

476

001-30001313-1/534/003/

Контрольний примірник



МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ

СУМСЬКИЙ ДЕРЖАВНИЙ УНІВЕРСИТЕТ

**II МІЖВУЗІВСЬКА НАУКОВО-ТЕХНІЧНА
 КОНФЕРЕНЦІЯ
 ВИКЛАДАЧІВ, СПІВРОБІТНИКІВ І СТУДЕНТІВ
 «Інформатика, математика, механіка»
 (ІММ)**

Присвячена Дню науки в Україні

Всього: 1 экз.

*н/з-1
к. №25 (072)*

н/з

ПРОГРАМА І ТЕЗИ ДОПОВІДЕЙ

Суми - 2007

Обл. С. Укр. 31. 931/531/963
Д 76

**МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ
СУМСЬКИЙ ДЕРЖАВНИЙ УНІВЕРСИТЕТ**

**II МІЖВУЗІВСЬКА НАУКОВО-ТЕХНІЧНА
КОНФЕРЕНЦІЯ
ВИКЛАДАЧІВ, СПІВРОБІТНИКІВ І СТУДЕНТІВ
(16-20 КВІТНЯ 2007 р.)**

«Інформатика, математика, механіка»

(І М М)

448197

**(робочі мови конференції - українська, англійська,
російська)**

ПРОГРАМА І ТЕЗИ ДОПОВІДЕЙ

Україна
СУМСЬКИЙ ДЕРЖАВНИЙ УНІВЕРСИТЕТ
БІБЛІОТЕКА
Читальний зал № 4

Суми - 2007

Сумський державний
університет
БІБЛІОТЕКА

Механіко-математичний факультет – один із провідних факультетів Сумського державного університету, створений у 1995 році, нині об'єднує 6 кафедр, центр комп'ютерних технологій та проблемну лабораторію вібронадійності та герметичності відцентрових машин, філію кафедри ЮНЕСКО „Нові інформаційні технології в освіті для всіх”.

Навчання проводиться за 155 навчальними дисциплінами у галузі математики, фізики, механіки, програмування, комп'ютерних технологій та інших.

На факультеті навчаються близько 500 студентів та 25 аспірантів. Навчальний процес забезпечує більше 100 викладачів, серед яких 7 професорів і докторів наук, близько 50 доцентів і кандидатів наук.

Про високий рівень підготовки студентів факультету свідчать щорічні призові місця на республіканських олімпіадах з фахових та загальноосвітніх дисциплін.

Студенти факультету отримують іменні стипендії, продовжують навчання в аспірантурі.

ПРОГРАМА КОНФЕРЕНЦІЇ

- 1 Секція математичного моделювання. Засідання відбудеться 19 квітня , початок роботи о 15-00, ауд. Г - 905.
- 2 Секція інформатики. Засідання відбудеться 17-18 квітня, початок роботи о 10-00, ауд. Ц - 237.
- 3 Секція динаміки та міцності. Засідання відбудеться 17-18 квітня, початок роботи о 15-00, ауд. Г - 1007.
- 4 Секція опору матеріалів. Засідання відбудеться 19 квітня , початок роботи о 16-35, ауд. М - 112.
- 5 Секція прикладної математики та механіки. Засідання відбудеться 17 квітня , початок роботи о 15-00, ауд. Г - 805.
- 6 Секція моделювання складних систем та секція кількісні методи в економіці. Засідання відбудеться 17 квітня, початок роботи о 15-00, ауд. Ц - 220.

Підсумкове засідання відбудеться 20 квітня 2007 року, початок о 15-00, ауд. Ц - 224.

СЕКЦІЯ МАТЕМАТИЧНОГО МОДЕЛЮВАННЯ

Голова - доц. В.О.Ячменьов

Секретар - асист. О.О.Чаплигін

19 квітня 2007 р.

Початок о 15.00, ауд. Г-905.

1. Задача идентификации в уравнениях теплопроводности.
Докл.: В.А.Ячменёв ,доц., В.В.Николенко, ст.преп.
2. Моделирование тепловых процессов в тонких телах.
Докл.: В.А.Ячменёв ,доц., В.В.Николенко, ст.преп.
3. Балансування відцентрової машини.
Доп. – О.І. Беда , студ. гр. ДМ-61.
Кер. – доц. І.М. Беда.
4. Дослідження стійкості механічних систем.
Доп. – О.В. Головань, студ. гр. ІН-61.
Кер. – доц. І.М. Беда.
5. Нестационарная задача термоупругости в кусочно-однородных средах с дефектами под воздействием высококонцентрированных потоков энергии.
Докл. – ст. преп. В.А. Клименко.
6. Анализ МКЭ особенностей при изгибе пластин.
Докл. – доц. О.П. Маслов.
7. Оцінка параметрів одного класу нелінійних коливальних систем з n - степенями вільності.
Доп. – доц. І.Д. Пузько.
8. Решение гиперболического уравнения теплопроводности для стержня.
Докл. – асп. А.А. Чаплигін.

9. Термодинамічні уявлення біфуркації Хопфа.

Доп. – доц. І.О. Шуда.

10. Основные модели турбулентного течения жидкости и особенности их численной реализации.

Докл. – студ. Мартинов О.С.; Кучин А.І.

Рук. - ст. преп. Н.С. Мартинова .

11. Нова якість самостійної роботи студентів у Болонському процесі.

Доп.: доц. Н.І. Одарченко ; доц. Л.І. Брацихіна .

12. Методи розв'язання задач з параметрами.

Доп. – учениця ЗОШ №29 А.В. Кліменко.

Кер. – доц. О.А. Білоус.

13. Узагальнена аналітична модель бою між однорідними протидіючими угрупованнями.

Доп. – доц. В.М .Супрун , ВІРВіА СумДУ.

14. Математична модель бою між однорідними протидіючими угрупованнями.

Доп. -В.І. Гуленко, ВІРВіА СумДУ.

Кер. - доц. В.М .Супрун , ВІРВіА СумДУ.

15. Математична модель композитного матеріалу з крихкою матрицею, хаотично армованою короткими волокнами

Доп. : доц. В.М. Долгіх , УАБС ; доц. С.П. Шаповалов

СЕКЦІЯ ІНФОРМАТИКИ

Голова – проф., д-р.техн.наук А.С.Довбиш

Секретар – асп. В.А.Тронь

17-18 квітня 2007 р.

Початок о 15.00, ауд. Ц -237.

1. Application of the graph-theory to solve np-complete problems.

S. Petrov, S. Shapovalov, Sumy State University

2. Ідентифікація голосу.
Доп. – А.А. Якушев, студ. гр.ІН-21.
Кер. – проф. А.С. Довбиш.
3. Використання гібридних алгоритмів в інтелектуальних системах, що навчаються.
Доп. – Дзюба О.О., студ. гр.ІН-23.
Кер. – асист. І.В.Шелехов.
4. Додавання високої точності.
Доп. – Б.О.Дібров, студ. гр.ІН-23.
Кер. – доц. З.І.Маслова.
5. Система учета и контроля интернет-трафика в среде Linux.
Докл. – А.В.Гребенюк, студ. гр.ІН-22.
Рук. – доц. М.С.Бабий.
6. Решение проблемы защиты от электромагнитных наводок в компьютерных сетях.
Докл. – С.Н. Ігнатенко, студ. гр.ІН-32.
Рук. – доц. М.С.Бабий.
7. Компьютерное определение параметров настройки системы автоматического регулирования, близкой к оптимальной по быстродействию.
Докл. – А. Н. Дорофеева, студ. гр.ІН-21.
Рук. – доц. В. В.Авраменко.
8. Розв'язок задачі про пошук мінімальної кількості монет даних номіналів для виплати заданої суми.
Доп. – Б.О. Дібров, студ. гр.ІН-23.
Кер. – доц. В.О.Боровик.
9. Организация автоматизированного контроля знаний на основе скалярной модели ученика.
Докл.: доц. А.П. Чекалов ; доц. С.П.Шаповалов.

10. Формирование входных данных для систем управления дистанционным образованием.

Докл.: Б.О. Кузиков, студ. гр.ИН-23; асп. С.А. Петров.
Рук. – проф. А.С.Довбыш.

11. Оптимальное решение многокритериальных задач целочисленного программирования с применением метода Монте-Карло.

Докл.: Т.П.Сохань, М.М.Токмаков, студ. гр.ИН-21.
Рук. – доц. С.П. Шаповалов, доц. О.П.Чекалов.

12. Компьютерная реализация системы засекречивания информации с помощью функций непропорциональностей.

Докл. – Е.В. Левченко, студ. гр.ИН-21.
Рук. – доц. В.В.Авраменко.

13. Расчет вольт-амперных характеристик в полуизолирующих материалах для случая неоднородного распределения ловушек.

Докл. – Е.О.Гончаренко, студ. гр.ИН-21.
Рук. – доц. Н.В. Тыркусова, доц. А.С. Опанасюк.

14. Математическое и компьютерное моделирование планирования и управления при реализации проектов создания сложных систем.

Докл. – С.Н. Калина, студ. гр.ИН-21.
Рук. – доц. Л.Д. Назаренко.

15. Дослідження впливу факторів на товарообіг підприємств торгівлі.

Доп. – Д.О. Одинцов, студ. гр.ІН-22.
Кер. – доц. З.І.Маслова.

16. Особливості розробки системи керування контентом сайту та модулів «Стрічка новин» і «Галерея».

Доп. – Р.С. Страхов, студ. гр.ІН-22.
Кер. – доц. О.Б.Проценко.

17. Построение управления финансовой деятельностью предприятия в условиях неопределенности.
Докл. – В.И.Верблюдов, студ. гр.ИН-21.
Рук. – доц. Л.Д.Назаренко.
18. Разработка приложений для управления метавычислениями.
Докл. – Б.В.Дегтяренко, студ. гр.ИН-21.
Рук. : доц. С.П. Шаповалов; доц. А.П.Чекалов.
19. Обчислення точних значень елементарних функцій.
Доп. – В.Л.Борисенко, студ. гр.ІН-61.
Кер. – доц. В.О. Боровик.
20. Распознавание искаженных путем сжатия речевых сигналов.
Докл.: И.А. Лободюк , Д.П. Неофитный студ. гр.ИН-31.
Рук. – ст.препод. Т.Н. Усатенко.
21. Применение криптографии в вопросах защиты данных на примере рюкзачной системы шифрования.
Докл. – Т.А.Радченко, студ. гр.ММ-32.
Рук. – доц. Е.Б.Проценко.

СЕКЦІЯ ДИНАМІКИ ТА МІЦНОСТІ

Голова - проф., д-р.техн.наук В.А. Марцинковский

Секретар - ст. викл. Ю.Я. Тарасевич

17 квітня 2007 р. Початок о 13.00, ауд. Г-1007.

18 квітня 2007 р. Початок о 13.00, ауд. Г-1007.

1. Радиально-угловые колебания однодискового ротора.
Докл. - Ю.В. Зимогляд, студ. гр. ДМ-21.
Рук. - проф. В.А.Марцинковский.
2. Колебания одномассового ротора в щелевых уплотнениях.
Докл. - И.Л. Петрикова, студ. гр. ДМ-21.
Рук. - проф. В.А. Марцинковский.

3. Расходная характеристика щелевого уплотнения.
Докл. - Ю.В. Миронцова, студ.гр. ДМ-31.
Рук. - ст. преп. Ю.Я.Тарасевич.
4. Определение вероятностных характеристик расхода через щелевое уплотнение.
Докл. - С.В. Устимов, студ. гр. ДМ-31.
Рук. - ст. преп. Ю.Я.Тарасевич.
5. Исследование гидродинамических характеристик щелевого уплотнения.
Докл. - И.О. Герун, студ. гр. ДМ-21.
Рук. - ст. преп. Ю.Я.Тарасевич.
6. Разработка метода анализа динамики ротора в бесконтактных уплотнениях.
Докл. - В.А. Дедов, студ. гр. ДМ-21.
Рук. - ст. преп. Ю.Я.Тарасевич.
7. Автоматизированный измерительный комплекс стенда для исследований гидромеханической системы «ротор-уплотнения».
Докл. - В.В. Шкумат, студ. гр. ДМ-21.
Рук. - доц. Е.Н.Савченко.
8. Разработка методов расчета вибрационного состояния роторов в щелевых уплотнениях.
Докл. - ст. преп. Ю.Я.Тарасевич.
9. Численное моделирование трехмерного течения в кольцевом канале щелевого уплотнения.
Докл. - асп. Е.П.Герасимива.
10. Автоматизированный расчет динамических характеристик роторов центробежных машин.
Докл. - асп. Е.П.Герасимива.

11. Виртуальный стенд для исследования гидродинамических характеристик уплотнений.
Докл. - асп. В.Н.Билаш.
12. Численный расчет газодинамических характеристик лабиринтных уплотнений турбомашин.
Докл. - асп. В.Н.Билаш.
13. Торцевые уплотнения с импульсным уравниванием.
Докл. : Д.С. Янков , С.В. Кухарёнок , студ. гр. ДМ-41.
Рук. - проф. В.А.Марцинковский.
14. Конструкции и расчет затворных импульсных торцовых уплотнений.
Докл.: А.С. Угничев , А.В. Гребенюк , студ. гр. ДМ-41.
Рук. - проф. В.А.Марцинковский.
15. Статика и динамика затворных импульсных уплотнений.
Докл. - В.В. Гуков , студ. гр. ДМ-41.
Рук. - проф. В.А.Марцинковский.
16. Обработка результатов экспериментального исследования двухступенчатых импульсных уплотнений.
Докл. - А.С. Деревянко , студ. гр. ДМ-41.
Рук. - доц. А.В.Загорулько.
17. Колебания упруго установленного кольца бесконтактного торцового уплотнения.
Докл. - Е.И. Алтынцев , студ. гр. ДМ-41.
Рук. - проф. В.А.Марцинковский.
18. Конструкция и расчет затворных импульсных торцовых уплотнений.
Докл. - Е.Н. Болдырев , студ. гр. ДМ-31.
Рук. - проф. В.А.Марцинковский.

19. Конструкция и расчет импульсных газовых уплотнений.
Докл. - С.А. Ткаченко , студ. гр. ДМ-31.
Рук. - проф. В.А.Марцинковский.
20. Нестационарная задача течения газа в зазоре торцового импульсного уплотнения.
Докл. - асп. Е.И.Скирдаченко.
21. Методика расчета регулятора перепада давления системы сухих газовых уплотнений.
Докл. - Е.В. Зуева , студ. гр. ДМ-21.
Рук. - доц. А.В. Загорулько.
22. Затворно–уравновешивающее устройство ротора центробежного компрессора.
Докл.: - И.Н. Бараник , А.П. Парфентьев , студ. гр. ДМ-41.
Рук. - проф. В.А.Марцинковский.
23. Статический расчёт автоматических уравновешивающих устройств.
Докл. - О.А. Евтушенко , студ. гр. ДМ-41.
Рук. - проф. В.А.Марцинковский.
24. Статическая характеристика системы с учетом деформации уравновешивающего диска.
Докл. - А.Е. Коцур , студ. гр. ДМ-41.
Рук. - проф. В.А.Марцинковский.
25. Статический расчёт гидропята с учётом деформации разгрузочного диска.
Докл.: В.В. Суханов , Я.М. Коцегуб , студ. гр. ДМ-41.
Рук. - асп. И.В.Павленко.
26. Упрощенный расчет системы авторазгрузки ротора насоса с учетом упругих деформаций гидропята.
Докл. - С.Ю. Коверцов , студ. гр. ДМ-41.

Рук. - проф. В.А.Марцинковский.

27. Анализ динамики автоматического уравнивающего устройства.

Докл. - Ю. В. Шуплякова, студ. гр. ДМ-41.

Рук. - проф. В.А.Марцинковский.

28. Статические и динамические характеристики модифицированной конструкции автоматического уравнивающего устройства.

Докл. - О.В. Новикова, студ. гр. ДМ - 21.

Рук. - ассист. Н.В. Зуева.

29. Исследование влияния потока жидкости на характеристики торцового уплотнения.

Докл. - Е.И. Грибиниченко, студ. гр. ДМ-21.

Рук. - ассист. Н.В.Зуева.

30. Влияние деформации разгрузочного диска на характеристики гидропята при турбулентном режиме течения жидкости.

Докл. - асп. И.В.Павленко.

31. Исследование гидродинамических характеристик торцового дросселя и динамика торцовых уплотнений.

Докл. - ассист. Н.В.Зуева.

32. Теоретические основы создания эффективных способов осевой разгрузки ротора центробежного насоса.

Докл.: студ. Великодный Е.И., студ. Шепиль О.Н., гр. ДМ-21.

Рук. - доц. П.М.Калиниченко.

33. Интерпретация уравнения Бернулли в подвижной системе координат при решении задач гидромеханики вспомогательных трактов насосов.

Докл. - студ. Шепиль О.Н., гр. ДМ-21.

Рук. - доц. П.М.Калиниченко.

34. Задача оптимальной длины думмиса.

Докл. - Е.И. Великодный, студ. гр. ДМ-21.

Рук. - доц. П.М.Калиниченко.

35. Осевое уравнивание ротора насоса изменением граничной скорости.

Докл. - О.Н. Шепиль, студ. гр. ДМ-21.

Рук. - доц. П.М.Калиниченко.

36. Дросселирующий барьер при осевой разгрузке ротора насоса.

Докл.: Е.И. Великодный, О.Н. Шепиль, студ. гр. ДМ-21.

Рук. - доц. П.М.Калиниченко.

37. Методика расчёта саморегулирующего дросселирующего барьера осевой разгрузки ротора насоса.

Докл. : Н.Н. Ночёвная, В.Е. Никитина, студ. гр. ДМ-31.

Рук. - доц. П.М.Калиниченко.

38. Баланс энергии в многоступенчатом центробежном насосе.

Докл. - Е.И. Великодный, студ. гр. ДМ-21.

Рук. - доц. П.М.Калиниченко.

39. Исследования двойных торцовых сальниковых уплотнений с гидродинамической разгрузкой пары трения.

Докл. - Р.В. Черных, студ. гр. ДМ-31.

Рук. - доц. А.В. Загорулько.

40. Решение износоконтактной задачи сальникового уплотнения.

Докл. - А.М. Клименко, студ. гр. ДМ-21.

Рук. - доц. А.В. Загорулько.

41. Численно-экспериментальное исследование перспективных конструкций торцовых сальниковых уплотнений.

Докл. - Л.Ю. Равлюк , студ. гр. ДМ-41.
Рук. - асп. С.Н.Гудков.

42. Использование программного комплекса ANSYS при исследовании процессов герметизации радиальных сальниковых уплотнений.

Докл. - А.И. Сидорец , студ. гр. ДМ-41.
Рук. - асп. С.Н.Гудков.

43. Решение упругогидродинамической задачи новой конструкции торцового сальникового уплотнения.

Докл. - асп. С.Н.Гудков.

44. Анализ динамики одной модификации конструкции гидростатического уплотнения.

Докл. - А.Н. Асудуллаев , студ. гр. ДМ-31.
Рук. - проф. В.И.Симоновский.

45. Разработка программного комплекса для динамических расчетов балансировки и идентификации математических моделей роторов центробежных машин.

Докл. - Ю.В. Артеменко , студ. гр. ДМ-31.
Рук. - проф. В.И.Симоновский.

46. Разработка методики балансировки гибкого двухколесного ротора с использованием двух плоскостей коррекции.

Докл. - А.С. Яценко , студ. гр. ДМ-31.
Рук. - проф. В.И.Симоновский.

47. Исследование влияния автоколебательной накладки на динамику неуравновешенного ротора.

Докл. - В.Н. Ночовный , студ. гр. ДМ-31.
Рук. - проф. В.И.Симоновский.

48. Определение минимального числа плоскостей коррекции при балансировке гибких роторов центробежных насосов.

Докл. - Р.С. Головач , студ. гр. ДМ-21.
Рук. - проф. В.И.Симоновский.

49. Исследование динамики роторов турбокомпрессоров и идентификация их математических моделей.

Докл. : Д.В. Лейких , Е.В. Бровкова , студ. гр. ДМ-21.
Рук. - проф. В.И.Симоновский.

50. Вэйвлет-анализ как один из методов исследования сигналов.

Докл. - А.И. Сидорец , студ. гр. ДМ-41.
Рук. - доц. Е.Н.Савченко.

51. Использование вэйвлет-анализа в вибродиагностировании роторных машин

Докл. - К.Ю. Холоша , студ. гр. ДМ-31.
Рук. - доц. Е.Н.Савченко.

52. Применение принципов построения экспертных систем для создания эффективных систем диагностирования технического состояния роторных машин.

Докл. - Р.П. Мороз , студ. гр. ДМ-31.
Рук. - доц. Е.Н.Савченко.

53. Компьютеризированный измерительный комплекс для сбора, обработки и анализа диагностической информации.

Докл. - А.П. Шелегеда , студ. гр. ДМ-21.
Рук. - доц. Е.Н.Савченко.

54. Методы оценки технического состояния металлоконструкций и прогнозирования его дальнейшего изменения.

Докл. :О.А. Нестеров, Т.О. Мезенцев, студ. гр. ДМ-31.
Рук. - доц. В.М. Нагорный.

55. Влияние взаимного расположения грузов на свободные колебания двухмассовой системы в результате удара.

Докл. - С.Л. Глазырин, студ. гр. ТМ-41.

Рук. - ассист. Д.А.Жигилий.

56. Определение усилий в элементах фермы.

Докл. - Карелин А., 8-й кл. шк. №6, Сумский центр НТТМ.

Рук. - В.А.Смирнов.

57. Нахождение центров тяжести сложных фигур.

Докл. - А.Якерсон, 8-й кл. шк. №6, Сумский центр НТТМ.

Рук. - В.А.Смирнов.

58. Вычисление опорных реакций в пространственной системе произвольно расположенных сил.

Докл.-М.Угничева, 8-й кл. шк. №6, Сумский центр НТТМ.

Рук. - В.А.Смирнов.

59. Анализ значений опорных реакций в арке в зависимости от стрелы подъема.

Докл.- А.Мищенко, 9-й кл. шк. №6, Сумский центр НТТМ.

Рук. - В.А.Смирнов.

60. Представление в блоковой форме отдельных разделов кинематики.

Докл. - Е.Лось, 11-й кл. шк. №6, Сумский центр НТТМ.

Рук. - В.А.Смирнов.

СЕКЦІЯ ОПОРУ МАТЕРІАЛІВ ТА МАШИНОЗНАВСТВА

Голова - проф. Каринцев І.Б.

Секретар - ст.викл. Бард Л.В.

19 квітня 2007 р.

Початок о 11.15, ауд. М-112.

1. О работе научно-исследовательской лаборатории механических испытаний.

Докл.: проф. И.Б. Каринцев ; зав.лаб. А.И.Каринцева.

2. Двухслойная модель тонкостенных элементов конструкций из стеклопластика с межфазными дефектами.

Докл.: доц. С.М. Верещака ; ассист. Д.А.Жигилий.

3. Основы построения систем крутильной диагностики машин и механизмов.

Докл.- доц. В.Б.Курочкин.

4. Использование модифицированного метода расчета на устойчивость продольно-сжатых стержней по коэффициенту снижения основных допускаемых напряжений.

Докл.-доц. С.И.Катаржнов.

5. О методике механических испытаний трубчатых костей крыс на растяжение и изгиб.

Докл.: студ. А.В. Ратушный , гр.И-53; А.И. Скорик, гр.И-54.

Рук. - проф. И.Б.Каринцев.

6. Определение механических свойств костной ткани при кручении.

Докл.: И.В. Юрко, И.Н. Тertyшный, студ. гр.И-54.

Рук. - проф. И.Б.Каринцев.

7. Проектирование роликовинтовой передачи.

Докл.-Богачев, студ. гр.ТМ-42.

Рук. - доц. В.В.Стрелец.

8. Способ реализуемости тактограммы при синтезе системы управления машин-автоматов.

Докл.: А. Поклад , Д. Кобизский, студ. гр.ГМ-41.

Рук. - доц. М.А.Никитин.

9. Исследование напряжённо-деформированного состояния слоистых пластин методом конечных элементов.

Докл. - студ. В.В. Пилипенко , гр. К-31.

Рук. - доц. С.М.Верещака.

12. Примеры расчета на устойчивость продольно сжатых стержней модифицированным методом по коэффициенту снижения основных допускаемых напряжений.

17

Сумський державний
університет
БІБЛІОТЕКА

Україна
СУМСЬКИЙ ДЕРЖАВНИЙ УНІВЕРСИТЕТ
БІБЛІОТЕКА
Читальний зал № 4

Докл.-Л.А. Коваль , студ. гр.МТ-51.
Рук.-доц. С.И.Катаржнов.

13. Оценка критических напряжений при расчете сжатых стержневых систем на устойчивость согласно формулы Ясинского.

Докл.-С.А. Гордиенко , студ. гр.И-55.
Рук.-доц. И.Г.Зайцев.

14. Влияние взаимного расположения грузов на свободные колебания двухмассовой системы в результате удара.

Докл. - С.Л. Глазырин , студ. гр.ТМ -41.
Рук. - ассист. Д.А. Жигилий.

17. Определение упругих постоянных для различных материалов.

Докл.-уч.11-го кл. С. Крючков , шк.№ 6, ГЦНТТМ.
Рук. - зав.лаб. А.И.Каринцева.

18. Определение линейных и угловых перемещений в статически определимых конструкциях.

Докл.-уч.11-го кл. Н. Качан , г.Белополье, Дом детей и юношества.
Рук. - В.А.Смирнов.

19. Выбор оптимального расхода материала для различных конструктивных схем консольных рам.

Докл.-уч.11-го кл. С. Сергиенко , г.Белополье, Дом детей и юношества.
Рук. - В.А.Смирнов.

20. Построение эпюр внутренних силовых факторов для балок нагруженных распределенной нагрузкой q с различной интенсивностью.

Докл.- уч.11-го кл. А. Петренко , шк.№24, г.Сумы.
Рук. - В.А.Смирнов.

21. Использование значений внутренних силовых факторов для примерного армирования конструктивных элементов.
Докл.- уч.11-го кл. А. Дробинин , шк.№24, г.Сумы.
Рук. - В.А.Смирнов.
22. Определение закономерностей изменения "max" значений внутренних силовых факторов при различном положении внутренних силовых факторов.
Докл.- уч.11-го кл. Я. Васильев , шк.№23, г.Сумы.
Рук. - В.А.Смирнов.
23. Подбор поперечных сечений статически определимой рамы.
Докл.-уч.11-го кл. С. Недайвода , г.Белополье, Дом детей и юношества.
Рук. - В.А.Смирнов.
24. Нахождения положения центра изгиба тонкостенной консольной балки.
Докл.- уч.10-го кл. С. Диденко , шк.№25, г.Сумы.
Рук. - В.А.Смирнов.
25. Нахождение теоретическим и опытным путем несущей способности железобетонной балки, вариант гибкого армирования.
Докл.: уч.9-го кл. А. Хализива ; уч.10-го кл.
Т. Гаврильченко, шк.№25, г.Сумы.
Рук. - В.А.Смирнов.
26. Определение несущей способности деревянной балки с бетонными вкладышами.
Докл.: уч.11-го кл. Б. Матвиенко , А. Яковенко , шк.№25, г.Сумы.
Рук. - В.А.Смирнов
27. Определение вида деформации и напряженного состояния элемента.

Докл.: уч.11-го кл. Д. Вакула , Р.Шульга , А.Бурый ,
шк.№7, г.Сумы.
Рук. - В.А.Смирнов.

28. Приобретение умений и навыков при использовании условия прочности.

Докл.- уч.11-го кл. С. Лазоренко , шк.№25, г.Сумы.
Рук. - В.А.Смирнов.

29. Исследования закономерностей изменения геометрических факторов прочности балок.

Докл.-уч.10-го кл. Д. Лисовенко , г.Белополье, Дом детей и юношества.
Рук. - В.А.Смирнов.

30. Определение моментов инерции сложных сечений составленных из простых.

Докл.-уч.11-го кл. С. Филимонков, г.Белополье, Дом детей и юношества.
Рук. - В.А.Смирнов.

СЕКЦІЯ ПРИКЛАДНОЇ МАТЕМАТИКИ І МЕХАНІКИ

Голова - проф., д-р.фіз.-мат. наук Л.А. Фильштинський

Секретар - доц. Т. С.Сушко

17 квітня 2007 р.

Початок о15.00, ауд. Г-807.

1. Об основных направлениях НИР кафедры ПММ.

Докл. – проф. Л.А. Фильштинский.

2. Об одном функциональном методе решения уравнений.

Докл. – Е.С.Гетманский ,студ. гр. ПМ-21.

Рук. - доц. В.А.Фильштинский.

3. Исследование связанных электроупругих полей в составных телах.

Докл. – доц. Т.С.Сушко.

4. Осреднение периодических пьезокерамических структур с учетом межфазного слоя.

Докл. – О.В.Горбунова, студ. гр.. ПМ-21.

Рук. - доц. Ю.В.Шрамко.

5. Об одной кососимметричной задаче электроупругости для неоднородного цилиндра конечной длины при скользящей заделке его торцов.

Докл. – доц. Ю.Д.Ковалев.

6. Пространственные задачи электроупругости для слоя, ослабленного полостями.

Докл. – ст.преп. Л.В.Шрамко

Рук. – проф. Л.А.Фильштинский.

7. Задача зв'язаної термопружності для півшару з тунельною порожниною (кососимметричний випадок).

Доп. – асист. А. В.Бондарь

Кер. – проф. Л. А.Фильштинський.

8. Гармонічні коливання термопружного шару з тунельною порожниною.

Доп. – асист. Н. А.Молдаванова

Кер. – проф. Л. А.Фильштинський.

9. Построение системы однородных решений и анализ корней дисперсионного уравнения симметричных колебаний термоупругой плиты.

Докл. – асп. Т. А.Киричек

Рук. – проф. Л. А.Фильштинский.

10. Непрямой метод граничних елементів для шару з закріпленими основами.

Доп. – асп. Д. В.Кушнир.

Кер. – проф. Л. А. Фильштинский.

11. Термоупругие колебания изотропной пластинки с учётом тепловой релаксации.

Докл.: асп. В. Н. Кобзарь, студ. гр. ПМ-21 О.В.Падалка.

12. Моделирование связанных волновых полей в составном пьезокерамическом пространстве.

Докл. – студ. гр. ПМ – 21 А.С.Батрак.

Рук. – доц. Т.С.Сушко.

13. Распространение электроупругих волн в составном пьезокерамическом пространстве.

Докл. – студ. гр. ПМ – 21 Е.А.Проценко.

Рук. – доц. Т.С.Сушко

14. Неоклассическая модель оптимального экономического роста.

Докл. – студ. гр. ПМ – 31 О.И.Гавриленко.

Рук. – доц. Т.С.Сушко

15. Модель анизотропной составной среды с концентраторами напряжений.

Докл. – студ. гр. ПМ – 21 М. В.Бойко.

Рук. – проф. Л. А. Фильштинский.

16. Оптимизация портфеля ценных бумаг.

Докл. – студ. гр. ПМ – 31 Ю.В.Прокопенко.

Рук. – доц. В. А. Фильштинский.

17. Граничные задачи электроупругости для составных пьезоэлектрических тел.

Докл. – студ. гр. ПМ – 21 М.В.Сенченко.

Рук. – проф. Л. А. Фильштинский.

18. Приложение теории аналитических функций к анализу линеаризованной гидродинамической модели Навье-Стокса.

Докл. – С.С. Мурашко, студ. гр. ПМ – 21.

Рук. – проф. Л. А. Фильштинский.

19. Плоская задача моментной теории упругости для тел с групповой симметрией.

Докл. – Ю.В. Макаренко, студ. гр. ПМ – 21.

Рук. – проф. Л. А. Фильштинский.

20. Оцінка параметрів одного класу нелінійних коливних систем.

Доп. – доц. І.Д. Пузько.

21. Исследование упругих волновых полей в неограниченной изотропной среде с инородным включением.

Докл. – асп. Е.И. Москаленко.

Рук. – проф. Л.А. Фильштинский.

СЕКЦІЯ МОДЕЛЮВАННЯ СКЛАДНИХ СИСТЕМ СЕКЦІЯ КІЛЬКІСНІ МЕТОДИ В ЕКОНОМІЦІ

Голова – доц. В.Д. Карпуша

Секретар – доц. О.О. Базиль

17 квітня 2007 р.

Початок о 15.00, ауд. Ц-220.

1. Проблеми специфікації, ідентифікації та оптимізації в динамічних моделях інвестиційного розвитку макроекономічних систем відкритого типу.

Доп.- Д.В. Фільченко, студ. гр. ПМ-21.

Кер. – доц. О.М. Назаренко.

2. Оптимізація та оцінка ефективності телекомунікаційного інформаційно-освітнього середовища вищого навчального закладу.

Доп.- М. О. Іваненко, студ. гр. ПМ-21.

Кер. – доц. В.О. Любчик.

3. Способ повышения значения коэффициента детерминации в эконометрических моделях.

Докл.- И.В. Карпенко, студ. гр. ПМ-21.

Рук. – доц. А.М. Назаренко.

4. Самоорганізація в системі з внутрішнім мультиплікативним шумом.

Доп.- А.В. Дворниченко, асп.

Кер. – проф. Д.О. Харченко.

5. Вплив зовнішніх флуктуацій на процеси фазового розшарування у системі біологічних мембран.

Доп.- В.С. Ласкавий, студ. гр. ПМ-21.

Кер. – проф. Д.О. Харченко.

6. Оцінювання політичних флуктуацій методами економетрики.

Доп.- Д.С. Литовченко, студ. гр. ПМ-21.

Кер. – доц. О.М. Назаренко.

7. Моделювання апаратурного спектра в delphi-середовищі.

Доп.- О.Ю. Решетов, студ. гр. ПМ-31.

Кер.: ас. О.А. Шовкопляс, доц. Ю.М.Лопаткін.

8. Особенности решения обратной задачи в эллипсометрических исследованиях.

Докл.- М.И. Сиротенко, студ. гр. ПМ-21.

Рук. – ас. У.С.Швец.

9. Фазовые переходы в эволюционирующих системах.

Докл.- А.С. Оберлянд, студ. гр. ПМ-21.

Рук. – доц. Ю.М. Лопатки.

10. Моделювання росту перколяційних кластерів за рахунок агрегації при узагальнених процесах дифузії.

Доп.- К.О. Білокур, студ. гр. ПМ-21.
Кер. – проф. Д.О. Харченко.

11. Використання комп'ютерної техніки для тестування студентів.

Доп. – доц. О.О. Базель.

12. Оптимальное релейное управление системами градиентного типа.

Докл. – асп. А.О. Васильєв.
Рук. – доц. А.М. Назаренко.

13. Розробка супутників з малими розмірами (масою мікросупутників).

Доп.- С.О. Василенко, студ. гр. ПМ-21
Кер. – доц. О.М. Назаренко.

ЗАВЕРШАЛЬНЕ ЗАСІДАННЯ

20 квітня 2007 р. Початок о 15.00, ауд. Ц - 224

1. Підбиття підсумків конференції.

Доп. – декан ММФ, доц. С.М. Верещака

СЕКЦІЯ МАТЕМАТИЧНОГО МОДЕЛЮВАННЯ
**МОДЕЛИРОВАНИЕ ТЕПЛОВЫХ ПРОЦЕССОВ В
ТОНКИХ ТЕЛАХ**

Ст. преп. Николенко В.В., СумГУ, Сумы
доц., к.ф-м н. Ячменёв В.А., СумГУ, Сумы

Использование концентрированных потоков энергии в технологических целях и кратковременность их воздействия на материалы, широкое применение материалов с тонкими покрытиями приводят к необходимости изучения сингулярно возмущённых уравнений с частными производными.

Особенностью рассматриваемых задач является наличие малого параметра как при старшей производной к пространственной переменной, так и при производной по времени.

Рассмотрим одну из задач такого типа, а именно, описывающую распространение тепла в тонком прямоугольнике (отношение ε ширины к его длине является малым параметром)

$$\frac{\partial U}{\partial t} - a\Delta U = f(x, U, t)$$

$$0 \leq x \leq 1$$

$$0 \leq y \leq \varepsilon$$

$$U|_{t=0} = \varphi(x, y)$$

$$U|_{x=0} = \psi_1(y, t)$$

$$\frac{\partial U}{\partial y} - A\varepsilon U|_{y=0} = 0$$

$$\frac{\partial U}{\partial z} + A\varepsilon U|_{y=\varepsilon} = 0$$

$$U|_{x=1} = \psi_2(y, t)$$

После выполнения замены переменной $y = \varepsilon z$ получим дифференциальное уравнение, содержащее малый параметр перед одной из старших производных по пространственной переменной и перед производной по времени.

Таким образом, мы приходим к задаче с несколькими соприкасающимися вязкими границами.

Решение задачи проводится с помощью асимптотического разложения решения по параметру, т.е. решение строится в виде

$$U(x, z, t, \varepsilon) = \bar{U}(x, z, t, \varepsilon) + \Pi(x, z, \tau, \varepsilon) + Q(\zeta, z, t, \varepsilon) + Q^*(\zeta_*, z, t, \varepsilon) + P(\zeta, z, \tau, \varepsilon) + P^*(\zeta_*, z, \tau, \varepsilon)$$

где каждое слагаемое представляет собой ряд по степеням ε .

Здесь \bar{U} - регулярная составляющая; Π, Q, Q^* - пограничные функции, служащие для описания решения вблизи граней $t=0, x=0, x=1$; P и P^* - угловые пограничные функции в окрестностях рёбер $(x=0, t=0)$ и $(x=1, t=0)$; $\tau = \frac{t}{\varepsilon^2}, \zeta = \frac{x}{\varepsilon}$,

$\zeta_* = \frac{1-x}{\varepsilon}$ - погранслойные переменные.

Далее применяется стандартный приём: приравняются коэффициенты при одинаковых степенях ε , отдельно зависящие от x, z и отдельно, зависящие от погранслойных переменных.

НЕСТАЦИОНАРНАЯ ЗАДАЧА ТЕРМОУПРУГОСТИ В КУСОЧНООДНОРОДНЫХ СРЕДАХ С ДЕФЕКТАМИ ПОД ВОЗДЕЙСТВИЕМ ВЫСОКОКОНЦЕНТРИРОВАННЫХ ПОТОКОВ ЭНЕРГИИ

Ст. преп. Клименко В.А., СумГУ, Сумы

При работе лазерных установок, нагрев материала высококонцентрированными потоками энергии, можно моделировать действием тепла заданной удельной мощностью или теплового потока. В качестве источника на практике используется нормальный (гауссовский) или равномерный источник. Гауссовская форма источника имеет место при действии лазера, работающего в одномодульном режиме.

СЕКЦИЯ МАТЕМАТИЧНОГО МОДЕЛЮВАННЯ

При недостаточной удельной мощности лазерного излучения для расплавления и выпаривания поверхностного слоя материала, затраты тепловой энергии вследствие радиации и конвекции незначительны, а теплофизические свойства материала не зависят от температуры.

Предлагается методика нахождения распределения термоупругих полей кусочно-однородной среды, подверженной нестационарному теплообмену.

Краевая задача сводится к системе интегральных уравнений смешанного типа. Численная реализация осуществляется методом последовательных приближений.

АНАЛИЗ МКЭ ОСОБЕННОСТЕЙ ПРИ ИЗГИБЕ ПЛАСТИН

Доц., канд ф-т наук Маслов А.П., СумГУ, Сумы

Особенности напряженно-деформированного состояния изгибаемых пластин возникают за счет различных факторов:

- 1) геометрии пластины (входящие углы);
- 2) условия закрепления на контуре пластины;
- 3) наличие неоднородностей или трещин в пластине.

Эти факторы имеют различную физическую природу и вызывают возмущение напряженно-деформированного состояния различного типа.

С другой стороны, наличие таких особенностей учитывается в математической модели представленной в виде дифференциального уравнения в частных производных и существенно осредняется при применении вариационных методов для численных расчетов.

Для выявления различного типа особенностей и их взаимодействия предлагается использовать схему МКЭ, базисные функции которого аппроксимируют искомую функцию прогиба и ее производные до четвертого порядка включительно. В этом случае в узлах и на границе КЭ происходит удовлетворение бигармонического уравнения

изгиба пластины, а в области КЭ- минимизация соответствующего функционала. Такой подход позволяет определять наличие выше указанных особенностей различного типа и их взаимодействие.

