій швидкості.

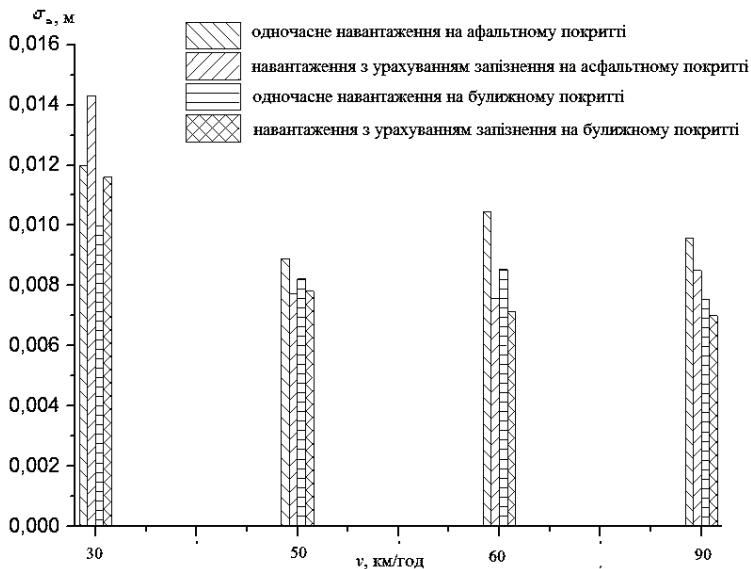


Рисунок 12 – Значення СКВ при різних швидкостях

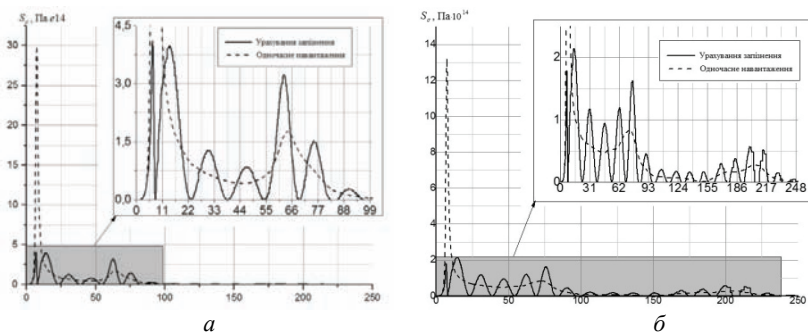


Рисунок 13 – Спектральна щільність напруження при швидкості 60 км/год при одноковому навантаженні та з урахуванням запізнення на асфальтному (а) та булижному покритті (б)

Спектральна щільність напруження має такий ж характер як і спектральна щільність переміщень, тобто при одночасному навантаженні на ресори на графіку спектральної щільності спостерігається два виражених сплески: на частоті, яка відповідає власній формі конструкції та на частоті, яка відповідає частоті збурення дороги. За СКВ напруження визначені небезпечні точки конструкції та підрахована спектральна щільність напруження у цих точках.

Як видно з усіх проведених розрахунків, небезпечною точкою для конструкції є стик основної цистерни з опорою. Для цієї точки отримані спектральні щільності для усіх типів навантаження.

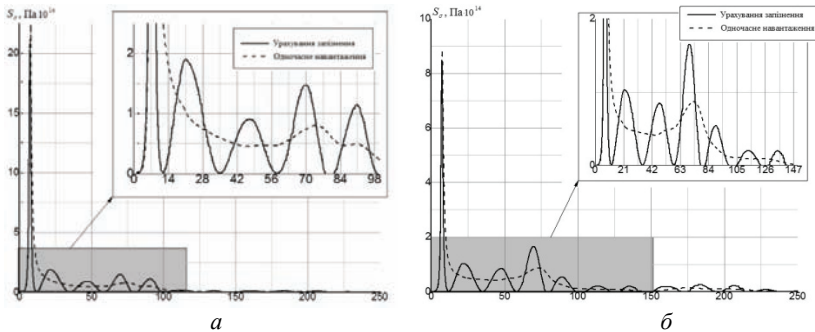


Рисунок 14 – Спектральна щільність напруження при швидкості 90 км/год при однаковому навантаженні та з урахуванням запізнення на асфальтному (а) та буличному покритті (б)

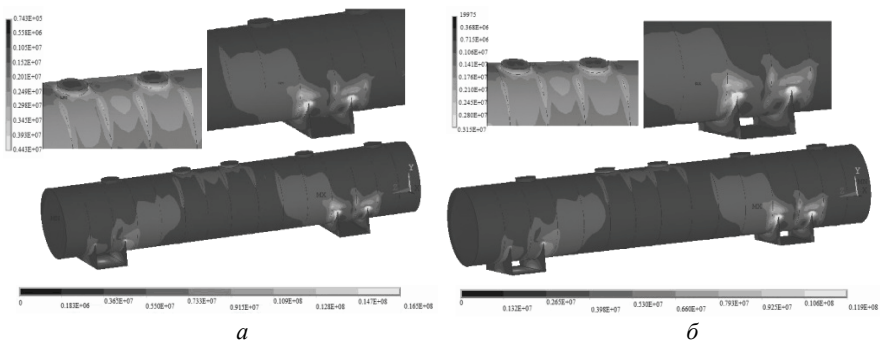


Рисунок 15 – Розподілення СКВ напруження по конструкції при швидкості 60 км/год при однаковому навантаженні (а) та з урахуванням запізнення (б) на асфальтному покритті

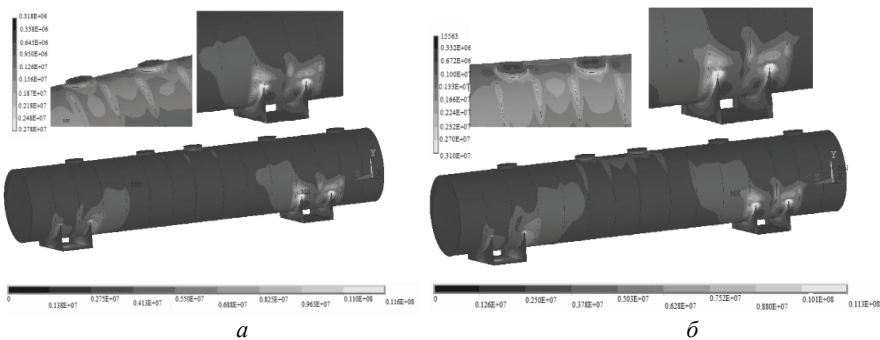


Рисунок 16 – Розподілення СКВ напруження по конструкції при швидкості 60 км/год при однаковому навантаженні (а) та з урахуванням запізнення (б) на та буличному покритті

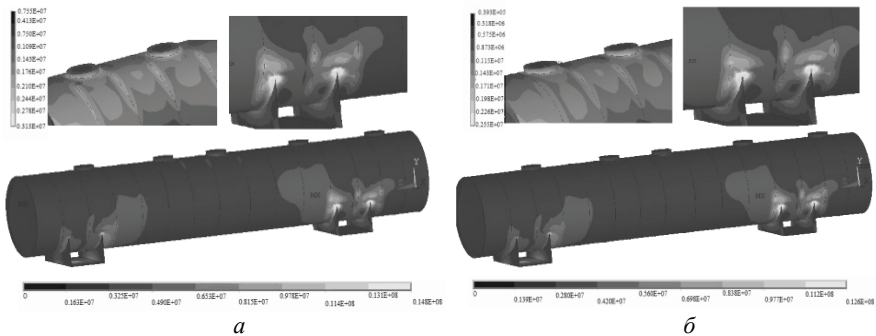


Рисунок 17 – Розподілення СКВ напруження по конструкції при швидкості 90 км/год при однаковому навантаженні (а) та з урахуванням запізнення (б) на асфальтовому покритті

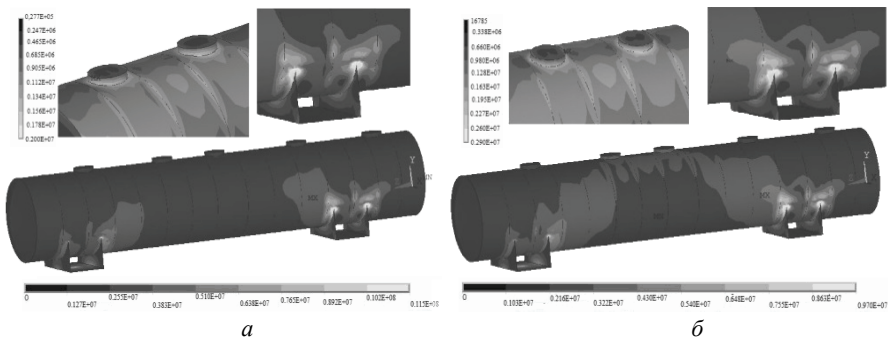


Рисунок 18 – Розподілення СКВ напруження по конструкції при швидкості 90 км/год при однаковому навантаженні (а) та з урахуванням запізнення (б) на та булижному покритті

Також можна зазначити, що навкруги люків існують зони, де значення напруження більше ніж на інших ділянках але не перевищують границю пружності. Для цієї точки отримані спектральні щільності напруження для усіх варіантів навантаження.

Висновки. Аналізуючи вище викладене, можна зробити такі висновки:

1. В даній роботі проаналізовано мікропрофіль дороги, створена скінченно-елементна модель конструкції.

2. Після порівняння результатів спектральної щільності з одночасним навантаженням та з урахуванням запізнення можна зробити висновок що, при одночасному навантаженні спектральна щільність має лише два сплески на власній частоті та максимальній частоті зовнішнього збудження, а при урахуванні запізнення спектральна щільність має більше сплесків, але загальний характер такий самий як і при однаковому навантаженні

3. За розподіленням СКВ напруження можна бачити, що зони біля опор та люків є найбільш чутливі для пошкоджень

4. З аналізу СКВ переміщень видно, що при урахуванні запізнення зони більших змін амплітуди змінюються. Більші амплітуди виникають при русі 30 км/годна асфальтному покритті.

Список літератури: 1. Аврамов М.В. Разработка метода расчета несущих систем колесных машин при случайных стационарных колебаниях / М.В. Аврамов. – Саратов : автореф. дисс. на соискание науч. степени канд. техн. наук : спец 01.02.06. «Динамика, прочность машин, приборов и аппаратуры», 2009. – 17 с. 2. Галимянов И.Д. Оценка усталостной долговечности кабин грузовых автомобилей расчетно-экспериментальным методом / И. Д. Галимянов. – Набережные Челны : автореф. дисс. на соискание науч. степени канд. техн. наук : спец. 05.05.03 «Колесные и гусеничные машины», 2009. – 16 с. 3. Younesian D. Fatigue life estimation of MD36 and MD523 bogies based on damage accumulation and random theory / D. Younesian, A. Solhmirzaei, A. Gachloo. // Journal of Mechanical science and technology, 2011. – 9 с. 4. Шостак Р.М. Ризики виникнення пожеж під час експлуатації залізничних цистерн з пошкодженнями типу «вмятина» / Р.М. Шостак. — Київ : автореф. дисс. на соискание науч. степени канд. техн. наук : спец. 21.06.02 – «пожежна безпека», 2012. – 23 с. 5. Мясницкий Р.Н. Разработка расчетных моделей и методов оценки работоспособности цистерн несущей конструкции / Мясницкий Р. Н. – М. : дисс. канд. тех. наук 05.05.04, 2009. – 173 с. 6. A.B. Hougaz Probabilistic Structural Analysis Applied To Spring Leaf Suspension Assembly Of Semi-Trailer Tank Vehicle / A.B.Hougaz, C.A.N. Dias // SanPauls: 17th International Congress of Mechanical Engineering, 2003. – 8 с. 7. Milan Saga Simulation Of Vertical Vehicle Non-Stationary Random Vibrations Considering Various Speeds / Milan Saga, Lenka Jakubovicova // Transport z.84, 2014. – 6 с. 8. Dai J. Random displacement and acceleration responses of vehicles with uncertainty / J.Dai, W.Gao, N. Zhang. // Journal of Mechanical science and technology, 2011. – 8 с. 9. H. Badi Sensitivity and reliability analysis of articulated heavy vehicle / H. Badi, F.Bernardin, M. Bouteldja, M. Fogli, C.H. Lamarque // Leuven, Belgium Eurodyn, 2011. – 9 с. 10. V.Rouillard On the Non-Gaussian Nature of random vehicle vibrations / V.Rouillard // Progressing of the world congress on engineering. – London U.K., 2007. – Vol. II. – 6 с. 11. Li-Xin Guo Vehacle Vibration Analysis in changeable speeds solved by pseudo excitation / Li-Xin Guo, Li-Ping Zhang // Mathematical Problems in Engineering. – 2009. – 9 с. 12. Ф.М. Дименберг Вибрации в технике, т. 3. / Ф.М. Дименберг, К.С. Колесников. – М.: Машиностроение, 1980. – 545 с. 13. Ларин А.А. Прогнозирование и анализ надежности машиностроительных конструкций / А.А. Ларин. – Х.: НТУ «ХПИ», 2011. – 132 с. 14. Ричардс Р.Б. Метод конечных элементов в теории оболочек и пластин / Р.Б. Ричардс. – Рига: «Зинатне», 1988. – 282 с. 15. Грицан С. О. Дослідження динамічного напруженого стану в лопатках турбомашин методом комбінованого розкладання по власним формам напружень та переміщень / С. О. Грицан, О. О. Ларін // Вісник НТУ «ХПИ». Збірник наукових праць. Тематичний випуск «Динаміка і міцність машин». – Х.: 2011. – № 52. – С. 54-62.

Bibliography (transliterated): 1. Avramov M.V. Development of a method for calculating bearing systems-wheeled vehicles with stationary random vibrations. M.V.Avramov. Saratov: author. dis. for obtaining scientific. Candidate stage. tehn. Sciences: 01.02.06 spec. «Dynamics and strength of machines, devices and equipment», 2009. 17 Print. 2. Galimyanov I.D. Assessment of fatigue life truck cabins of method stoassess. I. D. Galimyanov. Naberezhnye Chelny: Author. dis. for obtaining scientific. Candidate stage. tehn. Sciences: spec. 05.05.03 Wheeled and tracked vehicles, 2009. 16 Print. 3. D. Younesian, A. Solhmirzaei, A. Gachloo Fatigue life estimation of MD36 and MD523 bogies based on damage accumulation and random theory. D. Younesian, A. Solhmirzaei, A. Gachloo. Journal of Mechanical science and technology, 2011. 9 Print. 4. Shostak R.M. Risk of fire during the operation of railway tank swthinjuriessuchas "dent"/ R.M. Shostak. Kyiv: Author. Thesis on soyskanye scientific. Steps candidate. Sc. sciences specials. 21.06.02. "FireSafety", 2012. 23 Print. 5. Myasnitskiy R.N. The development of computational models and methods for assessing performance tank support structure dis. those candidate. Myasnitskiy R. N. Sciences 05.05.04. Moscow: 2009. 173 Print. 6. A.B. Hougaz,

C.A.N. Dias Probabilistic Structural Analysis Applied To Spring Leaf Suspension Assembly Of Semi-Trailer Tank Vehicle. A.B.Hougaz, C.A.N. Dias. Sas Pauls: 17th International Congress of Mechanical Engineering, 2003. 8 Print. 7. MilanSaga, Lenka Jakobovichova Simulation Of Vertical Vehicle Non-Stationary Random Vibrations Considering Various Speeds. Milan Saga, Lenka Jakobovichova. Transport z.84, 2014. 6 Print. 8. J.Dai, W.Gao, N. Zhang Random displacement and acceleration responses of vehicles with uncertainty. J.Dai, W.Gao, N. Zhang. Journal of Mechanical science and technology, 2011. 8 Print. 9. H. Badi, F.Bernardin, M. Bouteldja, M. Fogli, C.H. Lamarque Sensitivity and reliability analysis of articulated heavy vehicle. H. Badi, F.Bernardin, M. Bouteldja, M. Fogli, C.H. Lamarque. Leuven, Belgium Eurodyn, 2011. 9 Print. 10. V.Rouillard On the Non-Gaussian Nature of random vehicle vibrations. V.Rouillard. Progressing of the world congress on engineering. Vol II, London U.K., 2007. 6 Print. 11. Li-Xin Guo, Li-Ping Zhang Vehacle Vibration Analysis in changeable speeds solved by pseudo excitation. Li-Xin Guo, Li-Ping Zhang. Mathematical Problems in Engineering, 2009. 9 Print. 12. M. Dimenberg, K.S. Kolesnikov Vibrations in technique. Vol. 3. F.M. Dimenberg, K.S. Kolesnikov. Moscow: Engineering, 1980. 545 Print. 13. Larin A.A. Prediction and reliability analysis of engineering structures. AA Larin. Kharkiv: NTU "KPI", 2011. 132 Print. 14. R.B. Richards The finite element method in the theory of shells and plates. R.B.Richards. Riga: Zinatne, 1988. 282 Print. 15. Hrytsan S.A., Larin A.A. Investigation of dynamic stress state in turbo machinery blades by the combined expansion in eigen modes stresses and displacements. Hrytsan S.A., Larin A.A. Kharkiv: Vestnik NTU "KPI". Scientific Papers. The maticissue "Dynamics and Strength of Machines", 2011. № 52. 54-62 Print.

Поступила (received) 20.11.2014

УДК 004.942 : 62.251

С.В.ЛЕЛЕКА, студент, НТУ «ХПИ»;

А.А. ВОДКА, канд. техн. наук, НТУ «ХПИ»

ОБЛАЧНАЯ КОМПЬЮТЕРНАЯ СИСТЕМА ДЛЯ АВТОМАТИЗАЦИИ ИНЖЕНЕРНЫХ РАСЧЕТОВ С ИСПОЛЬЗОВАНИЕМ САПР SOLIDWORKS

Разработан программный продукт, который представляет собой дополнение для SolidWorks, позволяющее шаблонизировать и автоматизировать процесс выполнения различных типов анализа. Реализована возможность облачного и удаленного проведения выбранного анализа. Актуальность облачных расчетов заключается в том, что они существенно экономят ресурсы компьютера и избавляют от необходимости устанавливать дополнительное программное обеспечения (CAD/CAE системы). В статье приводится основное описание разработанного продукта, а так же технологии его создания и обоснование выбора этих технологий. Описаны основные действия необходимые для при проведении каждого из трех доступных типов анализа (локальный, удаленный и облачный). Возможности двух типов анализа (локальный и облачный) разработанного продукта показаны в тестовом расчете по определению собственных частот и форм ротора турбогенератора ТГВ-200М, целью которых является определение резонансных частот. На основе проведенного тестирования показаны преимущества облачных расчетов.

Ключевые слова: облачная компьютерная система, SolidWorks, анализ.

© С. В. Лелека, А.А. Водка, 2014

Введение

Системы конечно-элементного (КЭ) анализа уже давно стали неотъемлемым инструментом при проведении инженерных расчетов различной сложности, использование компьютерных моделей, вместо реальных конструкций существенно снижает затраты и время необходимое на проведение проектирования.

Автоматизация расчетов позволяет еще больше сэкономить время исследователя. В данной работе особое внимание уделяется шаблонизации расчетов в программном пакете (ПК) SolidWorks. В представленной программе реализовано три способа проведения расчетов: локальный, удаленный и облачный. Под локальным подразумевается проведения расчета на том же компьютере, где установлена клиентская часть. Удаленный расчет – проведение расчета на другом компьютере, подключенным по локальной сети. Ограничением для удаленного анализа является то, что большинство компьютеров в сети находятся за прокси серверами или используют модем для доступа в сети, из-за чего установить соединение с удаленным компьютером на прямую невозможно, поэтому удаленный расчет рассчитан на компьютеры, находящиеся в одной локальной сети. Решением данной проблемы является использование промежуточного веб сервиса, посредством которого осуществляется связь между двумя компьютерами. Такой тип проведения расчета называется облачным. Облачные и удаленные расчеты позволяют существенно экономить ресурсы компьютера.

Демонстрация возможностей и тестирования работы программного пакета выполнено в примере расчета собственных частот и форм колебаний ротора турбогенератора ТГВ-200М.

1 Организация компьютерной системы

ПК SolidWorks основан на библиотеке .NET, поэтому разработанная программа написана на языке программирования, который работает с этой библиотекой. Широкое распространение в практике получили такие языки: VB.NET, C++(NET), C#, J# и т.д. Для написания данного приложения использовался язык C#, который был выбран из-за C – подобного синтаксиса (в отличие VB.NET), технологии LINQ (LanguageIntegratedQuery), которая упрощает работу с запросами к базе данных (БД), также данный язык активно развивается, за последние десять лет было выпущено пять (пятая последняя) версий, язык прост, типобезопасен и объектно-ориентирован [1, 2, 5]. Для проектирования интерфейса пользователя использовалась технология WPF (WindowsPresentationFoundation) [4]. WPF предоставляет набор средств для создания визуального интерфейса, включая язык XAML (ExtensibleApplicationMarkupLanguage).

Системы подобные представленной в данной статье можно создавать не только для CAD SolidWorks, но и для других CAD/CAE систем, SolidWorks был выбран из-за наличия API (ApplicationProgrammingInterface), который хорошо документирован [6] и облегчает взаимодействие программного про-

дукта с SolidWorks [7]. Данный программный продукт разрабатывался в среде интегрированной разработки (IDE) семейства Microsoft Visual Studio, инструмент для разработки был выбран исходя из функционала, по отладке, построению и тестированию программ. Для написания веб сервиса, необходимого для работы с облачным анализом ASP.NET [8]. База данных использована в приложении – MS SQL Express. На рис. 1, *a* показано главное окно данного приложения.

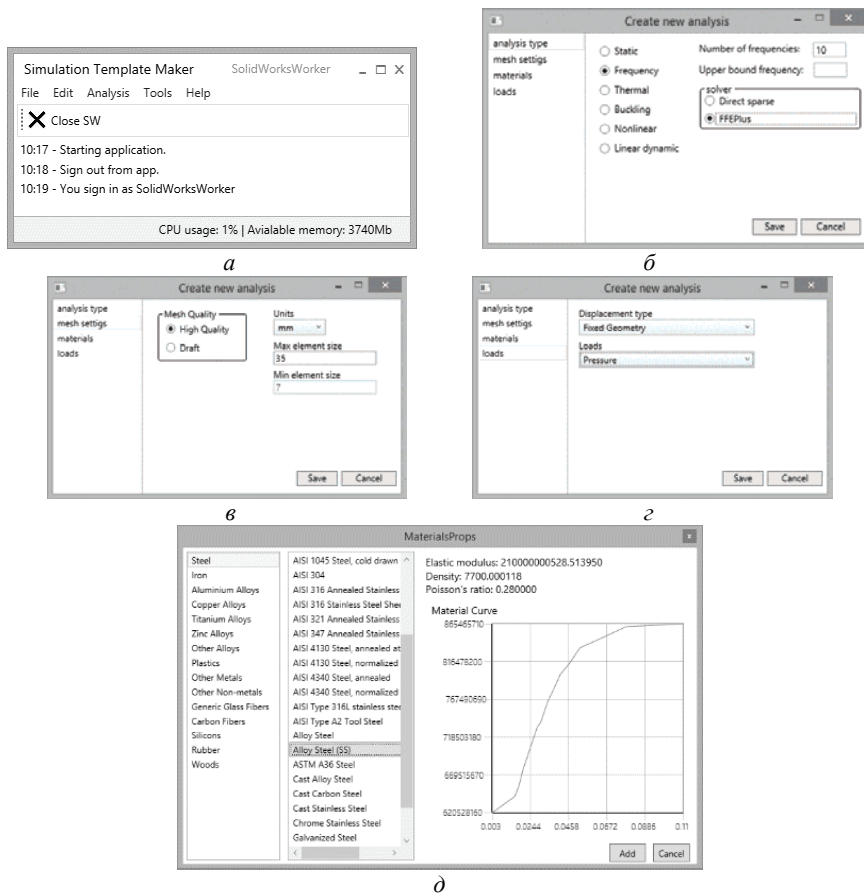


Рисунок 1 – Некоторые из представлений программы: *a* – главное окно; *b* – выбор типа анализа; *в* – настройки КЭ сетки; *г* – задание граничных условий; *д* – выбор типа материала

При проведении локального анализа нужно придерживаться следующей последовательности действий: указать тип анализа (см. рис. 1, *b*); задать настройки КЭ сетки (см. рис. 1, *в*); выбрать тип материала (см. рис. 1, *д*), список

которых подгружается из файла `solidworksmaterials.sldmat`, который является xml файлом, где записаны все названия материалов, их характеристики, а также данные для построения графика кривой деформирования материала, который также будет показан при его выборе; при помощи утилиты PID Collector указать координаты тех частей модели где будут заданы граничные условия (см. рис. 1, *г*); после проведения данных этапов пользователь должен выбрать модель, для которой будет проводится анализ и указать его имя, после чего все настройки сохраняются в xml файл, а также создается папка, название которой совпадает с названием анализа, куда и помещается файл с настройками и выбранная модель. Таким образом мы получаем некий шаблон, в своем роде макрос для проведения анализа, главной особенностью которого является гибкость в плане изменения настроек анализа. Для проведения нового расчета достаточно изменить нужные поля в файле. Методы чтения настроек, а также запуск расчета реализованы в отдельной библиотеке, скомпилированной в dll файл. Библиотека анализа не привязана конкретно к данной системе, что делает возможным использования ее в других программах написанных на языке C#. При завершении анализа программа создает подкаталог с названием, совпадающим с названием анализа, в каталоге указанном в настройках как рабочая папка и сохраняет результаты в формате eDrawing (`eprt`, `easm`), что дает возможность при помощи COM – интерфейса eDrawing, визуализировать результаты в самой программе.

Для проведения удаленного расчета на первом этапе необходимо установить соединение с сервером. Протоколом по которому осуществляется связь клиентского приложения и серверного является TCP, работа с которым описана в [3]. Для проверки доступности сервера используется ICMP – запрос (пинг), отправка данного запроса реализована в самом приложении, с помощью класса Ping, из-за чего нет необходимости использовать сторонние утилиты. Сервер считается доступным, если было получено сообщение ответа по ICMP, после чего и устанавливается связь между сервером и клиентом. Порт, используемый для передачи данных между клиентом и сервером – 8085, взаимодействие между ними происходит с помощью передачи сообщений по TCP. В приложении реализована передача как текстовых данных так и бинарных данных. Посредством передачи текстовых команд, клиент управляет сервером.

При проведении удаленного анализа в настройках программы обязательно нужно указать ip адрес удаленной машины, что можно сделать двумя способами – ввести ip адрес вручную (рис. 2, поз. 1), или же выбрать из списка, в котором представлены адреса всех компьютеров подключенных к сети (см. рис. 2, поз. 2); рабочую папку на удаленной машине (см. рис. 2, поз. 4); указать путь к файлу с материалами (см. рис. 2, поз. 5); а также в результате необходимости указать отправлять ли модель на удаленный компьютер (см. рис. 2, поз. 3) и ожидать ли результаты (см. рис. 2, поз. 6). Как и в случае с настройками для анализа, настройки удаленного доступа записываются в xml

файл. Для осуществления удаленного доступа на удаленной машине должна быть установлена программа сервер, которая и будет осуществлять связь с клиентом. Принцип работы удаленного анализа таков: сначала происходит проверка соединения с указанным в настройках ip адресом, в случае успешного соединения на данный адрес отправляется файл с настройками анализа, а также, если было указано, модель для расчета; после принятия всех необходимых данных программа сервер запускает анализ, после которого, если было отмечено (см. рис. 2, поз. 6), результаты отправляются на клиент и сервер переводится в режим прослушивания подключений по TCP.

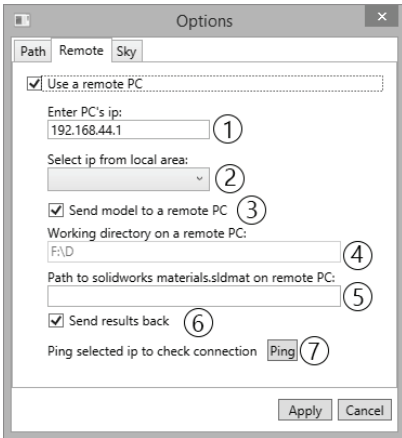


Рисунок 2 – Окно сетевых настроек

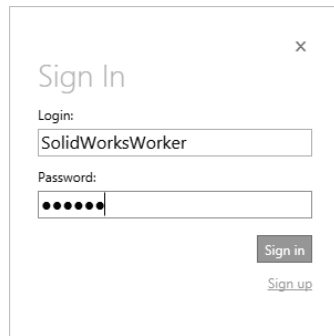


Рисунок 3 – Окно входа в приложение

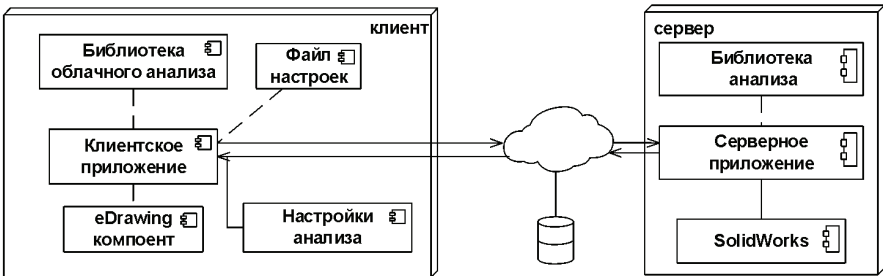


Рисунок 4 – Принцип работы облачного анализа

Для использования облачного расчета необходимо создать учетную запись пользователя, что делается в самом приложении, после ее создания необходима авторизация (рис. 3), это дает доступ к запуску облачного анализа. На машине, где будет производиться расчет, как и в случае с удаленным анализом, должно быть запущено приложение сервер, на котором также необходимо пройти авторизацию. Общий принцип работы таков: необходимо вы-

брать или создать новый анализ, после чего идет загрузка настроек анализа, модели и файла с материалами на сервер, а также добавляется новая информация в БД; программа сервер в свою очередь каждые несколько секунд проверяет БД на наличие нового анализа, после обнаружения такого производится расчет, результаты которого отправляются на сервер, а также изменяется информация в БД (структура БД – рис. 4); программа клиент скачивает результаты с сервера и открывает окно просмотра результатов. На диаграмме развертывания UML (рис. 4) показан данный принцип работы, на рис. 5 – пример окна результата.

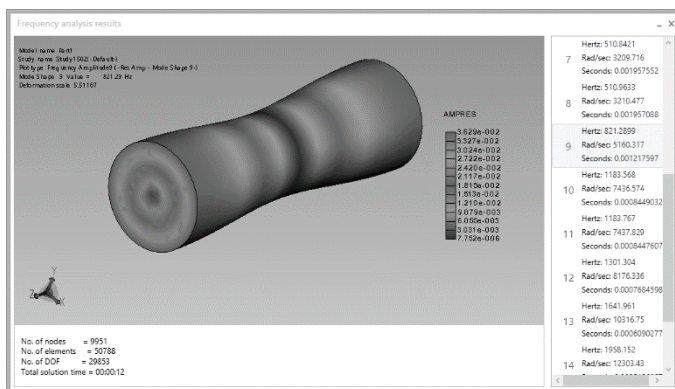


Рисунок 5 – Окно просмотра результатов

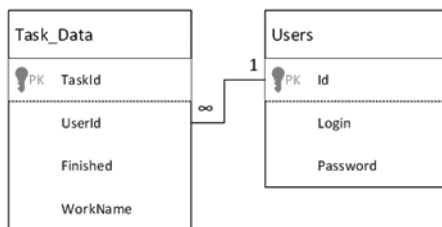


Рисунок 6 – Структура БД

2 Тестовый расчет по определению собственных частот и форм ротора турбогенератора ТГВ-200М

Геометрическая модель ротора была построена на основе его чертежа, взятого из книги [9]. Модель представляет собой сборку, состоящую из бочки ротора, медной обмотки и двух бандажей которые удерживают обмотку ротора. Параметрическая модель ротора изображена на рис. 5, при проведении расчета использовались две модели ротора с разными значениями параметра L1. С помощью разработанной компьютерной системы был проведен анализ собственных частот и форм ротора. Анализ проводился для определения возможности возникновения резонанса, поскольку рабочая частота ротора со-

ставляет 50Гц, то резонансными будут частоты кратные ней. В качестве результатов представлена таблица (табл. 1) с собственными частотами обеих роторов и изображения (рис. 7) некоторых форм из данных частот.

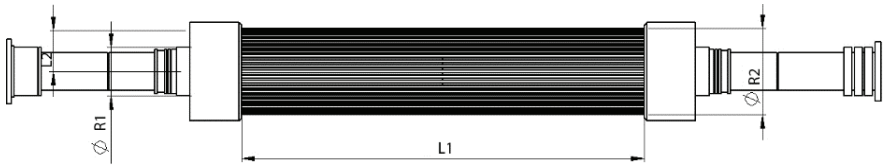


Рисунок 7 – Параметрическая модель ротора

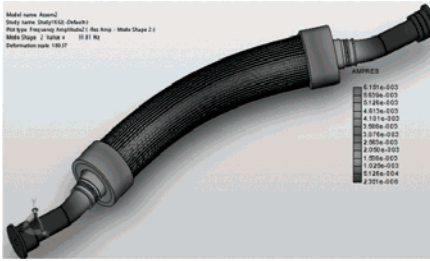
Таблица 1 – Результаты расчетов

Номер формы	Модель 1		Модель 2	
	Частота, Hz	Частота, rad/sec	Частота, Hz	Частота, rad/sec
1	31.81	199.87	33.867	212.79
2	90.157	566.47	94.512	593.83
3	145.19	912.26	145.18	912.17
4	165.91	1042.4	174.47	914.82
5	170.01	1068.2	265.59	1668.8
6	260.39	1637.5	298.96	1878.4
7	279.6	1757.1	393.11	2470

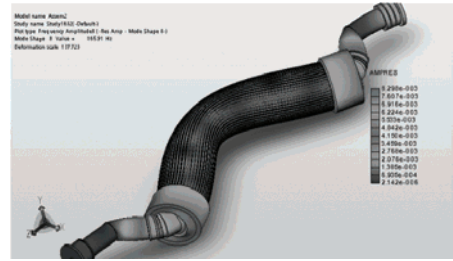
Для тестирования работы облачного расчета использовалась та же модель ротора. Характеристики компьютеров, на которых производилось тестирование, представлены в табл. 2. Компьютер 1 (к1) выполнял роль клиента, а компьютер 2 (к2) был сервером. Выбор к2 в качестве сервера был обоснован тем, что хоть его процессор и имеет всего 2 ядра, в отличии от к1, но ОЗУ у к2 двухканальная, что увеличивает ее быстродействие, объем и частота ОЗУ тоже больше чем у к1. Объем и скорость ОЗУ при проведении расчетов в ПК SolidWorks очень важен, особенно при разбиении модели на КЭ. Как видно из результатов тестирования, время затраченное к2 на расчет меньше на 20.75%, что свидетельствует о том, что функция облачного расчета полностью удовлетворяет требованиям.

Таблица 2 – Характеристики компьютеров

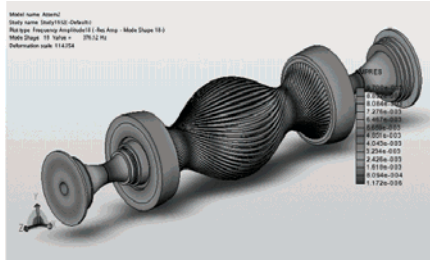
Компьютер 1			Компьютер 2		
Процессор	ОЗУ	Время расчета (с)	Процессор	ОЗУ	Время расчета (с)
IntelCorei7 – 2670QM – 2.2GHz (overclock – 2.8 GHz) – 4 физических ядра, 8 – логических	4 Gb DDR3 – 1333MHz	665	IntelCorei5 – 3210M – 2.5GHz (overclock – 3.1GHz) – 2 физических ядра, 4 – логических	6 Gb DDR3 – 1600MHz	527



а



б



в



г

Рисунок 7 – Формы колебаний: а – форма при частоте 31,81 Hz; б – форма при частоте 165,91 Hz; в – форма при частоте 376,12 Hz; г – форма при частоте 625,62 Hz

Выводы

Разработана компьютерная система, позволяющая шаблонизировать и автоматизировать процесс проведения расчетов в ПК SolidWorks. Данная система дает возможность проведения расчетов как на локальной машине так и на удаленной. Для тестирования системы был проведен локальный и удаленный расчет собственных частот и форм ротора турбогенератора ТГВ-200М.

Список литературы: 1. Троелсен Э. Язык программирования C# 5.0 и платформа .NET 4.5, 6-е изд.: Пер. с англ. – М.: ООО «И.Д. Вильямс», 2013. – 1312 с. 2. C# 5.0 in a nutshell, fifth edition / J. Albahari, B. Albahari. – O'Reilly Media, Inc., 1062 p. 3. TCP / IP Sockets in C#: Practical Guide for Programmers. / D. Makofske, M. J. Donaho, and K. L. Calvert. – Elsevier Inc., 2004. – 188 p. 4. M. MacDonald Pro WPF 4.5 in C#. Windows Presentation Foundation in .NET 4.5. – Apress, 2012. – 1095 p. 5. Stack Overflow: [online resource] 2014 stack exchange inc. URL : <http://stackoverflow.com/> 6. 2014 SolidWorks API Help: [online resource] 1995-2014 DassaultSystemes. URL: <http://help.solidworks.com> 7. LukeMalpass. SolidWorks 2009 API: Advanced Product Development. – AngelSix, 2009. – 246 p. 8. Freeman A. Pro ASP.NET 4.5 in C#. 5th edition. – Apress, 2013. – 1198 p. 9. Проектирование турбогенераторов: учеб. пособие для вузов / В. И. Извеков, Н.А. Серихин, А.И. Абрамов. – 2-е изд., перераб. и доп. – М.: Издательство МЭИ, 2005. – 440 с.

Bibliography (transliterated): 1. Troelsen E. Yazyk programmirovaniya C# 5.0 i platforma .NET 4.5. Moscow: OOO «I.D. Vil'yams», 2013. 1312 Print. 2. C# 5.0 in a nutshell, fifth edition. J. Albahari, B. Albahari. O'Reilly Media, Inc., 1062 Print. 3. TCP / IP Sockets in C#: Practical Guide for Programmers. D. Makofske, M. J. Donaho, and K. L. Calvert. Elsevier Inc., 2004. 188 Print. 4. M. MacDonald Pro WPF 4.5 in C#. Windows Presentation Foundation in .NET 4.5. Apress, 2012. 1095 Print. 5. Stack

Overflow: [online resource] 2014 stack exchange inc. URL : <http://stackoverflow.com/> 6. 2014 SolidWorks API Help: [online resource] 1995-2014 DassaultSystemes. URL: <http://help.solidworks.com> 7. LukeMalpass. SolidWorks 2009 API: Advanced Product Development. AngelSix, 2009. 246 Print. 8. Freeman A. Pro ASP.NET 4.5 in C#. 5th edition. Apress, 2013. 1198 Print. 9. Proektirovanie turbogeneratorov: ucheb. posobie dlya vuzov V. I. Izvekov, N.A. Serihin, A.I. Abramov. Moscow: Izdatel'stvo MEI, 2005. 440 Print.

Поступила (received) 22.09.2014

УДК 621.643.8

Г.І. ЛЬВОВ, д-р техн. наук, професор НТУ «ХПІ», Харків
В.Г. МАРТИНЕНКО, студент НТУ «ХПІ», Харків

ЧИСЕЛЬНО-АНАЛІТИЧНЕ ДОСЛІДЖЕННЯ ОРТОТРОПНОЇ В'ЯЗКОПРУЖНОСТІ СКЛОПЛАСТИКУ НА ПРИКЛАДІ РЕМОНТНОЇ НАКЛАДКИ МАГІСТРАЛЬНОГО ТРУБОПРОВОДУ

Описано чисельно-аналітичні дослідження напружено-деформованого стану ділянки трубопроводу з в'язкопружною ремонтною накладкою в плоскій постановці. Розроблено математичну модель ортотропної в'язкопружності. З метою розв'язання математичної моделі запропоновано метод, заснований на використанні квадратурних формул для приблизного обчислення інтегралів та аналітичному вирішенні неоднорідних диференціальних рівнянь. Результати розрахунків представлено у вигляді графіків розподілу переміщень та напружень за радіусом та у часі. Зроблено висновок щодо доцільності врахування ортотропії в'язкопружних властивостей матеріалу при вирішенні задач в'язкопружності.

Ключові слова: ремонтний бандаж, ортотропна в'язкопружність, інтегральне рівняння, квадратурна формула

Вступ. В наш час, коли розвинута промисловість є запорукою економічного та політичного успіху країни, природний газ як джерело тепла є дуже цінною енергетичною складовою багатьох сфер індустрії. Окрім того ця корисна копалина широко використовується в опалюванні та теплопостачанні житлової інфраструктури. З метою її транспортування на великі відстані використовуються магістральні трубопроводи, основним матеріалом для виготовлення яких є сталь. В процесі їх експлуатації через корозію металу та механічні пошкодження в їхніх стінках виникають локальні порівняно з основними розмірами конструкції дефекти, які з точки зору механіки є концентраторами напружень [1]. Такі концентратори, враховуючи великий внутрішній тиск у трубопроводі, можуть викликати швидке зростання дефектів, виникнення тріщин та, як результат, руйнування усєї конструкції, що є дуже небезпечним для життя людей та економічного стану країни явищем. Для запо-

© Г.І. Львов, В.Г. Мартиненко, 2014

бігання цієї проблеми використовують різноманітні види ремонту газопроводів, серед яких одним з основних є бандажування композитними накладками (бандажами) [2-5] в місці дислокації дефекту (рис. 1). В якості композитного матеріалу частіше за все використовується склопластик, що під дією великих навантажень проявляє в'язкопружні властивості [6, 7]. При розрахунках напружено-деформованого стану бандажованої ділянки трубопроводу, які неодмінно потрібні для з'ясування геометричних та фізичних параметрів ремонту, а також його доцільності взагалі, постає питання щодо коректності обраної фізичної та математичної моделей в'язкопружності. Саме тому розробка адекватної моделі такого процесу стосовно, зокрема, склопластику є актуальною на даний момент задачею.



Рисунок 1 – Склопластиковий бандаж, нанесений на трубопровід

1 Постановка задачі. Розглянемо ділянку сталевого трубопроводу з нанесеною на нього ремонтною накладкою, достатньо протяжною для того, щоб вважати на основній частині її довжини напружено-деформований стан плоским та знехтувати крайовими ефектами (рис. 1). Такий підхід стає також можливим у разі неврахування дефектів у стінках трубопроводу. Відтак задачу будемо розглядати в плоскій постановці. При цьому плоска розрахункова модель, отримана як поперечний переріз бандажованого трубопроводу, є, в свою чергу, вісесиметричною конструкцією, що дозволяє звести задачу до одновимірної з усього однією кінематичною змінною.

На рис. 2 представлена розрахункова схема задачі, на якій сталевий трубопровід показаний позначкою (I), а склопластикова накладка – позначкою (II). Сталь вважається пружним однорідним ізотропним матеріалом, а склопластик – в'язкопружним однорідним ортотропним. На конструкцію діє внутрішній рівномірно розподілений тиск P . Як вже було сказано вище, через вісесиметричність розрахункової моделі основні функції напружено-дефор-

мованого стану будуть залежати від однієї просторової змінної – радіальної координати r , до якої із врахуванням ефектів у часі додається змінна часу t . Незалежною кінематичною змінною буде радіальне переміщення трубопроводу та бандажу u . Така постановка задачі, враховуючи описані нюанси реальної конструкції, не вносить значної похибки в оцінку її напружено-деформованого стану та при цьому дозволяє спростити пружну математичну модель для виконання основної задачі – розробки на її основі моделі ортотропної в'язкопружності та оцінки доцільності її моделювання порівняно із більш простою моделлю [8], в якій ступінь анізотропії в'язкопружних властивостей визначається ступенем анізотропії пружних властивостей.

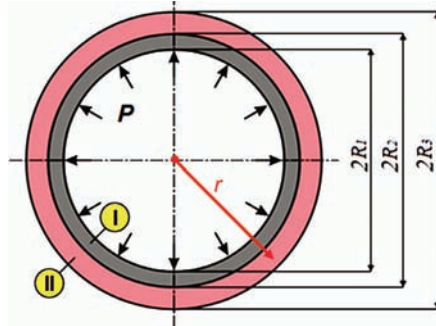


Рисунок 2 – Схема задачі в плоскій постановці

2 Теоретичні положення. Запишемо згідно з [9] систему рівнянь теорії пружності в полярній системі координат для випадку ортотропного в'язкопружного матеріалу, в якому ступінь анізотропії в'язкопружних властивостей не залежить від ступеню анізотропії пружності, в плоскій вісесиметричній постановці:

$$\left\{ \begin{array}{l} \frac{d\sigma_r^{(II)}(r,t)}{dr} + \frac{\sigma_r^{(II)}(r,t) - \sigma_\theta^{(II)}(r,t)}{r} = 0; \\ \varepsilon_r^{(II)}(r,t) = \frac{du^{(II)}(r,t)}{dr}; \\ \varepsilon_\theta^{(II)}(r,t) = \frac{u^{(II)}(r,t)}{r}; \\ \sigma_r^{(II)}(r,t) = C_{11} \left[\varepsilon_r^{(II)}(r,t) - \int_0^t K_{11}(t-s) \varepsilon_r^{(II)}(r,s) ds \right] + \\ + C_{12} \left[\varepsilon_\theta^{(II)}(r,t) - \int_0^t K_{12}(t-s) \varepsilon_\theta^{(II)}(r,s) ds \right]; \\ \sigma_\theta^{(II)}(r,t) = C_{21} \left[\varepsilon_r^{(II)}(r,t) - \int_0^t K_{21}(t-s) \varepsilon_r^{(II)}(r,s) ds \right] + \\ + C_{22} \left[\varepsilon_\theta^{(II)}(r,t) - \int_0^t K_{22}(t-s) \varepsilon_\theta^{(II)}(r,s) ds \right], \end{array} \right. \quad (1)$$

де r – радіальна координата; t – координата часу; s – час, що сплинув; u – радіальне переміщення; $\varepsilon_r, \varepsilon_\theta$ – радіальні та окружні деформації відповідно; σ_r, σ_θ – радіальні та окружні напруження відповідно; $C_{11}, C_{22}, C_{12} = C_{21}$ – коефіцієнти матриці жорсткості ортотропного матеріалу, що можуть бути виражені через модулі пружності та коефіцієнти Пуассона; (I), (II) – позначки для матеріалу трубопроводу та матеріалу бандажу відповідно; $K_{11}(t-s), K_{22}(t-s), K_{12}(t-s) = K_{21}(t-s)$ – ядра релаксації для ортотропної в’язкопружності, які в загальному випадку представлені рядами Проні:

$$K_{ij}(t-s) = \sum_{k=1}^{n_{ij}} a_{ij}^{(k)} \exp(-b_{ij}^{(k)}(t-s)), \quad \{i, j = 1, 2\}, \quad (2)$$

де $a_{ij}(k), b_{ij}(k)$ – відповідно коефіцієнти та показники рядів Проні, n_{ij} – кількість членів рядів Проні.

Якщо прийняти $n_{ij} = 1$ у формулі (2), то вона запишеться у вигляді:

$$K_{ij}(t-s) = a_{ij} \exp(-b_{ij}(t-s)), \quad \{i, j = 1, 2\}. \quad (3)$$

Тоді, спираючись на рівність (3), рівняння закону Гуку з системи (1) можуть бути переписані в наступному вигляді:

$$\begin{cases} \sigma_r^{(II)}(r, t) = C_{11} \left[\varepsilon_r^{(II)}(r, t) - a_{11} \int_0^t e^{-b_{11}(t-s)} \varepsilon_r^{(II)}(r, s) ds \right] + \\ + C_{12} \left[\varepsilon_\theta^{(II)}(r, t) - a_{12} \int_0^t e^{-b_{12}(t-s)} \varepsilon_\theta^{(II)}(r, s) ds \right]; \\ \sigma_\theta^{(II)}(r, t) = C_{21} \left[\varepsilon_r^{(II)}(r, t) - a_{21} \int_0^t e^{-b_{21}(t-s)} \varepsilon_r^{(II)}(r, s) ds \right] + \\ + C_{22} \left[\varepsilon_\theta^{(II)}(r, t) - a_{22} \int_0^t e^{-b_{22}(t-s)} \varepsilon_\theta^{(II)}(r, s) ds \right]. \end{cases} \quad (4)$$

Рівняння, що відповідає системі (1) з врахуванням (4), матиме наступний інтегро-диференційний вигляд:

$$\begin{aligned} & \left[\frac{d^2 u^{(II)}(r, t)}{dr^2} + \frac{1}{r} \frac{du^{(II)}(r, t)}{dr} - \gamma^2 \frac{u^{(II)}(r, t)}{r^2} \right] - \\ & - a_{11} \int_0^t \left[\frac{d^2 u^{(II)}(r, s)}{dr^2} + \frac{1}{r} \frac{du^{(II)}(r, s)}{dr} - \gamma^2 \mu^2 \omega^2(t-s) \frac{u^{(II)}(r, s)}{r^2} \right] \times \\ & \quad \times \exp(-b_{11}(t-s)) ds = 0, \end{aligned} \quad (5)$$

де $\gamma^2 = C_{22}/C_{11}, \mu^2 = a_{22}/a_{11}, \omega^2(t-s) = \exp(-b_{22}(t-s))/\exp(-b_{11}(t-s))$.

Варто відмітити, що для випадку пружного ізотропного матеріалу рівняння (5) перетвориться в лінійне однорідне диференційне рівняння другого порядку, що було показано в роботі [8]. Його розв’язок запишеться наступним чином:

$$u^{(I)}(r, t) = A_1(t)r + A_2(t)/r, \quad (6)$$

де $A_1(t), A_2(t)$ – в загальному випадку залежні від часу та незалежні від радіусу константи інтегрування диференційного рівняння.

Отримане інтегро-диференційне рівняння (5) потребує розв'язання. Згідно з [10] в загальному вигляді квадратурну формулу для приблизного підрахунку визначеного інтегралу можна записати як кінцеву суму:

$$\int_0^t f(s) ds \approx \sum_{m=0}^n D_m f(s_m), \quad (7)$$

де $f(s)$ – функція, що інтегрується, D_m – квадратурні множники, s_m – точки сітки.

Тоді рівняння (5) із врахуванням квадратурної формули (7) переписються:

$$\begin{aligned} & \left[\frac{d^2 u^{(II)}(r, t_n)}{dr^2} + \frac{1}{r} \frac{du^{(II)}(r, t_n)}{dr} - \gamma^2 \frac{u^{(II)}(r, t_n)}{r^2} \right] - \\ & - a_{11} \sum_{m=0}^n D_m \left[\frac{d^2 u^{(II)}(r, t_m)}{dr^2} + \frac{1}{r} \frac{du^{(II)}(r, t_m)}{dr} - \gamma^2 \mu^2 \omega^2 (t_n - t_m) \frac{u^{(II)}(r, t_m)}{r^2} \right] \times \\ & \times \exp(-b_{11}(t_n - t_m)) = 0. \end{aligned} \quad (8)$$

Далі буде використовуватись позначення: $u^{(II)}(r, t_m) = u_m^{(II)}(r) = u_m$.

Після ряду алгебраїчних перетворень рівняння (8) набуде вигляду:

$$\begin{aligned} & \left[(1 - a_{11} D_n) \frac{d^2 u_n}{dr^2} + (1 - a_{11} D_n) \frac{1}{r} \frac{du_n}{dr} - (1 - a_{11} D_n \mu^2) \gamma^2 \frac{u_n}{r^2} \right] = \\ & = a_{11} \sum_{m=0}^{n-1} D_m \left[\frac{d^2 u_m}{dr^2} + \frac{1}{r} \frac{du_m}{dr} - \gamma^2 \mu^2 \omega^2 (t_n - t_m) \frac{u_m}{r^2} \right] \exp(-b_{11}(t_n - t_m)). \end{aligned} \quad (9)$$

Для початкової функції u_0 , тобто для $n = 0$, вираз (9) спроститься:

$$\frac{d^2 u_0}{dr^2} + \frac{1}{r} \frac{du_0}{dr} - \gamma^2 \frac{u_0}{r^2} = 0. \quad (10)$$

Рівняння (9) являє собою лінійне неоднорідне диференційне рівняння другого порядку відносно функції радіальної координати u_n , в правій частині якого міститься сума диференційних операторів над відомими функціями u_m , що знаходяться з аналогічних виразу (9) рівнянь, записаних та розв'язаних при попередніх моментах часу. Тобто якщо додати до диференційного рівняння (9) вираз (10) та варіювання $\{n = 1 \dots p\}$ (де p – це число часових відрізків, на які побитий проміжок $[0 \dots t]$), то воно вже представлятиме ітеративний процес, на кожній ітерації якого буде знаходитись розв'язок (9) у загальному вигляді:

$$\begin{cases} u_0 = A_{30} r^\gamma + A_{40} r^{-\gamma}; \\ u_n = A_{3n} r^\gamma \left(\gamma \sqrt{\frac{(1 - a_{11} D_n \mu^2)}{(1 - a_{11} D_n)}} \right) + A_{4n} r^{-\gamma} \left(-\gamma \sqrt{\frac{(1 - a_{11} D_n \mu^2)}{(1 - a_{11} D_n)}} \right) + \varphi_n, \end{cases} \quad (11)$$

де $\varphi_n = \varphi_n(r)$ – частинний розв'язок (9), $n = 1 \dots p$.

Якщо на кожній ітерації додати до (11) рішення (6) у формі:

$$u^{(I)}(r, t_n) = A_{1n}r + A_{2n}/r, \quad (12)$$

то отримаємо систему двох розв'язків, які на кожному шагу будуть містити у собі чотири константи інтегрування $A_{1n}, A_{2n}, A_{3n}, A_{4n}$. Ці константи мають бути знайдені з описаних у [8] граничних умов та умов спряженості, які також повинні бути записані для конкретної ітерації:

$$\begin{cases} \sigma_r^{(I)}(R_1, t_n) = -P; \\ u_r^{(I)}(R_2, t_n) = u_r^{(II)}(R_2, t_n); \\ \sigma_r^{(I)}(R_2, t_n) = \sigma_r^{(II)}(R_2, t_n); \\ \sigma_r^{(II)}(R_3, t_n) = 0. \end{cases} \quad (13)$$

Після переписування усіх умов в системі (13) через радіальні переміщення з подальшим вираженням інтегралів, що з'явилися в результаті цього, за допомогою квадратурної формули (7), вона буде являти собою систему чотирьох лінійних алгебраїчних рівнянь відносно невідомих констант $A_{1n}, A_{2n}, A_{3n}, A_{4n}$. Після її розв'язання отримаємо рішення для функцій $u^{(I)}(r, t_n)$ та $u^{(II)}(r, t_n)$, тобто рішення на певній ітерації. Пробігаючи таким чином усі n аж до p можна знайти приблизний розподіл радіальних переміщень у часі до кінцевого моменту. А з використанням переписаних за допомогою квадратурної формули (7) геометричних та фізичних співвідношень з (1), можливо знайти також основні компоненти напружено-деформованого стану конструкції. Таким чином в наявності будуть їхні чисельні (табличні) залежності від координати часу t , але в той же час аналітичні від радіальної координати r , в чому й полягає чисельно-аналітичний метод для вирішення неоднорідної системи інтегро-диференційних рівнянь.

3 Результати та обговорення. Для реалізації описаного в п. 2 ітеративного процесу була обрана конкретна квадратурна формула – права формула прямокутників, яка при рівномірній сітці має вигляд:

$$\int_0^t f(s)ds \approx \sum_{m=1}^n (s_m - s_{m-1})f(s_m) = \sum_{m=1}^n hf(s_m), \quad (14)$$

де h – шаг рівномірної сітки, $s_m = m \cdot h$, а коефіцієнти з формули (7):

$$D_m = \begin{cases} 0, & m = 0; \\ h, & m = [1, n]. \end{cases} \quad (15)$$

Слід зазначити, що хоча й ця формула не володіє дуже великою точністю порівняно з більш складними квадратурними формулами, але в даному випадку вона дозволяє з низькою похибкою знаходити результати.

В ході розрахунків напружено-деформованого стану конструкції були використані геометричні та фізичні параметри, аналогічні тим, що застосовувались до аналітичної моделі в роботі [8]:

$$\begin{aligned} R_1 &= 0,510 \text{ [м]}; & R_2 &= 0,522 \text{ [м]}; & R_3 &= 0,572 \text{ [м]}; \\ B_{11} &= B_{22} = 23,08 \cdot 10^{10} \text{ [Па]}; & B_{12} &= B_{21} = 6,92 \cdot 10^{10} \text{ [Па]}; \\ C_{11} &= 87,57 \cdot 10^8 \text{ [Па]}; & C_{22} &= 131,35 \cdot 10^8 \text{ [Па]}; & C_{12} &= C_{21} = 31,52 \cdot 10^8 \text{ [Па]}; \end{aligned}$$

$$P = 5 \cdot 10^6 \text{ [Па]} .$$

Це дозволяє окрім чисельної похибки зробити підрахунок розходження результатів між аналітичною моделлю квазіізотропної в'язкопружності, що має місце у [8], та чисельно-аналітичною моделлю ортотропної в'язкопружності, що описана в даній роботі, якщо в формулі (4) та подальших міркуваннях прийняти:

$$\begin{cases} a_{11} = a_{22} = a_{12} = a_{21} = a; \\ b_{11} = b_{22} = b_{21} = b_{12} = b. \end{cases} \quad (16)$$

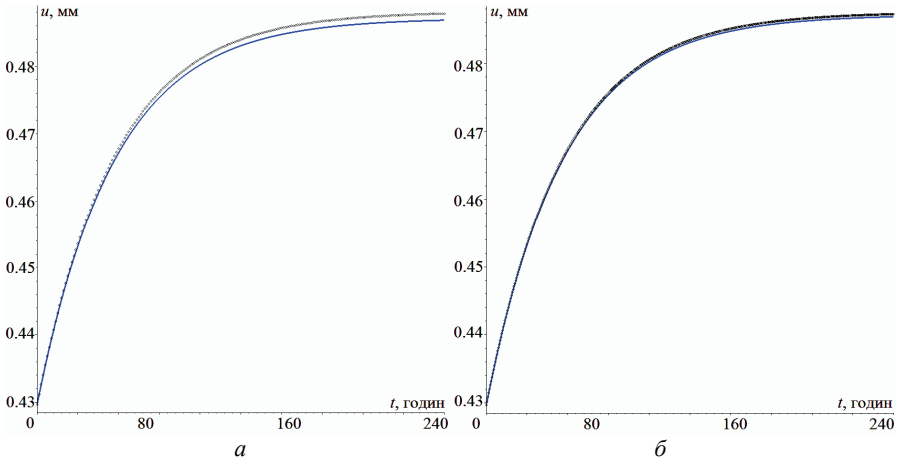


Рисунок 3 – Порівняння графіків радіальних переміщень у часі при $r = R_2$ для аналітичної та чисельно-аналітичної моделей при різній кількості точок чисельного інтегрування: a – невелика кількість точок; b – оптимальна кількість точок

На рис. 3 показано порівняння графіків зміни у часі радіальних переміщень та радіальних напружень в конструкції, побудованих на основі аналітичної та чисельно-аналітичної моделей для $a = 0,002$ [-]; $b = 0,003$ [-] та $r = R_2$.