Рассмотренные численные примеры показывают, что физически различные типы особенностей (разрывы закрепления контура, наличие сосредоточенной нагрузки или трещин, точечные опоры в области) при взаимодействии снижают напряжения в пластине.

НОВА ЯКІСТЬ САМОСТІЙНОЇ РОБОТИ СТУДЕНТІВ У БОЛОНСЬКОМУ ПРОЦЕСІ

Доц., канд. п. н. Одарченко Н.І.,

доц. канд. ф.м.н. Брацихіна Л.І.

Освіта завжди визначалась як основа духовного, економічного, культурного розвитку суспільства і держави. А метою освіти є всебічний розвиток людини, виховання високих моральних якостей, забезпечення народного господарства кваліфікованими фахівцями.

Впровадження у вищих навчальних закладах освіти кредитно-модульних технологій навчання передбачає творчий методичний підхід до самостійної роботи студентів. Адже правильно вивчення конкретної дисципліни дає можливість студенту показати свої здібності, перевірити себе у різних формах інтелектуальної праці.

При вивченні математичних дисциплін на різних факультетах Сумського державного університету самостійна робота студентів організована на всіх формах проведення занять.

Для самостійного опрацювання студентам на лекції пропонується самостійне доведення аналогічних теорем чи формул. Наприклад, тема "Основні теореми про границі", тоді теореми про границю суми і частки двох функцій доводяться на дошці, а теореми про границю різниці і добутку двох функцій

СЕКЦІЯ МАТЕМАТИЧНОГО МОДЕЛЮВАННЯ студентам пропонується довести самостійно. За виконання цього завдання передбачається певна кількість балів, що враховується при нарахуванні балів за даний модуль.

Це збуджує інтерес і внутрішню активність думки, створює умови для подальшого більш глибокого і самостійного вивчення навчального матеріалу за підручником та іншою навчальною літературою.

ОСНОВНЫЕ МОДЕЛИ ТУРБУЛЕНТНОГО ТЕЧЕНИЯ ЖИДКОСТИ И ОСОБЕННОСТИ ИХ ЧИСЛЕННОЙ РЕАЛИЗАЦИИ

*Мартынов А.С., Кучин А.И., Мартынова Н.С.
канд.техн.наук, СумГУ, Сумы*

В условиях значительного сокращения финансирования научных исследований и фондов развития производства, экспериментальные работы по созданию новых технологий практически неосуществимы. В связи с этим, задача развития и совершенствования численных методов исследования течений вязкой несжимаемой жидкости становится особенно актуальной.

Широкий класс течений вязкой жидкости в проточной части представляют собой нестационарные и периодические течения, в которых малые возмущения могут привести к конечным изменениям структуры течения. К нестационарным течениям с неустойчивостью можно отнести турбулентные течения в проточной части, нестационарный срыв потока на лопастных системах, слои смещения, за лопастными системами и многие другие.

Описание механизма нестационарного срыва потока и зарождения турбулентного пограничного слоя является актуальной задачей для многих практически важных приложений. В частности, резкие изменения гидродинамических характеристик профилей лопастных систем гидравлических машин при малых изменениях угла атаки и режимов работы, а также динамические нагрузки на лопастных

СЕКЦИЯ МАТЕМАТИЧНОГО МОДЕЛЮВАННЯ

системах и на различных конструкциях под действием постоянного и резко меняющегося набегающего потока, являются следствием нестационарного обтекания и срыва потока.

В докладе приводится описание с единых позиций некоторых, наиболее фундаментальных понятий моделей турбулентности, разработанных к настоящему времени, а также существующие методы расчета различных характеристик турбулентных течений. Основной проблемой, возникающей при решении задачи о течении вязкой жидкости в полной постановке, является замыкание уравнений Навье-Стокса.

Понять и научиться рассчитывать турбулентность – задача настоящей работы.

ЗАДАЧА ИДЕНТИФИКАЦИИ В УРАВНЕНИЯХ ТЕПЛОПРОВОДНОСТИ

*Ст. преп. Николенко В.В., СумГУ, Сумы, доц., канд. ф-м н.
Ячменев В.А., СумГУ, Сумы*

Рассматривается одномерная задача о распространении тепла в однородном стержне при наличии на границе теплообмена с окружающей средой за счет излучения и вынужденной конвекции. Постоянный коэффициент теплопроводности, температура окружающей среды и начальная, всюду одинаковая, температура стержня считаются известными. Уравнения распространения тепла имеют вид:

$$\frac{\partial u}{\partial t} = -\frac{\partial q}{\partial x}, \quad (1)$$

$$q = -\frac{\partial u}{\partial x}$$

Задача предлагается симметричной, и поэтому рассматривается лишь половина стержня, а в центральное сечение $x = 0$ находится в условиях, соответствующих теплоизолированной границе. В сечении $x = l$, где граничное

условие неизвестно, теплообмен происходит одновременно излучением и вынужденной конвекцией.

Таким образом граничные условия имеют вид:

$$q(0;t) = 0 \quad (2)$$

$$q(1;t) = \beta[(u(1;t)+1)^4 - \theta_c^4] + \eta[(u(1;t)+1) - \theta_c] \quad (3)$$

Предположим, что в некоторой точке стержня, например, $x_1 = 0,5$ проводились измерения температуры и температура в этой точке известна $u_m(x)$. Задача состоит в определении коэффициентов β, η по результатам этого измерения, т.е. в идентификации граничных условий.

Для восстановления функции $u(1;t)$ мы используем равенство (2) и известную температуру в сечении $x = 0,5$.

РЕШЕНИЕ ГИПЕРБОЛИЧЕСКОГО УРАВНЕНИЯ ТЕПЛОПРОВОДНОСТИ

Чаплыгин А.А., СумГУ

Рассматривается одномерная задача нагрева тонкого стержня внутренними источниками тепла с учётом конечности скорости его распространения. Теплопроводность в теле в данном случае описывается системой уравнений:

$$\begin{aligned} \rho c \frac{\partial T}{\partial t} &= -\operatorname{div} \bar{q} + q_v; \\ \tau^* \frac{\partial \bar{q}}{\partial t} &= -\lambda \operatorname{grad} T - \bar{q}. \end{aligned} \quad (1)$$

где ρ - плотность тела, c - его удельная теплоёмкость, T - температура, \bar{q} - вектор удельного теплового потока, q_v - объёмная мощность источников тепла в теле, τ^* - время релаксации (параметр среды).

СЕКЦИЯ МАТЕМАТИЧНОГО МОДЕЛЮВАННЯ

Изменение q должно происходить с временем меньшим или сравнимым с τ^* .

Система (1) сводится к одному дифференциальному уравнению теплопроводности относящемуся к гиперболическому типу:

$$\tau^* \frac{\partial^2 T}{\partial t^2} + \frac{\partial T}{\partial \tau} = a \frac{\partial^2 T}{\partial x^2} + \frac{q_v}{c\rho}, \quad \text{где } a = \frac{\lambda}{c\rho} \quad (2).$$

Зададим постановку задачи соответствующей данному уравнению:

- 1) рассмотрим стержень длиной l ;
- 2) теплофизические свойства материалы будем считать не зависящими от температуры;
- 3) температуру в начальный момент $t = 0$ положим T_0 ;
- 4) внутренние источники, действующие в теле, постоянной интенсивности;
- 5) тепловой поток на границе равен нулю;
- 6) на концах стержня поддерживается постоянная температура T_0 .

Для решения поставленной задачи будем использовать метод характеристик. Разобьём отрезок $[0; l]$ на n частей с шагом $h = \frac{l}{n}$, получим точки $x_k = kh$, где $k = \overline{0, n}$. Через эти точки проведём характеристики 1-го и 2-го семейства и покроем всю область сеткой. Характеристиками будут прямые линии с угловыми коэффициентами $\pm \sqrt{\frac{a}{t^*}}$.

Условия на характеристиках могут быть заданы в виде:

$$\begin{aligned} \lambda dT + \sqrt{a\tau^*} dq + \left(q - \sqrt{a\tau^*} q_v \right) dx &= 0 \\ \lambda dT - \sqrt{a\tau^*} dq + \left(q + \sqrt{a\tau^*} q_v \right) dx &= 0 \end{aligned} \quad (3)$$

СЕКЦІЯ МАТЕМАТИЧНОГО МОДЕЛЮВАННЯ

для 1-го и 2-го семейства характеристик соответственно.

Вместо этих соотношений можно записать их разностный аналог:

$$\begin{aligned} \lambda(T_3 - T_1) + \sqrt{a\tau^*} \cdot (q_3 - q_1) + \left(\frac{q_1 + q_3}{2} - \sqrt{a\tau^*} \cdot q_v \right) \frac{h}{2} &= 0 \\ \lambda(T_3 - T_2) - \sqrt{a\tau^*} \cdot (q_3 - q_2) - \left(\frac{q_1 + q_3}{2} + \sqrt{a\tau^*} \cdot q_v \right) \frac{h}{2} &= 0 \end{aligned} \quad (4)$$

причём точки 1 и 3 лежат на одной характеристике первого семейства, а точки 2 и 3 на одной характеристике второго семейства.

Из последних двух уравнений определяем значение искомой функции в точке 3:

$$\begin{aligned} T_3 &= \frac{T_1 + T_2}{2} - \frac{4\sqrt{a\tau^*} - h}{4\lambda} (q_2 - q_1) + \frac{h\sqrt{a\tau^*}}{2\lambda} q_v \\ q_3 &= \frac{2\lambda}{4\sqrt{a\tau^*} + h} (T_1 - T_2) + \frac{4\sqrt{a\tau^*} - h}{4\sqrt{a\tau^*} + h} \cdot \frac{q_1 + q_2}{2} \end{aligned} \quad (5).$$

БАЛАНСУВАННЯ ВІДЦЕНТРОВОЇ МАШИНИ

Беда О.І., Беда І.М.

Основною причиною збільшення вібрацій відцентрової машини є неврівноважений ротор. Це виникає внаслідок того, що на ньому присутні отвори, гайки и т.д., а тому центр ваги перерізу ротора не співпадає з його геометричним центром і при обертанні ротора навколо геометричного центру на нього діє відцентрова сила $F = me\omega^2$ (де m – маса ротора, e – зміщення центра ваги, ω – кутова швидкість обертання), величина якої й зумовлює вібраційний стан машини.

СЕКЦІЯ МАТЕМАТИЧНОГО МОДЕЛЮВАННЯ

В даній роботі запропоновані заходи, які призводять до зменшення величини e , тобто до зниження вібрації відцентрової машини.

Нехай маємо диск, центр ваги якого зміщений від геометричного центру на відстань e , рис. 1. При обертанні на нього діє відцентрова сила F_0 , яка викликає вібрацію вала з віброприскоренням, амплітуда якого дорівнює a_0 (віброприскорення можна заміряти приладами, а тому його можна вважати відомим).

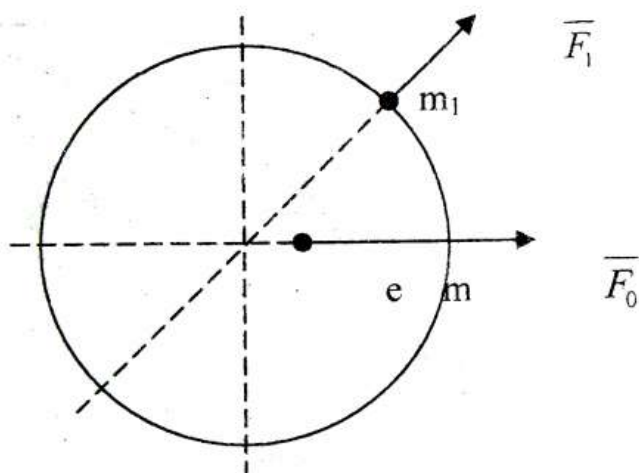


Рисунок 1.

Оскільки положення центра ваги невідоме, то в довільному напрямку (нехай це буде під деяким поки що невідомим кутом φ) на радіусі R закріпимо додаткову вагу масою m_1 , яка дає додаткову силу $F_1 = m_1 R \omega^2$. Під дією сили $\overline{F}_p = \overline{F}_0 + \overline{F}_1$ ротор має віброприскорення a_p . Оскільки віброприскорення пропорційне прикладеній силі, то можна побудувати паралелограм прискорень, рис. 2, де прискорення a_1 зумовлене тільки відцентровою силою \overline{F}_1

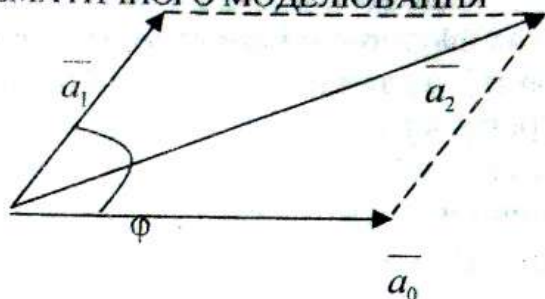


Рисунок 2.

Якщо додаткову вагу масою m_1 прикласти діаметрально протилежно, то одержимо наступну схему, рис. 3.

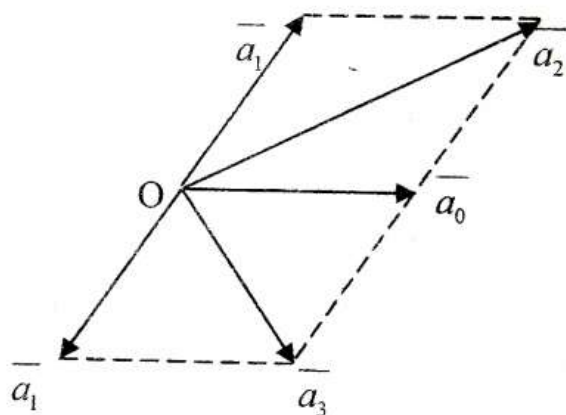


Рисунок 3.

Невідомий кут ϕ повинен задовольняти умові: побудовані два паралелограми на векторах \vec{a}_0, \vec{a}_1 і $\vec{a}_0, -\vec{a}_1$ мають діагоналями відповідно вектори \vec{a}_2 та \vec{a}_3 .

Значення m можна знайти більш простим способом. Проведемо три кола з радіусами a_0, a_2, a_3 з центрами в точці O , рис. 4. Нехай вісь O_1O_2 – вісь, на якій знаходяться додаткові маси. Паралельно цій осі проводимо пряму так, що $AB=BC$.

З'єднаємо точки B і O , а через точки A і C проведемо прямі, паралельні BO до перетину з віссю O_1O_2 , рис. 4. Легко бачити, що центр ваги знаходиться на прямій OB , отже для зменшення вібрації ротора необхідно в точку, яка знаходиться

на відрізку OB_1 на відстані h від точки O помістити додаткову вагу $m_2 = m_1 \cdot \frac{R}{h} \cdot \frac{OB}{OD}$, де значення OB та OD можна виміряти.

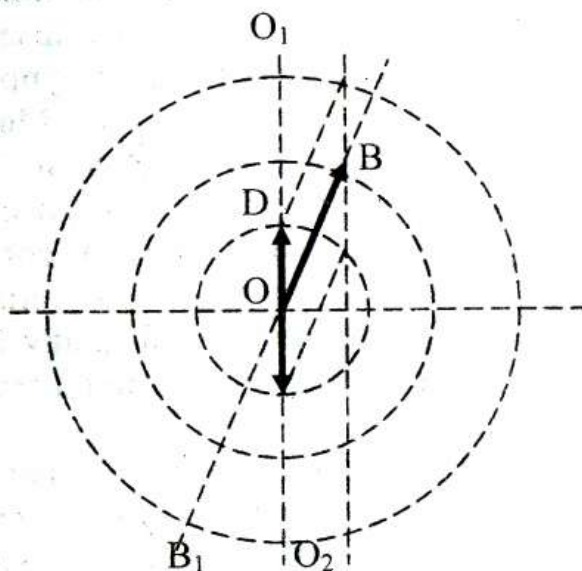


Рисунок 4.

Таким чином, в даній роботі розроблений метод знаходження дисбалансу ротора відцентрової машини, а також запропоновані заходи, що дозволяють зменшити її вібрацію.

ТЕРМОДИНАМІЧНЕ УЯВЛЕННЯ БІФУРКАЦІЇ ХОПФА

І.О. Шуда

Добре відомо, що концепція фазових переходів визначає одну з фундаментальних ідей сучасної фізики. Відповідна картина базується на схемі Ландау, відповідно до якої термодинамічна система, що знаходиться під дією повільно змінюваного зовнішнього впливу, відчуває стрибкоподібне різке перетворення термодинамічного стану, якщо його потенціал набуває одного або декількох додаткових мінімумів просторового стану. З математичної точки зору таке фазове

СЕКЦІЯ МАТЕМАТИЧНОГО МОДЕЛЮВАННЯ

перетворення визначає простішу біфуркацію, яка виражається у подвоєнні числа стаціонарних станів.

Як відомо, термодинамічний фазовий перехід визначає частинний випадок процесу самоорганізації, у ході якого параметр порядку, спряжене йому поле і управляючий параметр змінюються самоузгодженим чином. Можна сказати, що узагальнення термодинамічної картини до синергетичної зумовлено розширенням набору параметрів стану від єдиного до трьох раніше вказаних. Тому, можна сподіватись, що таке узагальнення дозволить описати не тільки найпростішу біфуркацію типу Ландау, але й складнішу біфуркацію Хопфа, при якій народжується континуальний граничний цикл, а не дискретна множина.

Як показав попередній розгляд [1] використання повного набору універсальних деформацій у рамках синергетичної схеми не приводить до граничного циклу, тоді як вихід за рамки теорії самоорганізації дозволив знайти граничний цикл типу, показаного на рис. 1 [2]. У зв'язку з цим виникає питання: у чому фізична причина, завдяки якій схема самоорганізації не може визначати самоорганізацію Хопфа?

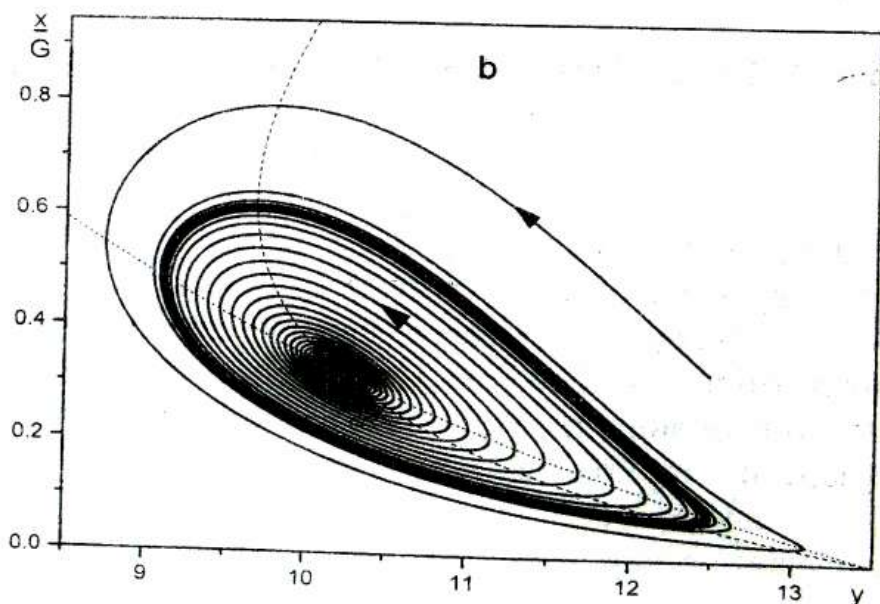


Рисунок 1 – Граничний цикл, що відповідає нестандартним рівнянням самоорганізації $\dot{x} = x[y - (1+rx) - (A-1)/(1+px)]$, $\dot{y} = A - y(1+x)$ при $A=14$, $r=5$, $p=2$ [2]

Виявляється, що основна причина у тому, що опис граничного циклу потребує використання як потенціалу, так і сили поля, спряженого параметра порядку, тоді як стандартна синергетична схема використовує тільки сили цього поля. Показано, що швидке обертання конфігураційної точки фазової площини індукує калібровочне поле, потенціал якого зводиться до відносної швидкості руху зовнішньої і внутрішньої областей граничного циклу. Така картина дозволяє нам дослідити фазову площину, що обертається і містить набір граничних циклів, використовуючи аналогію з посудиною, яка обертається і містить надтекучий He^4 [3,4].

Приходимо до висновку, що процес самоорганізації системи повністю пригнічує зовнішнє періодичне поле з частотою ω_0 , яке обмежене нижньою границею ω_{c1} , тоді як в інтервалі $\omega_{c1} < \omega_0 < \omega_{c2}$ це поле приводить до серії резонансів координати і імпульси яких змінюються у періодично розподілених періодичних циклах. В кінці, з перевищенням верхньої межі ω_{c2} система поводить ся таким чином, що не проявляється процес її самоорганізації – координати і імпульси відчужають коливання з частотою ω_0 .

СПИСОК ЛІТЕРАТУРИ

1. Олемской О.І., Шуда І.О., Харченко В.О. Самоорганізація нестійкої системи за сценарієм біфуркації Хопфа // Укр.фіз. журн. – 2006. – Т.51, – N 3. – С. 312-320.
2. Шуда І.О. Біфуркація Хопфа в твердотільному одномодовому лазері з керованою добротністю резонатора // Укр.фіз. журн. – 2004. – Т.49, – N 8. С. 767-772.

3. Kleinert H. Gauge Fields in Condensed Matter, Vol. I: Superflow and Vortex Lines. – Singapore: World Scientific, 1989. – 998 p.

4. Tilley D.R., Tilley J. Superfluidity and superconductivity. – N.Y. etc.: Van Nostrand Reinhold Company, 1974. – 283 p.

ОСОБЛИВОСТІ КОНТРОЛЮ У КЛАСАХ З ПОГЛИБЛЕНИМ ВИВЧЕННЯ МАТЕМАТИКИ В УМОВАХ ОСОБИСТІСТНО ОРІЄНТОВАНОГО НАВЧАННЯ.

Захарченко Н.М., СумДУ. Суми

У світлі сучасної модернізації освіти України навчання у загальноосвітній школі розглядається як багатоступеневий неперервний процес, у ході якого відбувається становлення особистості і закладається підґрунтя для її реалізації у подальшій професійній діяльності. Розроблена та успішно реалізується Концепція математичної освіти в 12-річній школі, згідно якої старша школа є профільною.

Досить поширена в Україні мережа класів з поглибленим вивченням математики стає при цьому основою для реалізації ідей профільного навчання фізико-математичного напрямку.

Індивідуальний підхід є найбільш продуктивним у роботі з математично обдарованими дітьми. В моделі сучасної школи, що впроваджується у процесі реформування шкільної освіти, індивідуальний підхід можна здійснити шляхом організації профільної диференціації процесу навчання, зокрема через школи й класи з поглибленим вивченням математики, яка є унікальним засобом формування не тільки освітнього, а й розвиваючого та інтелектуального потенціалу особистості.

Специфіка і структура змісту поглибленого курсу математики дає кожному учневі на підставі його здібностей, нахилів, інтересів, ціннісних орієнтацій і суб'єктного досвіду можливість реалізувати себе у пізнавальній навчальній діяльності. Поглиблене навчання учнями математики

СЕКЦІЯ МАТЕМАТИЧНОГО МОДЕЛЮВАННЯ

розглядається як процес розкриття й розвитку особистості учня, якість якого забезпечується систематичним, цілеспрямованим контролем та мірою участі учня у контролюючій навчальній діяльності.

Контроль є складовою діагностики і означає виявлення, вимірювання і оцінювання знань, умінь і навичок учнів. Виявлення та вимірювання результатів навчання називають перевіркою. В умовах, коли відбувається методологічна переорієнтація процесу навчання на розвиток творчої особистості учня, контроль має базуватись на принципі позитивного оцінювання згідно якого, у першу чергу враховуються рівні досягнень учнів, а не степінь невдач.

Учні класів з поглибленим вивченням математики у переважній більшості мають високий рівень математичних здібностей, які характеризуються як креативні, тому що розв'язування проблемних, нестандартних задач, завдань підвищеної складності є процесом творчим. Процес поглибленого вивчення математики є репродуктивним (пов'язаним з функцією пам'яті) і продуктивним (пов'язаним з функцією мислення). Оцінювання репродуктивних знань та умінь має бути стандартизованим та уніфікованим (еталонним), тоді як продуктивні знання оцінюються як особистісний внутрішній приріст учня.

Особистісно орієнтоване навчання змінює критерії оцінки освітньої діяльності. У традиційному навчанні освітній продукт учня оцінюється за ступенем наближення його до заданого зразка, тобто чим більш точно і повно відтворює учень заданий зміст, тим вища оцінка його освітньої діяльності. В особистісно орієнтованому навчанні освітній продукт учня оцінюється за ступенем відмінності від заданого, тобто чим більше науково - і культурно-значущих відмінностей від відомого продукту вдається домогтись учню, тим вища оцінка продуктивності його навчання.

Особистими освітніми продуктами у процесі вивчення математики можуть бути: історичний аналіз, реферат, розв'язання наукової проблеми, доведення теореми,

СЕКЦІЯ МАТЕМАТИЧНОГО МОДЕЛЮВАННЯ

сформульоване правило або закономірність, складена задача, самостійна робота для вчителя або товариша, комп'ютерна програма тощо.

Особистісний підхід до освіти вимагає відновити у правах суб'єктивізм в оцінці освітніх досягнень учнів, підвищити, а не понизити роль учителя в діагностиці та оцінці дійсних особистісних приростів учня. Необхідно знайти ефективне сполучення між суб'єктивною і об'єктивною системами оцінювання.

Узагальнення власного досвіду роботи в класах з поглибленим вивченням математики, бесід з учителями в інституті післядипломної освіти дозволили нам чітко усвідомити специфіку тих проблем, які виникають у процесі контролю при поглибленому навчанні математики. З одного боку вікові особливості сприймання та засвоєння математичної інформації в основі своїй є такими самими як у учнів інших профілів, з іншого боку профільна диференціація передбачає збільшення обсягу навчального матеріалу та підвищення його теоретичного рівня, тому навіть аналогічні вимоги до результатів навчання вимагатимуть від учнів цих класів більшого фізичного навантаження та розумових зусиль. У той же час не можна втратити ті важливі мотиваційні фактори, які впливають із дидактичних функцій контролю. Таким чином наявним є певне протиріччя розв'язати яке можливо лише розробкою та впровадженням більш ефективної системи контролю результатів навчання при поглибленому вивченні курсу математики.

Ідеалізований варіант дії такої системи – управлінські (зовнішній контроль) функції учителя, поступово вичерпуючись (потреба у зовнішньому контролі поступово зменшується), переводять навчання математики у план само регульованого протікання, тобто самоконтролю, самоуправління, самоосвіти. Ідеальна модель властива лише математику-досліднику, ми ж формуємо особистість, яка звикла перевіряти і контролювати свої вчинки, що дуже важливо для математиків і техніків.

ОЦІНКА ПАРАМЕТРІВ ОДНОГО КЛАСУ НЕЛІНІЙНИХ КОЛИВНИХ СИСТЕМ З N СТУПЕНЯМИ ВІЛЬНОСТІ.

Пузько І. Д.

В роботі проведено аналіз і наведено рішення задачі параметричної ідентифікації слабо нелінійних механічних коливних систем (НМКС) з одним, двома та N ступенями вільності. Для НМКС з одним і двома ступенями вільності визначені інерційно – жорсткісні параметри відповідних лінійних породжувальних коливних систем при реалізації режимів вільних коливань. Наведене також твердження, що обґрунтовує можливість параметричної ідентифікації НМКС з N ступенями вільності при виконанні умови можливості перетворення досліджуваної НМКС до множини “ N ” НМКС з одним ступенем вільності шляхом формування двох груп мас (рухомої і нерухомої) за умови жорсткого з’єднання всіх мас в кожній групі та гнучкого з’єднання між групами мас. Причому маси обох груп мас дискретно змінюються, дискретами такої зміни виступають маси досліджуваної коливної системи. Якщо маса однієї групи мас дискретно збільшується (зменшується), то маса другої групи мас відповідно дискретно зменшується (збільшується). При цьому сумарна маса обох груп мас є величиною сталою, яка дорівнює сумарній масі N мас досліджуваної коливної системи.

Параметрична ідентифікація такої коливної системи може бути проведена за умови можливості фіксації та запам’ятовування N парціальних частот “ N ” рухомих груп мас.

СЕКЦІЯ МАТЕМАТИЧНОГО МОДЕЛЮВАННЯ

При проведенні досліджень, аналізу і розрахунку цілого ряду автоматичних систем мають місце випадки, коли коливні процеси відносяться до класу затухаючих або зростаючих, що наближаються не до лінійних гармонійних, а до лінійних затухаючих або таких, що розходяться, але з таким показником затухання, що повільно змінюється, і власною частотою на визначеному обмеженому часовому інтервалі.

В цьому випадку нелінійна функція має явну залежність від поточного часу, тому цю функцію неможливо представити у вигляді кінцевої суми ряду Фур'є.

В роботі вирішена задача параметричної ідентифікації нелінійних сильно дисипативних коливних систем з одним ступенем вільності, зокрема, отримані аналітичні співвідношення для визначення інерційно – жорсткісних і дисипативних параметрів відповідних лінійних породжувальних систем. Застосовано рівняння першого наближення після перетворення на основі принципу балансу імпульсів сил і метод додаткових мас.

У подальших дослідженнях варто приділити увагу комп'ютерному моделюванню рішень сильно дисипативних нелінійних коливних систем.

ДОСЛІДЖЕННЯ РІВНОВАГИ МЕХАНІЧНИХ СИСТЕМ

О.В.Головань, І.М.Беда

Багатьом знайомі рядки чудової байки К.А. Крилова „... да Лебедь рвётся в облака, Рак пятится назад, а Щука тянет в воду...”. А чи замислювалися ми над тим, як розрахувати рух возу, якщо відомо, з якими силами його тягнуть Лебідь, Рак і Щука? Ця задача цілком природна, можна сказати, типова: до деякого твердого тіла в певних місцях прикладені сили – що відбудеться?

Якщо більш детально звернути увагу на явища, які відбуваються навколо нас, то можна побачити безліч цікавих

СЕКЦІЯ МАТЕМАТИЧНОГО МОДЕЛЮВАННЯ
задач. Розв'язки одних цілком очевидні, розв'язки інших
постають перед нами зовсім з несподіваної сторони.

Мабуть, багато хто пам'ятає про незвичайну поведінку
ляльки-неваліяни. Відомий поет С.Я.Маршак писав:

Уснули телята, уснули цыплята,
Не слышно веселых скворчат из гнезда.
Один только мальчик – по имени Ванька,
По прозвищу Встанька – не спит никогда.

.....
Лечил его доктор из детской больницы.

Больному сказал он такие слова:

- Тебе, дорогой, потому не лежится,

Что слишком легка у тебя голова!

В даній роботі спробуємо не лише пояснити таку
поведінку за допомогою законів фізики, але й з'ясувати, при
яких умовах лялька-неваліяна займає вертикальне положення, як
тільки перестає діяти сила, яка утримувала його у будь-якому
іншому положенні. Схематично ляльку неваліяну можна уявити
собі як дві сфери, які дотикаються, з радіусами R і r ($R > r$), рис.1.
Велика сфера – це „тіло”, а маленька – „голова”. У нижній
частині „тулуба” знаходиться масивне тіло у формі сферичного
сегменту висотою h . Сегмент обмежений частиною поверхні
„тулуба” і площиною, перпендикулярною до вісі, яка проходить
через центри сфер і точку їх дотику.

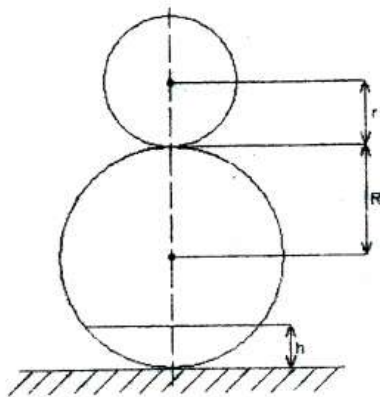


Рисунок 1. Схема ляльки-неваліяни

Якщо спробувати покласти ляльку на горизонтальну поверхню і залишити в спокої, вона миттєво підніметься. Чому? Очевидно, що вертикальне положення ляльки-неваляни є положенням стійкої рівноваги.

Рівновагу будемо досліджувати за допомогою ковзних векторів: виведемо ляльку із положення, відхиливши її вісь на кут α від вертикалі, рис. 2. нехай h_c – висота центра ваги масивного тіла при вертикальному положенні вісі, M – його маса; m_2 – маса

„голови”, m_1 – маса „тулуба”.

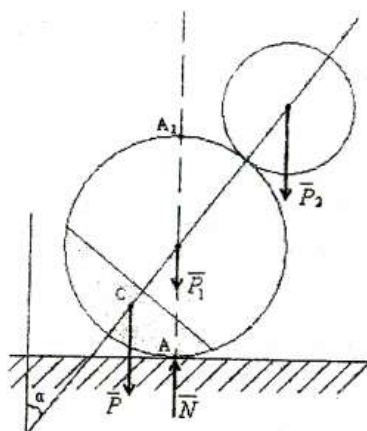


Рисунок 2

Легко побачити, що вертикальне положення буде стійким, якщо

$$P(R - h_c) \sin \alpha > P_2(R + r) \sin \alpha \quad \text{або}$$

$$Mg(R - h_c) \sin \alpha > m_2 g(R + r) \sin \alpha,$$

$$m_2 < M \frac{R - h_c}{R + r},$$

Залишилась невідомою величина h_c , але її можна виразити через відомі величини R , h , як центр ваги масивного тіла

$$h_c = h \frac{8R - 3h}{12R - 4h}.$$

Тоді одержимо

$$m < M \frac{3(16R^2 - 4hR + h^2)}{4(3R - h)(R - r)}$$

Таким чином, знайдено точну математичну умову, яка показує, у якій мірі повинна бути „легка голова” ляльки-неваляни, щоб він займав вертикальне положення, як тільки його залишать у спокої.

МЕТОДИ РОЗВ'ЯЗУВАННЯ ЗАДАЧ З ПАРАМЕТРАМИ

*Доц., канд. ф-т н. Білоус О.А., СумДУ, Суми, Клименко А.В.,
9 клас, ЗОШ № 29, Сумське територіальне відділення МАН*

Вивчення багатьох фізичних, технічних та економічних процесів, геометричних залежностей часто приводить до розв'язання задач з параметрами. Особливістю таких задач є те, що параметр, як математичний об'єкт не тільки кількісно і якісно характеризує задачу, а й впливає на процес розв'язання і відповідь задачі. У більшості випадків, особливо під час розв'язування складних задач моделювання, параметрів може бути декілька. В математиці це знаходить відображення у задачах-рівняннях, нерівностях, системах, для яких, в залежності від параметру, виконуються різні аналітичні дослідження, на визначених інтервалах отримуються різні результати.

Поряд з тим, постійний інтерес до методів розв'язання задач з параметрами виникає у учнів середніх шкіл. У шкільному курсі звичайних класів дана тематика взагалі не вивчається, у курсі математики фізико-математичних класів - вивчається поверхнево, не глибоко, в той час, як задачі з параметрами постійно присутні на вступних іспитах з математики до вищих навчальних закладів.

Серед існуючих задач з параметрами можна відмітити задачі декількох типів.

СЕКЦІЯ МАТЕМАТИЧНОГО МОДЕЛЮВАННЯ

Тип 1. Рівняння, нерівності, їх системи і сукупності (математичні об'єкти), які потрібно розв'язувати або для будь-якого значення параметра (параметрів), або для значень параметра, що належить заздалегідь обумовленій множині.

Тип 2. Математичні об'єкти, для яких потрібно визначити кількість розв'язків залежно від значення параметру (параметрів).

Тип 3. Математичні об'єкти, для яких необхідно знайти всі ті значення параметра, при яких вказані рівняння, нерівності, їх системи і сукупності мають задане число розв'язків.

Тип 4. Математичні об'єкти, для яких при шуканих значеннях параметра, безліч розв'язків задовольняють заданим умовам в області визначення.

До основних методів розв'язання задач з параметрами можна віднести аналітичний і графічний. Причому іноді графічне уявлення значно спрощує розв'язання задачі. Виділяють два підходи до роботи з графічним методом.

1. На площині $(x; y)$ розглядають множину ліній, що залежать від параметра a : $y = f(x; a)$. Далі визначають криві, які мають потрібні властивості.

2. На площині $(x; a)$ зображують множину точок, що задовольняє умові задачі. Геометричний аналіз вказаної множини приводить до розв'язку задачі.

В даній роботі розв'язана нерівність, що містить параметр. Представлені три способи розв'язання цієї задачі: аналітичний і два графічних.

Зроблені висновки про те, що аналітичний спосіб дає точні результати, але є громіздким і трудоемким, графічні способи дають швидкий, наочний розв'язок, але потребують чіткої побудови ліній.

Взагалі при розв'язуванні задач з параметрами особливу роль відіграє обробка результатів, отриманих на тому чи іншому етапі розв'язання, дбайливість і чіткість проведення розрахунків.

Продовження роботи у цьому напрямку автори бачать в безпосередньому застосуванні методів розв'язання задач з параметрами до прикладних задач.

МАТЕМАТИЧНА МОДЕЛЬ КОМПОЗИТНОГО МАТЕРІАЛУ З КРИХКОЮ МАТРИЦЕЮ, ХАОТИЧНО АРМОВАНОЮ КОРОТКИМИ ВОЛОКНАМИ

Долгих В.М., УАБС, Шаповалов С.П., СумДУ

Руйнування композитного матеріалу з крихкою матрицею розпочинається з розвитку тріщин у матриці. Волокна, що перетинають тріщину, чинять опір її розкриттю, що приводить до збільшення межі міцності композита.

Метою досліджень є визначення міцності композитного матеріалу в залежності від геометричних і механічних характеристик його компонентів.

Нехай крихка матриця хаотично армована короткими гнучкими волокнами, послаблена плоскою дископодібною тріщиною радіуса a . На нескінченності, перпендикулярно тріщині, діє напруга σ^∞ , що розтягує, (мал.1).

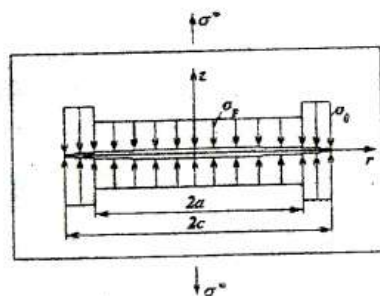


Рис. 1. Схема композита з тріщиною

Область $0 \leq r \leq a$ відповідає розірваним зв'язкам між берегами тріщини. Замінімо дію волокон, що стримують розкриття тріщини, рівномірно розподіленими по її поверхні навантаженнями σ_p . Вважаємо, у кільцевій області $a \leq r \leq c$ протилежні береги тріщини притягаються з постійною напругою σ_0 , якщо відстань між ними не перевищує граничної величини

СЕКЦІЯ МАТЕМАТИЧНОГО МОДЕЛЮВАННЯ

розкриття тріщини δ_k . Величина σ_0 дорівнює межі міцності композита. Умова поширення тріщини має вигляд [1]:

$$2w(a,0) = \delta_k \quad (1)$$

де $w(r, z)$ – переміщення уздовж осі Z точки з координатами (r, z) .

Переміщення точок матеріалу на поверхні тріщини [1]

$$w(r,0) = B_k \int_0^{\pi/2} d\alpha \int_{r \sin \alpha}^{c \sin \alpha} \frac{q(\rho) d\rho}{\sqrt{\rho^2 - r^2 \sin^2 \alpha}}, \quad B_k = \frac{4(1 - \nu_k^2)}{\pi E_k}, \quad (2)$$

$$q(r) = \begin{cases} \sigma^\infty - \sigma_p, & 0 \leq r \leq a \\ \sigma^\infty - \sigma_0, & a < r \leq c \end{cases}, \quad c = a \left[1 - (\sigma^\infty - \sigma_p)^2 / (\sigma_0 - \sigma_p)^2 \right]^{-1/2}$$

де ν_k, E_k – коефіцієнт Пуассона і модуль Юнга композита.

Переміщення точок на лінії, що розділяє зону зчеплення й зону розірваних зв'язків

$$w(a,0) = B_k (\sigma_0 - \sigma_p) a (1 - a/c). \quad (3)$$

Використовуючи критерій (1), знаходимо границю міцності композиту

$$\sigma_*^\infty = \sigma_p^* + (\sigma_0 - \sigma_p^*) \sqrt{\frac{2a_*}{a}} \sqrt{1 - \frac{a_*}{2a}}, \quad a \geq a_* = \frac{\pi E_k \sigma_k}{8(1 - \nu_k^2)}, \quad (4)$$

де a_* – критичний розмір тріщини. При $a = a_*$ досягається найбільша величина міцності композита

$$\sigma_*^\infty = \sigma_p^* + \sigma_m^*, \quad (\sigma_m^* = \sigma_0 - \sigma_p^*) \quad (5)$$

При подальшому збільшенні радіуса тріщини ($a > a_*$), гранична напруга σ_*^∞ зменшується, тому σ_*^∞ є руйнівним навантаженням для композитного матеріалу з дископодібною тріщиною радіусом $a \geq a_*$. Композит із тріщиною радіусом $a < a_*$ має міцність бездефектного матеріалу.

Оцінимо середню величину зусиль, що діють на береги тріщини з боку волокон, перетинаючи її в різних напрямках. Розглянемо пружне циліндричне волокно, анкероване в матрицю на глибину l під кутом θ до осі Z , що витягається силою P із пружної матриці (рис. 2)

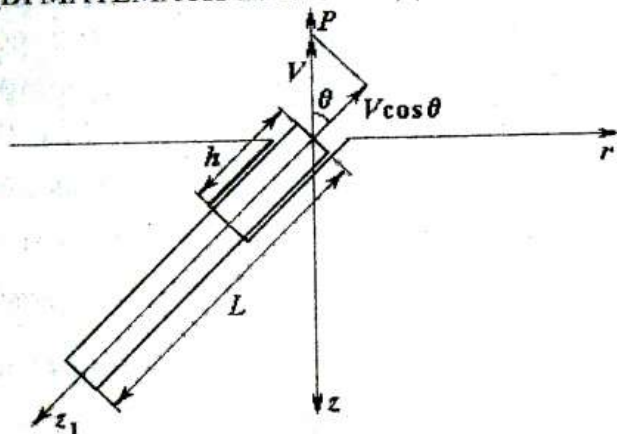


Рис. 2. Схема витягування волокна з матриці

При зростанні сили P максимальне дотичне напруження збільшується, досягаючи деякого граничного значення $\langle \tau \rangle$, при якому відбувається відшарування волокна від матриці. Припускаючи, що на ділянці відшарування діє рівномірно розподілене по поверхні волокна дотичне напруження тертя τ_s ,

знайдемо зусилля у волокні $\sigma_z^f(z)$ (6)

$$\sigma_z^f(0) = \left\{ 2\tau_s \sqrt{VE_f \cos \theta / (R\tau_s)} + 2\langle \tau \rangle \chi \operatorname{th}[(l - h_\theta) / (\chi R)] \right\} \cos \theta, \quad l_0 \leq l \leq L, \quad 0 \leq \theta \leq \theta_*$$

$$\sigma_z^f(0) = 2\tau_s l \cos \theta / R, \quad 0 \leq l < l_0 = \sqrt{RVE_f \cos \theta / \tau_s}, \quad 0 \leq \theta \leq \theta_*,$$

$$\sigma_z^f(0) = E_f V \cos^2 \theta \operatorname{th}(l / (\chi R)) / (\chi R), \quad \theta_* \leq \theta < \pi/2, \quad 0 \leq l \leq L.$$

Тут $h_\theta = \sqrt{RV \cos \theta E_f / \tau_s}$, $\theta_* = \arccos \left\{ \langle \tau \rangle R \ln(r/R) / (VG_m) \right\}$ – граничний кут (при $0 \leq \theta < \theta_*$ волокна відшаровуються, при $\theta_* \leq \theta < \pi/2$ – волокна не відшаровуються), $2L$ – довжина волокна. Далі приймемо $\theta_* = \pi/2$.

Усреднюючи співвідношення (6) по орієнтаціям і глибинах анкерів, одержимо значення середньої напруги у волокні $\langle \sigma_f \rangle$, що перетинає тріщину. Наприклад, при статистично однорідному в площині армуванні воно дорівнює

$$\langle \sigma_f \rangle = \frac{4}{\pi L} \int_0^{\pi/2} d\theta \int_0^L \sigma_z^f(l, \theta) dl = \frac{8\tau_s}{\pi} \left\{ 0,8741 \sqrt{\frac{VE_f}{R\tau_s}} + \chi \frac{\langle \tau \rangle}{\tau_s} - \frac{\pi VE_f}{8 L \tau_s} \right\} \quad (7)$$

СЕКЦІЯ МАТЕМАТИЧНОГО МОДЕЛЮВАННЯ

Кількість волокон N , що перетинають поверхню тріщини площею F при статистично однорідному об'ємному армуванні визначається за формулою $N = \mu_f F / (2f)$, при площинному армуванні $N = 2\mu_f F / (\pi f)$, де μ_f – об'ємна доля волокон, f – площа поперечного перерізу волокна. Межі міцності композита $\sigma_k = \langle \sigma_f \rangle \mu_f / 2 + \sigma_m (1 - \mu_f)$ – для об'ємного армування, (8)

$$\sigma_k = \langle \sigma_f \rangle \mu_f / \pi + \sigma_m (1 - \mu_f) \text{ – для площинного армування (9)}$$

В таблиці 1 порівнюються розраховані й експериментально визначені [2] межі міцності на розтягання склогіпсу і склоцементу. Характеристики композицій:

а) склогіпс – $E_m = 1,7 \cdot 10^4 \text{ MN/m}^2$, $\sigma_m = 2,75 \text{ MN/m}^2$,
 $E_f = 7,6 \cdot 10^4 \text{ MN/m}^2$, $\tau_s = 5,52 \text{ MN/m}^2$, $2L = 43 \text{ mm}$

б) склоцемент – $E_m = 1,7 \cdot 10^4 \text{ MN/m}^2$, $\sigma_m = 2,75 \text{ MN/m}^2$,
 $E_f = 7,6 \cdot 10^4 \text{ MN/m}^2$, $\tau_s = 10,34 \text{ MN/m}^2$, $2L = 34 \text{ mm}$

Скляні нитки складаються з 204 моноволокон, міцністю на розтягання $\sigma_f = 1210 \text{ MN/m}^2$, ефективний діаметр нитки $d = 0,144 \text{ mm}$. Армування в обох випадках – статистично однорідне в площині. При розрахунках покладалося $\langle \tau \rangle / \tau_s = 3$, $\delta_k = 2,2 \div 2,5 \cdot 10^{-3} \text{ mm}$.

Матеріал	Склогіпс	Склоцемент
Об'ємна частка волокон	0,047; 0,089	0,0325
Межа міцності на розтягання:		
розрахований	12,39 ; 21,0	13,38
експериментальний	13,8 ; 21,8	13,4

ЛІТЕРАТУРА

1. Панасюк В. В. Предельное равновесие хрупких тел с трещинами. – Киев: Наук. Думка, 1968. – 246 с.
2. Материалы, армированные волокном /пер. с англ. – М.: Стройиздат, 1982. – 180 с.

СЕКЦІЯ МАТЕМАТИЧНОГО МОДЕЛЮВАННЯ
**УЗАГАЛЬНЕНА АНАЛІТИЧНА МОДЕЛЬ БОЮ МІЖ
ОДНОРІДНИМИ ПРОТИДІЮЧИМИ УГРУПУВАННЯМИ**

Супрун В.М., ВІРВіА СумДУ, м.Суми

Однією з важливих проблем, яка має місце у військовій справі, є задача опису, аналізу і дослідження динаміки процесу бойового зіткнення протидіючих угруповань. У теперішній час [1,4] динаміка цього процесу зазвичай описується за допомогою математичних моделей двох видів: аналітичних і стохастичних.

Найбільшим загальним (і найбільш розповсюдженим) видом аналітичних моделей бою протидіючих угруповань військ є система диференціальних рівнянь виду:

$$\begin{cases} \frac{dm_1}{dt} = f_1(m_1, m_2, u, t), \\ \frac{dm_2}{dt} = f_2(m_1, m_2, v, t). \end{cases}$$

відповідаюча схемі протидії однієї сторони на іншу і навпаки, де:

t – час ведення бою;

m_1, m_2 – середні чисельності бойових засобів протидіючих сторін на момент часу t ;

u, v – компоненти управління.

Фізичний зміст управляючих компонент може бути різним і залежить від поставленої мети дослідження (наприклад, управління може виявлятися в інтенсивності підведення резервів, розподілу цілей між засобами ураження і т. ін.).

В роботі розглянута аналітична модель, яка описує динаміку бойових дій між двома протидіючими угрупованнями S_1 і S_2 , що мають у своєму складі відповідно N_1 і N_2 бойових одиниць, у вигляді системи диференціальних рівнянь:

$$\begin{cases} \frac{dm_1}{dt} = -\omega(t)m_2, \\ \frac{dm_2}{dt} = -s(t)m_1. \end{cases}$$

(1)

де $S(t)$ і $\omega(t)$ – узагальнені показники ефективності угруповань S_1 і S_2 , які на відміну від класичних моделей бою Ланчестера і Дінера [1,2], залежать від часу t .

Показано [3], що єдиний розв'язок $m_1=m_1(t)$ і $m_2=m_2(t)$ системи (1) з початковими умовами $m_1(0)=N_1$ і $m_2(0)=N_2$ при $t=0$, в околі яких функції $S(t)$ і $\omega(t)$ аналітичні, може бути знайдений у вигляді:

$$m_i = \sum_{k=0}^{\infty} \frac{t^k}{k!} D_{m_i}^k \Big|_{t=0}, \quad i=1,2 \quad (2)$$

де D – оператор перетворення і для системи (1) він буде таким:

$$D = \frac{\partial}{\partial t} - \omega(t)m_2 \frac{\partial}{\partial m_1} - s(t)m_1 \frac{\partial}{\partial m_2}$$

Звідки,

$$\begin{aligned} m_1 = & N_1 - \omega(0)N_2t + \left[\omega(0)s(0)N_1 - N_2 \frac{\partial \omega}{\partial t} \Big|_{t=0} \right] \frac{t^2}{2!} + \\ & + \left[2s(0)N_2 \frac{\partial \omega}{\partial t} \Big|_{t=0} + \omega(0)N_1 \frac{\partial s}{\partial t} \Big|_{t=0} - \omega^2(0)s(0)N_2 - \right. \\ & \left. - N_2 \frac{\partial^2 \omega}{\partial t^2} \Big|_{t=0} \right] \frac{t^3}{3!} + \dots \end{aligned}$$

(3)

$$\begin{aligned}
 m_2 = & N_2 - s(o)N_1t + \left[\omega(o)s(o)N_2 - N_1 \frac{\partial s}{\partial t} \Big|_{t=0} \right] \frac{t^2}{2!} + \\
 & + \left[2\omega(o)N_2 \frac{\partial s}{\partial t} \Big|_{t=0} + s(o)N_2 \frac{\partial \omega}{\partial t} \Big|_{t=0} - s^2(o)\omega(o)N_1 - \right. \\
 & \left. - N_1 \frac{\partial^2 s}{\partial t^2} \Big|_{t=0} \right] \frac{t^3}{3!} + \dots
 \end{aligned}$$

В якості прикладу наводиться аналітична модель бою між протитанковим артилерійським дивізіоном (ПТРеЗ) і танковим батальйоном (*тб*) евентуального противника. Аналіз розв'язку (3) системи (1) і отриманих розрахунків дають можливість спрогнозувати наслідок бою між ПТРеЗ і *тб*, проаналізувати динаміку зміни середніх чисельностей бойових засобів кожної з протидіючих сторін на який завгодно момент часу t ведення бою.

Література

1. Вентцель Е.С. Исследование операций. М., Советское радио, 1972 г.
2. Нецадим М.І., Колесніков В.О., Мазуренко В.О., Супрун В.М. Основи управління та прийняття рішень у військовій справі. С., Слобожанщина, 2000 р.
3. Степанов В.В. Курс дифференциальных уравнений. М., Физматлит, 1959 г.
4. Мартыщенко Л.А., Филюстин А.Е., Голик Е.С., Клавдиев А.А. "Военно-научные исследования и разработка вооружения и военной техники" (ч.І) – М., МО РФ, 1993.

МАТЕМАТИЧНА МОДЕЛЬ БОЮ МІЖ ОДНОРІДНИМИ ПРОТИДІЮЧИМИ УГРУПУВАННЯМИ

Гуленко В.І., Військовий інститут РВіА СумДУ

Однією з важливих задач, яка виникає під час підготовки військових операцій, командно-штабних навчань, при приведенні

СЕКЦІЯ МАТЕМАТИЧНОГО МОДЕЛЮВАННЯ

військових з'єднань у бойову готовність, є задача раціонального використання і координації цілого комплексу різноманітних робіт, операцій і дій. Науково обґрунтовані відповіді на питання, що виникають при розв'язанні цих проблем дають методи сіткового планування і управління (СПУ) [1,3].

В той же час процес бойового зіткнення протидіючих сторін і динаміка цього процесу описується [2] за допомогою математичних моделей бойових дій і теорії ігор, що дозволяє приймати оптимальні варіанти поведінки з урахуванням можливих відповідних дій противника.

В роботі отримано оптимізовану сіткову модель підготовки виходу протитанкового артилерійського дивізіону (ПТПрез) з моменту часу подання команди на марш і до зайняття вогневої позиції в районі передбачуваних бойових дій - одного із можливих напрямків наступу танкового батальйону (*тб*) противника. При побудові сіткового графіка надано перелік подій і робіт, які визначають процес підготовки ПТПрез до виконання бойової задачі. При цьому використані однозначні оцінки часу виконання робіт, які взяті зі статутів, нормативних документів і на підставі досвіду, а також оцінки часу, які носять імовірнісний характер.

Визначено критичний шлях $L_{кр}$ і його тривалість ($t_{кр}$) та ймовірність $P(t_{кр} \leq T_{кр})$ виконання поставленої задачі в заданий директивний ($T_{дир}$) час.

Математичне моделювання процесу бойового зіткнення двох протидіючих сторін *тб* і ПТПрез здійснено на базі рівнянь динаміки середніх (рівняння Ланчестера 1-го роду) і теорії ігор [2,4]. В основі прогнозування результатів бою лежать співвідношення початкових чисельностей N_1 і N_2 бойових засобів ПТПрез і *тб* та їх ефективні скорострільності Λ_1 і Λ_2 . Для розрахунків вихідних даних було використано статистичний матеріал, нормативні і керівні документи. Проведено цілий ряд обчислень, визначена оцінка точності стрільби з гармати (пряма наводка) по танку і навпаки, з танка по гарматі. Бій між *тб* і ПТПрез описується матричною грою 3×3 . В якості елементів платіжної матриці гри взято відносну втрату танків при застосуванні *тб* відповідної стратегії. Числові значення елементів платіжної матриці отримані з розв'язку

СЕКЦІЯ МАТЕМАТИЧНОГО МОДЕЛЮВАННЯ
системи диференціальних рівнянь. Розв'язок гри, що описує бій між
тб і ПТРез, зведений до стандартної задачі лінійного
програмування. Знайдено і рекомендовано для застосування в бою з
тб евентуального противника оптимальну змішану стратегію S_A^*
для ПТРез, а також ціна гри v .

ЛІТЕРАТУРА

1. Абчук В.А., Матвейчук Ф.А., Томашевський Л.П.
Справочник по исследованию операций. - М., Воениздат, 1979.
2. Вентцель Е.С. Исследование операций.- М., Сов. Радио,
1972.
3. Нешадим МІ., Колесніков В.О., Мазуренко В.О., Супрун
В.М. Основи управління та прийняття рішень у військовій
справі. - С. Слобожанщина, 2000.
4. Ткаченко П.Н., Куцев Л.М. и др. Математические модели
боевых действий. - М., Сов. Радио, 1968.

СЕКЦІЯ ІНФОРМАТИКИ
APPLICATION OF THE GRAPH-THEORY TO SOLVE NP-COMplete PROBLEMS

S. Petrov, candidate, Informatics department, Sumy.

S. Shapovalov, candidate of science, Informatics department, Sumy

In recent years we have seen an increasing interest in combining CSP (constraint satisfaction problem) and LP (linear programming) based techniques for solving hard computational problems.

In this paper we provide a simple linear time transformation from a directed or undirected graph with labeled edges to an unlabeled digraph[1], such that paths in the input graph in which no two consecutive edges have the same label correspond to paths in the transformed graph and vice versa. Using this transformation, we provide efficient algorithms for finding paths and cycles with no two consecutive equal labels[1-2]. We also consider related problems where the paths and cycles are required to be simple; we find efficient algorithms for the undirected case of these problems but show the directed case to be NP-complete. We apply our path and cycle finding algorithms in a program for generating and solving Sudoku puzzles, and show experimentally that they lead to effective puzzle-solving rules that may also be of interest to human Sudoku puzzle solvers.

The problem definition is: *A Sudoku square of order n consists of n^4 variables formed into an $n^2 \times n^2$ grid with values from 1 to n^2 such that the entries in each row, each column and in each of the n^2 major $n \times n$ blocks are all different[3].* Currently, only Sudoku problems of order 3 (9 x 9 grid) are widely used. It was claimed in [1] that there are 6,670,903,752,021,072,936,960 valid Sudoku squares of order 3.

Solving of the Sudoku problem consist of use bivalued graphs[2]. In this graph we create a vertex for each cell of the Sudoku grid that has not yet been filled in but for which we have restricted the set of digits that can fill it to exactly two digits. We connect two such vertices by an edge when the corresponding two cells both lie in a single row, column, or square, and can both be filled by the same digit; the label of the edge is the digit they can both be filled by. An example

bilocation graph (for the same Sudoku configuration that we used as an example for the bilocation graph) is shown in Figure 1

5	3			7	6		2	9
1	2	6	3	9		5	7	
	7	9	5	2			6	3
2	6	3		5		9	4	7
7			2		9	3	5	6
9	4	5	7	6	3	2	8	1
3		4	6	8	5	7	9	2
6	9	7	4	3	2			5
	5	2	9	1	7	6	3	

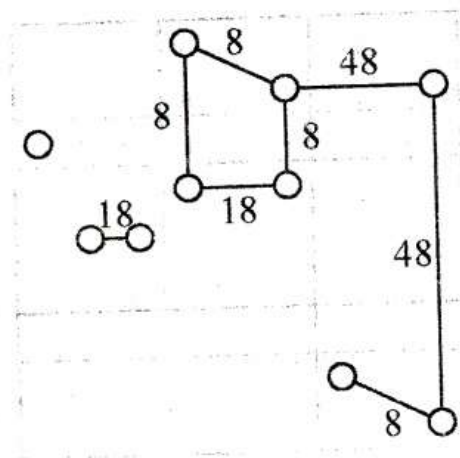


Fig. 1. – Sudoku grid and its Bivalence graph

Founding a nonrepetitive paths in the bivalence graph we represent cascading chains of deductions. If the first vertex in the path is not filled with the label of its edge, then the other endpoint is filled with that label, the next vertex in the path is filled with the next label, and so on. In the bivalence graph, if the first vertex in the path is filled with the label of its edge, then the other endpoint is not, and must be filled with its other possible value, which forms the label of the next edge, and so on. To describe these cascading deductions in more visual terms, one can imagine that, in the bilocation graph, a cell filled with a mismatched label at the start of the path pushes all the edge labels to the farther cells, while in the bivalence graph, a cell filled with a matched label at the start of the path pulls all the edge labels to the nearer cells.

References

1. N. Alon, R. Yuster, and U. Zwick. Color-coding. *J. Assoc. Comput. Mach.* 42(4):844–856, July 1995
2. Sudoku wikipedia entry. D. Eppstein. Ten algorithms for Egyptian fractions. *Mathematica in Education and Research* 4(2):5–15, 1995.
3. H. Simonist, Sudoku as a Constraint Problem, IC-PARS. №3 p 16-21, 2004

СЕКЦІЯ ІНФОРМАТИКИ ІДЕНТИФІКАЦІЯ ГОЛОСУ

Якушев А.А., СумДУ

Задача ідентифікації голосу має важливе наукове та практичне значення для інтенсивного розвитку машинних усномовних технологій, пов'язаних, по-перше, з голосовим керуванням комп'ютерних систем, а, по-друге, з автоматизацією створення документації безпосередньо з голосу. Основною метою машинного автоматичного розпізнавання голосу є створення орієнтованого на людину інтерфейсу комп'ютерних систем.

Дана робота присвячена розробці інформаційного та програмного забезпечення системи ідентифікації голосу у рамках інформаційно-екстремальної інтелектуальної технології (ІЕІТ), що ґрунтується на максимізації інформаційної спроможності системи шляхом оптимізації її параметрів функціонування за умов апріорної невизначеності інформаційних і ресурсних обмежень.

Розглянемо таку постановку задачі ідентифікації голосу у рамках ІЕІТ.

Нехай дано алфавіт класів розпізнавання $\{X_m^o \mid m = \overline{1, M}\}$, де M — кількість класів, серед яких клас X_1^o характеризує акустичні властивості голосу персонального користувача ЕОМ, та навчальна матриця $\|y_{m,i}^{(j)} \mid i = 1, N, j = 1, n\|$, де N — кількість ознак розпізнавання; n — кількість реалізацій образу. Відомий вектор параметрів функціонування системи розпізнавання, який у загальному випадку має таку структуру:

$$g = \langle g_1, \dots, g_{\xi_1}, \dots, g_{\Xi_1}, f_1, \dots, f_{\xi_2}, \dots, f_{\Xi_2} \rangle, \Xi_1 + \Xi_2 = \Xi,$$

де $\langle g_1, \dots, g_{\xi_1}, \dots, g_{\xi_1} \rangle$ – генотипні параметри функціонування системи розпізнавання, які впливають на параметри розподілу реалізацій образу; $\langle f_1, \dots, f_{\xi_2}, \dots, f_{\xi_2} \rangle$ – фенотипні параметри функціонування системи розпізнавання, які впливають на геометрію контейнерів класів розпізнавання.

Треба на етапі навчання у рамках ІЕ ІТ побудувати в радіальному базисі бінарного простору ознак розпізнавання оптимальне в інформаційному розумінні чітке розбиття класів $\mathfrak{R}^{|\mathcal{M}|}$ і на етапі екзамену прийняти рішення про належність усномовної реалізації образу, що розпізнається, до класу X_1^o .

Для формування словника ознак і навчальної матриці нормалізовані акустичні сигнали власника комп'ютерної системи та іншого користувача квантується в децибелах по амплітуді на декілька рівнів і обчислюється кількість протилежних екстремумів на кожному кроці квантування. Процес навчання системи розпізнавати голос власника у рамках ІЕІТ здійснювався шляхом оптимізації геометричних параметрів контейнерів класів розпізнавання, що відновлюються в радіальному базисі простору ознак на кожному кроці навчання, і системи контрольних допусків на ознаки розпізнавання. Як критерій функціональної ефективності (КФЕ) використовувалася модифікація інформаційного критерію Кульбака [1]

Графік залежності критерію функціональної ефективності J від системи контрольних допусків, одержаний в процесі навчання системи розпізнавання за паралельним алгоритмом оптимізації контрольних допусків на ознаки розпізнавання, наведено на рис.1.

СЕКЦІЯ ІНФОРМАТИКИ

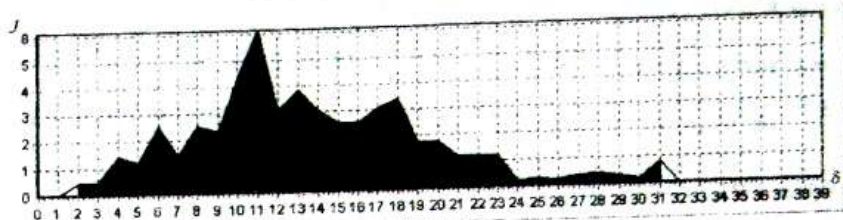


Рисунок 1

Аналіз рис.1 показує, що в робочій області (темна ділянка) визначення функції інформаційного КФЕ оптимальне значення параметра поля контрольних допусків на кількість переходів екстремумів амплітудної характеристики на інтервалі 2 с дорівнює ± 11 .

У табл. 1 наведено результати оптимізації контейнера класу X_1^o , де D_1 , β – перша достовірність і помилка другого роду відповідно; d_1 , d_2 – оптимальні радіуси контейнерів класів X_1^o і класу X_1^o відповідно; d_c – кодова відстань між центрами класів

Таблиця 1 – Результати процесу навчання

δ	J	D_1	β	d_1	d_2	d_c
11	6,132	0,975	0,000	8	8	11

Як видно з табл. 1 значення КФЕ та першої достовірності наближаються до граничних ($J_{\max}=7,5$), що дозволяє зробити висновок про відносно високу ефективність навчання системи розпізнавання у рамках ІЕІТ. У перспективі для побудови безпомилкових вирішальних правил необхідно здійснити оптимізацію часових інтервалів амплітудних характеристик, оптимізацію

контрольних допусків за послідовним алгоритмом та оптимізувати словник ознак, що є завданням подальшого дослідження.

Література

1. Краснопоясовський А. С. Інформаційний синтез інтелектуальних систем керування: Підхід, що ґрунтується на методі функціонально-статистичних випробувань. – Суми: Видавництво СумДУ, 2004. – 261 с.

ВИКОРИСТАННЯ ГІБРИДНИХ АЛГОРИТМІВ В ІНТЕЛЕКТУАЛЬНИХ СИСТЕМАХ, ЩО НАВЧАЮТЬСЯ

Дзюба О.О. Шелехов І.В. СумДУ м.Суми

Підвищення ефективності та оперативності управління виробничими процесами органічно пов'язано із розробкою та впровадженням інтелектуальних інформаційних технологій, що базуються на ідеях і методах машинного навчання. Тому багатовимірною оптимізація систем керування (СК), що навчаються є актуальною темою. Серед методів багатовимірної оптимізації генетичні алгоритми добре зарекомендували себе як ефективні у сферах ідентифікації складних динамічних об'єктів, вибору оптимальних конфігурацій, синтезу оптимальних алгоритмів керування, планування руху транспортних засобів та ін. Генетичні алгоритми – це велика група методів адаптивного пошуку та багатовимірної оптимізації, що в останні роки інтенсивно розвиваються. [1 - 2]

Досить ефективними на багатьох практичних задачах показали себе методи навчання систем керування в рамках інформаційно-екстремальної інтелектуальної технології (ІЕІТ). Тому є перспективним застосування генетичних алгоритмів в гібридних алгоритмах синтезу інтелектуальних систем керування, що навчаються, на базі ІЕІТ. [3]

СЕКЦІЯ ІНФОРМАТИКИ

За мету було поставлено розробити гібридний алгоритм синтезу СК, що навчається для керування технологічним процесом виробництва складних мінеральних добрив, що широко використовується на Україні.

У гібридний алгоритм оптимізації параметрів навчання за методом функціонально-статистичних випробувань на базі ІЕІТ було включено контури оптимізації системи контрольних допусків та словнику ознак розпізнавання. В процесі оптимізації було отримано результати, наведені на рис. 1.

Крива 1 показує динаміку зміни максимальної пристосованості особини популяції, крива 2 – середню пристосованість особин, а крива 3 – динаміку зміни розміру словника ознак розпізнавання (у відношенні до початкового).

У результаті роботи створеного гібридного алгоритму побудовано безпомилковий класифікатор і зменшено словник ознак розпізнавання до 6 ознак із 42 початкових, що дозволяє збільшити оперативність алгоритму екзамону.

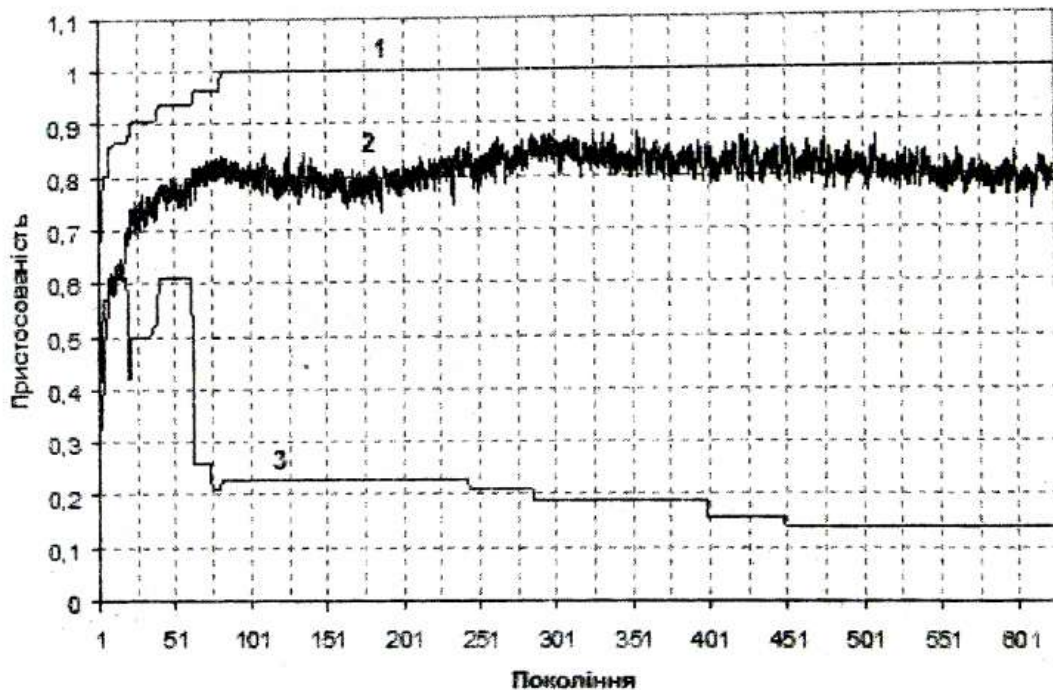


Рис 1. Результати роботи генетичного алгоритму

СЕКЦІЯ ІНФОРМАТИКИ

У перспективі планується у створений гібридний алгоритм включити контури оптимізації додаткових просторово часових параметрів функціонування здатних навчатися СК, що дозволить підвищити точність і оперативність класифікаційного керування слабоформалізованими процесами.

Література

1. Луценко Е.В. Интеллектуальные информационные системы. Учебное пособие – Краснодар, КубГАУ. 2004. – 633 с.
2. Рідкокаша А.А., Голдер К.К. Основы систем штучного інтелекту: Навчальний посібник.–Черкаси: Відлуння – Плюс, 2002.– 240 с.
3. Краснопоясовський А.С. Інформаційний синтез інтелектуальних систем керування: Підхід, що ґрунтується на методі функціонально-статистичних випробувань.– Суми: Вид-во СумДУ, 2004.–261 с.

СЛОЖЕНИЕ ВЫСОКОЙ ТОЧНОСТИ

Дибров Б.А., Маслова З.И., СумГУ

При разработке арифметических процессоров для специализированных компьютеров важной задачей является обеспечение высокой точности вычислений и быстродействия. Предлагаются алгоритмы, реализующие любую требуемую точность вычислений для чисел в двоичной системе счисления.

Основными действиями с каждым битом являются: сдвиг на n битов влево-вправо, замена значения одного разряда на противоположное и на единицу или нуль.

Суммирование чисел заключается в следующем. Сложение по $\text{mod}2$ двух чисел дает 1 в случае несовпадения их значений. При суммировании единиц происходит переполнение бита и необходимо перенести единицу в старший разряд. Чтобы распознать совпадения единичных значений, выполняется поразрядное логическое умножение. Если результат конъюнкции нулевой, то сложение по $\text{mod}2$ и будет суммой чисел, иначе результат логического умножения сдвигается на 1 бит влево и добавляется к результату сложения по $\text{mod}2$. Предложенный алгоритм может быть использован для реализации быстрого инкремента и декремента, что позволит уменьшить время решения задач, содержащих многократные выполнения циклических вычислений.

СИСТЕМА УЧЕТА И КОНТРОЛЯ ИНТЕРНЕТ-ТРАФИКА В СРЕДЕ LINUX

А.В.Гребенюк, М.С.Бабий

Существует несколько подходов к организации процесса контроля и учета Интернет-трафика. Наиболее популярной является реализация на основе счетчиков файрвола с использованием скриптов, которые заносят данные счетчиков в СУБД и запускают необходимые правила файрвола. Еще одной популярной реализацией является установка прокси-сервера Squid с использованием анализатора, заносящего данные в СУБД в режиме реального времени. Оба решения требуют выполнения большого количества операций на малых интервалах времени и приводят к непропорциональному увеличению затрат времени и ресурсов относительно увеличения количества пользователей.

Цель работы заключалась в построении системы учета Интернет-трафика с более точным учетом количества передаваемой информации и с улучшенными временными характеристиками.

В процессе работы построена подсистема анализа трафика напрямую на основе информации о сетевых пакетах, без необходимости обработки отчетов работы сторонних программ. Для эффективного хранения и поиска информации о пользователях системы в оперативной памяти спроектирована структура данных, представляющая собой AVL-дерево.

Разработанная система обладает низкой латентностью (своевременный отклик и реакция на действие пользователя) и масштабируемостью (адекватное увеличение потребляемых ресурсов при увеличении количества пользователей). Обеспечена возможность хранения резервной копии информации о пользователях в базе данных SQL-сервера MySQL.

Система построена на основе модели клиент-сервер, что дает возможность расширять набор клиентских сервисов.

РЕШЕНИЕ ПРОБЛЕМЫ ЗАЩИТЫ ОТ ЭЛЕКТРОМАГНИТНЫХ НАВОДОК В КОМПЬЮТЕРНЫХ СЕТЯХ

С.Н.Игнатенко, М.С.Бабий

Работа посвящена проблеме «зависания» портов коммутаторов и защите от гроз в компьютерных сетях с воздушными магистральями.

Эта проблема может быть вызвана двумя факторами: первый – наводки на проводах линии (во время грозы), второй – понижения или скачки питающего напряжения (кто-то в доме включил сварку и т.д.). В результате коммутирующие устройства «зависают». Следствием является полное отключение части сети.

Решения данной проблемы можно поделить на группы: дорогие или дешевые, многофункциональные или нет. О многих из более дешевых устройств упоминается в [1], но они все имеют недостатки: нет центрального узла управления, малая надежность. В [1] также рассмотрено несколько устройств, принцип действия которых сводится к анализу напряжения на коммутаторе и, в случае падения напряжения, поддержке его на достаточном уровне. Там же рассмотрены устройства грозозащиты, но они малоэффективны.

Предлагаемое решение сводится к установке нескольких серверов управления в различных частях сети так, чтобы зоны их действия не накладывались. Каждый сервер будет управлять исполнительными устройствами коммутаторов. Во время грозы магистральные кабели будут отключены от коммутаторов. Мощность управления минимум в 30 раз меньше, чем в методе [2], вследствие чего можно подключать до 100 коммутаторов с одного сервера на расстоянии до 500м.

ЛИТЕРАТУРА

- 1 <http://www.hub.ru/forum/index.php?showtopic=5845>
- 2 Рюмик С.М. Микроконтроллеры AVR//”Радиоаматор”. – 2005, №1-12 .

КОМПЬЮТЕРНОЕ ОПРЕДЕЛЕНИЕ ПАРАМЕТРОВ НАСТРОЙКИ СИСТЕМЫ АВТОМАТИЧЕСКОГО РЕГУЛИРОВАНИЯ БЛИЗКОЙ К ОПТИМАЛЬНОЙ ПО БЫСТРОДЕЙСТВИЮ

Дорофеева А. Н., Авраменко В. В.

Системы второго порядка описывают широкий класс технических объектов, среди которых, например, подвеска автомобиля. При нанесении возмущений в объектах могут возникать колебательные процессы. Во многих случаях важно погасить эти колебания за минимальное время, при этом удовлетворяя определенным требованиям.

Улучшить качество переходного процесса регулирования и сократить его длительность можно путем введения в линейную систему специальной нелинейной обратной связи.

В данной работе ставится задача определения параметра системы второго порядка, при котором время переходного процесса системы будет минимальным.

Система второго порядка описывается дифференциальным уравнением вида

$$T^2 \frac{d^2 x}{dt^2} + 2Tf(x) \frac{dx}{dt} + x = 0, \quad (1)$$

где T – постоянная времени;

$f(x)$ – коэффициент затухания.

В литературе [1] рекомендуется следующий вид $f(x)$

$$f(x) = \frac{\sqrt{2}}{2} \left[1 - \left(\frac{x}{x_0} \right)^k \right] \quad (2)$$

Здесь x_0 – заданное начальное отклонение x .

Задача сводится к многократному решению уравнения (1) с учетом выражения (2) для разных k . Необходимо найти такое значение коэффициента k , при котором время затухания переходного процесса будет минимальным.

Поставленная задача решается одним из распространенных методов оптимизации (методом золотого сечения). Для срав-

нення данна задача решається и методом простого случайного поиска. Этот метод используется также для проверки на наличие лучших решений поставленной задачи в более широком классе монотонно убывающих функций. Результаты свидетельствуют о том, что действительно существуют функции, которые дают лучшее решение, чем в классе функций (2). Результатом работы являются разработанные алгоритмы и компьютерные программы, которые позволяют определить оптимальный параметр системы второго порядка, обеспечивающий минимальное время переходного процесса. Данные программы могут быть использованы для определения оптимального параметра настройки обратной связи с целью минимизации времени переходного процесса в системах автоматического регулирования второго порядка.

РОЗВ'ЯЗОК ЗАДАЧІ ПРО ПОШУК МІНІМАЛЬНОЇ КІЛЬКОСТІ МОНЕТ ДАНИХ НОМІНАЛІВ ДЛЯ ВИПЛАТИ ЗАДАНОЇ СУМИ

Дібров Б.О., доцент Боровик В.О., СумДУ м. Суми

Інтуїтивний підхід до розв'язку цієї задачі (спочатку взяти найбільшу кількість монет максимальної вартості, потім найбільшу кількість монет меншої вартості і т.д.) є помилковим. По - перше відповідь може бути не найменшою, а отже і невірним розв'язком (наприклад S – задана сума, V – множина монет, $S = 40$, $V = \{ 5, 20, 25 \}$), по-друге після останнього взяття монети може залишитися залишок при існуючому розв'язку (наприклад S – задана сума, V – множина монет, $S = 40$, $V = \{ 20, 25 \}$).

Метод підбору відповіді у більшості випадків є неоптимальним з точки зору швидкості роботи – дуже важливого атрибуту програми.

СЕКЦІЯ ІНФОРМАТИКИ

Найоптимальнішим методом розв'язку задачі є використання динамічного програмування. Якщо існує монета номіналом шуканої суми – відповідь 1. Припустимо, що задача вже розв'язана, тоді на останньому кроці була додана одна з монет заданої вартості, тобто попередня сума дорівнювала $S - V_1$, або $S - V_2$, ... , або V_n і був обраний такий варіант, що давав найменшу загальну кількість монет. Отже, ми повинні знати найменшу кількість монет, якими були сплачені всі вказані попередні суми. Якщо потрібно повернути кількість та послідовність монет можливо на кожному кроці зберігати обрану монету.

Список літератури

1. Скляр І.В. Готуємось до олімпіад з інформатики. Збірник задач – Київ, Шкільний світ. 2005 – 126 с.

ОРГАНІЗАЦІЯ АВТОМАТИЗОВАНОГО КОНТРОЛЯ ЗНАНИЙ НА ОСНОВЕ СКАЛЯР- НОЇ МОДЕЛІ УЧЕНИКА

Чекалов А.П., Шаповалов С.П. СумГУ, Сумы

Общепринятая классификация разбивает все существующие модели ученика на декларативные, процедурные и распределенные.

Распределенные модели используют в процессе обучения, поэтому в данной работе они не рассматриваются.

Декларативные и процедурные модели предполагают отнесение ученика к определенному классу на основании некоторого решающего правила. При построении классов используется субъективный подход: составитель тестов на свое усмотрение определяет, как должен отвечать на поставленные вопросы "отличник", "хорошист" и т.д.

В данной работе сделана попытка объективного определения классов. Для этого были использованы известные результаты, опубликованные в работе Беспалько В.П. "Слагаемые педа-

гогической технологии". В этой работе выделяют четыре уровня постижения материала учеником:

1 уровень (ученический). Ученик применяет ранее усвоенные понятия с подсказкой;

2 уровень (типовой). Способность воспроизводить информацию без подсказки для решения типовых задач. Например, после ознакомления с программой табуляции функции $y = x^2$ студент может самостоятельно написать программу табуляции функции $y = \sin(x)$;

3 уровень (эвристический). Характерен студентам, которые способны применять пройденный материал к решению аналогичных задач, преобразуя усвоенные алгоритмы. Например, решать задачи, являющиеся комбинациями типовых;

4 уровень (творческий). Способность применять пройденный материал к решению новых задач. Например, на основе обобщения имеющихся знаний.