Як можна побачити з графіків, вже для числа відрізків, на який ділиться проміжок часу $[0, 200]$ годин, рівного 200, графіки переміщень за двома моделями майже співпадають (рис. 3, a). Для числа ж відрізків, рівного 500, їх вже неможливо візуально відрізнити один від одного (рис. 3, b), а відносне розходження результатів складає менше 0,1 %. Якісно аналогічна картина спостерігається для радіальних переміщень, підрахованих при інших значеннях радіальної координати, і для основних компонент напружено-деформованого стану. Тому для подальшого аналізу ортотропної в'язкопружності береться саме таке значення числа ітеративних точок (не враховуючи нульову ітерацію): $p = 500$.

При моделюванні ортотропної в'язкопружності використовувались наступні значення її параметрів:

$$a_{11} = 0,002 [-]; \quad a_{22} = 0,002 [-]; \quad a_{12} = a_{21} = 0,001 [-];$$

$$b_{11} = 0,002 [-]; \quad b_{22} = 0,002 [-]; \quad b_{12} = b_{21} = 0,004 [-].$$

Такий набір параметрів припускає, що в'язкопружні властивості в зсувному напрямку між окружною та радіальною координатами мають більш швидку релаксацію та менше впливають на зміни картини напружено-деформованого стану конструкції, ніж властивості в радіальному та окружному напрямках.

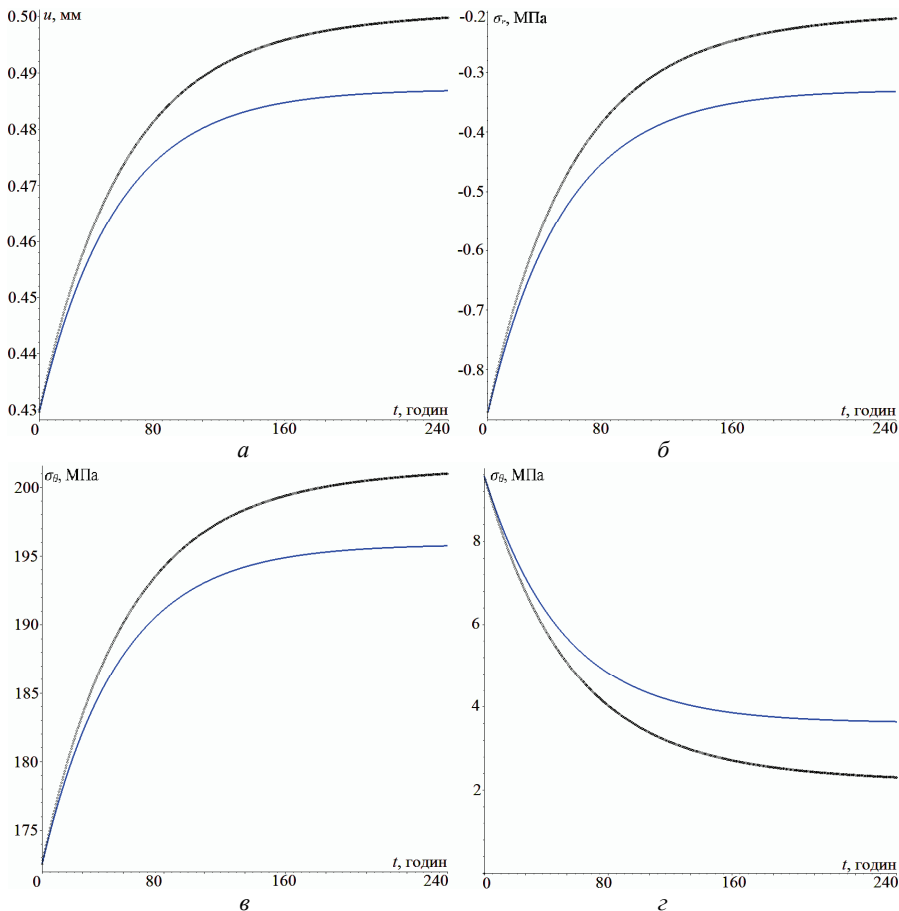


Рисунок 4 – Основні компоненти напружено-деформованого стану конструкції у часі при $r = R_2$ для різних видів в'язкопружності: a – радіальне переміщення; b – радіальні напруження; c – окружні напруження в трубопроводі; d – окружні напруження в бандажі

На рис. 4 показані залежності основних компонент напружено-деформо-

ваного стану конструкції від часу для квазіізотропної в'язкопружності, підрахованої за аналітичною моделлю із незмінними порівняно із рис. 3 її параметрами, та для ортотропної в'язкопружності, підрахованої за чисельно-аналітичною із новими параметрами, в місці контакту бандажа та трубопроводу.

На рис. 4, *a*, 4, *б* та 4, *в* крива, що відповідає рішенням для ортотропної в'язкопружності, лежить зверху від кривої квазіізотропної в'язкопружності, а на рис. 4, *г* – знизу. Як видно з рисунків, незначна на перший погляд зміна в чисельних параметрах математичної моделі викликає зростання радіальних переміщень, пов'язаних із в'язкопружністю, приблизно на 20 %. Це спричиняє більше порівняно з попереднім випадком падіння рівня радіальних та окружних напружень в бандажі, і, як наслідок, стрімке збільшення значень небезпечних окружних напружень в трубопроводі після релаксації в бандажі – також майже на 20 % для моменту часу $t = 200$ годин, якщо за 100 % брати лише зміну в часі частину напружень.

Висновки. Був розроблений чисельно-аналітичний метод математичного моделювання ортотропної в'язкопружної поведінки матеріалу. Порівняння чисельної моделі із аналітичною дає низьке розходження результатів для невеликої кількості ітерацій, що підтверджує стійкість розробленої моделі. Поширення результатів розрахунків на випадок неоднакових властивостей в'язкопружності у різних напрямках дає великі зміни в кінематиці напружено-деформованого стану конструкції, що підтверджує необхідність застосування описаного методу для більш точного моделювання ефектів в'язкопружності або, принаймні, для оцінки похибки кінцевих результатів, яку вносить неврахування ступеню анізотропії в'язкопружних властивостей, більшого за ступінь анізотропії пружних властивостей. Запропонований чисельно-аналітичний метод може також бути поширений на більш складні математичні моделі без суттєвих змін у його ідеї та основних етапах.

Список літератури: 1. *Pluvinage G.* General Approaches of Pipeline Defect Assessment / *G. Pluvinage* // Proceedings of the NATO Advanced Research Workshop on Safety, Reliability and Risks Associated with Water, Oil and Gas Pipelines. – Springer, 2008. – P. 1-22. 2. *Мустафін Ф.М.* Защита трубопроводов от коррозии / *Ф.М. Мустафін, Л.И. Быков.* – М.: Недра, 2007. – Т. 2. – 708 с. 3. *Duell J.M.* Analysis of a carbon composite overwrap pipeline repair system / *J.M. Duell, J.M. Wilson, M.R. Kessler* // International Journal of Pressure Vessels and Piping. – Elsevier, 2008. – P. 782-788. 4. *Meniconi L.* Stress Analysis of Pipelines with Composite Repairs / *Luiz C.M. Meniconi, José L.F. Freire, Ronaldo D. Vieira, Jorge L.C. Diniz* // ASME, 4th International Pipeline Conference; Calgary, Alberta, Canada, 2002. – P. 1-7. 5. *Green M. A.* Using Non-Metallic Composite Material for High Temperature Piping Repairs / *M.A. Green, C.J. Lazzara* // ASME, Proceedings of the 2012 Reliability & Maintenance Conference & Exhibition; San Antonio, Texas, USA, 2012. – P. 1-9. 6. *Ferry J.D.* Viscoelastic Properties of Polymers / *John. D. Ferry.* – Canada, John Wiley & Sons, 1980. – 641 p. 7. *Phan-Thien N.*, Understanding Viscoelasticity: Basics of Rheology / *Nhan Phan-Thien.* – Springer, 2002. – 145 p. 8. *Львов Г.І., Мартиненко В.Г.* Аналітичне дослідження контактної поведінки ділянки трубопроводу з в'язкопружною ремонтною накладкою / *Г.І. Львов, В.Г. Мартиненко* // Вісник НТУ «ХП». Серія: Динаміка і міцність машин. – Х.: НТУ «ХП», 2014. – № 57 (1099). – С. 49-56. 9. *Работнов Ю.Н.* Ползучесть элементов конструкций / *Ю.Н. Работнов.* – М.: Наука, 1966. – 752 с. 10. *Калиткин Н.Н.* Численные методы / *Н.Н. Калиткин.* – М.: Наука, 1978. – 512 с.

Bibliography (transliterated): 1. Pluvinage G. General Approaches of Pipeline Defect Assessment. G. Pluvinage. Proceedings of the NATO Advanced Research Workshop on Safety, Reliability and Risks Associated with Water, Oil and Gas Pipelines. Springer, 2008. 1-22 Print. 2. Mustafin F.M. Zashchita truboprovodov ot korrozii. F.M. Mustafin, L.I. Bykov. Moscow: Nedra, 2007. – Vol. 2. –708 Print. 3. Duell J.M. Analysis of a carbon composite overwrap pipeline repair system. J.M. Duell, J.M. Wilson, M.R. Kessler. International Journal of Pressure Vessels and Piping. Elsevier, 2008. 782-788 Print. 4. Meniconi L. Stress Analysis of Pipelines with Composite Repairs. Luiz C.M. Meniconi, José L.F. Freire, Ronaldo D. Vieira, Jorge L.C. Diniz. ASME, 4th International Pipeline Conference; Calgary, Alberta, Canada, 2002. 1-7 Print. 5. Green M. A. Using Non-Metallic Composite Material for High Temperature Piping Repairs. M.A. Green, C.J. Lazzara. ASME, Proceedings of the 2012 Reliability & Maintenance Conference & Exhibition; San Antonio, Texas, USA, 2012. 1-9 Print. 6. Ferry J.D. Viscoelastic Properties of Polymers. John. D. Ferry. Canada, John Wiley & Sons, 1980. 641 Print. 7. Phan-Thien N., Understanding Viscoelasticity: Basics of Rheology. Nhan Phan-Thien. Springer, 2002. 145 Print. 8. L'vov H.I., Martynenko V.H. Analiticheske doslidzhennya kontaktnoyi povedinky dilyanky truboprovodu z v'yazkopruzhnoyu remontnoyu nakladkoyu. H.I. L'vov, V.H. Martynenko. Visnyk NTU «KhPI». Seriya: Dynamika i micnist' mashyn. Kharkiv: NTU «KhPI», 2014. № 57 (1099). 49-56 Print. 9. Rabortnov Yu.N. Polzuchest' elementov konstrukcij / Yu.N. Rabortnov. Moscow: Nauka, 1966. 752 Print. 10. Kalitkin N.N. Chislennyye metody. N.N. Kalitkin. Moscow: Nauka, 1978. 512 Print.

Поступила (received) 17.11.2014

УДК 62-13:621.816

Г.Ю. МАРТЫНЕНКО, канд. техн. наук, доцент, НТУ «ХПИ»

ИСТОРИЯ, АКТУАЛЬНЫЕ ПРОБЛЕМЫ, МЕТОДЫ И СРЕДСТВА АНАЛИЗА ЯВЛЕНИЙ РОТОРНОЙ ДИНАМИКИ С УЧЕТОМ ТРАДИЦИОННЫХ И МАГНИТНЫХ ПОДШИПНИКОВ

Выполнены обзор литературных источников и оценка современного состояния вопросов, относящихся к роторной динамике с учетом использования в роторных системах различных типов подшипников. Рассмотрены причины возникновения различных типов вибраций в роторных машинах и варианты их проявления в зависимости от особенностей системы, способы идентификации этих вибраций и подходы к динамическому анализу. Основное внимание в работе уделено одному из новых типов подшипников, а именно – магнитному подшипнику. Для этого вида опор роторов выполнены обзорные исследования, посвященные классификации существующих типов, изучению особенностей их применения в различных роторных машинах. Проведен анализ источников возникновения и способов математического описания различных динамических явлений, возможных в системах с применением магнитных подшипников. Особое внимание уделено вопросам нелинейной динамики. Определены и систематизированы основные актуальные темы научных исследований в области моделирования динамического поведения роторных систем с магнитными подшипниками.

Ключевые слова: роторная динамика, магнитные подшипники, нелинейные колебания.

© Г.Ю. Мартыненко, 2014

Введение. В настоящее время машины, в которых основным рабочим компонентом является вращающийся вал с различными навесными элементами (то есть ротор), применяются практически во всех областях техники, в частности, автомобилестроении и тракторостроении, приборостроении, а также энергетическом, химическом и нефтегазовом машиностроении [1-4]. Роторные машины, относящиеся к группе тяжелого машиностроения, а именно компрессоры [5-8], детандеры [9-10], турбины [11], генераторы и электродвигатели [12-15], насосы и вентиляторы [16-18], центрифуги и сепараторы, являются основой промышленных станций по генерации тепловой и электрической энергии, преобразованию одного вида энергии в другой, а также обеспечению цикла транспортировки энергоносителей [3, 19-23]. Поэтому научные исследования, посвященные созданию новых или усовершенствованию существующих энергетических роторных машин, являются актуальными как с начала их создания, так и на современном этапе развития и в перспективе.

История создания промышленных роторных машин (турбомашин) берет свое начало в середине XIX века. Одними из первых роторных турбомашин являются паровые колеса, сделанные в 1837 году Эйвери (Avery) в Сиракьюсе (штат Нью-Йорк, США) и Вилсоном (Wilson) в Гриноке (Шотландия) для вращения циркулярной пилы и очистки хлопка [1]. В них пар вводился в ротор, имеющий форму пропеллера, через полый вал, а вращение вызывалось действием струй, выходящих из концов лопастей.

К середине XIX века развитие получила теория описания вибрационного состояния и характеристик струн, балок, мембран и пластин, однако вопросы динамического поведения вращающихся элементов (валов, роторов) практически не были изучены. Так, например, одним из предположений, которое некоторое время не находило опровержение, было то, что для любого ротора существует некоторая предельная (критическая) скорость. Данное утверждение было выдвинуто в 1869 году Уильямом Джоном Ренкином (Rankine, 1820-1872 гг.), и до 1883 года считалось, что превысить эту предельную скорость невозможно, пока Карл Густав Патрик де Лаваль (De Laval, 1845-1913 гг.) не разрешил эту задачу (почти через 100 лет после того, как Ватт построил свой паровой двигатель). Он создал первую паровую турбину, схематически изображенную на рис. 1, а [1], в которой пар высокого давления продувался через сопла, попадая на колесо с изогнутыми лопастями и приводя ротор во вращение. При этом рабочее колесо было установлено на тонкий упругий вал, находящийся в подшипниках, что приводило к возникновению резонансных колебаний как раз на этих «предельных скоростях вращения». Применение энергии пара для обеспечения вращения явилось поворотным моментом в истории развития роторных турбомашин, потому как позволило перейти к резкому увеличению коэффициента полезного действия (КПД) при генерации электроэнергии. Следующим шагом в этом направлении было создание Чарльзом Парсонсом (Parsons, 1854-1931 гг.) в 1884 году реактивной турбины, изображенной на рис. 1, б. Эти машины на тот момент считались свободными от вибраций, так как по сравнению с ними в машинах, основанных на возвратно-поступательном движении, уровень вибраций был на порядок выше.

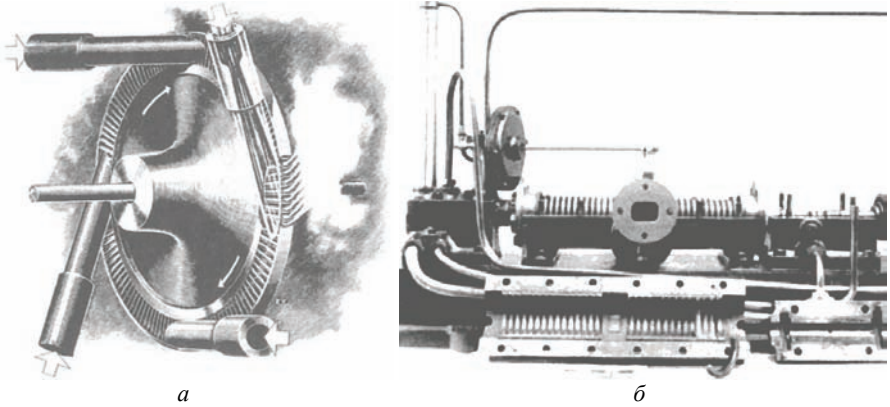


Рисунок 1 – Первые турбомашины [1]: *а* – турбина Лавалья, *б* – турбина Парсона

После изобретения Томасом Алва Эдисоном (Edison, 1847-1931 гг.) динамо-машины и в 1882 году электростанции, изображенной на рис. 2, *а*, прогресс в создании новых турбомашин, вырабатывающих электроэнергию, происходил очень быстрыми темпами. Так, в начале 20-го века был достигнут уровень в 2 МВт для одной турбины, к 1920 году появилась первая машина мощностью 50 МВт, а к концу 1945 года уже машины в 100 МВт начали производить энергию. Далее, к 1970 году, мощность выросла до 1000 МВт, а с 1980 года на одной машине производилось 1500 МВт электроэнергии [1]. Усовершенствование турбинных электрогенерирующих установок за неполные полтора века достигло огромных результатов. На сегодняшний день сопоставимая с электростанцией Эдисона (масса 27 т) по размерам газотурбинная установка (масса ротора 11 т), представленная на рис. 2, *б*, способна вырабатывать электроэнергии примерно в 100 раз больше (помимо тепловой энергии для отопления).

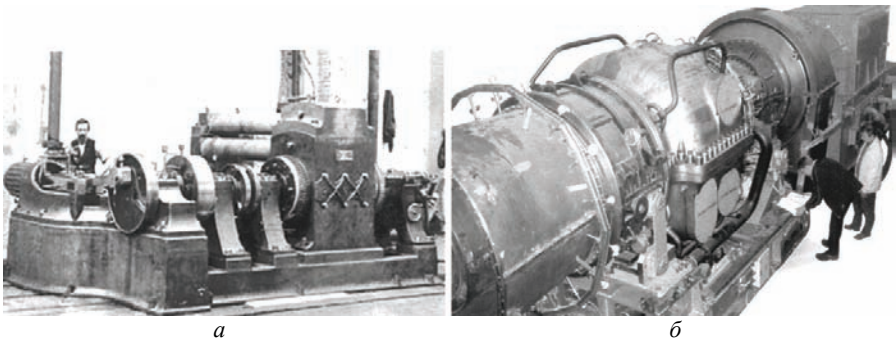


Рисунок 2 – Электрогенерирующие машины: *а* – динамо-машина Эдисона (Jumbo Dupato) мощностью 100 кВт [1], *б* – газотурбинная установка ГТЭ-009М единичной электрической мощностью 9 МВт производства «Энергомаш» [24]

Кроме паровых турбин в XX веке свое развитие нашли газовые турбины и реактивные двигатели для самолетов [1]. Так, в 1939 году совершил первый полет самолет с турбореактивным двигателем Хейнкель He-178. Изобретателями турбореактивного двигателя считаются два инженера: Ганс фон Охайн (Ohain, 1911-1998 гг.) и Фрэнк Уиттл (Whittle, 1907-1996 гг.), которые практически одновременно создали свои модели в 1935-1936 гг. После этого за шесть десятилетий турбореактивные двигатели претерпели множество усовершенствований, а их мощность увеличилась в десятки раз. Например, двигатель GE 90, созданный в 2001 году, развивал максимальную тягу в 120316 фунтов (535,2 кН), что в 75 раз больше, чем двигатель Уиттла W.2 в 1941 году. Наряду с этими машинами, которые явились пионерами роторного турбостроения, свою эволюцию, например, от водяных колес до гидротурбин, от ветряных мельниц до ветрогенераторов прошли и другие.

На сегодняшний день существует множество компаний, корпораций, групп и холдингов как зарубежных, так и отечественных, производящих промышленные роторные машины различного назначения и различной мощности. Наиболее крупным производителем роторной техники является многоотраслевая корпорация General Electric (США), которая поставляет на рынок центробежные и поршневые компрессоры [20], газовые и паровые турбины, газовые двигатели, генераторы [19], ветровые турбины, реактивные и турбовинтовые авиационные двигатели и др. Еще одним из крупнейших производителей является транснациональный концерн Siemens AG (Германия), который производит малые и средние газовые турбины [21], малые паровые турбины, турбокомпрессоры для добычи нефти и газа, а также ветроэнергетические установки. К другим крупным мировым предприятиям роторного машиностроения относятся также Solar Turbines (США), Capstone Turbine Corp. (США), Calnetix Power Solutions (США), L.A. Turbine Corp. (Turboexpander company, США) [23], Kawasaki Heavy Industries (Япония), Mitsubishi Heavy Industries (Япония), MAN Diesel & Turbo SE (Германия) [22], Rolls-Royce Group plc (Великобритания), Alstom (Франция), Turbomach (Швейцария), OPRA Turbines (Нидерланды) и др. На постсоветском пространстве крупнейшими поставщиками роторной техники являются ОАО УК «Объединенная двигателестроительная корпорация» (Россия), производящая двигатели для авиации, установки различной мощности для производства электрической и тепловой энергии, газоперекачивающие и корабельные газотурбинные агрегаты, газотурбинные установки, а также машиностроительные холдинги ОАО «Группа ГМС», группа предприятий «Энергомаш» (Россия), производящие насосное, компрессорное и нефтегазовое оборудование, среди которого газовые турбины, турбо- и гидрогенераторы, газотурбинные установки ТЭЦ [24]. К крупнейшим отечественным производителям относятся: ОАО «Турбоатом» (Харьков) – паровые турбины для тепловых и атомных электростанций (ТЭС и АЭС), газотурбинные и парогазовые установки (ГТУ и ПГУ), гидротурбины; ПАО «Сумское НПО им. М.В. Фрунзе» (Сумы) – газоперекачивающие и турбокомпрессорные агрегаты, детандеры, насосы для АЭС и общепромышленные, поршневые компрессоры, центрифуги; ГП

НПКГ «Зоря»-«Машпроект» (Николаев) – газовые турбины для морских кораблей и судов, для электростанций и газоперекачивающих агрегатов; ПАО «Турбогаз» (Харьков) – турбодетандерные агрегаты.

Безусловно, создание новейших все более сложных роторных машин приводит к появлению новых задач как в техническом, так и в научном плане, решение которых из-за особой роли таких систем в современной промышленности является весьма актуальным и практически ценным.

1 Исторические основы теории роторной динамики. Возвращаясь к вопросу о критической скорости ротора, следует отметить, что она долгое время считалась предельной величиной, а технически превысить ее впервые удалось Лавалю при проведении опытов по балансировке ротора паровой турбины, угловая скорость которой превышала 30000 об/мин [1, 25]. Для ее преодоления Лавалем было предложено использовать гибкий вал и диск одинакового сопротивления. Вместе с этим начали развиваться теории, которые позволяли бы описывать состояние ротора при нахождении в резонансной и зарезонансной областях. Практическое подтверждение и дальнейшее развитие получила теория Ауэля Болеслава Стодолы (Stodola, 1859-1942 гг.) [25], которая хорошо согласовалась с экспериментальными данными и постулировала, что точно сбалансированный вращающийся вал (ротор) без учета его собственного веса в докритической области сохраняет устойчивость прямой формы, причем небольшие случайные возмущения не приводят к нарушению нормальной работы машины, а колебания, вызванные ими, быстро затухают. При некотором же значении угловой скорости вала (критическом) устойчивость этой формы теряется, а ось вала приобретает новую изогнутую форму и начинает обращаться вокруг линии подшипников обычно в том же направлении и в ту же сторону, что и собственное вращение вала. То есть наблюдается явление прямой синхронной прецессии. Кроме того, Стодолой было установлено, что скорости обращения и собственного вращения вала могут при определенных условиях не совпадать по направлению, и тогда наблюдается явление обратной прецессии. При такой прецессии изогнутая ось вала имеет форму кривой двоякой кривизны, а вал подвергается дополнительному кручению [25]. Первая попытка численно с помощью аналитического соотношения, записанного для вала с одним диском, была сделана Лавалем и поэтому однодисковые роторы модели принято называть «моделями Лавалия». Эта модель представлена на рис. 3, где u – прогиб вала в месте крепления диска, e – эксцентриситет, K_B – жесткость вала, приведенная к точке крепления диска, ω – угловая скорость вращения, а критическая скорость определяется равенством нулю знаменателя, причем при ее превышении вал обретает устойчивость при u стремящемся к $-e$. Затем было продемонстрировано, что вал может иметь несколько критических скоростей, а Стодолой был предложен графический метод определения критических скоростей ротора, который долгое время использовался на практике [1].

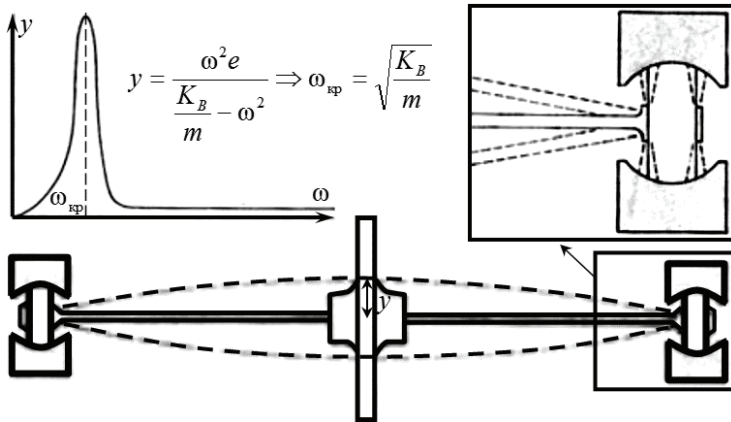


Рисунок 3 – Однодисковая модель Лаваля для расчета критической скорости [1]

Таким образом, конструирование и расчет роторов исторически прошли несколько этапов [26]. Первые машины имели скорости вращения роторов, значительно меньшие первой критической. С ростом скоростей вращения, уменьшением габаритов машин и со снижением их массы ротора стали эксплуатироваться при скоростях, близких к критическим. Многие современные роторные машины работают в зарезонансных областях, так как использование машин с роторами, частота вращения которых ниже первой критической, приводит к значительному увеличению массы вращающихся частей. Самым рациональным решением при конструировании роторных машин является создание машин с жестким ротором, вращающимся в упругих опорах [4, 27] вместо жестких. Такой подход позволяет, не накладывая никаких ограничений на конструкцию и размеры ротора и сохраняя без изменения все его оптимальные конструктивные параметры, определенные для заданных условий эксплуатации, изготовления и прочности, осуществлять более легкий переход через критические скорости, чем при использовании жестких опор, а также значительно уменьшать амплитуды вибраций и давление ротора на опоры в закритической области за счет эффекта самоцентрирования, который наступает после прохождения критической скорости и заключается в том, что при прохождении критической частоты вращения знак прогиба вала меняется на отрицательный. Это означает, что направление прогиба и эксцентриситета становятся противоположными, центр масс перемещается и становится между геометрическим центром и осью вращения, а при дальнейшем увеличении частоты вращения прогиб вала приближается по абсолютной величине к эксцентриситету, то есть центр масс стремится к оси вращения. Этот эффект при наличии статической неуравновешенности впервые в 1895 году теоретически объяснил Август Феппл (Förpl, 1854-1924 гг.), а позднее более полное обоснование было получено Леопольдом Федоровичем Николаи (1844-1908) и для случая моментной неуравновешенности [27].

При вращении ротора в упругих подшипниках на закритических скоростях актуальным является вопрос об ограничении амплитуд в области резонанса при прохождении критических частот вращения. Здесь возможно применение специальных упруго-демпферных цельнометаллических опор, демпферов вязкого трения и др.

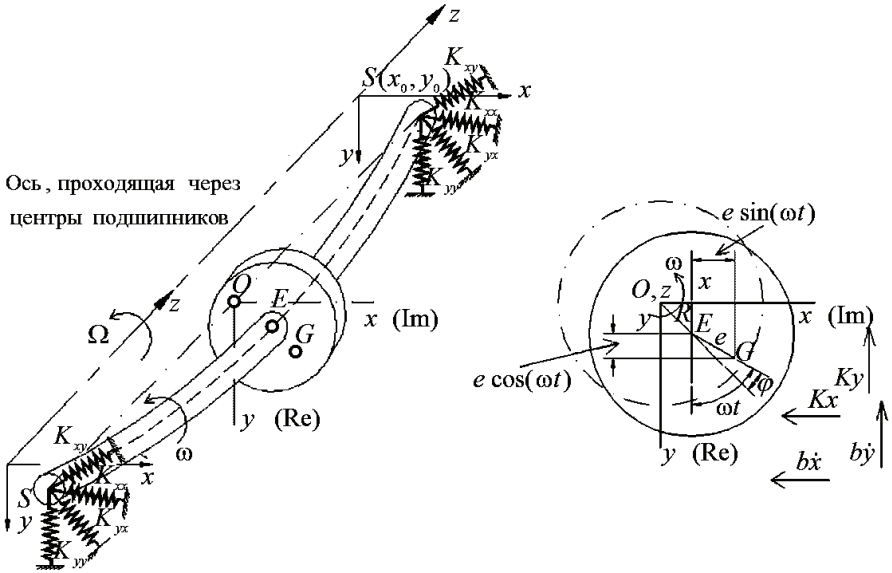


Рисунок 4 – Однодисковая модель ротора в упругих опорах («Jeffcott rotor model») [1]

Первой моделью, описывающей динамику упругого ротора с учетом упругих опор, была модель Генри Хомана Джеффкотта (Jeffcott, 1877-1937 гг.), называемая в иностранной литературе «Jeffcott rotor model» [1]. Она представлена на рис. 4. Именно Джеффкотт сформулировал задачу для анализа динамического поведения ротора как задачу о вынужденных колебаниях, а не как просто задачу о поиске критических скоростей. Он впервые математически проиллюстрировал, что вал не только совершает вращательное движение вокруг своей оси, соответствующей положению статического равновесия, а еще и обращается вокруг центральной оси, то есть оси, проходящей через центры подшипников. На рис. 4 угловая скорость собственного вращения обозначена как ω , а обращения (прецессии) как Ω . Модель Джеффкотта позволяет выполнить начальный анализ динамики ротора в шариковых подшипниках или масляных подшипниках скольжения [1]. В ней принимаются следующие допущения: масса вала гораздо меньше массы диска, а приведенная масса диска m в модели включает в себя и массу вала, и массу диска; диск считается абсолютно жестким, а безмассовый вал – податливым, обладающим жесткостью K ; рассматривается синхронная прецессия, когда $\omega = \Omega$.

На рис. 4 введены правая декартова система координат $Oxyz$ и следующие обозначения: O – точка на оси подшипников, E – геометрический центр диска, G – центр масс диска, e – эксцентриситет, R – радиус обращения вокруг центральной оси подшипников, причем диск вращается вокруг E с угловой скоростью ω против часовой стрелки, а обращение (прецессия) отстает на угол φ по фазе от вектора силы, вызванной дисбалансом и действующей в направлении EG .

Учитывая силы инерции, демпфирования и жесткости, записываются уравнения движения:

$$\begin{aligned} m \frac{d^2}{dt^2} (x + e \sin(\omega t)) + b \frac{dx}{dt} + Kx &= 0; \\ m \frac{d^2}{dt^2} (y + e \cos(\omega t)) + b \frac{dy}{dt} + Ky &= 0, \end{aligned} \quad (1)$$

а в комплексной форме с учетом того, что $r = y + ix$, уравнение имеет вид:

$$m \frac{d^2 r}{dt^2} + b \frac{dr}{dt} + Kr = me\omega^2 \exp(i\omega t), \quad (2)$$

где b – обобщенный коэффициент вязкого трения.

Таким образом, исходя из уравнений, модель Джеффкотта является моделью одномассовой системы с одной степенью свободы во всех отношениях, за исключением того, что возбуждающая сила зависит от ω^2 . Еще одной особенностью этой модели являются два уравнения в (1), не связанные между собой обобщенными координатами, но представляющие из себя систему из-за нагрузки. Эта взаимосвязь становится очевидной при рассмотрении уравнения (2), решение которого состоит из двух частей, обусловленных $r = y + ix$, что и отличает эту модель и решение для нее от пружинно-массовой модели с одной степенью свободы. Частота свободных колебаний, соответствующих обращению, которая получается из уравнения (2), равна $p = (K/m)^{1/2}$, что в свою очередь равно собственной частоте неподвижного ротора, рассматриваемого как система с одной степенью свободы. Безразмерная амплитуда вынужденных колебаний на частоте ω в этом случае равна:

$$\bar{R} = \frac{R}{e} = \frac{v^2}{\sqrt{(1-v^2)^2 + (2\varepsilon v)^2}}, \quad (3)$$

а безразмерная частота и фаза равны:

$$v = \frac{\omega}{p}, \quad \operatorname{tg} \varphi = \frac{2\varepsilon v}{1-v^2}, \quad \text{где } \varepsilon = \frac{b}{2mp}. \quad (4)$$

Так как все роторы являются несбалансированными вследствие наличия эксцентриситета, обусловленного либо неоднородностью материала, либо технологическими ошибками, то при вращении это будет источником возбуждения колебаний. Особенностью одномассовой модели Джеффкотта, отличающей ее от пружинно-массовой колебательной модели с одной степенью

свободы, как раз и является тот факт, что вынуждающая сила здесь обуславливается параметрами самой системы, а не привносится извне. Кроме того, Джеффкотом было установлено, что когда возбужденный ротор, вращающийся на частоте ω , совершает свободные и вынужденные колебания, то свободные колебания, соответствующие прецессии с частотой Ω на собственной частоте p затухают из-за демпфирования и вынужденных колебаний с амплитудой прецессии r и частотой $\Omega = \omega$ в случае синхронной прецессии [1]. Из-за этих особенностей такая одномассовая модель и носит отдельное название «Jeffcott rotor model».

2 Способы опирания вращающихся валов и роторов (типы подшипниковых узлов). Узлом, позволяющим соединить вращающиеся и невращающиеся части любой машины, является подшипник. Во многом явления, происходящие в роторных машинах, обусловлены теми подшипниками, которые в них применяются, поэтому рассмотрение вопросов, связанных с динамикой роторов, необходимо начинать с типов применяемых подшипников. Основные типы, которые применяются в машиностроении и разделяются по принципу работы, – это подшипники качения и подшипники скольжения [28].

Классификация подшипников качения осуществляется на основе следующих признаков: по виду тел качения (шариковые и роликовые); по типу воспринимаемой нагрузки (радиальные, радиально-упорные, упорно-радиальные, упорные, линейные подшипники и шариковые винтовые передачи); по числу рядов тел качения (однорядные, двухрядные и многорядные); по способности компенсировать несоосность вала и втулки (самоустанавливающиеся и несамоустанавливающиеся) [28]. Достоинствами этого типа подшипников являются: сравнительно малая стоимость вследствие массового производства подшипников; малые потери на трение и незначительный нагрев; высокая степень взаимозаменяемости; малый расход смазки; пониженные требования к обслуживанию. К недостаткам относятся: высокая чувствительность к ударным и вибрационным нагрузкам вследствие большой жесткости конструкции подшипника; малая надежность в высокоскоростных приводах из-за чрезмерного нагрева и опасности разрушения сепаратора от действия центробежных сил; сравнительно большие радиальные размеры; шум и вибрации при больших скоростях.

Многие из этих недостатков устраняются при переходе на другой тип – подшипники скольжения, которые, в свою очередь, тоже разделяются на типы в зависимости от физических основ, рабочего тела и принципа действия [28]. На сегодняшний день существуют такие виды подшипников скольжения: механические, гидростатические, гидродинамические, газостатические, газодинамические и магнитные подшипники. Первый тип предполагает наличие двух трущихся поверхностей, изготовленных из пар материалов, коэффициенты трения которых минимальны. В следующих четырех типах непосредственную нагрузку от вала воспринимает тонкий слой рабочего тела – жидкости или газа (чаще всего воздуха) соответственно, причем в статиче-

ских подшипниках высокое давление рабочего тела поддерживается внешним насосом, а в динамических подшипниках при вращении вала на больших скоростях жидкость или газ увлекается валом в пространство между цапфой и валом, и таким образом осуществляется самосмазывание или создается подъемная сила. Эти типы подшипников, равно как шарикоподшипники, давно нашли свое применение и на сегодняшний день используются во многих машинах, поэтому их можно отнести к традиционным подшипниковым узлам. Кроме того, они обладают следующими достоинствами: имеют очень низкие коэффициенты трения (особенно у газовых) – намного ниже, чем у механических подшипников; при высоких нагрузках зазор между поверхностями в гидравлических подшипниках изменяется меньше, чем в механических подшипниках; имеют значительную демпфирующую способность; как правило, работают тише и создают меньшие вибрации, чем подшипники качения. Однако они имеют и недостатки: рассеивание энергии в подшипниках, а также жесткость и их демпфирующие свойства очень сильно зависят от температуры; могут внезапно клинить или разрушаться в критических ситуациях; допускают прецессию вала, вследствие чего сокращается срок службы и ухудшаются показатели качества подшипника.

Многих недостатков, свойственных традиционным подшипникам, лишен новый тип опор валов и роторов – магнитные подшипники (МП) [29-31], которые обладают целым рядом преимуществ, главными из которых являются: отсутствие смазочных систем, а значит, упрощение и удешевление конструкции турбомашин, снижение ее пожароопасности; сокращение потерь на трение из-за отсутствия механического контакта между ротором и статором; уменьшение эксплуатационных затрат, так как мощность, потребляемая электромагнитами при наличии таковых, в 2-3 раза меньше мощности трения в подшипниках скольжения; увеличение ресурса опорного узла, так как ресурс МП соизмерим с ресурсом машины в целом. Более подробные сведения о принципе их действия, существующих типах и проблемах, связанных с их применением, будут приведены ниже.

Возвращаясь к вопросу о необходимости применения в роторных машинах с точки зрения обеспечения требуемых динамических характеристик упругих опор, следует отметить, что все типы обладают некоторой податливостью и не могут рассматриваться как абсолютно жесткие. Так, например, жесткость подшипников качения составляет порядка 10^7 МН/м, в то время как у гидравлических подшипников она равна $\sim 10^6$ МН/м. Однако такие значения для многих машин являются гораздо выше необходимых, что требует применения дополнительных технических мер, например, применения различных конструктивных схем упругих и упруго-демпферных опор роторов.

Упругое опирание роторов на корпус машины может быть осуществлено различными способами [4, 26]. Одним из способов такого опирания является применение витых пружин. Однако их использование приводит к существенному увеличению габаритов подшипникового узла. Некоторые другие варианты конструктивных схем упругих опор представлены на рис. 5-7 [4].

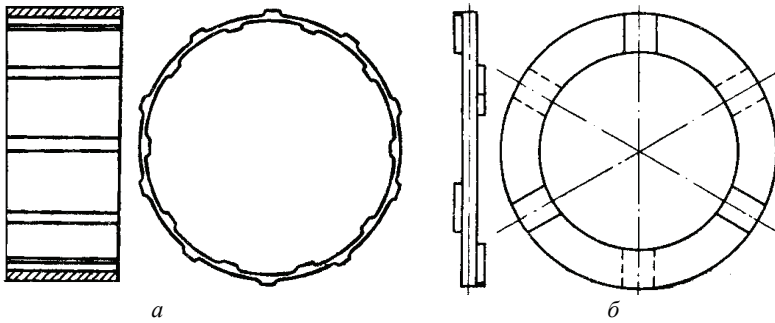


Рисунок 5 – Упругие опоры в виде колец с выступами: *a* – радиальная, *б* – торцовая [4]

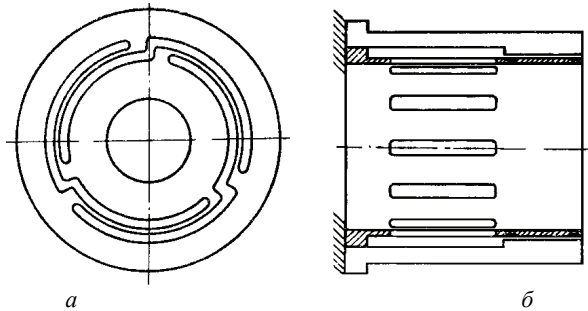


Рисунок 6 – Упругие радиальные опоры [4]: *a* – с криволинейными упругими элементами, *б* – в виде упругого элемента с масляным демпфером

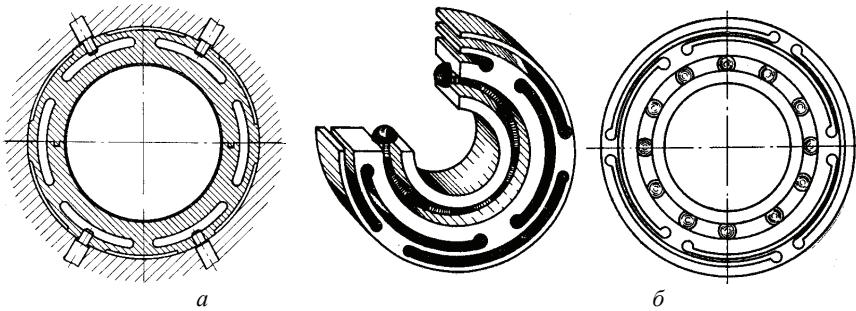


Рисунок 7 – Упругие подшипники [4]: *a* – скольжения, *б* – качения

На рис. 5, *a* и 5, *б* показаны радиальная и осевая опоры соответственно. Они выполнены в виде упругих колец. В радиальной опоре внутренние выступы кольца принимают давление от обоймы подшипника, а наружные передают его на жесткий корпус. В осевой опоре упругое кольцо имеет выступы с двух сторон и воспринимает нагрузки, перпендикулярные к плоскости этого кольца. Упругая опора может быть сделана более податливой не только

уменьшением толщины выступов, но и увеличением длины каждого упругого элемента за счет перехода на концентрическую окружность другого диаметра с помощью перемычек. Схема такой опоры изображена на рис. 6, а. Пример упруго-демпферной опоры приведен на рис. 6, б. Здесь показан упругий элемент, который выполнен в виде втулки с аксиальными прорезями и отделен демпфирующим масляным слоем от неподвижной обоймы.

Упругие опоры, которые устанавливаются между подшипником и корпусом машины, достаточно сложны, и поэтому в большинстве случаев они изготавливаются не отдельно, а как один узел вместе с подшипником. На рис. 7, а и 7, б приведены некоторые конструкции упругих подшипников скольжения и качения соответственно.

Что касается жесткостных характеристик механических подшипников, то следует отметить, что радиальная жесткость обычных подшипников (например, качения) возникает за счет деформации тел и дорожек качения в местах контакта и характеризуется нелинейной зависимостью [26]. Кроме того, из-за поперечного смещения вращающегося кольца при прохождении тел качения под вектором нагрузки возникают пульсации жесткости. Введение осевого предварительного натяга позволяет изменять жесткость радиального шарикоподшипника с увеличением частоты вращения, а установка подшипника в упругую опору линеаризует систему «ротор-опоры» (снижает степень нелинейности) [4]. Так, жесткость радиального упругого поля шарикоподшипника начинает изменяться по нелинейной характеристике после уничтожения предварительного натяга силами инерции ротора, а до этого момента работает только линейное внешнее упругое поле.

Для ограничения амплитуд колебаний роторов на упругих опорах при прохождении ими критических скоростей вращения целесообразно применение упруго-демпферных цельнометаллических опор, демпферов вязкого трения, а также упругих элементов с предварительным натягом [4]. Однако установка искусственных демпферов вносит дополнительную нелинейность в систему, а значит, и новые зоны повышенной вибрации.

При конструировании высокооборотных роторных машин для снижения виброперегрузок первую и вторую критические скорости жесткого ротора, вращающегося в двух упругих подшипниках, следует располагать ниже зоны рабочих частот вращения, а в зоне рабочих частот вращения необходимо использовать эффект самоцентрирования жесткого ротора [4].

Следует особо отметить, что предварительный натяг у шариковых радиально-упорных подшипников, который создается осевой пружиной, может выполнять функции регулятора колебаний, меняя жесткость опор в зависимости от скорости вращения ротора и его неуравновешенности. В этом случае подшипник будет работать как демпфер сухого трения и тем самым ограничивать амплитуды колебаний жесткого ротора в области резонансов [27].

Однако все перечисленные варианты обеспечения необходимой жесткости опор являются индивидуальными для каждой машины, требующими дополнительных конструкторских решений, а, подытоживая сказанное, можно

заметить, что магнитный подшипник, являющийся по своей природе упруго-демпферной опорой с изменяющимися параметрами [26], является одним из лучших способов реализации системы «жесткий вал на податливых опорах» для обеспечения эффекта самоцентрирования при работе машины на номинальных оборотах вращения.

3 Вибрации роторных машин. Так как любая роторная машина предполагает наличие вращающихся элементов, то это всегда будет приводить к наличию гармонических нагрузок и вибраций, вызванных ими. Уровень этих вибраций будет зависеть от многих факторов, основными из которых являются неуравновешенность вала и навесных элементов, конструктивные особенности и технологические факторы, и может привести к негативным последствиям вплоть до разрушения. Поэтому вопросам снижения виброактивности всегда уделяется повышенное внимание как при проектировании роторной машины, так при ее доводке и эксплуатации.

Итак, роторные машины, как и любые другие сложные технические динамические системы, подвержены действию вибраций [32], обусловленных конструкцией, режимами работы, влиянием несовершенств исполнения. Они представляют собой сложный колебательный процесс с широким спектром частот и разбросом амплитуд, что оказывает пагубное, а в некоторых случаях и разрушительное воздействие на элементы машин. Причины вибраций роторных систем можно разделить на несколько групп [33-38]: 1. вибрации из-за неуравновешенности вращающихся частей роторных машин; 2. вибрации, порождаемые конструктивными особенностями роторной системы; 3. вибрации, возбуждаемые газодинамическими факторами; 4. вибрации электромагнитного происхождения, 5. подшипниковые вибрации.

Первый тип – это главный и неизбежный вид вибраций любой роторной машины. Неуравновешенный ротор всегда совершает колебания с основной частотой, то есть с частотой вращения ротора ω . Причем возникающие центробежные силы могут вызывать не только вертикальные и горизонтальные вибрации, но и при определенных условиях – осевые [33 с. 58].

Ко второму типу вибраций относятся колебания, вызываемые двойкой жесткостью вала (подвижной анизотропией). Так как в этом случае прогиб ротора будет дважды меняться за один оборот, то частота колебаний будет равна $k\omega$ (где $k = 2$), а на амплитудно-частотной характеристике будет наблюдаться раздвоение резонанса [4, 27, 33 с. 72, 34 с. 11, 36, 39 с. 165].

К этому же типу вибраций можно причислить и колебания, определяемые неподвижной анизотропией опор, которая заключается в различии их жесткости в двух перпендикулярных направлениях [36, 39 с. 165]. Это приводит к раздвоению резонансов и наличию прямой и обратной прецессий ротора. Такая анизотропия зачастую характерна магнитным подшипникам.

Сюда же можно причислить и влияние на колебательные процессы нелинейности опор, а именно, их силовых, жесткостных и демпфирующих характеристик. Это приводит к возможному появлению в системе супер-, суб- и

комбинационных колебаний и резонансов, возникновению автоколебаний и хаоса [40].

Еще одним видом вибрации, связанной с конструктивными особенностями машины, является вибрация консольного ротора с одним диском, что может иметь место, например, в турбодетандерах и детандер-компрессорных агрегатах. В этом случае виброграмма имеет гармоническую форму, а частота равна частоте вращения. Эта вибрация приводит к появлению дополнительных резонансных пиков на амплитудно-частотной характеристике (АЧХ). Причем величина резонансных амплитуд колебаний может быть и больше, и меньше, чем при вибрации на критических скоростях [33 с. 69-70].

Третий тип вибраций связан с аэродинамическими факторами и присущ, например, компрессору или турбине. Вследствие разницы в размерах лопаток силы, от действия на них газового потока оказываются различными, что вызывает неуравновешенность аэродинамических сил и моментов [39]. При этом окружная неравномерность газового потока, связанная с наличием «затеняющих» элементов направляющего аппарата, может возбуждать колебания с частотами различной кратности по отношению к частоте вращения $k\omega$ (где номер гармоники $k = 2, 3, 4, \dots$) [41-42]. Кроме того, при сильных колебаниях давления или расхода рабочего тела в компрессорах возможно возникновение помпажа, что вызывает вибрацию низкой частоты. А несовершенное обтекание деталей проточной части газом может являться причиной срывных колебаний, имеющих хаотический характер [33].

Четвертый тип вибраций – это колебания, присущие электромеханическим роторным машинам, например, электрогенераторам или электродвигателям. Возникающие в системе возмущающие электромагнитные силы могут быть связаны с наличием короткозамкнутых витков и неконцентричностью расположения поверхности ротора в расточке статора. В первом случае частоты колебаний равны частоте вращения либо кратны ей, а во втором равны 100 Гц независимо от частоты вращения и количества полюсов [33]. К тому же, совпадение частот собственных колебаний статора с частотами радиальных силовых волн, вызванных магнитным полем в воздушном зазоре, является источником электромагнитной составляющей вибрации [34, 36].

К пятому типу вибраций относятся различные виды колебаний, определяемые особенностями свойств подшипников и подшипниковых узлов [35]. Так, подшипники качения могут вызывать колебания с частотой $ks\omega$ (где номер гармоники $k = 1/2$ и s – количество тел качения) [34 с. 18-30, 39]. Подшипники скольжения, являясь нелинейными опорами, могут быть причиной субгармонических и комбинационных колебаний с частотами $k\omega/j$ (где $k, j = 1, 2, 3, \dots$) [33-35], а также автоколебаний из-за нелинейного демпфирования [43]. Ротор в газодинамических подшипниках также может совершать суб-, супергармонические и комбинационные колебания [40]. Магнитные подшипники могут в свою очередь порождать подобные колебания ротора, так как являются нелинейными опорами по своей природе из-за нелинейных зависимостей магнитных сил от смещения ротора (в МППМ и в АМП) и от

токов в обмотках электромагнитов (в АМП) [26].

Можно выделить еще один класс причин возбуждения вибраций. Это технологические или производственные факторы. К ним относятся: задевание деталей ротора о корпус; некачественная установка роторной системы на фундамент; витковые замыкания в роторных многополюсных электрических машинах; несоосность валов машин всего агрегата, неперпендикулярность осей вращения ротора торцевых контактных поверхностей соединительных муфт, поперечное или угловое смещения соединяемых валов [4, 27, 33-34, 36, 39]. Частоты колебаний в случае наличия таких дефектов могут по-разному соотноситься с частотой вращения, например, при принудительном центрировании валов может появиться изгиб вала, что вызовет колебания с частотой $k\omega$ (где $k = 2$) [39 с. 166].

Такие вибрации, равно как и вызванные эксплуатационными нарушениями, например, износом деталей, температурными деформациями или трещинами в роторах [44], не обязаны учитываться в математических моделях, а должны устраняться в процессе эксплуатации машин согласно методикам установления причин вибраций [33].

Исследования вибраций, источниками которых являются другие причины [33, 34], представляют собой отдельные задачи, не являющиеся предметом данной работы.

Таким образом, подытоживая, можно отметить, что общепринятого определения, выделяющего вибрацию среди других механических колебаний не существует, а в применении к роторным системам вибрацией называют вредное с точки зрения динамической устойчивости и прочности колебательное движение, связанное с упругостью (податливостью) элементов [33].

4 Подходы к моделированию и анализу динамики роторов. При анализе динамического поведения ротора и оценке возможности возникновения критических (резонансных) режимов необходимо учитывать, что на собственные частоты ротора (а значит, и на его критические скорости) из перечисленных выше причин возбуждения вибраций оказывают особое влияние двойная жесткость вала, малая изгибная жесткость консолей с рабочими колесами, а также, в дополнении к ним, растягивающая сила в осевом направлении, вызванная действием в разных направлениях на рабочие колеса газодинамической нагрузки, зависящей от частоты вращения. Однако все эти факторы могут быть учтены только в модели гибкого ротора. Кроме того, при анализе процессов, происходящих в роторной машине, также следует разделять понятия критической скорости и резонанса. Первое – связано с потерей устойчивости вращающегося ротора под действием возбуждения из-за собственной неуравновешенности [4, 27, 33, 39, 45-47]. Но в многовальных турбомашинках колебания одного ротора могут быть вызваны неуравновешенностью другого [39 с. 167-170]. Такие колебания, в отличие от критических, называют резонансными [39]. Причем резонансные вибрации определяются динамическим состоянием машины в целом и могут возбуждаться, например,

кинематически или периодическими силами постоянного направления различной природы [33]. При этом ротор может совершать движение типа прямой или обратной, синхронной или несинхронной прецессии.

Расчеты критических скоростей являются одним из самых главных практических приложений теории механических колебаний, изучающим явления резонанса в роторных машинах. При этом в широком смысле словосочетание «критическая скорость» понимается как любая скорость вращения, при которой происходят разного рода нарушения нормальной работы машины, сопровождающиеся повышенным уровнем вибрации, вызванной биениями вала или вибрацией всей установки в целом [25]. Однако не все такие критические скорости имеют отношения к вопросам теории колебаний, что следует из анализа причин вибраций приведенного выше. Предметом данной работы является изучение различного рода колебательных явлений, причины которых могут быть описаны математически с помощью соответствующих слагаемых уравнений движения.

Именно задача отыскания критических скоростей и других возможных резонансных режимов с оценкой их опасности ставится в ходе математического моделирования динамического поведения роторных систем с учетом их индивидуальных особенностей. Начиная с первых попыток описания процессов происходящих в таких системах предпринятых К. Лавалем, А. Стодолой, А. Фепплем, Е. Николаи и другими учеными XIX века, теория роторной динамики получила на настоящий момент широкое развитие. Конечно же, методы и подходы, которые использовались и используются для описания роторной динамики, основываются на общей теории колебаний. Здесь следует выделить следующие работы таких отечественных авторов как Л.И. Мандельштам [48], Б.В. Булгаков, Я.Г. Пановко, Ю.А. Митропольский, А.П. Филиппов, Е.Г. Голоскоков, И.М. Бабаков [25], А.С. Вольмир, С.П. Тимошенко, Г.С. Писаренко и В.В. Матвеев, В.В. Болотин, И.И. Блехман [49], Ф.М. Диментберг [32], Ю.И. Неймарк [50], В.В. Мигулин. Подробный анализ вклада украинских ученых в развитие теории нестационарных колебаний выполнен в [51]. Среди зарубежных авторов внимания заслуживают работы А.В. Риппард (А. Пиппард), R.L. Halfman (Р. Халфман), С.М. Harris, А. Sinha. Отдельно можно выделить работы по колебаниям и динамике абсолютно твердых тел, каковым является ротор при колебаниях на упругих опорах по первым формам. Здесь известны труды таких ученых как А.И. Лурье, Р.Ф. Ганиев, В.О. Кононенко, J. Wittenburg (Й. Витенбург), E.J. Routh (Э. Раус), Н.И. Амелькин, А.В. Борисов.

Динамика роторов при наличии нелинейных элементов или особенностей, приводящих к проявлению нелинейных эффектов, не может адекватно моделироваться с помощью подходов линейной теории колебаний, и поэтому необходимо применение в этом случае нелинейных теорий и методов. Описанию основных положений теории нелинейных механических колебаний, терминов и понятий, постановок задач и подходам к их решению также посвящено большое количество научной и учебной литературы. Здесь следует

отметить наиболее значимые работы таких авторов как Ю.А. Митропольский, Н.Г. Бондарь, В.О. Кононенко, М.В. Закржевский, В.И. Гуляев, Н.В. Бутенин, Ю.И. Неймарк, А.П. Кузнецов, С.П. Кузнецов, И.И. Блехман, В.М. Матросов, К.М. Рагульскис, Р.Ю. Бансявичус, К.В. Аврамов, Ю.В. Михлин. Среди зарубежных авторов особого внимания заслуживают Т. Хаяси (Ch. Hayashi), А. Тондл (A. Tondl), G. Schmidt, D.G. Fertis, A. Scott.

Для описания динамического поведения роторов на традиционных упруго-демпферных опорах (УДО), перечисленных выше (рис. 5-7), характерно разделение на жесткие и гибкие ротора, докритические и закритические из-за зависимости форм колебаний ротора от податливости опор, которые показаны на рис. 8 [4, 27, 52]. При жестких опорах первой критической скорости соответствует изгибная форма колебаний (см. рис. 8, в). При податливых в достаточной мере по сравнению с ротором опорах он проходит первые две или три (при учете колебаний в осевом направлении) критические скорости как жесткий, образуя цилиндрическую и коническую прецессии (см. рис. 8, а). Но при этом ротор является закритическим. При жесткости опор, сопоставимой с жесткостью самого ротора, формы колебаний представляют собой среднее между предыдущими вариантами (см. рис. 8, б). В этом случае не учитывать деформируемость вала при исследовании первых двух критических режимов некорректно. Кроме того, из-за особенностей колебаний роторов на податливых опорах (как традиционными УДО, так и МП) следует отметить, что колебания являются поперечными, но не всегда изгибными.

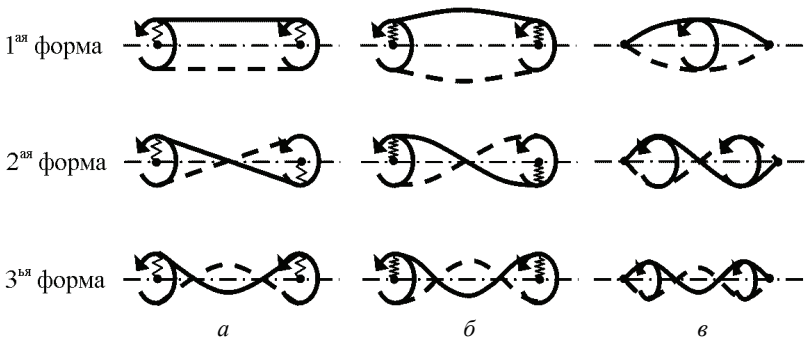


Рисунок 8 – Формы поперечных колебаний роторов в зависимости от податливости опор [52]: а – ротор на чрезвычайно податливых опорах, б – податливых, в – жестких

Наиболее распространенными и представляющими большую опасность при эксплуатации являются вынужденные колебания, обусловленные статической и моментной неуравновешенностями, как было указано ранее, а также другие виды колебаний, такие как автоколебания. Свойства роторов на упругих опорах позволяют снизить амплитуды этих колебаний вследствие проявления эффекта самоцентрирования после прохождения первых двух критических скоростей. Для более эффективного использования этого эффекта на

практике, то есть снижения порога зоны повышенных вибраций, сужения данной зоны и уменьшения амплитуд, необходимо уменьшение жесткости динамической системы ротор–опоры, так чтобы первые две критические скорости располагались на частотах вращения более низких, чем рабочие. При этом необходимо обеспечить условия для легкого перехода через них, например, с помощью применения способа прохождения резонансов за счет управления жесткостью и демпфирующими свойствами магнитных подшипников [26].

Математическому описанию и анализу динамики жестких и гибких роторов в механических УДО посвящено множество монографий и публикаций. Всем математическим моделям присущи вносимые авторами упрощения на основании принятых допущений, такие как ограничение количества и малость обобщенных координат, неучет или неполный учет нелинейных членов уравнений и параметров неуровновешенности, неучет гироскопических моментов, внутреннего трения, нелинейной инерционности и т.д. Для описания гибких роторов используется либо теория изгиба Тимошенко, которая учитывает деформации сдвига, либо техническая теория изгиба Эйлера-Бернулли, при использовании которой деформациями сдвига пренебрегают. Кроме того, множество работ посвящено учету в математических моделях тех или иных особенностей роторных систем (конструктивных, технологических, эксплуатационных) и анализу поведения роторов с их учетом.