Используя данную классификацию, была предложена следующая скалярная модель ученика:

- интерпретируем уровни постижения материала учеником, как четыре класса (типа интеллекта);
- определяем класс описанием типов тестов, а решающее правило о принадлежности классу — способность разрешать данный тип тестов;
- дополняем модель ученика "ошибкой": ученик может быть ошибочно отнесен не к "своему" классу по причине наличия пробелов в его знаниях.

Считая, что 1-ый уровень не типичен для высших учебных заведений, интерпретируем оставшиеся три уровня, как классы оценивания "удовлетворительно", "хорошо" и "отлично". Графически описание классов можно представить так (рис. 1):



Рисунок 2 — Разделение учеников на классы

Разделение учеников на классы позволяет оценивать его знания не по количеству правильных ответов, а по типу вопросов, на которые он ответил.

Так проверку знаний **второго типа** обучаемых (троечники) можно организовать как выбор ответов из предлагаемого списка вопросов.

Третий тип обучаемых обладает способностями второго типа и, кроме того, может пользоваться полученными знаниями. Поэтому, для построения тестов второго уровня мы используем три варианта:

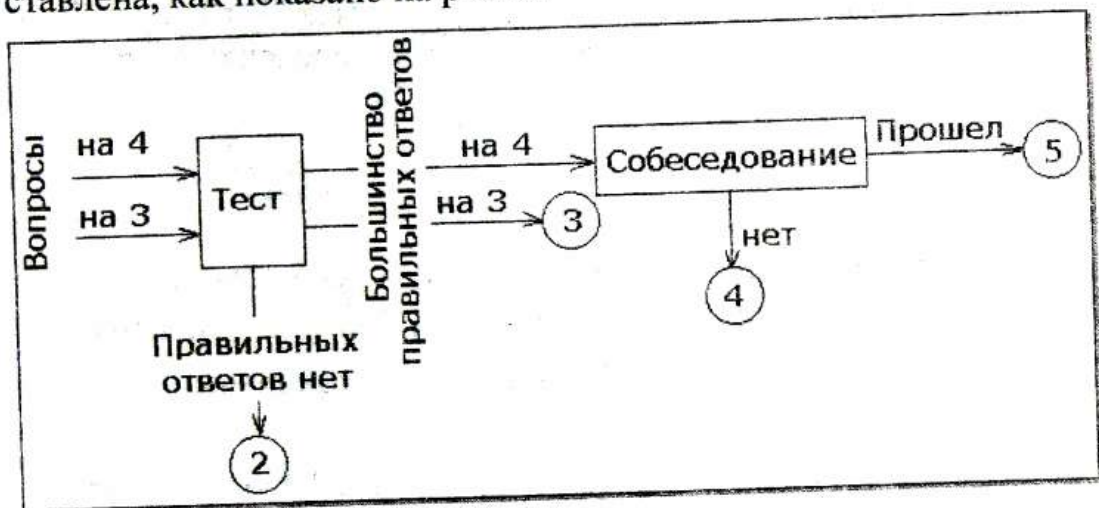
- ❑ упорядочивание последовательности случайным образом выстроенных команд некоторого фрагмента приложения;
- ❑ предсказание результата исполнения приведенного фрагмента приложения;
- ❑ построение блок-схемы приложения или процедуры из типичных наборов элементов.

Четвертый тип кроме способностей третьего типа обладает умением решать новые задачи на основе обобщения пройденного материала. Другими словами, решать новые не входящие в пройденный курс задачи.

СЕКЦИЯ ИНФОРМАТИКИ

Как оценить такого обучаемого? Мы считаем, что здесь компьютерный тест не подходит. Поскольку интеллект можно сопоставлять только с интеллектом. Другими словами, необходимо собеседование студента с преподавателем.

Окончательно схема построения тестов может быть представлена, как показано на рис. 2.



Условные обозначения:

□ - процесс, → - переход, ○ - оценивание.

Рисунок 2 — Схема построения тестов

Понятно, что в процессе тестирования студент может случайно ответить выше своих возможностей. Чтобы этого не происходило мы определили минимальное число вопросов для достоверной оценки знаний. Оказалось, что для достоверной оценки знаний тестируемых достаточно составить тест из 10-и вопросов, в каждом из которых четыре возможных ответа при одном правильном. В этом случае только двое тестируемых из ста имеют шанс, отвечая наугад, получить положительную оценку.

Второй вопрос, на который необходимо ответить: "Как оценивать ответ, если знания строго не соответствуют оценкам 3 и 4?".

Для ответа на этот вопрос введем следующие обозначения. Пусть число вопросов теста, например на оценку "удовлетворительно" — I ; $i \in I$ — один из вопросов теста; $J_i = J_i^{true} \cup J_i^{false}$ —

СЕКЦИЯ ИНФОРМАТИКИ

множество всех ответов для i -го вопроса. Здесь $J_i^{true} = \emptyset$ и $J_i^{false} = \emptyset$ — множество правильных и неправильных ответов, соответственно; n_i — число элементов множества J_i^{true} (число правильных ответов для i -го вопроса); U_i — множество ответов, которые выбрал студент для i -го вопроса теста. Тогда a_i — балл, полученный за ответ на i -ый вопрос теста, определяется так:

$$\alpha_i = \begin{cases} 0, & \text{если } J_i^{false} \cap U_i \neq \emptyset, \\ \sum_{j \in U_i} \frac{1}{n_i}, & \text{в остальных случаях.} \end{cases}$$

Таким образом, $a_i = 1$, если выбраны все правильные ответы ($U_i = J_i^{true}$) и $a_i = 0$, если выбран хотя бы один неправильный ответ; $a_i \in (0, 1)$ для "неполных" правильных ответов ($U_i \subset J_i^{true}$, $U_i \cap J_i^{false} = \emptyset$).

Окончательно, оценка студента на тест "удовлетворительно" определяется по формуле $A_\Sigma = \sum_{i \in I} \alpha_i / I + 2$, а на тест "хорошо" — $A_\Sigma = \sum_{i \in I} \alpha_i / I + 3$.

ФОРМИРОВАНИЕ ВХОДНЫХ ДАННЫХ ДЛЯ СИСТЕМ УПРАВЛЕНИЯ ДИСТАНЦИОННЫМ ОБРАЗОВАНИЕМ

*Кузиков Б.О., СумГУ, лаборатория Дистанционного обучения
Петров С.О., СумГУ, аспирант кафедры информатики*

При дистанционном обучении актуальной задачей является адекватная оценка знаний слушателя [1]. Доказано, что линейные аддитивные формы не позволяют с достаточной достоверностью оценивать приобретенные слушателем знания.

К решению этой задачи существует несколько подходов, среди которых можно выделить подходы основанные на математическом аппарате нечеткой логики, статистические методы и математические. Актуальность решения этой задачи обусловлена внедрением в ВУЗы Украины Болонского процесса и увели-

СЕКЦИЯ ИНФОРМАТИКИ

чением важности тестирования в целом. Контрольное тестирование является одними из наиболее широко используемых средств проверки знаний.

Рассмотрим технический аспект контроля знаний, к ним относятся: автоматическое формирование набора контрольных заданий на основе выбранного подхода; выбор и использование в системе контроля параметров контроля знаний; выбор алгоритмов для контроля знаний.

Учитывая экономическую целесообразность, при формировании теста необходимо минимизировать число тестовых заданий и получения максимально достоверной информации об усвоении студентом учебного материала.

Задача которая возлагается на метод контроля знаний – возможность получения дополнительной информации как о самом обучаемом так и наборе контрольных заданий.

Проблемная часть алгоритмов контроля знаний является процесс фашификации входных данных т.е. преобразования ответа ученика в некоторую форму, которую можно формально оценить. Рассмотрим функцию, которая ставит в соответствие ответу ученика его числовую оценку назовем оценочной.

Вид оценочной функции априорно неизвестен, существуют подходы к построению такой функции: метод линейно-кусочной аппроксимации; метод, основанный на вычислении оценок; метод диагностики качества знаний специалистов, метод, используемый в системе «КАДИС» и другие. Эти методы позволяют проводить оценку результатов тестирования, так и предоставлять дополнительную информацию о слушателе за счет внедрения в оценочную функцию дополнительных параметров. Это позволяет, например, оценивать информативность используемых при тестировании признаков, строить модель ученика, оценивать и формировать рекомендации при тестировании.

В данной работе предлагается метод исследования и сравнения нескольких известных оценочных функций предложенных в работах [6]. Сравнительный анализ будет проводиться с использованием системы управления дистанционным обучени-

СЕКЦИЯ ИНФОРМАТИКИ

ем СУДО[5]. Слушателю предлагается пройти тестирование на определенном множестве вопросов, результаты тестирования фазифицируются с использованием нескольких оценочных функций тем самым формируя обучающую матрицу для СУДО. Используя критерий функциональной эффективности (КФЕ)[5] который не зависит от используемой оценочной функции и ее параметров будет проводиться оценка эффективности функционирования СУДО в информационном смысле.

Метод оценочных функций, является адаптацией принципов информационно-экстремально интеллектуальной технологии ИЭИТ к задачи фазификации при контроле знаний в дистанционном обучении.

В результате проведенного исследования было выявлена связь между видом оценочной функции (ОФ) и эффективностью СУДО.

На рисунке 1 видно, что при выборе оценочной функции в виде аддитивной формы(а) значение КФЕ значительно ниже, чем при использовании функции специального вида для вопросов закрытого типа с несколькими правильными ответами.

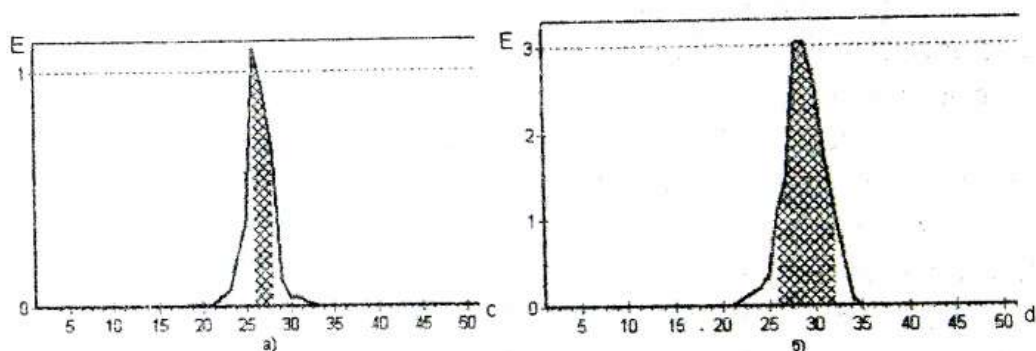


Рис 1. а) аддитивная форма ОФ; б) нелинейный вид ОФ

Таким образом, разработанный подход к решению задачи фазификации данных при тестовом контроле позволит увеличить

эффективность функционирования СУДО и повысить достоверность машинной оценки знаний слушателя.

Литература

1. Зайцева Л.В., Прокофьева Н.О. Проблемы компьютерного контроля знаний // Proceedings. IEEE International Conference on Advanced Learning Technologies (ICALT 2002). 9-12 September 2002. Kazan, Tatarstan, Russia, 2002, - p. 102 - 106.
2. Прокофьева Н.О. Алгоритмы оценки знаний при дистанционном обучении // Образование и виртуальность - 2001. Сб.науч.тр. Матер. 5-ой междунар. конф. Харьков-Ялта, 2001, с.82-88.
3. Штангей С.В. Алгоритмы контроля и оценивания частично правильных ответов в ходе дистанционного тестирования знаний // Образование и виртуальность - 2004. Сб.науч.тр. Матер. 8-ой междунар. конф. Харьков-Ялта, 2004, с.348-354.
4. Краснополюсовський А.С. Інформаційний синтез інтелектуальних систем керування. Підхід, що ґрунтується на методі функціонально-статистичних випробувань. Суми: Видавництво СумДУ, 2004. - 261с
5. Інформатизація освіти та дистанційна форма навчання: сучасний стан і перспективи розвитку: Шоста міжнародна науково-методична конференція. - Суми: Вид-во СумДУ 2004. -317с.
6. Попов Д.И. Оценка знаний в дистанционном обучении //Материалы Восьмой международной конференции «Открытое образование в России XXI века» Москва: МЭСИ, 200, с. 188

ОПТИМАЛЬНОЕ РЕШЕНИЕ МНОГОКРИТЕРИАЛЬНЫХ ЗАДАЧ ЦЕЛОЧИСЛЕННОГО ПРОГРАММИРОВАНИЯ С ПРИМЕНЕНИЕМ МЕТОДА МОНТЕ-КАРЛО

Сохань Т.П., Токмаков М.М., СумГУ

Во многих практических задачах исследования операций, описываемых моделями линейного программирования (например, из сферы экономики) выбор решения по одному показателю качества может быть неадекватным сути решаемой задачи, так как требует учитывать несколько таких показателей – критериев[1]. Во многих экономических задачах (например, при определении оптимального выпуска машин, агрегатов, размещения оборудования, а так же рационального распределения трудовых

и материальных ресурсов) переменные характеризуют физически неделимые единицы и поэтому должны принимать только целые значения. На такие многокритериальные задачи накладывается условие целочисленного решения [2].

Для решения задачи многокритериальной оптимизации воспользуемся методом Монте-Карло, так как он является наиболее приемлемым для компьютерной реализации.

Логику решения задачи в этом случае можно описать так: вначале будет генерироваться набор случайных значений переменных целевых функций, удовлетворяющий системе ограничений. После того как такой набор будет найден, вычислим значения целевых функций по формуле:

$$f_i(X) = c_i^T x = \sum_{j=1}^n c_{ij} x_j, \quad i = \overline{1, M}, \quad (1)$$

при ограничениях

$$\sum_{j=1}^n d_{1j} x_j + d_{1n+1} x_{n+1} + d_1 \geq 0;$$

$$\sum_{j=1}^n d_{ij} x_j + d_{in+1} x_{n+1} + d_i \geq 0; \quad (2)$$

.....

$$\sum_{j=1}^n d_{Mj} x_j + d_{Mn+1} x_{n+1} + d_M \geq 0;$$

Многократно повторяя эти операции найдем точки которые приносят экстремумы соответствующим целевым функциям (критериям). Для нахождения компромиссного решения воспользуемся методом взвешенных коэффициентов. Найдем такую точку внутри многоугольника полученного в результате решения задачи по каждому из критериев, которая обладала бы таким свойством: сумма отклонений между значениями для каждой целевой функции в этой точке и ее оптимальной точке должна быть минимальной.

Литература

1. Г.Реклейтис, А.Рейвиндран, К.Рэгсдел «Оптимизация в технике», книга 1, Москва, 1986
2. Г.Реклейтис, А.Рейвиндран, К.Рэгсдел «Оптимизация в технике», книга 2, Москва, 1986

КОМПЬЮТЕРНАЯ РЕАЛИЗАЦИЯ СИСТЕМЫ ЗАСЕКРЕЧИВАНИЯ ИНФОРМАЦИИ С ПОМОЩЬЮ ФУНКЦИЙ НЕПРОПОРЦИОНАЛЬНОСТЕЙ

Левченко Е.В., Авраменко В.В.

Рассматривается возможность нового подхода для решения задачи засекречивания и рассекречивания информации, имеющей вид аналогового сигнала (функции времени) и сигнала, представленного в виде последовательности символов из заданного алфавита, с помощью функций непропорциональностей [1,2].

Для осуществления шифрования информации на передающем конце необходимы: сообщение, подлежащее засекречиванию, представленное в виде функции $y(t)$, эталонная функция $f(t)$, с помощью которой осуществляется шифрование сообщения, производная эталонной функции $f'(t)$ и дополнительный элемент засекречивания – $y(0)$ – начальное значение функции $y(t)$, принятый согласно договорённости отправляющей и принимающей сторон. Эталонная функция $f(t)$ должна быть гладкой и $f(t) \neq 0$, ни при каких значениях t .

Засекречиваемая функция $y(t)$ в процессе кодирования сообщения заменяется её непропорциональностью $z(t)$ (13) [2] по эталонной функции $f(t)$, которая в принятых обозначениях имеет вид:

$$z(t) = @d_{f(t)}^{(n)} y(t) = \frac{y(t)}{f(t)} - \frac{y'(t)}{f'(t)}. \quad (1)$$

Полученная таким образом непропорциональность $z(t)$ передается по каналу связи.

СЕКЦІЯ ІНФОРМАТИКИ

На приемном конце по функции $z(t)$, эталонной функции $f(t)$ и по известному начальному значению $y(0)$, осуществляется восстановление засекреченной функции $y(t)$. Для этого из формулы (1) получаем дифференциальное уравнение:

$$y'(t) = y(t) \cdot \frac{f'(t)}{f(t)} - z(t) \cdot f'(t). \quad (2)$$

Его решение при заданном значении $y(0)$ позволяет найти $y(t)$.

Дифференциальное уравнение (2) решается аналитически и численно. Аналитическое решение приводится для контроля численного метода решения данной задачи.

Обычно $y(t)$ имеет такой вид, для которого аналитически решить уравнение (2) очень сложно или вообще невозможно. Поэтому, как правило, задача решается только численным методом.

Результатом работы являются компьютерные программы шифрования и дешифрования информации. Применение такого подхода приводит к тому, что каждый символ в сообщении засекречивается различными числами действительного типа, в зависимости от того, в какой части сообщения он расположен. Это значительно усложняет процесс взлома данной криптосистемы.

[1] Авраменко В.В. Характеристики непропорциональности числовых функций. – Деп. в ГНТБ Украины 19.01.98, №59 Ук98.

[2] Авраменко В.В. Характеристики непропорциональностей и их применения при решении задач диагностики// Вестник СумГУ. – 2000. №16.

РАСЧЕТ ВОЛЬТ-АМПЕРНЫХ ХАРАКТЕРИСТИК В ПОЛУИЗОЛИРУЮЩИХ МАТЕРИАЛАХ ДЛЯ СЛУЧАЯ НЕОДНОРОДНОГО РАСПРЕДЕЛЕНИЯ ЛОВУШЕК

Е.О.Гончаренко студ., А.С. Опанасюк доц., Н.В. Тыркусова доц., Сумский государственный университет, Сумы

Метод токов, ограниченных пространственным зарядом (ТОПЗ), широко используется для исследования глубоких ловушечных центров в высокоомных материалах. При этом информацию о параметрах уровней захвата получают путем сопоставления экспериментальных вольт-амперных характеристик (ВАХ) с теоретическими, рассчитанными для ряда модельных ловушечных распределений. Такой способ обработки экспериментальных кривых является типичным прямым методом исследования. Для упрощения решения задачи предполагалось, что локализованные состояния (ЛС) распределены однородно по объему материала, то есть исследуемые образцы являются пространственно гомогенными $h \neq h(x)$ [2].

В работе рассмотрена возможность построения ВАХ ТОПЗ с учетом неоднородности полупроводника по объему для случая, когда $h(E, x) = h(E)S(x)$ [2]. Для расчета использовались следующие соотношения:

$$j = e\mu n_f^{inh}(L) \frac{\alpha U}{L} \frac{L}{L_{ef}} \langle S \rangle^\beta = e\mu n_f^{inh}(L) \frac{\alpha U}{L} \delta_1,$$

$$n_s^{inh}(L) = \frac{k_1 k_2 \varepsilon \varepsilon_0 U}{eL^2} \left(\frac{L}{L_{ef}} \right)^2 \langle S \rangle^{\beta-1} = \frac{k_1 k_2 \varepsilon \varepsilon_0 U}{eL^2} \delta_2$$

где j – плотность тока, который протекает сквозь образец; e – заряд электрона; μ – подвижность носителей заряда в материале; U – внешнее напряжение; L – толщина образца; $n_f^{inh}(L)$ – концентрация свободных носителей на аноде; $n_s^{inh}(L)$ – полная концентрация свободных носителей на аноде в случае неоднородного материала; ε – диэлектрическая проницаемость материала; ε_0 – диэлектрическая постоянная; $\langle S \rangle = \frac{1}{L_{ef}} \int_0^L S(x) dx$ усредненное по толщине пласта значение функции пространственного распределения.

СЕКЦІЯ ІНФОРМАТИКИ

Эффективная толщина для полупроводника с ловушками распределенными по энергии может быть определена следующим образом

$$L_{ef} = \left[k_1 \int_0^L \left(\int_0^l S(x) dx \right)^{k_2} dt \right]^{k_1^{-1}},$$

k_1 – коэффициент, который учитывает отличие напряженности электрического поля вблизи анода от его среднего значения в зазоре между контактами образца;

k_2 – коэффициент, который учитывает отличие n_s вблизи анода от средней концентрации инжектированных в образец зарядов

Распределение ЛС по толщине может быть описано функцией вида

$$S(x) = S_0 + S_1 \exp\left(-\frac{x}{r}\right) + S_2 \exp\left(\frac{x-L}{r}\right),$$

где S_0 – представляет собой вклад объемных, а S_1, S_2 – межфазовых состояний на инжектирующем и коллектирующем электродах соответственно.

Нормируем функцию $S(x)$ с учетом того, что

$$\int_0^l S(x) = \int_0^l \left(S_0 + \gamma_1 S_0 \exp\left(-\frac{x}{r}\right) + \gamma_2 S_0 \exp\left(\frac{x-L}{r}\right) \right) dl = L$$

Было разработано приложение, позволяющее рассчитывать ВАХ и строить графики, а также проведено исследование влияния параметров неоднородного распределения γ_1 и γ_2 на вид ВАХ.

1. А.С.Опанасюк, І.Ю.Проценко, Н.В.Тиркусова. Деякі особливості реконструкції розподілів глибоких станів методом інжекційної спектроскопії. //Журнал фізичних досліджень.- 2000.- Т.4, №2. - С.208-215.

2. Као К., Хуанг В. Перенос электронов в твердых телах: в 2-х т.-М.:Мир, 1984.-Т.1.

МАТЕМАТИЧЕСКОЕ И КОМПЬЮТЕРНОЕ МОДЕЛИРОВАНИЕ ПЛАНИРОВАНИЯ И УПРАВЛЕНИЯ ПРИ РЕАЛИЗАЦИИ ПРОЕКТОВ СОЗДАНИЯ СЛОЖНЫХ СИСТЕМ

Калина С.Н., Назаренко Л.Д., СумДУ, Сумы

Темпы производства, его масштабы и специализация отдельных областей, многопрофильные связи обуславливают необходимость разработки эффективных методов планирования и управления, которые бы давали возможность оценить текущее состояние системы и предусмотреть ее будущее, чтобы оптимизировать соответствующий процесс и руководить его ходом. Системы объектов исследования вместе со связями между ними называются сетью. Методы планирования и управления сетью (ПУС) обеспечивают:

- составление календарного плана выполнения определенного комплекса работ;
- оценку необходимых трудовых, материальных и финансовых ресурсов, затрат времени;
- оценку дееспособности и качества системы относительно определенных критериев.

Исследуемым объектом в работе есть проектно-сметная документация на строительство многоэтажного монолитного жилого дома. Путем построения математической и компьютерной моделей необходимо определить оптимальные сроки выполнения работ, требующие минимальных трудовых и временных ресурсов. Для решения поставленной задачи выбраны методы планирования и управления сетями. По имеющимся данным строится математическая модель в виде ориентированного связного графа планирования и управления сетями.

Анализ графа сети разрешает оценить целесообразность избранной структуры взаимодействия работ и событий, представляющих функционирование системы.

СЕКЦІЯ ІНФОРМАТИКИ

На первом этапе анализа графа исследуется его *топология* и оценивается целесообразность выбора последовательности работ и структуры графа.

На втором этапе выполняется классификация работ и группируются работы по размеру временных резервов сроков их исполнения.

Третьим этапом анализа ПУС есть расчеты запросов производственных ресурсов и их распределение во времени.

На четвертом этапе определяют вероятность своевременного выполнения планового комплекса работ по реализации проекта.

Для анализа ПУС используются, например, такие величины, как *степень напряженности срока выполнения работы*:

$$K(i, j) = \frac{t(L_{\max}) - t_{кр}}{t_{кр} - t'_{кр}}, \text{ где}$$

$t(L_{\max})$ - срок выполнения работ максимального пути, который содержит работу (i, j) ;

$t_{кр}$ - срок выполнения работ критического пути;

$t'_{кр}$ - сумма сроков выполнения тех работ максимального пути, соответствующего работе (i, j) , которые совпадают с работами критического пути.

Для решения поставленных задач используются методы оптимизации маршрутов и потоков на графах.

Таким образом, построенная по предложенному алгоритму компьютерная модель позволяет получить оптимальный план проведения строительных работ, учесть все возможные резервы для экономии времени, материальных и трудовых ресурсов.

ОСОБЛИВОСТІ РОЗРОБКИ СИСТЕМИ КЕРУВАННЯ КОНТЕНТОМ САЙТА ТА МОДУЛІВ «СТРІЧКА НОВИН» І «ГАЛЕРЕЯ»

Страхов Р.С., Проценко О.Б. СумДУ

СЕКЦІЯ ІНФОРМАТИКИ

На сучасному етапі розвитку Інтернет створення сайтів - досить просте малофункціональне завдання і тому замовники все частіше вимагають від розробників розробити не просто сайт, а цілу систему керування контентом сайту (CMS - Content Management System). Зміст такої системи полягає у тому, щоб замовник без певних знань і зусиль зміг маніпулювати даними на сайті.

Сучасна CMS повинна бути повністю модульною. Майже кожен модуль можна вважати сервісом, які можна поділити на:

- базові системні сервіси. Вони забезпечують роботу інших модулів і складають ядро всієї CMS. Наприклад, модуль ADODB для абстрагування від конкретної бази даних.
- статичні контентні сервіси. Ці сервіси забезпечують роботу зі статичним контентом, наприклад, модуль, що виводить статті.
- інтерактивні сервіси. Наприклад, гостьова книга, форум, які надають користувачам можливість взаємодіяти із системою.
- адміністративні сервіси надають адміністратору зручні можливості по керуванню самої CMS, окремими модулями і сервером в цілому. Наприклад, адміністративний сервіс phpMyAdmin.

За час аналізу сучасного стану цієї області web-програмування з'ясувалося, що для повного функціонування системи необхідно розробити два модуля: «Стрічка новин» і «Галерея», як найбільш часто затребувані замовниками.

Модуль «Стрічка новин» необхідний для формування і відображення новин на сайті. У панелі адміністрування модуля необхідно передбачити наявність основних функцій для керування новинним блоком на порталі. В даному випадку - це такі функції: додавання, редагування і видалення новин та їх розділів.

Модуль «Галерея» передбачений для відображення графічних зображень у зручному і структурованому форматі. За допомогою цього модуля на сайті повинні відображатися різні фо-

СЕКЦІЯ ІНФОРМАТИКИ

тографії, наприклад, продукція, яку виробляє замовник. Даний модуль повинен мати дві основні функції: додавання і видалення зображень.

Всі функції, що необхідні для маніпуляцій даними на сайті, необхідно розташувати на панелі адміністрування. Для попередження несанкціонованого доступу вхід до панелі адміністрування можливий за допомогою коректно введених логіна і пароля, які будуть знаходитися у адміністратора сайта.

Менеджер контенту повинен бути простим у керуванні і не вимагати від адміністратора сайта додаткових знань інтернет-технологій, таких як HTML, CSS та інші.

1. Котеров Д. Самоучитель по PHP.- Спб.:БХВ- Петербург, 2003.- 553 с.
2. Холл М., Браун Л. Программирование для Web.- М.: Издательский дом «Вильямс», 2002.- 1259 с.
3. Аргерих Л., Коггсхол Д., Сколло К., Чой В. Профессиональное PHP-программирование 2 издание.-М.: Символ-Плюс, 2003.- 455 с.

ПОСТРОЕНИЕ УПРАВЛЕНИЯ ФИНАНСОВОЙ ДЕЯТЕЛЬНОСТЬЮ ПРЕДПРИЯТИЯ В УСЛОВИЯХ НЕ- ОПРЕДЕЛЕННОСТИ

Верблюдов В.И., Назаренко Л.Д.

Для методологии планирования в экономике важное значение имеет понятие неопределенности экономического развития. В исследованиях по экономическому прогнозированию и планированию различают два типа неопределенности: "истинную", обусловленную свойствами экономических процессов, и "информационную", связанную с неполнотой и неточностью имеющейся информации об этих процессах. В результате накопления опыта использования жестко детерминистских моделей были созданы реальные возможности успешного применения более совершенной методологии моделирования экономических процессов, учитывающих стохастичность и неопределенность.

СЕКЦІЯ ІНФОРМАТИКИ

Располагая данными балансовой отчетности о финансово-экономической деятельности коммерческого предприятия за 2002-2006 годы, средствами математической теории систем строится линейная дискретная детерминированная модель вида

$$\begin{aligned}x(k+1) &= Ax(k) + Bu(k) + f(k), \\y(k) &= Cx(k) + G(k),\end{aligned}$$

где A, B, C – матрицы системы, $u(k)$ – вход в систему, $x(k)$ – состояние системы, $y(k)$ – выход, k – дискретный аналог времени, $f(k)$ – случайные возмущения действующие на систему на входе, $G(k)$ – случайное возмущение действующее на систему на выходе.

Задачей работы является синтез оптимальной системы управления финансами предприятия, с учетом стохастической неопределенности.

В качестве метода решения был выбран метод синтеза оптимальной системы управления, использующий фильтр Калмана. Алгоритм фильтра Калмана позволил по ряду данных наблюдений за различные моменты времени и прогностической модели, которая рассматривается как динамико-стохастическая система, получить оптимальную оценку состояния финансов предприятия в смысле минимума среднеквадратической ошибки оценивания. Математическая модель поставленной задачи выглядит так:

$$J = M(x^*(k_1)P_0x(k_1) + \sum_{k=k_0}^{k_1-1} (x^*(k)P_1(k)x(k) + u^*(k)P_2(k)u(k))). \rightarrow \min$$

Решение этой задачи определяются так называемой теоремой разделения и имеет вид

$$u(k) = -(P_2(k) + B^*(k)\Gamma(k+1)B(k))^{-1} B^*(k)\Gamma(k+1)A(k)\hat{x}(k),$$

где $\Gamma(k)$ – решение уравнения Риккати и $\hat{x}(k)$ – оценка состояния $x(k)$, находящаяся с помощью фильтра Калмана

$$\begin{aligned}\hat{x}(k+1) &= A\hat{x}(k) + H(k)(y(k) - C\hat{x}(k)), \\ \hat{x}(k_0) &= m_0,\end{aligned}$$

где $H(k)$ - эстиматор оценивания, m_0 - математическое ожидание начального состояния системы.

Таким образом, решение рассмотренной задачи сводится к решению двух независимых задач, а именно задачи оптимального детерминированного управления и задачи оптимального стохастического оценивания состояний.

Программная реализация алгоритма была осуществлена на алгоритмическом языке C++.

Построенная математическая модель позволяет не только исследовать перспективы развития предприятия, но и осуществлять оптимальное управление им. Оно предоставит возможность не только достигать высоких финансовых показателей, но и обеспечит надежное стабильное функционирование предприятия.

РАЗРАБОТКА ПРИЛОЖЕНИЙ ДЛЯ УПРАВЛЕНИЯ МЕТАВЫЧИСЛЕНИЯМИ

Дегтяренко Б.В.

"Метакомпьютер - это сеть географически распределенных гетерогенных вычислительных ресурсов, объединенных программным обеспечением таким образом, что все эти ресурсы могут использоваться столь же легко, как и в одном ПК". Метакомпьютинг дает неограниченные вычислительные мощности, столь необходимые для работы систем, обеспечивающих национальную безопасность, моделирующих экологические задачи, природные катаклизмы, предсказывающие погоду.

Вот лишь некоторые области, где возникают задачи подобного рода:

- Предсказания погоды, климата и глобальных изменений в атмосфере
- Науки о материалах
- Построение полупроводниковых приборов
- Сверхпроводимость

СЕКЦИЯ ИНФОРМАТИКИ

- Структурная биология
- Разработка фармацевтических препаратов
- Генетика человека
- Квантовая хромодинамика
- Астрономия
- Гидро- и газодинамика
- Эффективность систем сгорания топлива
- Разведка нефти и газа
- Вычислительные задачи наук о мировом океане
- Распознавание и синтез речи

Еще одна область применения метакомпьютерных технологий - выполнение параллельных программ на процессорах, установленных в различные компьютеры. Обмен данными между процессорами обеспечивается не по специально разработанным каналам связи, как в суперкомпьютерных архитектурах, а по локальным и даже глобальным сетям с серийно выпускаемым и потому недорогим оборудованием. Именно поддержка параллельных распределенных процессов отличает метакомпьютинг от модели клиент-сервер, в которой вызовы процедур происходят по синхронной схеме. Этот вариант применения метакомпьютинга самый интересный: не делая миллионов вложений в суперкомпьютеры, можно получить эквивалентные вычислительные мощности, например, объединив ПК сетью под управлением операционной системы Linux.

Назначение разработки:

Данная разработка предназначена для выполнения программ (проведения вычислений) в тех случаях, когда среди вычислительных систем доступных пользователю нет необходимых ресурсов (специализированных процессоров, объемов оперативной памяти или дискового пространства, программных модулей) или время вычисления на этих вычислительных системах превышает критические пределы (или превышает «разумные пределы»).

Структура разработки:

В данной работе будут употребляться 3 термина, характеризующие программное обеспечение на вычислительных системах :

1. «Клиент» — программное обеспечение на вычислительной системе (из доступных пользователю), на которой находится исходное задание, куда будет возвращено решение (если оно вообще будет найдено).
2. «Сервер вычислений» — программное обеспечение на вычислительной системе, на которой находятся свободные ресурсы, куда возможно будет передано задание и с которой в этом случае будет возвращено решение.
3. «Сервер системы» — программное обеспечение на вычислительной системе, которое в случае поступления нового задания от клиента произведет отбор из всех готовых серверов вычислений тот или те, которые имеют достаточные ресурсы и, предположительно, с как можно меньшим временем передачи информации на эти сервера ресурсов от пользователя и назад.

Структура клиента: предварительная подготовка задания к выполнению включает в себя формирование информационного блока, который содержит необходимую для сервера системы информацию о задании (необходимые процессоры с минимальной тактовой частотой, специализированные процессоры, объемы оперативной памяти и дискового пространства, программные модули и т.д.) и, возможно, о топологическом местонахождении данной вычислительной системе. Далее следует отправка этого информационного блока на сервер системы (адрес которого должен быть известен клиенту), который вернет список серверов вычислений, готовых к началу вычислений, имеющих все необходимые ресурсы, и время передачи информации с и на которые от клиента предположительно будет быть минимальным.

Структура сервера вычислений: при запуске сервер вычислений отправляет на сервер системы информационный

СЕКЦИЯ ИНФОРМАТИКИ

блок, который содержит необходимую информацию о свободных ресурсах вычислительной системы, на которой находится сервер вычислений (характеристики процессоров, объем оперативной памяти и дискового пространства, программные модули и т.д.), и, возможно, о топологическом местонахождении данной вычислительной системе.

С сервера системы получает подтверждение регистрации в базе данных и в этом случае ожидает «опросов» скорости передачи информации с и на клиентов и передачи задания на этот сервер. В противном случае сервер вычислений откладывает отсылку информационного блока на сервер системы или завершает свою работу.

Структура сервера системы: сервер системы содержит базу данных. Поля таблицы в базе данных: уникальное имя сервера вычислений, адрес сервера вычислений, запуск сервера вычислений, готовность сервера вычислений, множество полей, содержащее информацию о топологическом местонахождении вычислительной системы сервера вычислений, множество полей содержащих информацию о свободных ресурсах вычислительной системы сервера вычислений.

Сервер системы все время ожидает информационных блоков от серверов вычислений для внесения изменений в базе данных:

- для регистрации в базе данных;
- для включения в группу готовых серверов вычислений;
- для исключения из группы готовых серверов вычислений;
- для исключения из группы запущенных серверов вычислений.

Сервер системы так же периодически проверяет готовность серверов вычислений из группы готовых серверов и после нескольких подряд неудачных проверок одного и того же сервера вычислений удаляет его из группы запущенных серверов.

СЕКЦІЯ ІНФОРМАТИКИ

Вывод: данная разработка может быть реализована, и использоваться как на современном вычислительном оборудовании, так и на устаревшем, повышая его функциональные возможности.

Литература:

1. I.Foster, C.Kesselman. Globus: A metacomputing infrastructure toolkit. Int. J. Supercomput. Appl., 1997. <http://www.globus.org>
2. Корягин Д.А., Коваленко В.Н. Вычислительная инфраструктура будущего. «Открытые системы», 1999, № 11-12
3. В. Коваленко, Е. Коваленко. Пакетная обработка заданий в компьютерных сетях. «Открытые системы», 2000, № 7-8

ОБЧИСЛЕННЯ ТОЧНИХ ЗНАЧЕНЬ ЕЛЕМЕНТАРНИХ ФУНКЦІЙ

Борисенко В. Л., СумДУ

Постановка задачі

Задається елементарна функція і її аргумент. Необхідно обчислити її значення. Для цього можна використати ряд Тейлора – його реалізацію за допомогою формули Маклорена.

Програма повинна передбачати завдання потрібної точності обчислень – довжина ряду буде відповідно змінюватись.

Математична модель

Формула Маклорена:

$$f(x) = f(0) + \frac{f'(0)}{1!} + \frac{f''(0)}{2!} + \dots + \frac{f^{(n)}(0)}{n!} + \dots$$

В програмі будуть обчислюватись декілька функцій, наприклад така:

$$f(x) = e^x$$

$$f^{(n)}(x) = e^x$$

$$e^x = 1 + \frac{x}{1!} + \frac{x^2}{2!} + \dots + \frac{x^n}{n!} + \dots$$

Реалізація

Програма реалізована за допомогою мови програмування Pascal (а саме Object Pascal, який використаний у графічному середовищі розробки Lazarus).

Набір елементарних функцій, які може обчислювати програма:
 e^x , a^x , $\sin(x)$, $\cos(x)$, $\operatorname{tg}(x)$, $\arcsin(x)$, $\arccos(x)$, $\operatorname{arctg}(x)$, $\operatorname{sh}(x)$, $\operatorname{ch}(x)$, $\operatorname{tgh}(x)$.

Програма передбачає завдання точності обчислень (чим більша точність – тим більше відповідно часу займає обчислення – внаслідок використання ресурсоемких алгоритмів). Знаходження факторіалу реалізоване рекурсивним алгоритмом, що є досить зручним і у даному випадку – досить безпечним і ефективним.

**РАСПОЗНАВАНИЕ ИСКАЖЕННЫХ ПУТЕМ
СЖАТИЯ РЕЧЕВЫХ СИГНАЛОВ**

И. Лободюк, Д. Неофитный СумГУ

Проблема распознавания речи часто возникает при написании программ для различного оборудования использующего речевые команды человека, например, для оборудования синтетической телефонии, для программ связанных с обработкой звука. Таким образом, решая любую из названных задач, необходимо определить, имеет ли место один из эталонных речевых сигналов (сигналов, с которыми мы ассоциируем определенные состояния системы) в распознаваемом сигнале.

Пусть имеем эталонный сигнал $f(t)$ (рис. 1) и распознаваемый сигнал $M(t)$ (рис. 2).

СЕКЦИЯ ИНФОРМАТИКИ

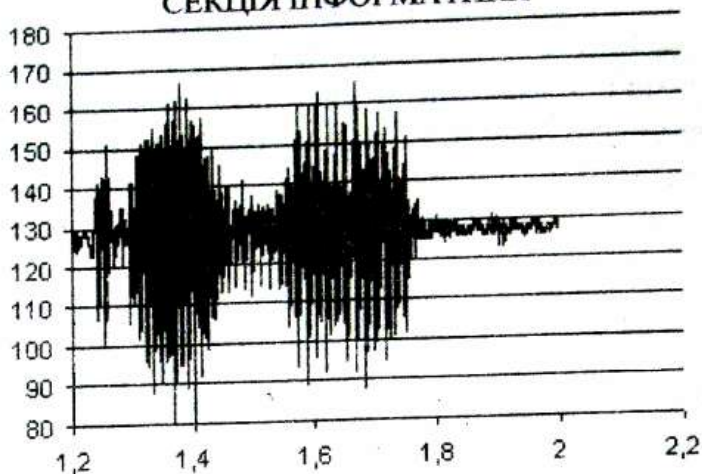


Рисунок 1. Эталонный сигнал $f(t)$

Необходимо доказать или опровергнуть гипотезу о том, что эталонный сигнал имеет место в распознаваемом.

Пусть распознаваемый сигнал является сжатым относительно эталонного, тогда между этими сигналами должна наблюдаться пропорциональная связь. Факт отклонения связи от пропорциональной можно было бы определить, разделив $M(t)$ на $f(t)$ и сравнив полученный результат с требуемым значением $k(t)$. Поскольку неизвестно каким должно быть $k(t)$ в текущий момент времени, такое сравнение невозможно.

Для оценки отклонения вида функции от пропорциональной предложены [1] характеристики функции непропорциональностей по производным, по значениям и относительные непропорциональности.

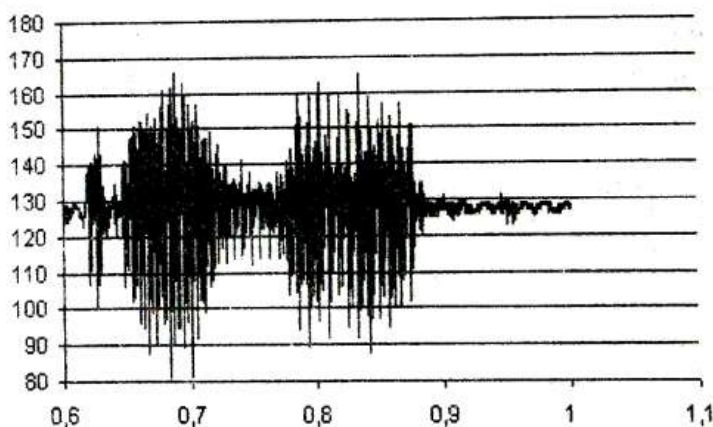


Рисунок 2. Распознаваемый сигнал $M(t)$

СЕКЦІЯ ІНФОРМАТИКИ

Для решения поставленной задачи предлагается применить непропорциональность функции по значению 1-го порядка, которая имеет вид (1) и относительную непропорциональность (2).

$$\textcircled{A} v_{x(t)}^{(1)} y(t) = y(t) - x(t) \frac{dy/dt}{dx/dt} \quad (1)$$

$$\textcircled{A} N_{x(t)}^{(1)} y(t) = 1 - \frac{x(t)}{y(t)} \frac{dy/dt}{dx/dt} \quad (2)$$

Значение непропорциональностей равно нулю, если связь между $x(t)$ и $y(t)$ пропорциональна. Факт отклонения вида связи от пропорциональной и количественная оценка этого отклонения могут быть определены по значениям непропорциональности.

Таким образом рассмотренный метод позволяет быстро и без значительных временных затрат узнать имеет ли место пропорциональная связь между двумя исследуемыми величинами.

ПРИМЕНЕНИЕ КРИПТОГРАФИИ В ВОПРОСАХ ЗАЩИТЫ ДАННЫХ НА ПРИМЕРЕ РЮКЗАЧНОЙ СИСТЕМЫ ШИФРОВАНИЯ

Радченко Т.А., Проценко Е.Б.

В настоящее время вопросы защиты информации стоят наиболее остро. Это связано как с общим бурным развитием информационных технологий, так и с появлением новых языков и технологий программирования самостоятельно не способных решить все проблемы безопасности.

Пусть в некотором XML-документе в открытом виде хранится некоторая информация (логины и пароли) о пользователях удаленной базы данных, что позволяет злоумышленнику (при условии чтения им данного файла) осуществлять практически неограниченные изменения в базе данных.

В качестве основного средства ограничивающего доступ к конфиденциальной информации можно использовать метод хранения информации в закодированном виде.

СЕКЦІЯ ІНФОРМАТИКИ

Проблема решается следующим образом. Указанный XML документ кодируется и в закодированном виде хранится на сервере. При обращении к этому файлу на сервере запускается декодер, который декодирует и выполняет XML-документ, без создания открытой копии документа на жестком диске. Т. е. файл автоматически декодируется на сервере лишь в том случае, если пользователь правильно ввёл свой секретный ключ, после чего выполняется. Конечно же, даже если пользователь ввёл неверный секретный ключ, декодирование всё равно осуществляется, однако вместо XML-файла с логинами и паролями получается набор некоторых символов (т. е. дешифрование прошло неверно).

Пользователю становится доступна только информация сформированная после обработки данного файла.

Кодирование информации происходит с использованием рюкзачной системы.

СЕКЦІЯ ДИНАМІКИ ТА МЦНОСТІ
РАДІАЛЬНО-УГЛОВІ КОЛЕБАНИЯ
ОДНОДИСКОВОГО РОТОРА

Зимогляд Ю.В.

Во всех отраслях промышленности широко используются центробежные насосы, для которых характерна устойчивая тенденция к повышению рабочих параметров: подач, давлений и скоростей, т.е. к концентрации все более высоких мощностей в единичных агрегатах.

При создании центробежных насосов на любые параметры, помимо отработки экономичной проточной части, первостепенными задачами являются:

- снижение вибраций, обусловленных неуравновешенными силами инерции и гидродинамическими возмущениями со стороны перекачиваемой среды;

- обеспечение требуемой надежности и долговечности опор и приводных муфт;

- разработка надежных и достаточно герметичных уплотнений.

Сложность перечисленных задач резко возрастает с увеличением рабочих параметров и обусловлена, прежде всего, отсутствием в живой природе аналогов вращательному движению.

Радиально-угловые колебания ротора в щелевых уплотнениях с учетом инерции поворота диска описываются системой дифференциальных уравнений 8-го порядка. Общий анализ такой системы представляет значительные трудности, обусловленные, прежде всего, большим количеством независимых геометрических и эксплуатационных параметров, как самого ротора, так и уплотнений. Поэтому есть смысл предварительно рассмотреть парциальные системы, совершающие соответственно только радиальные и только угловые колебания.

В реальных машинах угловые колебания вращающегося диска всегда сопровождаются вынужденными радиальными колебаниями под действием неизбежной статической

СЕКЦІЯ ДИНАМІКИ ТА МЦНОСТІ

неуравновешенности, а также из-за связанности углов поворота и прогибов в несимметричных конструкциях ротора.

Однако, расчет идеализированных моделей, являющихся парциальными системами реальных роторов, представляет интерес как первый шаг на пути к анализу совместных радиально-угловых колебаний.

Гидродинамические силы и моменты оказывают решающее влияние на вибрационное состояние ротора и, в то же время, существенно усложняют его математическую модель. В частности, циркуляционные и гироскопические силы зависят от частоты вращения ротора. Из-за этого собственные частоты вращающегося ротора тоже зависят от частоты его вращения и не совпадают с собственными частотами не вращающегося вала.

Поэтому, прежде чем исследовать колебания ротора в уплотнениях, целесообразно определить основные закономерности динамики простейшей модели в воздухе, чтобы в дальнейшем можно было отделить влияние уплотнений.

В данной работе для выяснения основных закономерностей динамики ротора без уплотнений была использована упрощенная модель однодискового симметричного ротора и рассмотрены независимые угловые колебания, а также совместные радиально-угловые колебания ротора без уплотнений.

Произведена оценка влияния гироскопических моментов на вибрационные характеристики ротора.

КОЛЕБАНИЯ ОДНОМАССОВОГО РОТОРА В ЩЕЛЕВЫХ УПЛОТНЕНИЯХ

Петрикова И.Л.

Щелевые уплотнения занимают особое место в ряду бесконтактных уплотнений вращающихся валов. Основой щелевых уплотнений являются узкие каналы. В них дросселируются большие перепады давлений протекающей среды. Распределение давления в зазоре будет нарушено в

СЕКЦІЯ ДИНАМІКИ ТА МІЦНОСТІ

осевом направлении из-за неизбежных эксцентриситетов и перекосов ротора. Вследствие этого возникают радиальные гидродинамические силы и их моменты. Они определяются частотами собственного и прецессионного движения ротора, а также амплитудами его радиальных и угловых колебаний.

Отличительной особенностью щелевых уплотнений является их способность выполнять одновременно функции гидростатических опор с высокой несущей способностью и, тем самым, определять вибрационное состояние ротора.

Примером использования щелевых уплотнений в качестве опор могут служить так называемые *безвальные насосы*. Для обеспечения нормального вибросостояния машины учитывалась связь ротора с уплотнениями, которые представляют собой замкнутую гидромеханическую систему.

Уплотнения не только изменяют критические частоты ротора, но и существенно влияют на амплитуды его вынужденных колебаний и на границы его динамической устойчивости.

Таким образом, использование кольцевых дросселей в качестве опорно-уплотнительных узлов является перспективным направлением в насосостроении.

В данной работе были рассмотрены радиально – угловые колебания одномассового ротора с учетом гидродинамики в щелевых уплотнениях. Составление уравнений производилось с учетом локальных и конвективных составляющих сил инерции потока вязкой среды в кольцевых зазорах с конусностью. Это позволило с приемлемой точностью количественно оценить силы и моменты, выяснить их природу и зависимость от геометрических параметров канала.

Радиально-угловые колебания ротора в уплотнениях с учетом инерции поворота диска описываются системой дифференциальных уравнений 8-го порядка.

Анализ такой системы представляет большие математические трудности, поэтому есть смысл предварительно рассмотреть парциальные системы, совершающие только радиальные и только угловые колебания.

Таким образом, были рассмотрены независимые радиальные колебания ротора в щелевых уплотнениях.

Для анализа были построены амплитудные и фазовые частотные характеристики для разных значений конусности и перепада давления, а также произведена оценка влияния параметров ротора и уплотнений на критические частоты и динамическую устойчивость.

РАСХОДНАЯ ХАРАКТЕРИСТИКА ЩЕЛЕВОГО УПЛОТНЕНИЯ

Миронцова Ю.В.

В последнее время наблюдается стойкая тенденция повышения рабочих параметров насосных агрегатов (частот вращения, напоров). При разработке машин с повышенными параметрами главными задачами являются снижения уровня вибрации, обеспечения необходимой надежности, долговечности и герметичности. Герметичность насоса в значительной степени определяется работой уплотнений. В качестве уплотнений проточной части большинства насосов используются щелевые уплотнения. Именно перетекание жидкости в щелевых уплотнениях существенно влияют на коэффициент полезного действия насоса. Так, в центробежных насосах протечки через щелевое уплотнение могут достигать 5% от подачи насоса, что приводит к снижению к.п.д. Поэтому уточнение методик расчета расходов через щелевое уплотнение является практической актуальной задачей настоящего.

В работе для более обоснованного подхода к расчету общих расходов через щелевые уплотнения определен полный расход через щелевое уплотнение для разных режимов течения. Полный расход состоит из расхода напорного течения, расхода потока вытеснения и инерционной составляющей.

Создана методика расчета характеристик достоверности расхода через щелевое уплотнение с учетом случайного изменения эксцентриситета, среднего радиального зазора, угла

СЕКЦИЯ ДИНАМИКИ ТА МІЦНОСТІ

конусности уплотнения и перепада давления на уплотнении.

Поскольку средний радиальный зазор, конусность, эксцентриситет и перепад давления, что дросселируются на уплотнении, зависят от многих случайных факторов, то эти параметры необходимо рассматривать как случайные величины. В работе полученные плотности вероятности расхода через щелевое уплотнение как функции случайных величин. Это позволяет находить значение расхода через уплотнение с какой-нибудь необходимой доверительной вероятностью. С доверительной достоверностью 74% для уплотнений длиной 0,02 м и средним радиальным зазором $H = 3 \cdot 10^{-4}$ м величина расхода будет лежать в интервале $m_Q \pm 1.15\sigma_Q$ или численно для турбулентных режимов течения: $[9.4 \cdot 10^{-4}; 1.5 \cdot 10^{-3}]$, для автомодельной области турбулентного течения: $[1.5 \cdot 10^{-3}; 2.3 \cdot 10^{-3}]$. С доверительной достоверностью 97% интервалы возможных значений расхода составят $[4.9 \cdot 10^{-4}; 1.9 \cdot 10^{-3}]$ и $[8.9 \cdot 10^{-4}; 3.0 \cdot 10^{-3}]$ соответственно. То есть значение расхода с учетом местных гидравлических сопротивлений может изменяться от 15 до 45%.

ОПРЕДЕЛЕНИЕ ВЕРОЯТНОСТНЫХ ХАРАКТЕРИСТИК РАСХОДА ЧЕРЕЗ ЩЕЛЕВОЕ УПЛОТНЕНИЕ

Устимов С.В.

Конусность, эксцентриситет и углы перекося в уплотнениях реальных машин зависят от многих случайных факторов, поэтому они тоже являются случайными величинами. В связи с этим определение динамических характеристик уплотнений необходимо рассматривать в вероятностном аспекте.

Поскольку для относительного смещения ротора все направления равноценны и он может принимать только положительные значения, то плотность вероятности

СЕКЦІЯ ДИНАМІКИ ТА МЦНОСТІ

эксцентриситета может быть описана усеченными законом Релея.

Средний радиальный зазор и угол конусности уплотнения являются случайными величинами, распределенными по нормальному закону в некотором интервале, определяемом допусками на изготовление

В работе определены значения расхода через щелевое уплотнение с учетом местных сопротивлений и без для различных режимов течения. Получены вероятностные характеристики расхода как функции случайных величин радиального зазора и конусности уплотнения. Проведен анализ полученных характеристик.

ИССЛЕДОВАНИЕ ГИДРОДИНАМИЧЕСКИХ ХАРАКТЕРИСТИК ЩЕЛЕВЫХ УПЛОТНЕНИЙ

Герун И.О.

Надёжность и экономичность центробежных машин в большой мере зависит от качества уплотнений ротора. Существующие методы определения утечки через зазоры щелевых уплотнений, распределения давления и сил, действующих на уплотняющие поверхности, могут быть использованы лишь для ограниченного круга задач и не охватывают всего разнообразия конструктивных схем и условий работы бесконтактных уплотнений, поэтому изучение закономерностей течения жидкости в зазорах бесконтактных уплотнений является актуальной задачей и особенно в свете вопросов, поставленных новой техникой.

В работе проводится решение трехмерной задачи гидродинамики жидкости в бесконтактных уплотнениях. На основании решения уравнения Рейнольдса, описывающего преобладающее осевое течение, получены распределения давления и скорости по длине и по высоте канала. Проведено сравнение с численным решением поставленной задачи в программе ANSYS с использованием гидродинамического

СЕКЦИЯ ДИНАМИКИ ТА МЦНОСТІ

модуля FLOTRAN. Полученные результаты позволяют использовать выражения для давления и скорости через кольцевой канал при расчете расходов, сил и моментов в щелевых уплотнениях гидромашин.

РАЗРАБОТКА МЕТОДА АНАЛИЗА ДИНАМИКИ РОТОРА В БЕСКОНТАКТНЫХ УПЛОТНЕНИЯХ.

Дедов В.А.

Повышение надежности и долговечности центробежных машин является актуальной научно-технической проблемой. Это обусловлено ростом рабочих параметров и одновременно, высокими требованиями к экономичности и безопасности как отдельных агрегатов так и технических установок в целом.

Надежность и безопасность центробежных машин во многом определяется гидродинамическими силами и моментами в уплотнениях. Бесконтактные уплотнения характеризуются наличием гарантированного зазора между уплотняющими поверхностями, поэтому эти уплотнения работают с постоянной утечкой, но практически без износа.

В работе рассмотрен одномассовый ротор в щелевых уплотнениях. Найдены силы и моменты, возникающие в радиальном щелевом уплотнении. С помощью программного комплекса ANSYS получены критические частоты в зависимости от расположения массы на роторе.

АВТОМАТИЗИРОВАННЫЙ ИЗМЕРИТЕЛЬНЫЙ КОМПЛЕКС СТЕНДА ДЛЯ ИССЛЕДОВАНИЙ ГИДРОМЕХАНИЧЕСКОЙ СИСТЕМЫ

«РОТОР-УПЛОТНЕНИЯ»

Шкумат В.В.

Опыт разработки и эксплуатации роторных машин показывает, что их надежность, долговечность, эксплуатационные и экономические показатели во многом зависят от работоспособности уплотнений ротора. Одним из

СЕКЦІЯ ДИНАМІКИ ТА МІЦНОСТІ

основных факторов, ограничивающих надежность уплотнений, является вибрация ротора. Изучение характеристик гидромеханической системы «ротор-уплотнения» позволяет выбирать оптимальные, с точки зрения снижения виброактивности машин и объемных потерь, конструкции уплотнений.

Для проведения экспериментов и исследования характеристик системы «ротор-уплотнения» в лаборатории кафедры ОМ и ДМ создан экспериментальный стенд, предназначенный для исследования динамики ротора в щелевых уплотнениях.

Для оснащения экспериментального стенда создана специальная автоматизированная измерительная система на базе ПЭВМ, которая позволяет автоматически регистрировать, сохранять в памяти и накапливать на носителях результаты одновременных измерений всех контролируемых в процессе исследований параметров: давление, величину зазора, фазу колебаний и частоту вращения ротора, температуру жидкости.

Для измерения давления в системе используется измерительный комплекс фирмы Endevco. Для контроля температуры – многоканальный электронный термометр с компактными полупроводниковыми датчиками. Для измерения величины зазора, регистрации колебаний и частоты вращения ротора - многоканальная аппаратура на основе бесконтактных датчиков зазора токо-вихревого типа. Для аналого-цифрового преобразования и ввода всех измерительных сигналов в ПЭВМ применяется 8-канальный АЦП фирмы National Instruments.

Использование автоматизированного измерительного комплекса в составе экспериментального стенда не только повышает эффективность выполняемых исследований и достоверность получаемых результатов, но и исключает так называемый «субъективный фактор» посредством полной автоматизации сбора, хранения и обработки информации.

СЕКЦІЯ ДИНАМІКИ ТА МІЦНОСТІ
**РАЗРАБОТКА МЕТОДОВ РАСЧЕТА ВИБРАЦИОННОГО
СОСТОЯНИЯ РОТОРОВ В ЩЕЛЕВЫХ УПЛОТНЕНИЯХ**

Тарасевич Ю.Я.

Работа посвящена созданию методики расчета вибрационного состояния ротора в щелевых уплотнениях, включающей в себя решение задачи гидродинамики короткого кольцевого уплотнения, задачи определения вероятностных характеристик расхода через уплотнение и влияния случайного изменения параметров щелевых уплотнений на собственную частоту колебаний ротора. Исследуемыми объектами являются щелевые уплотнения и ротор в щелевых уплотнениях.

Проведенный в работе анализ показал, что вибрационное состояние ротора насоса в значительной мере определяется гидродинамическими характеристиками щелевых уплотнений, достоверность определения которых зависит от принятой модели и допущений при решении уравнений движения жидкости в зазоре уплотнения.

На основе решения уравнения Рейнольдса турбулентного течения жидкости в коротком кольцевом уплотнении совместно с уравнением неразрывности получены силы давления и их моменты, действующие на стенки уплотнения. При определении сил и моментов учитывались как локальные так и конвективные силы инерции жидкости, а влияние местных гидравлических сопротивлений учитывалось не только для гидростатических, но и для гидродинамических составляющих. Вычислены составляющие полного расхода через щелевое уплотнение, обусловленные напорным течением и движением уплотнительных поверхностей для различных режимов течения. Для более обоснованного подхода к оценке расходных характеристик щелевых уплотнений определялись вероятностные характеристики расхода как функции случайных величин.

Определены расходные характеристики уплотнения для различных режимов течения, амплитудные и фазовые частотные характеристики ротора в щелевых уплотнениях с учетом сил

инерции потока.

Проведены экспериментальные исследования, подтверждающие достаточную точность предложенной методики определения гидродинамических характеристик щелевого уплотнения.

Разработана методика определения вероятностных характеристик собственной частоты ротора в щелевых уплотнениях для одномассовой и многомассовой моделей ротора. Для определения вероятностных характеристик собственной частоты ротора в щелевых уплотнениях разработана программа, проведено ее тестирование.

На основе проведенного анализа колебаний ротора в щелевых уплотнениях даны рекомендации по проектированию щелевых уплотнений.

Результаты диссертационной работы в виде методик расчета и программы расчета внедрены и используются для анализа собственных частот роторов центробежных насосов в учебном процессе на кафедре общей механики и динамики машин Сумского государственного университета и в практике проектирования Научно-исследовательского и проектно-конструкторского института атомного и энергетического насосостроения ВНИИАЭН.

ЧИСЕЛЬНЕ МОДЕЛЮВАННЯ ТРИВИМІРНОЇ ТЕЧІЇ У КІЛЬЦЕВОМУ КАНАЛІ ШПАРИННОГО УЩІЛЬНЕННЯ

Герасиміва К.П.

Особливе місце серед безконтактних ущільнень обертових валів займають шпаринні ущільнення. Це найбільш розповсюджений тип ущільнень роторів відцентрових насосів та компресорів. Вони виконують одночасно функції і ущільнень, і гідростатичних опор. У зв'язку з цим, значно розширюється коло задач, пов'язаних з їх розрахунком та проектуванням. Якщо для інших ущільнень характерним показником є рівень витоків, то для шпаринних ущільнень-опор найбільш важливішими є жорсткісні та демпфіруючі властивості, та їх

вплив на вібраційний стан ротора.

Існуючі методи розрахунку основних гідродинамічних характеристик шпаринних ущільнень включають дві моделі (спрощення рівнянь Рейнольдса): «коротка» та «довга шпарина». В першій моделі обмежуються двовимірною течією і ця модель використовується, головним чином, для описання робочого процесу у міжступеневих шпаринних ущільненнях. У другій моделі розглядається тривимірна течія рідини у кільцевому каналі і ця модель застосовується для описання робочого процесу у шпаринних ущільненнях-опор та шпаринному ущільненні гідроп'яти.

Таким чином, з'являється необхідність розробки узагальненої теорії розрахунку шпаринних ущільнень, яка б об'єднала та дозволила визначити область використання кожної з цих моделей. А це пов'язано з глибокими експериментальними та теоретичними дослідженнями, експериментальним визначенням статичних та динамічних характеристик ущільнень, використанням методів розрахункової гідродинаміки для вирішення складної задачі тривимірної течії у кільцевому каналі шпаринного ущільнення з урахуванням прецесії вала. Створення цієї теорії дозволить розглядати динаміку ротора з урахуванням не тільки статичних, але і динамічних жорсткостей та демпфірувань шпаринних ущільнень.

АВТОМАТИЗИРОВАННЫЙ РАСЧЕТ ДИНАМИЧЕСКИХ ХАРАКТЕРИСТИК РОТОРОВ ЦЕНТРОБЕЖНЫХ МАШИН

Герасиміва К.П.

Задача анализа динамических характеристик роторов, которую необходимо решать при разработке и проектировании центробежных машин является достаточно важной. Приходится определять критические скорости и исследовать реакцию роторной системы на возможные дисбалансы и нагрузки. Такая задача не всегда поддается точному аналитическому решению и требует огромных затрат на ее экспериментальную реализацию.

СЕКЦІЯ ДИНАМІКИ ТА МІЦНОСТІ

В настоящее время наиболее распространенным численным методом решения задач динамического расчета роторных систем является метод конечных элементов (МКЭ), который практически полностью вытеснил метод начальных параметров. МКЭ позволяет решить задачу моделирования динамического поведения реального ротора с учетом всех возможных эффектов: упругих, инерционных свойств и инерции вращения ротора; крутящего момента, гироскопических моментов дисков, деформации сдвига, осевых нагрузок, внутреннего трения и др.

Известны узкоспециализированные программные комплексы, которые применяются только для анализа динамики конкретных роторных систем такие, как: *ARMD*, *ROTECH*, *Dynamics*, *DyRoBes*, *NISA/ROTOR* и многие другие. Эти программы не имеют, как правило, встроенного языка программирования и поэтому не позволяют вносить какие-либо изменения и новые элементы в методику расчета, что ограничивает их применение. Универсальные программные комплексы МКЭ-анализа (*ANSYS*, *NASTRAN*, *COSMOS* и др.) позволяют решать ряд задач динамического анализа роторных систем. Такие программные комплексы предоставляют пользователю достаточно обширную библиотеку элементов, большой набор средств и инструментов. В них заложена общая процедура метода конечных элементов, но при этом отсутствуют специальные модули для автоматизированного расчета различных деталей, в том числе и деталей центробежных машин. Для создания отдельного модуля для расчета динамики ротора в таких программах требуется написание специальных подпрограмм макросов, обеспечивающих автоматизацию построения расчетной модели, выдачу результатов расчета, а также создание графического интерфейса пользователя. Существенными возможностями для создания программных приложений располагает макроязык *Tcl/Tk*, интерпретатор которого непосредственно встроен в программу *ANSYS*.

В работе представлено программное приложение для

СЕКЦІЯ ДИНАМІКИ ТА МІЦНОСТІ

автоматизированного расчета динамических характеристик роторов центробежных машин в программном комплексе *ANSYS ED* на макроязыке *Tcl/Tk* с учетом демпфирующих и жесткостных свойств подшипников и уплотнений. Получены собственные частоты и формы колебаний, критические частоты соответствующие прямой и обратной синхронной прецессии с учетом гироскопических моментов дисков ротора, а также амплитудно-частотные характеристики роторов насосов и турбины в месте наибольшего динамического прогиба. Проведено тестирование методики расчета путем сравнения с результатами, полученными при помощи метода начальных параметров и в конечно-элементном программном комплексе *MSC Nastran*.

ВИРТУАЛЬНЫЙ СТЕНД ДЛЯ ИССЛЕДОВАНИЯ ГИДРОДИНАМИЧЕСКИХ ХАРАКТЕРИСТИК УПЛОТНЕНИЙ

Билаш В.Н.

В настоящее время все большее значение при создании новых конструкций машин и узлов принимает вычислительный эксперимент. Он позволяет значительно сократить объем дорогостоящего физического эксперимента и ускорить выпуск новой конкурентоспособной продукции. Существующие универсальные программные комплексы для расчета задач механики жидкости и твердого тела обладают всем необходимым набором инструментов и средств, которые нужны для решения достаточно сложных исследовательских задач. Однако в этих программах отсутствуют специализированные модули, направленные на расчет отдельных узлов центробежных машин, таких как уплотнения. Поэтому требуется написание специальных подпрограмм, автоматизирующих построение геометрии и сетки; задание граничных условий и физических свойств жидкостей и твердых материалов; расчет и выдачу результатов в удобном для пользователя виде.

СЕКЦІЯ ДИНАМІКИ ТА МІЦНОСТІ

В работе представлено оригинальное программное приложение и интерфейс пользователя для автоматизированного расчета гидродинамических характеристик уплотнений в программном комплексе ANSYS CFX, которые написаны на макроязыке TCL/TK. Выполнены тестовые расчеты трех типичных конструкций щелевых и торцовых уплотнений. Параметрическое задание моделей позволяет за короткое время проанализировать большое количество вариантов конструкций и выбрать геометрию соответствующую наилучшим гидродинамическим характеристикам уплотнительного узла.

ЧИСЛЕННЫЙ РАСЧЕТ ГАЗОДИНАМИЧЕСКИХ ХАРАКТЕРИСТИК ЛАБИРИНТНЫХ УПЛОТНЕНИЙ ТУРБОМАШИН

Билаш В.Н.

В современных турбомашинах широкое распространение получили лабиринтные уплотнения. Это связано с тем, что они обеспечивают меньшие протечки и большую демпфирующую способность, чем гладкие щелевые уплотнения. Тем не менее, для уменьшения опасности возникновения контактов между вращающимися и неподвижными элементами уплотнений применяют уплотнения с перекрывающимися гребнями, с минимальными поверхностями контакта. Возможные контакты лишь сминают гребни, не вызывая чрезмерного разогрева, наволакивания и заедания. Низкая изгибная жесткость гребней устраняется в конструкции специальных лабиринтных уплотнений, получивших название сотовых и лунковых уплотнений.

Задача исследования течения в такого типа уплотнениях является весьма сложной как с точки зрения происходящего физического процесса, так и математического его описания, поскольку относится к классу задач с пространственными отрывными течениями. Аналитическое решение такой задачи представляет значительные трудности, поскольку требует решения полной системы дифференциальных уравнений Навье-

СЕКЦІЯ ДИНАМІКИ ТА МІЦНОСТІ

Стокса. Поэтому задачу исследования течения в сотовых и лунковых уплотнениях предлагается решать при помощи современных компьютерных средств вычислительной гидрогазодинамики.

В работе проведены глубокие вычислительные исследования особенностей течения в щелевых каналах с различными перегородками. Изучены проблемы демпфирования колебаний высокооборотных роторов, крупномасштабные образования в каналах, особенности теплообмена. Разработана методика оптимизации геометрических параметров различного рода ячеек с целью минимизации величины протечек рабочей среды через уплотнение и увеличения демпфирующих сил, снижающих вибрации ротора. Полученные данные сопоставлялись с известными из литературы теоретическими и экспериментальными результатами.

ТОРЦЕВЫЕ УПЛОТНЕНИЯ С ИМПУЛЬСНЫМ УРАВНОВЕШИВАНИЕМ

Янков Д.С., Кухарёнок С.В. цел.

В обычных гидростатических уплотнениях для увеличения жесткости приходится делать капиллярные внутренние дроссели, характеристики которых не обладают требуемой стабильностью из-за эрозионного износа или засорения.

В установившемся режиме в малых зазорах вторичных уплотнений происходит залипание, затрудняющие осевые перемещения подвижного элемента и снижающее его чувствительность к регулируемому воздействию.

Характеристики гидростатических уплотнений не зависят от частоты вращения ротора, что ухудшает температурный режим на повышенных частотах и требует дополнительных стояночных уплотнений, чтобы исключить протечки в остановленных машинах.

Некоторые из перечисленных недостатков устранены в гибридных уплотнениях, в которых наряду с силами гидростатического давления используются гидродинамические

СЕКЦІЯ ДИНАМІКИ ТА МІЦНОСТІ

эффекты, создаваемые специально профилированными контактными торцовыми поверхностями. Такие уплотнения обладают большей жесткостью, зависящей от частоты вращения: с микроклиньями, спиральными канавками и т. д.

Профилирование торцовых поверхностей – сложная операция, трудоемкость которой возрастает из-за того, что уплотняющие пары нужно изготавливать из твердосплавных материалов, трудно поддающихся обработке. Поиски решений привели к разработке своеобразного промежуточного типа уплотнений, в которых увеличение жесткости достигается за счет дискретных импульсов давления.

Саморегулирование торцового зазора обусловлено зависимостью величины импульсов от величины зазора и частоты вращения ротора. Аналогом такой конструкции является торцовое уплотнение с внешним подводом жидкости в разгрузочные камеры от многосекционного плунжерного насоса: питание каждой камеры осуществляется отдельной секцией. Обеспечивая определенный сдвиг фаз в работе отдельных секций, можно создать подобие бегущей волны давления. Надежность такого уплотнения снижается из-за наличия плунжерного насоса.

Аксиально-подвижная втулка установлена в крышке корпуса и уплотнена резиновым кольцом, прижата к опорному диску. Опорный диск жестко закреплен на роторе и вращается вместе с ним. На контактной торцовой поверхности втулки расположены камеры, а на поверхности опорного диска – несколько подводящих каналов, которые при вращении диска последовательно соединяют камеры с уплотняемой полостью.

Регулирующее воздействие – сила, раскрывающая стык, – зависит от величины торцового зазора, причем гидростатическая жесткость отрицательна, что обеспечивает устойчивость статического равновесия.

В конструкциях с несимметричным относительно оси расположением подводящих каналов импульсы давления вызывают вращающийся с частотой вращения ротора перекося втулки, благодаря чему создается дополнительный бегущий

СЕКЦІЯ ДИНАМІКИ ТА МІЦНОСТІ

гидродинамический клин. Давление в нем достигает максимума в месте минимального зазора, предотвращая возможный контакт между уплотняющими поверхностями.

В нормальных условиях подводящие каналы служат своеобразными сепараторами, так как на жидкость во вращающихся каналах действуют центробежные силы, препятствующие попаданию твердых частиц в дросселирующий торцовый зазор.

В докладе будет приведен статический расчет, в котором будут определены статические характеристики регулятора и системы, а также будет сделан анализ динамической устойчивости.

КОНСТРУКЦИИ И РАСЧЕТ ЗАТВОРНЫХ ИМПУЛЬСНЫХ ТОРЦОВЫХ УПЛОТНЕНИЙ

Угничев А. С., Гребенюк А. В.

С развитием техники проблемы герметизации машин и оборудования становятся все более актуальными. По данным американских экспертов только в США стоимость перекачиваемых продуктов, теряемых через неплотности соединений, составляет около 300 млн долларов в год. Особенно важно обеспечить герметизацию вращающихся валов центробежных насосов и компрессоров, перекачивающих агрессивные, токсичные, радиоактивные, взрыво- и пожароопасные жидкости и газы. В данной работе рассмотрены затворные уплотнения с коаксиальным расположением ступеней, созданные на основе импульсных торцовых уплотнений. Благодаря коаксиальному расположению ступеней упрощается конструкция узла и уменьшаются его габариты при сохранении повышенной надежности и герметичности, характерных для саморегулируемых импульсных уплотнений.

Затворное уплотнение с коаксиальным расположением внутренней и внешней ступеней, выполненных на общей торцовой паре, представляет собой систему автоматического регулирования торцового зазора и расхода. Функцию

СЕКЦИЯ ДИНАМИКИ ТА МЦНОСТІ

автоматического регулятора выполняют камеры на торцовой поверхности аксиально подвижного кольца. Осредненное давление в камерах, в которые высокочастотными импульсами подается давление запирающей среды, зависит от величины зазора и от проводимости внешнего дросселя. С увеличением зазора давление в камерах уменьшается, то есть между регулирующим воздействием (сила давления в зазоре) и регулируемой величиной (торцовый зазор) существует необходимая отрицательная связь.

В докладе рассмотрен принцип работы затворных импульсных торцовых уплотнений. Получены их статические и динамические характеристики. Исходя их проведенных расчетов можно сказать, что данное уплотнение имеет ряд преимуществ по сравнению с обычными торцовыми уплотнениями: соответствующим выбором основных геометрических параметров можно обеспечить оптимальное значение торцового зазора и момента трения на уплотняющих контактных поверхностях в широком диапазоне уплотняемых давлений и частот вращения ротора; уплотнения мало чувствительны к физическим свойствам уплотняемой среды; реверсивны и хорошо выполняют роль стояночных; наличие камер и высокочастотные впрыски в них свежей уплотняемой среды обеспечивают хороший теплоотвод. Обладая этими свойствами, уплотнение имеет сравнительно малые габаритны, более простое по конструкции и более дешевое.

Затворное импульсное торцовое уплотнение эксплуатируется на различных центробежных насосах нефтехимических производств, что подтверждает надежность работы уплотнения как на запирающих жидкостях, так и на газах.

СТАТИКА И ДИНАМИКА ЗАТВОРНЫХ ИМПУЛЬСНЫХ УПЛОТНЕНИЙ

Гуков В.В.

С развитием техники проблемы герметизации машин и

СЕКЦІЯ ДИНАМІКИ ТА МІЦНОСТІ

оборудования становятся все более актуальными, что обусловлено количественным ростом промышленного оборудования, увеличением его рабочих параметров, ужесточением требований экологической безопасности как отдельных агрегатов, так и технологических систем в целом.

Особенно сложны и ответственны задачи герметизации вращающихся валов центробежных насосов и компрессоров, перекачивающих агрессивные, токсичные, радиоактивные, взрыво- и пожароопасные жидкости и газы. Для предотвращения неконтролируемых протечек таких сред используются двойные, чаще всего механические торцовые уплотнения с внешним подводом нейтральных запирающих жидкостей или газов.

В докладе рассмотрены двухступенчатые уплотнения с коаксиальным расположением ступеней, созданные на основе хорошо зарекомендовавших себя импульсных торцовых уплотнений. Благодаря коаксиальному расположению ступеней упрощается конструкция узла, и уменьшаются его габариты при сохранении повышенной надежности само регулируемых импульсных уплотнений.

Статический расчет сводится к построению статических характеристик, т.е. зависимостей торцового зазора, а также внутренних (затворной среды и уплотняемую полость) и внешних (затворной среды в атмосферу) протечек от давлений уплотняемой и затворной среды.

Статический расчет выполняется на основе совместного решения уравнений баланса расходов и уравнения равновесия аксиально подвижного кольца. Расчетная модель уплотнения построена на основании результатов измерения давления в камерах и по радиусу торцового зазора.

Расчеты приведены для жидкости, что несколько упрощает выкладки зависимости расхода от дросселируемого перепада давления.

СЕКЦІЯ ДИНАМІКИ ТА МІЦНОСТІ
**ОБРАБОТКА РЕЗУЛЬТАТОВ ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНОГО
ИССЛЕДОВАНИЯ ДВУХСТУПЕНЧАТЫХ
ИМПУЛЬСНЫХ УПЛОТНЕНИЙ**

Деревянко А.С.

Практически все существующие в мире на сегодняшний день стандарты для обеспечения экологической безопасности насосного и компрессорного оборудования, перекачивающего агрессивные, токсичные, радиоактивные, взрывопожароопасные жидкости и газы требуют обязательного применения систем двойных торцовых механических уплотнений. Для этих целей, как правило, используются торцовые уплотнения с аксиальным расположением ступеней, между которыми подается нейтральная запирающая среда. Довольно редко, в основном для герметизации валов химических аппаратов с перемешивающими устройствами, применяются конструкции торцовых уплотнений с радиальным расположением ступеней.

Среди гидродинамических уплотнений, как известно, выгодными преимуществами отличаются импульсные торцовые уплотнения, в которых бесконтактный режим работы обеспечивается импульсной запиткой камер перекачиваемой средой. Эти уплотнения значительно более просты в изготовлении, надежны и экономически выгодны.

В докладе описана экспериментальная установка и результаты экспериментальных исследований двухступенчатых торцовых импульсных уплотнений с коаксиальным расположением ступеней.

**КОЛЕБАНИЯ УПРУГО УСТАНОВЛЕННОГО КОЛЬЦА
БЕСКОНТАКТНОГО ТОРЦОВОГО УПЛОТНЕНИЯ**

Алтынцев Е. И.

В высоконапорных и высокоскоростных насосах широко используются бесконтактные торцовые уплотнения, которые определяют эффективность, надежность и безопасность машины в целом. С ростом параметров машины к уплотнительным узлам

СЕКЦІЯ ДИНАМІКИ ТА МІЦНОСТІ

предъявляются все более жесткие требования долговечности, экономичности и надежности.

В работе рассмотрены осевые колебания невращающегося аксиально подвижного кольца уплотнения. Вынужденные колебания кольца будут вызваны периодическим осевым смещением опорного кольца, жестко закрепленного на валу, и передаваться через упругий слой жидкости в торцовом зазоре. Гидродинамические силы, возникающие в торцовом зазоре, зависят от геометрии торцового канала, в частности от его конусности. Рассмотрено осесимметричное радиальное течение вязкой несжимаемой жидкости в конусном зазоре. Получено распределение давления и выражение для определения осевой гидродинамической силы. Приведено нелинейное уравнение осевых колебаний аксиально подвижного кольца с учетом гидродинамики потока жидкости в зазоре. Линеаризуя данное уравнение, проведен анализ динамики системы. Приведен численный пример расчета, на основе которого проведен анализ влияния геометрии канала и внешнего демпфирования на амплитуду вынужденных колебаний.

КОНСТРУКЦИЯ И РАСЧЕТ ЗАТВОРНЫХ ИМПУЛЬСНЫХ ТОРЦОВЫХ УПЛОТНЕНИЙ

Болдырев Е.Н.

Торцовые уплотнения в настоящее время успешно эксплуатируются в топливно-энергетической, газовой, нефтяной, химической и пищевой промышленности. Качество уплотнений оказывает существенное влияние на чистоту окружающей среды, а во многих случаях — на безопасность жизнедеятельности людей.

Уплотнения роторов должны удовлетворять двум главным условиям: обладать герметичностью при высоких перепадах давления и обеспечивать работоспособность подвижного соединения ротора со статором при больших относительных скоростях. Наиболее широкое применение получили затворные импульсные уплотнения. Благодаря малым габаритам,

бесконтактной работе, широкому диапазону уплотняемого давления и частоты вращения ротора, а так же относительной дешевизной, эти уплотнения хорошо зарекомендовали себя на рынках Украины и Запада. Благодаря подводу запирающей жидкости, эти уплотнения полностью исключают выход перекачиваемых продуктов в атмосферу.