Моделирование динамического поведения любой роторной системы должно базироваться на теоретических и практических результатах, достигнутых в этой области как отечественными, так и зарубежными учеными. Из отечественных следует выделить труды, посвященные основам, понятиям, принципам и методам анализа стационарных и нестационарных колебаний валов и роторов таких авторов, как А.В. Дабагян (1959, 2008 гг.) [53, 54], Ф.М. Диментберг (1959 г.), А.Ф. Гуров (1962 г.), А.П. Филиппов и Е.Г. Голоскоков (1964, 1966 гг.), С.П. Тимошенко (1967 г.), И.М. Бабаков (1968 г.) [25], Г.С. Маслов (1968 г.) [47], Д.В. Хронин (1970, 1980 гг.) [45], С.И. Сергеев (1973 г.), А.А. Гусаров (1974 г.), К.М. Рагульскис (1976 г.) [34], А.С. Кельзон (1976, 1982 гг.) [4, 27], Я.Г. Пановко (1976 г.), Р.Ф. Ганиев и В.О. Кононенко (1976 г.), Э.Л. Позняк (1980 г.) [32], а также С.И. Богомоллов и А.М. Журавлева (1978 г.), Ю.С. Воробьев и Н.Г. Шульженко (1978, 1988, 1991, 2011 г.) [41, 42, 44, 55], В.И. Симоновский (1986 г.), В.М. Лукьяненко (1999 г.), В.А. Жовдак (2001 г.), В.А. Марцинковский (2002 г.) и др., а история развития харьковской школы подробно отражена [56].

Наряду с ними развитие зарубежной школы можно проследить по работам следующих авторов [1]: A. Stodola (1927 г.), W.K. Wilson (1935, 1940, 1956 гг.), J. Kozesnik, A. Tondl (1965, 1971, 1973 гг.) [46], R.G. Loewy (1969 г.), R.L. Eshleman (1972 г.), N.F. Rieger (1977, 1986 гг.), A.D. Dimarogonas (1983 г.), J.S. Rao (1983, 2011 гг.), J.M. Vance (1988, 2010 гг.), F.F. Ehrich (1992 г.), D. Childs (1993 г.), C.W. Lee (1993 г.), E. Kramer (1993 г.), А.М. Александров (1995 г.), M. Lalanne and G. Ferraris (1998 г.), G. Genta

(1999, 2005 гг.), M.L. Adams Jr. (2001, 2010 гг.), T. Yamamoto (2001 г.), В.Г. Луканенко (2001 г.), R. Gasch, R. Nordmann und H. Pfützner (2003 г.), E. Logan Jr. and R. Roy (2003 г.), D.N. Walker (2004 г.), R.B. McMillan (2004 г.), W. Chen (2005 г.), A. Muszynska (2005 г.), H. Li (2005 г.), M.M.E. van Osc (2006 г.), D. Norfield (2006 г.), J. Kicinski (2006 г.), А.Г. Костюк (2007 г.), А.А. Иноземцев, М.А. Нихамкин и В.Л. Сандратский (2008 г.) [39], M.I. Friswell, J.E.T. Penny, S.D. Garvey and A.W. Lees (2010 г.), H. Dresig und F. Holzweißig (2011 г.).

Актуальность исследований в данном направлении подтверждается наличием большого количества современных статей и монографий, посвященных развитию общих и отдельных положений роторной динамики различных турбомашин. Акцентируя внимание на различных вопросах, связанных с особенностями динамики роторов при учете разных факторов, можно выделить работы следующих отечественных и зарубежных авторов, в которых рассматриваются отдельные вопросы, такие как: различные способы определения критических скоростей, например, с помощью выполнения модального анализа [57, 58] либо экспериментально на этапе выбега ротора при его останове [59, 60]; построение частотных диаграмм Кэмпбелла для определения критических скоростей с учетом гироскопических моментов [61, 62], зависящих от моментов инерции навесных элементов и скорости вращения ротора [25]; проведение полного анализа роторной динамики от определения критических скоростей до выполнения гармонического анализа с целью получения амплитуд колебаний и орбит движения ротора под действием небаланса в обычной и комплексной форме [63, 64]; изучение динамики роторов с учетом некоторых особенностей, например, высокоскоростных роторов или тонких роторов при сложном вращении [65, 66]; исследование и обеспечение устойчивости движения жестких и гибких роторов [67, 68]; использование численных подходов и программных комплексов, реализующих их, для анализа динамики роторов [69-71]; диагностирование неисправностей роторных машин с помощью анализа динамики роторов [72, 73], например, при наличии трещин [44, 74, 75]; устранение погрешностей изготовления с помощью различных методов балансировки роторов [76, 77]; выполнение анализа нелинейных колебаний роторов, вызванных наличием различных факторов, например, применением нелинейных опор, приводящем к появлению суб- и супергармонических колебаний [40, 78, 79], автоколебательных режимов [43, 80, 81] и других явлений в зависимости от использованного в машине типа подшипников [82, 83]; выполнение комплексного изучения динамического поведения всей роторной системы «ротор-опоры вращения-корпус» [41, 55]; проведение связанного междисциплинарного анализа динамики роторной машины для учета взаимозависимости различных явлений, например, влияния течения газа и распределения температур на механические колебания [84-86], а также электромагнитных сил на динамику ротора [87]; определение перспективных направлений развития роторной динамики, среди которых, например, повышение адекватности методов исследования и математических моделей за счет

учета связанности физических полей [88], а также разработка и применение гидростатических и гидродинамических подшипников с управляемыми параметрами [89].

Последние из перечисленных подходов характерны для исследования мехатронных, электронно-механических и электромеханических систем, которой, несомненно, является система «ротор в магнитных подшипниках», а сам активный магнитный подшипник при этом по своей природе является управляемой упруго-демпферной опорой [26]. Поэтому динамика электромеханических систем, рассматриваемая в совместной постановке, может быть выделена как одно из самых перспективных направлений, которому в настоящее время уделяется все большее внимание [14, 90, 91], хотя способы анализа таких систем были предложены еще ранее и основывались они на применении уравнений Лагранжа-Максвелла [48, 50]. Если говорить о роторных электромеханических машинах (электрогенераторы, электродвигатели, электромагнитные и магнитные подвесы) [92, 93], в том числе с применением постоянных магнитов [94, 95], то характерными особенностями являются еще и возможная электромагнитная или магнитная неуравновешенность, электрический тормозящий момент, несимметричное нагружение, асинхронный ход, мгновенный сброс [53, 54].

5 Магнитные подшипники (типы и принцип действия). Следующая часть обзорных исследований относится непосредственно к предмету работы, а именно, динамике роторов в магнитных подшипниках. И, конечно же, она начинается с рассмотрения этого специфического опорного узла, вносящего в динамическое поведение ротора свои характерные особенности.

Магнитный подвес роторов является все чаще применяемым в настоящее время типом опор машин различного назначения: от малогабаритных, таких как электрошпиндели, до больших – роторов турбокомпрессоров газоперекачивающих станций и турбин атомных электростанций [52].

Этот тип подшипников основан на принципе магнитной левитации ферромагнитных тел (в частности, роторов) в магнитном или электромагнитном полях, создаваемых внешними источниками [26, 30]. Обеспечение устойчивого подвеса ротора без его физического контакта с неподвижными частями машины осуществляется за счет сил магнитного притяжения или отталкивания. В зависимости от способа реализации и принципа действия различают [31]: магнитные подшипники на постоянных магнитах (МППМ), активные магнитные подшипники (АМП) с системой управления, реализующей некоторый алгоритм управления, магниторезонансные подшипники (МРП) и др. Причем принцип действия МРП основан на применении электрической резонансной LC-цепи, реализующей принцип саморегулирования положения подвешиваемого ротора относительно статорных электромагнитов [31]. Простота конструкции такого подшипника сопровождается существенными недостатками: малая грузоподъемность, потери энергии на вихревые токи и перемагничивание, относительно малые зазоры и др. Поэтому данный тип

магнитного подшипника применяется крайне редко [26].

Магнитные подшипники являются вариантом упруго-демпферных опор, а их особенностью является использование магнитного поля для реализации устойчивой левитации роторов [26, 96]. С помощью этих полей создаются силовые реакции опор на смещения ротора, что обеспечивает автоматическое центрирование опорных участков ротора в статорных элементах МП и необходимый уровень жесткости опирания. Наиболее применяемые на практике МП – это активные магнитные подшипники (на электромагнитах) [29-31, 97-100] и пассивные магнитные подшипники (на постоянных магнитах) [101]. Некоторые конструкционные варианты МП представлены на рис. 9. Здесь показаны радиальные и осевые АМП (см. рис. 9, а, б) и радиальные МППМ на постоянных магнитах (см. рис. 9, в, з) и введены следующие обозначения: 1 – ротор; 2 – статоры; 3 – обмотки; 4 – датчики положения; 5 – сравнивающее устройство системы управления АМП; 6 – устройство управления; 7 – усилители, подающие управляющие напряжения на обмотки АМП, сформированные согласно принятому алгоритму управления; 8 и 9 – подвижный и неподвижный кольцевые постоянные магниты.

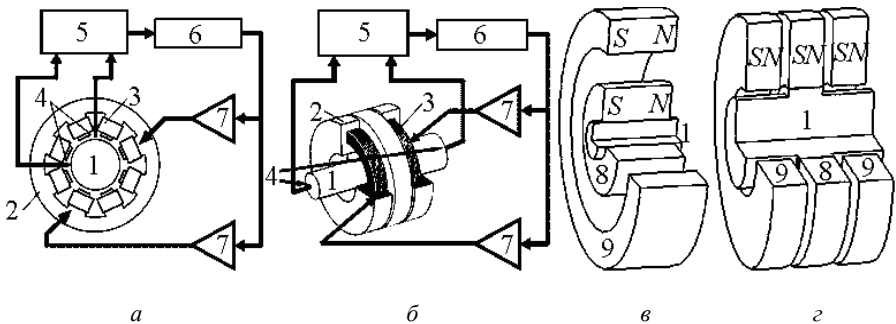


Рисунок 9 – Конструкционные варианты МП [96]:
а – радиальный АМП, б – осевой АМП, в, з – радиальные МППМ

АМП с системой управления, реализующей некоторый алгоритм управления, по сравнению с МППМ обладает рядом преимуществ: более высокая грузоподъемность, возможность изменения жесткости и демпфирования в широких пределах, а также возможность обеспечения устойчивости движения в заданном диапазоне возмущающих динамических нагрузок [102]. К недостаткам АМП относятся: наличие источника питания со значительным энергопотреблением, зависящим от грузоподъемности и требуемой жесткости, наличие системы автоматического регулирования (САР), включающей кроме источника питания датчики, усилители, электромагниты (статоры с катушками) и регулятор, и, как следствие, высокая стоимость. МППМ в свою очередь лишены перечисленных недостатков. Однако главным их недостатком является невозможность создания полного магнитного подвеса ротора

только с применением постоянных магнитов вследствие теоремы Ирншоу [101, 103, 104] (о неустойчивости положения равновесия активного элемента в статическом силовом поле, если сила и расстояние связаны законом обратных квадратов) и утверждений Браунбека [105, 106] (устойчивый подвес тела в постоянном магнитном поле возможен в случае, когда магнитная проницаемость материала тела меньше магнитной проницаемости окружающей среды). Данные положения приводят к тому, что при обычных атмосферных условиях в постоянном магнитном поле могут быть вывешены только тела, изготовленные из диамагнетиков или сверхпроводников. Ферромагнитные тела могут быть вывешены только в том случае, если в качестве окружающей среды используется ферромагнитная жидкость с более высокой магнитной проницаемостью. В работе [101] для обеспечения устойчивости положения постоянных магнитов в трех направлениях предложено погружать их в ферромагнитную жидкость, в качестве которой используется синтетический эфир на масляной основе с насыщенностью намагничивания 325 Гс и вязкостью 0,13 Па·с.

Таким образом, полный подвес ротора на МППМ для подавляющего большинства роторных машин невозможен с технологической и эксплуатационной точки зрения. Поэтому, исходя из разумного баланса между достоинствами и недостатками, на практике полный магнитный подвес осуществляется либо с использованием управляемых АМП в качестве всех опор ротора, либо с применением комбинированных магнитных подвесов, в которых используют МППМ и АМП в различных конструктивных вариациях.

5.1 Магнитные подшипники на постоянных магнитах. Главным отличием МППМ от МРП и АМП является то, что они не нуждаются в источниках электроэнергии, им не нужна система автоматического регулирования, которая составляет основную часть стоимости АМП, но они имеют относительно низкую жесткость, которая не может изменяться [26]. Одним из способов конструктивного решения для радиальных МППМ является использование двух магнитных колец [102]. Существует множество схем таких МППМ [101], некоторые из которых приведены на рис. 10.

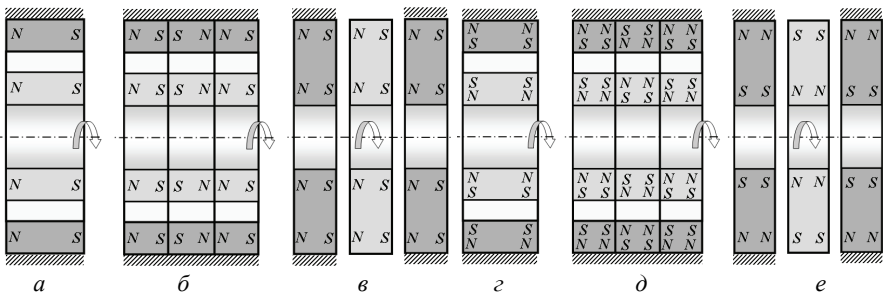


Рисунок 10 – Схемы радиальных магнитных подшипников на двух кольцевых постоянных магнитах [102]

В них применяются магнитные кольца с осевой (рис. 10, *a-в*) или радиальной (рис. 10, *г-д*) намагниченностью и реализующие подвес за счет сил притяжения (рис. 10, *в, е*) или отталкивания (рис. 10, *а, б, г, д*). На рис. 10 более темным цветом изображены механически неподвижные кольца, которые крепятся к корпусу роторной машины, а более светлым – подвижные кольца, располагаемые на роторе. Следует отметить, что у всех приведенных радиальных МППМ устойчивый подвес реализуется только в радиальном направлении, а в осевом направлении такие МППМ неустойчивы. Осевые МППМ конструктивно выполняются по такому же принципу, работают в основном за счет сил отталкивания и, в свою очередь, являются неустойчивыми в радиальном направлении.

Если активные магнитные подшипники на сегодняшний день уже получили достаточно обширное внедрение в роторных машинах различного назначения, о чем будет подробнее сказано далее, то пассивные подшипники, в которых магнитное поле и восстанавливающие силы создаются высокоэнергетическими постоянными магнитами, например, изготовленными из сплава NdFeB, в большинстве своем только на стадии разработки. При этом развитие этого типа подшипников началось практически вместе с АМП [107, 108].

В качестве примеров промышленного применения известны подвесы роторов в МППМ рентгеновской трубки с вращающимся анодом [109], вакуумметра [109], прерывателя пучка света [109], турбомолекулярного вакуумного насоса [109], мобильной электромеханической батареи [110], электродвигателя [111], маховика аккумулятора энергии [112-114] ветроэнергетической установки с вертикальной осью [115] и др.

Известные типы МППМ являются модификациями конструктивных решений, представленных на рис. 10, а исследования ведутся в направлении обеспечения больших величин подъемной силы и жесткости [116], с помощью различных подходов, таких как применение: конических, а не кольцевых постоянных магнитов [117]; многослойных разнонамагниченных кольцевых структур [118]; кольцевых магнитов разных размеров для осевого МППМ высокоскоростных роторов [119]; цилиндрических роторных и статорных частей МППМ, выполненных с помощью одинакового чередования колец с осевой и радиальной намагниченностью в обеих частях [120]; цилиндрических роторных и статорных частей МППМ разной ширины и с разным направлением намагниченности колец, например, у статорных – радиальной намагниченностью, а у роторных – осевой [121], дополнительных электромагнитов к постоянным магнитам для создания стабилизации в МППМ с использованием сил Лоренца [114] и др. При этом для определения силовых, жесткостных и демпфирующих характеристик применяются различные аналитические [122-125] и численные методы, например, метод конечных элементов (МКЭ) [125].

Таким образом, исследования, проводимые в области создания новых типов МППМ, обладающих повышенными по сравнению с существующими значениями силовых и жесткостных параметров, являются не только актуальными из-за малой теоретической проработки этого научного направления,

но и практически ценными, так как позволят расширить применение МППМ на другие роторные машины, например, среднеразмерные компрессоры, детандеры, центрифуги и насосы. Кроме того, перспективным направлением, позволяющим снизить себестоимость и энергозатратность, а также повысить надежность, является и создание МППМ для полного магнитного подвеса роторов при комбинировании их с АМП, как, например, комбинированный подвес с двумя радиальными АМП и одним осевым МППМ [119].

5.2 Активные магнитные подшипники. В настоящее время АМП являются одной из самых инновационных разработок в области турбомашиностроения и находят свое промышленное применение в роторных машинах различного назначения [99, 100, 126-128], в том числе турбокомпрессорах магистральных газопроводов и нефтедобывающих станций [129, 130], турбодетандерах [129], генераторах [24, 131], турбинах [131], насосах [132, 133], электродвигателях [98], газовых центрифугах, станках (например, электрошпинделях) [98], а также в изделиях медицинского назначения, робототехнике, космическом оборудовании, бесконтактных приводах и виброизоляции, маховиковых накопителях энергии [134]. Так, например, один из ведущих мировых производителей АМП фирма S2M [135] выпускает магнитные подшипники, кроме указанных машин, также для детандер-генераторных агрегатов, интегрированных электроприводных компрессоров, высокоскоростных генераторов и др. Такие опоры устанавливаются отечественными предприятиями, например, в центробежных компрессорах газоперекачивающих агрегатов, изготавливаемых на ПАО «Сумское НПО им. М.В. Фрунзе» (Сумы), турбодетандерах, производимых ПАО «Турбогаз» (Харьков). Наиболее известными фирмами, производящими АМП для различных роторных систем, являются компания S2M (Societe de Mecanique Magnetique) [24, 135], входящая в Группу SKF (Швеция), Japan Magnetic Bearing Co. Ltd. (JMB, Япония), Magnetic Bearing Inc. (MBI, США), Advanced Controls Technology Inc. (AVCON, США), Revolve Technologies Inc. (Канада), High Speed Technology (Финляндия), Mecos AG (Швейцария), НПП ВНИИЭМ (Россия) [130].

Такое стремительное распространение АМП получили ввиду их явных преимуществ по сравнению с традиционными подшипниками – скольжения, качения и газодинамическими, которые применяются в вышеуказанных роторных машинах. Это, как уже отмечалось, отсутствие смазочных маслосистем, снижение потерь на трение, отсутствие износа, сравнительно большой зазор, высокая несущая способность, регулируемые динамические характеристики и т.д. Кроме того, они могут обеспечить работу в экстремальных условиях, таких как низкие и высокие температуры, вакуум, а также особо уместны в устройствах, где традиционные механические подшипники со смазкой были бы источником нежелательного загрязнения. Системы управления АМП могут не только контролировать параметры (положение ротора, уровень вибрации, температуру и скорость вращения) в режиме реального времени, но и выполнять функции анализирующих и мониторинговых уст-

ройств [136], например, определять местоположение и величину дисбаланса, контролировать амплитуды колебаний [137], изменять, в случае необходимости, жесткость и демпфирующие свойства для подавления вибраций или отстройки от резонансов [138, 139], выявлять и диагностировать неисправности [140], в частности, трещины в валах [141, 142].

Как известно, АМП – это управляемое электромеханическое устройство, в котором стабилизация положения ротора осуществляется силами магнитного притяжения [26, 29-31, 99]. Принцип действия АМП заключается в том, что ротор удерживается в определенной позиции в радиальном или осевом направлениях магнитными полями, создающимися электромагнитами [143]. Эти электромагниты располагаются на статоре, а токи, которые подаются на их обмотки, изменяются в зависимости от положения ротора в пространстве согласно заданному закону управления. Таким образом, в систему управления (СУ), кроме указанных элементов, входят датчики положения (и, возможно, скорости), которые вырабатывают сигналы рассогласования и через усилители управляют токами в электромагнитах, чтобы вернуть ротор в номинальное (центральное) положение (рис. 9, *а*, *б*). Законы управления, реализуемые системой регулирования, определяют вид и параметры силовых характеристик АМП. Причем регулирование в системе управления в зависимости от принципа ее функционирования может осуществляться не только по току, а и по напряжению, подаваемому на обмотки электромагнитов в зависимости от сигналов датчиков положения ротора [6]. В системе управления может использоваться как аналоговая, так и более современная цифровая обработка сигналов. В случае отказа системы управления или исчезновения магнитного поля по другой причине ротор останавливается, а его выбег обеспечивается страховочными подшипниками. В качестве них обычно используются подшипники качения, которые могут выдерживать несколько отказов, после чего требуют замены. Классические варианты радиального и осевого АМП показаны на рис. 9, *а* и 9, *б* соответственно. Существуют также множество других конструктивных вариантов этих АМП, которые, в основном, сводятся к увеличению количества магнитопроводов, полюсов, обмоток управления и подмагничивания, но принцип действия всех этих вариантов идентичен представленным на рис. 9.

В общем случае суммарная сила, создаваемая классический вариант осевого упорного АМП (см. рис. 9, *б*) и действующая на диск, расположенный на роторе, в зависимости от токов имеет вид [30]:

$$F_M = \frac{\mu_0 w^2 (I_b + i)^2 S_p}{4(\delta_a - z)^2} - \frac{\mu_0 w^2 (I_b - i)^2 S_p}{4(\delta_a + z)^2}, \quad (5)$$

где i – ток управления, I_b – ток смещения, δ_a – номинальный осевой зазор, S_p – площадь и внешнего и внутреннего полюсов, w – количество витков обмотки, μ_0 – магнитная постоянная.

Зачастую данная сила при проведении расчетных исследований линеа-

ризуется [30], как показано на рис. 11. Это вносит погрешность при смещении ротора близком к номинальному зазору, либо при нулевом токе.

Для обеспечения устойчивости центрального положения ротора в АМП и придания подвесу необходимых динамических параметров необходимо, чтобы силы изменялись в соответствии с текущим отклонением ротора от данного положения. За это и отвечает система управления, реализующая некоторый алгоритм управления, то есть изменения тока или напряжения в зависимости от текущего отклонения ротора, а в некоторых случаях и скорости его движения.

Токи в обеих обмотках при центральном положении ротора являются токами смещения (рис. 11). Они нужны для того, чтобы создать в подвесе магнитное смещение и тем самым силовой натяг [31], то есть обеспечить требуемую жесткость АМП. Управление силой происходит за счет увеличения натяга в одном направлении и уменьшения в противоположном.

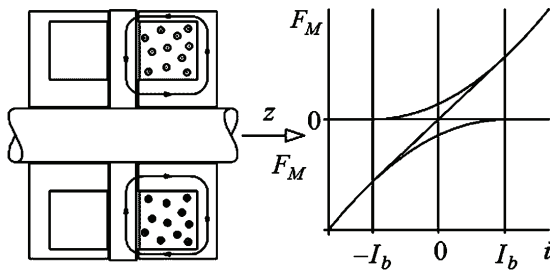


Рисунок 11 – Зависимость магнитной силы в осевом АМП от тока [30]

На рис. 12 показаны различные конструктивные варианты осевых АМП [30], позволяющие либо сконцентрировать магнитный поток, либо усилить его за счет дополнительных обмоток, либо развязать магнитные контуры, что повышает эффективность применения АМП в различных роторных машинах.

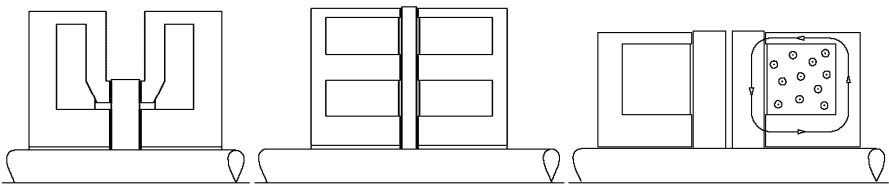


Рисунок 12 – Конструктивные варианты осевых АМП [30]

При использовании классического радиального АМП (см. рис. 9, а) с восьмью наконечниками, катушки которых попарным соединением создают четырехполюсник, магнитная сила, создаваемая каждым полюсом, упрощенно может быть рассчитана по формулам, описывающим плоско параллельный подвес [31]. Однако в действительности зависимость суммарной магнит-

ной силы значительно сложнее [143, 144]. Так, для осевого АМП, как впрочем, и для радиального, силовая характеристика будет зависеть от применяемого закона управления, который в общем случае должен учитывать смещение ротора в двух направлениях, а возможно, и скорости этого смещения, и моментальные значения токов в цепях электромагнитов.

Некоторые из других конструктивных вариантов радиальных АМП представлены на рис. 13. В них рассматриваются возможности разного расположения катушек, что позволяет при том же количестве полюсных наконечников реализовать восемь, а не четыре полюса, как в предыдущем случае, или расположить обмотку на участки ярма статора между двумя полюсами, что позволяет сделать АМП более компактным при сохранении тех же характеристик. Другой вариант – разрыв магнитопровода статора, что дает возможность практически избавиться от потоков рассеяния.

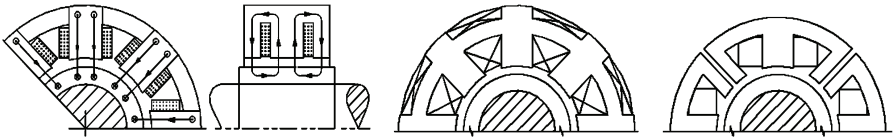


Рисунок 13 – Конструктивные варианты радиальных АМП [30]

В общем случае все системы управления активными магнитными подшипниками характеризуются тем, что они состоят из четырех основных элементов (электромагнитов как исполнительных элементов, датчиков, усилителей и контроллеров), обладают отрицательной обратной связью и реализуют либо аналоговое, либо цифровое управление с помощью заложенных в контроллер алгоритмов. Эти алгоритмы обеспечивают выполнение закона управления, то есть, по сути, закона изменения вектора и модуля восстанавливающей подресорторной силы посредством изменения токов в обмотках электромагнитов в зависимости от параметров вектора управления включающего в общем случае смещения ротора, скорости и тока.

6 Существующие подходы к моделированию динамики роторов в МП. В настоящее время на основании анализа научных монографий, статей в журналах и сборниках, а также докладов международных конференций и симпозиумов можно выделить несколько актуальных тем исследований в области магнитных подшипников [136]: 1. активные магнитные подшипники; 2. пассивные магнитные подшипники (или МППМ); 3. сверхпроводниковые магнитные подшипники; 4. микроподшипники; 5. магнитопроводы с обмотками (исполнительные элементы СУ); 6. новые технологии управления и мониторинга систем с МП; 7. вопросы промышленного внедрения МП, безопасности и надежности; 8. моделирование и идентификация математических моделей, описывающих процессы в МП; 9. накопление информации об эксплуатации систем МП и статистический анализ; 10. внедрение в конструкцию МП различных элементов и материалов; 11. самонесущие бесподшипниковые

электродвигатели; 12. развитие технологий самозондирования с применением МП для контроля вибраций и диагностики неисправностей в режиме реального времени.

Если остановиться на проблематике, касающейся динамики систем с магнитными подшипниками, то можно отметить, что все компоненты, входящие в структуру МП различных типов, а именно, постоянные магниты в МППМ или электромагниты, усилители мощности, контроллеры и даже датчики положения в АМП характеризуются нелинейными зависимостями различных параметров, а значит, любая система с МП является по своей природе нелинейной. Однако, как следует из предварительного анализа литературных источников, при моделировании динамического поведения роторных систем с МП нелинейностями, как правило, пренебрегают, а для упрощения анализа используются линейные (линеаризованные) математические модели. Основной причиной этого является труднореализуемость нелинейных подходов. В то же время неучет присущих системе нелинейных свойств может привести при моделировании к существенному искажению результатов как количественному, так и качественному, например, невозможности отобразить некоторые явления.

Каждый из обоих основных типов МП (МППМ и АМП) обладает своими достоинствами и недостатками, но по функциональным особенностям все они близки к упруго-демпферным опорам [26, 52]. Динамическое поведение, характерное роторам в УДО, свойственно и роторам в магнитных подшипниках, но с некоторыми оговорками, а в некоторых случаях и с существенными отличиями в связи с особенностями механического взаимодействия между магнитными полями. Тем не менее, основные принципы описания динамики роторов в УДО могут быть использованы и для роторов в МП, однако при анализе таких систем необходимо принимать во внимание, что проявление некоторых резонансных режимов роторов, например, в АМП существенно отличается по своей природе от традиционных упруго-демпферных механических опор. Так, изгибные колебания ротора в АМП могут возникать не только при его вращении, но и в невращающемся состоянии, что связано с частотой среза управляемого подвеса ротора и потерей устойчивости подвеса по соответствующей форме из-за энергетической подпитки упругих колебаний вследствие непредвиденной положительной обратной связи в подвесе [29, 31].

Таким образом, для численного исследования динамики роторов в магнитных подшипниках могут быть использованы математические модели, записанные аналогично соответствующим моделям роторов в УДО, но с учетом специфики, проявляющейся во взаимодействии магнитных, электромагнитных и электрических полей, и сил, вызванных этим взаимодействием.

Для подавляющего большинства математических моделей роторов в МППМ и АМП, известных из литературы, характерно то, что описание динамики сводится к линеаризации дифференциальных уравнений движения и уравнений, описывающих электромагнитные процессы в системе, которые

записываются на основании второго закона Кирхгофа [29-31, 98]. Нелинейные модели практически не используются ввиду основного акцента при исследованиях на выбор и совершенствование систем и алгоритмов управления. Отсутствует также взаимосвязь между радиальными и осевыми смещениями. Математическое моделирование роторов в МППМ на основании уравнений движения практически не применяется, основная литература посвящена либо экспериментальным исследованиям [101], либо конечноэлементным расчетам различных конструктивных вариантов магнитных подшипников [94, 117].

Анализ источников позволяет сделать некоторые выводы о недостатках применяемых на сегодняшний день математических моделей динамики роторов в магнитных подшипниках, в частности, АМП. Так, численные эксперименты для выявления динамических свойств системы «ротор в АМП» выполняются на основании линеаризации уравнений движения и уравнений для токов, например, в [29-31, 98, 100, 145-147]. При этом, с одной стороны, учитываются особенности действия управляемых магнитных сил, создаваемых электромагнитами, на объект управления (ротор), а с другой – линеаризованные уравнения не позволяют адекватно передать процессы при нахождении системы в предельных режимах, таких как насыщение магнитной цепи, нулевой ток или нулевой зазор, а также не дают возможности отобразить другие характерные для такой системы нелинейности. Если же в математической модели электромагнитными уравнениями пренебрегают, а действия электромагнитов на ротор заменяются пусть даже нелинейными, но относительно только механических обобщенных координат силами, которые в некотором приближении заменяют магнитные, то неадекватность моделей будет обусловлена неучетом особенностей электромагнитных процессов, например, постоянной времени изменения токов в обмотках электромагнитов из-за большой индуктивности.

Рассмотрим более подробно вопросы, касающиеся математического описания динамического поведения ротора в магнитном, электромагнитном или комбинированном подвесе с акцентом на возможность адекватного отражением нелинейной взаимосвязи происходящих в такой системе процессов (электрических, магнитных и механических), а также систематизации и определения возможных вариантов записи и анализа уравнений колебаний.

На основании изучения научных материалов в описанных выше литературных источниках можно выделить следующие наиболее существенные причины нелинейности системы «ротор в МП», ограничивающие возможности линеаризации математических моделей и применения линейных подходов к анализу явлений, происходящих в системе [136]: 1. нелинейная зависимость магнитных сил от зазоров между подвижными и неподвижными частями МППМ и АМП, а также токов в обмотках электромагнитов АМП; 2. наличие запаздывания тока в обмотках электромагнитов АМП, то есть нелинейность, связанная с индуктивностью катушек; 3. наличие геометрической связи между электромагнитами одного АМП и связи между всеми АМП одного ротора, которая приводит к связанности процессов в ортогональных

направлениях; 4. нелинейность кривой намагниченности материала В-Н, а также гистерезис; 5. насыщение ферромагнитного материала сердечника, что приводит к появлению пологого участка на кривой намагниченности; 6. насыщение усилителя мощности и ограничение тока управления, которые вызваны физическими ограничениями; 7. наличие запаздываний в контролере системы управления; 8. наличие вихревых токов и потоков рассеяния.

Использование для анализа динамики системы линейных моделей достигается путем линеаризации в «нулевой точке», то есть в центральном положении, нелинейных электромагнитных (в АМП) или магнитных (в МППМ) сил. Линеаризованные зависимости этих сил от зазоров (в АМП и МППМ) и токов (в АМП) позволяют перейти к известной линейной математической модели путем замены МП на линейные пружины с демпфированием [148-150]. Однако линейное приближение магнитной силы может быть приемлемым только в малой окрестности, то есть только для малых токов и малых отклонений ротора от положения равновесия. Если, например, отклонение ротора превышает половину зазора, то суммарная магнитная сила, создаваемая МП, может отличаться на 40 % от значения, полученного по линеаризованным соотношениям [151, 152]. В действительности в зависимости от особенностей МП это отличие может достигать еще больших величин, что приводит к неадекватности моделирования роторной динамики и не позволяет при проектировании на основании таких моделей использовать весь потенциал магнитного подшипника.

Поэтому численное исследование влияния нелинейностей на динамическое поведение системы «ротор в МП» с применением уточненных математических моделей является весьма актуальной задачей, позволяющей, во-первых, получать фундаментальные научные сведения о характеристиках системы при различных условиях эксплуатации, а во-вторых, выполнять с помощью параметрического моделирования нахождение оптимальных конструктивных решений для обеспечения динамической устойчивости и повышения надежности и безотказности. При этом нужно учитывать, что качество активного магнитного подвеса напрямую зависит от закона и алгоритма управления, реализуемых контролером системы управления, разработка которых напрямую зависит от глубины знаний о динамических характеристиках системы. И если звено управления будет создаваться на основании неверного моделирования, то это может привести к отказам при эксплуатации.

Первый международный симпозиум по магнитным подшипникам состоялся в 1988 году [29] и позволил ученым дать толчок к развитию исследований в этом направлении [136]. На сегодняшний день существует множество публикаций по данной тематике, так как она имеет междисциплинарный характер, охватывающий вопросы машиностроения, механики, электротехники, магнетизма и прикладной математики. Если рассматривать одно из главных направлений, а именно, анализ динамического поведения ротора в МП с учетом одного или нескольких нелинейных компонентов, то можно выделить такие основные темы: 1. нелинейная динамика одностепенных подвесов как

основополагающих моделей; 2. нелинейная динамика системы, на основе моделей с двумя степенями свободы, позволяющими смоделировать связанности процессов в ортогональных направлениях; 3. устойчивость движения роторов с учетом проявления нелинейных свойств; 4. нелинейные колебания роторов, вызванные контактом со страховочными подшипниками; 5. аналитические методы, используемые при анализе нелинейных систем с МП; 6. нелинейные бездатчиковые подшипники; 7. нелинейное управление.

Использование аналитических методов, применяемых для анализа динамического поведения систем с магнитными подшипниками, позволило выявить возможность проявления периодического, суб- и супергармонического, хаотического отклика, а также появление на фазовых диаграммах седло-узловых бифуркаций и бифуркаций Хопфа, которые могут возникать в типичных однопараметрических системах. Последние характеризуются тем, что особая точка, а именно «фокус», теряет устойчивость при переходе пары ее комплексно-сопряженных собственных значений через мнимую ось. В этом случае либо из особой точки рождается небольшой устойчивый предельный цикл (так называемая мягкая потеря устойчивости), либо, наоборот, небольшой неустойчивый предельный цикл в момент бифуркации схлопывается в эту точку (жесткая потеря устойчивости) [49]. Так, в системах с МП равновесие может стать неустойчивым по причине бифуркаций Хопфа как без внешних возбуждающих воздействий [153, 154], так и при действии на ротор нагрузок, вызванных неуровненностью [155]. В последнем случае возможно появление амплитудно- или фазомодулированных движений.

В большинстве случаев для математического описания динамики системы «ротор в МП» используются системы нелинейных дифференциальных уравнений относительно либо одной, либо двух обобщенных механических координат. Замкнутая форма этих уравнений не позволяет найти решение в аналитическом виде, поэтому для получения отклика используются либо численные методы (например, Рунге-Кутты), либо приближенные (например, метод возмущений или малого параметра). Возможно применение асимптотических процедур для анализа нелинейных колебаний, в том числе роторов, таких как метод усреднения, метод многих масштабов, метод гармонического баланса, метод коллокаций и других [49]. Однако в случае моделирования динамического поведения ротора в МП с помощью систем взаимосвязанных нелинейных дифференциальных уравнений, записанных относительно пяти и более обобщенных координат, практическая применимость перечисленных методов обладает малой эффективностью, а одним из реалистичных средств анализа являются численные схемы.

Если говорить об исследовании влияния временных задержек на динамику и устойчивость движения ротора в МП, то обычно для анализа таких систем применяются математические модели, записываемые с помощью функционально-дифференциальных уравнений запаздывающего типа относительно одной или двух степеней свободы. Такие уравнения обычно нахо-

дят применение в сложных системах автоматического управления [156], каковой, конечно же, является система «ротор в АМП».

Как уже отмечалось, обычно для описания динамики роторов в АМП используются одно или двухступенные модели, анализ которых позволяет проследить качественные характеристики системы, но не дает возможности учесть взаимосвязанность процессов, происходящих в ортогональных направлениях, а также взаимовлияние всех МП на динамические процессы различной физической природы. В то же время упрощенные модели позволяют провести фундаментальные исследования, но в большинстве своем не приемлемы для практически реализуемых систем. Пример такой упрощенной одноступенной модели представлен на рис. 14.

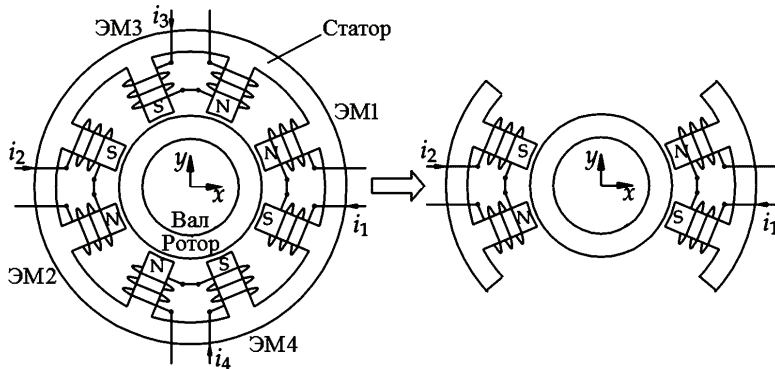


Рисунок 14 – Приведение радиального восьмипольного АМП с четырьмя электромагнитами (ЭМ) к упрощенной схеме [100]

В этом случае колебания описываются одним уравнением для каждой обобщенной координаты, так как если говорить обо всей динамической системе, то для нее, ввиду принятых упрощений, система уравнений движения разделяется на отдельные уравнения:

$$m \frac{d^2 x}{dt^2} + F_{Mx} = m\omega^2 e \cos(\omega t), \quad (6)$$

где суммарная магнитная сила в направлении x равна:

$$F_{Mx} = \frac{\mu_0 w^2 S_p}{4} \left[\frac{i_2^2}{(\delta_r - x)^2} - \frac{i_1^2}{(\delta_r + x)^2} \right], \quad (7)$$

а при линеаризации на основе токов смещения I_b принимает вид:

$$F_{Mx} = -\frac{\mu_0 w^2 S_p I_b^2}{\delta_r^3} x + \frac{\mu_0 w^2 S_p I_b}{2\delta_r^2} (i_2 - i_1), \quad (8)$$

где коэффициент при смещении x – «отрицательная» жесткость подвеса, а коэффициент при разнице токов в обмотках $(i_2 - i_1)$ – «токовая» жесткость од-

ного электромагнита [31 с. 58-59].

Такой линеаризованный подход применялся к моделированию динамики роторов в АМП на первоначальных этапах, но даже он был не приемлем для устойчивого управления при неканоническом выборе токов смещения [157]. Кроме того, оказалось, что поведение систем «ротор в АМП» существенно отличается от получаемых решений на основе линеаризованных уравнений. Поэтому для анализа нелинейных эффектов на ранних стадиях применялись уравнения (6) со значением силы (7).

В действительности зависимости магнитных сил как для МППМ, так и для АМП, носят существенно нелинейный характер в пределах полного зазора. Так, на рис. 15-17 представлены силовые характеристики для некоторых вариантов МППМ, а также осевого и радиального АМП с учетом законов управления [26, 143, 144].

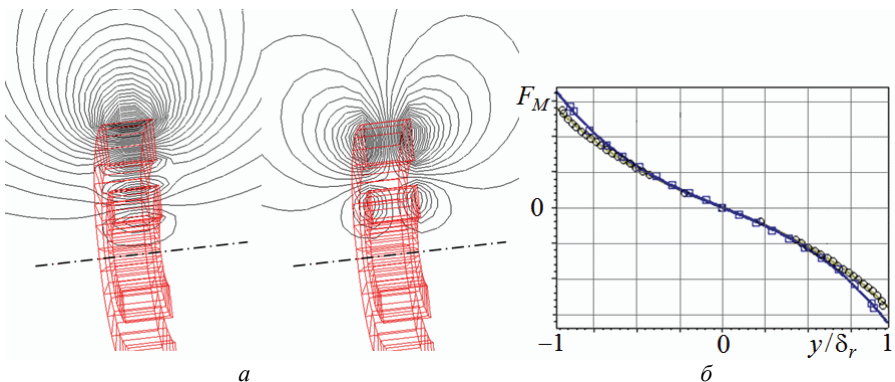


Рисунок 15 – Результаты анализа радиального МППМ: *a* – распределение силовых линий магнитного поля с осевой и радиальной намагнитченностью, *б* – силовые характеристики

На рис. 16 показаны картины эквипотенциальных линий магнитного поля для двух положений ротора в осевом АМП, а также силовая характеристика (зависимость модуля равнодействующей магнитных сил от смещения центра опорного участка ротора). Первое из рассмотренных положений ротора – центральное. Анализ рис. 16, *a* показывает, что распределение силовых линий в этом случае симметрично относительно двух взаимно перпендикулярных плоскостей, силы притяжения, которые создаются каждым из четырех электромагнитов, равны по модулю, но действуют в разных направлениях и, таким образом, их равнодействующая равна 0. Эти силы и создают предварительный натяг, а от их величины зависит жесткость АМП. Во втором положении ротор является смещенным. Распределение силовых линий теряет симметричность, равнодействующая восстанавливающей силы не равна 0, а ее направление противоположно направлению вектора смещения. Для радиального АМП, представленного на рис. 17, ситуация аналогична.

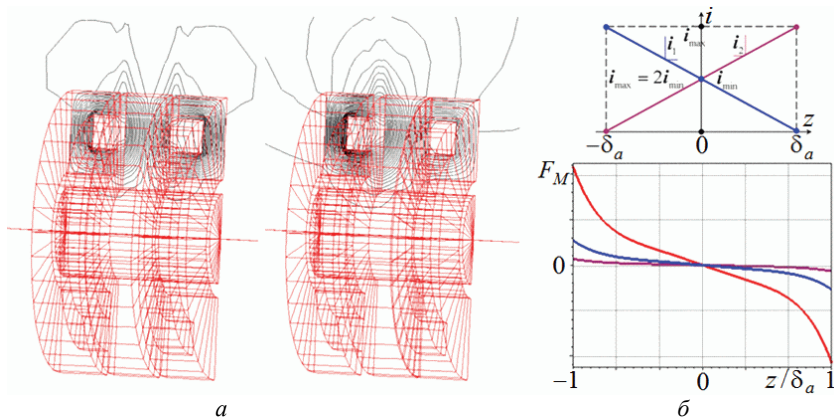


Рисунок 16 – Результаты анализа осевого АМП: *a* – распределение силовых линий магнитного поля ($z = 0$ и $z \approx \delta_a$), *б* – закон управления и силовые характеристики при различных значениях питающего напряжения

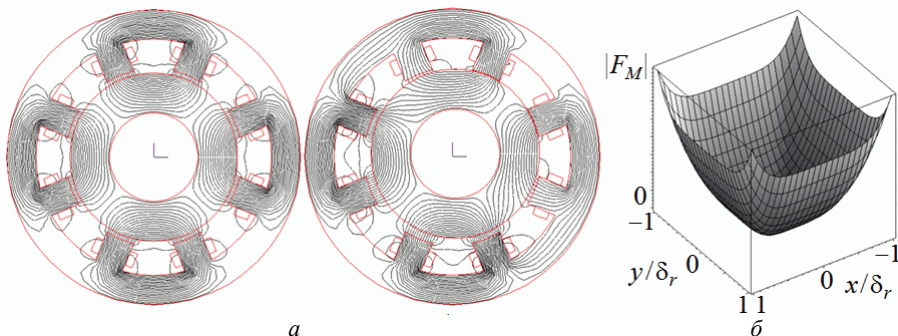


Рисунок 17 – Результаты анализа радиального АМП: *a* – распределение силовых линий магнитного поля ($x, y = 0$ и $x, y \approx \delta_r/\cos 45^\circ$), *б* – силовая характеристика

Анализ этих результатов показывает, что, конечно же, любая линейризация вносит в математическую модель ошибки, значительно влияющие на результат, и может применяться только в малой окрестности положения равновесия для всех конструктивных вариантов как осевых, так и радиальных МППМ и АМП при различных законах управления (для АМП), производимого как по току, так и по напряжению, с использованием как аналоговых, так и цифровых СУ.

Возвращаясь к вопросу об упрощенном моделировании, следует отметить, что известен целый ряд работ, в которых исследования нелинейных колебаний выполнялось с помощью одностепенной модели (6)-(7) [158-167].

Все они характеризуются тем, что в них учитываются некоторые нелинейные эффекты различной природы, а моделирование выполняется различ-

ными методами [49 с. 42]. Так, в [158] исследовались нелинейные колебания жесткого ротора в АМП с учетом гироскопического момента и было показано, что в системе могут присутствовать бифуркации Хопфа и неустойчивость периодического движения. В [159] с помощью численного интегрирования СДУ также была показана возможность переходов с одной устойчивой ветви резонансной кривой на другую, а в [160] учет нелинейности магнитной силы и насыщение материала сердечников радиальных АМП позволил смоделировать нестационарные нелинейные колебания ротора. В работах [161, 162] авторы для исследования нелинейных колебаний с учетом нелинейной зависимости магнитной силы только от смещения ротора и насыщения усилителей мощности СУ АМП. Было показано, что для некоторых наборов параметров могут иметь место в решении нарушение симметрии и квазипериодические колебания. Исследованиям движения ротора в горизонтальном и вертикальном направлениях посвящена работа [163], в которой магнитная сила была представлена разложением в ряд Тейлора с сохранением нелинейных слагаемых третьего порядка. С использованием метода нормальных форм было продемонстрировано, что в системе могут наблюдаться седло-узловые бифуркации и бифуркаций Хопфа. В [164] предложена модель, учитывающая линейную СУ с обратной связью и возможное насыщение ее силовых элементов, однако магнитная сила здесь представлялась упрощенным выражением и моделировалась кусочно-линейной характеристикой. Такой подход позволил с помощью численного анализа одностепенной модели показать, что учетные нелинейности могут приводить к появлению асимметричного, субгармонического и хаотического отклика. Для этой математической модели в работах [165, 166] был предложен способ анализа с использованием асимптотического метода. Приближенные решения, полученные согласно этому методу, практически совпадали с эталонными результатами численного интегрирования. Для анализа динамического поведения здесь применялись показатели Ляпунова, бифуркационные диаграммы, фазовые портреты, области притяжения аттракторов и отображения Пуанкаре. В [167] для анализа упомянутой математической модели с кусочно-постоянной магнитной силой применялся метод согласования в сочетании с модифицированным методом усреднения. Была показана возможность появления суперрезонансных колебаний, а корректность решения подтверждена результатами численного интегрирования исходного уравнения. Таким образом, анализ литературных источников, в которых для проведения исследований использовались математические модели с одной степенью свободы и упрощенным представлением восьмиполусного радиального АМП (рис. 14), свидетельствуют о том, что, несмотря на свою простоту, они позволяют установить возможность возникновения в системе указанных нелинейных колебательных явлений.

Однако общим для всех этих моделей является то, что в них учитываются только отдельные нелинейные элементы и совсем не рассматриваются нелинейности, причинами которых являются запаздывание токов в обмотках,

нелинейная зависимость сил одновременно от смещений и токов, геометрические взаимосвязи, неравномерность воздушного зазора между полюсным наконечником АМП и цапфой при общем положении ротора, гистерезис и задержки в системе управления АМП, и, тем более, сочетания всех перечисленных нелинейных эффектов.

Устранению некоторых из указанных недочетов посвящены работы, в которых предложены модели с двумя степенями свободы (рис. 14 слева), позволяющие частично учитывать некоторые геометрические взаимосвязи [168-177]. Так, в [168] представлены результаты исследований с использованием такой модели, позволившие проследить влияние геометрической взаимосвязи двух пар полюсов электромагнитов, создающих силы во взаимно перпендикулярных направлениях. Изучению нелинейных эффектов, вызываемых учетом перекрестной взаимосвязанности процессов и зависимостью сил от перемещений и токов в катушках АМП, посвящена работа [169]. Были обнаружены устойчивые квазипериодические и супергармонические вибрации. В [170] модель представляла собой два связанных дифференциальных уравнения относительно двух обобщенных координат, определяющих смещение ротора в горизонтальном и вертикальном направлениях. Их анализ выполнялся с помощью численного моделирования и приближенного метода тригонометрических коллокаций, которые позволили найти устойчивые периодические решения. В системе были обнаружены субгармонические колебания и перескоки с режима на режим, а локальная устойчивость и бифуркации проанализированы с помощью теории Флоке. Исследования, описанные в [171, 172], посвящены динамике жесткого ротора с помощью метода возмущений. При этом для математического описания использовалось два дифференциальных уравнения с нелинейными относительно обобщенных координат и скоростей слагаемыми. Были обнаружены как основные резонансные режимы, так и внутренние резонансы. Применение метода многих масштабов для сведения системы к четырем усредненным уравнениям позволило подтвердить наличие в системе седло-узловых бифуркаций и бифуркаций Хопфа. В [173] эта же модель позволила продемонстрировать возможность потери устойчивости при возникновении супергармонических движений ротора. В [174] было показано, что влияние упорного АМП на радиальные колебания может привести к потере устойчивости и возникновению бифуркаций при прецессирующем движении по первой форме поперечных колебаний. Учет возможности изменения жесткости АМП в процессе работы роторной машины был продемонстрирован в [175]. Математически такая ситуация описывалась уравнениями движения в горизонтальном и вертикальном направлениях с квадратичными и кубическими слагаемыми и параметрическим возбуждением. При периодическом изменении жесткости было установлена возможность существования субгармонических колебаний с кратностью от 3 до 8, квазипериодических и хаотических движений. В работе [176] было показано также, что в системе с изменяющейся жесткостью опор возможно появление

перескоков с режима на режим. В работе [177] серия исследований, выполненных с помощью численного интегрирования уравнений движения, с учетом как мягких, так и жестких силовых характеристик радиальных АМП, позволили доказать возможность появления в системе большого разнообразия нелинейных явлений, таких как двойственность устойчивых режимов, срывы и скачки амплитуд, синхронные, подсинхронные, квазипериодические хаотические колебания. При этом в математической модели были учтены нелинейные зависимости электромагнитных сил от токов в катушках и воздушных зазоров, а также геометрическая взаимосвязанность

Обобщая данный анализ можно отметить, что к недостаткам перечисленных работ, в которых использовались математические модели с двумя степенями свободы, так же как и для одностепенных моделей, можно отнести аналогичные недочеты, кроме, пожалуй, учета взаимосвязанности в пределах одного АМП, но все равно при отсутствии геометрической взаимосвязи между разными АМП. А в некоторых работах, например, [168], в дополнении к этому еще и пренебрегается гистерезисом и насыщением магнитного материала, временными задержками в СУ и ограничением в усилителях мощности.

Отдельное внимание уделяется вопросам устойчивости движения ротора при наличии временного запаздывания в системах управления АМП (особенно цифровых), возникающего по причинам необходимости аналого-цифрового и цифро-аналогового преобразования, а также вычисления параметров управляющего по сигналам рассогласования с датчиков. При этом величина запаздывания может достигать половины периода дискретизации. Кроме того, еще одной причиной временного запаздывания является время реакции электромагнитных цепей, связанное с индуктивностью катушек. Можно выделить серию научных работ в этом направлении [153, 178-183]. Так, в [178] исследовано влияние запаздывания, возникающего в контроллере обратной связи пропорционально-интегро-дифференциального (ПИД) регулятора на устойчивость сбалансированного ротора в двухполюсном АМП. Установлено, что ротор, находящийся в положении равновесия, может потерять устойчивость по причине бифуркации Хопфа, если время задержки превышает определенное критическое значение. В [153, 179] то же самое было установлено при анализе влияния временных задержек, возникающих в пропорционально-дифференциальном (ПД) регуляторе, на устойчивость одностепенной системы. Кроме того, было показано, что могут проявляться как седло-узловые бифуркации, так и бифуркации Хопфа, увеличение длительности запаздывания может привести к увеличению амплитуд колебаний, смещению амплитудно-частотной характеристики в область более высоких частот, а при некоторых значениях и к неустойчивости системы. На основе модели, разработанной в [153], в работах [180, 181] было установлено, что в системах с временными задержками возможно наличие двух устойчивых состояний. А в случае учета в математической модели наряду с запаздывания-

ми еще и геометрической взаимосвязанности авторами было обнаружено, что при значениях временных задержек, больших некоторого предельного значения, равновесие ротора становится неустойчивым и возможно появление двух качественно различных видов периодического движения [182]. В свою очередь в [183] было показано, что в такой системе при высоком уровне внешнего возбуждения, вызванного дисбалансом, и наличии бифуркаций Хопфа возможно появление нерезонансных откликов или вторичного резонанса. Было обнаружено, что нерезонансный отклик может быть либо периодическим, либо квазипериодическим, а супергармонический резонанс может быть возможен в виде периодических и условно-периодических движений. Допустимо также сосуществование двух или трех устойчивых движений. Доказано, что с физической точки зрения, возникновение периодических или квазипериодических устойчивых режимов после бифуркаций Хопфа обеспечивает динамическую устойчивость роторной системы с АМП, тем самым расширяя ее рабочую область.

До сих пор рассматривались работы, в которых применялось линейное управление. Однако системы управления с обратной связью, разработанные, как правило, с использованием упрощенных математических моделей, обладают в целом ограниченной производительностью ввиду множества нелинейных свойств АМП. Такое упрощение основывается на линеаризации уравнений движения в окрестности «нулевого» положения ротора (положения статического равновесия). При значительных отклонениях ротора от этого положения алгоритм управления, реализуемый контроллером, не может обеспечить подачу корректных с точки зрения оптимального регулирования сигналов на исполнительные элементы. Поэтому для компенсации нелинейной динамики системы с АМП необходимо применение нелинейных методов управления. Примером такого подхода может служить предложенный в [184] способ управления для высокооборотного компрессора, основанный на применении нелинейного управления с элементами нечеткой логики, включающего учет нелинейности В-Н кривой (кривой намагничивания), закона Ампера (закона полного тока) и тензора натяжений Максвелла. В [185] была предложена схема плавного управления нелинейной динамикой ротора, базирующаяся на учете в модели и основных электромеханических взаимосвязей и таких нелинейных характеристик, как магнитные потоки рассеяния и насыщение ферромагнитного материала. Нелинейная система управления для опорного АМП, описанная в [186], построена на основании уравнения движения и уравнений для токов, учитывающих потокосцепления, и использует сочетание линеаризации обратной связи и обратноступенчатого принципа.

Подводя итог обзору существующих подходов к моделированию динамики роторных систем с МП можно отметить, что основное внимание на сегодняшний день уделяется созданию математических моделей, описывающих динамику роторов в МП разных типов, с учетом как можно большего количества нелинейных эффектов, характерных таким системам. Большинство су-

существующих моделей включают только одно или два нелинейных свойства системы с МП, а анализ их влияния на устойчивость динамического поведения ротора выполняется с использованием методов теории возмущений или численного интегрирования. Современные теоретические и экспериментальные исследования позволили получить фундаментальное понимание того, как на динамическое поведение ротора в МП влияет нелинейность магнитных сил в МППМ и АМП, связанность процессов в двух направлениях в пределах одного радиального АМП, ограничения насыщения материалов АМП, возникающее время задержки в СУ АМП. Изучение всех этих факторов показало, что каждый из них может привести к появлению суб- и супергармонических колебаний, нелинейного резонансного отклика, срывов и скачков амплитуды, хаотического движения и, наконец, потере устойчивости движения ротора, а комплексное воздействие нелинейных элементов только усугубляет ситуацию. Поэтому вопросы, связанные с созданием математических моделей, всеобъемлюще учитывающих нелинейности системы «ротор в МП», выходят на первый план. При этом аналитические методы, пригодные для анализа систем с одной или двумя степенями свободы, то есть некоторых модельных роторов, оказываются недейственными при изучении динамики роторов с помощью моделей с пятью и более степенями свободы. Такие модели позволяют описывать уже практически реализуемые лабораторные, опытные или промышленные образцы магнитных подвесов роторов различных машин. В этом случае анализ динамического поведения может выполняться с помощью методов численного интегрирования систем нелинейных дифференциальных уравнений, которые также применяются для проверки решений, полученных с помощью аналитических методов.

7 Заключение и перспективные направления научных исследований в области динамики роторов в МП. В работе выполнен обзор истории развития, теоретических основ, подходов, методов и средств анализа роторной динамики с основным акцентом на использование в роторных машинах магнитных подшипников. Он позволил выявить недостаточно изученные моменты и установить перспективные научные направления. Определено, что особую актуальность приобрело изучение нелинейной динамики роторов в магнитных подшипниках разных типов. Представленные результаты обзорных исследований дают возможность выделить главные аспекты, обладающие научной новизной и практической ценностью в области моделирования динамических процессов в системах с магнитными подшипниками.

Так, несмотря на множество публикаций, в которых рассмотрены некоторые проблемы устойчивости и нелинейной динамики роторных систем с МП, большое количество научных вопросов остаются открытыми.

Во-первых, одним из наиболее актуальных, малоизученных и теоретически проработанных вопросов является создание новых типов самоцентрирующихся МППМ, обладающих повышенными по сравнению с существую-

щими значениями подъемной силы, силовых и жесткостных характеристик. Такие подшипники позволят заменить в некоторых роторных машинах полные подвесы только в АМП путем создания подвесов комбинированного типа при сочетании МППМ с АМП. Это даст возможность упростить конструкции роторных машин, снизить их себестоимость и энергозатратность, повысить надежность и конкурентоспособность.