В докладе рассмотрены конструкции и принцип работы затворных импульсных уплотнений в трех различных конструкциях в зависимости от подводящего дросселирующего канала и кольцевой буферной канавки. С помощью программного пакета ANSYS было смоделировано течение жидкости, построена эпюра распределения давления между парами трения, получена деформация колец уплотнения. Выполнен сравнительный анализ трех конструкций с традиционными механическими торцовыми и импульсными уплотнениями.

КОНСТРУКЦИЯ И РАСЧЕТ ИМПУЛЬСНЫХ ГАЗОВЫХ УПЛОТНЕНИЙ

Ткаченко С.А.

С каждым годом всё более повышаются требования по надёжности и экологичности машин и агрегатов, задействованных во всех сферах жизни человека, от атомных электростанций до коммунальных объектов. Так же неизбежны протечки всевозможных веществ, находящихся в этих машинах, которые приводят к экономическим потерям. Поэтому проблема герметизации этих веществ приобретает большую актуальность.

В работе рассматриваются основные конструкции саморегулируемых импульсных уплотнений, а также приводится статический и динамический расчёт запираемого импульсного уплотнения, приняв в качестве запирающей среды газ. То есть производится уточнение ранее проделанных расчётов, а также проводится моделирование течения этого газа в зазоре и подводящем канале импульсного запираемого уплотнения. По результатам этого моделирования строится

СЕКЦІЯ ДИНАМІКИ ТА МІЦНОСТІ

уточнённая эпюра распределения давления по длине зазора уплотнения и после этого уточняется статический и динамический расчёт. Также планируется произвести расчёт альтернативных конструкций импульсных запирающихся уплотнений.

Данные расчёты позволят более точно проектировать импульсные уплотнения и позволят улучшить их характеристики.

НЕСТАЦИОНАРНАЯ ЗАДАЧА ТЕЧЕНИЯ ГАЗА В ЗАЗОРЕ ТОРЦОВОГО ИМПУЛЬСНОГО УПЛОТНЕНИЯ

Скирдаченко Е.И. WZ

При создании турбомашин различного назначения одной из первостепенных задач, является разработка надежных и достаточно герметичных уплотнений. Сложность этой задачи резко возрастает с увеличением рабочих давлений и частот вращения ротора. Наибольшее распространение в турбомашинах получили торцовые уплотнения на газовой смазке, которые практически полностью вытеснили уплотнения с масляным и другим жидкостным затвором. Как правило, для таких целей обычно применяют торцовые пары газодинамических уплотнений со спиральными канавками. Однако выгодными преимуществами перед ними обладают торцовые импульсные уплотнения, которые более просты в изготовлении и экономически выгодны. Увеличение жесткости уплотнения достигается за счет дискретных импульсов давления, создаваемых в моменты сообщения камер с уплотняемой полостью каналами, расположенными на вращающемся диске. Саморегулирование торцового зазора обусловлено зависимостью величины импульсов от величины зазора и частоты вращения ротора. Торцовое импульсное уплотнение является реверсивным и в нормальных условиях подводящие каналы служат своеобразными сепараторами, так как на жидкость во вращающихся каналах действуют центробежные силы, препятствующие попаданию твердых

СЕКЦІЯ ДИНАМІКИ ТА МЦНОСТІ

частиц в дросселирующий торцовый зазор. Несмотря на эти преимущества, отсутствует опыт их практического применения в турбомашинах. Это связано с отсутствием надежных методов расчета сухих газовых торцовых импульсных уплотнений. Необходимо решать задачи о течении газа в зазоре, деформациях и динамической устойчивости уплотнения.

Работа импульсного торцового уплотнения сопровождается сложными нестационарными гидродинамическими процессами, точное математическое описание которых составляет большие трудности. Поэтому рациональным является применение для исследования газодинамических характеристик уплотнений современных универсальных программных комплексов вычислительной гидрогазодинамики. Появляется возможность в нестационарной постановке определить действительное поле давлений в зазоре торцового импульсного уплотнения с учетом не только радиального, но и окружного течений, определить давления в камерах и на кольцевых поясах между ними в любой момент времени. Что позволит в дальнейшем достаточно точно определить силовые и температурные деформации уплотнительных колец, а также оптимальные геометрические и силовые характеристики необходимые для создания надежных уплотнений роторных машин.

МЕТОДИКА РАСЧЕТА РЕГУЛЯТОРА ПЕРЕПАДА ДАВЛЕНИЯ СИСТЕМЫ СУХИХ ГАЗОВЫХ УПЛОТНЕНИЙ

Зуева Е.В.

Использование сухих газовых уплотнений (СГУ) в составе газоперекачивающих агрегатов (ГПА) требует установки вспомогательного оборудования, основной функцией которого является подача очищенного разделительного газа с заданным расходом и перепадом давлений на всех режимах работы ГПА, включая такие нестационарные режимы работы как пуск и останов ГПА, работа с малыми степенями сжатия. В качестве

СЕКЦІЯ ДИНАМІКИ ТА МІЦНОСТІ

такого оборудовання нерідко використовуються автоматичні регулюючі пристрої – регулятори перепаду тиску, забезпечуючі необхідне регулювання величини перепаду тиску «газ-газ» і запобігають потраплянню домішок з технологічного газу в ущільнювальну щілину СГУ і наступний вихід з ладу ущільнювальної пари.

Найпростішими за конструкцією регуляторами є регулятори перепаду тиску прямого дії «після себе», в яких налаштування на заданий тиск після регулятора здійснюється тиском технологічного газу і силою попередньо стиснутої пружини. Чувствительним елементом в таких регуляторах, як правило, є мембрана. Конструктивно вони можуть виконуватися як односедельними, т.є. навантаженими тиском входу в регулятор, так і двуседельними повністю розвантаженими в осевому напрямку, робота яких не залежить від тиску входу. Перевагою конструкцій цих регуляторів є широкий діапазон їх використання по робочому і регульованому тиску.

Метою роботи є створення методики розрахунку і визначення оптимальних геометричних характеристик проточної частини регулятора перепаду тиску систем сухих газових ущільнень. Проведено аналіз сучасного стану по проектуванню і способам покращення динамічних характеристик регуляторів перепаду тиску. Виконано експериментальну перевірку придатності і чисельний газодинамічний розрахунок проточної частини регулятора з метою виявлення ділянок падіння тиску і вихревих зон, а також нерівномірності навантаження золотника регулятора. Проведено аналіз статичних, динамічних і перехідних характеристик регулятора. Досліджено режим автоколебань. По перехідній характеристиці регулятора виконано оцінювання жорсткостних і демпфуючих властивостей системи регулювання. Видано рекомендації по розрахунку і проектуванню регуляторів перепаду тиску систем сухих газових ущільнень.

**ЗАТВОРНО – УРАВНОВЕШИВАЮЩЕЕ
УСТРОЙСТВО РОТОРА ЦЕНТРОБЕЖНОГО
КОМПРЕССОРА***Бараник И.Н., Парфентьев А.П.*

Для уравнивания осевых сил, действующих на ротор центробежного компрессора, чаще всего используются разгрузочные поршни. Они не обеспечивают стабильного осевого положения ротора, поэтому требуется установка дополнительных двусторонних упорных подшипников. Наличие таких подшипников и сложной системы концевых масляных уплотнений приводят к тому, что система осевого уравнивания ротора является сложной, неэкономичной и недостаточно надежной. Поэтому, актуально рассмотреть автоматическое уравнивающее устройство (система авторазгрузки), которое работает как радиально-упорный гидростатический подшипник с высокой несущей способностью и как затворное бесконтактное уплотнение с саморегулируемой протечкой.

Для расчета были выбраны основные геометрические параметры устройства так, чтобы в заданном диапазоне рабочих параметров компрессора обеспечивалась требуемая герметичность при минимальных расходах затворной среды и при сохранении бесконтактного режима работы устройства. В качестве затворной среды – вязкая жидкость, течение во всех дросселирующих каналах ламинарное изотермическое.

В данной работе выполнен статический расчет затворно – уравнивающего устройства на основании уравнения осевого равновесия ротора и уравнений баланса расходов в элементах гидравлического тракта. По полученным расходной и статической характеристикам показано преимущества уравнивающего устройства над упорным подшипником.

СЕКЦІЯ ДИНАМІКИ ТА МІЦНОСТІ
**СТАТИЧЕСКИЙ РАСЧЁТ АВТОМАТИЧЕСКИХ
УРАВНОВЕШИВАЮЩИХ УСТРОЙСТВ**

Евтушенко О.А. *н.с.*

Осевые силы, действующие на ротор, воспринимаются автоматическими уравновешивающими устройствами, которые одновременно выполняют функции упорного гидростатического подшипника и комбинированного концевое уплотнения с саморегулируемым торцовым зазором. В современных высоконапорных центробежных насосах суммарная осевая сила, действующая на ротор, достигает десятков тонн. Поэтому уравновешивание этих сил является очень важной и трудной задачей, требующей значительных затрат мощности. Например, только объемные потери в уравновешивающих устройствах некоторых насосов достигают 10% их подачи.

В работе представлен статистический расчёт уравновешивающего устройства, в результате которого получены статическая и расходная характеристики, позволяющие на стадии проектирования устанавливать величину протечек в зависимости от диапазона изменения осевой силы.

В процессе работы машины сила, действующая на ротор, может отклоняться от расчетного значения и вызывать соответствующие изменения торцового зазора. В работе приведены допустимые отклонения установившегося зазора от оптимального значения. На основании результатов статистического расчёта найдена величина статических отклонений зазора при изменении уравновешивающей силы.

**СТАТИЧЕСКАЯ ХАРАКТЕРИСТИКА СИСТЕМЫ
С УЧЕТОМ ДЕФОРМАЦИИ
УРАВНОВЕШИВАЮЩЕГО ДИСКА.**

Коцур А.Ю. *н.с.*

В современных высоконапорных центробежных насосах суммарная осевая сила, действующая на ротор, достигает десятков тонн. Уравновешивание таких нагрузок

СЕКЦІЯ ДИНАМІКИ ТА МІЦНОСТІ

затруднительно и требует значительных затрат мощности. Во многих случаях применяют гидропятю - автоматическое уравнивающее устройство, выполняющее одновременно функции упорного подшипника и комбинированного концевой уплотнения с саморегулируемым торцевым зазором. Работа гидропят основана на том, что осевая сила, действующая на торцовую пару, зависит от торцевого зазора.

В работе рассмотрена статическая характеристика системы с учетом деформации уравнивающего диска. В результате статического расчета получены статическая и расходная характеристики, позволяющие на стадии проектирования устанавливать величину протечек в зависимости от диапазона изменения осевой силы. Так как уравнивающее устройство должно работать не только надежно, но и экономично. По результатам расчета построены статическая и расходная характеристики. На них отмечены диапазоны изменения зазора и расхода в заданной области изменения обобщенного воздействия.

Таким образом, на основании результатов расчёта можно предварительно указать достоинства использования гидропят, таких как устранение задиров при пуске, возможность отслеживания перекосов разгрузочного диска при одновременном обеспечении надёжной работы в заданном диапазоне изменения осевой силы с минимальными протечками через торцовую щель.

СТАТИЧЕСКИЙ РАСЧЁТ ГИДРОПЯТЫ С УЧЁТОМ ДЕФОРМАЦИИ РАЗГРУЗОЧНОГО ДИСКА

Суханов В.В., Коцегуб Я.М., Павленко И.В.

Для уравнивания осевых сил, действующих на ротор многоступенчатых центробежных насосов довольно часто используют автоматические системы уравнивания - гидропятю. При проектировании гидропят используют упрощенные методики расчета. При этом предполагается, что обе поверхности, образующие торцовую щель, параллельны.

СЕКЦІЯ ДИНАМІКИ ТА МІЦНОСТІ

Однако, при работе насоса под действием сил, обусловленных разностью давлений перед торцевой щелью и за ней, диск деформируется, и зазор принимает коническую форму, что ведет к изменению распределения давления в торцевой щели, а следовательно, к уменьшению осевой силы (рисунок 1). При этом возникает опасность контакта между диском и опорным кольцом.

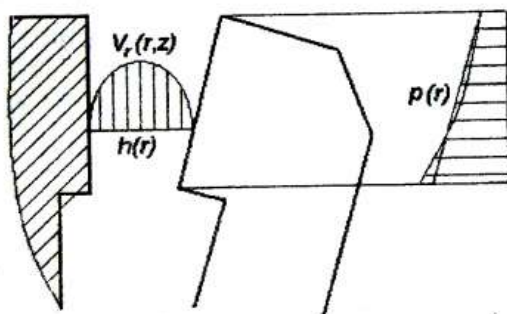


Рисунок 1

Рассмотрено ламинарное напорное течение жидкости в торцевой щели с произвольной плавно изменяющейся функцией зазора $h(r)$. Получены выражения для радиальной скорости $V_r(r,z)$ и распределения давления $p(r)$ по радиусу торцевой щели:

$$V_r(r) = \frac{6Q}{rh^3(r)} z[h(r) - z] \quad (1)$$

$$p(r) = p_0 - \frac{\int_1^r \frac{dr}{rh(r)^3}}{\int_1^2 \frac{dr}{rh(r)^3}} \cdot \Delta p; \quad (2)$$

Вследствие того, что распределение давления по радиусу торцевой щели и деформация разгрузочного диска взаимобусловлены, становится необходимым решение задачи гидроупругости. Для этого уравнения движения жидкости дополняются уравнением Софи-Жермен:

СЕКЦІЯ ДИНАМІКИ ТА МІЦНОСТІ

$$\frac{1}{r} \left\{ r \frac{d}{dr} \left[\frac{1}{r} \frac{d}{dr} \left(r \frac{dw(r)}{dr} \right) \right] \right\} = \frac{p(r)}{D}. \quad (3)$$

решение которого реализуется в программном комплексе ANSYS и последующей аппроксимацией в пакете MathCAD-13.

Изучено влияние деформации диска гидропята на статическую характеристику и расход. Деформация диска приводит к дополнительному смещению ротора, при этом проводимость торцевой щели (4) увеличивается и, как следствие, уменьшается протечки рабочей жидкости через уравнивающее устройство.

$$g_T = \frac{\pi}{6\mu} \int_{r_1}^{r_2} \frac{dr}{r[h(r)+w(r)]^3} < \frac{\pi h_0^3 (r_1 + r_2) / 2}{6\mu (r_2 - r_1)}. \quad (4)$$

Полученные результаты можно применять при уточнённом статическом расчёте гидропята для ламинарных режимов течения рабочей жидкости.

УПРОЩЕННЫЙ РАСЧЕТ СИСТЕМЫ АВТОРАЗГРУЗКИ РОТОРА НАСОСА С УЧЕТОМ УПРУГИХ ДЕФОРМАЦИЙ ГИДРОПЯТЫ

Коверцов С.Ю.

В современных высоконапорных центробежных насосах осевые силы, действующие на ротор, воспринимаются автоматическими уравнивающими устройствами (гидропятами), которые одновременно выполняют функции упорного гидростатического подшипника и комбинированного концевого уплотнения с саморегулируемым торцевым зазором.

В работе рассмотрена традиционная конструкция гидропята. Для расчета статических характеристик гидропята необходимо получить распределение давления в торцевом зазоре. При этом учитывалась деформация диска гидропята. Для торцевого зазора гидропята характерен турбулентный автомодельный режим течения, при котором коэффициент сопротивления трения не зависит от числа Рейнольдса.

СЕКЦІЯ ДИНАМІКИ ТА МІЦНОСТІ

Давление в камере гидропаты является функцией торцового зазора и определяется из баланса расхода через цилиндрический и торцовый дроссель.

В результате решения уравнений баланса сил, действующих на диск гидропаты, и баланса расходов через цилиндрический и торцовый дроссель, получены зависимости осевой силы и расхода жидкости через гидропату от величины торцового зазора.

АНАЛИЗ ДИНАМИКИ АВТОМАТИЧЕСКОГО УРАВНОВЕШИВАЮЩЕГО УСТРОЙСТВА

Шуплякова Ю. В.

На данный момент наиболее эффективным способом разгрузки осевых сил, действующих на ротор многоступенчатого центробежного насоса, является устройство автоматического уравнивания. В современных высоконапорных центробежных насосах суммарная осевая сила, действующая на ротор, достигает десятков тонн. Уравнивание таких нагрузок затруднительно и требует значительных затрат мощности. Во многих случаях применяют гидропату - автоматическое уравнивающее устройство, выполняющее одновременно функции упорного подшипника и комбинированного концевое уплотнения с саморегулируемым торцовым зазором. Работа гидропат основана на том, что осевая сила, действующая на торцовую пару, зависит от торцового зазора. При проектировании уравнивающих устройств стремятся, с одной стороны, свести к минимуму объёмные потери, с другой - не допустить в процессе работы при возможных изменениях осевой силы чрезмерного уменьшения торцового зазора, так как это может привести к задирам.

Как всякая система автоматического регулирования, система уравнивания осевой силы должна обладать определенными динамическими качествами. Поэтому приводится исследование динамической устойчивости системы ротор-разгрузочное устройство и построение амплитудных

частотных характеристик.

В результате установлено, что причиной потери динамической устойчивости является сжатие жидкости в камере и деформация стенок. Наиболее доступным средством стабилизации системы ротор-уравновешивающее устройство является уменьшение осевого размера H камеры гидропята. Приведенный анализ динамики ограничен одномерным осевым движением жесткого ротора и не учитывает связи, существующей между его изгибными и осевыми колебаниями.

СТАТИЧЕСКИЕ И ДИНАМИЧЕСКИЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ МОДИФИЦИРОВАННОЙ КОНСТРУКЦИИ АВТОМАТИЧЕСКОГО УРАВНОВЕШИВАЮЩЕГО УСТРОЙСТВА

Новикова О.В.

При работе насоса на его ротор действует сложная система сил, среди которых самой большой по абсолютному значению является осевая сила. Для многоступенчатых высоконапорных насосов она измеряется десятками и даже сотнями тонн, поэтому устройства для уравновешивания осевых сил оказываются напряженными. Для уравновешивания осевой силы используют следующие устройства: осевые подшипники, разгрузочные поршни (думмисы) и гидропята (автоматические разгрузочные устройства). Преимущества гидропят обусловлены тем, что они представляют собой систему автоматического регулирования несущей способности и протечек.

Но гидропята имеют и свои недостатки. В случае их использования возможны большие потери жидкости. Чтобы обеспечить малые потери рабочей среды, необходимо уменьшать торцовый зазор при возможных изменениях осевой силы и деформациях диска гидропята, а это влечет за собой опасность контакта торцовых поверхностей. Для решения этой проблемы необходимо использование таких устройств, которые бы позволяли отслеживать возможные перекосы диска гидропята или опорного кольца и обеспечивали плоскостность канала, тем

СЕКЦІЯ ДИНАМІКИ ТА МІЦНОСТІ

самым, уменьшая утечки и возможность контакта торцовых поверхностей. Поиск оптимальных решений привел к появлению новых конструкций гидропят с упруго установленными вкладышами. Для надежности и экономичности таких узлов необходимо добиваться оптимального взаимодействия отдельных функциональных элементов, для чего нужны более совершенные методы их расчета.

В работе выполнено исследование гидродинамических процессов в дросселирующих каналах автоматического разгрузочного устройства. Проведен аналитический и численный (с помощью программного комплекса ANSYS) гидроупругий анализ модифицированной конструкции гидропята. Получены статические и расходные характеристики. Рассмотрены связанные осевые колебания диска гидропята и упруго установленного кольца, а также вынужденные угловые колебания кольца. Получено условие устойчивости системы.

ИССЛЕДОВАНИЕ ВЛИЯНИЯ ПОТОКА ЖИДКОСТИ НА ХАРАКТЕРИСТИКИ ТОРЦОВОГО УПЛОТНЕНИЯ

Грибиниченко Е.И.

Одной из важнейших проблем развития машиностроения в различных отраслях современной технологии является проблема создания надежных и герметичных уплотнений, которые определяют надежность и экономичность машины в целом. Механические торцовые уплотнения находят все более широкое применение благодаря неоспоримым преимуществам и хорошо развитой производственной инфраструктуре. Они отличаются такими важными качествами, как длительный срок службы, высокая герметичность и долговечность.

Непрерывный рост параметров роторных машин наталкивается на принципиальные трудности, связанные с усовершенствованием уплотнительных узлов. Так при эксплуатации торцовых уплотнений наблюдается неравномерный износ контактных поверхностей. К этому приводит деформация поперечного сечения кольца, вызвана с

одной стороны изменением температуры по длине кольца, с другой – действием радиальных и осевых сил, обусловленных давлением уплотняющей среды. Изменение плоскостности контакта ведет к перераспределению гидравлического давления в торцовой щели, а, следовательно, к изменению сил и моментов. В связи с этим возникает актуальная задача исследования влияния потока жидкости на статические и динамические характеристики торцового уплотнения.

В данной работе рассматривается течение жидкости в торцовом зазоре с учетом тепловых и силовых деформаций. Для исследования течения в конусном канале используются осредненное уравнение движения и уравнение неразрывности. В результате их решения получено распределение давления в торцовом дросселе, а также элементарный расход жидкости. Получены силы и моменты, действующие со стороны жидкости на стенки торцового дросселя, а также суммарный расход жидкости. Проведен анализ влияния деформаций на гидродинамические характеристики торцового дросселя.

Рассмотрена динамика торцового уплотнения. При выводе уравнений осевых и угловых колебаний аксиально-подвижного кольца использованы уравнения Лагранжа 2-го рода. Получены амплитудно- и фазовые частотные характеристики для конструкций уплотнений с аксиально-подвижным вращающимся и невращающимся кольцом. Рассмотрены свободные колебания, с помощью критерия Гурвица получено условие устойчивости кольца.

ВЛИЯНИЕ ДЕФОРМАЦИИ РАЗГРУЗОЧНОГО ДИСКА НА ХАРАКТЕРИСТИКИ ГИДРОПЯТЫ ПРИ ТУРБУЛЕНТНОМ РЕЖИМЕ ТЕЧЕНИЯ ЖИДКОСТИ

Павленко И.В.

В центробежных многоступенчатых насосах на ротор действует сложная система сил, из которых преобладающей является осевая сила, достигающая десятков тонн. Поэтому актуальной является проблема разгрузки осевой силы. В

СЕКЦІЯ ДИНАМІКИ ТА МІЦНОСТІ

последнее время широкое распространение получили автоматические разгрузочные устройства — гидропята (рисунок 1), предназначенные для уравнивания осевой силы в широком диапазоне её изменения.

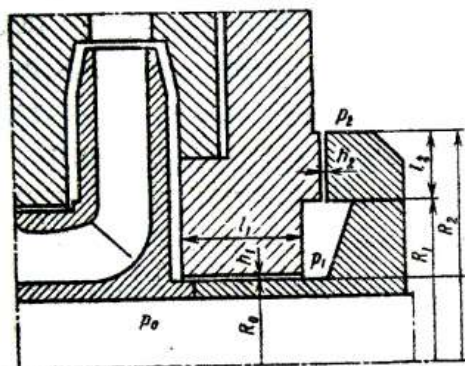


Рисунок 1

Для проектирования гидропят необходим точный расчёт динамики жидкости в цилиндрическом и торцовом дросселях. В последнее время этой проблеме посвящено большое количество научно-исследовательских работ. Однако практически неизученной остаётся проблема взаимного влияния деформации разгрузочного диска и течения жидкости в торцовом конусном канале. Установлено, что деформация разгрузочного диска оказывает влияние на статическую характеристику гидропята и расход жидкости через уравнивающее устройство.

Рассмотрено турбулентное течение жидкости в торцовом конусном канале с произвольным плавно изменяющимся зазором. В результате решения уравнений Рейнольдса получены выражения для распределения давления по радиусу торцевой щели и протечки рабочей жидкости через узел автоматического уравнивания осевой силы. Исследовано влияние деформации разгрузочного диска на статическую и расходную характеристики гидропята.

СЕКЦІЯ ДИНАМІКИ ТА МІЦНОСТІ
**ИССЛЕДОВАНИЕ ГИДРОДИНАМИЧЕСКИХ
ХАРАКТЕРИСТИК ТОРЦОВОГО ДРОССЕЛЯ И
ДИНАМИКА ТОРЦОВЫХ УПЛОТНЕНИЙ**

Зуева Н.В.

Работа посвящена теоретическому исследованию течения жидкости в образованном гладкими уплотняющими поверхностями торцовом дросселе, в частности, учету влияния на гидродинамические характеристики торцового дросселя инерционных сил жидкости и потерь на местных гидравлических сопротивлениях, а также исследованию с их учетом динамики торцового уплотнения и опорно-уплотнительной автоматической системы осевого уравнивания (гидропята) ротора центробежного насоса. Обосновывается актуальность темы, дается общая характеристика диссертационной работы.

В работе выполнен анализ существующих методов исследования гидродинамики торцовых дросселей. Рассмотрены существующие конструкции торцовых уплотнений и гидропят. Сформулированы основные задачи исследований.

Проведены исследования течения жидкости в торцовом дросселе, образованном двумя подвижными стенками. Учтены осевые и взаимно перпендикулярные угловые колебания стенки канала, а также ее вращение относительно оси. Получено распределение давления в торцовом дросселе и элементарный расход жидкости, которые можно представить в виде суммы следующих составляющих: гидростатических (определяемых напорным течением), гидродинамических (определяемых потоком вытеснения при осевых и угловых колебаниях стенок канала и их вращением) и инерционных (определяемых потоком, обусловленным силами инерции жидкости).

Рассмотрены гидродинамические характеристики торцового дросселя. Получены аналитические выражения для определения сил и моментов, действующих со стороны жидкости на стенки торцового дросселя, а также для определения полного расхода жидкости. Проанализировано

СЕКЦІЯ ДИНАМІКИ ТА МІЦНОСТІ

влияние инерции жидкости и потерь на местных гидравлических сопротивлениях на гидродинамические характеристики торцового дросселя.

Рассмотрены осевые и угловые колебания аксиально-подвижного кольца торцового уплотнения с учетом влияния гидродинамических сил, действующих со стороны жидкости. Получены уравнения движения кольца. Проанализированы вынужденные колебания двух существующих конструкций уплотнений — с аксиально-подвижным вращающимся и невращающимся кольцом. Получены выражения для нахождения амплитуд вынужденных колебаний. Даны количественные и качественные оценки влияния сил и моментов в торцовых дросселях на динамические характеристики уплотнения. Используя критерий Гурвица, получены условия устойчивости системы. Сформулированы рекомендации для уточнения методик расчета бесконтактных торцовых уплотнений.

Рассмотрены статические и динамические характеристики гидропаты. Проанализированы связанные осевые колебания диска и упруго установленного кольца модифицированной конструкции гидропаты, а также вынужденные угловые колебания упруго установленного кольца, расположенного в корпусе или на диске гидропаты. Выполнена оценка влияния характера течения жидкости в торцовом дросселе на вибрационное состояние гидропаты. Сформулированы рекомендации для уточнения методик расчета гидропаты, позволяющие учесть силы и моменты, обусловленные инерцией жидкости в торцовых дросселях и потерями на местных гидравлических сопротивлениях.

Проведен сравнительный анализ экспериментальных и теоретических результатов, который показал, что учет сил инерции жидкости и потерь на местных гидравлических сопротивлениях уменьшает расхождение между расчетными и экспериментальными данными с 30% до 5%.

СЕКЦІЯ ДИНАМІКИ ТА МІЦНОСТІ
**ТЕОРЕТИЧЕСКИЕ ОСНОВЫ СОЗДАНИЯ
 ЭФФЕКТИВНЫХ СПОСОБОВ ОСЕВОЙ РАЗГРУЗКИ
 РОТОРА ЦЕНТРОБЕЖНОГО НАСОСА**

Калиниченко П. М., Великодный Е. И. Шетиль О.Н.

Равнодействующая распределенной по поверхности ротора нагрузки представляет осевую силу. Ее величина зависит от эпюры распределения давления. Управление эпюрой давления позволяет изменить величину осевой силы вплоть до ее полного уравнивания. Установим, какие факторы оказывают влияние на формирование эпюры давления. Модельную проточную часть вспомогательного тракта представим в виде двух поверхностей, одна из которых неподвижна, а вторая вращается с угловой скоростью ω . По согласованию с опытными данными, принято считать угловую скорость вращения ядра потока пазухи равной половине угловой скорости вращения подвижной поверхности.

Для учета влияния вращения жидкости на закон распределения давления $P(r)$, по поверхности диска, воспользуемся уравнением Бернулли, записанном в подвижной системе координат, вращающейся с угловой скоростью равной угловой скорости ядра потока.

$$P(r) = \underbrace{P_0}_{(1)} + \underbrace{\frac{\rho\omega^2}{2}(r^2 - r_0^2)}_{(2)} + \underbrace{\frac{\rho(W_0^2 - W^2)}{2}}_{(3)} - \underbrace{\gamma \sum h_{0-1}}_{(4)}$$

Согласно уравнению возможны четыре основных способа управления распределенной нагрузкой, а также их комбинации. Управление первым слагаемым P_0 , составляет содержание способа регулирования осевой нагрузки изменением граничного

давления; второе слагаемое $\frac{\rho\omega^2}{2}(r^2 - r_0^2)$ представляет способ

СЕКЦІЯ ДИНАМІКИ ТА МІЦНОСТІ

регулювання зміною граничної поверхності; третє

$$\frac{\rho(W_0^2 - W^2)}{2}$$

слагаемое $\frac{\rho(W_0^2 - W^2)}{2}$ - способ регулювання зміною граничної швидкості; четверте $\gamma \sum h_{0-r}$ - способ регулювання зміною опору.

Механізм регулювання, можливі конструктивні рішення кожного із способів управління епюрою тиску і деякі із комбінацій складають зміст даного доповіді.

ІНТЕРПРЕТАЦІЯ УРАВНЕННЯ БЕРНУЛІ В ПОДВИЖНІЙ СИСТЕМІ КООРДИНАТ ПРИ РЕШЕННІ ЗАДАЧ ГІДРОМЕХАНІКИ ВСПОМАГАТЕЛЬНИХ ТРАКТОВ НАСОСОВ

Калиниченко П. М., Шетіль О. Н.

Гідромеханічні задачі допоміжних трактів насосів, в яких поверхні або рухомі, або одна рухома, а друга нерухома (наприклад, пазуха ступені, торцевий дросель гідроп'яти і др.), пропонується розв'язувати в рухомій системі координат, що обертається з кутовою швидкістю ядра потоку. Кутову швидкість ядра потоку умовно приймають рівною половині кутової швидкості обертання рухомої поверхності. Найбільш зручним для реалізації задачі в такій постановці є інтеграл Бернуллі, записаний в рухомій системі координат

$$\frac{P_0}{\gamma} + \frac{\alpha v_0^2}{2g} - \frac{\omega^2}{8g} r_0^2 = \frac{P}{\gamma} + \frac{\alpha v^2}{2g} - \frac{\omega^2}{8g} r^2 + \sum h_{0-r}. \quad (1)$$

Ігноруючи другим доданком, отримаємо

СЕКЦІЯ ДИНАМІКИ ТА МІЦНОСТІ

$$\frac{P}{\gamma} = \frac{P_0}{\gamma} - \frac{\alpha v^2}{2g} + \frac{\omega^2}{8g} (r_0^2 - r^2) - \sum h_{0-r}. \quad (2)$$

Геометрическая интерпретация уравнения (1) для неподвижных поверхностей дросселя приведена на (рис. 1а), для одной вращающейся, а другой неподвижной – на (рис. 1б).

Выполнить условие совпадения линии пьезометрического напора П-П с точкой, соответствующей пьезометрическому

$\frac{P_1}{\gamma}$

напору γ камеры на выходе, возможно лишь при увеличении скорости потока, а, следовательно, расхода жидкости через дроссель. Увеличение скорости влечет за собой увеличение потерь энергии дросселя.

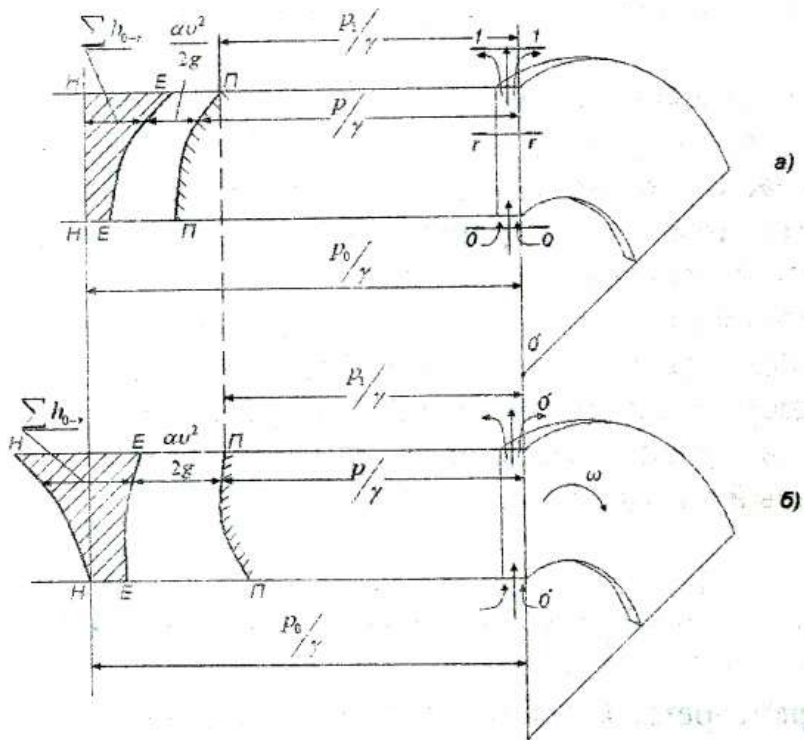


Рисунок 1 – Геометрическая интерпретация уравнения Бернулли для торцового дросселя

СЕКЦИЯ ДИНАМИКИ ТА МІЦНОСТІ

В результате сравнительной геометрической интерпретации, следуя (2), пьезометрический напор (линия П-П) при вращающемся диске намного меньше такого же напора при неподвижных дисках. Поэтому при решении гидродинамических задач с подвижной поверхностью, пренебрежение вращением жидкости, что наглядно следует из геометрической интерпретации уравнения Бернулли, существенно сказывается на определении величины равнодействующей распределенной по поверхности диска нагрузки, а, следовательно, на точности решения рассматриваемых гидродинамических задач.

ЗАДАЧА ОПТИМАЛЬНОЙ ДЛИНЫ ДУММИСА

Калиниченко П. М., Великодний Е. И.

Одним из устройств осевой разгрузки ротора насоса является думмис. Это массивный цилиндр, определенной длины (70 – 100 мм и более), расположенный за последней ступенью насоса. Длина цилиндра, как правило, выбирается из конструктивных соображений.

Исследования показывают, что при дросселировании перепада давлений на барабане потеря энергии обусловлена трением поверхности цилиндра о жидкость при его вращении – механическими потерями и объемными потерями от течения жидкости из-за перепада давления. Обозначая мощность механических потерь через N_m , а мощность объемных потерь через N_q , потерю энергии на барабане представим в виде $N_{qm} = N_m + N_q$. Механические потери пропорциональны длине l барабана, то есть $N_m = Al$, а объемные – находятся в обратнопропорциональной зависимости от длины l , то есть $N_q = Bl^{-1/2}$. Таким образом, функция N_{qm} имеет экстремум. Откуда, длина барабана, из условия минимума потерь энергии,

имеет вид:

$$l = \frac{2h}{\lambda} \left[\frac{2}{\rho} \cdot \left(\frac{8Ah}{\lambda \rho a} \right)^{-2/3} - 1,5 \right]$$

Здесь $A = \text{const}$, $a = \text{const}$, h – радиальный зазор.

Прикидочные расчеты показывают, что для большинства насосов, из условия минимума потерь энергии, барабан вовсе не нужен, а вместо него достаточно установить диск, на котором, как на местном сопротивлении будет дросселироваться перепад давлений. В результате уменьшается осевой габарит, и снижаются суммарные потери энергии насоса.

ОСЕВОЕ УРАВНОВЕШИВАНИЕ РОТОРА НАСОСА ИЗМЕНЕНИЕМ ГРАНИЧНОЙ СКОРОСТИ

Калиниченко П. М., Шетиль О. Н.

Уравновешивание и регулирование осевой силы, изменением граничной скорости, наиболее эффективно реализуется в системе, включающей торцовый дроссель. Применение регулируемого торцового дросселя в системе осевой разгрузки ротора насоса позволило уйти от громоздкого и ненадежного узла – гидропята. Торцовый дроссель располагается за последней ступенью насоса (рис.1). Подвижная поверхность дросселя выполнена заодно с основным диском рабочего колеса, неподвижная – связана с корпусом насоса. Для уменьшения торцового зазора δ на рабочем режиме применена, нашедшая широкое применение, податливая стенка. Жесткость регулирования обеспечивается местным сопротивлением на выходе, выполненным в виде ступеньки. Механизм автоматического регулирования – динамический, в гидропите – статический. Так, при уходе ротора влево зазор увеличивается, увеличивается скорость потока в дросселе, а, следовательно, уменьшается давление по поверхности стенки дросселя. Таким образом, появляется уравновешивающая сила, направленная вправо, и наоборот.

СЕКЦІЯ ДИНАМІКИ ТА МІЦНОСТІ

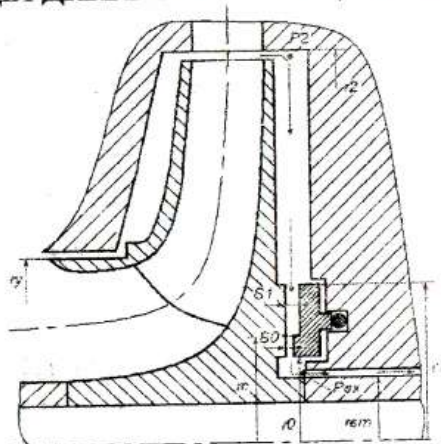


Рисунок 1 – Схема узла осевой разгрузки ротора насоса

В работе приводится статический расчет геометрических параметров торцового дросселя по схеме

$$F_{z1}(i-1) + F_{zi} = 0,$$

где F_{z1}, F_{zi} - осевые силы, действующие на рабочие колеса, кроме последнего, и на последнее с дросселем;

i - число ступеней насоса.

Результаты расчета приведены к функции $\Phi(r_0, \delta_0) = 0$.

Принимая значение торцового зазора δ_0 на расчетном режиме, находится параметр r_0 , а, следовательно, и геометрия дросселя.

Далее, фиксируя r_0 , по уравнению находится зависимость зазора от подачи $\delta_0(Q)$, которая должна попадать в границы устойчивой работы дросселя без контакта рабочих поверхностей.

Апробация конструктивного исполнения предложенного способа разгрузки и его эффективность регулирования выполнена на питательном насосе ПЭ600-300. При заданных номинальных зазорах $\delta_0 = 0,05$ мм, $\delta_1 = 0,1$ мм, его максимальное отклонение, которое приходится на нулевой режим, составляет

$\delta_0 = 0,0578$ мм, а на режимі максимальної перегрузки

$\delta_0 = 0,0488$ мм.

Балансові дослідження вихідного варіанта насоса ПЭ600-300 з гідропятою і пропозитим розгужочним устрійством, в вуде регульованого торцового дресселя, показують на увеліченне к.п.д. насоса на 1,5 %.

ДРОССЕЛИРУЮЩИЙ БАРЬЕР ПРИ ОСЕВОЙ РАЗГРУЗКЕ РОТОРА НАСОСА

Калиниченко П. М., Шепиль О. Н., Великодний Е. И.

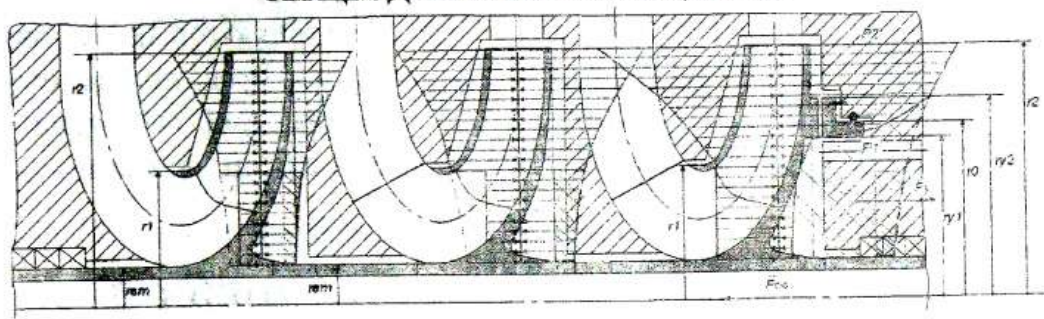
Гідропр'ята зрівноважувати більше не зможе
Плаваюче кільце їй в цьому допоможе.

Робота гідропятої, узла розгужки осевої сили, действующей на ротор насоса, основана на гидростатическом принципе действия. Детали узла гидропяти нагружены десятками тонн, инертность ротора заметно сказывается на эффективности автоматического уравнивания осевой силы, в результате наблюдаются частные случаи отказов из-за задиров поверхностей, особенно при выходе на рабочий режим.

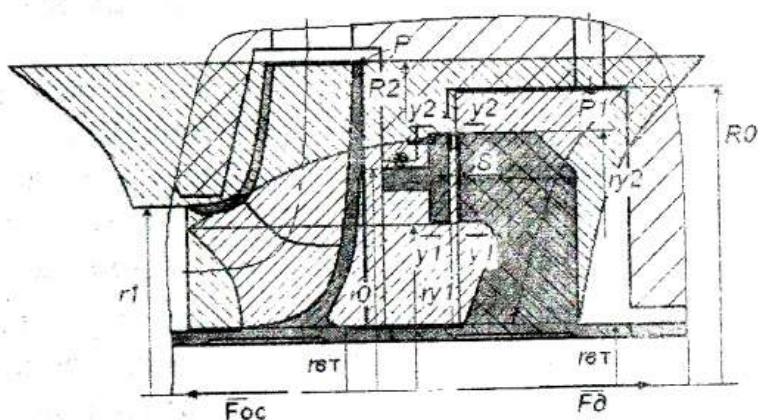
Авторами пропозит более совершенный способ разгужки, основанный на гидродинамическом принципе торцового дресселя с плавающим кольцом. Приведены две конструктивные схемы решения гидродинамического способа разгужки осевої сили (рис.1 а,б).

Выполнен статический расчет узла разгужки. Суть расчета в определении параметров плавающего кольца на принятую величину торцового зазора на рабочем режиме, и обеспечение осевого уравнивания ротора на всех режимах работы насоса без контакта рабочих поверхностей, выдерживая величину торцового зазора в пределах допустимого.

СЕКЦІЯ ДИНАМІКИ ТА МІЦНОСТІ



а)



б)

Рисунок 1 – Принципиальная схема динамического способа осевой разгрузки ротора насоса

Для исключения влияния параметров насоса (в уравнении равновесия это статический напор на осевое уравнивание ротора) в уравнении осевого равновесия ротора подбирается такая комбинация геометрических размеров, чтобы напор был исключен из данного уравнения, то есть приравнивается нулю скобка, включающая геометрические параметры кольца при статическом напоре. В результате осевое равновесие ротора обеспечивается при условии равенства радиуса буртика кольца r_0 - радиусу переднего уплотнения r_1 - рабочего колеса. Наружный и внутренний радиусы кольца находятся в

СЕКЦИЯ ДИНАМИКИ ТА МЩНОСТИ

зависимости от торцового зазора. Они определяются из условия обеспечения бесконтактной работы кольца при приемлемой величине зазора на номинальном режиме работы насоса. Подробная методика расчета с ее особенностями приводится в докладе.

БАЛАНС ЭНЕРГИИ В МНОГОСТУПЕНЧАТОМ ЦЕНТРОБЕЖНОМ НАСОСЕ

Калиниченко П.М., Великодный Е.И.

Эффективность способов осевой разгрузки ротора насоса оценивается их экономичностью. Одним из критериев экономичности является к.п.д. насоса. Он определяется по результатам проведения расчетно-теоретических балансовых исследований. Полный к.п.д. многоступенчатого насоса равен произведению трех к.п.д. ступени механического, объемного и гидравлического $\eta = \eta_{\text{мех}} + \eta_{\text{об}} + \eta_{\text{г}}$. Выполненные расчеты указывают, что величина механического к.п.д. ступени и насоса различна, а, следовательно, и различна величина полного к.п.д. для доказательства вышеуказанного утверждения приведем исследования баланса энергии в многоступенчатом насосе.

Следуя общепринятому подходу, механические потери в насосе представим в виде суммы механических внутренних потерь $N_{\text{мех}}^{\text{внутр}}$ и механических внешних потерь $N_{\text{мех}}^{\text{внешн}}$, т.е.

$$N_{\text{мех}} = N_{\text{мех}}^{\text{внутр}} + N_{\text{мех}}^{\text{внешн}}$$
. Механические внутренние потери включают в себя потери от дискового трения $N_{\text{д.т.}}$ поверхностей рабочего колеса о жидкость и потерь узла разгрузки ротора от осевой силы $N_{\text{разгр}}$. В результате

$$N_{\text{мех}} = i \cdot N_{\text{д.т.}} + N_{\text{разгр}} + N_{\text{мех}}^{\text{внешн}}$$
, где i – число ступеней насоса. Величина механических потерь в насосе оценивается механическим к.п.д., который равен отношению оставшейся после вычета механических потерь гидравлической мощности

СЕКЦІЯ ДИНАМІКИ ТА МІЩНОСТІ

N_2 — к мощности N , подводимой от привода.

$$\eta_{\text{мех}} = \frac{N_2}{N} = \frac{N - N_{\text{мех}}}{N} = \frac{N - (i \cdot N_{\text{д.т.}} + N_{\text{разгр}} + N_{\text{внешн}}^{\text{мех}})}{N}$$

Представляя $N = iN_{\text{ст}}$, будем иметь

$$\eta_{\text{мех}} = \frac{N_{\text{ст}} - (N_{\text{д.т.}} + (N_{\text{разгр}} + N_{\text{внешн}}^{\text{мех}}) / i)}{N_{\text{ст}}}$$

Как видим, механический к.п.д. ступени будет равен механическому к.п.д. насоса при условии равномерного разделения между ступенями подводимой от привода и теряемой в насосе мощности.

Величина объемных потерь в насосе оценивается объемным к.п.д., равным отношению мощности N' , оставшейся за вычетом мощности, затрачиваемой на объемные потери $N_{\text{об}}$, к гидравлической мощности N_2

$$\begin{aligned} \eta_{\text{об}} &= \frac{N'}{N_2} = \frac{N_2 - N_{\text{об}}}{N_2} = \frac{\gamma Q_{\text{к}} H_{\text{м}}^{\text{ст}} i - \gamma q_{\text{к}} H_{\text{м}}^{\text{ст}} i - \gamma q_{\text{р}} H_{\text{м}}}{\gamma Q_{\text{к}} H_{\text{м}}} = \\ &= \frac{Q_{\text{к}} - q_{\text{к}} - q_{\text{р}}}{Q_{\text{к}}} = \frac{Q}{Q + q_{\text{к}} + q_{\text{р}}}. \end{aligned}$$

Здесь $Q = Q_{\text{к}} - q_{\text{к}} - q_{\text{р}}$ — подача насоса; $Q_{\text{к}}$ — расход жидкости через колесо; $q_{\text{к}}, q_{\text{р}}$ — протечки через переднее уплотнение колеса и разгрузочное устройство, соответственно; $H_{\text{м}} = H_{\text{м}}^{\text{ст}} i$ — теоретический напор насоса; $H_{\text{м}}^{\text{ст}}$ — теоретический напор ступени. Следовательно, объемный к.п.д. ступени и насоса одинаковы.

Величина гидравлических потерь оценивается

СЕКЦИЯ ДИНАМИКИ ТА МІЦНОСТІ

гидравлическим к.п.д., который равен отношению полезной мощности насоса $N_n = \gamma QH$ к мощности $N' = \gamma QH_m$

$$\eta_e = \frac{N_n}{N'} = \frac{\gamma QH}{\gamma QH_m} = \frac{H}{H_m} = \frac{H}{H + h_n} = \frac{H_{cm} i}{H_{cm} i + h_n^{cm} i} = \frac{H_{cm}}{H_{cm} + h_n^{cm}}.$$

Здесь H, H_{cm} - напор насоса и ступени соответственно; h_n, h_n^{cm} - гидравлические потери в насосе и ступени соответственно. Следовательно, гидравлический к.п.д. ступени и насоса одинаковы.

Таким образом, к.п.д. насоса будет равен к.п.д. ступени при условии, что механический к.п.д. будет определяться по вышеприведенным зависимостям.

ИССЛЕДОВАНИЯ ДВОЙНЫХ ТОРЦОВЫХ САЛЬНИКОВЫХ УПЛОТНЕНИЙ С ГИДРОДИНАМИЧЕСКОЙ РАЗГРУЗКОЙ ПАРЫ ТРЕНИЯ

Черных Р.В.

Для герметизации валов центробежных насосов и аппаратов с перемешивающими устройствами (мешалками) в химической промышленности, как правило, применяются двойные торцовые уплотнения с подачей нейтральной затворной среды. Однако как показывает опыт эксплуатации, из-за повышенной вибрации вала, не обеспечивается достаточный ресурс торцовых механических уплотнений с твердыми парами трения. Поэтому рациональным является использование для таких применений уплотнений с сальниковой набивкой, которые менее чувствительны к вибрациям вала.

В работе приведены результаты экспериментальных исследований двойных торцовых уплотнений с коаксиальным расположением ступеней, в которых за счет специальной формы канавок, выполненных на опорном металлическом кольце внутренней ступени, обеспечивается гидродинамическая разгрузка пары трения.

СЕКЦІЯ ДИНАМІКИ ТА МІЦНОСТІ

Испытания двойных торцовых сальников показали, что при коэффициентах нагрузки $k < 1$ наблюдается недопустимый уровень протечек до 2 л/ч. Возможны режимы, когда уплотняемая среда просачивается в запирающую среду, находящуюся под большим на 0,1 МПа давлением. Для предотвращения возможного выдавливания набивки из обоймы коэффициент нагрузки внутренней ступени должен быть не менее 1,15. Анализ распределения гидростатического давления в паре трения показывает, что набивка отжимается от опорного диска и со стороны уплотняемой и со стороны запирающей среды. В месте контакта наблюдается падение гидростатического давления.

РЕШЕНИЕ ИЗНОСОКОНТАКТНОЙ ЗАДАЧИ САЛЬНИКОВОГО УПЛОТНЕНИЯ

Клименко А.М. 115

Известно, что показатели надежности сальникового уплотнения как узла динамического изнашивания насоса определяется одним из трех критериев: периодом работы без обслуживания, наработкой до замены уплотнения (перенабивка сальника) и наработкой до замены защитной втулки или вала. Отказ уплотнения из-за износа защитной втулки вала рассматривается как отказ насоса. Это связано, главным образом, с необходимостью разборки насоса для ее замены.

В процессе изнашивания защитной втулки вала за счет неравномерного распределения контактного давления по длине пакета набивки происходит формирование ее поверхности, которое из-за чрезмерного износа на выходе из уплотнения приводит к значительному увеличению протечек и выходу из строя уплотнительного узла. Причем дальнейшее поджатие набивки нажимной втулкой не обеспечивает уменьшение величины протечек. В процессе формирования поверхности происходит перераспределение контактных давлений и изменение формы поверхности контакта. Поэтому для

прогнозування надійності і розрахунок ресурса сальникового ущільнення необхідно рішення зносоконтактної задачі, в якій невідомими величинами є розподіл контактного тиску і величина зносу в місці контакту.

ЧИСЛЕННО-ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНЕ ДОСЛІДЖЕННЯ ПЕРСПЕКТИВНИХ КОНСТРУКЦІЙ ТОРЦОВИХ САЛЬНИКОВИХ УЩІЛНЕНЬ

Равлюк Л.Ю.

Одною з найважливіших і складніших завдань, з якою стикається конструктор при проектуванні насосного і компресорного обладнання є проблема герметизації. Ця проблема обумовлена, з однієї сторони, економічними витратами, з іншої сторони, витік через ущільнення радіоактивних, токсичних, вибухоп небезпечних середств призводить до забруднення навколишнього середовища і завдає шкоди здоров'ю людини.

Найбільш поширеним типом ущільнень роторів насосів все ще залишаються сальникові ущільнення. Широкі можливості розширення сфери застосування сальникових ущільнень пов'язані з торцевими сальниковими ущільненнями (ТСУ). ТСУ належать до класу контактних ущільнень, якими є механічне торцеве ущільнення, в якому одне з ущільнюючих кілець замінено сальниковим набивкою. Головною недоліком ТСУ є те, що воно є достатньо перевантаженим. Для забезпечення необхідної герметичності потрібні значно менші контактні тиски. Тому необхідно застосовувати відповідні конструктивні заходи по розвантаженню пари тертя. Цими заходами є гідродинамічне розвантаження пари тертя ТСУ і створення підатливого дна під сальниковим набивкою ТСУ.

В даній роботі проведені експериментальні дослідження трьох конструкцій ТСУ: традиційної, з гідродинамічним розвантаженням і підатливим дном. Отримані розподіли тиску по ширині пари тертя і величина витіку при однаковому

коэффициенте нагрузки. По полученным экспериментальным данным с помощью программного комплекса ANSYS получено распределение контактного давления по ширине пары трения трёх конструкций ТСУ. Выполнен сравнительный анализ полученных результатов и выбрана наиболее перспективная конструкция ТСУ.

ИСПОЛЬЗОВАНИЕ ПРОГРАММНОГО КОМПЛЕКСА ANSYS ПРИ ИССЛЕДОВАНИИ ПРОЦЕССОВ ГЕРМЕТИЗАЦИИ РАДИАЛЬНЫХ САЛЬНИКОВЫХ УПЛОТНЕНИЙ

Сидорец А.И.

С развитием техники проблема герметизации непрерывно усложняется. Одной из наиболее важных и сложных задач, решаемых при разработке насосного оборудования, является задача герметизации вращающегося вала. Выход из строя уплотнения приводит к загрязнению окружающей среды, экономическому ущербу и приносит вред здоровью человека.

Наиболее распространенным типом уплотнений роторов насосов до сих пор остаются сальниковые уплотнения, что обуславливается их относительной простотой и дешевизной. Для достижения требуемой герметичности сальникового уплотнения нужно, чтобы контактное давление хотя бы на части длины пакета сальниковой набивки превышало давление уплотняемой среды. Чем больше это превышение, тем меньше протечки, но тем больше трение набивки по валу, температура контакта, скорость изнашивания набивки и поверхности вала. Таким образом, задача определения соотношения между герметичностью и ресурсом остается актуальной.

В работе проведен аналитический расчет традиционной конструкции радиального сальникового уплотнения. Определены распределения гидростатического давления по длине пакета набивки, величина протечек через уплотнение, длина участка контакта. По полученным аналитическим данным с помощью программного комплекса ANSYS получено распределение контактного давления и величина зазора в

СЕКЦИЯ ДИНАМИКИ ТА МІЦНОСТІ
традиционной конструкции радиального сальникового
уплотнения.

РЕШЕНИЕ УПРУГОГИДРОДИНАМИЧЕСКОЙ ЗАДАЧИ НОВОЙ КОНСТРУКЦИИ ТОРЦОВОГО САЛЬНИКОВОГО УПЛОТНЕНИЯ

Гудков С.Н.

Несмотря на все преимущества, торцовые сальниковые уплотнения (ТСУ) являются достаточно перегруженными. Поэтому необходимо применять соответствующие конструктивные мероприятия по разгрузке пары трения. Одним из способов разгрузки ТСУ является создания гидродинамического давления в паре трения.

Для создания гидродинамического давления в паре трения торцовой поверхности металлического кольца выполнены канавки специальной формы. Эффективная работа новой конструкций ТСУ зависит от формы, количества, размеров канавок и от процессов происходящих в уплотнений. Поэтому необходимо создание теории расчета таких уплотнений.

При исследовании гидродинамики течения жидкости используются дифференциальные уравнения течения жидкости (уравнения Рейнольдса). Течение жидкости в уплотнений напрямую зависит от формы канала, поэтому необходимо определить деформации набивки в канавки. Основываясь на основных уравнениях теории упругости определяется величина деформации набивки. В данной работе решена упругогидродинамическая задача ТСУ с гидродинамической разгрузкой пары трения.

АНАЛИЗ ДИНАМИКИ ОДНОЙ МОДИФИКАЦИИ КОНСТРУКЦИИ ГИДРОСТАТИЧЕСКОГО УПЛОТНЕНИЯ

Асадуллаев А.Н.

В работе получены дифференциальные уравнения

динамики бесконтактного гидростатического уплотнения с саморегулирующимся зазором. Исследовано влияние некоторых конструктивных параметров уплотнения на устойчивость и характер затухания переходных процессов. Даны рекомендации по конструированию рассмотренной модификации уплотнения.

РАЗРАБОТКА ПРОГРАММНОГО КОМПЛЕКСА ДЛЯ ДИНАМИЧЕСКИХ РАСЧЕТОВ БАЛАНСИРОВКИ И ИДЕНТИФИКАЦИИ МАТЕМАТИЧЕСКИХ МОДЕЛЕЙ РОТОРОВ ЦЕНТРОБЕЖНЫХ МАШИН.

Артёменко Ю.В. КСГ

Ротор является основным элементом в энергетических машинах. Он служит инструментом преобразования энергии, используемым в различных областях техники. В то же время ротор представляет собой источник вредных вибраций, которые являются причиной снижения надежности и долговечности машин и механизмов. Для обеспечения вибронадежности роторных машин необходима разработка достоверных колебательных моделей. При определении структур колебательных моделей разных типов роторов не возникает проблем. Но коэффициенты сопротивления и жесткости в подшипниках и уплотнениях, в демпферных устройствах оценить достаточно сложно. Это связано со сложностью гидродинамических процессов, которые протекают в жидкостных слоях. Для создания достоверных динамических моделей используют экспериментальное оценивание.

В работе рассмотрены методы оценивания динамических моделей. На основании линейного оценивания с помощью метода начальных параметров написана программа для расчета вынужденных колебаний с учетом зависимости коэффициентов сопротивления и жесткости от частоты вращения ротора. Также проведены стендовые эксперименты для оценки точности математической модели.

**РАЗРАБОТКА МЕТОДИКИ БАЛАНСИРОВКИ ГИБКОГО
ДВУХКОЛЁСНОГО РОТОРА С ИСПОЛЬЗОВАНИЕМ
ДВУХ ПЛОСКОСТЕЙ КОРРЕКЦИИ***Яценко А. С.*

Ротор является основным элементом в энергетических машинах (турбинах, центробежных насосах, турбокомпрессорах), электрических машинах (синхронных генераторах, синхронных и асинхронных двигателях), в транспортных машинах, машинах химической и текстильной промышленности, приборах (гироскопах, центробежных регуляторах). Ротор служит инструментом преобразования энергии, используемым в самых различных областях техники.

В то же время роторы представляют собой источники вредных вибраций, которые являются определяющими причинами снижения надёжности и долговечности машин и механизмов, промышленных зданий и сооружений.

При современных средствах измерения амплитуд и фаз вынужденных колебаний роторов наиболее удобным (особенно для жёсткого ротора) является так называемая двухплоскостная балансировка. Этот способ требует трёх запусков ротора: начального, затем с пробной массой в первой плоскости коррекции и далее с пробной массой во второй плоскости коррекции. Полученные данные обрабатываются с помощью программного комплекса «MathCAD», в котором определяется масса и угол приложения этой массы в каждой из плоскостей коррекции.

Данный метод позволяет существенно уменьшить уровень вибраций и следственно снизить шум издаваемый машиной. В свою очередь балансировка повышает надёжность машины, а также продлевает срок её эксплуатации.

Этим методом на экспериментальном стенде была проведена балансировка ротора на частоте 1060 об./мин. ($\omega_{кр}=850$ об./мин.), результаты которой отражены в таблице.

СЕКЦІЯ ДИНАМІКИ ТА МЦНОСТІ

	первая опора	вторая опора
до балансировки	0,38	0,55
после балансировки	0,09	0,12

Данные результаты показывают, что для рассматриваемого ротора, являющегося по сути гибким, вполне допустима балансировка в двух плоскостях коррекции.

ИССЛЕДОВАНИЕ ВЛИЯНИЯ АВТОКОЛЕБАТЕЛЬНОЙ НАКЛАДКИ НА ДИНАМИКУ НЕУРАВНОВЕШЕННОГО РОТОРА

Ночовный В. Н.

Современная технология требует одновременного увеличения давлений и подач различных жидкостей и газов. Пока наиболее рациональным способом достижения требуемых параметров является применение высокооборотных центробежных насосов и компрессоров. В процессе создания таких машин возникают новые научно-технические проблемы, которые по своей значимости находятся в ряду важнейших проблем машиностроения. К их числу принадлежит и проблема снижения вибрации роторов, которая, в случае высокооборотных машин, приобретает крайнюю важность.

Важность и актуальность этой проблемы привела к возникновению большого количества публикаций, посвященных колебаниям роторов. Однако, если методы расчёта и закономерности колебаний линейных моделей роторов, в том числе роторов центробежных насосов, достаточно подробно освещены в литературе, вопросы устойчивости и динамики нелинейных моделей роторов, учитывающих специфику центробежных машин, исследованы недостаточно. В том числе, мало внимания уделяется автоколебаниям роторов центробежных насосов. Многие авторы считают автоколебания аварийным режимом, а их исследования — не имеющими

практической ценности.

В данной работе сделана попытка оценить вклад автоколебаний в уровень суммарной вибрации ротора, а также вычислить частоты автоколебаний. Последнее имеет особое практическое значение, поскольку знание частот автоколебаний и их обнаружение в спектре колебаний ротора, информирует о неблагоприятном вибрационном состоянии машины.

Исследования проводились на одномассовой модели ротора. Поскольку выражения радиальных сил в щелевых уплотнениях содержат нелинейные члены, то интегрирование дифференциальных уравнений движения ротора было выполнено численно, с помощью пакета Mathcad. Численные эксперименты позволили определить факторы, в наибольшей мере влияющие на параметры автоколебаний.

ОПРЕДЕЛЕНИЕ МИНИМАЛЬНОГО ЧИСЛА ПЛОСКОСТЕЙ КОРРЕКЦИИ ПРИ БАЛАНСИРОВКЕ ГИБКИХ РОТОРОВ ЦЕНТРОБЕЖНЫХ НАСОСОВ.

Головач Р.С.

Ротеры представляют собой источники вредных вибраций, которые являются определяющими причинами снижения надежности и долговечности машин и механизмов, промышленных зданий и сооружений. Для снижения этих вредных вибраций необходимо, в частности, проводить балансировку роторов. Обычно это очень сложный и трудоемкий процесс.

В работе на основе численных экспериментов по балансировке роторов двух типичных конструкций центробежных насосов (ротор насоса ПЭ 380-200-3, далее ротор № 1, и ротор насоса ПЭ 400 – 250 далее ротор № 2) были выявлены эффективные способы их уравнивания.

Показано, что эти роторы, работающие между первой и второй критическими частотами вращения, можно отбалансировать в трех плоскостях коррекции.

СЕКЦІЯ ДИНАМІКИ ТА МЦНОСТІ

При этом ротор №1, работающий в диапазоне 2000 – 4000 об./мин., допустимо отбалансировать только на частоте 2000 об./мин.

Выявлено, что для ротора № 2, работающего в диапазоне 6000 – 8000 об./мин., балансировки на одной из рабочих частот недостаточно. Успешная балансировка этого ротора может быть достигнута в три этапа: балансировка на первой критической частоте, добалансировка на частоте 6000 об./мин. и окончательная добалансировка на частоте 8000 об./мин.

Таким образом показано, что предварительные численные эксперименты на ЭВМ (так называемая виртуальная балансировка) позволяют наметить кратчайшие и эффективные способы реальной балансировки тех или иных типов конструкций роторов.

ИССЛЕДОВАНИЕ ДИНАМИКИ РОТОРОВ ТУРБОКОМПРЕССОРОВ И ИДЕНТИФИКАЦИЯ ИХ МАТЕМАТИЧЕСКИХ МОДЕЛЕЙ

Лейких Д.В., Бровкова Е.В.

Балансировка роторов турбокомпрессоров играет важную роль в обеспечении вибрационной надежности. Качественная балансировка значительно сокращает время, которое идет на работы по виброналадке при введении агрегата в эксплуатацию.

Создание достоверной математической модели роторов типичных конструкций турбоагрегатов дает возможность: во-первых, значительно сократить и повысить качество балансирования роторов, так как дает возможность правильно определить количество необходимых плоскостей коррекции, величину пробного дисбаланса, а для некоторых типов роторов выполнять балансирование сразу после нулевого пуска; во-вторых, обеспечить точность расчетов динамических показателей (критические частоты, динамические нагрузки при переходе через резонансные режимы и др.) в процессе проектирования новых типов турбокомпрессоров.

СЕКЦИЯ ДИНАМИКИ ТА МЦНОСТІ

ОАО "Сумское НПО им. М.В.Фрунзе" имеет в своем распоряжении особенно точные и надежные балансировочные станки и разгонные стенды производства всемирно известной фирмы "Shenck". На этом заводе выпускается почти треть парка турбоагрегатов, которые обслуживают транспортирование газа Украины, России, Казахстана и Туркменистана. Поэтому актуальность вышеопределенной проблемы очевидная.

В результате численных экспериментов на ЭВМ определены жесткости подшипников с самоустанавливающимися колодками различных типов роторов турбокомпрессоров (в их зависимости от частоты вращения) на основе экспериментально полученных динамических коэффициентов влияния (ДКВ), используя так называемые нечувствительные частоты вращения.

С учетом найденных жесткостей проведена оценка коэффициентов сопротивления рассмотренных типов роторов путем сопоставления, расчетных и экспериментальных, амплитудных и фазовых характеристик ДКВ в области первой критической частоты.

Таким образом, получены математические модели ряда типов роторов турбокомпрессоров, позволяющие существенно сократить процесс балансировки, а также проводить достоверные типичные расчеты роторных систем подобного типа при их проектировании.

ВЭЙВЛЕТ-АНАЛИЗ КАК ОДИН ИЗ МЕТОДОВ ИССЛЕДОВАНИЯ СИГНАЛОВ

Сидорец А.И.

неб

При анализе стационарных сигналов, как правило, бывает достаточно применения спектрального анализа на основе быстрого преобразования Фурье (БПФ). Одной из основных проблем при этом является увеличение отношения сигнал-шум. Традиционный спектральный анализ не эффективен для нестационарных сигналов с временным масштабом

СЕКЦІЯ ДИНАМІКИ ТА МІЦНОСТІ

нестационарности много меньшим продолжительности подлежащей анализу реализации. Это связано с усреднением мощности колебаний при спектральном анализе (спектр мощности) по всему времени наблюдения сигнала. Решить данную проблему можно с помощью вэйвлет-анализа.

Вэйвлеты (wavelet) и вэйвлет-преобразование – это новый способ обработки и исследования сигналов, теория которого разработана совсем недавно, с появлением быстродействующих компьютеров, так как требует большого объема вычислений. Вэйвлет - в дословном переводе значит "маленькая волна". За основу, обычно, берется один из простейших графиков. Далее этот вэйвлет прикладывается к сигналу (делается свертка) и в результате получается двухмерный массив амплитуд в зависимости от частоты и времени. То есть вэйвлет можно считать трехмерным спектром, где по оси X - время, по оси Y - частота, а по оси Z - амплитуда гармоники с данной частотой в данный момент времени.

В работе вэйвлет-анализ сигналов представлен как естественное продолжения и развития традиционных методов анализа нестационарных сигналов. Наряду с доступным изложением теоретических основ вэйвлет-анализа, в статье представлены примеры его применения в практике анализа вибрации машин, изложены принципы вэйвлет ориентированных методик виброакустической диагностики.

ИСПОЛЬЗОВАНИЕ ВЭЙВЛЕТ-АНАЛИЗА В ВИБРОДИАГНОСТИРОВАНИИ РОТОРНЫХ МАШИН

Холоша К.Ю.

Среди методов технической диагностики особое место принадлежит методам виброакустической диагностики, ориентированной на использование информации, содержащей в колебательных процессах, сопровождающие работу машины. Для обработки вибрационных сигналов и определения технического состояния машины, идентификации дефектов и прогноза их

СЕКЦІЯ ДИНАМІКИ ТА МІЦНОСТІ

розвиття використовують багато методів: частотний і спектральний аналізи, експертні системи, побудова фазових портретів, кластерів і багато інших. Серед них новизною і перспективою розвитку володіє вейвлет-аналіз.

Вейвлети (с англ. "wavelet" - "маленька хвиля") і вейвлет-перетворення - це новий спосіб обробки і дослідження сигналів, теорія якого розроблена дуже недавно, з появою швидкодіючих комп'ютерів, так як вимагає великого обсягу обчислень. Вейвлет можна вважати тривимірним спектром, де по осі X - час, по осі Y - частота, а по осі Z - амплітуда гармоніки з даною частотою в даний момент часу. Зазвичай на двовимірній площині ось Z відображають у вигляді градаций чорного кольору: більш темний колір - максимальна амплітуда, білий - мінімальна. Тоді найцікавіші місця будуть помітні за темними плямами. Вейвлет «прикладується» до сигналу (робиться свертка) при цьому його можна розтягувати (тобто змінювати частоту) і переміщати по часовій осі (тобто змінювати час), отримуючи двовимірний масив амплітуд в залежності від частоти і часу. Існує алгоритм швидкого вейвлет-перетворення, подібно швидкому перетворенню Фур'є для спектрів, час обчислення для якого значно менше. Також є зворотне вейвлет-перетворення для відновлення форми сигналу. Найцікавіше застосування вейвлетів - для дослідження сигналів, які згасають з часом або змінюють свою частоту, тобто імпульсних сигналів.

За результатами виконаного огляду будуть проведені додаткові дослідження для порівняння вейвлет-перетворення з іншими методами підтвердження його ефективності.

ПРИМЕНЕНИЕ ПРИНЦИПОВ ПОСТРОЕНИЯ ЭКСПЕРТНЫХ СИСТЕМ ДЛЯ СОЗДАНИЯ ЭФФЕКТНЫХ СИСТЕМ ДИАГНОСТИРОВАНИЯ ТЕХНИЧЕСКОГО СОСТОЯНИЯ РОТОРНЫХ МАШИН

Мороз Р.П.

В наш век технологического прогресса в машиностроении становятся актуальными вопросы повышения точности измерений, уменьшения потерь и повышения достоверности определения технического состояния машин, т.е. диагностики. К сожалению, не всегда диагностике уделяется должное внимание, что может привести к неожиданным авариям и значительным денежным затратам.

В связи с отсутствием достаточного количества специалистов, недостаточной их мобильностью или же неблагоприятными условиями для их деятельности, были созданы системы, которые могут практически самостоятельно проводить диагностирование. Эти структуры получили название – экспертные системы диагностирования.

Экспертная система - система искусственного интеллекта, включающая знания об определенной слабо структурированной и трудно формализуемой узкой предметной области и способная предлагать и объяснять пользователю разумные решения. Экспертная система состоит из базы знаний, механизма логического вывода и подсистемы объяснений.

Задача моей работы - анализ принципов построения и определение составляющих, которые необходимы для создания эффективных систем диагностирования технического состояния роторных машин с использованием принципов построения экспертных систем. Наибольшей проблемой в данном случае является создание базы знаний, которая должна создаваться на основе практических знаний и которая составляет фундамент для всей экспертной системы.

СЕКЦІЯ ДИНАМІКИ ТА МІЦНОСТІ
**КОМПЬЮТЕРИЗОВАНИЙ ИЗМЕРИТЕЛЬНЫЙ
КОМПЛЕКС ДЛЯ СБОРА, ОБРАБОТКИ И АНАЛИЗА
ДИАГНОСТИЧЕСКОЙ ИНФОРМАЦИИ**

Шелегеда А.П. 205

Повышение эксплуатационных параметров роторных машин, таких как центробежные насосы и компрессоры, отказы которых приводят к серьезным материальным потерям, требует проведения регулярного контроля их технического состояния. Развитие микропроцессорной и компьютерной техники, позволяющей обеспечить автоматизацию процесса сбора, обработки и последующего логического анализа получаемой информации, существенно упрощает решение этой задачи. Однако специализированные современные измерительные и диагностические комплексы отличаются непомерно высокой ценой, зачастую непосильной для отечественных потребителей.

В качестве компромиссного решения предлагается вариант создания такого комплекса на базе портативного компьютера типа «Note Book». Для этого необходимо лишь укомплектовать его соответствующим датчиком вибросигнала с усилителем, датчиком частоты вращения ротора для учета фазовых характеристик сигнала, а также специализированным программным обеспечением. Аналого-цифровое преобразование вибросигнала и ввод в память компьютера с успехом может быть осуществлено с помощью имеющейся в компьютере звуковой карты.

Более серьезной проблемой является отсутствие эффективных методик диагностирования технического состояния машин. Поэтому для укомплектования создаваемого прибора программным обеспечением предлагается использовать алгоритм диагностирования технического состояния роторных машин, разработанный на кафедре ОМ и ДМ.

СЕКЦІЯ ДИНАМІКИ ТА МІЦНОСТІ
**МЕТОДЫ ОЦЕНКИ ТЕХНИЧЕСКОГО СОСТОЯНИЯ
МЕТАЛЛОКОНСТРУКЦИЙ И ПРОГНОЗИРОВАНИЯ ЕГО
ДАЛЬНЕЙШЕГО ИЗМЕНЕНИЯ**

Нестеров О.А., Мезенцев Т.О. 1125

Для современных машин характерно увеличение степени их автоматизации, повышение их рабочих параметров, нагрузок, скоростей и одновременно уменьшение габаритов и массы. Поэтому увеличиваются требования к точности их функционирования, к эффективности их работы, производительности, мощности, КПД. Промышленность несет огромные потери из-за недостаточной проверенности и надежности машин. Так за весь период эксплуатации машин затраты на ремонт, по сравнению со стоимостью новой машины, составляют от 6 до 12 раз для разных типов машин. Из-за коррозии ежегодно теряется до 10% всего выплавленного металла. У машин, к которым предъявляются повышенные требования безотказности, характерно недоиспользование их потенциальных возможностей.

Внедрение в промышленность методов и средств технической диагностики обеспечивает переход на качественно новый уровень эксплуатации машин, зависящий от её фактического технического состояния, а не от жесткого графика планово предупредительного ремонта. Таким образом, задача определения фактического времени ремонта машины остается актуальной.

В работе проведен обзор методов распознавания технического состояния металлоконструкций. Сделан сравнительный анализ распознавания с помощью спектров колебаний, норм виброактивности, фазовой плоскости, кластеров на плоскости и в пространстве, фазового пространства и классифицирующей функции. Установлены преимущества вероятностных методов распознавания над детерминированными.

СЕКЦІЯ ДИНАМІКИ ТА МІЦНОСТІ
**ВЛИЯНИЕ ВЗАИМНОГО РАСПОЛОЖЕНИЯ ГРУЗОВ
 НА СВОБОДНЫЕ КОЛЕБАНИЕ ДВУХМАССОВОЙ
 СИСТЕМЫ В РЕЗУЛЬТАТЕ УДАРА.**

Жигилий Д.А. Глазырин С.Л.

В работе рассматривается консольная балка прямоугольного поперечного сечения длиной L . На ней расположены точечные массы m_1 и m_2 ($m_1 = m_2$). Удар производится за счёт падения тела массой m_1 на край балки с высоты H и считается абсолютно неупругим (масса m_1 далее движется вместе с балкой). Груз массой m_2 находится на расстоянии a ($0 < a < L$) от защемления.

Схема приведена на рисунке 1.

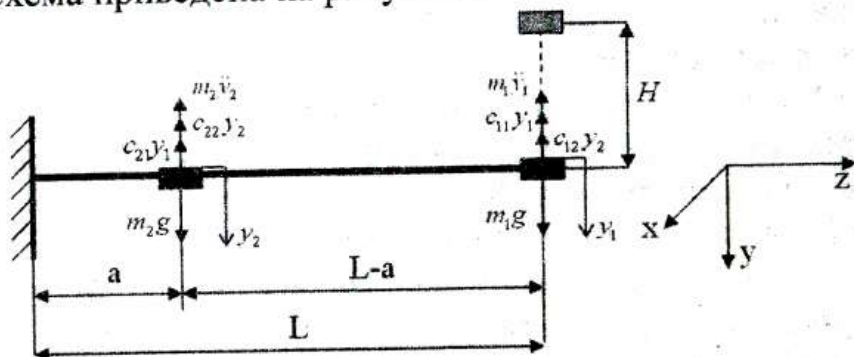


Рисунок 1- Схема установки

Уравнения движения грузов, полученные прямым способом:

$$\begin{cases} c_{11}y_1 + c_{12}y_2 + m_1\ddot{y}_1 = m_1g \\ c_{21}y_1 + c_{22}y_2 + m_2\ddot{y}_2 = m_2g \end{cases}$$

где $\|c\|$ -матрица жёсткости, выраженная из матрицы податливостей $\|\delta\|$, следующим образом - $\|c\| = \|\delta\|^{-1}$.

Компоненты матрицы податливостей и начальные прогибы находятся из интеграла Мора способом Верещагина.

Начальные условия при $t=0$ с: $y_{10}=\Delta_{1p}$; $y_{20}=\Delta_{2p}$; $y'_{10}=v$; $y'_{20}=0$.

СЕКЦІЯ ДИНАМІКИ ТА МІЦНОСТІ

Груз m_1 соударяется с консолью лишь в момент времени $t=0$, поэтому начальные прогибы Δ_{1p} и Δ_{2p} обусловлено только действием веса груза m_2 .

Заменив переменные: $y_1 = z_1 + x_1$; $y_2 = z_2 + x_2$,

$$\text{где } x_1 = \frac{g(m c_{22} - m_2 c_{12})}{(c_{11} c_{22} - c_{12} c_{21})} \text{ и } x_2 = \frac{g(m_2 c_{11} - m_1 c_{12})}{(c_{11} c_{22} - c_{12} c_{21})};$$

получим разрешающую систему уравнений:

$$\begin{cases} c_{11} z_1 + c_{12} z_2 + m_1 \ddot{z}_1 = 0; \\ c_{12} z_1 + c_{22} z_2 + m_2 \ddot{z}_2 = 0. \end{cases}$$

Она решена численно методом Рунге-Кутты 4-го порядка в программе Mathcad 2001.

Расчёт показал, что для достижения минимального значения амплитуды колебаний 1-го груза 2-й груз следует расположить на краю консоли. Грузы при данных начальных условиях колеблются по 1-й форме ($y_1 y_2 \geq 0$) независимо от a .

ОПРЕДЕЛЕНИЕ УСИЛИЙ В ЭЛЕМЕНТАХ ФЕРМЫ

Карелин А.

В работе определялись усилия в верхнем и нижнем поясе фермы и элементах решетки аналитическим и графическим способами.

Аналитическим способом – «вырезанием» узлов и «моментной» точки. Графическим способом – «силовым» многоугольником.

Для большей наглядности нагружения фермы выполнялась аксонометрия, где внешняя нагрузка представлена в виде ребристых плит покрытия. Сопоставлялись результаты расчетов.

НАХОЖДЕНИЕ ЦЕНТРОВ ТЯЖЕСТИ СЛОЖНЫХ ФИГУР

Якерсон А.

В работе рассмотрено 9 задач по определению центров

СЕКЦІЯ ДИНАМІКИ ТА МІЦНОСТІ

тяжести сложных фигур, составленных из простых. Площади всех фигур одинаковы. Сечения фигур различны: прямоугольник, швеллер, двутавр, коробчатое и т.д. Центр тяжести сложной фигуры определялась аналитическим способом. Находилось ядро сечения. Также представлен способ «подвешивания».

ВЫЧИСЛЕНИЕ ОПОРНЫХ РЕАКЦИЙ В ПРОСТРАНСТВЕННОЙ СИСТЕМЕ ПРОИЗВОЛЬНО РАСПОЛОЖЕННЫХ СИЛ

Угничева М.

В работе рассмотрены опорные реакции, которые определялись в жестком закреплении пространственной рамы, ломаного бруса, плоской консольной рамы. Все задачи статически определимы. Для пространственных систем составлены 6 независимых уравнений статики, для плоских - 3.

При переходе к векторному обозначению R и M использовались прямоугольные и косоугольные аксонометрические проекции. Рассмотрены условия равновесия R и M .

АНАЛИЗ ЗНАЧЕНИЙ ОПОРНЫХ РЕАКЦИЙ В АРКЕ В ЗАВИСИМОСТИ ОТ СТРЕЛЫ ПОДЪЕМА

Мищенко А.