Во-вторых, одним из наиболее перспективных направлений является создание математических моделей динамики роторов в МП, позволяющих произвести как можно более полный комплексный учет всех нелинейных эффектов – как наиболее существенных, так и второстепенных. К первой группе можно отнести нелинейности, связанные с зависимостью магнитных сил от смещений (для МППМ и АМП) и токов в обмотках (для АМП), с геометрической связанностью процессов в ортогональных направлениях каждого отдельного МП и между всеми МП ротора, с временными задержками в СУ АМП, с эффектами насыщения магнитного материала сердечника и усилителей СУ АМП. Ко второй группе принадлежат нелинейности, причинами которых являются индуктивности катушек электромагнитов, магнитные потоки рассеяния, системы датчиков, вихревые токи и краевые эффекты. Учет некоторого пусть даже не всего количества перечисленных нелинейностей позволит существенно повысить адекватность математических моделей. Если такие проблемы, как возможность возникновения насыщения магнитного материала сердечника или усилителей СУ, могут быть решены либо на этапах разработки и проектирования системы, либо аппаратными средствами, то остальные предпочтительно учитывать именно в математических моделях. При этом нужно понимать, что создание модели, учитывающей абсолютно все указанные нелинейные эффекты, является задачей весьма сложной, а может быть даже, практически не осуществимой как в плане формулирования, так и в плане анализа, и поэтому ценным является учет любой более-менее полной совокупности нелинейных компонентов.

В-третьих, насущными и практически ценными являются вопросы использования всеобъемлющих математических моделей, описывающих динамику роторных систем с МП. Например, такие модели позволят решать вопросы создания новых видов МП, а также выбора для АМП новых прогрессивных законов и алгоритмов оптимального линейного или даже нелинейного управления путем их корректной модельной апробации. Кроме того, подобные модели дадут возможность имитировать поведение динамической системы в случае отказов, которые могут заключаться, например, в нарушениях работы усилителей мощности СУ или в коротком замыкании одной или нескольких обмоток АМП. При этом полученные при моделировании поведенческие характеристики системы могут служить эталоном для мониторинга и контроля. Это, в частности, наличие из-за неправильного вектора магнитной силы эллиптических траекторий движения цапфы ротора в АМП вместо ожидаемых для данного режима круговых траекторий. Еще одним при-

ложением математических моделей может быть разработка алгоритмов контроля и управления бифуркациями. Такие задачи включают в себя: обеспечение более позднего, чем свойственно исходной системе, проявления бифуркаций, а также устойчивости неустойчивого решения; определение и внесение в систему новой бифуркации, более предпочтительной по значениям параметров; оптимизацию рабочих характеристик, эксплуатационных качеств и производительности системы вблизи точки бифуркации. Решение этих задач возможно в роторных системах с магнитными подшипниками, в отличие от других, из-за возможностей реализовывать нелинейные стратегии обратной связи, которые, в свою очередь, могут быть выработаны и опробованы без натурных экспериментов только с использованием достоверных нелинейных математических моделей. Так, одним из интересных приложений может быть создание устойчивой бифуркации Хопфа, которое можно рассматривать как проектирование предельных циклов с заданным динамическим поведением в системе.

В-четвертых, отдельным направлением, в решении вопросов которого может существенно помочь применение нелинейных динамических моделей, является создание различных конструктивных вариантов бездатчиковых магнитных подшипников (самозондируемых МП) и бесподшипниковых электродвигателей (совмещенных с АМП электрических машин). Так, например, информация для системы управления о положении ротора в бездатчиковых магнитных подшипниках выводится из зависимых от зазора свойств электромагнитов. К таким зависимым от величин зазоров параметрам относятся токи в катушках электромагнитов или полные сопротивления их цепей. На этапе проектирования и определения закона управления и параметров СУ такие зависимости, необходимые для вычисления сигналов управления по положению ротора в пространстве, могут быть получены только на основе корректного математического моделирования, выполненного с учетом влияния всех нелинейностей на сложные электромагнитомеханические процессы. Такой подход обладает большим практическим значением, так как позволяет отказаться от отдельных датчиков положения и посредством этого снизить производственные затраты.

Таким образом, создание достаточно подробных аналитических нелинейных математических моделей, всеобъемлюще учитывающих нелинейную взаимосвязь электрических, магнитных и механических свойств, позволит закрыть целый класс проблем, связанных с внедрением и использованием систем магнитных подшипников в роторных машинах самого различного назначения, а также улучшить динамические качества этих машин, повысить устойчивость и надежность их работы, снизить материальные и энергетические затраты, повысить производительность и конкурентоспособность.

Список литературы: 1. Rao J.S. History of Rotating Machinery Dynamics / J.S. Rao. – New York: Springer, 2011. – 377 p. 2. Handbuch Maschinenbau / Hrsg. A. Böge. – Wiesbaden: Vieweg+Teubner Verlag Springer Fachmedien, 2011. – 1484 p. 3. Bloch H.P. Major Process Equipment Maintenance and

Repair / *H.P. Bloch, F.K. Geitner*. – Houston: Gulf Publishing Company, 1997. – Vol. 4: Practical Machinery Management for Process Plants. – [2-nd ed.]. – 712 p. **4. Кельзон А.С.** Расчет и конструирование роторных машин / *А.С. Кельзон, Ю.Н. Журавлев, Н.В. Январев*. – Л.: Машиностроение, 1977. – 288 с. **5. Bloch H.P.** A Practical Guide to Compressor Technology / *H.P. Bloch*. – [2-nd ed.]. – Hoboken: John Wiley & Sons, 2006. – 571 p. **6. Brown R.N.** Compressors: Selection and Sizing / *R.N. Brown*. – [3-d ed.]. – Oxford: Elsevier, 2005. – 625 p. **7. Селезнев К.П.** Центробежные компрессоры / *К.П. Селезнев, Ю.Б. Галеркин*. – Л.: Машиностроение, 1982. – 271 с. **8.** Теория и расчет турбокомпрессоров: учеб. пособие для студентов вузов машиностроительных специальностей / *К.П. Селезнев, Ю.Б. Галеркин, С.А. Анисимов* и др.; под общ. ред. *К.П. Селезнева*. – [2-е изд., перераб. и доп.]. – Л.: Машиностроение, 1986. – 392 с. **9. Simms J.** Fundamentals of the Turboexpander: Basic Theory and Design / *J. Simms*. – Santa Maria: Gas Technology Services, 2009. – 34 p. **10.** Обзор современных конструкций турбодетандерных генераторов: [публикации ООО НТЦ «Микротурбинные технологии»]. – СПб.: ООО НТЦ «МТТ», 2008. –90 с. – Режим доступа: <http://mtt.myrlogriz.ru/wp-content/uploads/2011/05/0000x.pdf>. **11. Bloch H.P.** Steam Turbines. Design, Applications, and Re-rating / *H.P. Bloch, M.P. Singh*. – [2-nd ed.]. – New York: McGraw-Hill, 2009. – 430 p. **12. Klempler G.** Operation and Maintenance of Large Turbo-Generators / *G. Klempler, I. Kerszenbaum*. – Hoboken: John Wiley & Sons, 2004. – 578 p. **13. Pyrhönen J.** Design of Rotating Electrical Machines / *J. Pyrhönen, T. Jokinen, V. Hrabovcova*, translated by *H. Niemelä*. – Chichester: John Wiley & Sons, 2008. – 536 p. **14. Lyshevski S.E.** Electromechanical Systems and Devices / *S.E. Lyshevski*. – New York: CRC Press, Taylor & Francis Group, 2008. – 581 p. **15. Бансявичус Р.Ю.** Вибродвигатели / *Р.Ю. Бансявичус, К.М. Рагульскис*. – Вильнюс: Моклас, 1981. – 193 с. **16. Bloch H.P.** Pump Wisdom. Problem Solving for Operators and Specialists / *H.P. Bloch*. – Hoboken: John Wiley & Sons, 2011. – 222 p. **17. Centrifugal Pump.** Handbook / Edited Sulzer Pumps Ltd, Winterthur, Switzerland. – [3-d ed.]. – Oxford: Elsevier, 2010. – 292 p. **18. Gülich J.F.** Centrifugal Pumps / *J.F. Gülich*. – [2-nd ed.]. – Berlin: Springer, 2010. – 996 p. **19.** Turboexpander-Generators for Natural Gas Applications: [products leaflets]. – Oshkosh: General Electric Company, 2005. – 7 p. **20.** Turboexpander-Compressors. Increased Efficiency for Refrigeration Applications: [products leaflets]. – Houston: General Electric Company, 2010. – 6 p. **21. Michalke P.** Powerful Products for the Enhanced Flexibility of Gas Turbines / *P. Michalke, T. Schmuck*: [рекламный проспект]. – Erlangen: Siemens AG, 2012. – 14 p. **22.** Компрессоры и турбины для нефтегазовой промышленности: [рекламный проспект]. – Berlin: MAN TURBO AG, 2006. – 28 p. **23. L.A. Turbine.** The Turboexpander Company. World Leader in Turboexpander Technology: [products leaflets]. – Valencia, California: L.A. Turbine, 2010. – 11 p. – Режим доступа: <http://www.laturbine.com>. **24.** Магнитные подшипники для нефтегазовой промышленности. Технологии S2M проверенные решения для нефтяной и газовой отрасли // Рекламный буклет, 2008. - SKF-S2M. – 18 с. (Раздел: Турбогенератор с приводом от газовой турбины). **25. Бабаков И.М.** Теория колебаний / *И.М. Бабаков*. – М.: Наука, 1968. – 560 с. **26. Мартыненко Г.Ю.** Магнитные подшипники как упруго-демпферные опоры роторов с управляемой жесткостью / *Г.Ю. Мартыненко* // Вісник НТУ «ХПІ»: зб. наук. праць. –Х.: НТУ «ХПІ», 2008. – № 47. – С. 111–124. **27. Кельзон А.С.** Динамика роторов в упругих опорах / *А.С. Кельзон, Ю.П. Циманский, В.И. Яковлев*. – М.: Наука, 1982. – 280 с. **28. Ануриев В.И.** Справочник конструктора-машиностроителя: в 3-х т. – Т.2 / *В.И. Ануриев*, под ред. *И.Н. Жестковой*. – М.: Машиностроение, 2001. – 912 с. **29. Schweitzer G.** Active magnetic bearings / *G. Schweitzer, H. Bleuler and A. Traxler*. – Zurich: ETH, 1994. – 244 p. **30. Maslen E.H.** Magnetic Bearings / *E.H. Maslen*. –Virginia: University of Virginia Department of Mechanical, Aerospace, and Nuclear Engineering Charlottesville, 2000. – 231 p. **31. Журавлев Ю.Н.** Активные магнитные подшипники: Теория, расчет, применение / *Ю.Н. Журавлев*. – СПб: Политехника, 2003. – 206 с. **32.** Вибрации в технике: [справ.]. В 6-ти т. – Т. 3: Колебания машин, конструкций и их элементов / Под ред. *Ф.М. Диментберга и К.С. Колесникова*. – М.: Машиностроение, 1980. – 543 с. **33. Липсман С.И.** Предупреждение и устранение вибрации роторных машин / *С.И. Липсман, А.Т. Музыка, В.С. Липсман*. – К.: Техніка, 1968. – 196 с. **34.** Вибрации роторных систем / *К.М. Рагульскис, Р.А. Ионушас, А.К. Бакиш* и др. – Вильнюс: Моклас, 1976. – 232 с. **35.** Вибрации подшипников / *К.М. Рагульскис, А.Ю. Юркауска, В.В. Атступенас* и др. – Вильнюс: Минтис, 1974. – 392 с. **36. Гольдин А.С.** Вибрация роторных машин / *А.С. Гольдин*. – М.: Машиностроение, 1999. – 344 с. **37. Барков А.В.** Мониторинг и диагностика роторных машин по вибрации / *А.В. Барков,*

Н.А. Баркова, А.Ю. Азовцев. – СПб.: СПбГМТУ, 2000. – 169 с. **38.** Bentley D.E. Fundamentals of rotating machinery diagnostics / D.E. Bentley, C.T. Hatch, B. Grissom. – Minden, NV: Bentley Pressurized Bearing Press, 2002. – 726 p. **39.** Иноземцев А.А. Основы конструирования авиационных двигателей и энергетических установок / А.А. Иноземцев, М.А. Нихамкин, В.Л. Сандратский. – М.: Машиностроение, 2008. – Т. 4: Динамика и прочность авиационных двигателей и энергетических установок. – 204 с. **40.** Ehrich F. Observations of Nonlinear Phenomena in Rotordynamics / F. Ehrich // Journal of System Design and Dynamics. – 2008. – Vol. 2, № 3. – P. 641-651. **41.** Воробьев Ю.С. Исследование колебаний систем элементов турбоагрегатов / Ю.С. Воробьев, Н.Г. Шульженко. – К.: Наук. думка, 1978. – 134 с. **42.** Воробьев Ю.С. Колебания лопаточного аппарата турбомашин / Ю.С. Воробьев. – К.: Наук. думка, 1988. – 224 с. **43.** Гадяка В.Г. Экспериментальное исследование динамики ротора в неустойчивой области частот вращения / В.Г. Гадяка, Д.В. Лейких, В.И. Симоновский // Проблемы машиностроения. – 2009. – Т. 12, № 5. – С. 81-85. **44.** Шульженко Н.Г. Задачи термостойкости, вибродиагностики и ресурса энергетических агрегатов / Н.Г. Шульженко, П.П. Гонтаровский, Б.Ф. Зайцев. – Х.: ХНАДУ, 2011. – 444 с. **45.** Хронин Д.В. Теория и расчет колебаний в двигателях летательных аппаратов / Д.В. Хронин. – М.: Машиностроение, 1970. – 412 с. **46.** Тондл А. Динамика роторов турбогенераторов. – Л.: Энергия, 1971. – 387 с. **47.** Маслов Г.С. Расчеты колебаний валов: справ. пособие / Г.С. Маслов. – М.: Машиностроение, 1968. – 271 с. **48.** Мандельштам Л.И. Лекции по теории колебаний / Л.И. Мандельштам. – М.: Наука, 1968. – 572 с. **49.** Вибрации в технике: [справ.]. В 6-ти т. – Т. 2: Колебания нелинейных механических систем / Под ред. И.И. Блехмана. – М.: Машиностроение, 1979. – 351 с. **50.** Неймарк Ю.И. Динамика неголомомных систем / Ю.И. Неймарк, Н.А. Фуфаев. – М.: Наука, 1967. – 520 с. **51.** Ларин А.А. Вклад украинских ученых в развитие теории нестационарных колебаний / А.А. Ларин // Вісник НТУ «ХП»: зб. наук. праць. – Х.: НТУ «ХП», 2009. – № 48. – С. 73-82. **52.** Мартыненко Г.Ю. Математическое описание динамического поведения ротора в магнитных подшипниках в зависимости от принятых упрощений. Часть 1. Жесткий ротор / Г.Ю. Мартыненко // Вісник НТУ «ХП»: зб. наук. праць. – Х.: НТУ «ХП», 2009. – № 30. – С. 95-119. **53.** Дабаган А.В. Некоторые колебательные процессы в роторах турбо- и гидрогенераторных установок при несимметричных и асинхронных режимах работы генератора моделей: дис. на соиск. ученой степ. докт. техн. наук / А.В. Дабаган. – Х.: 1959. – 289 с. **54.** Дабаган А.В. Некоторые колебательные процессы в роторах турбо- и гидрогенераторных установок / А.В. Дабаган. – Х.: ТД «Золотая миля», 2008. – Т. 1. – 240 с. **55.** Шульженко Н.Г. Численный анализ колебаний системы турбоагрегат фундамент / Н.Г. Шульженко, Ю.С. Воробьев. – К.: Наук. думка, 1991. – 232 с. **56.** Ларин А.О. Співпраця Харківського політехнічного інституту з турбоатомом у галузі динаміки і міцності машин / А.О. Ларін, С.О. Меньшиков // Питання історії науки і техніки. – 2012. – № 4. – С. 57-63. **57.** Иванов А.В. Модальный анализ динамических систем роторов / А.В. Иванов, М.К. Леонтьев // Известия высших учебных заведений. Авиационная техника. – 2005. – № 3. – С. 31-35. **58.** Genta G. Dynamic Modelling of Rotors: A Modal Approach / G. Genta // IUTAM Bookseries. – Vol. 25: IUTAM Symposium on Emerging Trends in Rotor Dynamics, New Delhi, India, March 23-26, 2009: Proceedings / Ed. K. Gupta. – Dordrecht: Springer, 2011. – P. 27-38. **59.** Gade S. Order Tracking of a Coast-down of a Large Turbogenerator / S. Gade, H. Herlufsen, H. Konstantin-Hansen // Application Note 3560/7702 Brüel&Kjær, Denmark. – Nærum: Brüel&Kjær, 1999. – 8 p. **60.** Шабает В.М. Использование режима выбега роторов для определения резонансных режимов газотурбинных двигателей / В.М. Шабает, М.К. Леонтьев, С.М. Виноградов // Двигатель. – 2004. – № 6 (36). – С. 114-117. **61.** Campbell W. Protection of Steam Turbine Disk Wheels from Axial Vibration / W. Campbell // Transactions of the ASME, 1924. – № 46. – P. 31-160. **62.** Lee C.-W. Evolution of Frequency-Speed Diagram in Rotating Machinery / C.-W. Lee // IUTAM Bookseries. – Vol. 25: IUTAM Symposium on Emerging Trends in Rotor Dynamics, New Delhi, India, March 23-26, 2009: Proceedings / Ed. K. Gupta. – Dordrecht: Springer, 2011. – P. 39-50. **63.** Greenhill L.M. Critical Speeds Resulting from Unbalance Excitation of Backward Whirl Modes / L.M. Greenhill, G.A. Cornejo // Design Engineering Technical Conferences (DETC'95), September 17-20, 1995, Boston Massachusetts, USA: Proceedings. – Boston: ASME, 1995. – Vol. 3, Part B (DE-Vol. 84-2). – P. 991-1000. **64.** Kessler C.L. Complex Modal Analysis of Rotating Machinery: Diss. of Ph.D. in the Department of Mechanical, Industrial, and Nuclear Engineering of the College of Engineering / Charles L. Kessler. – Cincinnati: Division of Research and Advanced Studies of the Univer-

sity of Cincinnati (USA), 1999. – 111 p. **65. Arakere N.** Rotor Dynamic Response of a High-Speed Machine Tool Spindle / *N. Arakere, T. Schmitz, C.-H. Cheng* // 23rd International Modal Analysis Conference (IMAC XXIII), January 30-February 3, 2005, Orlando, Florida, USA: Proceedings. – 7 p. – Режим доступа: <http://sem.org/Proceedings/ConferencePapers-Paper.cfm?ConfPapersPaperID=23300>.

66. Гуляев В.И. Самовозбуждение колебаний долота бурильной колонны / *В.И. Гуляев, П.З. Луговой, Е.И. Борщ* // Прикладная механика. – 2013. – Том 49, № 3. – С. 114-124.

67. Kirk R.G. Design guidelines for improved rotating machinery stability / *R.G. Kirk* // Vibrations in Rotating Machinery: Seventh International Conference: IMechE Conference Transactions. – London: Professional Engineering Publishing, 2000. – P. 21-30. **68. Lesaffre N.** Model and Stability Analysis of a Flexible Bladed Rotor / *N. Lesaffre, J.-J. Sinou, F. Thouverez* // International Journal of Rotating Machinery. – Vol. 2006. – Article ID 63756. – P. 1-16. – Режим доступа: <http://www.hindawi.com/journals/ijrm/contents/>.

69. Nelson F.C. Rotor Dynamics without Equations / *F.C. Nelson* // International Journal of COMADEM. – 2007. – Vol. 10, № 3. – P. 2-10. **70. Kumar M.S.** Rotor Dynamic Analysis Using ANSYS / *M.S. Kumar* // IUTAM Bookseries. – Vol. 25: IUTAM Symposium on Emerging Trends in Rotor Dynamics, New Delhi, India, March 23-26, 2009: Proceedings / Ed. *K. Gupta*. – Dordrecht: Springer, 2011. – P. 153-162. **71. Staubli T.** Numerically calculated rotor dynamic coefficients of a pump rotor side space / *T. Staubli, M. Bissig* // Stability Control of Rotating Machinery (ISCORMA-1): International Symposium, South Lake Tahoe, California, August 20-24, 2001: Proceedings. – 11 p. – Режим доступа: <http://www.iscorma.com/iscormal/isc1abstracts.php>.

72. Patel T.H. Application of Full Spectrum Analysis for Rotor Fault Diagnosis / *T.H. Patel, A.K. Darpe* // IUTAM Bookseries. – Vol. 25: IUTAM Symposium on Emerging Trends in Rotor Dynamics, New Delhi, India, March 23-26, 2009: Proceedings / Ed. *K. Gupta*. – Dordrecht: Springer, 2011. – P. 535-545. **73. Rotor Voltage Dynamics in the Doubly Fed Induction Generator During Grid Faults** / *F.K.A. Lima, A. Luna, P. Rodriguez* and other // IEEE Transactions on Power Electronics. – 2010. – Vol. 25, № 1. – P. 118-130. **74. Darpe A.K.** Dynamics of a Two-Crack Rotor / *A.K. Darpe, K. Gupta and A. Chawla* // Journal of Sound and Vibration. – 2003. – 259 (3). – P. 649-675.

75. Green I. Crack Detection in a Rotor Dynamic System by Vibration Monitoring – Part I: Analysis / *I. Green, C. Casey* // Journal of Engineering for Gas Turbines and Power. – April 2005. – Vol. 127. – P. 425-436. **76. Гадьяка В.Г.** Совершенствование методов балансировки роторов турбокомпрессоров на основе идентификации их математических моделей: дис. на соиск. ученой степ. канд. техн. наук: спец. 05.02.09 «Динамика и прочность машин» / *В.Г. Гадьяка*. – Сумы, 2008. – 184 с.

77. Dyer S.W. Adaptive Optimal Control of Active Balancing Systems for High-Speed Rotating Machinery: Diss. of Ph.D. (Mechanical Engineering) / *Stephen W. Dyer*. – Michigan: University of Michigan (USA), 1999. – 145 p. **78. Горбенко А.Н.** О влиянии нелинейности опор ротора на динамику автобалансирующего устройства / *А.Н. Горбенко* // Автоматизация производственных процессов в машиностроении и приборостроении: укр. межвед. наук-техн. сб. – Львов: НУ «Львовская политехника», 2006. – Вып. 40. – С. 63-69. **79. Пасынкова И.А.** Динамика прецессионного движения неуравновешенного ротора: автореф. дис. на соиск. ученой степ. д-ра физ.-мат. наук: спец. 01.02.01 «Теоретическая механика» / *И.А. Пасынкова*. – СПб., 2007. – 31 с. **80. Аврамов К.В.** Асимптотическая процедура анализа нелинейных колебаний роторов / *К.В. Аврамов* // Вісник НТУ «ХПІ»: зб. наук. праць. – Х.: НТУ «ХПІ», 2008. – № 36. – С. 11-20. **81. Гадьяка В.Г.** О влиянии внутреннего трения на динамику горизонтального ротора / *В.Г. Гадьяка, Д.В. Лейких, В.И. Симоновский* // Вісник Сумського державного університету: зб. наук. праць. – Суми: СумДУ, 2008. **82. Леонтьев М.К.** Динамика ротора в подшипниках качения / *М.К. Леонтьев, В.А. Карасев, О.Ю. Потапова, С.А. Дегтярев* // Вибрация машин: измерение, снижение, защита. – 2006. – № 4 (7). – С. 40-45. **83. Тараненко П.А.** Динамика ротора турбокомпрессора на подшипниках скольжения с плавающими втулками: автореф. дис. на соиск. ученой степ. канд. техн. наук: спец. 01.02.06 «Динамика, прочность машин, приборов и аппаратуры»; 05.02.02 «Машиноведение, системы приводов и детали машин» / *П.А. Тараненко*. – Челябинск, 2011. – 19 с. **84. Dikmen E.** Multiphysical Effects on High-Speed Rotordynamics: Proefschrift ter verkrijging van de graad van doctor aan de Universiteit Twente / *Emre Dikmen*. – Enschede: Universiteit Twente (Netherlands), 2010. – 133 p. **85. Rao J.S.** Rotor Dynamics of Aircraft Gas Turbine Engines / *J.S. Rao* // International Conference on Aerospace Science and Technology (INCAST 2008), June 26-28, 2008, Bangalore, India: Proceedings. – Bangalore: National Aerospace Laboratories, 2008. – IT-21. – 5 p. – Режим

доступа: <http://www.nal.res.in/nal50/incast/contents.pdf>. **86.** *Murphy B.T.* Compulsator rotordynamics and suspension design / *B.T. Murphy, S.M. Manifold, J.R. Kitzmiller* // IEEE Transactions on Magnetics. – 1997. – Vol. 33, № 1, Part 1 (PR 207). – P. 474-479. **87.** *Gustavsson R.* Modelling and Analysis of Hydropower Generator Rotors: Licentiate thesis The Polhem Laboratory, Division of Computer Aided Design Department of Applied Physics and Mechanical Engineering / *Rolf Gustavsson*. – Luleå: University of Technology (Sweden), 2005. – 80 p. **88.** *Kirk R.G.* Rotordynamics Research: Current Interests and Future Directions / *R.G. Kirk* // IUTAM Bookseries. – Vol. 25: IUTAM Symposium on Emerging Trends in Rotor Dynamics, New Delhi, India, March 23-26, 2009: Proceedings / Ed. *K. Gupta*. – Dordrecht: Springer, 2011. – P. 1-11. **89.** *Santos I.F.* Trends in Controllable Oil Film Bearings / *I.F. Santos* // IUTAM Bookseries. – Vol. 25: IUTAM Symposium on Emerging Trends in Rotor Dynamics, New Delhi, India, March 23-26, 2009: Proceedings / Ed. *K. Gupta*. – Dordrecht: Springer, 2011. – P. 153-199. **90.** *Utkin V.* Mode Control in Electro-Mechanical Systems / *V. Utkin, J. Guldner, J.S. Sliding*. – [2-nd ed.]. – New York: CRC Press, Taylor & Francis Group, 2009. – 501 p. **91.** *Janschek K.* Mechatronic Systems Design. Methods, Models, Concepts / *K. Janschek*, translation by *K. Richmond*. – Berlin: Springer, 2012. – 825 p. **92.** *Holopainen T.P.* Electromechanical Interaction in Rotordynamics of Cage Induction Motors: Dissertation for the degree of Doctor of Science in Technology / *Timo P. Holopainen*. – Espoo: Helsinki University of Technology (Finland), 2004. – 86 p. **93.** *Wach P.* Dynamics and Control of Electrical Drives / *P. Wach*. – Berlin: Springer, 2011. – 472 p. **94.** *Parviainen A.* Design of axial-flux permanent-magnet low-speed machines and performance comparison between radial-flux and axial-flux machines: Thesis for the degree of Doctor of Science: Technology / *Asko Parviainen*. – Lappeenranta: Lappeenranta University of Technology (Finland), 2005. – 153 p. **95.** *Furlani E.P.* Permanent Magnet and Electromechanical Devices. Materials, Analysis, and Applications / *E.P. Furlani*. – San Diego: Academic Press, 2001. – 518 p. **96.** *Мартынченко Г.Ю.* Общий подход к моделированию нелинейной динамики жестких роторов в магнитных подшипниках различных типов / *Г.Ю. Мартыненко* // Доповіді Національної академії наук України. – К.: Доповіді НАН України, 2012. – № 3. – С. 78–84. **97.** *Schweitzer G.* Active magnetic bearings – chances and limitations // *G. Schweitzer* / In IFToMM Sixth International Conference on Rotor Dynamics: Proceedings. – Sydney, 2002. – Vol. 1. – P. 1–14. **98.** *Magnetic Bearings and Bearingless Drives / A. Chiba, T. Fukao, O. Ichikawa and other.* – Oxford: Elsevier Linacre House, 2005. – 381 p. **99.** *Magnetic Bearings. Theory, Design, and Application to Rotating Machinery / G. Schweitzer, E.H. Maslen, H. Bleuler and other, Editors G. Schweitzer and E.H. Maslen.* – Berlin: Springer, 2009. – 535 p. **100.** *Magnetic Bearings. Theory and Applications / Edited by Boštjan Polajžer.* – Rijeka: Sciyo, 2010. – 140 p. **101.** *Jansen R.* Passive Magnetic Bearing With Ferrofluid Stabilization / *R. Jansen and E. DiRusso*. – Cleveland: Lewes Research Center, 1996. – 154 p. – (NASA Technical Memorandum 107154). **102.** *Мартынченко Г.Ю.* Определение жесткостных характеристик радиальных магнитных подшипников на двух кольцевых постоянных магнитах / *Г.Ю. Мартыненко* // Вісник НТУ «ХПІ»: зб. наук. праць. – Х.: НТУ «ХПІ», 2007. – № 38. – С. 83-95. **103.** *Earnshaw S.* On the nature of molecular forces which regulate the constitution of luminiferous ether / *S. Earnshaw* // Transactions of Cambridge Philosophy Society. – 1842. V–VII, Part I. – P. 97-112. **104.** *Bassani R.* Earnshaw (1805-1888) and Passive Magnetic Levitation / *R. Bassani* // Meccanica. – Springer, 2006. – № 41. – P. 375-389. **105.** *Brounbeck W.* Freischwebende Körper in elektrischen und magnetischen Feld / *W. Brounbeck* // Physikalische Zeitschrift. – 1939. – № 112. – P. 753-763. **106.** *Brounbeck W.* Frein schweben diamagnetischen Körper in Magnetfeld / *W. Brounbeck* // Physikalische Zeitschrift. – 1939. – № 112. – P. 764-769. **107.** *Yonnet J.P.* Permanent Magnet Bearings and Couplings / *J.P. Yonnet* // IEEE Transactions on Magnetics, 1981. – Vol. Mag-17, № 1. – P. 1169-1173. **108.** *Delamare J.* Classification and Synthesis of Permanent Magnet Bearing Configurations / *J. Delamare, E. Rulliere, J.P. Yonnet* // IEEE Transactions on Magnetics, 1992. – Vol. 31, № 6. – P. 4190-4192. **109.** *Boden K.* Industrial Realization of the «System KFA-JULICH» Permanent Magnet Bearing Lines / *K. Boden, J.K. Fremerey* // MAG'92 Magnetic Bearing, Magnetic Drives and Dry Gas Seals Conference & Exhibition, Virginia, USA, July 29-31, 1998: Proceedings. – Lancaster: Technomic Publisher, 1992. – 18 p. **110.** *Post R.F.* Passive Magnetic Bearings for Vehicular Electromechanical Batteries / *R.F. Post*. – Springfield: Lawrence Livermore National Laboratory, 1996. – 42 p. **111.** *Molenaar L.* A novel Planar Magnetic Bearing and Motor Configuration applied in a Position Stage / *L. Molenaar*. – Wageningen: Ponsen & Looijen, 2000. – 239 p. **112.** *Hawkins L.A.* Analysis and Testing of a Magnetic Bearing Energy Storage Flywheel with

Gain-Scheduled, MIMO Control / *L.A. Hawkins, B.T. Murphy, J. Kajs* // ASME TURBOEXPO 2000, May 8-11, 2000, Munich, Germany: Proceedings. – Munich: 2000. 2000-GT-405. – 6 p.

113. *Guilherme G.S.* Magnetic Bearing Sets for a Flywheel System / *G.S. Guilherme, R. Andrade, A.C. Ferreira* // IEEE Trans. on Applied Super Conductivity, 2007. – Vol. 17, № 2. – P. 2150-2153.

114. *Kurita N.* Development of Lorentz Force Type Magnetic Bearing / *N. Kurita, T. Ishikawa and Y. Okada* // Materials Science Forum. – 2011. – Vol. 670. – P. 455-465.

115. *Shuqin L.* Magnetic Suspension and Self-pitch for Vertical-axis Wind Turbines / *L. Shuqin* // Fundamental and Advanced Topics in Wind Power / Ed. by Dr. *R. Carriveau*. – Rijeka: InTech, 2011. – P. 233-248.

116. Stiffness Analysis of Axially Polarized Radial Permanent Magnet Bearings / *W. Jiang, M.J. Allaire, M.J. Baloh, H.G. Wood* // The 8th International Symposium on Magnetic Bearings (ISMB-8), Mito, Japan, Aug. 26-28, 2002: Proceedings. – Mito, 2002. – P. 527-532.

117. *Bassani R.* Permanent magnetic levitation and stability / *R. Bassani* // Fundamentals of Tribology and Bridging the Gap Between the Macro- and Micro Nanoscales. – Dordrecht: Kluwer Academic Publishers, 2001. – P. 899-913. – (NATO Sciences Series).

118. Stacked structures of passive magnetic bearings / *J.P. Yonnet, G. Lemarquand, S. Hemmerlin, E. Olivier-Rulliere* // Journal of Applied Physics, 1991. – Vol. 70 (10). – P. 6633-6635.

119. *Gosiewski Z.* The Differential Passive Magnetic Bearing for High-Speed Flexible Rotor / *Z. Gosiewski, K. Falkowski* // Solid State Phenomena. – 2009. – Vol. 144. – P. 273-278.

120. *Falkowski K.* High Efficiency Radial Passive Magnetic Bearing / *K. Falkowski, M. Henzel* // Solid State Phenomena. – 2010. – Vol. 164. – P. 360-365.

121. *Zhu Y.* Analysis of a New Magnetic Bearing for Magnetic Levitation Stages / *Y. Zhu, Y. Liu and M. Zhang* // Advanced Materials Research. – 2011. – Vol. 295-297. – P. 2106-2111.

122. *Fremerey J.K.* Radial Shear Force Permanent Magnet Bearing System with Zero-Power Axial Control and Passive Radial Damping / *J.K. Fremerey* // The First Int. Symp. on Magnetic Bearings: Proceedings. – Zürich: Springer-Verlag, 1988. – P. 25-32.

123. *Lang M.* Berechnung und Optimierung von passiven permanentmagnetischen Lagern für rotierende Maschinen: vorgelegt von Diplom-Ingenieur / *M. Lang*. – Berlin, 2003. – 151 p.

124. *Ravaud R.* Analytical Design of Permanent Magnet Radial Couplings / *R. Ravaud, V. Lemarquand, G. Lemarquand* // IEEE Transactions on Magnetics, 2010. – Vol. 46, № 11. – P. 3860-3865.

125. *Bekinal S.I.* Analysis of Radial Magnetized Permanent Magnet Bearing Characteristics / *S.I. Bekinal, T.R. Anil, S. Jana* // Progress In Electromagnetics Research B. – 2013. – Vol. 47. – P. 87-105.

126. *Sieewart R.* Industrial Magnetic Bearings – Basics and Applications / *R. Sieewart, H. Bleuler, A. Traxler* // Mechatronic Systems Techniques and Applications. – Vol. 4: Electromechanical Systems / Edited by *Cornelius T. Leondes*. – Amsterdam: Gordon and Breach Science Publisher, 2000. – P. 1-70.

127. Active Magnetic Bearings – a Step Towards Smart Rotating Machinery / *R. Nordmann, M. Aenis, E. Knopf, and S. Straburger* // Vibrations in Rotating Machinery: Seventh International Conference: IMechE Conference Transactions. – London: Professional Engineering Publishing, 2000. – P. 1-19.

128. *Schweitzer G.* Applications and Research Topics for Active Magnetic Bearings / *G. Schweitzer* // IUTAM Bookseries. – Vol. 25: IUTAM Symposium on Emerging Trends in Rotor Dynamics, New Delhi, India, March 23-26, 2009: Proceedings / Ed. *K. Gupta*. – Dordrecht: Springer, 2011. – P. 263-273.

129. *Брюне М.* Применение активных магнитных подшипников в турбокомпрессорах и турбодетандерах газовой промышленности / *М. Брюне, И. Детомб* // Компрессорная техника и пневматика. – 2001. – № 7. – С. 17-19.

130. *Сарычев А.П.* Опыт разработки электромагнитных подшипников для газовых компрессоров / *А.П. Сарычев, Д.М. Вейнберг* // Труды ВНИИЭМ. – М.: 2001. – Т. 100. – С. 275-282.

131. *Ануров Ю.М.* Разработка и эксплуатация серийных энергетических ГТУ на магнитных подшипниках / *Ю.М. Ануров, Е.В. Лутвинов* // Восточно-европейский журнал передовых технологий. – 2009. – № 4/4, Ч. 1. – С. 20-24.

132. *Kim H.* Modelling and control of a magnetic bearing system for the magnetically suspended centrifugal blood pump / *H. Kim, H.C. Kim* // The International Journal of Artificial Organs, 2000. – Vol. 23, № 10. – P. 47-51.

133. BIAS Current Optimisation and Fuzzy Controllers for Magnetic Bearings in Turbo Molecular Pumps / *M. N. Sahinkaya, Ş.A.E. Hartavi, C.R. Burrows and R.N. Tuncay* // Ninth International Symposium on Magnetic Bearings, August 3-6, 2004, Lexington, Kentucky, USA: Proceedings. – Lexington: 2004. – P. 1-6.

134. *Kasarda M.E.F.* An Overview of Active Magnetic Bearing Technology and Applications / *M.E.F. Kasarda* // The Shock and Vibration Digest, 2000. – 32 (2). – P. 91-99.

135. Magnetic bearing for oil&gas industry: [products leaflets]. – Marcel: S2M/SKF, 2010. – 14 p.

136. *Ji J.C.* Nonlinear dynamics of magnetic bearing systems / *J.C. Ji, C.H. Hansen, A.C. Zander* // Journal of Intelligent Material Systems and Structures. –

2008. – Vol. 19 (12). – P. 1471-1491. **137. Matsushita O.** Aseismic Vibration Control of Flexible Rotors using Active Magnetic Bearings / *O. Matsushita, T. Imashima and H. Okubo* // Transactions of the ASME Journal of Vibration and Acoustics, 2002. – Vol. 124. – P. 49-57. **138.** Reduction of Subsynchronous Vibrations in a Single-disk Rotor using an Active Magnetic Damper / *M.E.F. Kasarda, H. Mendoza, R.G. Kirk and A. Wicks* // Mechanics Research Communications, 2004. – Vol. 31. – P. 689-695. **139. Shi J.** Synchronous Disturbance Attenuation in Magnetic Bearing Systems using Adaptive Compensating Signals / *J. Shi, R. Zmood and L. Qin* // Control Engineering Practice. – 2004. – Vol. 12. – P. 283-290. **140. Aenis M.** Active Magnetic Bearings for the Identification and Fault Diagnosis in Turbomachinery / *M. Aenis, E. Knopf and R. Nordmann* // Mechatronics. – 2002. – Vol. 12. – P. 1011-1021. **141. Mani G.** Active Health Monitoring in a Rotating Cracked Shaft using Active Magnetic Bearings as Force Actuators / *G. Mani, D.D. Quinn and M. Kasarda* // Journal of Sound and Vibration. – 2006. – Vol. 294. – P. 454-465. **142.** Damage Detection of a Rotating Cracked Shaft using an Active Magnetic Bearing as a Force Actuator: Analysis and Experimental Verification / *D. Quinn, G. Mani, M. Kasarda, T. Bash and other* // IEEE/ASME Transactions on Mechatronics. – 2005. – Vol. 10 (6). – P. 640-647. **143. Мартыненко Г.Ю.** Особенности адекватного математического моделирования динамического поведения роторов в активных магнитных подшипниках газотранспортных и газотурбинных установок / *Г.Ю. Мартыненко* // Восточно-европейский журнал передовых технологий. – 2009. – № 4/4 (40), ч. 1. – С. 34-39. **144. Мартыненко Г.Ю.** Определение силовых и жесткостных характеристик осевого активного магнитного подшипника при заданном законе управления / *Г.Ю. Мартыненко* // Вісник НТУ «ХП»: зб. наук. праць. – Х.: НТУ «ХП», 2008. – № 36. – С. 133-141. **145. Журавлев Ю.Н.** Синтез линейной оптимальной системы управления магнитным подвесом жесткого ротора / *Ю.Н. Журавлев* // Машиноведение. – 1987. – № 4. – С. 49-56. **146. Larssonneur R.** Design and Control of Active Magnetic Bearing Systems for High Speed Rotation: Diss. of Doctor of Technical Science / *René Larssonneur*. – Zurich: Offsetdruckerei AG (Switzerland), 1990. – 182 p. **147. Lösch F.** Identification and Automated Controller Design for Active Magnetic Bearing System: Diss. of Doctor of Technical Science / *Florian Lösch*. – Zurich: Swiss Federal Institute of Technology (ETH), 2002. – 254 p. **148. Tonoli A.** Analysis of Losses due to Rotor Vibrations in a High-Tc Superconducting Flywheel System / *A. Tonoli and H.J. Bornemann* // Journal of Sound and Vibration. – 1998. – Vol. 212 (4). – P. 649-662. **149. Kim S.J.** On-line Identification of Current and Position Stiffness by LMS Algorithm in Active Magnetic Bearing System Equipped with Force Transducers / *S.J. Kim and C.W. Lee* // Mechanical Systems and Signal Processing. – 1999. – Vol. 13 (5). – P. 681-690. **150. Peel D.J.** Simplified Characteristics of Active Magnetic Bearings / *D.J. Peel, C.M. Bringham, D.Howe* // Journal of Mechanical Engineering Science. – 2002. – Vol. 216 (5). – P. 623-628. **151. Skricka N.** Improvements in the Integration of Active Magnetic Bearings / *N. Skricka and R. Markert* // Control Engineering Practice. – 2002. – Vol. 10. – P. 917-922. **152. Skricka N.** Improvements of the Integration of Active Magnetic Bearings / *N. Skricka and R. Markert* // Mechatronics. – 2002. – Vol. 12. – P. 1059-1068. **153. Ji J.C.** Stability and Hopf Bifurcation of Magnetic Bearing System with Time Delay / *J.C. Ji* // Journal of Sound and Vibration. – 2003. – Vol. 259 (4). – P. 845-856. **154. Ji J.C.** Forced Phase-locked Response of a Nonlinear System with Time Delay after Hopf Bifurcation / *J.C. Ji and C.H. Hansen* // Chaos, Solitons and Fractals. – 2005. – Vol. 25. – P. 461-473. **155. Ji J.C.** Nonlinear Oscillations of a Rotor in Active Magnetic Bearings / *J.C. Ji and C.H. Hansen* // Journal of Sound and Vibration. – 2001. – Vol. 240 (4). – P. 599-601. **156. Хейл Дж.** Теория функционально-дифференциальных уравнений / *Дж. Хейл*; пер. с англ. *С.Н. Шиманова*; под ред. *А.Д. Мышкова*. – М.: Мир, 1984. – 421 с. **157. Loesch F.** Two Remarks on the Modeling of Active Magnetic Bearing System / *F. Loesch* // Sixth International Symposium on Magnetic Suspension Technology, Turin, Italy, 2001: Proceedings. – Turin: 2001. – P. 422-427. **158. Mohamed A.M.** Non-linear Oscillations in Magnetic Bearing Systems / *A.M. Mohamed and F.P. Emad* // IEEE Transactions on Automatic Control. – 1993. – Vol. 38 (8). – P. 1242-1245. **159. Laier D.** Simulation of Nonlinear Effects on Magnetically Suspended Rotors / *D. Laier and R. Markert* // First Conference on Engineering Computation and Computer Simulation ECCS-1, Changsha, China, 1995: Proceedings. – Changsha: 1995. – Vol. I. – P. 473-482. **160. Springer H.A.** Non-linear Simulation Model for Active Magnetic Bearing Actuators / *H. Springer, G. Schlager and T. Platter* // Sixth International Symposium on Magnetic Bearings, MIT USA, 1998: Proceedings. – MIT, 1998. – P. 189-203. **161. Steinschaden N.** Some Nonlinear Effects of Magnetic Bearings / *N. Steinschaden and H. Springer* // ASME Design Engineer-

ing Technological Conference, Las Vegas, Nevada, 1999: Proceedings. – ASME Conf.: 1999. – Paper № DETC99/VIB-8063. **162.** *Steinschaden N.* Nonlinear Stability Analysis of Active Magnetic Bearings / *N. Steinschaden and H. Springer* // Fifth International Symposium on Magnetic Suspension Technology, Santa Barbara, California, 1999: Proceedings. – Santa Barbara: 1999. – P. 411-427. **163.** *Ji J.C.* Bifurcation Behaviour of a Rotor Supported by Active Magnetic Bearings / *J.C. Ji, L. Yu and A.Y.T. Leung* // Journal of Sound and Vibration. – 2000. – Vol. 235 (1). – P. 133-151. **164.** *Ji J.C.* Dynamics of a Piecewise Linear System Subjected to a Saturation Constraint / *J.C. Ji* // Journal of Sound and Vibration. – 2004. – Vol. 271. – P. 905-920. **165.** *Ji J.C.* Analytical Approximation of the Primary Resonance Response of a Periodically Excited Piecewise Nonlinear-linear Oscillator / *J.C. Ji and C.H. Hansen* // Journal of Sound and Vibration. – 2004. – Vol. 278. – P. 327-342. **166.** *Ji J.C.* Approximate Solutions and Chaotic Motions of a Piecewise Nonlinear-linear Oscillator / *J.C. Ji and C.H. Hansen* // Chaos, Solitons and Fractals. – 2004. – Vol. 20. – P. 1121-1133. **167.** *Ji J.C.* On the Approximate Solution of a Piecewise Nonlinear Oscillator under Superharmonic Resonance / *J.C. Ji and C.H. Hansen* // Journal of Sound and Vibration. – 2005. – Vol. 283. – P. 467-474. **168.** *Virgin L.* Non-linear Behavior of a Magnetic Bearing System / *L. Virgin, T.F. Walsh and J.D. Knight* // ASME Journal of Engineering for Gas Turbines and Power. – 1995. – Vol. 115 (3). – P. 582-588. **169.** *Chinta M.* Quasi-periodic Vibration of a Rotor in a Magnetic Bearing with Geometric Coupling / *M. Chinta, A.B. Palazzolo and A. Kascak* // Fifth International Symposium on Magnetic Bearings, Kanazawa, Japan, 1996: Proceedings. – Kanazawa: 1996. – P. 147-152. **170.** *Chinta M.* Stability and Bifurcation of Rotor Motion in a Magnetic Bearing / *M. Chinta and A.B. Palazzolo* // Journal of Sound and Vibration. – 1998. – Vol. 214 (5). – P. 793-803. **171.** *Ji J.C.* Non-linear Behavior of a Magnetically Supported Rotor / *J.C. Ji and A.Y.T. Leung* // Seventh International Symposium on Magnetic Bearings, ETH Zurich: Proceedings. – Zurich: ETH, 2000. – P. 23-28. **172.** *Ji J.C.* Nonlinear Oscillations of a Rotor in Active Magnetic Bearings / *J.C. Ji and C.H. Hansen* // Journal of Sound and Vibration. – 2001. – Vol. 240 (4). – P. 599-601. **173.** *Ji J.C.* Non-linear Oscillations of a Rotor-magnetic Bearing System under Superharmonic Resonance Conditions / *J.C. Ji and A.Y.T. Leung* // International Journal of Non-Linear Mechanics. – 2003. – Vol. 38. – P. 829-835. **174.** *Ho Y.S.* Effect of Thrust Magnetic Bearing on Stability and Bifurcation of a Flexible Rotor Active Magnetic Bearing System / *Y.S. Ho, H. Liu and L. Yu* // Transactions of the ASME Journal of Vibration and Acoustics. – 2003. – Vol. 125. – P. 307-316. **175.** *Zhang W.* Periodic and Chaotic Motions of a Rotor-active Magnetic Bearing with Quadratic and Cubic Terms and Time-varying Stiffness / *W. Zhang and X.P. Zhan* // Nonlinear Dynamics. – 2005. – Vol. 41. – P. 331-359. **176.** *Zhang W.* Multi-pulse Chaotic Motions of a Rotor-active Magnetic Bearing System with Time-varying Stiffness / *W. Zhang, M.H. Yao and X.P. Zhan* // Chaos, Solitons and Fractals. – 2006. – Vol. 27. – P. 175-186. **177.** *Inayat-Hussain J.I.* Chaos via Torus Breakdown in the Vibration Response of a Rigid Rotor Supported by Active Magnetic Bearings / *J.I. Inayat-Hussain* // Chaos, Solitons and Fractals. – 2007. – Vol. 31 (4). – P. 912-927. **178.** *Ji J.C.* Stability and Bifurcation in an Electromechanical System with Time Delays / *J.C. Ji* // Mechanics Research Communications. – 2003. – Vol. 30. – P. 217-225. **179.** *Ji J.C.* Dynamics of a Jeffcott Rotor-magnetic Bearing System with Time Delays / *J.C. Ji* // International Journal of Non-Linear Mechanics. – 2003. – Vol. 38. – P. 1387-1401. **180.** *Wang H.B.* Stability and Bifurcation Analysis in a Magnetic Bearing System with Time Delays / *H.B. Wang and J.Q. Liu* // Chaos, Solitons and Fractals. – 2005. – Vol. 26. – P. 813-825. **181.** *Wang H.B.* Multiple Stabilities Analysis in a Magnetic Bearing System with Time Delays / *H.B. Wang and W.H. Jiang* // Chaos, Solitons and Fractals. – 2006. – Vol. 27. – P. 789-799. **182.** *Ji J.C.* Hopf Bifurcation of a Magnetic Bearing System with Time Delay / *J.C. Ji and C.H. Hansen* // Transactions of the ASME Journal of Vibration and Acoustics. – 2005. – Vol. 127. – P. 362-369. **183.** *Ji J.C.* Effect of External Excitation on a Nonlinear System with Time Delay / *J.C. Ji, C.H. Hansen and X.Y. Li* // Nonlinear Dynamics. – 2005. – Vol. 41. – P. 385-402. **184.** Non-linear Fuzzy Logic Control for Forced Large Motions of Spinning Shafts / *S.L. Lei, A. Palazzolo, U.J. Na and A. Kascak* // Journal of Sound and Vibrations. – 2000. – Vol. 235 (3). – P. 435-449. **185.** *Yeh T.J.* Sliding Control of Magnetic Bearing Systems / *T.J. Yeh, Y.J. Chung and W.C. Wu* // Transactions of the ASME Journal of Dynamic Systems, Measurement, and Control. – 2001. – Vol. 123. – P. 353-362. **186.** *Hung J.Y.* Nonlinear Control of a Magnetic Bearing System / *J.Y. Hung, N.G. Albritton and F. Xia* // Mechatronics. – 2003. – Vol. 13. – P. 621-637.

Bibliography (transliterated): 1. Rao J.S. History of Rotating Machinery Dynamics. J.S. Rao. New York: Springer, 2011. 377 Print. 2. Handbuch Maschinenbau. Hrg. A. Böge. Wiesbaden: Vieweg+Teubner Verlag Springer Fachmedien, 2011. 1484 Print. 3. Bloch H.P. Major Process Equipment Maintenance and Repair. H.P. Bloch, F.K. Geitner. Houston: Gulf Publishing Company, 1997. Vol. 4: Practical Machinery Management for Process Plants. [2-nd ed.]. 712 Print. 4. Kel'zon A.S. Raschet i konstruirovaniye rotornykh mashin. A.S. Kel'zon, Yu.N. Zhuravlev, N.V. Yanvarev. Leningrad: Mashinostroenie, 1977. 288 Print. 5. Bloch H.P. A Practical Guide to Compressor Technology. H.P. Bloch. [2-nd ed.]. Hoboken: John Wiley & Sons, 2006. 571 Print. 6. Brown R.N. Compressors: Selection and Sizing. R.N. Brown. [3-d ed.]. Oxford: Elsevier, 2005. 625 Print. 7. Seleznev K.P. Centrobezhnyye kompressory. K.P. Seleznev, Yu.B. Galerkin. Leningrad: Mashinostroenie, 1982. 271 Print. 8. Teoriya i raschet turbokompressorov: ucheb. posobie dlya studentov vuzov mashinostroitel'nykh special'nostej. K.P. Seleznev, Yu.B. Galerkin, S.A. Anisimov i dr.; pod obsch. red. K.P. Selezneva. [2-e izd., pererab. i dop.]. Leningrad: Mashinostroenie, 1986. 392 Print. 9. Simms J. Fundamentals of the Turboexpander: Basic Theory and Design. J. Simms. Santa Maria: Gas Technology Services, 2009. 34 p. 10. Obzor sovremennykh konstrukcij turbodetandernykh generatorov: [publikacii OOO NTC «Mikroturbinnye tehnologii»]. Sankt Petersburg: OOO NTC «MTT», 2008. 90 s. <http://mtt.myrlogriz.ru/wp-content/uploads/2011/05/0000x.pdf>. 11. Bloch H.P. Steam Turbines. Design, Applications, and Rating. H.P. Bloch, M.P. Singh. [2-nd ed.]. New York: McGraw-Hill, 2009. 430 Print. 12. Klempner G. Operation and Maintenance of Large Turbo-Generators. G. Klempner, I. Kerszenbaum. Hoboken: John Wiley & Sons, 2004. 578 Print. 13. Pyrhönen J. Design of Rotating Electrical Machines. J. Pyrhönen, T. Jokinen, V. Hrabovcová, translated by H. Niemelä. Chichester: John Wiley & Sons, 2008. 536 Print. 14. Lyshevski S.E. Electromechanical Systems and Devices. S.E. Lyshevski. New York: CRC Press, Taylor & Francis Group, 2008. 581 Print. 15. Bansyavichus R.Yu. Vibrodvigateli. R.Yu. Bansyavichus, K.M. Ragul'skis. Vilnyus: Mokslas, 1981. 193 Print. 16. Bloch H.P. Pump Wisdom. Problem Solving for Operators and Specialists. H.P. Bloch. Hoboken: John Wiley & Sons, 2011. 222 Print. 17. Centrifugal Pump. Handbook. Edited Sulzer Pumps Ltd, Winterthur, Switzerland. [3-d ed.]. Oxford: Elsevier, 2010. 292 Print. 18. Gülich J.F. Centrifugal Pumps. J.F. Gülich. [2-nd ed.]. Berlin: Springer, 2010. 996 p. 19. Turboexpander-Generators for Natural Gas Applications: [products leaflets]. Oshkosh: General Electric Company, 2005. 7 Print. 20. Turboexpander-Compressors. Increased Efficiency for Refrigeration Applications: [products leaflets]. Houston: General Electric Company, 2010. 6 Print. 21. Michalke P. Powerful Products for the Enhanced Flexibility of Gas Turbines. P. Michalke, T. Schmuck. Erlangen: Siemens AG, 2012. 14 Print. 22. Kompresory i turbiny dlya neftegazovoy promyshlennosti: [reklamnyy prospekt]. Berlin: MAN TURBO AG, 2006. 28 Print. 23. L.A. Turbine. The Turboexpander Company. World Leader in Turboexpander Technology: [products leaflets]. Valencia, California: L.A. Turbine, 2010. 11. <http://www.laturbine.com>. 24. Magnitnyye podshipniki dlya neftegazovoy promyshlennosti. Tehnologii S2M proverennyye resheniya dlya neftyanoy i gazovoy otrasli. Reklamnyy buklet, 2008. SKF-S2M. 18 Print. (Razdel: Turbogenerator s privodom ot gazovoy turbiny). 25. Babakov I.M. Teoriya kolebanij. I.M. Babakov. Moscow: Nauka, 1968. 560 Print. 26. Martynenko G.Yu. Magnitnyye podshipniki kak uprugodempfernyye opory rotorov s upravlyae moy zhestkost'yu. G.Yu. Martynenko. Visnyk NTU «KhPI»: zb. nauk. prac'. Kharkiv: NTU «KhPI», 2008. № 47. 111–124 Print. 27. Kel'zon A.S. Dinamika rotorov v uprugih oporah. A.S. Kel'zon, Yu.P. Cimanskij, V.I. Yakovlev. Moscow: Nauka, 1982. 280 Print. 28. Anur'ev V.I. Spravochnik konstruktora-mashinostroitel'ya: in 3 vol. Vol. 2. V.I. Anur'ev, pod red. I.N. Zhestkovoij. Moscow: Mashinostroenie, 2001. 912 Print. 29. Schweitzer G. Active magnetic bearings. G. Schweitzer, H. Bleuler and A. Traxler. Zurich: ETH, 1994. 244 Print. 30. Maslen E.H. Magnetic Bearings. E.H. Maslen. Virginia: University of Virginia Department of Mechanical, Aerospace, and Nuclear Engineering Charlottesville, 2000. 231 Print. 31. Zhuravlev Yu.N. Aktivnyye magnitnyye podshipniki: Teoriya, raschet, primenenie. Yu.N. Zhuravlev. SPb: Politehnika, 2003. 206 Print. 32. Vibracii v tehnikе: [sprav.]. in 6 vol. Vol. 3: Kolebaniya mashin, konstrukcij i ih elementov. Pod red. F.M. Dimentberga i K.S. Kolesnikova. Moscow: Mashinostroenie, 1980. 543 Print. 33. Lipsman S.I. Preduprezhdenie i ustranenie vibracii rotornykh mashin. S.I. Lipsman, A.T. Muzyka, V.S. Lipsman. Kyyiv: Tehnika, 1968. 196 Print. 34. Vibracii rotornykh sistem. K.M. Ragul'skis, R.A. Ionushas, A.K. Bakshis i dr. Vilnyus: Mokslas, 1976. 232 Print. 35. Vibracii podshipnikov. K.M. Ragul'skis, A.Yu. Yurkauskas, V.V. Atstupenas i dr. Vilnyus: Mintis, 1974. 392 Print. 36. Gol'din A.S. Vibraciya rotornykh mashin. A.S. Gol'din. Moscow: Mashinostroenie,

1999. 344 Print. **37.** Barkov A.V. Monitoring i diagnostika rotornykh mashin po vibracii. A.V. Barkov, N.A. Barkova, A.Yu. Azovcev. Sankt Petersburg: SPbGMTU, 2000. 169 Print. **38.** Bentley D.E. Fundamentals of rotating machinery diagnostics. D.E. Bentley, C.T. Hatch, B. Grissom. Minden, NV: Bentley Pressurized Bearing Press, 2002. 726 Print. **39.** Inozemcev A.A. Osnovy konstruirovaniya aviacionnykh dvigatelej i energeticheskikh ustanovok. A.A. Inozemcev, M.A. Nihamkin, V.L. Sandratskij. Moscow: Mashinostroenie, 2008. T. 4: Dinamika i prochnost' aviacionnykh dvigatelej i energeticheskikh ustanovok. 204 Print. **40.** Ehrich F. Observations of Nonlinear Phenomena in Rotordynamics. F. Ehrich. Journal of System Design and Dynamics. 2008. Vol. 2, № 3. 641-651. Print. **41.** Vorob'ev Yu.S. Issledovanie kolebanij sistem elementov turboagregatov. Yu.S. Vorob'ev, N.G. Shul'zhenko. Kyiv: Nauk. dumka, 1978. 134 Print. **42.** Vorob'ev Yu.S. Kolebaniya lopatochnogo apparata turbomashin. Yu.S. Vorob'ev. Kyiv: Nauk. dumka, 1988. 224 Print. **43.** Gadyaka V.G. Eksperimental'noe issledovanie dinamiki rotora v neustojchivoj oblasti chastot vrascheniya. V.G. Gadyaka, D.V. Lejkih, V.I. Simonovskij. Problemy mashinostroeniya. 2009. T. 12, № 5. 81-85 Print. **44.** Shul'zhenko N.G. Zadachi termoprochnosti, vibrodiagnostiki i resursa energeticheskikh agregatov. N.G. Shul'zhenko, P.P. Gontarovskij, B.F. Zajcev. Kharkiv: KhNADU, 2011. 444 Print. **45.** Hronin D.V. Teoriya i raschet kolebanij v dvigatelyah letatel'nykh apparatov. D.V. Hronin. Moscow: Mashinostroenie, 1970. 412 Print. **46.** Tondl A. Dinamika rotorov turbogeneratorov. Leningrad: Energiya, 1971. 387 Print. **47.** Maslov G.S. Raschety kolebanij valov: ppav. posobie. G.S. Maslov. Moscow: Mashinostroenie, 1968. 271 Print. **48.** Mandel'shtam L.I. Lekcii po teorii kolebanij. L.I. Mandel'shtam. Moscow: Nauka, 1968. 572 Print. **49.** Vibracii v tehnikе: [sprav.]. In 6 vol. Vol. 2: Kolebaniya nelinejnykh mekhanicheskikh sistem. Pod red. I.I. Blehmana. Moscow: Mashinostroenie, 1979. 351 Print. **50.** Nejmark Yu.I. Dinamika negolonomnykh sistem. Yu.I. Nejmark, N.A. Fufaev. Moscow: Nauka, 1967. 520 Print. **51.** Larin A.A. Vklad ukrainskikh uchenykh v razvitie teorii nestacionarnykh kolebanij. A.A. Larin. Visnyk NTU «KhPI»: zb. nauk. prac'. Kharkiv: NTU «KhPI», 2009. № 48. 73-82 Print. **52.** Martynenko G.Yu. Matematicheskoe opisanie dinamicheskogo povedeniya rotora v magnitnykh podshipnikah v zavisimosti ot prinyatykh uproschenij. Chast' 1. Zhestkij rotor. G.Yu. Martynenko. Visnyk NTU «KhPI»: zb. nauk. prac'. Kharkiv: NTU «KhPI», 2009. № 30. 95-119 Print. **53.** Dabagyan A.V. Nekotorye kolebatel'nye processy v rotorah turbo- i gidrogeneratornykh ustanovok pri nesimmetrichnykh i asinhronnykh rezhimakh raboty generatora modelej: dis. na soisk. uchenoj step. dokt. tehn. nauk. A.V. Dabagyan. Kharkiv: 1959. 289 Print. **54.** Dabagyan A.V. Nekotorye kolebatel'nye processy v rotorah turbo- i gidrogeneratornykh ustanovok. A.V. Dabagyan. Kharkiv: TD «Zolotaya milya», 2008. Vol. 1. 240 Print. **55.** Shul'zhenko N.G. Chislennyj analiz kolebanij sistemy turboagregat fundament. N.G. Shul'zhenko, Yu.S. Vorob'ev. Kyiv: Nauk. dumka, 1991. 232 Print. **56.** Larin A.O. Spivpracya Kharkivs'koho politekhnichnoho instytutu z turboatomom u haluzi dynamiky i micnosti mashyn. A.O. Larin, S.O. Men'shykov. Pytannya istoriy nauky i tekhniky. 2012. № 4. 57-63 Print. **57.** Ivanov A.V. Modal'nyj analiz dinamicheskikh sistem rotorov. A.V. Ivanov, M.K. Leont'ev. Izvestiya vysshih uchebnykh zavedenij. Aviacionnaya tehnika. 2005. № 3. 31-35 Print. **58.** Genta G. Dynamic Modelling of Rotors: A Modal Approach. G. Genta. IUTAM Bookseries. Vol. 25: IUTAM Symposium on Emerging Trends in Rotor Dynamics, New Delhi, India, March 23-26, 2009: Proceedings. Ed. K. Gupta. Dordrecht: Springer, 2011. 27-38 Print. **59.** Gade S. Order Tracking of a Coast-down of a Large Turbogenerator. S. Gade, H. Herlufsen, H. Konstantin-Hansen. Application Note 3560/7702 Brüel&Kjær, Denmark. Nærum: Brüel&Kjær, 1999. 8 Print. **60.** Shabaev V.M. Ispol'zovanie rezhima vybega rotorov dlya opredeleniya rezonansnykh rezhimov gazoturbinnnykh dvigatelej. V.M. Shabaev, M.K. Leont'ev, S.M. Vinogradov. Dvigatel'. 2004. № 6 (36). 114-117 Print. **61.** Campbell W. Protection of Steam Turbine Disk Wheels from Axial Vibration. W. Campbell. Transactions of the ASME, 1924. № 46. 31-160 Print. **62.** Lee C.-W. Evolution of Frequency-Speed Diagram in Rotating Machinery. C.-W. Lee. IUTAM Bookseries. Vol. 25: IUTAM Symposium on Emerging Trends in Rotor Dynamics, New Delhi, India, March 23-26, 2009: Proceedings. Ed. K. Gupta. Dordrecht: Springer, 2011. 39-50 Print. **63.** Greenhill L.M. Critical Speeds Resulting from Unbalance Excitation of Backward Whirl Modes. L.M. Greenhill, G.A. Cornejo. Design Engineering Technical Conferences (DETC'95), September 17-20, 1995, Boston Massachusetts, USA: Proceedings. Boston: ASME, 1995. Vol. 3, Part B (DE-Vol. 84-2). 991-1000 Print. **64.** Kessler C.L. Complex Modal Analysis of Rotating Machinery: Diss. of Ph.D. in the Department of Mechanical, Industrial, and Nuclear Engineering of the College of Engineering, Charles L. Kessler. Cincinnati: Division of Research and Advanced Studies of the University of Cincin-

nati (USA), 1999. 111 Print. **65.** Arakere N. Rotor Dynamic Response of a High-Speed Machine Tool Spindle. N. Arakere, T. Schmitz, C.-H. Cheng // 23rd International Modal Analysis Conference (IMAC XXIII), January 30-February 3, 2005, Orlando, Florida, USA: Proceedings. 7. <http://sem.org/Proceedings/ConferencePapers-Paper.cfm?ConfPapersPaperID=23300>. **66.** Gulyaev V.I. Samovozbuzhdenie kolebanij dolota buril'noj kolonny. V.I. Gulyaev, P.Z. Lugovoj, E.I. Borsch. Prikladnaya mehanika. 2013. Vol. 49, № 3. 114-124 Print. **67.** Kirk R.G. Design guidelines for improved rotating machinery stability. R.G. Kirk. Vibrations in Rotating Machinery: Seventh International Conference: IMechE Conference Transactions. London: Professional Engineering Publishing, 2000. 21-30 Print. **68.** Lesaffre N. Model and Stability Analysis of a Flexible Bladed Rotor. N. Lesaffre, J.-J. Sinou, F. Thouverez. International Journal of Rotating Machinery. Vol. 2006. Article ID 63756. 1-16. <http://www.hindawi.com/journals/ijrm/contents/>. **69.** Nelson F.C. Rotor Dynamics without Equations. F.C. Nelson. International Journal of COMADEM. 2007. Vol. 10, № 3. 2-10 Print. **70.** Kumar M.S. Rotor Dynamic Analysis Using ANSYS. M.S. Kumar. IUTAM Bookseries. Vol. 25: IUTAM Symposium on Emerging Trends in Rotor Dynamics, New Delhi, India, March 23-26, 2009: Proceedings. Ed. K. Gupta. Dordrecht: Springer, 2011. 153-162 Print. **71.** Staubli T. Numerically calculated rotor dynamic coefficients of a pump rotor side space. T. Staubli, M. Bissig. Stability Control of Rotating Machinery (ISCORMA-1): International Symposium, South Lake Tahoe, California, August 20-24, 2001: Proceedings. 11. <http://www.iscorma.com/iscorma1/isc1abstracts.php>. **72.** Patel T.H. Application of Full Spectrum Analysis for Rotor Fault Diagnosis. T.H. Patel, A.K. Darpe. IUTAM Bookseries. Vol. 25: IUTAM Symposium on Emerging Trends in Rotor Dynamics, New Delhi, India, March 23-26, 2009: Proceedings. Ed. K. Gupta. Dordrecht: Springer, 2011. 535-545 Print. **73.** Rotor Voltage Dynamics in the Doubly Fed Induction Generator During Grid Faults. F.K.A. Lima, A. Luna, P. Rodriguez and other. IEEE Transactions on Power Electronics. 2010. Vol. 25, № 1. 118-130 Print. **74.** Darpe A.K. Dynamics of a Two-Crack Rotor. A.K. Darpe, K. Gupta and A. Chawla. Journal of Sound and Vibration. 2003. 259 (3). 649-675 Print. **75.** Green I. Crack Detection in a Rotor Dynamic System by Vibration Monitoring – Part I: Analysis. I. Green, C. Casey. Journal of Engineering for Gas Turbines and Power. April 2005. Vol. 127. 425-436 Print. **76.** Gadyaka V.G. Sovershenstvovanie metodov balansirovki rotorov turbokompressorov na osnove identifikacii ih matematicheskikh modelej: dis. na soisk. uchenoj step. kand. tehn. nauk: spec. 05.02.09 «Dinamika i prochnost' mashin» / V.G. Gadyaka. Sumy, 2008. 184 Print. **77.** Dyer S.W. Adaptive Optimal Control of Active Balancing Systems for High-Speed Rotating Machinery: Diss. of Ph.D. (Mechanical Engineering). Stephen W. Dyer. Michigan: University of Michigan (USA), 1999. 145 Print. **78.** Gorbenko A.N. O vliyanii nelinejnosti opor rotora na dinamiku avtobalansiruyushchego ustrojstva. A.N. Gorbenko. Avtomatizatsiya proizvodstvennyh processov v mashinostroenii i priborostroenii: ukr. mezhved. nauk-tehn. sb. L'vov: NU «L'vovskaya politehnika», 2006. Vol. 40. 63-69 Print. **79.** Pasyukova I.A. Dinamika precessionnogo dvizheniya neuravnovneshenogo rotora: avtoref. dis. na soisk. uchenoj step. d-ra fiz.-mat. nauk: spec. 01.02.01 «Teoreticheskaya mehanika». I.A. Pasyukova. Sankt Petersburg: 2007. 31 Print. **80.** Avramov K.V. Asimptoticheskaya procedura analiza nelinejnyh kolebanij rotorov. K.V. Avramov. Visnik NTU «KhPI»: zb. nauk. prac'. Kharkiv: NTU «KhPI», 2008. № 36. 11-20 Print. **81.** Gadyaka V.G. O vliyanii vnutrennego treniya na dinamiku gorizontalnogo rotora. V.G. Gadyaka, D.V. Lejkih, V.I. Simonovskij. Visnyk Sums'koho derzhavnogo universytetu: zb. nauk. prac'. Sumy: SumDU, 2008. **82.** Leont'ev M.K. Dinamika rotora v podshipnikah kacheniya. M.K. Leont'ev, V.A. Karasev, O.Yu. Potapova, S.A. Degtyarev. Vibratsiya mashin: izmerenie, snizhenie, zaschita. 2006. № 4 (7). 40-45 Print. **83.** Taranenko P.A. Dinamika rotora turbokompressora na podshipnikah skol'zheniya s plavayuschimi vtulkami: avtoref. dis. na soisk. uchenoj step. kand. tehn. nauk: spec. 01.02.06 «Dinamika, prochnost' mashin, priborov i apparatury»; 05.02.02 «Mashinovedenie, sistemy privodov i detali mashin». P.A. Taranenko. Chelyabinsk, 2011. 19 Print. **84.** Dikmen E. Multiphysical Effects on High-Speed Rotordynamics: Proefschrift ter verkrijging van de graad van doctor aan de Universiteit Twente. Emre Dikmen. Enschede: Universiteit Twente (Netherlands), 2010. 133 Print. **85.** Rao J.S. Rotor Dynamics of Aircraft Gas Turbine Engines. J.S. Rao. International Conference on Aerospace Science and Technology (INCAST 2008), June 26-28, 2008, Bangalore, India: Proceedings. Bangalore: National Aerospace Laboratories, 2008. IT-21. 5. <http://www.nal.res.in/nal50/incast/contents.pdf>. **86.** Murphy B.T. Compulsator rotordynamics and suspension design. B.T. Murphy, S.M. Manifold, J.R. Kitzmiller. IEEE Transactions on Magnetics. 1997. Vol. 33, № 1, Part 1 (PR 207). 474-479 Print. **87.** Gustavsson R. Modelling and Analysis of Hydro-

power Generator Rotors: Licentiate thesis The Polhem Laboratory, Division of Computer Aided Design Department of Applied Physics and Mechanical Engineering. Rolf Gustavsson. Luleå: University of Technology (Sweden), 2005. 80 Print. **88.** Kirk R.G. Rotordynamics Research: Current Interests and Future Directions. R.G. Kirk. IUTAM Bookseries. Vol. 25: IUTAM Symposium on Emerging Trends in Rotor Dynamics, New Delhi, India, March 23-26, 2009: Proceedings. Ed. K. Gupta. Dordrecht: Springer, 2011. 1-11 Print. **89.** Santos I.F. Trends in Controllable Oil Film Bearings. I.F. Santos. IUTAM Bookseries. Vol. 25: IUTAM Symposium on Emerging Trends in Rotor Dynamics, New Delhi, India, March 23-26, 2009: Proceedings. Ed. K. Gupta. Dordrecht: Springer, 2011. 153-199 Print. **90.** Utkin V. Mode Control in Electro-Mechanical Systems. V. Utkin, J. Guldner, J.S. Sliding. [2-nd ed.]. New York: CRC Press, Taylor & Francis Group, 2009. 501 Print. **91.** Janschek K. Mechatronic Systems Design. Methods, Models, Concepts. K. Janschek, translation by K. Richmond. Berlin: Springer, 2012. 825 Print. **92.** Holopainen T.P. Electromechanical Interaction in Rotordynamics of Cage Induction Motors: Dissertation for the degree of Doctor of Science in Technology. Timo P. Holopainen. Espoo: Helsinki University of Technology (Finland), 2004. 86 Print. **93.** Wach P. Dynamics and Control of Electrical Drives. P. Wach. Berlin: Springer, 2011. 472 Print. **94.** Parviainen A. Design of axial-flux permanent-magnet low-speed machines and performance comparison between radial-flux and axial-flux machines: Thesis for the degree of Doctor of Science: Technology. Asko Parviainen. Lappeenranta: Lappeenranta University of Technology (Finland), 2005. 153 Print. **95.** Furlani E.P. Permanent Magnet and Electromechanical Devices. Materials, Analysis, and Applications. E.P. Furlani. San Diego: Academic Press, 2001. 518 Print. **96.** Martynenko G.Yu. Obschij podhod k modelirovaniyu nelinejnoj dinamiki zhestkih rotorov v magnitnyh podshipnikah razlichnyh tipov. G.Yu. Martynenko. Dopovidi Nacional'noyi akademiji nauk Ukrainy. Kyiv: Dopovidi NAN Ukrainy, 2012. № 3. 98-84 Print. **97.** Schweitzer G. Active magnetic bearings – chances and limitations. G. Schweitzer. In IFToMM Sixth International Conference on Rotor Dynamics: Proceedings. Sydney, 2002. Vol. 1. 1-14 Print. **98.** Magnetic Bearings and Bearingless Drives. A. Chiba, T. Fukao, O. Ichikawa and other. Oxford: Elsevier Linacre House, 2005. 381 Print. **99.** Magnetic Bearings. Theory, Design, and Application to Rotating Machinery. G. Schweitzer, E.H. Maslen, H. Bleuler and other; Editors G. Schweitzer and E.H. Maslen. Berlin: Springer, 2009. 535 Print. **100.** Magnetic Bearings. Theory and Applications. Edited by Boštjan Polajžer. Rijeka: Sciyo, 2010. 140 Print. **101.** Jansen R. Passive Magnetic Bearing With Ferrofluid Stabilization. R. Jansen and E. DiRusso. Cleveland: Lewes Research Center, 1996. 154 Print. (NASA Technical Memorandum 107154). **102.** Martynenko G.Yu. Opredelenie zhestkostnyh karakteristik radial'nyh magnitnyh podshipnikov na dvuh kol'cevych postoyannyh magnitah. G.Yu. Martynenko. Visnyk NTU «KhPI»: zb. nauk. prac'. Kharkiv: NTU «KhPI», 2007. № 38. 83-95 Print. **103.** Earnshaw S. On the nature of molecular forces which regulate the constitution of luminiferous ether. S. Earnshaw. Transactions of Cambridge Philosophy Society. 1842. V–VII, Part I. 97-112 Print. **104.** Bassani R. Earnshaw (1805-1888) and Passive Magnetic Levitation. R. Bassani. Meccanica. Springer, 2006. № 41. 375-389 Print. **105.** Brounbeck W. Freischwebende Körper in elektrischen und magnetischen Feld. W. Brounbeck. Physikalische Zeitschrift. 1939. № 112. 753-763 Print. **106.** Brounbeck W. Frein schweben diamagnetischen Körper in Magnetfeld. W. Brounbeck. Physikalische Zeitschrift. 1939. № 112. 764-769 Print. **107.** Yonnet J.P. Permanent Magnet Bearings and Couplings. J.P. Yonnet. IEEE Transactions on Magnetics, 1981. Vol. Mag-17, № 1. 1169-1173 Print. **108.** Delamare J. Classification and Synthesis of Permanent Magnet Bearing Configurations. J. Delamare, E. Rulliere, J.P. Yonnet. IEEE Transactions on Magnetics, 1992. Vol. 31, № 6. 4190-4192 Print. **109.** Boden K. Industrial Realization of the «System KFA-JULICH» Permanent Magnet Bearing Lines. K. Boden, J.K. Fremerey. MAG'92 Magnetic Bearing, Magnetic Drives and Dry Gas Seals Conference & Exhibition, Virginia, USA, July 29-31, 1998: Proceedings. Lancaster: Technomic Publisher, 1992. 18 Print. **110.** Post R.F. Passive Magnetic Bearings for Vehicular Electromechanical Batteries. R.F. Post. Springfield: Lawrence Livermore National Laboratory, 1996. 42 Print. **111.** Molenaar L. A novel Planar Magnetic Bearing and Motor Configuration applied in a Position Stage. L. Molenaar. Wageningen: Ponsen & Looijen, 2000. 239 Print. **112.** Hawkins L.A. Analysis and Testing of a Magnetic Bearing Energy Storage Flywheel with Gain-Scheduled, Mimo Control. L.A. Hawkins, B.T. Murphy, J. Kajs. ASME TURBOEXPO 2000, May 8-11, 2000, Munich, Germany: Proceedings. Munich: 2000. 2000-GT-405. 6 Print. **113.** Guilherme G.S. Magnetic Bearing Sets for a Flywheel System. G.S. Guilherme, R. Andrade, A.C. Ferreira. IEEE Trans. on Applied Super Conductivity, 2007.

Vol. 17, № 2. 2150-2153 Print. **114.** Kurita N. Development of Lorentz Force Type Magnetic Bearing. N. Kurita, T. Ishikawa and Y. Okada. Materials Science Forum. 2011. Vol. 670. 455-465 Print. **115.** Shuqin L. Magnetic Suspension and Self-pitch for Vertical-axis Wind Turbines. L. Shuqin. Fundamental and Advanced Topics in Wind Power. Ed. by Dr. R. Cariveau. Rijeka: InTech, 2011. 233-248 Print. **116.** Stiffness Analysis of Axially Polarized Radial Permanent Magnet Bearings. W. Jiang, M.J. Allaire, M.J. Baloh, H.G. Wood. The 8th International Symposium on Magnetic Bearings (ISMB-8), Mito, Japan, Aug. 26-28, 2002: Proceedings. Mito: 2002. 527-532 Print. **117.** Bassani R. Permanent magnetic levitation and stability. R. Bassani. Fundamentals of Tribology and Bridging the Gap Between the Macro-and Micro Nanoscales. Dordrecht: Kluwer Academic Publishers, 2001. 899-913 Print. (NATO Sciences Series). **118.** Stacked structures of passive magnetic bearings. J.P. Yonnet, G. Lemarquand, S. Hemmerlin, E. Olivier-Rulliere. Journal of Applied Physics, 1991. Vol. 70 (10). 6633-6635 Print. **119.** Gosiewski Z. The Differential Passive Magnetic Bearing for High-Speed Flexible Rotor. Z. Gosiewski, K. Falkowski. Solid State Phenomena. 2009. Vol. 144. 273-278 Print. **120.** Falkowski K. High Efficiency Radial Passive Magnetic Bearing. K. Falkowski, M. Henzel. Solid State Phenomena. 2010. Vol. 164. 360-365 Print. **121.** Zhu Y. Analysis of a New Magnetic Bearing for Magnetic Levitation Stages. Y. Zhu, Y. Liu and M. Zhang. Advanced Materials Research. 2011. Vol. 295-297. 2106-2111 Print. **122.** Fremerey J.K. Radial Shear Force Permanent Magnet Bearing System with Zero-Power Axial Control and Passive Radial Damping. J.K. Fremerey. The First Int. Symp. on Magnetic Bearings: Proceedings. Zürich: Springer-Verlag, 1988. 25-32 Print. **123.** Lang M. Berechnung und Optimierung von passiven permanentmagnetischen Lagern für rotierende Maschinen: vorgelegt von Diplom-Ingenieur. M. Lang. Berlin, 2003. 151 Print. **124.** Ravard R. Analytical Design of Permanent Magnet Radial Couplings. R. Ravard, V. Lemarquand, G. Lemarquand. IEEE Transactions on Magnetics, 2010. Vol. 46, № 11. 3860-3865 Print. **125.** Bekinal S.I. Analysis of Radial Magnetized Permanent Magnet Bearing Characteristics. S.I. Bekinal, T.R. Anil, S. Jana. Progress In Electromagnetics Research B. 2013. Vol. 47. 87-105 Print. **126.** Siegwart R. Industrial Magnetic Bearings – Basics and Applications. R. Siegwart, H. Bleuler, A. Traxler. Mechatronic Systems Techniques and Applications. Vol. 4: Electromechanical Systems. Edited by Cornelius T. Leondes. Amsterdam: Gordon and Breach Science Publisher, 2000. 1-70 Print. **127.** Active Magnetic Bearings – a Step Towards Smart Rotating Machinery. R. Nordmann, M. Aenis, E. Knopf, and S. Strabburger. Vibrations in Rotating Machinery: Seventh International Conference: IMechE Conference Transactions. London: Professional Engineering Publishing, 2000. 1-19 Print. **128.** Schweitzer G. Applications and Research Topics for Active Magnetic Bearings. G. Schweitzer. IUTAM Bookseries. Vol. 25: IUTAM Symposium on Emerging Trends in Rotor Dynamics, New Delhi, India, March 23-26, 2009: Proceedings. Ed. K. Gupta. Dordrecht: Springer, 2011. 263-273 Print. **129.** Bryune M. Primenenie aktivnyh magnitnyh podshipnikov v turbokompressorah i turbodetanderah gazovoy promyshlennosti. M. Bryune, I. Detomb. Kompessornaya tehnika i pnevmatika. 2001. № 7. 17-19 Print. **130.** Sarychev A.P. Opyt razrabotki elektromagnitnyh podshipnikov dlya gazovyh kompressorov. A.P. Sarychev, D.M. Veynberg. Trudy VNIIEM. Moscow: 2001. Vol. 100. 275-282 Print. **131.** Anurov Yu.M. Razrabotka i ekspluatatsiya serijnyh energeticheskikh GTU na magnitnyh podshipnikah. Yu.M. Anurov, E.V. Litvinov. Vostochno-evropejskij zhurnal peredovyh tehnologij. 2009. № 4/4, Part 1. 20-24 Print. **132.** Kim H. Modelling and control of a magnetic bearing system for the magnetically suspended centrifugal blood pump. H. Kim, H.C. Kim. The International Journal of Artificial Organs, 2000. Vol. 23, № 10. 47-51 Print. **133.** BIAS Current Optimisation and Fuzzy Controllers for Magnetic Bearings in Turbo Molecular Pumps. M. N. Sahinkaya, †A.E. Hartavi, C.R. Burrows and R.N. Tuncay. Ninth International Symposium on Magnetic Bearings, August 3-6, 2004, Lexington, Kentucky, USA: Proceedings. Lexington: 2004. 1-6 Print. **134.** Kasarda M.E.F. An Overview of Active Magnetic Bearing Technology and Applications. M.E.F. Kasarda. The Shock and Vibration Digest, 2000. 32 (2). 91-99 Print. **135.** Magnetic bearing for oil&gas industry: [products leaflets]. Marcel: S2M/SKF, 2010. 14 Print. **136.** Ji J.C. Nonlinear dynamics of magnetic bearing systems. J.C. Ji, C.H. Hansen, A.C. Zander. Journal of Intelligent Material Systems and Structures. 2008. Vol. 19 (12). 1471-1491 Print. **137.** Matsushita O. Aseismic Vibration Control of Flexible Rotors using Active Magnetic Bearings. O. Matsushita, T. Imashima and H. Okubo. Transactions of the ASME Journal of Vibration and Acoustics, 2002. Vol. 124. 49-57 Print. **138.** Reduction of Subsynchronous Vibrations in a Single-disk Rotor using an Active Magnetic Damper. M.E.F. Kasarda, H. Mendoza, R.G. Kirk and A. Wicks. Mechanics Research Communications,

2004. Vol. 31. 689-695 Print. **139.** Shi J. Synchronous Disturbance Attenuation in Magnetic Bearing Systems using Adaptive Compensating Signals. J. Shi, R. Zmood and L. Qin. Control Engineering Practice. 2004. Vol. 12. 283-290 Print. **140.** Aenis M. Active Magnetic Bearings for the Identification and Fault Diagnosis in Turbomachinery. M. Aenis, E. Knopf and R. Nordmann. Mechatronics. 2002. Vol. 12. 1011-1021 Print. **141.** Mani G. Active Health Monitoring in a Rotating Cracked Shaft using Active Magnetic Bearings as Force Actuators. G. Mani, D.D. Quinn and M. Kasarda. Journal of Sound and Vibration. 2006. Vol. 294. 454-465 Print. **142.** Damage Detection of a Rotating Cracked Shaft using an Active Magnetic Bearing as a Force Actuator: Analysis and Experimental Verification. D. Quinn, G. Mani, M. Kasarda, T. Bash and other. IEEE/ASME Transactions on Mechatronics. 2005. Vol. 10 (6). 640-647 Print. **143.** Martynenko G.Yu. Osobennosti adekvatnogo matematicheskogo modelirovaniya dinamicheskogo povedeniya rotorov v aktivnykh magnitnykh podshipnikah gazotransportnykh i gazoturbinnnykh ustanovok. G.Yu. Martynenko. Vostochno-evropejskij zhurnal peredovykh tehnologij. 2009. № 4/4 (40), p. 1. 34-39 Print. **144.** Martynenko G.Yu. Opredelenie silovykh i zhestkostnykh harakteristik oseвого aktivnogo magnitnogo podshipnika pri zadannom zakone upravleniya. G.Yu. Martynenko. Visnyk NTU «KhPI»: zb. nauk. prac`. Kharkiv: NTU «KhPI», 2008. № 36. 133-141 Print. **145.** Zhuravlev Yu.N. Sintez lineinoj optimal'noj sistemy upravleniya magnitnym podvesom zhestkogo rotora. Yu.N. Zhuravlev. Mashinovedenie. 1987. № 4. 49-56 Print. **146.** Larsonneur R. Design and Control of Active Magnetic Bearing Systems for High Speed Rotation: Diss. of Doctor of Technical Science. Rene Larsonneur. Zurich: Offsetdruckerei AG (Switzerland), 1990. 182 Print. **147.** Lösch F. Identification and Automated Controller Design for Active Magnetic Bearing System: Diss. of Doctor of Technical Science. Florian Lösch. Zurich: Swiss Federal Institute of Technology (ETH), 2002. 254 Print. **148.** Tonoli A. Analysis of Losses due to Rotor Vibrations in a High-Tc Superconducting Flywheel System. A. Tonoli and H.J. Bornemann. Journal of Sound and Vibration. 1998. Vol. 212 (4). 649-662 Print. **149.** Kim S.J. On-line Identification of Current and Position Stiffness by LMS Algorithm in Active Magnetic Bearing System Equipped with Force Transducers. S.J. Kim and C.W. Lee. Mechanical Systems and Signal Processing. 1999. Vol. 13 (5). 681-690 Print. **150.** Peel D.J. Simplified Characteristics of Active Magnetic Bearings. D.J. Peel, C.M. Bringham, D. Howe. Journal of Mechanical Engineering Science. 2002. Vol. 216 (5). 623-628 Print. **151.** Skricka N. Improvements in the Integration of Active Magnetic Bearings. N. Skricka and R. Markert. Control Engineering Practice. 2002. Vol. 10. 917-922 Print. **152.** Skricka N. Improvements of the Integration of Active Magnetic Bearings. N. Skricka and R. Markert. Mechatronics. 2002. Vol. 12. 1059-1068 Print. **153.** Ji J.C. Stability and Hopf Bifurcation of Magnetic Bearing System with Time Delay. J.C. Ji. Journal of Sound and Vibration. 2003. Vol. 259 (4). 845-856 Print. **154.** Ji J.C. Forced Phase-locked Response of a Nonlinear System with Time Delay after Hopf Bifurcation. J.C. Ji and C.H. Hansen. Chaos, Solitons and Fractals. 2005. Vol. 25. 461-473 Print. **155.** Ji J.C. Nonlinear Oscillations of a Rotor in Active Magnetic Bearings. J.C. Ji and C.H. Hansen. Journal of Sound and Vibration. 2001. Vol. 240 (4). 599-601 Print. **156.** Hejl Dzh. Teoriya funkcional'no-differencial'nykh uravnenij. Dzh. Hejl; per. s angl. S.N. Shimanova; pod red. A.D. Myshkisa. Moscow: Mir, 1984. 421 Print. **157.** Loesch F. Two Remarks on the Modeling of Active Magnetic Bearing System. F. Loesch. Sixth International Symposium on Magnetic Suspension Technology, Turin, Italy, 2001: Proceedings. Turin: 2001. 422-427 Print. **158.** Mohamed A.M. Non-linear Oscillations in Magnetic Bearing Systems. A.M. Mohamed and F.P. Emad. IEEE Transactions on Automatic Control. 1993. Vol. 38 (8). 1242-1245 Print. **159.** Laier D. Simulation of Nonlinear Effects on Magnetically Suspended Rotors. D. Laier and R. Markert. First Conference on Engineering Computation and Computer Simulation ECCS-1, Changsha, China, 1995: Proceedings. Changsha: 1995. Vol. I. 473-482 Print. **160.** Springer H.A. Non-linear Simulation Model for Active Magnetic Bearing Actuators. H. Springer, G. Schlager and T. Platter. Sixth International Symposium on Magnetic Bearings, MIT USA, 1998: Proceedings. MIT, 1998. 189-203 Print. **161.** Steinschaden N. Some Nonlinear Effects of Magnetic Bearings. N. Steinschaden and H. Springer. ASME Design Engineering Technological Conference, Las Vegas, Nevada, 1999: Proceedings. ASME Conf.: 1999. Paper № DETC99/VIB-8063. Print. **162.** Steinschaden N. Nonlinear Stability Analysis of Active Magnetic Bearings. N. Steinschaden and H. Springer. Fifth International Symposium on Magnetic Suspension Technology, Santa Barbara, California, 1999: Proceedings. Santa Barbara: 1999. 411-427 Print. **163.** Ji J.C. Bifurcation Behaviour of a Rotor Supported by Active Magnetic Bearings. J.C. Ji, L. Yu and A.Y.T. Leung. Journal of Sound and Vibration. 2000. Vol. 235 (1). 133-151 Print.

164. Ji J.C. Dynamics of a Piecewise Linear System Subjected to a Saturation Constraint. J.C. Ji. Journal of Sound and Vibration. 2004. Vol. 271. 905-920 Print. **165.** Ji J.C. Analytical Approximation of the Primary Resonance Response of a Periodically Excited Piecewise Nonlinear-linear Oscillator. J.C. Ji and C.H. Hansen. Journal of Sound and Vibration. 2004. Vol. 278. 327-342 Print. **166.** Ji J.C. Approximate Solutions and Chaotic Motions of a Piecewise Nonlinear-linear Oscillator. J.C. Ji and C.H. Hansen. Chaos, Solitons and Fractals. 2004. Vol. 20. 1121-1133 Print. **167.** Ji J.C. On the Approximate Solution of a Piecewise Nonlinear Oscillator under Superharmonic Resonance. J.C. Ji and C.H. Hansen. Journal of Sound and Vibration. 2005. Vol. 283. 467-474 Print. **168.** Virgin L. Non-linear Behavior of a Magnetic Bearing System. L. Virgin, T.F. Walsh and J.D. Knight. ASME Journal of Engineering for Gas Turbines and Power. 1995. Vol. 115 (3). 582-588 Print. **169.** Chinta M. Quasi-periodic Vibration of a Rotor in a Magnetic Bearing with Geometric Coupling. M. Chinta, A.B. Palazzolo and A. Kascak. Fifth International Symposium on Magnetic Bearings, Kanazawa, Japan, 1996: Proceedings. Kanazawa: 1996. 147-152 Print. **170.** Chinta M. Stability and Bifurcation of Rotor Motion in a Magnetic Bearing. M. Chinta and A.B. Palazzolo. Journal of Sound and Vibration. 1998. Vol. 214 (5). 793-803 Print. **171.** Ji J.C. Non-linear Behavior of a Magnetically Supported Rotor. J.C. Ji and A.Y.T. Leung. Seventh International Symposium on Magnetic Bearings, ETH Zurich: Proceedings. Zurich: ETH, 2000. 23-28 Print. **172.** Ji J.C. Nonlinear Oscillations of a Rotor in Active Magnetic Bearings. J.C. Ji and C.H. Hansen. Journal of Sound and Vibration. 2001. Vol. 240 (4). 599-601 Print. **173.** Ji J.C. Non-linear Oscillations of a Rotor-magnetic Bearing System under Superharmonic Resonance Conditions. J.C. Ji and A.Y.T. Leung. International Journal of Non-Linear Mechanics. 2003. Vol. 38. 829-835 Print. **174.** Ho Y.S. Effect of Thrust Magnetic Bearing on Stability and Bifurcation of a Flexible Rotor Active Magnetic Bearing System. Y.S. Ho, H. Liu and L. Yu. Transactions of the ASME Journal of Vibration and Acoustics. 2003. Vol. 125. 307-316 Print. **175.** Zhang W. Periodic and Chaotic Motions of a Rotor-active Magnetic Bearing with Quadratic and Cubic Terms and Time-varying Stiffness. W. Zhang and X.P. Zhan. Nonlinear Dynamics. 2005. Vol. 41. 331-359 Print. **176.** Zhang W. Multi-pulse Chaotic Motions of a Rotor-active Magnetic Bearing System with Time-varying Stiffness. W. Zhang, M.H. Yao and X.P. Zhan. Chaos, Solitons and Fractals. 2006. Vol. 27. 175-186 Print. **177.** Inayat-Hussain J.I. Chaos via Torus Breakdown in the Vibration Response of a Rigid Rotor Supported by Active Magnetic Bearings. J.I. Inayat-Hussain. Chaos, Solitons and Fractals. 2007. Vol. 31 (4). 912-927 Print. **178.** Ji J.C. Stability and Bifurcation in an Electromechanical System with Time Delays. J.C. Ji. Mechanics Research Communications. 2003. Vol. 30. 217-225 Print. **179.** Ji J.C. Dynamics of a Jeffcott Rotor-magnetic Bearing System with Time Delays. J.C. Ji. International Journal of Non-Linear Mechanics. 2003. Vol. 38. 1387-1401 Print. **180.** Wang H.B. Stability and Bifurcation Analysis in a Magnetic Bearing System with Time Delays. H.B. Wang and J.Q. Liu. Chaos, Solitons and Fractals. 2005. Vol. 26. 813-825 Print. **181.** Wang H.B. Multiple Stabilities Analysis in a Magnetic Bearing System with Time Delays. H.B. Wang and W.H. Jiang. Chaos, Solitons and Fractals. 2006. Vol. 27. 789-799 Print. **182.** Ji J.C. Hopf Bifurcation of a Magnetic Bearing System with Time Delay. J.C. Ji and C.H. Hansen. Transactions of the ASME Journal of Vibration and Acoustics. 2005. Vol. 127. 362-369 Print. **183.** Ji J.C. Effect of External Excitation on a Nonlinear System with Time Delay. J.C. Ji, C.H. Hansen and X.Y. Li. Nonlinear Dynamics. 2005. Vol. 41. 385-402 Print. **184.** Non-linear Fuzzy Logic Control for Forced Large Motions of Spinning Shafts. S.L. Lei, A. Palazzolo, U.J. Na and A. Kascak. Journal of Sound and Vibrations. 2000. Vol. 235 (3). 435-449 Print. **185.** Yeh T.J. Sliding Control of Magnetic Bearing Systems. T.J. Yeh, Y.J. Chung and W.C. Wu. Transactions of the ASME Journal of Dynamic Systems, Measurement, and Control. 2001. Vol. 123. 353-362 Print. **186.** Hung J.Y. Nonlinear Control of a Magnetic Bearing System. J.Y. Hung,, N.G. Albritton and F. Xia. Mechatronics. 2003. Vol. 13. 621-637 Print.

Поступила (received) 14.11.2014

С. Ю. МИСЮРА, и.о. мл. науч. сотр., ИПМаш НАН Украины, Харьков

ВЛИЯНИЕ КОНСТРУКЦИОННЫХ ПАРАМЕТРОВ И ЭКСПЛУАТАЦИОННЫХ ФАКТОРОВ НА ЧАСТОТЫ КОЛЕБАНИЙ КРЫШЕК ГИДРОТУРБИН

Представлена методика расчета собственных частот колебаний крышки гидротурбины в вакууме и при взаимодействии с водой с учетом предварительно напряженного состояния конструкции. На тестовом примере проверена работоспособность предлагаемого подхода и подтверждена достоверность результатов, полученных на его основе. Результаты, полученные по предлагаемому подходу, отличаются от экспериментальных данных от 0,5 до 11 %.

Ключевые слова: колебания, предварительно напряженное состояние, внутреннее давление, крышка гидротурбины.

Введение. На частоту крышки гидротурбины влияет большое количество факторов, таких как: давление воды, предварительно напряженное состояние от нагрузок, инерционные силы от присоединенных масс, а также глубина объема воды под крышкой. В работе [1] проведены экспериментальные и расчетные исследования динамических характеристик упругих оболочек, наполненных вязкоупругой жидкостью. Эти исследования показали, что методика, основанная на схеме Лагранжа, дает удовлетворительное совпадение частот свободных колебаний как в случае скольжения, так и прилипания вязкой жидкости к поверхности оболочки. Учет прилипания вязкой жидкости к поверхности дает более близкие к экспериментальным значения коэффициентов демпфирования, по сравнению со схемой проскальзывания, что может служить критерием правильности выбора расчетной схемы. В статье [2] проведено математическое моделирование собственных колебаний тонкостенных сосудов в качестве топливных баков в виде цилиндрических оболочек с конструктивными особенностями и изучено влияние радиального давления на собственные частоты. В публикации [3] проведено исследование влияние статического давления на виброакустические характеристики оболочечных конструкций. Получены зависимости, демонстрирующие, что это влияние эквивалентно появлению мембранной жесткости оболочки и ее подкреплений, которая в ряде случаев может достигать значений изгибной жесткости. Для тонких осесимметричных оболочек выведены аналитические формулы для оценки изменения собственных частот оболочки от величины гидростатического давления. С помощью МКЭ исследовано влияние гидростатики на акустические свойства оболочечных конструкций, имеющих сложную геометрию. Продемонстрировано наличие высокой чувствительности виброакустических характеристик внутреннего насыщения тонкостенных корпусов к внешнему давлению.

© С. Ю. Мисюра, 2014

Теоретико-экспериментальным методом в работе [4] исследуется влияние нормального давления на частоты свободных колебаний гладких и подкрепленных дискретными ребрами жесткости цилиндрических оболочек и панелей, а также приводятся результаты эксперимента по определению оптимальной жесткости подкрепляющих элементов при динамическом деформировании и при потере устойчивости в случае равномерного внешнего давления.

Актуальность данной работы заключается в необходимости комплексного исследования влияния конструкционных параметров и эксплуатационных факторов на частоты колебаний крышек гидротурбин.

Целью работы является создание методики расчета собственных частот колебаний конструкций в вакууме и при взаимодействии с водой и с учетом предварительно напряженного состояния конструкции.

Колебания в вакууме при отсутствии внешних воздействий. Из-за сложности формы конструкции задача решается методом конечных элементов (МКЭ) и заключается в отыскании частот и соответствующих им форм колебаний.

Матричное дифференциальное уравнение движения конструкции, имеет вид

$$M\ddot{\bar{v}} + K\bar{v} = 0, \quad (1)$$

где M – матрица масс; K – матрица жесткости конструкции; \bar{v} – вектор перемещений.

Решение этого уравнения ищем в виде

$$\bar{v} = \bar{w} \cos \omega t, \quad (2)$$

где ω – частота; \bar{w} – форма колебаний.

В итоге, с учетом (1) и (2), задача сводится к решению однородной системы алгебраических уравнений

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

Система (3) имеет нетривиальное решение в том случае, когда ее определитель равен нулю

$$|K - \omega^2 M| = 0. \quad (4)$$

Определитель представляет собой уравнение, корнями которого являются частоты ω_i , зная которые на основе (3) определяются собственные формы колебаний конструкции – $\bar{w}_i, (i = 1, \infty)$ [5].

Учет инерционных сил от масс, оборудования, расположенного на крышке, моделируется приведенной плотностью.

Гидроупругие колебания. В этом случае в динамический процесс вовлекается жидкость. Поэтому связанная система уравнений имеет вид

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

где $[M^s]$ и $[M^f]$ – матрицы масс оболочечных конечных элементов (КЭ) и КЭ, на которые разбит объем жидкости соответственно; $[K^s]$, $[K^f]$ – матрицы жесткости оболочечных КЭ и КЭ, на которые разбит объем жидкости соответственно; 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

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

Здесь $\{\Phi\}$ – функции формы давления КЭ, на которые разбит объем жидкости, $\{\Phi'\}$ – функции формы перемещений КЭ оболочки, $\{n\}$ – вектор направляющих косинусов нормали к поверхности оболочки, взаимодействующей с водой, A – площадь поверхности соприкосновения между структурными КЭ и КЭ, на которые разбит объем жидкости [6].

Предварительно напряженные конструкции. Модальный анализ предварительно напряженной конструкции выполняется на основе уравнения

$$[M]\{\ddot{u}\} + [K]_c \{u\} = 0, \quad (5)$$

где $\{u\}$ – вектор узловых перемещений для всего тела; $\{\ddot{u}\}$ – вектор ускорений точек тела; $[M]$ – матрица масс; $[K]_c = [K] + [K]_g$ – суммарная матрица жесткости; $[K]$ – обычная матрица жесткости; $[K]_g$ – так называемая геометрическая матрица жесткости, получаемая на основе тензора предварительных напряжений и нелинейной части тензора деформаций [6].

Численные результаты. В качестве тестовой задачи была решена задача по определению частот собственных колебаний цилиндрической оболочки, находящейся под действием внутреннего давления q (рис 1). Рассчитывалась стальная цилиндрическая оболочка [7, 8], имеющая длину $L = 0,7$ м, радиус $r = 0,15$ м, толщина стенки $h = 0,001$ м.

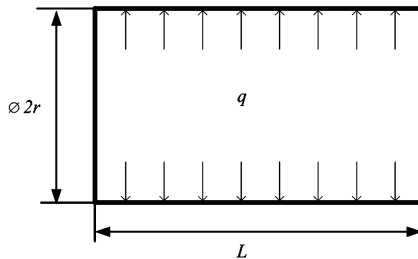


Рисунок 1 – Цилиндрическая оболочка

Для выбора размера КЭ выполнена серия расчетов и проведена оценка сходимости решения.

Приближенная формула для вычисления собственных частот Ω цилиндрических оболочек с учетом внутреннего давления q получена в [7] и имеет вид

$$\Omega = \frac{(1-v^2)\lambda^4 + k(\lambda^2 + m^2)^4 + \Psi_1(\lambda^2 + m^2)^2(m^2 - 1) + \Psi_2(\lambda^6 + \lambda^2 m^4 + 2\lambda^4 m^2)}{m^4 + \lambda^4 + (1 + 2\lambda^2)m^2}, \quad (6)$$

где m – число волн по окружности поперечного сечения оболочки; n – число полуволн по длине оболочки; $\lambda = \frac{n\pi r}{l}$; ν – коэффициент Пуассона;

$\Psi_1 = \frac{qr(1-v^2)}{Eh}$; E – модуль упругости; q – гидростатическое давление; N_x – единичная продольная сила; $\Psi_2 = \frac{N_x(1-v^2)}{Eh}$; $k = \frac{h^2}{12r^2}$.

В табл. 1 приводятся частоты колебаний, полученные на основе предлагаемого подхода – f , аналитического решения – $f_{\text{теор}}$ (6), а также экспериментальные данные – $f_{\text{эксп}}$ [7], где m – количество узловых меридианов.

Таблица 1 – Собственные частоты колебаний

m	Аналитическое решение [7], $f_{\text{теор}}$, Гц	Экспериментальные данные [7], $f_{\text{эксп}}$, Гц	Предлагаемый подход, f , Гц
$q = 0$ (вакуум)			
4	233	266	268
3	273	280	298
6	405	436	395
$q = 0,196$ МПа			
3	329	374	357
4	346	410	392
6	568	-	543
$q = 0,392$ МПа			
3	378	400	425
4	432	452	428
$q = 0,588$ МПа			
3	420	412	456
4	498	510	489
6	795	798	757
$q = 0,784$ МПа			
4	562	550	543
6	890	850	845
$q = 0,980$ МПа			
3	494	470	511
4	615	600	592
6	975	910	924
$q = 1,176$ МПа			
4	662	640	637

Внутреннее давление приводит к увеличению собственных частот колебаний цилиндрической оболочки.

Отличие между результатами, полученными на основе предлагаемого подхода и экспериментальными данными, составляет от 0,5 до 11 %, а между результатами, полученными на основе предлагаемого подхода и рассчитанными по формуле (6), составляет от 0,9 до 15 %.

При воздействии внешнего давления $q = 0,196$ МПа первая собственная частота составляет 126 Гц (а ее значение в вакууме – 268 Гц, а при внутреннем давлении – 357 Гц (см. табл. 1)). Видно, что внутреннее давление приводит к увеличению собственных частот, а внешнее их снижает.

Далее исследуются свободные колебания крышки гидротурбины. Общий вид крышки гидротурбины представлен на рис. 2. Она изготавливается из листового проката стали. Габаритные размеры крышки: диаметр – 3,44 м, высота – 1,05 м.

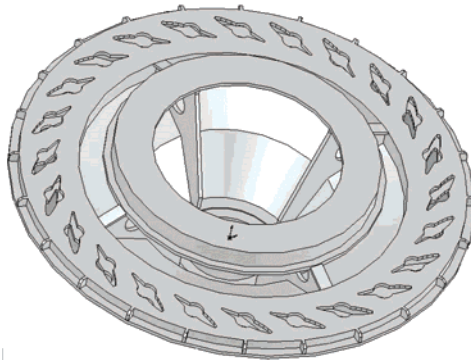


Рисунок 2 – Крышка гидротурбины

Вводятся условия закрепления крышки по опорной поверхности фланца, соединяющего ее со статорным кольцом, которое считается абсолютно жестким, вдоль окружности, на которой расположены шпильки фланцевого соединения.

На крышку действует вес генератора и рабочего колеса $P = 2,45 \cdot 10^5$ Н, приложенный к поверхности верхнего кольца. К днищу приложено гидравлическое давление $q_2 = 0,0965$ МПа и $q_1 = 0,1254$ МПа. Схема нагружения и закрепления конструкции показаны на рис. 3.

Конечноэлементная модель крышки гидротурбины с объемом воды представлена на рис. 4. На рисунке обозначено: D – диаметр, H – глубина объема воды.

Наибольший интерес представляет первая собственная частота, так как она наиболее близка к частоте возмущения. Значение первой частоты в вакууме составляет 25,45 Гц, а ее форма показана на рис 5.

При исследовании собственных колебаний крышки инерционные силы от массы M оборудования, установленного сверху на крышке, моделировалась приведенной плотностью кольца.

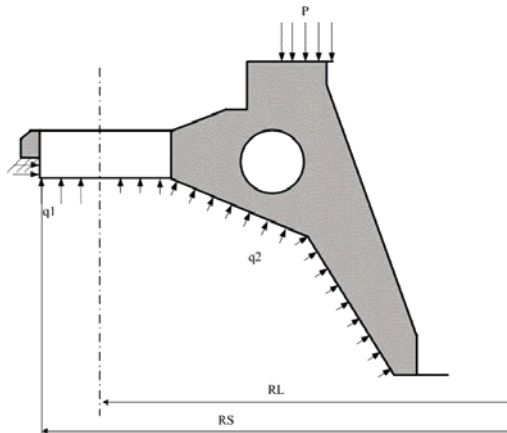


Рисунок 3 – Схема нагружения и закрепления конструкции

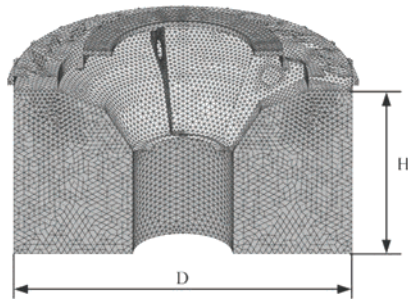


Рисунок 4 – Разрез крышки гидротурбины с объемом воды

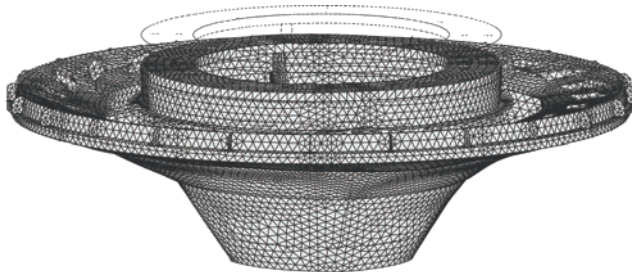


Рисунок 5 – Зонтичная форма собственных колебаний, соответствующая первой частоте

На рис. 6 показана зависимость частоты ω от изменения массы, $M = k \cdot 250$ т, где $k = 0; 0,5; 1; 1,5; 2$. Давления воды не учитывалось.

Из графика видно, что изменение массы M оказывает существенное влияние на собственную частоту.

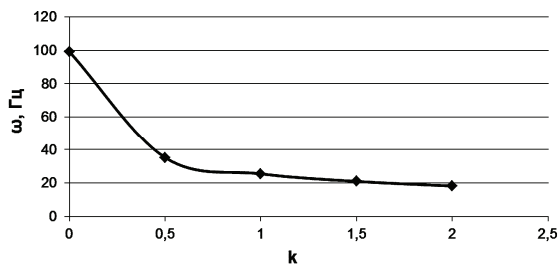


Рисунок 6 – Зависимость частоты от массы

На рис. 7 показано влияние предварительно напряженного состояния от давления воды Q на частоту ω , где $Q = kq$ МПа, $q = 0,0965$, и $k = 0; 0,5; 1; 1,5; 2$. Влияние весовой нагрузки M и гидроупругих эффектов не учитывалось.

Видно, что изменение давления Q оказывает не существенное влияние на частоту ω .

Исследовано влияние глубины H объема воды, омывающего крышку. Объем воды имеет диаметр $D = 3,3$ м и высоту H от 0 до 6,2 м. (см. рис. 4).

На рис. 8 показана зависимость частоты ω от глубины объема воды H при наличии массы $M = 250$ т и без нее.

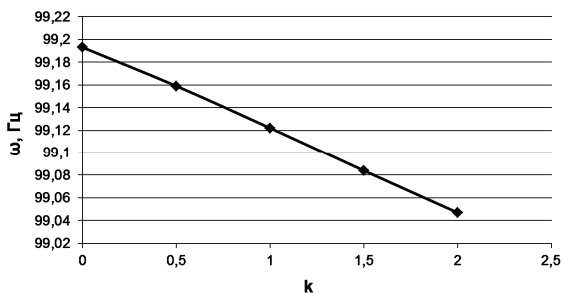


Рисунок 7 – Зависимость частоты от давления воды

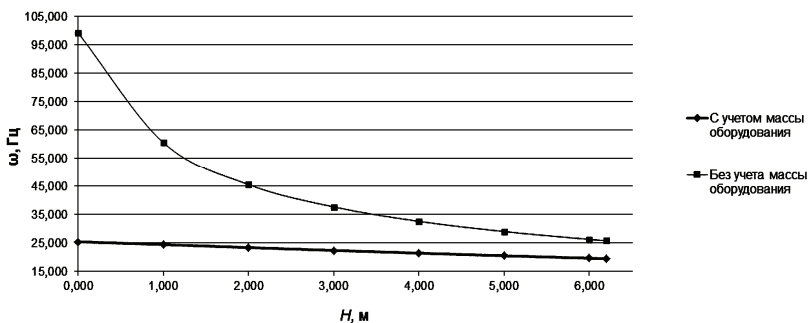


Рисунок 8 – Зависимость частоты ω от глубины объема воды

Видно, что с увеличением глубины H частота гидроупругих колебаний снижается, а влияние глубины объема воды H проявляется более существенно при отсутствии массы оборудования M расположенного на крышке.

На рис. 9 показана зависимость частоты от глубины воды при наличии массы с учетом и без учета предварительно напряженного состояния.

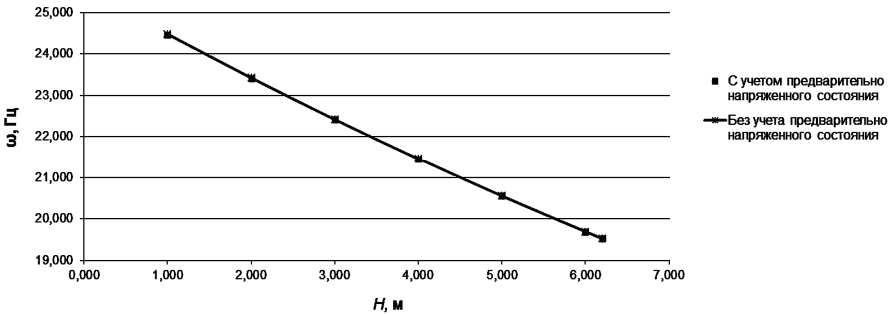


Рисунок 9 – Зависимость частоты от глубины воды с учетом и без учета предварительно напряженного состояния

Графики практически совпадают. При наличии массы M учет предварительно напряженного состояния проявляется слабо, а графики практически совпадают.

Выводы

Представлена комплексная методика расчета собственных частот колебаний конструкций в вакууме и при взаимодействии с водой, а также с учетом инерционных сил от массы оборудования расположенного на крышке и предварительно напряженного состояния конструкции.

На тестовом примере проверена работоспособность предлагаемого подхода и подтверждена достоверность результатов, полученных на его основе.

Отличие между результатами, полученными на основе предлагаемого подхода и экспериментальными данными, составляет от 0,5 до 11 %. Отличие между результатами, полученными на основе предлагаемого подхода и рассчитанными по формуле (6), составляет от 0,9 до 15 %.

На основе представленной методики проведен анализ влияния факторов на первую собственную частоту колебаний конструкции крышки гидротурбины в вакууме и с учетом влияния воды и с учетом предварительно напряженного состояния конструкции.

Установлено, что:

- с увеличением глубины объема воды частота гидроупругих колебаний снижается;
- с увеличением весовых нагрузок M частота колебаний снижается;
- с увеличением давления воды частота колебаний снижается.
- учет предварительно напряженного состояния не оказывает существенного влияния.

Список литературы: 1. Сапожников С.Б. Экспериментальное и численное исследование колебаний тонкостенной оболочки, заполненной вязкоупругой жидкостью / С. Б. Сапожников, Е. Я. Фот, В. В. Мокеев // Известия Челябинского научного центра. – 2004. – № 4 (26). – С. 66-70. 2. Тусупова С.А. Математическое моделирование собственных колебаний цилиндрических оболочек с конструктивными особенностями. Влияние радиального давления / С. А. Тусупова // – Режим доступа к журн.: http://www.rusnauka.com /33_NIEK_2008/Matemathics/36458.doc.htm. 3. Акустическое излучение механоакустических систем, находящихся под воздействием гидростатического давления / В. А. Кикеев, П. И. Коротин, М.Б. Салин, Суворов А. С. // Тр. Нижегородского гос. техн. ун-та им. Р.Е. Алексева. – 2011. – № 1 (86). – С. 161-168. 4. Волошиновский Ю. П. Собственные колебания замкнутых цилиндрических оболочек и панелей при наличии равномерного статического давления / Ю. П. Волошиновский // Исслед. по теор. пластин и оболочек. – 1978. – № 13. – С. 186-192. 5. Зенкевич О. Метод конечных элементов в технике / О. Зенкевич. – М.: Мир, 1975. – 541 с. 6. Inc. Release Theory Reference // ANSYS. – 2010. 7. Бреславский В. Е. Собственные колебания круговой цилиндрической оболочки, находящейся под действием гидростатического давления / В. Е. Бреславский // Известия Академии наук СССР. Отделение технических наук. – 1956. – № 12. – С. 117-120. 8. В.Е. Бреславский Собственные колебания цилиндрических и конических оболочек, находящихся под действием нормального давления / В. Е. Бреславский // Тр. ХВАИВУ. – 1957. – Вып. 65. – 14 с.

Bibliography (transliterated): 1. Sapozhnikov, S.B., E. Ja. Fot, V. V. Mokeev Jekspierimetal'noe i chislennoe issledovanie kolebanij tonkostennoj obolochki, zapolnennoj vjazkouprugoj zhidkost'ju. Izvestija Cheljabinskogo nauchnogo centra. № 4(26). 2004. 66-70. Print. 2. Tusupova, S.A. Matematicheskoe modelirovanie sobstvennyh kolebanij cilindricheskih obolochek s konstruktivnymi osobennostjami. Vlijanie radial'nogo davlenija. <http://www.rusnauka.com / 33_NIEK_2008/Matemathics /36458.doc.htm>. 3. Kikeev, V. A., P. I. Korotin, M.B. Salin, A. S. Suvorov A. S. Akusticheskoe izluchenie mehanoakusticheskih sistem, nahodjashhihsja pod vozdejstviem gidrstati-cheskogo davlenija. Tr. Nizhegorodskogo gos. tehn. un-ta im. R.E. Alekseeva. 2011. № 1(86). 161-168. Print. 4. Voloshanovskij, Ju. P. Sobstvennye kolebanija zamknutyh cilindricheskih obolochek i panelej pri nalichii ravnomer-nogo staticheskogo davlenija. Issled. po teor. plastin i obolochek. 1978. № 13. 186-192. Print. 5. Zenkevich O. Metod konechnyh jelementov v tehnikе. М.: Мир. 1975. 541 Print. 6. Inc. Release Theory Reference. ANSYS. – 2010. 7. Breslavskij, V. E. Sobstvennye kolebanija krugovoj cilindricheskoj obolochki, nahodjashhejsja pod dejstviem gidro-staticheskogo davlenija. Izvestija Akademi nauk SSSR. Otdelenie tehniche-skih nauk. 1956. № 12. 117-120. Print. 8. Breslavskij, V.E. Sobstvennye kolebanija cilindri-cheskih i konicheskih obolochek, nahodjashhihsja pod dejstviem normal'nogo davlenija. Tr. HVAIVU. 1957. Vyp. 65. 14 Print.

Поступила (received) 03.10.2014

В. О. ОКОРОКОВ, аспірант, НТУ «ХП»

ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНЕ ВИЗНАЧЕННЯ ЕФЕКТУ БАУШИНГЕРА І ПОШКОДЖУВАНOSTІ МАТЕРІАЛУ

Стаття присвячена експериментальному визначенню ефекту Баушингера і пошкоджуваності матеріалу, які виникають внаслідок пружно-пластичного деформування матеріалу. Представлені результати проведених серій тестів на циклічне розтягування-стискання плоских зразків, виготовлених з алюмінієвого сплаву Д16. Розміри плоских зразків були обрані, враховуючи явище втрати стійкості на стадії стискання. За результатами експериментальних даних була розроблена математична модель пластичності шляхом удосконалення нелінійного кінематичного зміцнення введенням додаткових функцій попередньо накопиченої пластичної деформації, а також введенням параметра пошкоджуваності згідно з концепцією ефективних напружень. Чисельне моделювання циклічного розтягування-стискання показало добрий збіг з експериментальними результатами.

Ключові слова: ефект Баушингера, пошкоджуваність матеріалу, експеримент на розтягування-стискання, нелінійне кінематичне зміцнення.

Вступ. Проблема пластичного деформування широко досліджується через її відношення до багатьох галузей промисловості і є однією з головних цілей в дослідженні таких технологічних операцій, як автофретування. І досі важливим завданням залишається побудова узагальнених моделей пластичності, які б були здатні прогнозувати якнайбільше феноменів, які виникають при пружно-пластичному деформуванні. Для таких операцій, як автофретування вирішальним фактором у дослідженні є визначення поля залишкових напружень після проведення цієї операції. В свою чергу точне визначення залишкових напружень потребує враховувати такий феномен як ефект Баушингера. Є багато досліджень, які представляють експериментальні методи визначення і математичне моделювання ефекту Баушингера по відношенню до автофретування [1, 2 і 3]. Однак, це моделювання базується або на деформаційній теорії пластичності, або на концепції поверхні пластичності, яка здатна лише зміщуватися і розширяться у процесі деформування, що могло би бути достатньо для операції простого автофретування, але не є достатньо для різних комбінацій автофретування з використанням технології складених труб. Тому у статті представлений модифікований критерій пластичності, згідно з яким поверхня пластичності може зміщуватись і анізотропно змінювати свої розміри.

Ще одним феноменом, який виникає при пружно-пластичному деформуванні є пошкоджуваність матеріалу, яка проявляється у зниженні модуля пружності під час деформування. Є деякі дослідження [4, 5] цього феномену, які показують зниження модуля пружності на стадії розвантаження під час проведення експериментів на розтягування для різних металів. Деякі фізичні

пояснення цього феномену, які пов'язані зі зміною щільності дислокацій під час збільшення пластичної деформації представлені у статті [6]. У даній роботі пропонується моделювати зменшення модуля пружності скалярним параметром пошкоджуваності, який вводиться згідно з концепцією ефективних напружень.

Однією з цілей даної роботи є проведення експерименту на циклічне розтягування-стискання плоских зразків з метою визначення ефекту Баушингера та пошкоджуваності матеріалу, а також отримання точної кривої розтягування-стискання. Такі експерименти супроводжуються різними ускладненнями, такими як втрата стійкості на стадії стискання. Тому для уникнення цього явища повинні бути правильно підібрані довжина та товщина зразку, але у той же час повинен забезпечуватись одноосний напружений стан. Статті [7, 8] присвячені проблемі проведення експерименту на розтягування-стискання та презентують різні методи, обладнання та геометрії зразків для досягнення бажаного рівня пластичних деформацій на стадії стискання.

Визначальні співвідношення теорії пластичності с урахуванням пошкоджуваності. Для таких задач, як автофретування зазвичай застосовується критерій Мізеса з поверхнею пластичності, яка розширюється і зміщується в процесі деформування. Однак, експерименти для багатьох матеріалів, які використовуються для виготовлення товстостінних компонентів конструкцій показують зменшення розміру поверхні текучості в напрямку деформування [9, 10], демонструючи глибокий ефект Баушингера (розмір поверхні пластичності в напрямку деформування менше ніж $2\sigma_y$, як це передбачено у моделі лінійного кінематичного зміцнення). Цей факт може враховуватись модифікованим критерієм Мізеса відповідно до моделі Бальтова і Савчука [11]:

$$f = \sqrt{N_{ijkl} (S_{ij} - X_{ij})(S_{kl} - X_{kl})} - R - \sigma_y = 0, \quad (1)$$

де S_{ij} – девіатор тензору напружень; R – функція ізотропного зміцнення; X_{kl} – тензор додаткових напружень; σ_y – межа текучості; N_{ijkl} – тензор четвертого рангу, що є сумою тензорів I_{ijkl} і A_{ijkl} , які визначаються наступним чином:

$$I_{ijkl} = \frac{1}{2} \left(\delta_{ik} \delta_{jl} + \delta_{il} \delta_{kj} - \frac{3}{2} \delta_{ij} \delta_{kl} \right); \quad (2)$$

$$A_{ijkl} = A_0 \varepsilon_{ij}^p \varepsilon_{kl}^p, \quad (3)$$

де A_0 – параметр матеріалу; ε_{ij}^p – тензор пластичних деформацій;

Згідно з такою моделлю поверхня пластичності у процесі деформування може зміщуватись та анізотропно змінювати свої розміри. У просторі головних напружень поверхня представляє собою еліптичні циліндри, тому слідом поверхні на девіаторній площині є еліпси, які в залежності від знаку коефіцієнта A_0 можуть скорочуватись або подовжуватись у напрямку деформування. Для визначення коефіцієнту A_0 необхідно записати критерій пластичності (1) для одноосного напруженого стану. У випадку, коли поверхня пластичності

тичності зміщується і змінює свої розміри тільки у напрямку деформування, тобто не враховуючи ізотропне розширення, критерій пластичності (1) для простого розтягування запишеться у наступному вигляді:

$$\sigma = \frac{\sigma_y}{\sqrt{A_0 \varepsilon_p^2 + 1}} + X, \quad (4)$$

де σ і ε_p – напруження і повздовжня пластична деформація при розтягуванні.

У стандартній моделі Бальтова Савчука коефіцієнт A_0 визначається як константа в процесі деформування. Для узгодження з експериментальними результатами пропонується визначити коефіцієнт A_0 у вигляді функції накопиченої пластичної деформації p .

$$A_0 = \frac{2}{3p^2} \left[\left(\frac{\sigma_y}{\sigma_y - H} \right)^2 - 1 \right], \quad (5)$$

де H – функція накопиченої пластичної деформації, яку зручно представити в вигляді суми функцій:

$$H = \sum_{k=1}^n H^k; \quad (6)$$

$$H^k = G^k [1 - \exp(-b^k p)], \quad (7)$$

де G^k і b^k – параметри матеріалу; p – накопичена пластична деформація, приріст якої визначається наступним чином:

$$\dot{p} = \sqrt{\frac{2}{3} \dot{\varepsilon}_{ij}^p \dot{\varepsilon}_{ij}^p}. \quad (8)$$

Приріст окремої компоненти H^k має вигляд:

$$\dot{H}^k = b^k (G^k - H^k) \dot{p}. \quad (9)$$

Після підстановки виразу для коефіцієнту A_0 у (1) критерій пластичності для простого розтягування запишеться у наступному вигляді:

$$\sigma = \sigma_y - H + X. \quad (10)$$

Таким чином, функція H призначена для моделювання ефекту Баушингера, а саме зменшення межі текучості під час пластичного деформування.

Під час проведення експерименту на розтягування-стискання такі матеріали, як алюмінієві сплави показують майже лінійну поведінку під час розтягування, але в той же час крива розвантаження і подальшого стискання значно нелінійна. Таким чином, закони зміцнення під час розтягування і стискання значно різняться. Тому зручно використовувати модель нелінійного кінематичного зміцнення, запропоновану Армстронгом [12]. Згідно такої моделі приріст тензору додаткових напружень записується у наступному вигляді:

$$\dot{X}_{ij} = \frac{2}{3} Q \gamma \dot{\varepsilon}_{ij}^p - \gamma X_{ij} \dot{p}, \quad (11)$$

де перша частина виразу відповідає лінійному кінематичному зміцненню, а

друга частина за рахунок накопиченої пластичної деформації p відображає історію пластичного деформування. Для кращого узгодження з експериментальними даними Шабошем було запропоновано визначати тензор додаткових напружень у вигляді суми компонентів [13]:

$$X_{ij} = \sum_{k=1}^n X_{ij}^k. \quad (12)$$

Експериментальні результати з проведених тестів на розтягування-стискання алюмінієвих зразків показують, що криві стискання після попереднього розтягування до певного рівня пластичної деформації, а також криві наступних циклів навантаження відрізняються між собою і залежать від попередньої накопиченої пластичної деформації, тому для більш точного описання кривої деформування з декількома циклами розтягування-стискання пропонується вдосконалити модель нелінійного кінематичного зміцнення шляхом заміни констант Q і γ на функції попередньо накопиченої пластичної деформації \hat{p} . Тоді окрема компонента виразу (12) запишеться наступним чином:

$$X_{ij}^{\prime k} = \frac{2}{3} \hat{Q}^k \hat{\gamma}^k \dot{\varepsilon}_{ij}^p - \hat{\gamma}^k X_{ij}^{\prime k} \dot{p}, \quad (13)$$

де функції попередньо накопиченої пластичної деформації \hat{q}^k і $\hat{\gamma}^k$ пропонується обирати наступним чином:

$$\hat{Q}^k = Q^k + \varsigma^k (1 - \exp(-\eta^k \hat{p})); \quad (14)$$

$$\hat{\gamma}^k = \gamma^k + \xi^k (1 - \exp(-\mu^k \hat{p})). \quad (15)$$

Для узгодження закону пластичності з урахуванням зменшення межі текучості зручно включити у тензор додаткових напружень X_{ij} функцію H у тензорному вигляді:

$$X_{ij} = X_{ij}' + H_{ij}' \quad (16)$$

або

$$X_{ij} = \sum_{k=1}^n X_{ij}^{\prime k} + \sum_{l=1}^m H_{ij}^{\prime l}. \quad (17)$$

Згідно з (7) і (9) та відповідністю до тензора додаткових напружень, приріст окремого компоненту $H_{ij}^{\prime l}$ повинен бути представлений у наступному вигляді:

$$\dot{H}_{ij}^{\prime l} = \frac{2}{3} G^l b^l \dot{\varepsilon}_{ij}^p - b^l H_{ij}^{\prime l} \dot{p}. \quad (18)$$

В кінцевому вигляді приріст тензору додаткових напружень записується наступним чином:

$$\dot{X}_{ij} = \sum_{k=1}^n \left[\frac{2}{3} \hat{Q}^k \hat{\gamma}^k \dot{\varepsilon}_{ij}^p - \hat{\gamma}^k X_{ij}^{\prime k} \dot{p} \right] + \sum_{l=1}^m \left[\frac{2}{3} G^l b^l \dot{\varepsilon}_{ij}^p - b^l H_{ij}^{\prime l} \dot{p} \right]. \quad (19)$$

Зменшення модуля пружності під час пружно-пластичного деформування пропонується моделювати за допомогою введення параметру пошкоджуваності наступним чином:

$$D = 1 - \frac{E_U}{E_L}, \quad (20)$$

де E_L – модуль пружності під час першого пружного розтягування; E_U – модуль пружності під час розвантаження;

Експериментальні дослідження показують, що параметр пошкоджуваності залежить від накопиченої пластичної деформації, тому для математичного моделювання зручно вибрати наступну залежність:

$$D = \sum_{k=1}^n Q_D^k (1 - \exp(-\gamma_D^k P)), \quad (21)$$

де Q_D^k і γ_D^k – параметри матеріалу;

Приріст окремого компоненту суми (21) виглядає наступним чином:

$$\dot{D}^k = b_D^k (Q_D^k - D) \dot{P}. \quad (22)$$

Таким чином, згідно з концепцією ефективних напружень тензор напружень Коші з урахуванням пошкоджуваності матеріалу запишеться у наступному вигляді:

$$\sigma_{ij} = (1 - D) E_{ijkl} \varepsilon_{kl}^e. \quad (23)$$

Методика проведення експерименту на розтягування-стискання. З метою визначення констант для запропонованої моделі пластичності було проведено експеримент на розтягування-стискання плоских зразків, вироблених з алюмінієвого сплаву Д16, хімічний склад якого показаний у табл. 1.

Таблиця 1 – Хімічний склад алюмінієвого сплаву Д16

Елемент	Al	Cu	Fe	Mg	Mn	Zn	Si	Ba	Ni
%	85.69	9.23	2.38	1.27	0.85	0.04	0.23	0.21	0.1

Складність проведення експерименту на розтягування-стискання полягає у тому, що при стадії стискання є ймовірність втрати стійкості зразка. Тому довжина та товщина зразка повинні бути обрані таким чином, щоб уникнути втрати стійкості і, в той же час, забезпечити одноосний напружений стан. Зразки були виготовлені з рекомендаціями стандарту ASTM-E9-89a [14], що визначає методи проведення експериментів на стискання при кімнатній температурі, а також з попередньо проведеним аналізом на втрату стійкості. Геометричні дані зразка представлені на рис. 1.

Для проведення експерименту на циклічне розтягування-стискання була застосовувана система для втомних випробувань INSTRON з навантажувальною здатністю до 250 kN. Експеримент проводився за контролем по деформації зі швидкістю 1 мм/с.

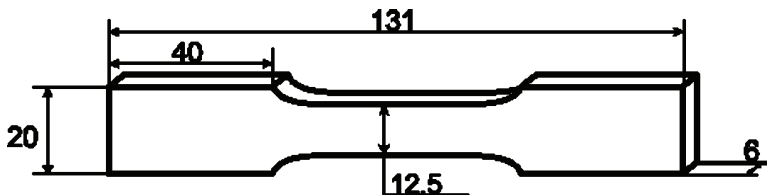


Рисунок 1 – Експериментальний зразок

Такі технологічні операції як автофретування і реавтофретування можуть потребувати декількох циклів навантаження і розвантаження товстостінного компонента конструкції, тому експеримент передбачав проведення серії тестів циклічного розтягування-стискування з різним рівнем деформації. Дві схеми циклічного розтягування-стискування, а також амплітуди деформації показані на рис. 2, де a – деформація після першого розтягування, яка обиралася з кроком 0.5%.

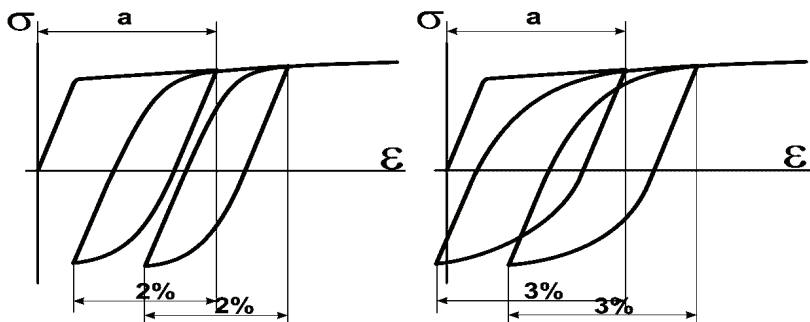


Рисунок 2 – Схеми циклічного розтягування-стискування

Результати експерименту та ідентифікація параметрів матеріалу.

Через велику кількість констант матеріалу, такі моделі пластичності як модель нелінійного кінематичного зміцнення потребують великої кількості обчислень для їх визначення. Багато праць присвячено проблемі ідентифікації параметрів матеріалу при пластичному деформуванні.

У статтях [15,16] ідентифікація параметрів базується на підходах мінімізації цільової функції, в основі якої лежить різниця між експериментальними та прогнозованими даними. Для ідентифікації параметрів матеріалу для запропонованої моделі пластичності з урахуванням пошкоджуваності матеріалу пропонується наступна цільова функція [17]:

$$F = \sqrt{\frac{1}{n} \sum_{i=1}^n \left[\frac{f_i^*(x_i^*) - \tilde{f}_i(x_i^*; c)}{f_i^*(x_i^*)} \right]^2}, \quad (24)$$

де f_i^* і x_i^* – експериментально отримана функція і її аргумент; \tilde{f}_i – значення

розрахованої функції, згідно обраної математичної моделі; c – набір параметрів матеріалу; n – кількість експериментально отриманих точок;

Важливим питанням у дослідженні процесів автофретування є моделювання ефекту Баушингера. Згідно з запропонованою моделлю зручно моделювати ефект Баушингера як зменшення розміру поверхні текучості в напрямку деформування. Ключовим фактором у визначенні ефекту Баушингера є точне вимірювання межі текучості. Існують різні методики визначення межі текучості, в більшості з яких пропонується вимірювати межу текучості як напруження при якому початкова пластична деформація досягає певного значення. У інженерних розрахунках, де не вимагається висока точність межа текучості зазвичай визначається як напруження при 0.2 % пластичної деформації, що є недостатнім для моделювання таких операцій як автофретування. Тому пропонується визначати межу текучості як напруження при 0.01 % пластичної деформації.

На рис. 3 показані експериментально виміряні межі текучості в залежності від накопленої пластичної деформації, тобто межа текучості вимірювалася під час кожного циклу розтягування-стискання. Згідно з запропонованою моделлю зменшення розмірів поверхні пластичності моделюється за допомогою функції H , яка залежить від накопленої пластичної деформації p та має параметри матеріалу G^k і b^k , які можуть бути визначені за допомогою мінімізації цільової функції F , яка у даному випадку має наступний вигляд:

$$F_1 = \sqrt{\frac{1}{28} \sum_{i=1}^{28} \left[\frac{H_i^*(p_i^*) - \tilde{H}_i(p_i^*; a(G^1, b^1))}{H_i^*(p_i^*)} \right]^2} \quad (25)$$

Після мінімізації функції (25) були отримані значення параметрів G^1 і b^1 , які представлені у табл. 2. Як видно з рис. 3, для точного моделювання було достатньо одного компоненту з суми, якою представлена функція H .

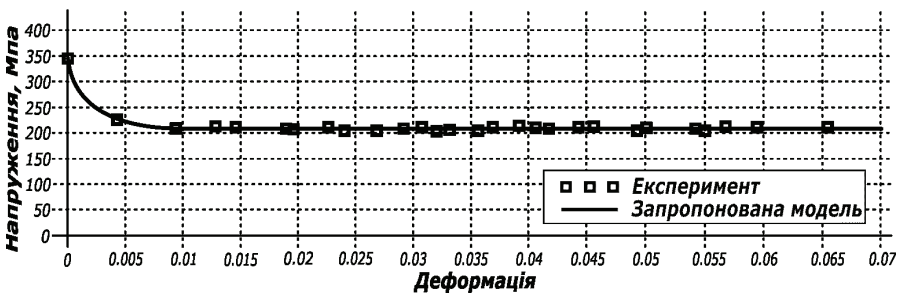


Рисунок 3 – Зменшення межі текучості під час пластичного деформування

Таблиця 2 – Ідентифіковані параметри матеріалу

G^1	b^1	Q^1	Q^2	γ^1	γ^2	ζ^1	η^1
140 МПа	385	20 МПа	218 МПа	2125	7	60 МПа	71
ζ^1	μ^1	ζ^2	η^2	ζ^2	μ^2	Q_D^1	γ_D^1
-1390	85	-175 МПа	18	2	9	0.224	95

Далі необхідно визначити параметри матеріалу для моделі нелінійного кінематичного зміцнення, яка представлена виразом (19), де частина параметрів вже визначена згідно з узгодженням з функцією H .

Решта параметрів повинна бути визначена з експерименту на циклічне розтягування-стискання. Для випадку одноосного розтягування-стискання вираз (19) запишеться наступним чином:

$$\dot{X} = \sum_{k=1}^n [\pm \bar{\gamma}^k \bar{Q}^k \dot{\varepsilon}^p - \bar{\gamma}^k X'^k \dot{p}] \pm b^1 G^1 \dot{\varepsilon}^p - b^1 H'^1 \dot{p}. \quad (26)$$

Потрібно зазначити, що при циклічному деформуванні приріст компоненти пластичної деформації $\dot{\varepsilon}^p$ змінює знак, у той же час приріст накопиченої пластичної деформації \dot{p} є завжди позитивний. Тому «+» у виразі (26) означає, що деформування проходить при розтягуванні, а «-» при стисканні. Параметри матеріалу \bar{Q}^k і $\bar{\gamma}^k$ є функціями попередньо накопиченої пластичної деформації, які у випадку розтягнення у першому циклі розтягнення-стискання є константами $\bar{Q}^k = Q^k$ і $\bar{\gamma}^k = \gamma^k$, так як до першого циклу ще не було пластичного деформування. Для цього випадку інтегрування виразу (26) з початковими умовами $X'^k(0) = 0, k = 1, n$ і $H'^1(0) = 0$ дає наступний вираз:

$$X = \sum_{k=1}^n Q^k [1 - \exp(-\gamma^k p)] + G^1 [1 - \exp(-b^1 p)], \quad (27)$$

а інтегрування виразу (9) з початковими умовами $H^1(0) = 0$ – наступний:

$$H^1 = G^1 [1 - \exp(-b^1 p)]. \quad (28)$$

Згідно з модифікованим критерієм пластичності (1) напруження для одноосного розтягування визначається виразом (10). З урахуванням (27) і (28) напруження буде визначатись наступним чином:

$$\sigma = \sigma_y + \sum_{k=1}^n Q^k [1 - \exp(-\gamma^k p)]. \quad (29)$$

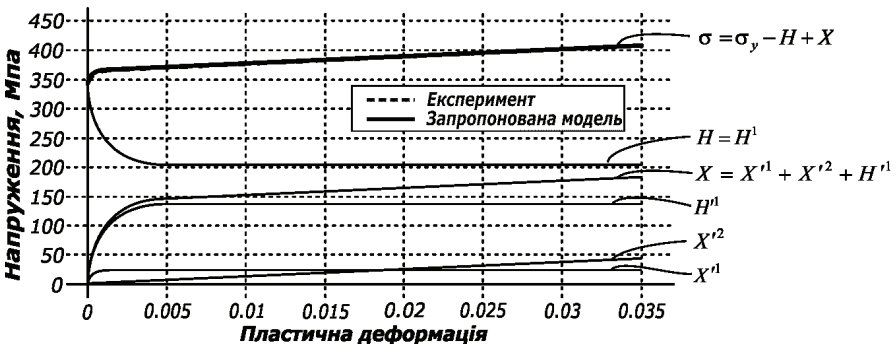


Рисунок 4 – Діаграма деформування

Для визначення невідомих параметрів матеріалу Q^k і γ^k була мінімізована наступна цільова функція:

$$F_2 = \sqrt{\frac{1}{850} \sum_{i=1}^{850} \left[\frac{\sigma_i^*(p_i^*) - \bar{\sigma}_i(p_i^*; a(Q^k, \gamma^k))}{\sigma_i^*(p_i^*)} \right]^2} \quad (30)$$

На рис. 4 показана експериментальна діаграма розтягнення у координатах напруження – пластична деформація, а також отримана за допомогою мінімізації розрахункова. Видно, що достатньо двох компонентів з суми, якою представлена функція X' .

Для визначення решти параметрів матеріалу для нелінійного кінематичного зміцнення потрібно використати експериментальні діаграми розтягнення-стискання, отримані після проведення декількох циклів розтягнення-стискання. На рис. 5 показані криві розтягнення та стискання в залежності від попередньо накопиченої пластичної деформації \hat{p} після проведення тесту на циклічне розтягування-стискання. Криві побудовані у координатах напруження – пластична деформація, де відлік напруження починається від межі текучості.

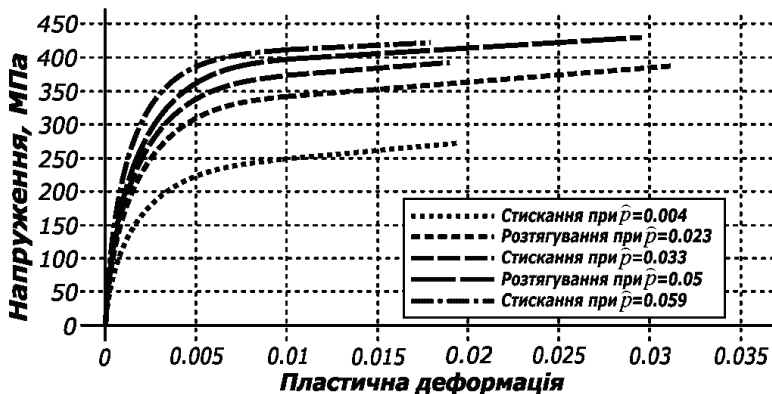


Рисунок 5 – Криві розтягування і стискання при різних рівнях накопиченої пластичної деформації

Видно, що кожна наступна крива розтягнення чи стискання збільшує амплітуду напружень по мірі накопичення пластичної деформації під час циклічного деформування. Цей ефект неможливо змодельувати за допомогою стандартної моделі нелінійного кінематичного зміцнення, тому було запропоновано ввести додаткові функції попередньо накопиченої пластичної деформації у вигляді (14) і (15), де невідомими параметрами матеріалу є ζ^k , η^k , ξ^k і μ^k , де $k = \overline{1,2}$. Для випадку циклічного деформування інтегрування виразу (26) з початковими умовами $X'^{rk}(\hat{p}) = \hat{X}'^{rk}$, $k = \overline{1,2}$ і $H'^1(\hat{p}) = \hat{H}'^1$, де \hat{p} ,

\widehat{X}^{k} і \widehat{H}^{n1} – накопичені у попередніх циклах пластична деформація і компоненти тензору додаткових напружень при одноосному розтягуванні-стисканні, дає наступний вираз:

$$X = \sum_{k=1}^2 (\widehat{Q}^k + \widehat{X}^{k'}) [1 - \exp(-\widehat{\gamma}^k p)] + (G^1 + \widehat{H}^{n1}) [1 - \exp(-b^1 p)], \quad (31)$$

а інтегрування виразу (9) з початковими умовами $H^1(\widehat{p}) = \widehat{H}^1$ – наступний:

$$H^1 = (G^1 - \widehat{H}^1) [1 - \exp(-b^1 p)]. \quad (32)$$

Одноосне напруження σ , починаючи відлік від межі текучості, для розтягування-стискання з урахуванням попередньо накопиченої пластичної деформації запишеться згідно з критерієм пластичності (1) у наступному вигляді:

$$\sigma = \sum_{k=1}^2 (\widehat{Q}^k + \widehat{X}^{k'}) [1 - \exp(-\widehat{\gamma}^k p)] + (\widehat{H}^{n1} + \widehat{H}^1) [1 - \exp(-b^1 p)]. \quad (33)$$

Далі, параметри матеріалу \widehat{Q}^k і $\widehat{\gamma}^k$, які залежать від попередньо накопиченої пластичної деформації були знайдені шляхом мінімізації цільової функції (30) для кожного окремого циклу розтягування-стискання. Параметри ζ^k , η^k , ξ^k і μ^k , де $k = \overline{1,2}$, також було отримано шляхом мінімізації цільової функції (24) і представлені у табл. 2.

Іншим важливим феноменом, який не може бути проігнорований у моделюванні таких операцій як автофретування є зменшення модуля пружності під час пружно-пластичного деформування. Тому для дослідження цього феномену були виміряні модулі пружності під час етапів розвантаження у експерименті на циклічне розтягування-стискання. Згідно запропонованої моделі феномен зменшення модуля пружності моделюється параметром пошкоджуваності у відповідності до виразу (20). У свою чергу залежність введеного параметра пошкоджуваності від накопиченої пластичної деформації моделюється виразом (21), де невідомими параметрами матеріалу є D_D^k і γ_D^k , $k = \overline{1,n}$. Пошук параметрів матеріалу здійснювався шляхом мінімізації наступної цільової функції:

$$F_3 = \sqrt{\frac{1}{25} \sum_{i=1}^{25} \left[\frac{D_i^*(p_i^*) - \check{D}_i(p_i^*; a(Q_D^k, \gamma_D^k))}{D_i^*(p_i^*)} \right]^2}. \quad (34)$$

На рис. 6 зображена експериментальна залежність параметру пошкоджуваності від накопиченої пластичної деформації, а також математично змодельована. Видно, що для доброго узгодження з експериментальними даними достатньо одного компонента із суми, якою представлений параметр пошкоджуваності.

Чисельне моделювання циклічного розтягування-стискання. Для перевірки запропонованої моделі пластичності та отриманих параметрів ма-

теріалу експеримент був змодельований чисельно методом скінчених елементів за допомогою програмного комплексу ANSYS. Циклічне розтягування-стискання плоских зразків моделювалося у припущенні плоского напруженого стану. Запропонована пружно-пластична модель матеріалу з урахуванням пошкоджуваності була включена у ПК ANSYS за допомогою програмованих користувачем підпрограм.

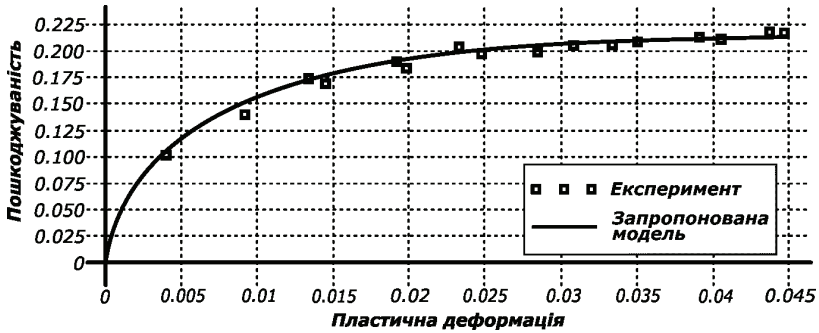


Рисунок 6 – Залежність параметру пошкоджуваності від накопиченої пластичної деформації

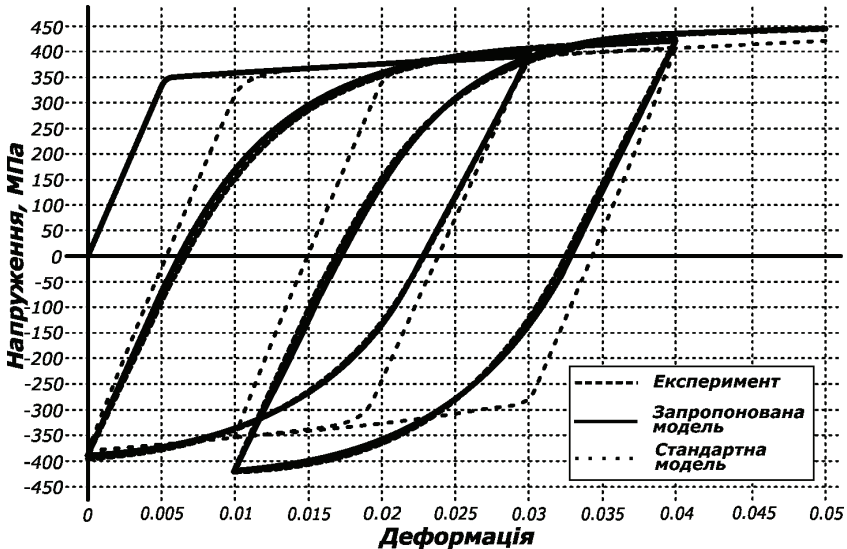


Рисунок 7 – Порівняння між експериментальним отриманим і чисельно змодельованим циклічним розтягуванням-стисканням

На рис. 7 зображено експериментальне та чисельно змодельоване циклічне розтягування-стискання одного зі зразків згідно з програмою наванта-

ження. Чисельне моделювання представлено з урахуванням запропонованої моделі пластичності, а також стандартної моделі нелінійного кінематичного зміцнення без урахування пошкоджуваності. Видно, що запропонована модель нелінійного кінематичного зміцнення значно точніше моделює циклічну поведінку матеріалу під час пружно-пластичного деформування.

Висновки. У статті проаналізована модель пластичності, яка урахує такі феномени як ефект Баушингера та пошкоджуваність матеріалу під час пружно-пластичного деформування. Для кращого узгодження з експериментальними даними запропоновано удосконалення моделі нелінійного кінематичного зміцнення шляхом введення додаткових функцій попередньо накопиченої пластичної деформації. Застосовано модифікований критерій пластичності Мізеса, у який введено функцію зменшення межі текучості під час пластичного деформування і який моделює зміцнення і анізотропне зміння розмірів поверхні пластичності.

Також у статті представлені результати серії тестів на циклічне розтягування-стискання, проведених з метою виявлення ефекту Баушингера та пошкоджуваності матеріалу, а також отримання точних кривих стискання. Для цього були застосовані плоскі зразки з алюмінієвого сплаву Д16, які розтягувалися і стискалися з різними рівнями пластичної деформації. Результати експериментів супроводжувалися чисельним моделюванням циклічного розтягування-стискання за допомогою ПК ANSYS, в який за допомогою програмованих користувачем підпрограм були введені визначальні співвідношення пружно-пластичного деформування матеріалу з урахуванням пошкоджуваності. Чисельні результати показали добрий збіг з експериментальними результатами.

Список літератури: 1. *Farrahi G. H., Hosseinian E., Assempour A.* On the Material Modeling of the Autofretted Pressure Vessel Steels // Journal of Pressure Vessel Technology. – 2009. – Vol. 131. – P. 1121-1129. 2. *Bhatnagar R. M.* Modeling, validation and design of autofretage and compound cylinder // European Journal of Mechanics and Solids. – 2013. – Vol. 39. – P. 17-25. 3. *Perl M., Perry J., Aharon T., Kolka O.* Is There an «Ultimate» Autofretage Process? // Journal of Pressure Vessel Technology. – 2012. – Vol. 134. – P. 63-71. 4. *Parker A. P., Troiano E., Underwood J. H., Mossey, C.* Characterization of steels using a revised kinematic hardening model incorporating Bauschinger effect // Journal of Pressure Vessel Technology. – 2003. – Vol. 125. – P. 277-281. 5. *Aliakbari K., Farhangdoost K.* The Investigation of Modeling Material Behavior in Autofretted Tubes Made from Aluminium Alloys // International Journal of Engineering. – 2014. – Vol. 27. – P. 803-810. 6. *Puskar. A.* A Correlation among Elastic Modulus Defect, Plastic Strain and Fatigue Life of Metals // Material Science Forum. – 1993. – № 119–121. – P. 455–460. 7. *Boger R.K., Wagoner R.H., Barlat F., Lee M.G., Chung K.* Continuous, large strain, tension-compression testing of sheet material // International Journal of Plasticity. – 2005. – Vol. 25. – P. 1–25. 8. *Piao K., Lee J.K., Kim J.H., Kim H.Y., Chung K., Barlat F., Wagoner R.H.* A sheet tension-compression test for elevated temperature // International Journal of Plasticity. – 2012. – № 38. – P. 27–46. 9. *Helling D. E., Miller A. K.* The Incorporation of Yield Surface Distortion into a Unified Constitutive Model, Part 1: Equation Development // Acta Mechanica. – 1987. – Vol. 69. – P. 9-23. 10. *Rokhgireh H., Nayebi A.* A new yield surface distortion model based on Baltov and Sawczuk's model // Acta Mechanica. – 2013. – Vol. 224. – P. 1457-1469. 11. *Baltov A., Sawczuk A.* A rule of anisotropic hardening // Acta Mechanica. – 1965. – Vol. 1. – P. 81-92. 12. *Armstrong P.J., Frederick C.O.* A mathematical representation of the multiaxial Bauschinger effect. –

G.E.G.B. Report RD/B/N 731, Berkeley Nuclear Laboratories, 1966. **13.** *Chaboche J.-L., Rousselier G.* On the plastic and viscoplastic constitutive equations, part I: rules developed with internal variable concept. Part II: application of internal variable concepts to the 316 stainless steel // International Journal of Pressure Vessel Technology. – 1983. – Vol. 105. – P. 153–164. **14.** ASTM-E9-89a Standard Test Methods for Compression Testing of Metallic Materials at Room Temperature. – ASTM, West Conshohocken, PA, USA, 2000. **15.** *Badnava H., Pezeshki S. M., Fallah K.* Determination of combined hardening material parameters under strain controlled cyclic loading by using the genetic algorithm method // Journal of Mechanical Science and Technology. – 2012. – № 26 (10). – P. 3067-3072. **16.** *Franulovic M., Basan R., Krizan B.* Kinematic Hardening Parameters Identification with Respect to Objective Function // International Journal of Mechanical, Aerospace, Industrial and Mechatronics Engineering. – 2014. – Vol. 8, № 4. – P. 677-681. **17.** *Szeliga D., Gawad J., Pietrzyk M.* Parameter Identification of Material Model Based on the Inverse Analysis // International Journal of Applying Mathematics and Computational Science. – 2004. – Vol. 14. – P. 549-556.

Bibliography (transliterated): **1.** Farrahi G. H, Hosseinian E., Assempour A. On the Material Modeling of the Autofrettaged Pressure Vessel Steels. Journal of Pressure Vessel Technology. Vol. 131. 2009. 1121-1129 Print. **2.** Bhatnagar R. M. Modeling, validation and design of autofrettage and compound cylinder. European Journal of Mechanics and Solids. Vol. 39. 2013. 17-25 Print. **3.** Perl M., Perry J., Aharon T., Kolka O. Is There an «Ultimate» Autofrettage Process? Journal of Pressure Vessel Technology. Vol. 134. 2012. 63-71 Print. **4.** Parker A. P., Troiano E., Underwood J. H., Mossey, C. Characterization of steels using a revised kinematic hardening model incorporating Bauschinger effect. Journal of Pressure Vessel Technology. Vol. 125. 2003. 277-281 Print. **5.** Aliakbari K., Farhangdoost K. The Investigation of Modeling Material Behavior in Autofrettaged Tubes Made from Aluminum Alloys. International Journal of Engineering. Vol. 27. 2014. 803-810 Print. **6.** Puskar. A. A Correlation among Elastic Modulus Defect, Plastic Strain and Fatigue Life of Metals. Material Science Forum. 119–121. 1993. 455-460 Print. **7.** Boger R.K., Wagoner R.H., Barlat F., Lee M.G., Chung K. Continuous, large strain, tension-compression testing of sheet material. International Journal of Plasticity. Vol. 25. 2005. 1-25 Print. **8.** Piao K., Lee J.K., Kim J.H., Kim H.Y., Chung K., Barlat F., Wagoner R.H. A sheet tension-compression test for elevated temperature. International Journal of Plasticity. № 38. 2012. 27-46 Print. **9.** Helling D. E., Miller A. K. The Incorporation of Yield Surface Distortion into a Unified Constitutive Model, Part I: Equation Development. Acta Mechanica. Vol. 69. 1987. 9-23 Print. **10.** Rokhgireh H., Nayebi A. A new yield surface distortion model based on Baltov and Sawczuk's model. Acta Mechanica. Vol. 224. 2013. 1457-1469 Print. **11.** Baltov A., Sawczuk A. A rule of anisotropic hardening // Acta Mechanica. Vol. 1. 1965. 81-92 Print. **12.** Armstrong P.J., Frederick C.O. A mathematical representation of the multiaxial Bauschinger effect. G.E.G.B. Report RD/B/N 731, Berkeley Nuclear Laboratories, 1966 Print. **13.** *Chaboche J.-L., Rousselier G.* On the plastic and viscoplastic constitutive equations, part I: rules developed with internal variable concept. Part II: application of internal variable concepts to the 316 stainless steel. International Journal of Pressure Vessel Technology. Vol. 105. 1983. 153-164 Print. **14.** ASTM-E9-89a Standard Test Methods for Compression Testing of Metallic Materials at Room Temperature. ASTM, West Conshohocken, PA, USA, 2000 Print. **15.** *Badnava H., Pezeshki S. M., Fallah K.* Determination of combined hardening material parameters under strain controlled cyclic loading by using the genetic algorithm method. Journal of Mechanical Science and Technology. 26 (10). 2012. 3067-3072 Print. **16.** *Franulovic M., Basan R., Krizan B.* Kinematic Hardening Parameters Identification with Respect to Objective Function./ International Journal of Mechanical, Aerospace, Industrial and Mechatronics Engineering. Vol. 8, № 4. 2014. 677-681 Print. **17.** *Szeliga D., Gawad J., Pietrzyk M.,* Parameter Identification of Material Model Based on the Inverse Analysis. International Journal of Applying Mathematics and Computational Science. Vol 14. 2004. 549-556 Print.

Поступила (received) 10.10.2014

С. Н. ШУКЛИНОВ, д-р техн. наук, доцент, ХНАДУ, Харьков;
М. Ю. ЗАЛОГИН, аспирант, ХНАДУ, Харьков;

ИМИТАЦИОННОЕ ИССЛЕДОВАНИЕ ДИНАМИЧЕСКИХ ПРОЦЕССОВ МЕХАНИЗМА ОПРОКИДЫВАНИЯ КАБИНЫ ГРУЗОВОГО АВТОМОБИЛЯ

Приведена структурная схема имитационной модели гидравлического механизма опрокидывания кабины грузового автомобиля в системе моделирования динамических и событийно управляемых процессов Simulink системы инженерных и научных расчетов Matlab. Имитационная модель содержит блоки с функциональными связями моделирующие рабочие процессы насоса с ручным приводом, движение жидкости в трубопроводе, рабочие процессы в исполнительном гидроцилиндре и движение кабины вокруг оси поворота при ее опрокидывании. Описаны структурные схемы моделей входного сигнала и движения кабины. Представлены результаты моделирования динамических процессов механизма опрокидывания кабины грузового автомобиля. Выполнен анализ зависимостей давления жидкости в рабочей полости ручного насоса и в полости исполнительного гидроцилиндра от угла опрокидывания кабины при гармоническом входном сигнале. Дана оценка влияния угла наклона базы механизма опрокидывания на величину управляющего воздействия.

Ключевые слова: имитационная модель, динамика, грузовой автомобиль, механизм опрокидывания кабины, насос, гидроцилиндр.

Введение. В грузовых автомобилях с бескапотной компоновкой для доступа к двигателю и агрегатам необходимо опрокинуть кабину. Наибольшее распространение для опрокидывания кабины нашли гидравлические механизмы. Процесс опрокидывание кабины совершается за счет мускульного воздействие на приводную рукоятку гидравлического насоса оператором с определенной частотой. При этом кинематические и энергетические параметры гидравлического механизма опрокидывания оказывают влияние на усилие и частоту воздействия оператора на приводную рукоятку.

Анализ последних исследований. В работе [1] рассматривается моделирование рабочих процессов механизма опрокидывания кабины, но при этом достаточно ограничено рассмотрены задачи математического описания опрокидывания кабины. Авторы работы [2] выполнили описание движения кабины с учетом кинематики механизма опрокидывания кабины, при этом основное внимание уделено выбору основных параметров гидроцилиндра. В материалах в [3] содержатся общие рекомендации и характеристики агрегатов гидравлического механизма опрокидывания кабины. Следует отметить, что вопросы динамики опрокидывания кабины изучены недостаточно. В связи с этим необходимо изучить процессы, протекающие при опрокидывании кабины.

© С. Н. Шуклинов, М. Ю. Залогин, 2014

Цель и постановка задачи. Целью данной работы является исследование динамических процессов гидравлического механизма опрокидывания кабины грузового автомобиля. Исследование динамических процессов рационально выполнить в системе моделирования динамических и событийно управляемых процессов Simulink системы инженерных и научных расчетов Matlab.

Имитационная модель гидравлического механизма опрокидывания кабины грузового автомобиля. Имитационная модель гидравлического опрокидывания кабины отражает последовательность передачи энергии от оператора к исполнительному устройству при заданном законе входного сигнала оператора и известных массо-габаритных параметрах кабины.

Имитационная модель разработана в виде структурных блоков механизма опрокидывания кабины с функциональными связями (рис. 1).

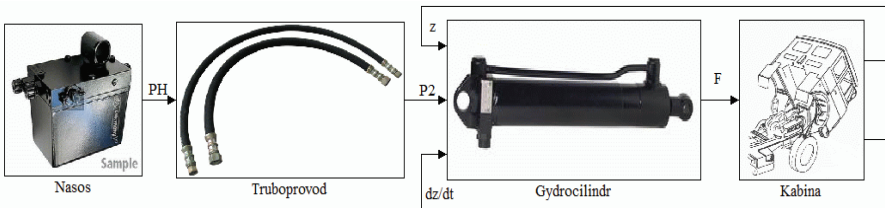


Рисунок 1 – Структурная схема имитационной модели гидравлического механизма опрокидывания кабины

В блоке Nasos моделируется рабочий процесс поршневого насоса и входное воздействие. Изменение усилия на рукоятке насоса носит стохастический характер так как зависит от антропометрических и физиологических параметров оператора. В этой связи входной сигнал насоса, в модели, формируется в виде периодической функции перемещения поршня насоса y в зависимости от частоты воздействия на приводную рукоятку насоса (рис. 2).

При исследовании рабочих процессов механизма опрокидывания кабины принято, что частота воздействия на приводную рукоятку насоса сохраняется постоянной до зоны неустойчивого равновесия кабины. Переход кабины через зону неустойчивого равновесия определяется блоком Relational Operator 1 (рис. 2). В случае превышения текущего угла опрокидывания β значения $90,5$ градуса, движение кабины происходит без воздействия на приводную рукоятку насоса.

Рабочий процесс поршневого насоса отражает блок моделирования изменения давления жидкости представленный в виде функции баланса подачи и расхода жидкости в рабочей полости с учетом ее объема и модуля упругости.

В блоке Truboprovod (рис. 1) моделируется движение жидкости на основе решения уравнения баланса давлений по известной методике [4]. Решением данного блока является давление P_2 в конце трубопровода.

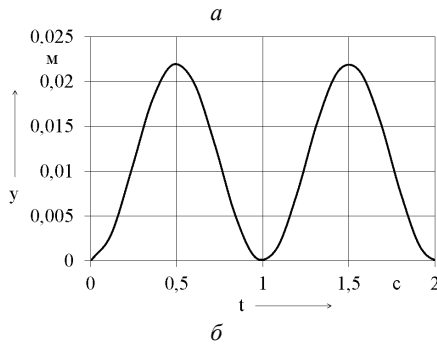
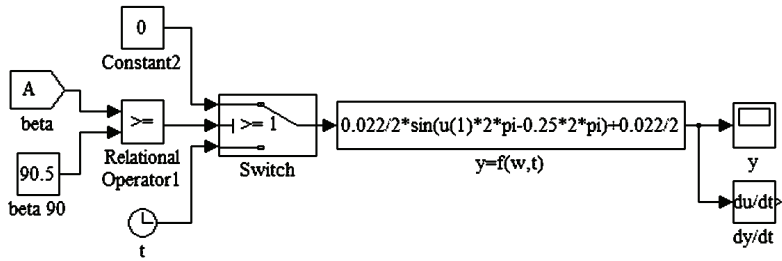


Рисунок 2 – Структурная схема имитационной модели перемещения поршня насоса (а) и вид моделируемого входного сигнала (б). $y = f(\omega, t)$ – модель зависимости перемещения поршня насоса; $y, dy/dt$ – перемещение и скорость поршня насоса

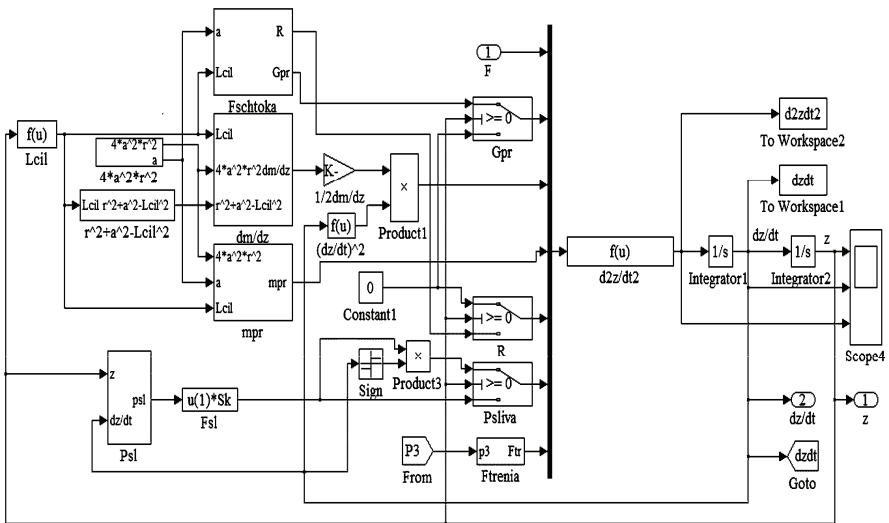


Рисунок 3 – Структура блока Kabina (см. рис. 1) – блок моделирования движения штока гидроцилиндра при действии приведенной нагрузки

В блоке Kabina (рис. 3) моделируется движение кабины вокруг оси поворота с использованием уравнения Лагранжа второго рода, которое позволяет учитывать массу движущихся элементов, приведенную к штоку гидроцилиндра. Решением уравнения движения штока (блок $d2z/dt2$ рис. 3) является его ускорение. На выходе интегрирующих блоков Integrator1 и Integrator2 формируется скорость dz/dt и перемещение штока z . Компоненты уравнения движения штока определяются в отдельных блоках. В блоке mpg вычисляется масса, приведенная к штоку гидроцилиндра, а в блоке dm/dz определяется ее частная производная по скорости движения штока гидроцилиндра. Активное усилие F , действующее на шток со стороны поршня гидроцилиндра пропорционально давлению в его полости. Приведенная к штоку гидроцилиндра нагрузка Gpg и реакция опоры кабины R рассчитываются в блоке $Fshtoka$. Реакция опоры кабины R формируется для ее уравновешивания в исходном положении. В момент соответствующий началу движения кабины реакция опоры R принимает значение 0. Для упрощения построения имитационной модели некоторые функциональные связи выполняются блоками организации обмена данными From и Goto.

Результаты исследований. Моделирование динамических процессов механизма опрокидывания кабины выполнялось для случая движения кабины до зоны неустойчивого равновесия при частоте воздействия на приводную рукоятку равной 1 Гц, и последующего движения кабины, до ограничителя, под действием силы тяжести.

В модели приняты следующие начальные данные и параметры:

- диаметр поршня насоса равен 0,014 м, а максимальный ход поршня 0,022 м, диаметр обратного клапана насоса – 0,002 м, объем камеры сжатия насоса – $1,23 \cdot 10^{-6} \text{ м}^3$, объем бака насоса – $0,0005 \text{ м}^3$;
- длина нагнетательного трубопровода 2 м, диаметр 0,006 м, толщина стенки 0,002 м, модуль упругости материала трубопровода – $12,3 \cdot 10^{10} \text{ Па}$;
- диаметр поршня гидроцилиндра 0,04 м, штока – 0,02 м, максимальный ход поршня 0,25 м, начальный объем поршневой полости – $8,3 \cdot 10^{-6} \text{ м}^3$;
- в рабочей жидкости содержится 5% нерастворенного воздуха (модуль упругости чистой жидкости $14 \cdot 10^8 \text{ Па}$ [5]);
- масса кабины 525 кг, радиус расположения центра масс от точки поворота кабины – 0,82 м;
- база механизма опрокидывания (расстояние между точкой поворота кабины и точкой крепления гидроцилиндра к раме автомобиля) – 0,507 м, угол наклона базы относительно горизонта – 35° , расстояние от точки крепления штока гидроцилиндра к кабине до точки поворота кабины – 0,19 м;
- длина гидроцилиндра в начальном положении – 0,4 м.
- рабочая жидкость – масло МГЕ-10 ОСТ 38.01281-82, удельная плотность – 860 кг/м^3 , кинематическая вязкость – $10^{-5} \text{ м}^2/\text{с}$.

Для текущего анализа динамических процессов в модели используются блоки Score (см. рис. 3). Для анализа и оценки динамических зависимостей в

функции от параметров механизма опрокидывания результаты моделирования, с помощью блоков To Workspace, сохраняются в виде файлов формата Excel [6].

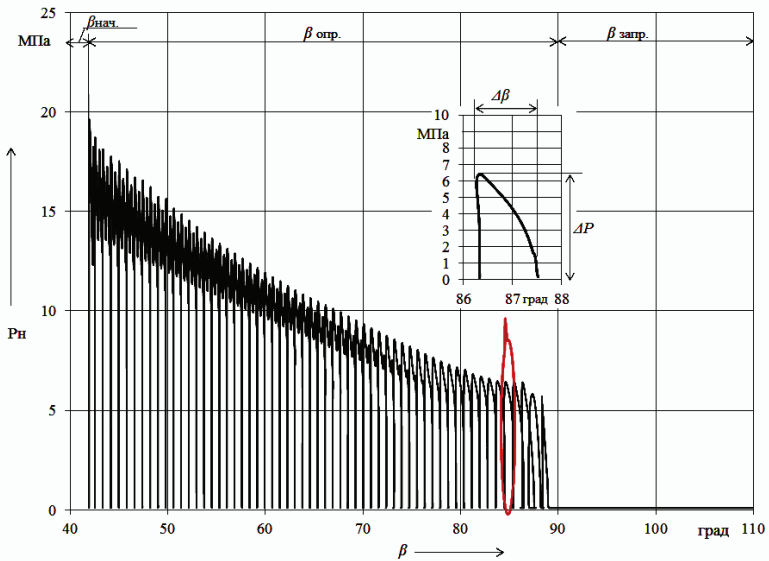
Результаты моделирования рабочего процесса гидравлического механизма опрокидывания кабины отражают зависимость давления в рабочей полости насоса (рис. 4, *a*) и полостях гидроцилиндра (рис. 4, *б*) от угла опрокидывания кабины вокруг точки ее поворота. Изменение давления жидкости в полостях соответствует периоду гармонического входного воздействия – перемещения поршня насоса. В начале рабочего хода поршня насоса давление жидкости резко возрастает, что вызывает соответствующий рост давления и в поршневой полости гидроцилиндра. Вследствие начала движения кабины, давление в полости насоса и гидроцилиндра снижаются. При этом в гидроцилиндре и насосе уровень снижения давления определяется изменением нагрузки. Следует отметить, что при обратном ходе поршня насоса давление в его рабочей полости снижается до давления впуска в нее нового объема рабочей жидкости, а в поршневой полости гидроцилиндра сохраняется на прежнем уровне вследствие срабатывания гидрозамка.

На выносках рис. 4 показано изменение давления жидкости ΔP в соответствующих полостях за один рабочий ход поршня насоса, от угла опрокидывания кабины $\Delta\beta$. В режиме запрокидывания кабины, в штоковой полости гидроцилиндра создается давление жидкости, ограничивающее скорость движения кабины. В данном случае используется гидравлический дроссель с переменной площадью проходного сечения, которую характеризует зависимость $f_{др} = 0,25 \cdot \pi d_{др}^2 \cdot (1 - \dot{z}/\dot{z}_{кр})$. При этом $\dot{z}_{кр}$ – максимальная скорость движения штока гидроцилиндра, которая определяется допустимой скоростью движения наиболее удаленной точки кабины [7].

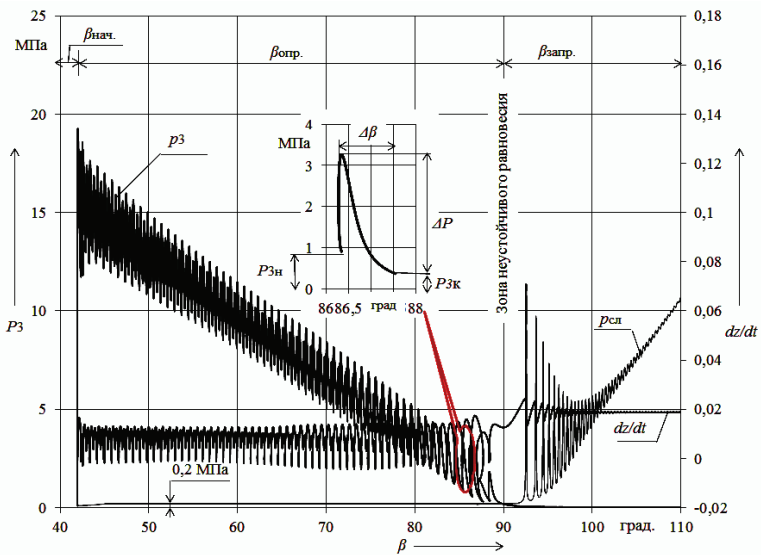
Для анализа энергетических параметров механизма опрокидывания кабины был построен график зависимости функции $z = f(p_3)$ (рис. 5). Из графика видно, что при изменении угла наклона γ базы *a* механизма опрокидывания кабины к горизонту, изменяется характер нагрузки.

Следует отметить, что площадь под кривой зависимости $z = f(p_3)$ пропорциональна работе совершаемой гидроцилиндром при опрокидывании кабины. Так как массово-габаритные параметры кабины не изменяются, поэтому и работа совершаемая гидроцилиндром при различных углах наклона γ базы *a* механизма опрокидывания остается постоянной. В случае установки базы горизонтально (положение цилиндра 1 на рис. 5) для начала движения кабины необходимо создать давление до 40 МПа. При этом рабочий ход штока гидроцилиндра до зоны неустойчивого равновесия кабины составляет 0,14 м. В случае установки гидроцилиндра вертикально (положение 2 на рис. 5) угол наклона базы *a* составляет 62°. При этом давление для начала движения кабины снижается до 20 МПа, а ход штока увеличивается до 0,162 м. При выборе угла наклона γ базы *a* внутри диапазона углов 30-62° давление жидкости, соответствующее началу движения кабины, определяется диапазоном

18-20 МПа, а ход штока гидроцилиндра до зоны неустойчивого равновесия составляет 0,17-0,185 м.



а



б

Рисунок 4 – Зависимость давления в рабочей полости: насоса (а) и гидроцилиндра (б) от угла опрокидывания кабины

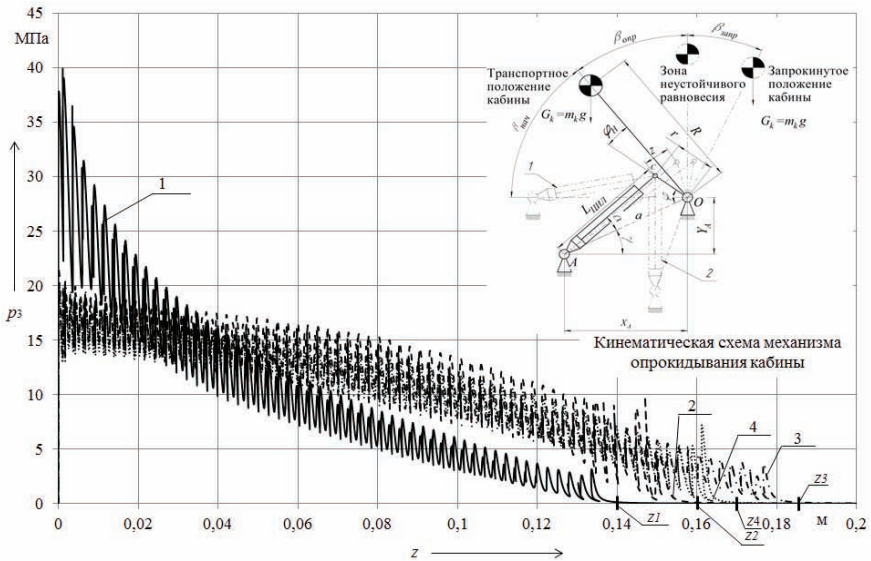


Рисунок 5 – Зависимость функции $z = f(p_3)$ при различных углах γ базы механизма:
 1 – при 0° ; 2 – при 62° ; 3 – при 35° ; 4 – при 52° .

Перспективы дальнейших исследований. Разработанную модель гидравлического механизма опрокидывания кабины грузового автомобиля предполагается дополнить структурными блоками имитирующими рабочий процесс гидроцепи с аккумулятором энергии опускающейся кабины. Это позволит выявить факторы определяющие количество рекуперированной энергии.

Выводы. Разработанная имитационная модель позволяет исследовать динамические процессы механизма опрокидывания кабины грузового автомобиля. Предметом анализа могут быть кинематические параметры конструкции механизма опрокидывания кабины и параметры гидроцилиндра, а также параметры гидравлического привода.

Список литературы: 1. Шуклинов С. Н. Математическое моделирование рабочих процессов механизма подъема кабины грузового автомобиля / С. Н. Шуклинов, М. Ю. Залогин, П. Р. Бартош // Праці одеського національного університету. – 2014. – № 2 (44). – С. 39-44. 2. Dhruvil K. Design of hydraulic for cab tilting system / K. Dhruvil, B. Saurabh // International conference on advanced in mechanical engineering (ICARME-2012). – 2012. – P. 51-55. 3. Cab tilt hydraulic system. Operation manual and service instructions [Электронный ресурс] / Power Packer – Режим доступа: www.powerpackerus.com. 4. Lamb, H. Hydrodynamics / H. Lamb. – 2nd ed. – Miami: HardPress Publishing, 2012. – 622 p. 5. Cho, B.-H. Estimation Technique of Air Content in Automatic Transmission Fluid by Measuring Effective Bulk Modulus / B.-H. Cho, H.-W. Lee, J.-S. Oh // International Journal of Automotive Technology. – 2002. – Vol. 3, Iss. 2. – P. 57-61. 6. Дьяконов В. П. Simulink 5/6/7. Самоучитель / В. П. Дьяконов. – М.: ДМК-Пресс, 2008. – 784 с. 7. ГОСТ Р 53807-2010. Автомобильные транспортные средства. Гидроцилиндры и насосы гидравлических механизмов опрокидывания кабин. Технические требования и методы испытаний. – М.: Национальный стандарт Российской Федерации, 2010.

Bibliography (transliterated): 1. Shuklinov S. N. Matematicheskoe modelirovanie rabochih protsesov mehanizma pod'ema kabinyi gruzovogo avtomobilya. S.N.Shuklinov, M.Yu.Zalogin, P.R.Bartoshko Pratsi odeskogo natsionalnogo universitetu. 2014. № 2 (44). 39-44. Print. 2. Dhruvil K. Design of hydraulic for cab tilting system / K. Dhruvil, B. Saurabh // International conference on advanced in mechanical engineering (ICARME-2012). 2012. 51-55. Print. 3. Cab tilt hydraulic system. Operation manual and service instructions [Elektronnyi resurs] / Pauer Packer – Rezhim dostupa: www.powerpacker.us.com. 4. Lamb, H. Hydrodynamics / H. Lamb. 2nd ed. Miami: HardPress Publishing, 2012. 622 p. Print. 5. Cho, B.-H. Estimation Technique of Air Content in Automatic Transmission Fluid by Measuring Effective Bulk Modulus. B.-H. Cho, H.-W. Lee, J.-S. Oh. International Journal of Automotive Technology. 2002. Vol. 3, Iss. 2. 57-61. Print. 6. Dyakonov V. P. Simulink 5/6/7. Samouchitel. V. P. Dyakonov. M.: DMK-Press, 2008. 784 p. Print. 7. GOST R 53807-2010. Avtomobilnyie transportnyie sredstva. Gidrotsilindryi i nasosyi gidravlicheskih mehanizmov oprokidyivaniya kabin. Tehnicheskie trebovaniya i metodyi ispyitaniy. Moskva: Natsionalnyiy standart Rossiyskoy Federatsii, 2010. Print.

Надійшла (received) 06.10.2014

УДК 539.3

А. Н. ШУПИКОВ, д-р техн. наук, зав. отделом, ИПМаш НАН Украины;
Е. В. СВЕТ, канд. техн. наук, старш. науч. сотр., ИПМаш НАН Украины

НЕСТАЦИОНАРНАЯ ЗАДАЧА ТЕПЛОПРОВОДНОСТИ В ТРЕХМЕРНОЙ ПОСТАНОВКЕ ДЛЯ МНОГОСЛОЙНЫХ ЦИЛИНДРИЧЕСКИХ ОБОЛОЧЕК СЛОЖНОЙ ФОРМЫ: ТЕОРИЯ И ЭКСПЕРИМЕНТ

На основе метода погружения, получено решение задачи нестационарной теплопроводности в трехмерной постановке для многослойных цилиндрических оболочек сложной формы в плане при нагревании пленочным межслойным источником тепла. Проведено сравнение с результатами, полученными в ходе проведения термографического исследования многослойной цилиндрической оболочки, которое подтверждает достоверность результатов, полученных на основе предлагаемого подхода. Сравнение приведено для различных моментов времени.

Ключевые слова: теплопроводность, многослойная оболочка, сложная форма, источник тепла, термографическое исследование.

Введение. Анализ литературных источников показывает, что достаточно полно изучены вопросы теплопроводности многослойных пластин и оболочек, имеющих каноническую форму в плане, на наружных поверхностях которых осуществляется конвективный теплообмен [1, 2]. Для оболочек неканонической формы, в основном, применяются МКЭ и R-функции [3, 4]. Как правило, внутренние источники тепла, в рассматриваемых объектах, от-

© А.Н. Шупиков, Е.В. Свет, 2014

существуют.

Поэтому развитие методов расчета нестационарных полей температуры в многослойных оболочках, имеющих сложную форму в плане, при конвективном теплообмене на наружных поверхностях и наличии распределенных пленочных межслойных источников тепла представляет собой актуальную задачу.

В публикации [5] подобная задача решена на основе двумерной теории, а в [6, 7] – на основе трехмерной теории, для многослойных пластин. В данной работе предлагается подход, основанный на трехмерной теории, для многослойных оболочек.

Постановка задачи. Рассматривается многослойная цилиндрическая оболочка, собранная из I слоев постоянной толщины h_i , отнесенная к декартовой системе координат, которая связана с наружной поверхностью первого слоя (рис. 1).

На координатной плоскости оболочка занимает область Ω , ограниченную контуром $L: x_L = x(s), y_L = y(s)$. На внешних S_0, S_I и боковой $\left(S_L = \sum_{i=1}^I S_L^i \right)$ поверхностях оболочки происходит конвективный теплообмен.

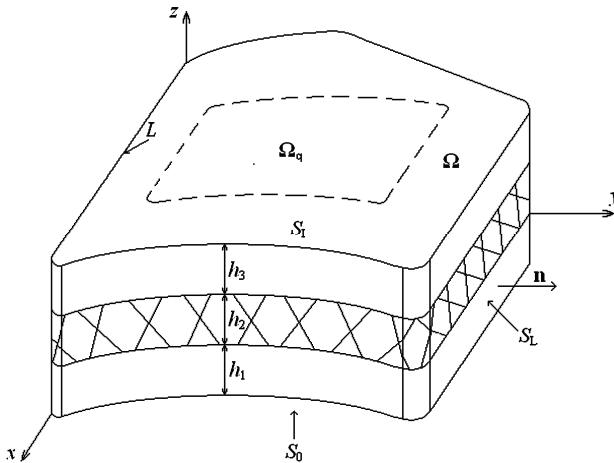


Рисунок 1 – Многослойная оболочка

Распределение температуры в слоях оболочки определяется:

– уравнением

$$-\frac{\rho_i c_i}{k_i} \dot{T}^i + \Delta_R T^i = -\frac{Q^i}{k_i}; \quad \Delta_R = \frac{\partial^2}{\partial x^2} + \frac{1}{R_z^2} \frac{\partial^2}{\partial y^2} + \frac{1}{RR_z} \frac{\partial}{\partial z} + \frac{\partial^2}{\partial z^2}; \quad R_z = 1 + \frac{z}{R};$$

$$(x, y) \in \Omega; \quad \delta_{i-1} \leq z \leq \delta_i; \quad i = \overline{1, I}, \quad (1)$$

где i – номер слоя, $\delta_i = \sum_{j=1}^i h_j$, h_j – толщина j -го слоя, T^i – температура i -го

слоя, Q^i – внутренний источник тепла i -го слоя, ρ_i – плотность материала i -го слоя, c_i – теплоемкость материала i -го слоя, k_i – коэффициент теплопроводности материала i -го слоя, R – радиус кривизны поверхности Ω ;

– граничными условиями на боковой поверхности

$$\frac{\partial T^i}{\partial \mathbf{n}} + \frac{H_L^i}{k_i}(T^i - T_L^i) = 0, \quad (x, y, z) \in S_L^i, \quad (2)$$

где T_L^i – температура на боковой поверхности i -го слоя, H_L^i – коэффициент конвективного теплообмена на боковой поверхности i -го слоя;

– условиями конвективного теплообмена на верхней и нижней поверхностях оболочки

$$-\frac{\partial T^1}{\partial z} + \frac{H_1}{k_1}(T^1 - T_\infty^1) = 0; \quad z = 0; \quad \frac{\partial T^I}{\partial z} + \frac{H_I}{k_I}(T^I - T_\infty^I) = 0, \quad z = \delta_I, \quad (3)$$

где T_∞^1 и T_∞^I – температура среды на границе с первым и I -м слоем, H_1 и H_I – коэффициенты конвективного теплообмена на наружной и внутренней поверхности пакета соответственно.

– начальными условиями

$$T^i = T_0^i; \quad t = 0.$$

Условия равенства потоков тепла и температур на границах контакта соседних слоев, с учетом возможных тепловых воздействий на поверхностях слоев, запишем как

$$k_i \frac{\partial T^i}{\partial z} + k_{i+1} \frac{\partial T^{i+1}}{\partial z} - q_i = 0; \quad T^i = T^{i+1}, \quad z = \delta_i, \quad (4)$$

где

$$q_i = \begin{cases} q_i^0, & x_1 \leq x \leq x_2, \quad y_1 \leq y \leq y_2, \\ 0, & 0 \leq x < x_1, \quad x_2 < x \leq A, \quad 0 \leq y < y_1, \quad y_2 < y \leq B; \end{cases}$$

q_i^0 – тепловой поток, возникающий от действия пленочного источника тепла, расположенного на границе контакта соседних слоев.

Производные искомой функции по поперечной координате z , входящие в уравнения (1), а также условия (3) и (4), заменим их конечно-разностным представлением. Для этого используются симметричные разности [8]

$$\frac{\partial T_r^i}{\partial z} = \frac{T_{r+1}^i - T_{r-1}^i}{2\Delta_{h_i}}, \quad \frac{\partial^2 T_r^i}{\partial z^2} = \frac{T_{r+1}^i - 2T_r^i + T_{r-1}^i}{\Delta_{h_i}^2},$$

где $\Delta_{h_i} = \frac{h_i}{r_i}$ – шаг сетки, $r_i + 1$ – количество узлов в i -том слое, T_r^i – значение искомой функции в r -м узле i -го слоя.

В результате система уравнений (1) принимает вид

$$\begin{aligned}
 & -\Delta_{h_i}^2 \frac{\rho_i c_i}{k_i} \dot{T}_r^i + \left(1 - \frac{\Delta_{h_i}}{2RR_r^i}\right) T_{r-1}^i - \left(2 + \Delta_{h_i}^2 \left(\frac{\partial^2}{\partial x^2} + \frac{1}{(R_r^i)^2} \frac{\partial^2}{\partial y^2}\right)\right) T_r^i + \\
 & + \left(1 + \frac{\Delta_{h_i}}{2RR_r^i}\right) T_{r+1}^i = -\frac{\Delta_{h_i}^2}{k_i} Q_r^i; \quad R_r^i = 1 + \frac{\delta_{i-1} + r\Delta_{h_i}}{R}.
 \end{aligned} \quad (5)$$

Условия конвективного теплообмена на верхней и нижней поверхностях оболочки (3) и условия на границе контакта соседних слоев (4) выглядят так:

$$\begin{aligned}
 & -\left(\frac{T_1^i - T_{-1}^i}{2\Delta_{h_i}}\right) + \frac{H_1}{k_1} (T_0^i - T_\infty^i) = 0, \quad z = 0; \\
 & \left(\frac{T_{r_I+1}^i - T_{r_I-1}^i}{2\Delta_{h_i}}\right) + \frac{H_I}{k_I} (T_{r_I}^i - T_\infty^i) = 0, \quad z = \delta_i;
 \end{aligned} \quad (6)$$

$$k_i \left(\frac{T_{r+1}^i - T_{r-1}^i}{2\Delta_{h_i}}\right) + k_{i+1} \left(\frac{T_1^{i+1} - T_{-1}^{i+1}}{2\Delta_{h_{i+1}}}\right) - q_i = 0, \quad T^i = T^{i+1}, \quad z = \delta_i, \quad (7)$$

Условия (6) и (7) позволяют исключить из системы (5) значения искоемых функций в узловых точках с номерами: $r = -1$ и $r = r_i + 1$ в i -м слое ($i = \overline{1, I}$), а также с номерами $r = 0$ (во всех слоях, кроме 1-го).

Получаем систему уравнений вида

$$[G]\dot{\mathbf{T}} = -[A]\mathbf{T} + \mathbf{B} + [C]\mathbf{Q}. \quad (8)$$

Для решения системы (8) применяется подход, аналогичный методу погружения [9]. Исходная многослойная оболочка произвольной формы в плане погружается во вспомогательную охватывающую многослойную оболочку с той же композицией слоев. Форма в плане охватывающей оболочки выбирается таким образом, чтобы возможно было получить простое аналитическое решение. В настоящей работе роль охватывающей оболочки выполняет прямоугольная в плане цилиндрическая оболочка с нулевыми условиями на контуре (рис. 2).

Система (8) интегрируется на отрезке времени $[0, t^*]$. Этот отрезок разбивается на P равных участков длиной Δt , так что $t^* = P\Delta t$. При такой дискретизации по времени, применяя метод разложения решения в ряд Тейлора [9], вид решения системы (8) на каждом шаге по времени можно представить в форме рекуррентных соотношений

$$\mathbf{T}^{p+1} = [\tilde{A}]\mathbf{T}^p + [\tilde{B}](\mathbf{B} + [C]\mathbf{Q}^{p+1}), \quad (9)$$

где p – текущий номер временного участка;

Условия конвективного теплообмена на верхней и нижней поверхностях вспомогательной оболочки совпадают с условиями теплообмена на поверхностях исходной оболочки.

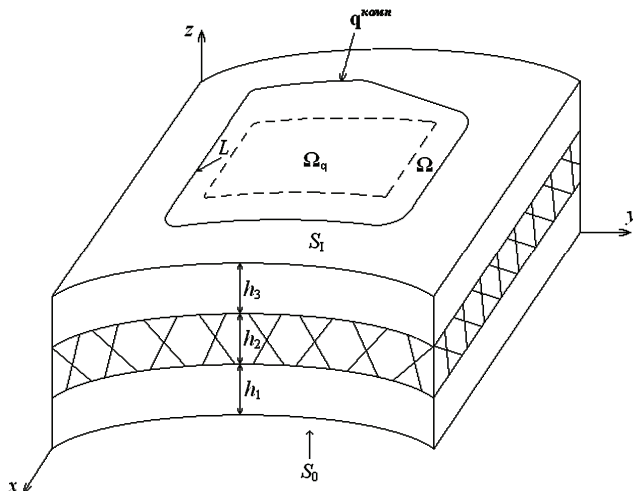


Рисунок 2 – Вспомогательная оболочка

Чтобы обеспечить выполнение реальных граничных условий на контуре, к вспомогательной оболочке в каждой узловой точке по толщине, вдоль следа границы L , прилагаются дополнительные компенсирующие источники $q_{ir}^{комп\ p+1}(x, y)$, $(x, y) \in L$, которые входят в систему уравнений теплопроводности (9) в виде

$$q_r^{i\ p+1}(x, y) = \oint_L q_{ir}^{комп\ p+1}(x_L, y_L) \delta(x - x_L, y - y_L) dL, \quad r = 0, 1, 2,$$

где $\delta(x - x_L, y - y_L)$ – двумерная δ -функция Дирака.

Удовлетворение граничным условиям на следе контура L приводит к системе интегральных уравнений для определения распределений компенсирующих источников

$$\mathbf{B}^L \mathbf{T}[q^{комп\ p+1}(x, y)] = 0, \quad x, y \in L. \quad (10)$$

Далее $T_r^{i\ p+1}(x, y)$ и $q_r^{i\ p+1}(x, y)$ разлагаются в тригонометрические ряды по функциям, удовлетворяющим граничным условиям на границе охватывающей, прямоугольной в плане, оболочки,

$$T_r^{i\ p+1}(x, y) = \sum_{m=1}^M \sum_{n=1}^N T_{mnr}^{i\ p+1} \sin \frac{m\pi x}{A} \sin \frac{n\pi y}{B};$$

$$q_r^{i\ p+1}(x, y) = \sum_{m=1}^M \sum_{n=1}^N q_{mnr}^{i\ p+1} \sin \frac{m\pi x}{A} \sin \frac{n\pi y}{B},$$

где A и B – длины сторон разворота охватывающей оболочки.

Кроме того, функции $T_r^{i\ p+1}$ и $q_r^{i\ p+1}$, входящие в граничные условия исходной оболочки, разлагаются в ряд вдоль следа контура L [10-12]

$$T_r^{i,p+1}(s) = \sum_{\mu=0}^{\mu^*} \sum_{\alpha=1,2} T_{\alpha\mu r}^{i,p+1} d_{\alpha\mu}(s); \quad q_r^{i,p+1}(s) = \sum_{\mu=0}^{\mu^*} \sum_{\alpha=1,2} q_{\alpha\mu r}^{i,p+1} d_{\alpha\mu}(s),$$

где

$$d_{1\mu} = \sin[\mu\gamma(s)], \quad d_{2\mu} = \cos[\mu\gamma(s)]; \quad \gamma(s) = \frac{2\pi \int_0^s d\tilde{s}}{\int_0^{s^*} d\tilde{s}}, \quad 0 \leq \gamma(s) \leq 2\pi.$$

В результате преобразований система интегральных уравнений (10) сводится на каждом шаге по времени к системе линейных алгебраических уравнений относительно коэффициентов разложения в ряд функций компенсирующих источников $q_{\alpha\mu r}^{i,p+1}$.

Результаты исследований. Проведено сравнение результатов расчета на основе предлагаемого подхода с результатами, полученными в ходе проведения термографического исследования многослойной цилиндрической оболочки.

Исследование проводилось при помощи тепловизора Fluke Ti-40. Показания тепловизора фиксировались с интервалом в 30 с на протяжении 300 с. Измерения начинались в момент включения источника тепла.

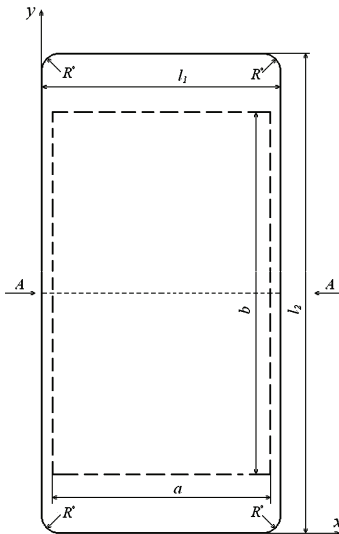


Рисунок 3 – Расчетная схема цилиндрической оболочки

На рис. 3 приведена расчетная схема. Исследуемый объект имел следующие геометрические и теплофизические характеристики: количество слоев $I = 5$; толщины слоев $h_1 = 0,020$ м; $h_2 = 0,002$ м; $h_3 = 0,015$ м; $h_4 = 0,003$ м;

$h_5 = 0,005$ м; размеры, показанные на рис. 3, $l_1 = 0,33$ м; $l_2 = 0,66$ м; $R^c = 0,025$ м; радиус кривизны оболочки $R = 1,334$ м (дуга в направлении оси y); коэффициенты теплопроводности материала слоев $k_i = 1,60$ Вт/(м·К) ($i = 1, 3, 5$); $k_i = 0,17$ Вт/(м·К) ($i = 2, 4$); коэффициенты конвективного теплообмена $H_1 = 8,7$ Вт/(м²·К); $H_l = 30$ Вт/(м²·К); температуры внешней среды $T_\infty^1 = 302$ К; $T_\infty^l = 302$ К, начальная температура слоев оболочки $T_0^i = 302$ К ($i = 1, 2, 3, 4, 5$).

Мощность пленочного источника тепла, расположенного между четвертым и пятым слоями: $q_1 = 1340$ Вт/м², а его размеры (см. рис. 3) – $a = 0,3$ м, $b = 0,5$ м.

Контур объекта теплоизолирован.

На рис. 4, показаны распределения температур на внешней поверхности последнего слоя оболочки в разные моменты времени в сечении $A - A$, обозначенном на расчетной схеме пунктирной линией.

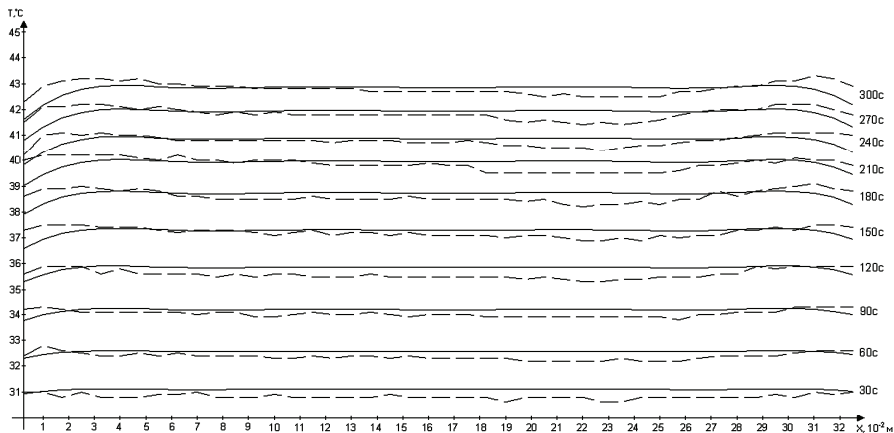


Рисунок 4 – Распределение температуры на внешней поверхности пятого слоя оболочки в разные моменты времени, сечение $A-A$

Выводы. Разработан метод решения задач нестационарной теплопроводности в трехмерной постановке для многослойных цилиндрических оболочек, позволяющий описать тепловое состояние оболочек неканонической формы в плане.

Сравнение с результатами исследования подтверждает достоверность результатов, полученных на основе предлагаемого подхода.

Предложенный подход может быть применен при проектировании многослойного остекления летательных аппаратов и других транспортных средств.

Список литературы: 1. Kantor B.Ya. Analysis of non-stationary temperature fields in laminated strips and plates / B.Ya. Kantor, N.V. Smetankina, A.N. Shupikov // Int. J. Solids and Structures. – 2001.

– Vol. 38. – P. 8673-8684. **2.** Болотин В.В. Механика многослойных конструкций. / Ю.Н. Новичков, В.В. Болотин – М.: Машиностроение, 1980. – 375 с. **3.** Сахаров А.С. Метод конечных элементов в механике твердых тел / Под общ. ред. А.С. Сахарова и И. Альтенбаха. – К.: Вища школа. Головное изд-во, 1982. – 480 с. **4.** Рвачев В.Л. Расчет температурного поля кусочно-однородных тел сложной формы / В.Л. Рвачев, А.П. Слесаренко, М.М. Литвин // Теплофизика и теплотехника. – 1977. – Вып. 32. – С. 18-22. **5.** Smetankina N.V. Nonstationary heat conduction in complex-shape laminated plates / N.V. Smetankina, A.N. Shupikov, Ye.V. Svet // Trans. ASME. J. of Heat Transfer. – March, 2007. – Vol. 129. – P. 335-341. **6.** Свет Е.В. Стационарная задача теплопроводности в трехмерной постановке для многослойных пластин сложной формы / Е.В. Свет // Вопросы проектирования и производства конструкций летательных аппаратов: сб. науч. тр. Нац. аэрокосм. ун-та им. Н.Е. Жуковского «ХАИ». – Вып. 3 (75). – X., 2013. – С. 77 – 85. **7.** Свет Е.В. Нестационарная задача теплопроводности в трехмерной постановке для многослойных пластин сложной формы / Е.В. Свет // Вісник Національного технічного університету «ХПІ». Збірник наукових праць. Серія: Динаміка і міцність машин. – X.: НТУ «ХПІ». – 2013. – № 63 (1036). – С. 122-131. **8.** Бахвалов Н.С. Численные методы / Н.С. Бахвалов – М.: Наука, 1975. – 632 с. **9.** Шушиков А.Н. Нестационарные колебания многослойных пластин и оболочек и их оптимизация. Научное издание / А.Н. Шушиков, Я.П. Бузько, Н.В. Сметанкина, С.В. Угрюмов. – X.: Изд. ХНЭУ, 2004. – 252 с. **10.** Zielinski A.P. On curvilinear distribution expressed by double Fourier series / A.P. Zielinski // J. Appl. Math. and Phys. – 1980. – Vol. 31. – P. 717-729. **11.** Zielinski A.P. Metoda trygonometrycznych szeregów określonych na konturze w zastosowaniu do płyt o brzegu swobodnym i swobodnie podpartym / A.P. Zielinski // Rozpr. inż. – 1982. – Vol. 30, № 2. – P. 151-165. **12.** Zielinski A.P. A contour series method applied to shells / A.P. Zielinski // Thin-Walled Struct. – 1985. – № 3. – P. 217-229.

Bibliography (transliterated): 1. Kantor B.Ya., N.V Smetankina and A.N. Shupikov "Analysis of non-stationary temperature fields in laminated strips and plates." Int. J. Solids and Structures. Vol. 38. 2001. 8673-8684. Print. **2.** Bolotin V.V., Ju.N. Novichkov *Mehanika mnogoslajnykh konstrukcij*. Moscow. Mashinostroenie. 1980. Print. **3.** Saharov A.S., I. Al'tenbah *Metod konechnykh jelementov v mehanike tverdyh tel*. Kiev: Vishha shkola. Golovnoe izd-vo. 1982. Print. **4.** Rvachev V.L. A.P., Slesarenko and M.M. Litvin "Raschet temperaturnogo polja kusoczno-odnorodnyh tel slozhnoj formy." *Teplofizika i teplotehnika*. № 32. 1977. 18–22. Print. **5.** Smetankina N.V., Shupikov A.N., Svet Ye.V. "Nonstationary heat conduction in complex-shape laminated plates." *Trans. ASME. J. of Heat Transfer*. Vol. 129. 2007. 335–341. Print. **6.** Svet Ye.V. "Stacionarnaja zadacha teploprovodnosti v trehmernoj postanovke dlja mnogoslajnyh plastin slozhnoj formy." *Voprosy proektirovanija i proizvodstva konstrukcij letatel'nyh apparatov: sb. nauch. tr. Nac. ajerokosm. un-ta im. N.E. Zhukovskogo «HAИ»*. №3.75. Kharkov. 2013. 77 – 85. Print. **7.** Svet Ye.V. "Nestacionarnaja zadacha teploprovodnosti v trehmernoj postanovke dlja mnogoslajnyh plastin slozhnoj formy." *Visnyk Natsional'noho tekhnichnoho universytetu «KhPI». Zbirnyk naukovykh prats'. Ser.: Dynamika i mitsnist' mashyn*. № 63 (1036). 2013. 122-131. Print. **8.** Bahvalov N.S. *Chislennye metody*. Moscow: Nauka. 1975. Print. **9.** Shupikov A.N., Ja.P. Buz'ko, N.V. Smetankina and S.V. Ugrimov *Nestacionarnye kolebanija mnogoslajnyh plastin i oboloczek i ih optimizacija*. Nauchnoe izdanie. Kharkov: Izd. HNJeU. 2004. Print. **10.** Zielinski A.P. "On curvilinear distribution expressed by double Fourier series." *J. Appl. Math. and Phys*. Vol. 31. 1980. 717–729. Print. **11.** Zielinski A.P. "Metoda trygonometrycznych szeregów określonych na konturze w zastosowaniu do płyt o brzegu swobodnym i swobodnie podpartym." *Rozpr. inż*. Vol. 30 № 2. 1982. 151–165. Print. **12.** Zielinski A.P. "A contour series method applied to shells." *Thin-Walled Struct*. № 3. 1985. 217–229. Print.

Поступила (received) 24.09.2014

S. DARYA ZADEH, Ph.D. student, NTU «KhPI»;
G. I. LVOV, Ph.D., Professor, NTU «KhPI»;
SEYED RAHIM KIAHOSSEINI, Department of Engineering, Damghan
Branch, Islamic Azad University, Damghan, Iran

A NEW NUMERICAL METHOD FOR DETERMINATION OF EFFECTIVE ELASTIC CONSTANTS IN A COMPOSITE WITH CROSS-PLY FIBERS

In this paper a composite material with similar cross-ply fibers is considered. Assuming orthotropic structure, theory of elasticity is used for investigating the stress concentration. The effective characteristics of this composite are studied numerically by using ANSYS software. In this research a volume element of fibers in square array in the coordinate x, y, z and the generalized stress state is considered. In order to investigate the numerical finite element modeling, the modeling of a quarter unit cell is considered. For determining the elasticity coefficients, stress analysis is performed for considered volume with noting to boundary conditions. Effective elasticity and mechanical properties of composite which polymer epoxy is considered as its matrix, are determined theoretically and also by the proposed method in this paper with finite element method. Numerical experiments modeled four cases of uniaxial tension in the directions x, z and shear in the planes xy, yz . Finally, the variations of mechanical properties with respect to fiber-volume fraction are studied. Numerical results are compared with approximate estimates method proposed.

Keywords: composite, cross-ply fibers, effective elastic constants, orthotropic.

1 Introduction

Composite materials which consist of two or more constituent materials are commonly used in advanced structural applications, e.g. in the marine and aerospace industry. This is because of appropriate mechanical properties such as high specific strength and stiffness, low density and high resistance to corrosion. However, the limited understanding of the composite material behavior requires more research. This is further complicated by the fact that these materials behavior is dependent on lay-up, loading direction, specimen size and environmental effects such as temperature and moisture.

Research on determination of effective elastic constants for anisotropic materials is very important in composite structures.

Cross-ply laminate fiber reinforced resin matrix composites are used in some structural applications, due to their various reasons especially to their excellent mechanical behavior in terms of their specific stiffness in the direction of the fibers. The prediction of the mechanical properties of cross-ply composites has been the main objective of many researchers. The well-known models that have been proposed and used to evaluate the properties of cross-ply laminate composites are Voigt, 1989 and Reuss, 1829 models. The Voigt model is also known as the rule of

mixture model or the iso-strain model, while the Reuss model is also known as the inverse of mixture model or the iso-strain model. Semi empirical models have emerged to correct the rule of mixture model where correcting factors are introduced. Under this category, it is noticed three important models: the modified rule of mixture, the Halpin-Tsai model (Halpin et al, 1976) and Chamis model (Chamis, 1989). The Halpin-Tsai model emerged as a semi-empirical model that tends to correct the transverse Young's modulus and longitudinal shear modulus. The Chamis micromechanical model is the most used and trusted model which give a formulation for all five independent elastic properties. Hashin and Rosen (Hashin et al., 1964) initially proposed a composite cylinder assemblage model to evaluate the elastic properties of cross-ply laminate composites. Christensen, 1990 proposed a generalized self-consistent model in order to better evaluate the transversal shear modulus. Also the Mori-Tanaka model (Mori et al., 1990) is a famous model which is widely used for modeling different kinds of composite materials. This is an inclusion model where fibers are simulated by inclusions embedded in a homogeneous medium. The self-consistent model has been proposed by Hill, 1965 and Budiansky, 1965 to predict the elastic properties of composite materials reinforced by isotropic spherical particulates. Later the model was presented and used to predict the elastic properties of short fibers composites (Chou et al., 1980). Recently, a new micromechanical model has been proposed by Huang, 2001. The model is developed to predict the stiffness and the strength of cross-ply laminate composites.

In this paper a composite with cross-ply fibers is considered. Assuming orthotropic structure and using ANSYS software, effective characteristics of this composite are studied. Numerical studies are performed for some stress states in a representative cell for determination the effective elastic properties of cross-ply laminate reinforced composite.

2 Computational procedure

2.1 Definition and elasticity effective parameters in orthotropic composite

This study considers a composite material with cross-ply fibers, as shown in Fig. 1. As it is shown, cross-ply fibers are parallel to «x» and «y» directions.

Theory of elasticity can be used for investigating the stress concentration of composite materials with cross-ply laminate fibers. The generalized Hook's law relating strains to stresses can be written as follows:

$$\langle \varepsilon_{ij} \rangle = [a_{ijkl}] \langle \sigma_{kl} \rangle, \quad (i,j = 1,2,3), \quad (1)$$

where $[a_{ijkl}]$ is the compliance matrix and $\langle \varepsilon_{ij} \rangle$ and $\langle \sigma_{ij} \rangle$ are the strain and stress components, respectively. Proof of the form of the stress-strain relations for the various cases of material property symmetry is given by Hill, 1965. For example, if there are two orthogonal planes of material property symmetry for a material, the stress-strain relations in coordinates aligned with principal material directions are as follows and are said to define an orthotropic material.

In this study, composites with cross-ply fibers and constant radius are investigated as orthotropic materials.

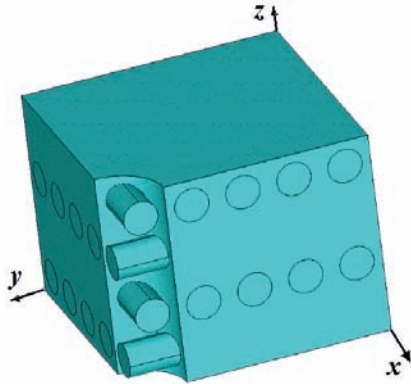


Figure 1 – Schematic of composite with cross-ply fibers

These materials with volume « V », stress and strain are described as follows:

$$\langle \sigma_{ij} \rangle = \frac{1}{V} \int_V \sigma_{ij} dV \quad \text{and} \quad \langle \varepsilon_{ij} \rangle = \frac{1}{V} \int_V \varepsilon_{ij} dV . \quad (2)$$

In Cartesian coordinates, Hook's law is as follows:

$$\begin{aligned} \langle \sigma_x \rangle &= b_{11} \langle \varepsilon_x \rangle + b_{12} \langle \varepsilon_y \rangle + b_{13} \langle \varepsilon_z \rangle ; \\ \langle \sigma_y \rangle &= b_{21} \langle \varepsilon_x \rangle + b_{22} \langle \varepsilon_y \rangle + b_{23} \langle \varepsilon_z \rangle ; \\ \langle \sigma_z \rangle &= b_{31} \langle \varepsilon_x \rangle + b_{32} \langle \varepsilon_y \rangle + b_{33} \langle \varepsilon_z \rangle ; \\ \langle \tau_{xy} \rangle &= b_{44} \langle \gamma_{xy} \rangle ; \quad \langle \tau_{yz} \rangle = b_{55} \langle \gamma_{yz} \rangle ; \quad \langle \tau_{zx} \rangle = b_{66} \langle \gamma_{zx} \rangle . \end{aligned} \quad (3)$$

Where b_{ij} s the coefficient of stiffness matrix composite material. The stiffness matrix is symmetric so, $b_{ij} = b_{ji}$.

Since the composite has the same elasticity properties in « y » and « z » directions:

$$b_{11} = b_{22}; \quad b_{13} = b_{23}; \quad b_{55} = b_{66}. \quad (4)$$

2.2 Finite Element Modeling

The numerical finite element modeling is widely used in predicting the mechanical properties of composites. In this paper for numerical analysis, a volume element of fibers in square array is considered which plane symmetric exists on all of its planes. In order to investigate the numerical finite element modeling, the modeling of a unit cell for a square array is considered using ANSYS software as shown in Fig. 2.

For determining the components of the stiffness matrix (b_{ij}), stress analysis is performed for considered volume with noting to boundary conditions. In the present procedure, normal strains are applied to two directions and shear strains are applied to two planes as follows.

The first numerical testing is unidirectional tension in « x » direction. In this

condition, tensor of average values for strains is as follows:

$$\langle \varepsilon_x \rangle = 10^{-3}; \quad \langle \varepsilon_y \rangle = 0; \quad \langle \varepsilon_z \rangle = 0; \quad \langle \gamma_{xy} \rangle = 0; \quad \langle \gamma_{yz} \rangle = 0; \quad \langle \gamma_{xz} \rangle = 0. \quad (5)$$

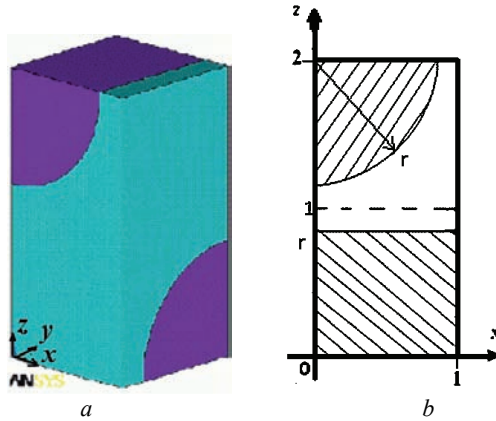


Figure 2 – Model: a – volume element; b – $\langle xy \rangle$ plane

Boundary conditions for this structural analysis are as follows:

In plane $x = 1$: $\tau_{xy} = \tau_{xz}$ and $u_x = 10^{-3}$.

Where u_x is displacement in $\langle x \rangle$ direction.

In this situation, there are symmetric conditions in other planes and the boundary conditions are as follows:

$$u_x(x=0, y, z) = 0; \quad u_y(x, y=0, z) = 0; \quad u_y(x, y=1, z) = 0; \\ u_z(x, y, z=0) = 0; \quad u_z(x, y, z=2) = 0,$$

where u_y , u_z are displacements in $\langle y \rangle$ and $\langle z \rangle$ directions, respectively.

For numerical analysis, finite element software ANSYS is used and 15439 SOLID 95 elements with 20 nodes are utilized as shown in Fig. 3.

Stress components are determined as:

$$\langle \sigma_x \rangle = \frac{1}{2} \int_0^2 \int_0^1 \sigma_x dy dz; \quad \langle \sigma_y \rangle = \frac{1}{2} \int_0^2 \int_0^1 \sigma_y dx dz; \quad \langle \sigma_z \rangle = \int_0^1 \int_0^1 \sigma_z dx dy. \quad (6)$$

Therefore, according to equations 8, by the first numerical testing three coefficients of elasticity can be determined as follows:

$$b_{11} = \frac{\langle \sigma_x \rangle}{\langle \varepsilon_x \rangle}; \quad b_{21} = \frac{\langle \sigma_y \rangle}{\langle \varepsilon_x \rangle}; \quad b_{31} = \frac{\langle \sigma_z \rangle}{\langle \varepsilon_x \rangle}. \quad (7)$$

Numerical analysis of volume element causes to study about stress-strain and stress concentration. In this analysis polymer epoxy is considered as matrix and its mechanical properties are as follows:

$$E_m = 4200 \text{ MPa}; \quad G_m = 1500 \text{ MPa}; \quad \nu_m = 0,4.$$

Mechanical properties of fibers are as follows:

$$E_a = 74800 \text{ MPa}; \quad G_a = 31000 \text{ MPa}; \quad \nu_a = 0,2 [3,6].$$

For composite with fibers in constant radius as $0 < r < 1$, fiber-volume fraction is calculated as follows for square array:

$$\xi = \frac{1}{4} \pi r^2. \quad (8)$$

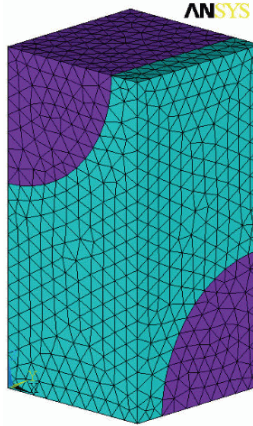


Figure 3 – Volume element in mesh formed

Effective elasticity properties for $\xi = 0,488$ is determined by Numerical Method. In Fig. 4 the result of the first condition is shown.

The second numerical testing is unidirectional tension in «z» direction. In this condition, tensor of average values for strains is as follows:

$$\langle \varepsilon_x \rangle = 0; \quad \langle \varepsilon_y \rangle = 0; \quad \langle \varepsilon_z \rangle = \frac{10^{-3}}{2}; \quad \langle \gamma_{xy} \rangle = 0; \quad \langle \gamma_{yz} \rangle = 0; \quad \langle \gamma_{xz} \rangle = 0. \quad (9)$$

Boundary conditions for this structural analysis are as follows:

$$\text{In plane } z = 2: \quad u_z = 10^{-3}; \quad \tau_{xz} = \tau_{zy}.$$

In this situation, there are symmetric conditions in other planes and the boundary conditions are as follows:

$$u_z(x, y, z = 0) = 0; \quad u_x(x = 0, y, z) = 0; \quad u_x(x = 1, y, z) = 0; \\ u_y(x, y = 0, z) = 0; \quad u_y(x, y = 1, z) = 0.$$

In this situation, the following equation is also obtained:

$$\langle \sigma_z \rangle = \int_0^1 \int_0^1 \sigma_z dx dy. \quad (10)$$

Therefore, according to equations 8, by the second numerical testing one of the coefficients of elasticity can be determined as follows:

$$b_{33} = \langle \sigma_z \rangle / \langle \varepsilon_3 \rangle. \quad (11)$$

The third numerical testing is shearing in «xy» plane. In this condition, tensor

of average values for strains is as follows:

$$\langle \varepsilon_x \rangle = 0; \quad \langle \varepsilon_y \rangle = 0; \quad \langle \varepsilon_z \rangle = 0; \quad \langle \gamma_{xy} \rangle = 10^{-3}; \quad \langle \gamma_{yz} \rangle = 0; \quad \langle \gamma_{xz} \rangle = 0. \quad (12)$$

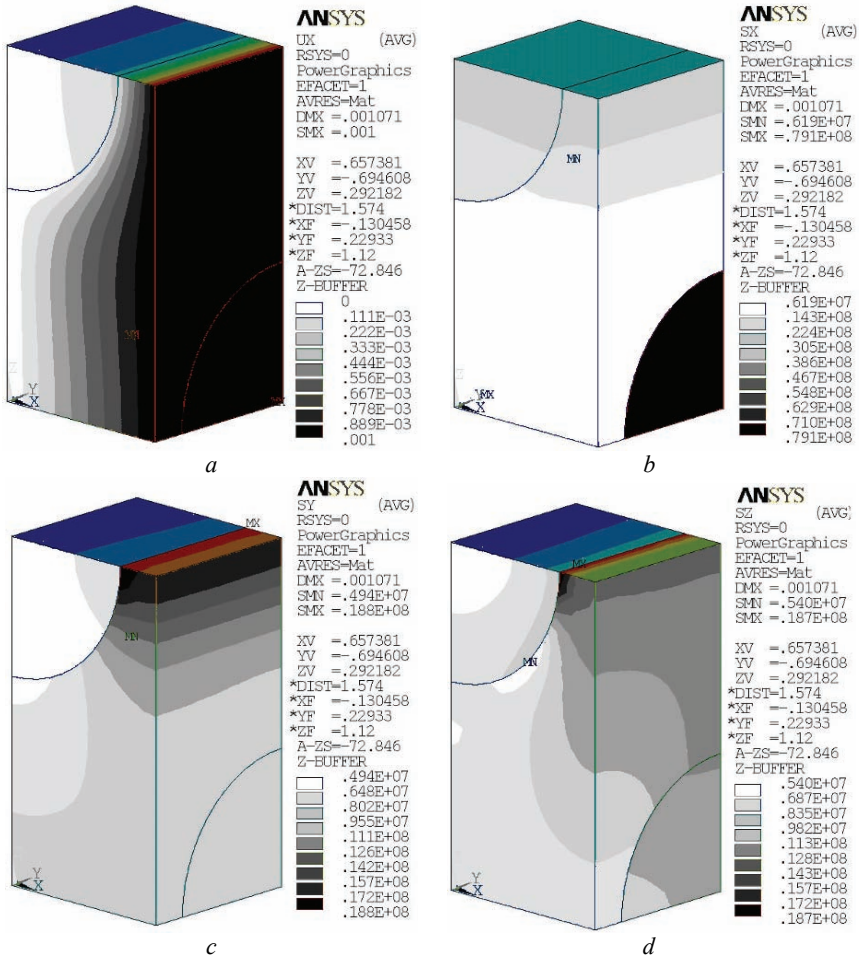


Figure 4 – Results: *a* – displacement in «*x*» direction when $u_x = 10^{-3}$; *b*, *c* and *d* – stress distribution of normal stresses σ_x , σ_y , σ_z

Boundary conditions for this structural analysis are as follows:

In plane $x = 1$: $u_y = 10^{-3}$; $\sigma_x = \tau_{xz} = 0$ and $u_y = 10^{-3}$.

Where u_y is displacement of plane « $x = 1$ » in « y » direction.

In plane « $x = 1$ » the displacement in all of the directions are zero and there are symmetric conditions in planes « $x = 1$ », « $z = 0$ » and « $z = 2$ ». The shear stress component in « xy » plane is as follows:

$$\langle \tau_{xy} \rangle = \frac{1}{2} \int_0^2 \int_0^1 \tau_{xy} dy dz . \quad (13)$$

Therefore, according to equations 8, by the third numerical testing another coefficient of elasticity can be determined as follows:

$$b_{44} = \langle \tau_{xy} \rangle / \langle \gamma_{xy} \rangle . \quad (14)$$

The fourth numerical testing is shearing in «yz» plane. In this condition, tensor of average values for strains is as follows:

$$\langle \varepsilon_x \rangle = 0 ; \quad \langle \varepsilon_y \rangle = 0 ; \quad \langle \varepsilon_z \rangle = 0 ; \quad \langle \gamma_{xy} \rangle = 0 ; \quad \langle \gamma_{yz} \rangle = 10^{-3} / 2 ; \quad \langle \gamma_{xz} \rangle = 0 . \quad (15)$$

Boundary conditions for this structural analysis are as follows:

In plane $z = 2$: $\sigma_z = \tau_{zx} = 0$ and $u_y = 10^{-3}$.

Where $u_y = 10^{-3}$ is displacement of plane « $z = 2$ » in « y » direction.

In plane « $z = 0$ » the displacement in all of the directions are zero and there are symmetric conditions in planes « $x = 0$ », « $x = 1$ » and « $z = 2$ ». The stress component in « yz » plane is as follows:

$$\langle \tau_{yz} \rangle = \int_0^1 \int_0^1 \tau_{yz} dx dy . \quad (16)$$

Therefore, according to equations 8, by the fourth numerical testing the last coefficient of elasticity can be determined as follows:

$$b_{55} = \langle \tau_{yz} \rangle / \langle \gamma_{yz} \rangle . \quad (17)$$

For solving the problem, Hook's law is used directly:

$$\langle \varepsilon \rangle = [A] \cdot \langle \sigma \rangle . \quad (18)$$

where A is the compliance matrix: $[A] = [B]^{-1}$.

Considering matrix A , elasticity coefficient such as poison ratio and shear modulus can be obtained as follows:

$$\begin{aligned} a_{11} &= \frac{1}{E_x} ; & a_{22} &= \frac{1}{E_y} ; & a_{33} &= \frac{1}{E_z} ; & a_{12} &= -\frac{\nu_{yx}}{E_y} = -\frac{\nu_{xy}}{E_x} ; & a_{13} &= -\frac{\nu_{zx}}{E_z} = -\frac{\nu_{xz}}{E_x} ; \\ a_{23} &= -\frac{\nu_{zy}}{E_z} = -\frac{\nu_{yz}}{E_y} ; & G_{xy} &= b_{44} ; & G_{yz} &= b_{55} ; & G_{zx} &= b_{66} . \end{aligned} \quad (19)$$

Complex variable functions are used for solving the plane stress problems [13]. In this procedure, the elasticity coefficients of composite structures are dependent to the material properties of matrix and fibers and also to the situation of the fibers in the matrix. Vanin, 1985 determined the properties of composites with unidirectional fibers by complex functions. These coefficients are as follows:

$$\begin{aligned} \langle E_x^0 \rangle &= \xi E_b + (1 - \xi) E_m + \frac{8G_m \xi (1 - \xi) (\nu_b - \nu_m)}{2 - \xi + \chi_m \xi + (1 - \xi)(\chi_b - 1)G_m / G_b} ; \\ \frac{1}{\langle E_y^0 \rangle} &= \frac{(\nu_{yx})^2}{E_x} + \frac{1}{8G_m} \left[\frac{2(1 - \xi)(\chi_m - 1) + (\chi_b - 1)(\chi_m - 1 + 2\xi)G_m / G_b}{2 - \xi + \chi_m \xi + (1 - \xi)(\chi_b - 1)G_m / G_b} \right] \end{aligned}$$

$$+2 \frac{\chi_m(1-\xi) + (1+\xi\chi_m)G_m/G_b}{\chi_m + \xi + (1-\xi)G_m/G_b} \Big],$$

$$\langle G_{xy}^0 \rangle = G_m \frac{1-\xi + (1-\xi)G_m/G_b}{1-\xi + (1+\xi)G_m/G_b}; \quad \langle G_{yz}^0 \rangle = G_m \frac{(1-\xi)\chi + (1+\chi\xi)G_m/G_b}{\chi + \xi + (1-\xi)G_m/G_b};$$

$$\langle \nu_{yx}^0 \rangle = \nu_m - \frac{(\chi_m + 1)(\nu_m - \nu_b)\xi}{2 - \xi + \chi_m\xi + (1-\xi)(\chi_b - 1)G_m/G_b}, \quad (20)$$

$$\langle \nu_{xy}^0 \rangle = \langle \nu_{yx}^0 \rangle \frac{\langle E_y^0 \rangle}{\langle E_x^0 \rangle}; \quad \langle \nu_{zy}^0 \rangle = \langle \nu_{yz}^0 \rangle \frac{\langle E_z^0 \rangle}{\langle E_y^0 \rangle}; \quad \langle \nu_{zx}^0 \rangle = \langle \nu_{xz}^0 \rangle \frac{\langle E_z^0 \rangle}{\langle E_x^0 \rangle}. \quad (21)$$

where $\chi_i = 3 - 4\nu_i$, ($i = m, a$) and ξ – fiber-volume fraction for a unidirectional fibers composite.

In this study fibers are parallel and perpendicular to «x» direction. So, for an orthotropic material:

$$\langle E_z^0 \rangle = \langle E_y^0 \rangle; \quad \langle G_{xy}^0 \rangle = \langle G_{zx}^0 \rangle; \quad \langle \nu_{zx}^0 \rangle = \langle \nu_{yx}^0 \rangle; \quad \langle \nu_{yz}^0 \rangle = \langle \nu_{zy}^0 \rangle; \quad \langle \nu_{xz}^0 \rangle = \langle \nu_{xy}^0 \rangle.$$

In the above equations, $\langle E_x^0 \rangle$, $\langle E_y^0 \rangle$, $\langle E_z^0 \rangle$ – Young's moduli in the x -, y - and z -directions, $\langle G_{ij}^0 \rangle$ – Shear modulus in the i - j plane and $\langle \nu_{ij}^0 \rangle$ – Poisson's ratio in the i - j plane ($i, j = x, y, z$) are the mean composite material modulus for unidirectional fibers material and E_m , G_m , ν_m and E_b , G_b , ν_b are the matrix and fiber's coefficients, respectively.

According to Vanin's equations, Alfootov determined the mechanical properties of cross-ply laminate reinforced composites with perpendicular fibers by complex functions. Considering a two layer cross-ply laminate of equal properties with fibers parallel to «x» and «y» directions he obtained the mechanical properties of one layer and then the results were extended to multilayered plates. In this research multilayered plates are assumed with unit length and width.

The stress-strain relations for a plate with similar unidirectional fibers under plane stress are as follows:

$$\langle \langle \sigma_{ij} \rangle \rangle = [B^0] \langle \langle \varepsilon_{ij} \rangle \rangle, \quad (i, j = 1, 2).$$

where, $[B^0]$ is the stiffness matrix of plate with similar unidirectional fibers. The above equation can be written as:

$$\begin{Bmatrix} \langle \sigma_{11} \rangle \\ \langle \sigma_{22} \rangle \\ \langle \sigma_{12} \rangle \end{Bmatrix} = \begin{bmatrix} b_{11}^0 & b_{12}^0 & 0 \\ b_{21}^0 & b_{22}^0 & 0 \\ 0 & 0 & b_{44}^0 \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \langle \varepsilon_{11} \rangle \\ \langle \varepsilon_{22} \rangle \\ \langle \varepsilon_{12} \rangle \end{Bmatrix} \quad (22)$$

in laminates with multiple orthogonal layers and perpendicular fibers, medium thickness plates is considered. In this case the directions of the principal axes are assumed to coincide to «x» and «y» axes and all the layers are made of the same stiffness characters.

Stiffness matrix of this material describes the orthotropic properties of multi-layered plates with orthogonal fibers. So, the coefficients of elasticity are as follows:

$$b_{11} = \frac{1}{2}(b_{11}^0 + b_{22}^0); \quad b_{22} = \frac{1}{2}(b_{22}^0 + b_{11}^0); \quad b_{12} = b_{12}^0; \quad b_{44} = b_{44}^0. \quad (23)$$

Effective elasticity properties for $\xi = 0,488$ is determined by theory of complex functions and numerical procedure proposed in this research. Table 1 shows theoretical and numerical effective elastic constants. Numerical values are calculated by ANSYS.

3 Results and discussion

In this section, variation of $E_1 = \langle E_x \rangle / E_m$, $E_2 = \langle E_y \rangle / E_m$ and $G = \langle G_{xy} \rangle / G_m$ versus different values of ξ are obtained for cross-ply laminate glass fibers in a square pattern. Mechanical properties of composite are determined theoretically (method Vanin-Alfootov) and also by the proposed method in this paper (numerical method) with finite element method software (ANSYS). It is obvious that $\langle E_x \rangle = \langle E_y \rangle$, so $E_1 = E_2$. In addition, for the integration of theoretical and numerical methods to solve the problem, it is assumed that the number and thickness of layer 1 and 2 are equal.

Table 1 – Theory and numerical results of effective elasticity properties for $\xi = 0,488$

Elasticity properties		Numerical Method by ANSYS	Theoretical Method by Vanin Formula
Modulus of elasticity (MPa)	$\langle E_x \rangle$	30400	29470
	$\langle E_y \rangle$	30400	29470
	$\langle E_x \rangle$	16100	14870
Modulus of shear (MPa)	$\langle G_{xy} \rangle$	26500	5293
	$\langle G_{xz} \rangle$	3700	3278
	$\langle G_{yz} \rangle$	3700	3278
Poisson's coefficient	$\langle \nu_{xy} \rangle$	0,02	0,02
	$\langle \nu_{xz} \rangle$	0,31	0,286

Fig. 5 shows the variation of E_1 versus different values of ξ for cross-ply composite glass fibers in a square pattern. $\langle E_x \rangle$ is modulus of elasticity of composite in fibers direction and E_m is modulus of elasticity of matrix. In this figure, the curve 1 is obtained from theoretical formulation and the curve 2 is obtained by the method of this paper. As it can be seen, the behaviors of curves are nonlinear.

Fig. 6 shows that in small value of ξ , the value of E_1 is near to 1. Also for the maximum value of ξ ($\xi = 0,78$), the value of E_1 is near to the modulus of elasticity of fibers E_b/E_m , as it is predicted.

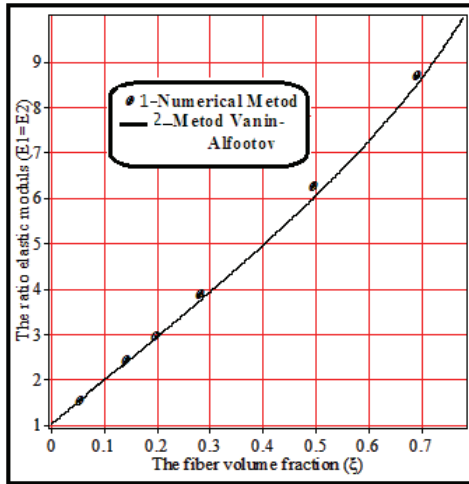


Figure 5 – The variation of E_1 and E_2 ($E_1 = E_2$) versus different values of ξ for cross-ply glass fibers in a square pattern

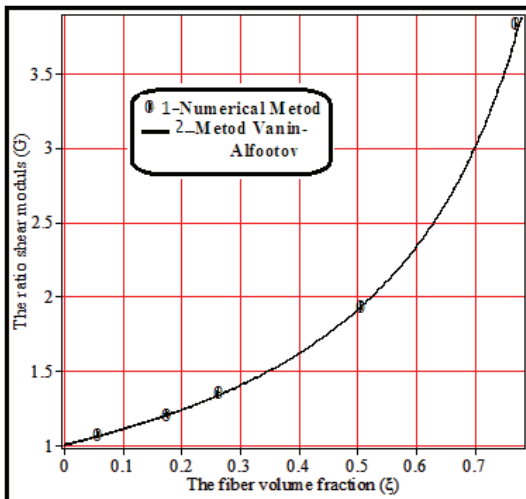


Figure 6 – The variation of G versus different values of ξ for cross-ply glass fibers in a square pattern

Fig. 6 shows the variation of G versus different values of ξ for cross-ply

composite glass fibers in a square pattern. $\langle G_{xy} \rangle$ is shear modulus of composite in xy plane and G_m is the shear modulus of matrix. In this figure, the curve 1 is obtained from theoretical formulation and the curve 2 is obtained by the method of this paper. As it can be seen, the behaviors of curves are nonlinear. Fig. 6 shows that in small value of ξ , the value of G is near to 1. Also for the maximum value of ξ ($\xi = 0,78$), G is near to a value that is smaller than the shear modulus of fibers G_b/G_m . This result is coincident to curves obtained by Vanin- Alfootov.

Conclusion

In this research assuming orthotropic structure for a composite material with similar cross-ply fibers, the effective elasticity and mechanical properties are determined theoretically and also by finite element method. A volume element of fibers in square array is considered which plane symmetric exists on all of its planes. In order to investigate the numerical finite element modeling, the modeling of a quarter unit cell is considered. For determining the elasticity coefficients, stress analysis is performed for considered volume with noting to boundary conditions. In the present procedure, normal strains are applied to two directions and shear strains are applied to one plane. So, the effective elasticity and mechanical properties of composite which polymer epoxy is considered as its matrix, are determined theoretically and also by the proposed method in this paper.

The variations of mechanical properties with respect to fiber-volume fraction ξ are studied and the following results are obtained:

1. In direction of fibers, the behaviors of ratio $E_1 = E_2$ due to ξ are nonlinear. The results show that in small value of ξ , the value of E_1 is near to 1. Also for the maximum value of ξ , the value of E_1 and E_2 is near to the modulus of elasticity of fibers E_b/E_m , as it is predicted.

2. The behaviors of ratio G are nonlinear. The results show that in small value of ξ , the value of G is near to 1. Also for the maximum value of ξ , the value of G is near to a value that is smaller than the shear modulus of fibers G_b/G_m . This result is coincident to curves obtained by Vanin.

References: 1. *Alfootov N.A.* Calculation of laminated plates and shells made of composite materials. – M.: Mashinostroitelni, 1984. 2. *Budiansky B.* On the elastic moduli of some heterogeneous materials // Journal of Mechanics and Physics of Solids. – 1965. – № 13. – P. 223-227. 3. *Carpeenosa D. M.* Composite Materials. – K.: Naukova dumka, 1985. 4. *Chamis C. C.* Mechanics of composite materials: past, present and future // J. Compos Technol Res ASTM. – 1989. – № 11. – P. 3-14. 5. *Chou T. W., Nomura S., Taya M.* A self-consistent approach to the elastic stiffness of short-fiber composites // J. Compos Mater. – 1980. – № 14. – P. 178-188. 6. *Christensen R. M.* A critical evaluation for a class of micromechanical models // Journal of Mechanics and Physics of Solids. – 1990. – № 38(3). – P. 379-404. 7. *Halpin J.C., Kardos J.L.* The Halpin-Tsai equations // A review Polymer Engineering and Science. – 1976. – Vol. 16, №. 5. 8. *Hashin Z., Rosen B. W.* The elastic moduli of fiber reinforced materials // Journal of applied Mechanics. Trans ASME. – 1964. – № 31. – P. 223-232. 9. *Hill R.* Theory of mechanical properties of fiber-strengthen materials-3. Self-consistent model // Journal of Mechanics and Physics of Solids. – 1965. – № 13. – P. 189-198. 10. *Huang Z. M.* Micromechanical prediction of ultimate strength of transversely isotropic fibrous composites // International Journal of Solids and Structures. – 2001. – № 38. – P. 4147-4172. 11. *Huang Z. M.* Simulation of the mechanical properties of

fibrous composites by the bridging micromechanics model // Composites: Part A. – 2001. – № 32. – P. 143-172. **12.** Mori T., Tanaka K. Average stress in matrix and average elastic energy of materials with misfitting inclusions // Acta Metall. – 1990. – № 21. – P. 571-574. **13.** Reuss A. Berechnung der Fließgrenze von Mischkristallen auf Grund der Plastizitätsbedingung für Einkristalle // Zeitschrift Angewandte Mathematik und Mechanik. – 1829. – № 9. – S. 49-58. **14.** Vanin G. A. Micro-Mechanics of Composite Materials. – K.: Naukova dumka, 1985. **15.** Voigt W. Über die Beziehung zwischen den beiden Elastizitätskonstanten Isotropen Körper // Wied Ann. – 1889. – № 38. – S. 573-587.

Bibliography (transliterated): **1.** Alfootov N.A. Calculation of laminated plates and shells made of composite materials. Moscow: Mashinostroitelni, 1984. **2.** Budiansky B. On the elastic moduli of some heterogeneous materials. Journal of Mechanics and Physics of solids. 1965. 13: 223-227 Print. **3.** Carpenosa D. M. Composite Materials. Kyiv: Naukova dumka, 1985. **4.** Chamis C. C. Mechanics of composite materials: past, present and future. J. Compos Technol Res ASTM. 1989. 11: 3-14 Print. **5.** Chou T. W., Nomura S., Taya M. A self-consistent approach to the elastic stiffness of short-fiber composites. J. Compos Mater. 1980. 14: 178-188 Print. **6.** Christensen R. M. A critical evaluation for a class of micromechanical models. Journal of Mechanics and Physics of Solids. 1990. 38(3): 379-404 Print. **7.** Halpin J.C., Kardos J.L. The Halpin-Tsai equations. A review Polymer Engineering and Science. 1976. Vol. 16, № 5 Print. **8.** Hashin Z., Rosen B. W. The elastic moduli of fiber reinforced materials // Journal of applied Mechanics. Trans ASME. 1964. 31: 223-232 Print. **9.** Hill R. Theory of mechanical properties of fiber-strengthen materials-3. Self-consistent model. Journal of Mechanics and Physics of solids. 1965. 13: 189-198 Print. **10.** Huang Z. M. Micromechanical prediction of ultimate strength of transversely isotropic fibrous composites. International Journal of Solids and Structures. 2001. 38: 4147-4172 Print. **11.** Huang Z. M. Simulation of the mechanical properties of fibrous composites by the bridging micromechanics model. Composites: Part A. 2001. 32: 143-172 Print. **12.** Mori T., Tanaka K. Average stress in matrix and average elastic energy of materials with misfitting inclusions. Acta Metall. 1990. 21: 571-574 Print. **13.** Reuss A. Berechnung der Fließgrenze von Mischkristallen auf Grund der Plastizitätsbedingung für Einkristalle. Zeitschrift Angewandte Mathematik und Mechanik. 1829. 9: 49-58 Print. **14.** Vanin G. A. Micro-Mechanics of Composite Materials. Kyiv: Naukova dumka, 1985 Print. **15.** Voigt W. Über die Beziehung zwischen den beiden Elastizitätskonstanten Isotropen Körper. Wied Ann. 1889. 38: 573-587 Print.

Поступила (received) 15.11.2014

РЕФЕРАТИ

УДК 539.3

Експериментальне дослідження деформацій у зоні поверхневого дефекту сталевий циліндричної оболонки під тиском / Д.А. Бесчетніков // Вісник НТУ «ХП». Серія: Динаміка і міцність машин. – Х.: НТУ «ХП», 2014. – № 58 (1100). – С. 3-7. – Бібліогр.: 6 назв. – ISSN 2078-9130.

Дослідження напружено-деформованого стану в зоні локальних поверхневих дефектів трубопровідних систем є важливою експериментальною задачею, оскільки результати досліджень необхідні для підвищення ефективності існуючих методик ремонту з використанням полімерних композитних матеріалів. В представленій роботі виконується опис виконаного автором експерименту з тензометрії сталевий циліндричної оболонки з поверхневим дефектом та викладення отриманих результатів. В якості оболонки в експерименті використовувався балон з вуглецевої сталі, який навантажувався внутрішнім тиском. Мета експерименту полягала у вивченні розподілу деформацій в зоні дефекту.

Ключові слова: циліндрична оболонка, поверхневий дефект, тензометрія.

УДК 539.4

Дослідження динамічних характеристик трубопроводу в умовах лабораторного експерименту / О.О. Водка, Д.К. Тихий, О.І.Трубась, Ю.М. Ульянов // Вісник НТУ «ХП». Серія: Динаміка і міцність машин. – Х.: НТУ «ХП», 2014. – № 58 (1100). – С. 8-20. – Бібліогр.: 11 назв. – ISSN 2078-9130.

Метою даної роботи є експериментальне визначення параметрів тиску потоку рідини, власних частот, декрементів коливань і прискорень окремих відміток трубопроводу, здійснюючих вимушені коливання, викликані пульсаціями робочого тіла. Теоретичні результати було отримано на основі скінчено-елементного підходу із застосуванням стержневої та оболонкової моделей та різних методів розрахунку.

Ключові слова: трубопровід, пульсуючий тиск рідини, декремент коливань, власні частоти, напруження, прискорення, метод скінченних елементів.

УДК 534.1

Динамічні скінченно-елементні моделі валів трансмісійних машин в ANSYS / В.М. Грищенко, О.С. Томін, С.Г. Ломов // Вісник НТУ «ХП». Серія: Динаміка і міцність машин. – Х.: НТУ «ХП», 2014. – № 58 (1100). – С. 21-30. – Бібліогр.: 3 назв. – ISSN 2078-9130.

Конструкції машинних агрегатів є різноманітними. До складу силових передач входять такі вузли та деталі як колінчастий вал, зубчасті колеса, планетарні механізми, коробки передач та інші. З ростом швидкостей значно активізуються вібраційні процеси. Прогнозування поведінки таких об'єктів пов'язане з використанням різноманітних розрахункових моделей, методів, програмного забезпечення. Нові можливості надають сучасні скінченно-елементні комплекси як ANSYS, використання тривимірних моделей. Це дає можливість більш адекватно враховувати математичну та і детальну геометричну інформацію. В роботі обговорюються підходи побудови простих еквівалентних моделей всього машинного агрегату як єдиної динамічної системи. В якості приклада розглянуті типові елементи силової передачі вал і система вал-зубчасте колесо. Виконані розрахунки спектра частот при використанні як традиційних дискретних, континуальних, так і скінченно-елементних моделей програмного пакета ANSYS. Порівняння результатів показало, що має місце як задовільна для інженерних розрахунків точність так і деякі відхилення.

Ключові слова: спектр частот, трансмісії, зубчасті колеса, скінченно-елементні моделі.

УДК 539.3

Експериментальні дослідження вертикальних коливань спеціалізованого транспортного засобу з нелінійним підсоренням при переїзді одиночної нерівності / А.Я. Калиновський, О.О. Ларін, О.О. Водка, В.М. Баштовий, Р.О. Кайдалов // Вісник НТУ «ХП». Серія:

Динаміка і міцність машин. – Х.: НТУ «ХПІ», 2014. – № 58 (1100). – С. 31-38. – Бібліогр.: 15 назв. – ISSN 2078-9130.

В роботі представлені результати експериментальних досліджень коливань вантажу, що розміщений на спеціалізованому транспортному засобі (СТЗ) під час переїзду ним одиночної нерівності. Експерименти проведені у вигляді дорожніх випробувань не реальному макеті транспортного засобу. Конструкції СТЗ, що розглядаються має додатковий рівень підресорення з нелінійною характеристикою, яка має квазінульову жорсткість. Порівняльний аналіз показав, що підресорення з квазі-нульовою жорсткістю дозволяє істотно знизити рівні вібрацій, а отже підвищити плавність ходу СТЗ.

Ключові слова: спеціалізований транспортний засіб, плавність ходу, вібрації, небезпечний вантаж.

УДК 519:539:534

Модель прогнозування працездатності фундаменту парової турбіни / С.В. Красніков // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Динаміка і міцність машин. – Х.: НТУ «ХПІ», 2014. – № 58 (1100). – С. 38-43. – Бібліогр.: 10 назв. – ISSN 2078-9130.

Розглядається оцінка вібраційного стану та прогнозування робочого стану фундаментів парових турбін за весь період експлуатації. На основі раніше розроблених методів проведено комплекс розрахункових та експериментальних досліджень фундаменту парової турбіни працюючого енергоблоку електростанції. На основі отриманих даних проведено оцінку робочого стану в окремі періоди експлуатації, поточного робочого стану та остаточного стану. Побудовано криву стану конструкції. Отримано залишковий та загальний ресурс фундаменту. Зроблено рекомендації щодо подальшої експлуатації фундаменту парової турбіни.

Ключові слова: працездатність, вібраційний стан, вібрація, фундамент, парова турбіна.

УДК 629.11 : 534.12

Колівання двовісної автоцистерни з урахуванням ефекту запізнення випадкового збурення / О.О. Ларін, К.Є. Грінченко // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Динаміка і міцність машин. – Х.: НТУ «ХПІ», 2014. – № 58 (1100). – С. 44-60. – Бібліогр.: 15 назв. – ISSN 2078-9130.

У роботі виконується моделювання випадкових коливань напівпричепу автоцистерни при русі по дорогам загального призначення та дорогам з недосконалим покриттям. За допомогою метода скінченних елементів та методів статистичної динаміки визначені ймовірнісні характеристики поведінки системи та знайдені небезпечні точки конструкції при різних варіантах збурення, проведено дослідження впливу ефекту запізнення дії зовнішніх сил.

Ключові слова: напівпричіп, випадкові коливання, автоцистерна, транспортний засіб, випадковий відгук, спектральна щільність, МСЕ.

УДК 004.942 : 62.251

Хмарна комп'ютерна система для автоматизації інженерних розрахунків із використанням САПР SolidWorks / С. В. Лелека, О.О. Водка // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Динаміка і міцність машин. – Х.: НТУ «ХПІ», 2014. – № 58 (1100). – С. 60-68. – Бібліогр.: 9 назв. – ISSN 2078-9130.

Розроблений програмний продукт, який є доповненням для SolidWorks, що дозволяє шаблонізувати й автоматизувати процес виконання різних типів аналізу. Реалізована можливість хмарного і віддаленого проведення вибраного аналізу. Актуальність хмарних розрахунків полягає в тому, що вони суттєво економлять ресурси комп'ютера і позбавляють від необхідності встановлювати додаткове програмне забезпечення (CAD/CAE системи). У статті є основний опис розробленого продукту, а також технології його створення та обґрунтування вибору цих технологій. Описані основні дії необхідні для при проведенні кожного з трьох доступних типів аналізу (локальний, віддалений і хмарний). Можливості двох типів аналізу (локальний і хмарний) розробленого продукту показані в тестовому розрахунку з визначення власних частот і форм ротора турбогенератора ТГВ-200М, метою яких є визначення резонансних частот. На основі проведеного тестування показані переваги хмарних розрахунків.

Ключові слова: хмарна комп'ютерна система, SolidWorks, аналіз.

УДК 621.643.8

Чисельно-аналітичне дослідження ортотропної в'язкопружності склопластику на прикладі ремонтної накладки магістрального трубопроводу / Г.І. Львов, В.Г. Мартиненко // Вісник НТУ «ХП». Серія: Динаміка і міцність машин. – Х.: НТУ «ХП», 2014. – № 58 (1100). – С. 68-77. – Бібліогр.: 10 назв. – ISSN 2078-9130.

Описано чисельно-аналітичні дослідження напружено-деформованого стану ділянки трубопроводу з в'язкопружною ремонтною накладкою в плоскій постановці. Розроблено математичну модель ортотропної в'язкопружності. З метою розв'язання математичної моделі запропоновано метод, заснований на використанні квадратурних формул для приблизного обчислення інтегралів та аналітичному вирішенні неоднорідних диференціальних рівнянь. Результати розрахунків представлено у вигляді графіків розподілу переміщень та напружень за радіусом та у часі. Зроблено висновок щодо доцільності врахування ортотропії в'язкопружних властивостей матеріалу при вирішенні задачі в'язкопружності.

Ключові слова: ремонтний бандаж, ортотропна в'язкопружність, інтегральне рівняння, квадратурна формула.

УДК 62-13:621.816

Історія, актуальні проблеми, методи і засоби аналізу явищ роторної динаміки з урахуванням традиційних і магнітних підшипників / Г.Ю. Мартиненко // Вісник НТУ «ХП». Серія: Динаміка і міцність машин. – Х.: НТУ «ХП», 2014. – № 58 (1100). – С. 77-131. – Бібліогр.: 186 назв. – ISSN 2078-9130.

Виконано огляд літературних джерел і оцінка сучасного стану питань, що відносяться до роторної динаміки з урахуванням використання в роторних системах різних типів підшипників. Розглянуто причини виникнення різних типів вібрацій в роторних машинах і варіанти їх прояву в залежності від особливостей системи, способи ідентифікації цих вібрацій і підходи до динамічного аналізу. Основну увагу в роботі приділено одному з нових типів підшипників, а саме – магнітному підшипнику. Для цього виду опор роторів виконано оглядові дослідження, присвячені класифікації існуючих типів, вивченню особливостей їх застосування в різних роторних машинах. Проведено аналіз джерел виникнення та способів математичного опису різних динамічних явищ, можливих в системах із застосуванням магнітних підшипників. Особливу увагу приділено питанням нелінійної динаміки. Визначено та систематизовано основні актуальні теми наукових досліджень в області моделювання динамічної поведінки роторних систем з магнітними підшипниками.

Ключові слова: динаміка ротора, магнітні підшипники, нелінійні коливання.

УДК 539.3

Вплив конструкційних параметрів і експлуатаційних факторів на частоти коливань кришок гідротурбін / С. Ю. Місюра // Вісник НТУ «ХП». Серія: Динаміка і міцність машин. – Х.: НТУ «ХП», 2014. – № 58 (1100). – С. 132-140. – Бібліогр.: 8 назв. – ISSN 2078-9130.

Представлена методика розрахунку власних частот коливань кришки гідротурбіни у вакуумі і при взаємодії з водою з урахуванням попередньо напруженого стану конструкції. На тестовому прикладі перевірена роботоспроможність пропонованого підходу і підтверджено достовірність результатів, отриманих на його основі. Результати, отримані за пропонованим підходом, відрізняються від експериментальних даних від 0,5 до 11%.

Ключові слова: коливання, попередньо напружений стан, внутрішній тиск, кришка гідротурбіни.

УДК 621.7

Експериментальне визначення ефекту баушингера і пошкоджуваності матеріалу / В. О. Огороков // Вісник НТУ «ХП». Серія: Динаміка і міцність машин. – Х.: НТУ «ХП», 2014. – № 58 (1100). – С. 141-153. – Бібліогр.: 17 назв. – ISSN 2078-9130.

Стаття присвячена експериментальному визначенню ефекту Баушингера і пошкоджуваності матеріалу, які виникають внаслідок пружно-пластичного деформування матеріалу. Представлені результати проведених серій тестів на циклічне розтягування-стиснення плоских зразків,

виготовлених з алюмінієвого сплаву Д16. Розміри плоских зразків були обрані, враховуючи явище втрати стійкості на стадії стискування. За результатами експериментальних даних була розроблена математична модель пластичності шляхом удосконалення нелінійного кінематичного зміцнення введенням додаткових функцій попередньо накопиченої пластичної деформації, а також введенням параметра пошкоджуваності згідно з концепцією ефективних напружень. Чисельне моделювання циклічного розтягування-стискування показало добрий збіг з експериментальними результатами.

Ключові слова: ефект Баушингера, пошкоджуваність матеріалу, експеримент на розтягування-стискування, нелінійне кінематичне зміцнення.

УДК 629.35.02.001.57

Імітаційне дослідження динамічних процесів механізму перекидання кабіни вантажного автомобіля / С. М. Шуклінов, М. Ю. Залогін // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Динаміка і міцність машин. – Х.: НТУ «ХПІ», 2014. – № 58 (1100). – С. 154-161. – Бібліогр.: 7 назв. – ISSN 2078-9130.

Наведена структурна схема імітаційної моделі гідравлічного механізму перекидання кабіни вантажного автомобіля в системі моделювання динамічних і подієво керованих процесів Simulink системи інженерних і наукових розрахунків Matlab. Імітаційна модель містить блоки з функціональними зв'язками моделюючі робочі процеси насоса з ручним приводом, рух рідини в трубопроводі, робочі процеси у виконавчому гідроциліндрі і рух кабіни навколо осі повороту при його перекиданні. Описані структурні схеми моделей вхідного сигналу і руху кабіни. Представлені результати моделювання динамічних процесів механізму перекидання кабіни вантажного автомобіля. Виконаний аналіз залежностей тиску рідини в робочій порожнині ручного насоса і в порожнині виконавчого гідроциліндра від кута перекидання кабіни при гармонійному вхідному сигналі. Дана оцінка впливу маси кабіни і кута нахилу бази механізму перекидання на величину керуючого впливу.

Ключові слова: імітаційна модель, динаміка, вантажний автомобіль, механізм перекидання кабіни, насос, гідроциліндр.

УДК 539.3

Нестационарна задача теплопровідності в тривимірній постановці для багат шарових циліндричних оболонок складної форми: теорія та експеримент / О. М. Шупіков, С. В. Свєт // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Динаміка і міцність машин. – Х.: НТУ «ХПІ», 2014. – № 58 (1100). – С. 161-168. – Бібліогр.: 12 назв. – ISSN 2078-9130.

На основі методу занурення, отримано розв'язання задачі нестационарної теплопровідності у тривимірній постановці для багат шарових циліндричних оболонок складної форми в плані при нагріванні плівковим міжшаровим джерелом тепла. Проведено порівняння з результатами, отриманими у ході термографічного дослідження багат шарової циліндричної оболонки, яке підтверджує достовірність результатів, отриманих на основі підходу, який пропонується. Порівняння наведено для різних моментів часу.

Ключові слова: теплопровідність, багат шарова оболонка, складна форма, джерело тепла, термографічне дослідження.

УДК 539.3

Новий числовий метод для визначення ефективних пружних констант ортогонально армованих композитів / С. Дарія заде, Г. І. Львов, С. Р. Кіахосейні // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Динаміка і міцність машин. – Х.: НТУ «ХПІ», 2014. – № 58 (1100). – С. 169-180. – Бібліогр.: 14 назв. – ISSN 2078-9130.

Стаття присвячена дослідженню ефективних характеристик ортогонально армованих композитів. Результати отримані за допомогою ІК ANSYS. В результаті чисельного дослідження напруженого стану представницького осередку були визначені ефективні пружні властивості ортогонально армованого композиту. Для знаходження еквівалентних пружних постійних композитів виконаний аналіз напруженого стану представницького осередку в координатах x , y , z і узагальненого напруженого стану в програмному комплексі ANSYS. Чисельними експериментами змодельовано чотири випадки

одноосного розтягування в напрямках x , z і зрушення в плоскості xy , yz .

Ключові слова: композит, перехресне розташування волокон, ефективні пружні константи, ортотропний.

РЕФЕРАТЫ

УДК 539.3

Экспериментальное исследование деформаций в области поверхностного дефекта стальной цилиндрической оболочки под давлением / Д.А. Бесчетников // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Динаміка і міцність машин. – Х.: НТУ «ХПІ», 2014. – № 58 (1100). – С. 3-7. – Бібліогр.: 6 назв. – ISSN 2078-9130.

Исследование напряженно-деформированного состояния в зоне локальных поверхностных дефектов трубопроводных систем является важной экспериментальной задачей, поскольку результаты исследований необходимы для повышения эффективности существующих методик ремонта с использованием полимерных композитных материалов. В данной работе проводится описание эксперимента по тензометрии стальной цилиндрической оболочки с поверхностным дефектом, и изложение полученных результатов. В качестве оболочки в эксперименте использовался баллон из углеродистой стали, который нагружался внутренним давлением. Цель эксперимента заключалась в изучении распределения деформаций в зоне дефекта.

Ключевые слова: цилиндрическая оболочка, поверхностный дефект, тензометрия.

УДК 539.4

Исследование динамических характеристик трубопровода в условиях лабораторного эксперимента / А.А. Водка, Д.К. Тихий, А.И. Трубаев, Ю.Н. Ульянов // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Динаміка і міцність машин. – Х.: НТУ «ХПІ», 2014. – № 58 (1100). – С. 8-20. – Бібліогр.: 11 назв. – ISSN 2078-9130.

Целью данной работы является экспериментальное определение параметров давления потока жидкости, собственных частот, декрементов колебаний и ускорений отдельных отметок трубопровода, совершающего вынужденные колебания, вызванные пульсациями рабочего тела. Теоретические результаты были получены на основе конечно-элементного подхода с применением стержневой и оболочечной моделей и разных методов расчета.

Ключевые слова: трубопровод, пульсирующее давление жидкости, декремент колебаний, собственные частоты, напряжения, ускорение, метод конечных элементов.

УДК 534.1

Динамические конечно-элементные модели валов трансмиссионных машин в ANSYS / В.Н. Грищенко, О.С. Томин, С.Г. Ломов // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Динаміка і міцність машин. – Х.: НТУ «ХПІ», 2014. – № 58 (1100). – С. 21-30. – Бібліогр.: 3 назв. – ISSN 2078-9130.

Конструкции машинных агрегатов разнообразны. В состав силовых передач входят такие узлы и детали как коленчатый вал, зубчатые колеса, планетарные механизмы, коробки передач и другие. С ростом скоростей значительно активизируются вибрационные процессы. Прогнозирование поведения таких объектов связано с использованием разнообразных расчетных моделей, методов, программного обеспечения. Новые возможности дают современные конечно-элементные комплексы как ANSYS, использование трехмерных моделей. Это дает возможность более адекватно учитывать математическую и детальную геометрическую информацию.

В работе обсуждаются подходы построения простых эквивалентных моделей всего машинного агрегата как единой динамической системы. В качестве примера рассмотрены типовые

элементы силовой передачи вал и система вал-зубчатое колесо. Выполнены расчеты спектра частот при использовании как традиционных дискретных, континуальных, так и конечно-элементных моделей программного пакета ANSYS. Сравнение результатов показало, что имеет место как удовлетворительная для инженерных расчетов точность так и некоторые отклонения.

Ключевые слова: спектр частот, трансмиссии, зубчатые колеса, конечно-элементные модели.

УДК 539.3

Экспериментальные исследования вертикальных колебаний специализированного транспортного средства с нелинейным подресориванием при переезде одиночной неровности / А.Я. Калиновский, А.А. Ларин, А.А. Водка, В.М. Баштовой, Р.О. Кайдалов // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Динаміка і міцність машин. – Х.: НТУ «ХПІ», 2014. – № 58 (1100). – С. 31-38. – Бібліогр.: 15 назв. – ISSN 2078-9130.

В работе представлены результаты экспериментальных исследований колебаний груза, размещенного на специализированном транспортном средстве (ТС) при переезде им одиночной неровности. Эксперименты проведены в виде дорожных испытаний на реальном макете транспортного средства. Конструкции рассматриваемого ТС имеет дополнительный уровень подресоривания с нелинейной характеристикой, которая имеет квазиулеву жесткость. Сравнительный анализ показал, что подресоривание с квази-нулевой жесткостью позволяет существенно снизить уровни вибраций, а следовательно повысить плавность хода ТС.

Ключевые слова: специализированное транспортное средство, плавность хода, вибрации, опасные грузы.

УДК 519:539:534

Модель прогнозирования работоспособности фундамента паровой турбины / С.В. Красников // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Динаміка і міцність машин. – Х.: НТУ «ХПІ», 2014. – № 58 (1100). – С. 38-43. – Бібліогр.: 10 назв. – ISSN 2078-9130.

Рассматривается оценка вибрационного состояния и прогнозирования рабочего состояния фундаментов паровых турбин за весь период эксплуатации. На основе ранее разработанных методик проведен комплекс расчетных и экспериментальных исследований фундамента паровой турбины работающего энергоблока электростанции. На основе полученных данных проведена оценка рабочего состояния в отдельные периоды эксплуатации, текущего рабочего состояния и окончательного состояния. Построена кривая состояния конструкции. Получены остаточный и общий ресурсы фундамента. Сделаны рекомендации по дальнейшей эксплуатации фундамента паровой турбины.

Ключевые слова: работоспособность, вибрационное состояние, вибрация, фундамент, паровая турбина.

УДК 629.11 : 534.12

Колебания двухосной автоцистерны с учетом эффекта запаздывания случайного возбуждения / А.А. Ларин, К.Е. Гринченко // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Динаміка і міцність машин. – Х.: НТУ «ХПІ», 2014. – № 58 (1100). – С. 44-60. – Бібліогр.: 15 назв. – ISSN 2078-9130.

В работе проводится моделирование случайных колебаний полуприцепа автоцистерны при движении по дорогам общего назначения и дорогам с некачественным покрытием. С помощью метода конечных элементов и методов статистической динамики определены вероятностные характеристики поведения системы и найдены опасные точки конструкции при разных вариантах возмущения, проведено исследование влияния эффекта запаздывания действия внешних сил.

Ключевые слова: Полуприцеп, случайные колебания, автоцистерна, транспортное средство, случайный отклик, спектральная плотность, МКЭ.

УДК 004.942 : 62.251

Облачная компьютерная система для автоматизации инженерных расчетов с использованием САПР SolidWorks / С. В. Лелека, А.А. Водка // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Динаміка і міцність машин. – Х.: НТУ «ХПІ», 2014. – № 58 (1100). – С. 60-68. – Бібліогр.: 9 назв. –

Разработан программный продукт, который представляет собой дополнение для SolidWorks, позволяющее шаблонизировать и автоматизировать процесс выполнения различных типов анализа. Реализована возможность облачного и удаленного проведения выбранного анализа. Актуальность облачных расчетов заключается в том, что они существенно экономят ресурсы компьютера и избавляют от необходимости устанавливать дополнительное программное обеспечение (CAD/CAE системы). В статье приводится основное описание разработанного продукта, а так же технологии его создания и обоснование выбора этих технологий. Описаны основные действия необходимые для при проведении каждого из трех доступных типов анализа (локальный, удаленный и облачный). Возможности двух типов анализа (локальный и облачный) разработанного продукта показаны в тестовом расчете по определению собственных частот и форм ротора турбогенератора ТГВ-200М, целью которых является определение резонансных частот. На основе проведенного тестирования показаны преимущества облачных расчетов.

Ключевые слова: облачная компьютерная система, SolidWorks, анализ.

УДК 621.643.8

Численно-аналитическое исследование ортотропной вязкоупругости стеклопластика на примере ремонтной накладки магистрального трубопровода / Г.И. Львов, В.Г. Мартыненко // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Динаміка і міцність машин. – Х.: НТУ «ХПІ», 2014. – № 58 (1100). – С. 68-77. – Бібліогр.: 10 назв. – ISSN 2078-9130.

Описаны численно-аналитические исследования напряженно-деформированного состояния участка трубопровода с вязкоупругой ремонтной накладкой в плоской постановке. Разработана математическая модель ортотропной вязкоупругости. С целью решения математической модели предложен метод, основанный на использовании квадратурных формул для приближенного вычисления интегралов и аналитическом решении неоднородных дифференциальных уравнений. Результаты расчетов представлены в виде графиков распределения перемещений и напряжений по радиусу и во времени. Сделан вывод о целесообразности учета ортотропии вязкоупругих свойств материала при решении задачи вязкоупругости.

Ключевые слова: ремонтный бандаж, ортотропная вязкоупругость, интегральное уравнение, квадратурная формула.

УДК 62-13:621.816

История, актуальные проблемы, методы и средства анализа явлений роторной динамики с учетом традиционных и магнитных подшипников / Г.Ю. Мартыненко // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Динаміка і міцність машин. – Х.: НТУ «ХПІ», 2014. – № 58 (1100). – С. 77-131. – Бібліогр.: 186 назв. – ISSN 2078-9130.

Выполнены обзор литературных источников и оценка современного состояния вопросов, относящихся к роторной динамике с учетом использования в роторных системах различных типов подшипников. Рассмотрены причины возникновения различных типов вибраций в роторных машинах и варианты их проявления в зависимости от особенностей системы, способы идентификации этих вибраций и подходы к динамическому анализу. Основное внимание в работе уделено одному из новых типов подшипников, а именно – магнитному подшипнику. Для этого вида опор роторов выполнены обзорные исследования, посвященные классификации существующих типов, изучению особенностей их применения в различных роторных машинах. Проведен анализ источников возникновения и способов математического описания различных динамических явлений, возможных в системах с применением магнитных подшипников. Особое внимание уделено вопросам нелинейной динамики. Определены и систематизированы основные актуальные темы научных исследований в области моделирования динамического поведения роторных систем с магнитными подшипниками.

Ключевые слова: роторная динамика, магнитные подшипники, нелинейные колебания.

УДК 539.3

Влияние конструкционных параметров и эксплуатационных факторов на частоты колебаний крышек гидротурбин / С. Ю. Мисюра // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Динаміка і

міцність машин. – Х.: НТУ «ХП», 2014. – № 58 (1100). – С. 132-140. – Бібліогр.: 8 назв. – ISSN 2078-9130.

Представлена методика расчета собственных частот колебаний крышки гидротурбины в вакууме и при взаимодействии с водой с учетом предварительно напряженного состояния конструкции. На тестовом примере проверена работоспособность предлагаемого подхода и подтверждена достоверность результатов, полученных на его основе. Результаты, полученные по предлагаемому подходу, отличаются от экспериментальных данных от 0,5 до 11 %.

Ключевые слова: колебания, предварительно напряженное состояние, внутреннее давление, крышка гидротурбины.

УДК 621.7

Экспериментальное определение эффекта Баушингера и повреждаемости материала / В. О. Окорочков // Вісник НТУ «ХП». Серія: Динаміка і міцність машин. – Х.: НТУ «ХП», 2014. – № 58 (1100). – С. 141-153. – Бібліогр.: 17 назв. – ISSN 2078-9130.

В статье рассматривается вопрос о экспериментальном определении эффекта Баушингера и повреждаемости материала, которые возникают вследствие упругопластического деформирования материала. Были проведены серии тестов на циклическое растяжение-сжатие плоских образцов, изготовленных из алюминиевого сплава Д16. Размеры плоских образцов были выбраны, учитывая явление потери устойчивости на стадии сжатия. По результатам экспериментальных данных была разработана математическая модель пластичности путем усовершенствования нелинейного кинематического упрочнения введением дополнительных функций предварительно накопленной пластической деформации, а также введением параметра повреждаемости согласно концепции эффективных напряжений. Численное моделирование циклического растяжения-сжатия показало хорошее совпадение с экспериментальными результатами.

Ключевые слова: эффект Баушингера, повреждаемость материала, эксперимент на растяжение-сжатие, нелинейное кинематическое упрочнение.

УДК 629.35.02.001.57

Имитационное исследование динамических процессов механизма опрокидывания кабины грузового автомобиля / С. Н. Шуклинов, М. Ю. Залогин // Вісник НТУ «ХП». Серія: Динаміка і міцність машин. – Х.: НТУ «ХП», 2014. – № 58 (1100). – С. 154-161. – Бібліогр.: 7 назв. – ISSN 2078-9130.

Приведена структурная схема имитационной модели гидравлического механизма опрокидывания кабины грузового автомобиля в системе моделирования динамических и событийно управляемых процессов Simulink системы инженерных и научных расчетов Matlab. Имитационная модель содержит блоки с функциональными связями моделирующие рабочие процессы насоса с ручным приводом, движение жидкости в трубопроводе, рабочие процессы в исполнительном гидроцилиндре и движение кабины вокруг оси поворота при ее опрокидывании. Описаны структурные схемы моделей входного сигнала и движения кабины. Представлены результаты моделирования динамических процессов механизма опрокидывания кабины грузового автомобиля. Выполнен анализ зависимостей давления жидкости в рабочей полости ручного насоса и в полости исполнительного гидроцилиндра от угла опрокидывания кабины при гармоническом входном сигнале. Дана оценка влияния массы кабины и угла наклона базы механизма опрокидывания на величину управляющего воздействия.

Ключевые слова: имитационная модель, динамика, грузовой автомобиль, механизм опрокидывания кабины, насос, гидроцилиндр.

УДК 539.3

Нестационарная задача теплопроводности в трехмерной постановке для многослойных цилиндрических оболочек сложной формы: теория и эксперимент / А. Н. Шупиков, Е. В. Свет // Вісник НТУ «ХП». Серія: Динаміка і міцність машин. – Х.: НТУ «ХП», 2014. – № 58 (1100). – С. 161-168. – Бібліогр.: 12 назв. – ISSN 2078-9130.

На основе метода погружения, получено решение задачи нестационарной теплопроводности

сти в трехмерной постановке для многослойных цилиндрических оболочек сложной формы в плане при нагревании пленочным межслойным источником тепла. Проведено сравнение с результатами, полученными в ходе проведения термографического исследования многослойной цилиндрической оболочки, которое подтверждает достоверность результатов, полученных на основе предлагаемого подхода. Сравнение приведено для различных моментов времени.

Ключевые слова: теплопроводность, многослойная оболочка, сложная форма, источник тепла, термографическое исследование.

УДК 539.3

Новый численный метод для определения эффективных упругих констант ортогонально армированных композитов / С. Дария заде, Г. И. Львов, С. Р. Княхосейни // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Динаміка і міцність машин. – Х.: НТУ «ХПІ», 2014. – № 58 (1100). – С. 169-180. – Бібліогр.: 14 назв. – ISSN 2078-9130.

Статья посвящена исследованию эффективных характеристик ортогонально армированных композитов. Результаты получены при помощи ПК ANSYS. В результате численного исследования напряженного состояния представительской ячейки были определены эффективные упругие свойства ортогонально армированного композита. Для нахождения эквивалентных упругих постоянных композитов выполнен анализ напряженного состояния представительской ячейки в координатах x , y , z и обобщенного напряженного состояния в программном комплексе ANSYS. Численными экспериментами смоделированы четыре случая одноосного растяжения в направлениях x , z и сдвиг в плоскости xy , yz .

Ключевые слова: композит, перекрестное расположение волокон, эффективные упругие константы, ортотропный.

ABSTRACTS

Experimental study of the strain state at the area of a surface defect in a steel cylindrical shell subjected to internal pressure / D.A. Beschetnikov // Bulletin of NTU "KhPI". Series: Dynamics and strength of machines. – Kharkiv: NTU "KhPI", 2014. – № 58 (1100). – P. 3-7. – Bibliogr.: 6. – ISSN 2078-9130.

Experimental research of stress-strain state at the area of local volumetric surface defects of the pipeline systems is an important goal because results of the measurements are necessary for increasing of effectiveness of existing repair technologies using fiber reinforcement polymer composite materials. In this work the description of experiment carried out by the author is presented with statement of results. The experiment was devoted to strain gauging of a steel cylindrical shell with volumetric surface defect. The gas vessel of carbon steel was used in the capacity of a cylindrical shell. The tested vessel was pressurized by a plunger pump. The goal of the experiment is investigation of strain distribution at the area of the defect. With obtained results about strain distribution stress concentration factors in some dangerous places of the defect zone is also calculated.

Keywords: cylinder shell, volumetric surface defect, strain gauging.

Investigation of pipeline dynamic characteristics under laboratory conditions / O.O. Vodka, D.K. Tykhij, O.I.Trubayev, Yu.M. Ul'yanov // Bulletin of NTU "KhPI". Series: Dynamics and strength of machines. – Kharkiv: NTU "KhPI", 2014. – № 58 (1100). – P. 8-20. – Bibliogr.: 11. – ISSN 2078-9130.

The aim of this work of this develop is the experimental determination of the parameters of pressure fluid flow, natural frequencies and accelerations decrement individual marks pipeline forced vibrations caused by pulsations of the working fluid. Experiments

were carried out using a vibration measuring complex designed by the authors. The theoretical results have been obtained on the basis of finite-element approach of using a core and shell models. The results obtained show the adequacy of the core and shell models when the natural frequencies and solving the problem of forced vibrations of pipelines. The resulting dynamic characteristics of the systems can be used to predict the reliability and guaranteed service life of pipelines.

Key words: pipeline, pulsating fluid pressure, decrement of vibrations, natural frequencies, stress, acceleration, finite element method.

Dynamical finite - element models of shafts transmissions machines in ANSYS / V.N.Grishchenko, O.S.Tomin, S.G.Lomov // Bulletin of NTU "KhPI". Series: Dynamics and strength of machines. – Kharkiv: NTU "KhPI", 2014. – № 58 (1100). – P. 21-30. – Bibliogr.: 3. – ISSN 2078-9130.

Designs of machine units are various. The structure of power transfers includes such units and details as a crankshaft, cogwheels, planetary mechanisms, boxes of transfers and others. With growth of speeds vibrating processes become more active. Forecasting of behaviour of such objects is connected with use of various settlement models, methods, the software. New opportunities give modern finite element software package as ANSYS, use of three-dimensional models. It enables more adequately to consider the mathematical and detailed geometrical information. In work approaches of construction of simple equivalent models of all machine unit as uniform dynamic system are discussed.

As an example typical elements of power transfer a shaft and system a shaft-cogwheel are considered. Calculations of a spectrum of frequencies are executed at use as traditional discrete, continuous and finite element models of software package ANSYS. Comparison of results has shown, that takes place both satisfactory accuracy for engineering calculations and some deviations.

Keywords: a spectrum of frequencies, transmissions, cogwheels, finite element models.

Experimental study of vertical vibrations of specialized vehicle with non linear suspension moving through a single roughness / A.Ya. Kalinovsky, O.O. Larin, O.O. Vodka, V.M. Bashtavoj, R.O. Kajdalov // Bulletin of NTU "KhPI". Series: Dynamics and strength of machines. – Kharkiv: NTU "KhPI", 2014. – № 58 (1100). – P. 31-38. – Bibliogr.: 15. – ISSN 2078-9130.

An ensuring the safety of goods and passengers transportation is one of the priority areas of automotive engineering. This point is particularly important for the transportation of dangerous goods. Here, providing high level of movement smoothness during the transportation is a point of great importance due to the possibility of negative influence of vibrations on such categories of goods. This is can lead to emergency situations. In the paper a design of specialized vehicle with two levels of suspension is presented and analyzed. The specialized vehicle has additional level of cushioning with nonlinear characteristic, which has quasi-zero stiffness. Such, suspension is able to realize a vibro-isolating state of the transporting dangerous goods.

The paper deals with an experimental investigations of the vibrations during the transportations of the goods which are mounted on specialized vehicle. As experiments the road tests have been done. Experiments were carried out on the base of a measurement system "Ultra-V-I", which has been developed at the Department of the Dynamics and Strength of Machines of the National Technical University "Kharkiv Polytechnic Institute" (Kharkiv, Ukraine). The measuring system consists of: a detector of vibration accelerations, an analogue-to-digital converter (ADC) and a portable computer. "Ultra-V-I" has a valid certificate of state metrological certification and allows to make a measurement of vibration acceleration at the point of investigated object.

The paper considered the moving of specialized vehicle through a single roughness at different velocities. Thus, the cart moving on the road with asphalt concrete pavement at some fixed time moved a obstacle. The experiment was conducted at the speed of movement of 5, 10 and 20 km / h. The research has carried out separately for the vehicle without nonlinear vibration compensators and with them. Comparative analysis has shown that quasi-zero stiffness cushioning reduces the level of goods vibrations, so magnifying the movement smoothing.

Keywords: specialized vehicles, ride smoothness, vibration, dangerous goods.

Model of capacity for work of steam turbine foundation / S.V. Krasnikov // Bulletin of NTU "KhPI". Series: Dynamics and strength of machines. – Kharkiv: NTU "KhPI", 2014. – № 58 (1100). – P. 38-43. – Bibliogr.: 10. – ISSN 2078-9130.

Considered the estimation and prediction of vibration condition of the working condition of the foundations for the entire period of operation. The bases are considered only as supporting structures steam turbines. A range of theoretical and experimental studies. Studies conducted on the basis of previously developed methodics. Object of research is the foundation of the steam turbine unit employed domestic power. Calculated study based on the finite element method. For experimental studies used diagnostic system. This diagnostic system specifically designed for dynamic measurements of vibration in a wide frequency range. Based on these data, the following: assessment of working conditions in the individual periods of operation, assessment of the current condition and forecasting the final state of the turbine foundation. Powered condition curve design. The resulting residual shared resource and the foundation of the steam turbine. Make recommendations for the future operation of the foundation. The results used in practice for a steam turbine unit of national power.

Key words: performance, vibration condition, vibration, foundation, steam turbine.

Vibrations of a biaxial tanker with account time lag effects of random excitation / O.O. Larin, K.E. Grinchenko // Bulletin of NTU "KhPI". Series: Dynamics and strength of machines. – Kharkiv: NTU "KhPI", 2014. – № 58 (1100). – P. 44-60. – Bibliogr.: 15. – ISSN 2078-9130.

The paper presents the results of modeling of semi-trailers random vibrations of driving on different type of roads. Damage to the tank capable appears during operation due to the accumulation and development of fatigue or corrosion, which leads to cracks and depressurization boiler tank. Therefore, development of methods for modeling settlement tank designs to assess their durability and reliability prediction as the design stage and in operation to ensure safety is important. For solving problem random vibrations of vehicle with the influence of the lag effect the mathematical model was made. Particularly was considered the mathematical model random impacts vector with lag time effect on axis of vehicle. Finite-element model of the boiler semitrailer tanker was developed. The problem of natural vibrations was solved using the FEM, obtained natural frequencies and shapes. The natural frequencies has dense spectrum which are composed from groups of close to the frequencies. These groups are measure up to forms which responsible for local vibrations neighboring breakwaters. The next step was obtained probabilistic behaviors of the system, such as spectral density and standard deviation of displacements and stresses, the influence of the lag effect of external forces using the methods of statistical dynamics. After analysis of spectral density of displacement and stress was determined that in account of time lag spectral density has a lot of bursts, in contrast simultaneous load, which reflect phase shift in load. In paper has been determined that the distribution of the standard deviation at the same time loading and time lag effect is different. The largest amplitude in the first case the edges of the tank and the second in the middle. When analyzing the standard deviation stresses determined that there are dangerous zone near the supports and hatches.

Keywords: Semi-trailer, random vibrations, boiler tank, vehicle, random response, PSD, FEM.

The cloud computer system for automation of engineering calculations using CAD SolidWorks / S.V. Leleka, O.O. Vodka // Bulletin of NTU "KhPI". Series: Dynamics and strength of machines. – Kharkiv: NTU "KhPI", 2014. – № 58 (1100). – P. 60-68. – Bibliogr.: 9. – ISSN 2078-9130.

This paper deal with developing software, which is an additional to SolidWorks, allows to templating and to automating performing different types of analysis. Realized the possibility of remote and cloud analysis. The relevance of cloud calculations lies in the fact that they significantly save computer resources and eliminates the need to install additional software (CAD / CAE systems). The article provides a basic description of the developed product and the technology of its developing and rationale for the selection of these technologies. Describes the basic steps needed to do for each of three types of analysis. The possibility of two types of analysis (local and cloud) of developed product are shown in test calculations to determine the Eigen frequencies and forms of turbogenerator rotor TGV-200M, the purpose of which is to determine the resonant frequency. Based on the testing shows the advantages of cloud calculations.

Keywords: cloud computer system, SolidWorks, analysis.

Numerical-analytical study of orthotropic viscoelasticity of fiberglass illustrated by repair layer of main pipeline / G.I. Lvov, V.G. Martynenko // Bulletin of NTU "KhPI". Series: Dynamics and strength of machines. – Kharkiv: NTU "KhPI", 2014. – № 58 (1100). – P. 68-77. – Bibliogr.: 10. – ISSN 2078-9130.

In this paper a numerical-analytical study on a stress-strain state of a steel pipeline section with a repair fiberglass viscoelastic layer is described. The layer is considered long enough that allows to solve the problem in a flat axisymmetric statement. A mathematical model of viscoelastic behavior of a fiberglass is proposed, moreover this model allows to simulate an order of anisotropy of viscoelastic properties that exceeds an order of anisotropy of elastic ones. To mirror viscoelastic behavior of the construction more correctly an orthotropic viscoelasticity is used in the mathematical model. As a result of transformation of the original system of equations of elasticity theory it becomes necessary to solve the inhomogeneous integral equation. In order to solve it quadrature formulas are used. With help of them an iteration process in time was built where an inhomogeneous differential equation with viscoelastic prehistory in right side was solved. For determining values of integration constants of differential equations boundary conditions are rearranged using quadrature formulas. For the case of definite values of physical and geometrical parameters of the construction the right rectangle formula was chosen. To evaluate an error of the mathematical model a discrepancy between the analytical results from previous research and the results according to the given model for the simplified isotropic set of viscoelastic parameters was estimated. It is shown that for 500 iterations the discrepancy is less than 0.1% that allows to use this values for further calculations. Calculation results for the case of orthotropic viscoelasticity are presented as displacement and stress distributions versus time curves. Also a comparison between this results and the stress strain state of the construction in case of isotropic viscoelasticity was made. It is shown that even for a slight deviation of viscoelastic model from isotropic to orthotropic a change of the main parameters of the stress strain state is approximately 20% considering their time varying parts. Based on this fact a conclusion about a necessity of using the analytical model of orthotropic viscoelasticity in calculation or, at least, evaluation of the stress strain state of constructions with viscoelastic parts was made. Also built numerical-analytical model allows to disseminate the results on cases of more complex geometrical and physical conditions without changing in a main idea of the method.

Keywords: repair layer, orthotropic viscoelasticity, integral equation, quadrature formula.

History, actual problems, methods and phenomena analysis tools of rotor dynamics taking into account traditional and magnetic bearings / G.Yu. Martynenko // Bulletin of NTU "KhPI". Series: Dynamics and strength of machines. – Kharkiv: NTU "KhPI", 2014. – № 58 (1100). – P. 77-131. – Bibliogr.: 186. – ISSN 2078-9130.

A literature review and an assessment of a current state of issues related to the rotor dynamics considering a use of various types of bearings in rotary engines are performed. The causes of different types of vibrations in rotary machines and variants of their manifestations, depending on features of the system, methods for identifying these vibrations and approaches for the dynamic analysis are reviewed. The main attention is paid to one of the new types of bearings – namely, a magnetic bearing. For this kind of supports of rotors survey studies on a classification of their existing types and investigation of the peculiarities of their application in various rotary machines are made. An analysis of sources of an origin and methods of a mathematical description of various dynamic phenomena possible in systems with magnetic bearings is performed. The particular attention is paid to the non-linear dynamics. The main current research topics in the field of simulation of a dynamic behavior of rotor systems with magnetic bearings are identified and systematized.

Keywords: rotor dynamics, magnetic bearings, nonlinear dynamics.

Influence of structural parameters and operational factors on the vibration frequencies of hydro-turbine lids / S. Y. Misiura // Bulletin of NTU "KhPI". Series: Dynamics and strength of machines. – Kharkiv: NTU "KhPI", 2014. – № 58 (1100). – P. 132-140. – Bibliogr.: 8. – ISSN 2078-9130.

The technique for calculating the natural vibration frequencies of hydro turbine lid in vacuum, in contact with water and taking into account the pre-stressed state of the structure is presented. Functionality of the proposed approach was checked on the test case, and the accuracy of the results, obtained on

its basis was confirmed. The results obtained due to the proposed approach differ from the experimental data by 0.5-11%. The difference between the results obtained based on the proposed approach and calculated by the formula is 0.9-15%.

Based on the methodology, analysis of the influence of factors on the first natural vibration frequency of the hydro turbine lid structure in a vacuum and taking into account the effect of water and the pre-stressed state of the structure was performed.

It was found that in this structure of the hydro turbine lid:

- hydroelastic vibration frequency decreases with an increase in the water volume depth;
- vibration frequency decreases with an increase in mass loads M ;
- vibration frequency decreases with an increase in water pressure;
- consideration of the pre-stressed state has no significant effect.

Keywords: vibrations, pre-stressed state, intrinsic pressure, hydro turbine lid.

Experimental Determination of the Bauschinger Effect and Material Damage / V.O.Okorokov // Bulletin of NTU "KhPI". Series: Dynamics and strength of machines. – Kharkiv: NTU "KhPI", 2014. – № 58 (1100). – P. 141-153. – Bibliogr.: 17. – ISSN 2078-9130.

Present paper is devoted to an experimental determination of the Bauschinger effect and material damage which occur at elastic-plastic deformation. The series of cyclic tension-compression tests of flat samples made from aluminum alloy D16 were conducted. Given a phenomenon of buckling at compression stage the flat samples were cut according to both ATSM standard and preliminarily conduction of the buckling analysis. Based on the experimental data a mathematical model of plasticity is developed in the way of improvement of the nonlinear kinematic hardening model by introducing of an additional function of previously accumulated plastic strain. For better correlation with experimental results the Mises plasticity criterion written in the form of the Baltov and Sawczuk's model was modified by introducing of a function which is intended to describe decrease of the yield stress during plastic deformation. In order to model a reduction of the young's module at unloading stage of the cyclic tension-compression test a material damage parameter was introduced according to the effective stress conception. Numerical simulation of the cyclic tension-compression testing which accompanied experimental investigation has shown good coincidence with experiment results.

Keywords: the Bauschinger effect, material damage, tension-compression test, nonlinear kinematic hardening.

Imitations study of dynamic processes the mechanism tilting cab truck / S. M. Shuklinov, M. Yu. Zalohin // Bulletin of NTU "KhPI". Series: Dynamics and strength of machines. – Kharkiv: NTU "KhPI", 2014. – № 58 (1100). – P. 154-161. – Bibliogr.: 17. – ISSN 2078-9130.

Represented by scheme of a simulation model of the hydraulic tilting the cab truck. A simulation model is implemented in the system modeling of dynamic and event-driven processes Simulink system engineering and scientific calculations Matlab. Structural scheme of the simulation model reflects the sequence of energy transfer from the operator to the actuator for a given law input operator. A simulation model was developed in the form in blocks with functional relationships modeling workflows pump manually operated, fluid motion in the pipeline and workflows in the Executive cylinder and the movement of the cab around its point tilting. Represented by structural scheme models of the input signal, and the movements of the cab around its point tilting. The model input signal developed taking into account the experimental studies on natural samples, and the model the cab movements developed using Lagrange equation of the second kind, which takes into account a mass of moving parts, reduced to the cylinder rod. Modeling of dynamic processes the tilting mechanism cab performed for the motion of the cab to the zone of unstable equilibrium when the frequency of exposure lever to be 1 Hz and the subsequent movement of the cab until the stop under the action of gravity.

The simulation results are presented as a graph with the help of which we can estimate the pressure in the working chamber of the pump cylinder and the cab tilting angle around the breaking point. The analysis of the dependence of the fluid pressure in the working chamber of a hand pump and hydraulic cylinder cavity executive of cab tilt angle for harmonic input signal. The influence of the mass of the cab and tilt base tipping on the value of the manipulated variable. Also executed, the analysis of the energy parameters of the hydraulic cylinder under the influence of reduced load. Given the pros-

pects for future research.

Key words: simulation model, dynamics, truck, cab tilt mechanism, pump, hydraulic cylinder.

Nonstationary problem of heat conduction in a three-dimensional formulation for laminated cylindrical shells of complex shape: Theory and Experiment / A.N. Shupikov, Ye.V. Sviet // Bulletin of NTU "KhPI". Series: Dynamics and strength of machines. – Kharkiv: NTU "KhPI", 2014. – № 58 (1100). – P. 161-168. – Bibliogr.: 12. – ISSN 2078-9130.

On the basis of the embedding method the solution of the nonstationary heat conduction problem in a three-dimensional formulation for laminated cylindrical shells of complex shape in the plane by heating the interlayer film heat source is received. The presented approach can be applied to canonical or noncanonical form of the shells. The five-layer cylindrical shell is considered. In the studied shell the heat source is located between fourth and fifth layers. On the outer surfaces and the side surface of the shell occurs convective heat transfer. The initial temperature of the shell and the ambient temperature are the same. A comparison with the results of the multilayer cylindrical shell thermographic study, which confirms the reliability of the results on the basis of the suggested approach, is performed. Comparison in different times is given. The proposed approach can be applied in the design of laminated glazing of aircraft and other vehicles.

Key words: thermal conductivity, multilayer shell, complex shape, heat source, thermographic study.

A new numerical method for determination of effective elastic constants in a composite with cross-ply fibers / S. Darya zadeh, G. I. Lvov, Seyed Rahim Kiahosseini // Bulletin of NTU "KhPI". Series: Dynamics and strength of machines. – Kharkiv: NTU "KhPI", 2014. – № 58 (1100). – P. 169-180. – Bibliogr.: 14. – ISSN 2078-9130.

In this paper a composite material with similar cross-ply fibers is considered. Assuming orthotropic structure, theory of elasticity is used for investigating the stress concentration. The effective characteristics of this composite are studied numerically by using ANSYS software. In this research a volume element of fibers in square array in the coordinate x, y, z and the generalized stress state is considered. In order to investigate the numerical finite element modeling, the modeling of a quarter unit cell is considered. For determining the elasticity coefficients, stress analysis is performed for considered volume with noting to boundary conditions. Effective elasticity and mechanical properties of composite which polymer epoxy is considered as its matrix, are determined theoretically and also by the proposed method in this paper with finite element method. Numerical experiments modeled four cases of uniaxial tension in the directions x, z and shear in the planes xy, yz . Finally, the variations of mechanical properties with respect to fiber-volume fraction are studied. Numerical results are compared with approximate estimates method proposed.

Keywords: composite, cross-ply fibers, effective elastic constants, orthotropic.

ЗМІСТ

<i>Бесчетников Д.А.</i> Экспериментальное исследование деформаций в области поверхностного дефекта стальной цилиндрической оболочки под давлением	3
<i>Водка А.А., Тихий Д.К., Трубаев А.И., Ульянов Ю.Н.</i> Исследование динамических характеристик трубопровода в условиях лабораторного эксперимента	8
<i>Грищенко В.М., Томін О.С., Ломов С.Г.</i> Динамічні скінченно-елементні моделі валів трансмісійних машин в ANSYS	21
<i>Калиновський А.Я., Ларін О.О., Водка О.О., Баишовий В.М., Кайдалов Р.О.</i> Експериментальні дослідження вертикальних коливань спеціалізованого транспортного засобу з нелінійним підресоренням при переїзді одиночної нерівності	31
<i>Красніков С.В.</i> Модель прогнозування працездатності фундаменту парової турбіни	38
<i>Ларін О.О., Грінченко К.Є.</i> Коливання двовісної автоцистерни з урахуванням ефекту запізнення випадкового збурення	44
<i>Лелека С.В., Водка А.А.</i> Облачная компьютерная система для автоматизации инженерных расчетов с использованием САПР SOLIDWORKS	60
<i>Львов Г.І., Мартиненко В.Г.</i> Чисельно-аналітичне дослідження ортотропної в'язкопружності склопластику на прикладі ремонтної накладки магістрального трубопроводу	68
<i>Мартыненко Г.Ю.</i> История, актуальные проблемы, методы и средства анализа явлений роторной динамики с учетом традиционных и магнитных подшипников	77
<i>Мисюра С. Ю.</i> Влияние конструкционных параметров и эксплуатационных факторов на частоты колебаний крышек гидротурбин	132
<i>Окорок В. О.</i> Експериментальне визначення ефекту Баушингера і пошкоджуваності матеріалу	141
<i>Шуклинов С. Н., Залогин М. Ю.</i> Имитационное исследование динамических процессов механизма опрокидывания кабины грузового автомобиля	154
<i>Шушиков А.Н., Свет Е.В.</i> Нестационарная задача теплопроводности в трехмерной постановке для многослойных цилиндрических оболочек сложной формы: теория и эксперимент	161

<i>Darya zadeh S., Lyov G. I., Kiahosseini S. R.</i> A new numerical method for determination of effective elastic constants in a composite with cross-ply fibers	169
Реферати	181
Рефераты	185
Abstracts	189

CONTENTS

Beschetnikov D.A. Experimental study of the strain state at the area of a surface defect in a steel cylindrical shell subjected to internal pressure	3
Vodka O.O., Tykhyj D.K., Trubayev O.I., Ul'yanov Yu.M. Investigation of pipeline dynamic characteristics under laboratory conditions	8
Grishchenko V.N., Tomin O.S., Lomov S.G. Dynamical finite - element models of shafts transmissions machines in ANSYS	21
Kalinovsky A.Ya., Larin O.O., Vodka O.O., Bashtavoj V.M., Кайдалов R.O. Experimental study of vertical vibrations of specialized vehicle with non linear suspension moving through a single roughness	31
Krasnikov S.V. Model of capacity for work of steam turbine foundation	38
Larin O.O., Grinchenko K.E. Vibrations of a biaxial tanker with account time lag effects of random excitation	44
Leleka S.V., Vodka A.A. The cloud computer system for automation of engineering calculations using CAD SolidWorks	60
Lvov G.I., Martynenko V.G. Numerical-analytical study of orthotropic viscoelasticity of fiberglass illustrated by repair layer of main pipeline	68
Martynenko G.Yu. History, actual problems, methods and phenomena analysis tools of rotor dynamics taking into account traditional and magnetic bearings	77
Misiura S.Y. Influence of structural parameters and operational factors on the vibration frequencies of hydroturbine lids	132
Okorokov V.O. Experimental determination of the Bauschinger effect and material damage	141
Shuklinov S.N., Zalogin M.Yu. Imitations study of dynamic processes the mechanism tilting cab truck	154
Shupikov A.N., Sviat Ye.V. Nonstationary problem of heat conduction in a three-dimensional formulation for laminated cylindrical shells of complex shape: Theory and Experiment	161
Darya zadeh S., Lvov G. I., Kiahosseini S. R. A new numerical method for determination of effective elastic constants in a composite with cross-ply fibers	169
Abstracts (in Ukrainian)	181
Abstracts (in Russian)	185
Abstracts	189
<hr/> ISSN 2078-9130. Вісник ХТУ «XIII». 2014. № 58 (1100)	197

НАУКОВЕ ВИДАННЯ

**ВІСНИК
НАЦІОНАЛЬНОГО ТЕХНІЧНОГО УНІВЕРСИТЕТУ «ХПІ»**

Збірник наукових праць

Серія:
Динаміка і міцність машин

№ 58 (1100)

Науковий редактор: д-р техн. наук, проф. О. К. Морачковський
Технічний редактор: О. В. Щепкін

Відповідальний за випуск: канд. техн. наук Г. Б. Обухова

АДРЕСА РЕДКОЛЕГІЇ: 61002, Харків, вул. Фрунзе, 21,
НТУ «ХПІ». Каф. ДММ
Тел. (057) 707-68-79. E-mail: andreev@kpi.kharkov.ua

Обл.-вид № 100-14.

Підп. до друку 19.12.2014 р. Формат 60×84 1/16. Папір офсетний.
Друк офсетний. Гарнітура Таймс. Умов. друк. арк. 9,75. Облік.-вид. арк. 9,95.
Тираж 100 пр. Зам. № 298. Ціна договірна.

Видавничий центр НТУ «ХПІ». Свідоцтво про державну реєстрацію
суб'єкта видавничої справи ДК № 3657 від 24.12.2009 р.
61002, Харків, вил Фрунзе, 21

Цифрова друкарня «Зебра»
Свідоцтво про Державну реєстрацію 2480000000115022 від 01.01.2011 р.
Адреса: 61002, м. Харків, вул. Чернишевська, 28-А.