В работе рассмотрено 3 схемы нагружения арки внешними силовыми факторами: вертикальная, горизонтальная, наклонная. Составлено 4 независимых уравнения статики. Выполнена проверка решений. Найденные значения опорных реакций представлены в графическом решении, где дан их анализ. Методика определения опорных реакций дана для наклонной схемы нагружения.

ПРЕДСТАВЛЕНИЕ В БЛОКОВОЙ ФОРМЕ ОТДЕЛЬНЫХ РАЗДЕЛОВ КИНЕМАТИКИ

Лось Е.

В работе рассмотрены:

- кинематика точки (прямолинейное и криволинейное движения, основные уравнения, кинематические графики);
- плоско-параллельное движение твердого тела, разложено на поступательное и вращательное;

- сложное движение представлено как сумма 3-х видов: относительного, переносного и абсолютного движения.

Даны практические примеры использования:

- вращательного движения изделия - с целью улучшения КВО;

- плоско-параллельного движения – управлением изделия с помощью «рыскания» и «тангажа»;

- сложного движения – динамо-реактивным оружием, активно-реактивным снарядом, газодинамической пушкой.

СЕКЦІЯ ОПОРУ МАТЕРІАЛІВ ТА МАШИНОЗНАВСТВА
**О РАБОТЕ НАУЧНО-ИССЛЕДОВАТЕЛЬСКОЙ
ЛАБОРАТОРИИ МЕХАНИЧЕСКИХ ИСПЫТАНИЙ**

Каринцев И.Б., Каринцева А.И., СумГУ

С целью более эффективного выполнения научно-исследовательских работ и более широкого привлечения преподавателей и студентов для решения важнейших научно-технических проблем в области прочности элементов конструкции и сооружений на кафедре была создана в 2004 году научно-исследовательская лаборатория механических испытаний. Основное испытательное оборудование и средства измерений кафедры были отремонтированы и подвергнуты освидетельствованию, в результате чего лаборатория получила аттестат аккредитации на право проведения измерений при испытаниях на растяжение и кручение с определением пределов текучести и прочности, испытаний на твердость по Роквеллу, испытаний на усталость и ударную вязкость.

Прошло три года и сегодня можно подвести некоторые результаты деятельности лаборатории:

- аттестованная лаборатория дала возможность проводить хоздоговорные работы. На протяжении трех лет в лаборатории выполнены работы на сумму свыше 30 тыс. грн. И с каждым годом этот объем увеличивается. Только за 3 месяца текущего года выполнен объем свыше 5 тыс. грн.;

- на базе лаборатории проводится экспериментальная часть госбюджетной тематики по созданию многослойных конструкций (пластин и оболочек) из композиционных материалов;

- возможности лаборатории используется для научных межкафедральных связей с кафедрами металлорежущих станков и инструментов, прикладного материаловедения и технологии конструкционных материалов;

- на базе лаборатории более эффективно проводятся студенческие научно-исследовательские работы и сегодняшняя

СЕКЦИЯ ОПОРУ МАТЕРІАЛІВ ТА МАШИНОЗНАВСТВА

конференція преподавателей и студентов СумГУ тому подтверждение;

- лаборатория также позволила поднять на более высокий уровень профориентационную работу кафедры со школьниками г.Сумы. Именно в стенах лаборатории школьники стали активными участниками экспериментальных исследований. Лаборатория стала центром проведения ежегодных конференций школьников совместно с ЦНТТМ.

В настоящее время идут поиски дальнейшего улучшения работы лаборатории с целью увеличения объема проводимых научно-исследовательских работ. Проведенная новая аттестация лаборатории уже предусматривает значительное расширение метрологических работ, куда дополнительно вошли испытания труб и сварных соединений как из металла, так и из полиэтилена. В декабре прошлого года лаборатория также получила разрешение Государственного департамента промышленной безопасности, охраны труда и горного надзора (Госпромгорнадзор) на начало выполнения работ повышенной опасности, а именно: испытание объектов, оборудования, связанных с использованием, переработкою, сохранением или транспортированием опасных веществ (газ, нефть). Таким образом, лаборатория получила возможность проведения научно-исследовательских работ по проведению услуг заказчикам по контролю качества и надежности промышленного оборудования, связанного с объектами повышенной опасности.

Большое внимание было уделено улучшению и расширению материально-технической базы лаборатории. В течении последнего года приобретен новый прибор для измерения твердости по Брюнеллю, а также разрывная машина на 500 кГ, которая позволяет проводить испытания полиэтиленовых труб, тонких стальных лент и проволоки. Кроме того, в настоящее время идет модернизация испытательной машина УМЕ -10т на 10 тонн с нагревательным устройством и с выводом результатов испытаний на компьютер. Все это позволит значительно расширить

возможность лаборатории и увеличить объем проводимых работ по хоздоговорной тематике.

**ДВУХСЛОЙНАЯ МОДЕЛЬ ТОНКОСТЕННЫХ ЭЛЕМЕНТОВ
КОНСТРУКЦИЙ ИЗ СТЕКЛОПЛАСТИКА С МЕЖФАЗНЫМИ
ДЕФЕКТАМИ.**

Верещака С.М., Жигилий Д.А. СумГУ

При действии нагрузки на границах контакта сопряженных слоёв происходит образование тонких неоднородных межфазных прослоек, различного рода несовершенств, например, участков отслоения или непроклея. В этом случае нарушается предположение о непрерывности перемещений и напряжений при переходе через границу контакта.

В данной работе моделирование участков ослабленного контакта на межфазных границах проводится на основе дискретно-структурной теории тонких пластин и оболочек. Решение контактной задачи сопряжения жестких анизотропных слоев представлено двумя расчетными моделями.

Согласно первой модели контакт жёстких слоев осуществляется при помощи клеевой прослойки ненулевой толщины. При этом допускается, что на некотором локальном участке оболочки клеевая прослойка отсутствует, поэтому в этой области учитывается односторонний контакт между жёсткими слоями.

Для второй модели характерно выполнение статических условий контакта по поверхности сопряжения отдельных слоёв. Считается, что напряжения поперечного сдвига и обжатия на границе контакта равны между собой, допуская упругое проскальзывание по поверхности контакта смежных слоев. Оценка достоверности результатов, полученных по первым двум моделям, осуществлялась с привлечением непрерывно-структурной модели теории пластин и оболочек (третья модель). Третья модель хорошо известна и часто используется при расчете анизотропных тонкостенных элементов, когда кусочно-

СЕКЦИЯ ОПОРУ МАТЕРИАЛІВ ТА МАШИНОЗНАВСТВА

неоднородная по толщине слоистая пластина или оболочка рассматриваются как квазиоднородные с приведенными упругими характеристиками при допущении об идеальном жестком контакте смежных слоёв.

ОСНОВЫ ПОСТРОЕНИЯ СИСТЕМ КРУТИЛЬНОЙ ДИАГНОСТИКИ МАШИН И МЕХАНИЗМОВ

Куручкин В.Б., СумГУ

Валопроводы машин и механизмов вращаются под действием изменяющихся во времени крутящих моментов и моментов сопротивления. Переменные во времени возмущающие моменты приводят к возникновению в валопроводах крутильных колебаний, которые значительно повышают динамические напряжения и могут привести к разрушению валопроводов. Разрушения валопроводов наиболее часто вызываются резонансными крутильными колебаниями в рабочем диапазоне частоты вращения. Для определения опасности крутильных колебаний необходимо проводить техническое диагностирование валопроводов.

Системы крутильной диагностики (СКД) предназначены для получения диагностической информации о техническом состоянии машин и механизмов. На основе этой информации производится прогнозирование работоспособности элементов вращающихся валопроводов. Создание СКД вызвано необходимостью разработки мероприятий по предотвращению разрушений основных узлов механизмов вращения энергетических установок.

В общем случае СКД представляет собой механо-электронный комплекс, содержащий систему элементов вращающегося валопровода, подвергающегося некоторому множеству возмущений, и совокупность средств регистрации диагностической информации. Разработка таких комплексов производится на основе системного подхода к процессу

СЕКЦИЯ ОПОРУ МАТЕРИАЛІВ ТА МАШИНОЗНАВСТВА

проектирования и применения аксиоматического метода к основам построения СКД. В аксиоматическом методе наиболее важными являются следующие аксиомы .

1 Аксиома согласованности: за промежуток времени нулевой длительности система СКД не может перейти в другое состояние, т.е. в данный момент времени система не может находиться в двух различных состояниях.

2 Аксиома детерминизма: за данный промежуток времени ненулевой длительности СКД переходит из одного определенного состояния в другое определенное состояние под действием некоторого возмущения, и каждое состояние системы однозначно предопределяет будущее ее состояние.

3 Аксиома причинности: переход СКД из одного состояния в другое состояние зависит от ее начального состояния, величины приложенного к системе возмущения, длительности промежутка времени перехода и функции, определяющей данный переход системы.

Приведенные аксиомы позволяют сформулировать основные принципы, которые могут быть положены в основу построения СКД:

1 Принцип одномерности направления распространения крутильных колебаний в валопроводе.

2 Инерционно-жесткостный принцип моделирования вращающейся системы валопровода.

3 Принципы локальности воздействия возмущающих тангенциальных сил, моментов инерции и диссипации энергии.

4 Принцип дискретности спектра частот собственных колебаний валопровода.

5 Принцип взаимовлияния конструкции различных сечений валопровода на параметры крутильных колебаний на отдельных его участках.

6 Принцип постоянства возмущающих моментов и крутильной системы.

7 Мажоритарный принцип прогнозирования работоспособности элементов и узлов валопровода по предельному передаваемому крутящему моменту.

8 Вероятностный принцип определения технического состояния основных компонентов компрессорных машин.

Описанные основы построения СКД послужили теоретическим фундаментом создания целой серии систем диагностического торсиографирования. Разработанные системы применялись при доводочных испытаниях самоходных, передвижных, носимых и стационарных компрессорных установок типа ПВ-50/8, НД-12/100, НД-12/250, НЭ-12/250, ПВ-10/8, СД-9/101, СД-9/101М, СД-9/101М1 и многих других. Использование систем крутильной диагностики позволяет повысить качество их изготовления и уменьшить длительность доводочных испытаний компрессорных машин.

ИСПОЛЬЗОВАНИЕ МОДИФИЦИРОВАННОГО МЕТОДА РАСЧЕТА НА УСТОЙЧИВОСТЬ ПРОДОЛЬНО СЖАТЫХ СТЕРЖНЕЙ ПО КОЭФФИЦИЕНТУ СНИЖЕНИЯ ОСНОВНЫХ ДОПУСКАЕМЫХ НАПРЯЖЕНИЙ

Катаржнов С.И., СумГУ

В работе [1] изложена суть модификации метода расчета на устойчивость продольно сжатых стержней по коэффициенту снижения основных допускаемых напряжений.

В данном сообщении анализируются результаты численного решения тестовой задачи, полученные на основе модифицированного и обычного методов.

Рассмотрен защемленный с двух сторон стержень заданной длины, на который действует известная рабочая нагрузка. Из условия устойчивости определялся параметр размера сечения.

Анализ показал, что результаты полученные двумя методами, практически совпадают.

СЕКЦІЯ ОПОРУ МАТЕРІАЛІВ ТА МАШИНОЗНАВСТВА

Однако модифицированный метод имеет ряд преимуществ : он является более точным методом, так как расчет ведется по одной из формул: Л.Эйлера или Ф. Ясинского; существенно сокращается объем вычислений за счет отсутствия процедуры последовательных приближений; результаты можно получать с заданным коэффициентом запаса устойчивости.

Литература

1 Катаржнов С.И. Модификация метода расчета на устойчивость продольно сжатых стержней по коэффициенту снижения основных допускаемых напряжений. Перша міжвузівська науково-технічна конференція викладачів, співробітників і студентів. СумДУ, 2006.

О МЕТОДИКЕ МЕХАНИЧЕСКИХ ИСПЫТАНИЙ ТРУБЧАТЫХ КОСТЕЙ КРЫС НА РАСТЯЖЕНИЕ И ИЗГИБ

Каринцев И.Б., Ратушный А.В., Скорик А.В., СумГУ

Известно, что человек чаще всего подвержен болезням сердца, желудка, печени и др. его органом. Значительно реже это относится к качеству его скелета. Вызвано это тем, что в материале костной ткани, созданном в процессе эволюции, сочетаются прочностные и другие свойства, идеально приспособленные к действующим на материал нагрузкам. О своих костях человек как правило вспоминает тогда, когда происходит несчастный случай, приводящий к поломке костей. Поэтому изучение механических свойств костных тканей является актуальным с точки зрения современной медицины.

В настоящей работе рассматриваются прочностные характеристики на примере длинных трубчатых костей крыс, которые по конфигурации подобны стержнеобразным конструкциям. При этом только срединная часть представляет собой полый стержень переменного сечения, а концы костей более короткие и массивные, заполненные полностью губчатым веществом, что соответствует и одноименным костям человека.

СЕКЦІЯ ОПОРУ МАТЕРІАЛІВ ТА МАШИНОЗНАВСТВА

Основная задача исследований заключалась в разработке методики проведения механических испытаний на растяжение и изгиб. С этой целью были предложены специальные устройства, на которых проводились испытания. Как показали исследования, костная ткань обладает значительной хрупкостью, что в определенной степени напоминает хрупкий материал - чугун. Причем хрупкость увеличивается по мере высыхания материала. Поэтому основными механическими характеристиками трубчатой кости, как и для чугуна, является предел прочности при растяжении и предел прочности при изгибе.

Разработанная методика позволяет в дальнейшем более подробно проводить исследования для определения влияния микроэлементов и др. факторов на прочностные свойства трубчатых костей.

ОПРЕДЕЛЕНИЕ МЕХАНИЧЕСКИХ СВОЙСТВ КОСТНОЙ ТКАНИ ПРИ КРУЧЕНИИ

Каринцев И.Б., Юрко И.В., Тертышный И.Н., СумГУ

В последние годы важным направлением в инженерной практике стало создание материалов с заранее определенными свойствами. К таким материалам, прежде всего, необходимо отнести полимерные композиционные материалы. Структура их представляет собой пряди тонких волос, соединенных связующим в монолит. Подбирая составляющие с различными свойствами, можно создать нужный материал, который сочетает такие свойства как прочность, легкость и жесткость. Однако некоторые композиционные материалы созданы самой природой - бамбук, кость и др. Это материалы, в которых природа сумела найти наилучший способ армирования, так как они получились значительно прочнее не только многих других, но и своих составляющих. Особый интерес представляет костная ткань человека, обладающая высочайшим функциональным совершенством. Структурно костная ткань

СЕКЦИЯ ОПОРУ МАТЕРІАЛІВ ТА МАШИНОЗНАВСТВА

состоит из двух основных компонентов- фибриллярного белка коллагена, образующего длинные волокна (эластичные микрофибриллы), и другого главного компонента костно-минерального вещества гидроксиапатита, выполняющего роль армировки. Изучение особенности костной ткани позволит по новому оценить работу этого биологического объекта, выполняющего роль не только опоры организма, но и аккумулятора минеральных солей.

В качестве объекта исследования использовались длинные трубчатые кости крыс, которые испытывались на кручение. Для этой цели было предложено специальное устройство позволяющее обеспечить плавность нагружения. С помощью эпоксидной смолы концы крысиной косточки заливались в металлические стаканчики, что позволяло исключать влияния концов, в которых нарушался полый стержень переменного сечения. Испытания проводились до разрушения, в результате чего определялся предел прочности.

ПРОЕКТИРОВАНИЕ РОЛИКОВИНТОВОЙ ПЕРЕДАЧИ

Стрелец В.В., Богачев А.В., СумГУ

Существует ряд машин и механизмов, в которых применяется тип передачи винт-гайка скольжения. Такие передачи обеспечивают большой выигрыш в силе, возможность получения медленного движения, большую несущую способность при малых габаритах, возможность достижения высокой точности перемещений, простоту конструкции и изготовления. Однако большие потери на трение и низкий к.п.д. в паре скольжения являются недостатками передачи.

Широкое применение в робототехнических системах, в измерительных машинах, в механизмах настройки и регулирования машин находят роликовые планетарные передачи винт-гайка. Такую передачу можно назвать роликовинтовой. Она обладает большей жесткостью и

СЕКЦИЯ ОПОРУ МАТЕРИАЛІВ ТА МАШИНОЗНАВСТВА

долговечностью по сравнению с другими типами передач винт-гайка скольжения, поэтому является перспективной.

Целью проделанной работы является проектирование узла с роликовинтовой передачей для машины фигурного раскроя металлического и неметаллического листового материала. Были выполнены расчеты геометрии и прочности резьбы и зубьев в сопряженных деталях, а также чертежи узла и деталей передачи.

В роликовинтовой передаче основными деталями являются: винт, гайки и несколько роликов-сателлитов, разделяющих винт с гайкой. Винт и гайка имеют многозаходную треугольную резьбу с мелким шагом. В процессе проектирования было определено, что винт и гайка, имеющие различную по диаметру резьбу, должны иметь и различные направление и число заходов резьбы: винт — левую трехзаходную резьбу с нестандартным диаметром, гайка — правую пятизаходную стандартную резьбу. Резьба роликов правая однозаходная нестандартная и имеет выпуклый профиль, обеспечивающий точечный начальный контакт резьбы ролика с резьбой винта и гайки. Высота профиля резьбы всех деталей позволяет ролику скользить и катиться как по резьбе винта, так и по резьбе гайки. Выбор зазоров в резьбовых соединениях роликов с гайкой и винтом имеет существенное значение для работоспособности передачи, однако проблемой является изготовление деталей с соответствующими допусками для обеспечения выбранных зазоров. На концах роликов нарезаны наружные мелкомодульные эвольвентные зубья, которые сцепляются с внутренними зубьями на венце, запрессованном в гайку. Одновременный контакт роликов с гайкой по резьбе и с венцом по зубьям усложняет конструкцию и требует высокой точности изготовления деталей.

По выполненному проекту был изготовлен опытный образец роликовинтовой передачи. Проверка его работоспособности подтвердила правильность основных конструктивных решений по каждой детали и позволила наметить пути дальнейшей доработки конструкции и изготовления деталей.

СПОСОБ РЕАЛИЗУЕМОСТИ ТАКТОГРАММЫ ПРИ
СИНТЕЗЕ СИСТЕМЫ УПРАВЛЕНИЯ МАШИН-АВТОМАТОВ

Никитин М.А., Поклад А, Кобизский Д., СумГУ

Последователь движений исполнительных органов (И.О.) в машинах автоматического действия осуществляется системой управления. Такая последовательность соответствует закону движения, под которым понимается циклограмма или тактограмма. Тактограмма обеспечивает требуемую

последовательность перемещений исполнительных органов в зависимости от их положений. В тактограмме движение И.О. разделен на несколько тактов. В такте (промежуток времени) не меняется состояние исполнительного органа (наличие движения или его отсутствие), а также не указывается продолжительность движения. Синтез системы управления включает несколько этапов. На начальном этапе необходимо обеспечить такое состояние набора сигналов от конечных выключателей, чтобы они во всех тактах были различны. Наличие совпадающих наборов сигналов требует введения логических элементов обратной связи (Э.О.С.) с целью устранения этих сигналов. Таким образом проводится реализуемость тактограммы и определяется наличие или отсутствие элементов обратной связи (памяти).

Закон движения И.О. может задаваться в виде шифрограммы, которая представляет собой набор чисел (321312), где указывается не только номер исполнительного механизма (M_1, M_2, M_3), но и последовательность их движений по тактам. Рассматривались машины-автоматы с тремя исполнительными механизмами (M_1, M_2, M_3). Исследованию подвергались шифрограммы с различной последовательностью цифр.

В результате анализа шифтограмм установлена связь между шифром и числом элементов "памяти". Определено, что

СЕКЦІЯ ОПОРУ МАТЕРІАЛІВ ТА МАШИНОЗНАВСТВА

шифтограммы, имеющие три пары одинаковых чисел (332211), имеют два элемента обратной связи "памяти". Шифтограммы, имеющие одну пару сдвоенных чисел (11,32,32), имеют один элемент "памяти". Не имеют элементов "памяти" шифтограммы с различной последовательностью чисел (12,32,32).

Кроме того установлено, что тактограмма будет реализуема если:

а) "память" включать в одном из тактов с одинаковым набором сигналов, а выключать во втором.

б) "память" включать за такт перед первым одинаковым набором, а выключать перед вторым.

ИССЛЕДОВАНИЕ НАПРЯЖЁННО-ДЕФОРМИРОВАННОГО СОСТОЯНИЯ СЛОИСТЫХ ПЛАСТИН МЕТОДОМ КОНЕЧНЫХ ЭЛЕМЕНТОВ

Верещака С.М., Пилипенко В.В., СумГУ

В работе рассмотрены трехмерные модели слоистых систем и методы приведения их к двумерным моделям. Произведено сравнение непрерывно-структурных и дискретно-структурных теорий слоистых пластин и оболочек.

На основе дискретно-структурной теории тонких пластин построены варианты расчётных моделей многослойных пластин. Модели рассчитаны в двухмерной осесимметричной и трёхмерной, с использованием элемента-оболочки, геометрически нелинейных постановках методом конечных элементов программного комплекса ANSYS 8.0.

Исследовано напряжённо-деформированное состояние круглых слоистых пластин, шарнирно опёртых и жёстко защемленных по краю, при воздействии постоянного давления.

Результаты расчётов сравнены с данными экспериментов.

ПРИМЕРЫ РАСЧЕТА НА УСТОЙЧИВОСТЬ ПРОДОЛЬНО СЖАТЫХ СТЕРЖНЕЙ МОДИФИЦИРОВАННЫМ МЕТОДОМ ПО КОЭФФИЦИЕНТУ СНИЖЕНИЯ ОСНОВНЫХ ДОПУСКАЕМЫХ НАПРЯЖЕНИЙ

На основе модифицированного метода расчета на устойчивость продольно сжатых стержней, изложенного в работе [1], в данном сообщении приводятся и анализируются результаты расчетов, полученные для стержней с различными краевыми условиями и различными гибкостями.

Во всех рассмотренных случаях результаты хорошо согласуются с полученными другими методами: с использованием точных формул и методом последовательных приближений. В то же время модифицированный метод является более экономичным с точки зрения объема вычислений, а также дает хорошие результаты для стержней малых и больших гибкостей, то есть для случаев, когда метод последовательных приближений показывает ухудшение сходимости.

Литература

1 Катаржнов С.И. Модификация метода расчета на устойчивость продольно сжатых стержней по коэффициенту снижения основных допускаемых напряжений. Перша міжвузівська науково-технічна конференція викладачів, співробітників і студентів. СумДУ 2006.

ОЦЕНКА КРИТИЧЕСКИХ НАПРЯЖЕНИЙ ПРИ РАСЧЕТЕ СЖАТЫХ СТЕРЖНЕВЫХ СИСТЕМ НА УСТОЙЧИВОСТЬ СОГЛАСНО ФОРМУЛЫ ЯСИНСКОГО

Зайцев И.Г., Гордиенко С., СумГУ

При решении задач на устойчивость сжатых стержневых систем, обычно используется формула Ейлера. Однако, применение этой формулы ограничено переделом пропорциональности ($\sigma_{пл.}$) материала рассчитываемых стержней.

Другими словами, формула Ейлера может применяться только в диапазоне справедливости закона Гука.

СЕКЦИЯ ОПОРУ МАТЕРИАЛІВ ТА МАШИНОЗНАВСТВА

При расчете стержневых систем на устойчивость за пределами пропорциональности материала ($\sigma > \sigma_{\text{пл.}}$) используется эмпирическая формула Ф.С. Ясинского:

$$\sigma_{\text{кр.}} = \alpha - \beta \lambda,$$

где α и β — коэффициенты зависящие от материала и многих других случайных факторов. Поэтому их можно считать случайными величинами.

В работе предлагается методика получения вероятностных характеристик критического напряжения ($\sigma_{\text{кр}}$). В основании предлагаемой методики лежит предложение, что величины α и β подчинены нормальному закону распределения с известными параметрами.

Предлагаемая методика основана на преобразовании функции двух непрерывных случайных величин.

Предлагаемая методика позволяет оценивать вероятностные характеристики получаемых критических напряжений.

ВЛИЯНИЕ ВЗАИМНОГО РАСПОЛОЖЕНИЯ ГРУЗОВ НА АМПЛИТУДУ КОЛЕБАНИЙ ДВУХМАССОВОЙ СИСТЕМЫ В РЕЗУЛЬТАТЕ УДАРА

Жигилий Д.А., Глазырин С.Л., СумГУ

В работе рассматривается консольная балка прямоугольного поперечного сечения длиной L . На ней расположены точечные массы m_1 и m_2 ($m_1 = m_2$). Удар производится за счёт падения тела массой m_1 на край балки с высоты H и считается абсолютно неупругим (масса m_1 далее движется вместе с балкой). Груз массой m_2 находится на расстоянии a ($0 < a < L$) от защемления. Исследуется влияние расположения 2-го груза на амплитуду колебаний с целью минимизировать амплитуду колебаний 1-го груза.

Схема приведена на рисунке 1.

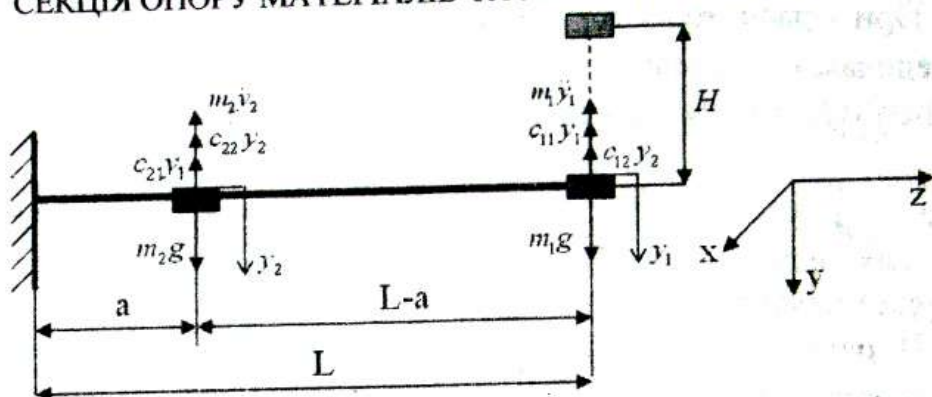


Рисунок 1- Схема установки

Уравнения движения грузов, полученные прямым способом:

$$\begin{cases} c_{11}y_1 + c_{12}y_2 + m_1\ddot{y}_1 = m_1g \\ c_{21}y_1 + c_{22}y_2 + m_2\ddot{y}_2 = m_2g \end{cases}, \quad \text{где } \|c\| \text{ - матрица}$$

жёсткости, выраженная из матрицы податливостей $\|\delta\|$, следующим образом - $\|c\| = \|\delta\|^{-1}$.

Компоненты матрицы податливостей и начальные прогибы находятся из интеграла Мора способом Верещагина.

Начальные условия при $t = 0$ с: $y_{10} = \Delta_{1p}$; $y_{20} = \Delta_{2p}$; $y'_{10} = v$; $y'_{20} = 0$.

Груз m_1 соударяется с консолью лишь в момент времени $t = 0$, поэтому начальные прогибы Δ_{1p} и Δ_{2p} обусловлено только действием веса груза m_2 .

Система дифференциальных уравнений решена численно методом Рунге-Кутта 4-го порядка в программе Mathcad 2001. Расчёты показали, что для достижения минимального значения амплитуды колебаний 1-го груза 2-й груз следует расположить на краю консоли. Колебания при данных начальных условиях происходят по 1-й форме ($y_1 y_2 \geq 0$).

ОПРЕДЕЛЕНИЕ УПРУГИХ ПОСТОЯННЫХ

СЕКЦИЯ ОПОРУ МАТЕРИАЛІВ ТА МАШИНОЗНАВСТВА ДЛЯ РАЗЛИЧНЫХ МАТЕРИАЛОВ

Каринцева А.И., Крючков С., СумГУ

При проектировании различных конструкций (сооружений, приборов и др.) необходимо проводить расчеты не только на прочность, но и на жесткость и устойчивость. Расчеты последних в значительной степени зависят от упругих свойств материала. Поэтому их опытное определение играет важную роль при проектировании.

В настоящей работе исследовались различные материалы: сталь, чугун, бронза, алюминий. Определение модуля продольной упругости E проводилось на разрывной машине Р-20 с использованием рычажного тензомера Гуггенбергера для определения упругих деформаций ($E = \frac{\sigma}{\varepsilon}$).

Модуль упругости второго рода G определялся на испытательной машине КМ-50-1. При определении угла закручивания использовался угломер, состоящий из двух колец, неподвижно закрепленных на образце. При кручении измерялось линейное перемещение одного кольца относительно другого, которое на упругой стадии прямо пропорционально углу закручивания, после чего делался пересчет для определения модуля упругости

$$G = \frac{M_{\varphi} \ell}{\Delta \phi I_p}$$

Так как из трех упругих постоянных только 2 являются независимыми, то коэффициент Пуассона определялся из известной теоретической зависимости

$$\mu = \frac{E}{2G} - 1.$$

СЕКЦИЯ ОПОРУ МАТЕРІАЛІВ ТА МАШИНОЗНАВСТВА

В результате для всех материалов были определены все три упругие постоянные. Построены также диаграммы напряжений в зависимости от деформаций, что подтверждает линейную зависимость закона Гука.

ОПРЕДЕЛЕНИЕ ЛИНЕЙНЫХ И УГЛОВЫХ ПЕРЕМЕЩЕНИЙ В СТАТИЧЕСКИ ОПРЕДЕЛИМЫХ КОНСТРУКЦИЯХ

Качан Наталья, 11 кл., г.Белополье, дом детей и юношества

В работе проводился подбор сечений в статически определимой балке, раме. Подбирались различные типы сечений, материал - древесина. Для выбранной точки балки определялись линейные и угловые перемещения. Для

стержневой системы определялись перемещения точки в зависимости от изменения угла тяг.

Непосредственно для решения данных задач требовалось:

- определение опорных реакций в балке и раме;
- построение эпюр внутренних силовых факторов Q, M, N ;
- решение проектировочной задачи с использованием условия прочности;
- использования правила Верещагина при вычислении интеграла Мора.

Интерес представляет определение перемещения т.С в стержневой системе, где построен график зависимости абсолютных деформаций точки Δl от градаций угла тяг. С учетом найденных "max" и "min" значений усилий.

ВЫБОР ОПТИМАЛЬНОГО РАСХОДА МАТЕРИАЛА ДЛЯ РАЗЛИЧНЫХ КОНСТРУКТИВНЫХ СХЕМ КОНСОЛЬНЫХ РАМ

Сергиенко Станислав, 11 кл., г.Белополье, дом детей и юношества

СЕКЦІЯ ОПОРУ МАТЕРІАЛІВ ТА МАШИНОЗНАВСТВА

Рассмотренные консольные рамы - статически определимые, загружены распределенной вертикальной нагрузкой с постоянной интенсивностью, геометрические параметры постоянны. Используя метод характерных точек строились эпюры внутренних силовых факторов. Выполнялась статическая проверка узлов. На основании полученных значений строились графики внутренних силовых факторов в характерных точках в системе ортогональных проекций. С учетом "max" значений эпюры M подбиралось поперечное сечение элемента. Затем определялся объем 1 погонного метра конструктивного элемента. Вычислялась стоимость материала всего элемента. Для большей наглядности на листе формата А-1 показана методика вычисления значений Q, M, N .

ПОСТРОЕНИЕ ЭПЮР ВНУТРЕННИХ СИЛОВЫХ ФАКТОРОВ ДЛЯ БАЛОК ЗАГРУЖЕННЫХ РАСПРЕДЕЛЕННОЙ НАГРУЗКОЙ q С РАЗЛИЧНОЙ ИНТЕНСИВНОСТЬЮ

Петренко Анатолий, 11 кл. школа №24, г.Сумы

В работе рассмотрены два типа задач: брус работающий на деформацию осевого растяжения и сжатия, балка работающая на деформацию поперечного изгиба.

Показан порядок расчета конструктивных элементов. При расчете балки, загруженной различной интенсивностью нагрузки q , возникла необходимость в дополнительном изучении справочной литературы в том числе и сборника олимпиадных задач по сопротивлению материалов. В результате рассмотрения условия прочности при деформации поперечного изгиба можно утверждать, что геометрический фактор прочности, является не площадь, а момент сопротивления.

СЕКЦИЯ ОПОРУ МАТЕРИАЛІВ ТА МАШИНОЗНАВСТВА ИСПОЛЬЗОВАНИЕ ЗНАЧЕНИЙ ВНУТРЕННИХ СИЛОВЫХ ФАКТОРОВ ДЛЯ ПРИМЕРНОГО АРМИРОВАНИЯ КОСТРУКТИВНЫХ ЭЛЕМЕНТОВ

Дробинин Александр, 11 кл. школа №24, г.Сумы

С целью приобретения достаточных умений и навыков при построении внутренних силовых факторов было рассмотрено 5 задач - статически определимых рам. Для этого применялись:

- принцип освобождаемости от связей. Принцип независимости действия сил;
- правило знаков;
- теорема Д.И. Журавского;
- статическая проверка узлов.

В ортогональных проекциях для задачи №1 построены значения Q , M , N . Найдены опасные сечения. С учетом закономерностей между эпюрой изгибающих моментов и площадью сечения растянутой арматуры предложена схема армирования конструктивных элементов - стойки и ригеля. Аналогично использовалась связь между эпюрой поперечных сил и поперечным армированием.

ОПРЕДЕЛЕНИЕ ЗАКОНОМЕРНОСТЕЙ ИЗМЕНЕНИЯ "max" ЗНАЧЕНИЙ ВНУТРЕННИХ СИЛОВЫХ ФАКТОРОВ ПРИ РАЗЛИЧНОМ ПОЛОЖЕНИИ ВНУТРЕННИХ СИЛОВЫХ ФАКТОРОВ

Васильев Ярослав, 11 кл. школа №23, г.Сумы

Рассматривался пространственный ломаный стержень с нагружением в торце силой F . Положение силы менялось с градацией угла $\alpha = 45^\circ$. Точка приложения силы оставалась неизменной. Далее строились эпюры: поперечных сил, изгибающих моментов, крутящих моментов, продольной силы. Выполнялась статическая проверка узла. На основании полученных значений в плоских ортогональных проекциях

СЕКЦИЯ ОПОРУ МАТЕРИАЛІВ ТА МАШИНОЗНАВСТВА

откладывались значения внутренних силовых факторов. Изучая значения внутренних силовых факторов при различных положениях F можно говорить об определенных закономерностях, как и о возможности использования данных закономерностях при проведении экспериментов.

ПОДБОР ПОПЕРЕЧНЫХ СЕЧЕНИЙ СТАТИЧЕСКИ ОПРЕДЕЛИМОЙ РАМЫ

Недайвода Сергей, 11 кл., г.Белополье, дом детей и юношества

Поперечные сечения подбирались исходя из условия прочности при деформации поперечного изгиба по допускаемым напряжениям. Материал сталь и древесина. Поперечное сечение: двутавровое, швеллерное, коробчатое; прямоугольные, квадратные, крученые. Даны основные положения расчета статической задачи. Выполнялась проверка узлов рамы, Проводился анализ расхода материала.

НАХОЖДЕНИЯ ПОЛОЖЕНИЯ ЦЕНТРА ИЗГИБА ТОНКОСТЕННОЙ КОНСОЛЬНОЙ БАЛКИ

Диденко Слава, 10 кл. школа №25, г.Сумы

Для данной схемы загрузки можно предположить, что балка кроме деформации поперечного изгиба испытывает и деформацию кручения. Внешний силовой фактор не проходит через ось симметрии балки. Для определения положения центра изгиба было рассмотрено 4 задачи с постоянными параметрами высоты и ширины и переменными параметрами полки и стенки балки. В результате решения этих задач положение центра изгиба меняется, смещаясь на большее расстояние для более тонкостенных сечений балки. Для более глубокого изучения потери устойчивости рассмотрено соотношение ширины и высоты разных частей поперечных сечений балки. Полученные данные представлены в графическом виде.

СЕКЦИЯ ОПОРУ МАТЕРИАЛІВ ТА МАШИНОЗНАВСТВА НАХОЖДЕНИЕ ТЕОРЕТИЧЕСКИМ И ОПЫТНЫМ ПУТЕМ НЕСУЩЕЙ СПОСОБНОСТИ ЖЕЛЕЗОБЕТОННОЙ БАЛКИ, ВАРИАНТ ГИБКОГО АРМИРОВАНИЯ

Хализева Алена, 9 кл., Гаврильченко Татьяна, 10 кл.,
школа №25, г.Сумы *ve*

Рассматривалась однопролетная, статически определимая балка.

Варианты загрузки: в середине пролета, одной четвертой части, одной восьмой части пролета. Определение несущей способности теоретическим путем проводилось исходя из условия прочности при деформации поперечного изгиба: по допускаемым напряжениям, по предельным состояниям, с учетом исчерпания несущей способности железобетонной балки. Проводилось сопоставление величин допускаемой нагрузки в графическом решении.

При проведении расчетов использовались: табличные значения допускаемых напряжений, расчетных сопротивлений бетона и арматуры, системы частных коэффициентов.

Определение несущей способности экспериментальным путем проводилось в лаборатории сопротивления материалов СумГУ. Для проведения опытов изготовлено 15 образцов с одиночным армированием. Технология изготовления поставила ряд вопросов: подбор состава бетона, изготовление опалубки, фиксацией арматуры. При проведении опытов возникли вопросы по: устройству опор балок, способом приложения внешних нагрузок. Нагрузки фиксировались в момент образования трещин. С учетом полученных теоретических и практических результатов сделаны соответствующие выводы.

ОПРЕДЕЛЕНИЕ НЕСУЩЕЙ СПОСОБНОСТИ ДЕРЕВЯННОЙ БАЛКИ С БЕТОННЫМИ ВКЛАДЫШАМИ *ve*

Матвиенко Богдан, Яковенко Антон, 11 кл. школа №25, г.Сумы

СЕКЦІЯ ОПОРУ МАТЕРІАЛІВ ТА МАШИНОЗНАВСТВА

Целью работы было определение несущей способности деревянной балки теоретическим и опытным путем при деформации поперечного изгиба. Исследовались балки следующих пород доевесины: сосны, липы, бука.

Условно опыты подразделялись на 3 группы:

1 Изменением поперечного сечения элемента, материал-сосна;

2 Ослаблением сжатой части изгибаемого элемента с заливкой бетоном материал - липа;

3 Ослабление нейтральной зоны изгибаемого элемента с заливкой бетоном, материал - бук.

Расчетная схема - статически определяемая балка с нагружением внешнего силового фактора в центре пролета.

Определение допускаемой нагрузки проводилось исходя из условия прочности:

- по допускаемым напряжениям;

- с учетом системы частных коэффициентов.

Для этого проводились вспомогательные расчеты по определению расчетной длины элемента, максимальных значений внутренних силовых факторов, момента сопротивления.

Особый интерес представляло определение допускаемой нагрузки для ослабленных поперечных сечений, и для комплексных.

Для сопоставления величин допускаемых нагрузок вводился переходной коэффициент. Полученные значения нагрузок представлены в плоской системе ортогональных проекций.

Опыты проводились в лаборатории сопротивления материалов Сумского государственного университета. Исчерпание несущей способности элемента наблюдалось при образовании трещин в середине пролета, возле опоры, что может быть сопоставлено с эпюрами внутренних силовых факторов.

При проведении экспериментов важно было сопоставление теоретической схемы приложения внешнего силового фактора практическому, соответствие шарнирно-подвижной,

СЕКЦІЯ ОПОРУ МАТЕРІАЛІВ ТА МАШИНОЗНАВСТВА
неподвижной опор с практическими, соблюдать поперечную
устойчивость элемента. Полученные значения нагрузок
сравнивались с теоретическими.

В результате проведенных теоретических и практических
исследований установлено:

1 Связь между внешним силовым фактором и
геометрическим фактором прочности (опыт №1);

2 Исчерпание несущей способности деревянной балки с
бетонными вкладышами в сжатой зоне, наблюдались со стороны
растянутых волокон (опыт №2);

3 В случае расположения бетонных вкладышей в
нейтральной зоне разрушения наблюдались в этой же зоне (опыт
№3).

Суммируя все сказанное можно сделать вывод о
целесообразности расчета по предельным состояниям, и более
тщательного изучения деформированного состояния балки.

ОПРЕДЕЛЕНИЕ ВИДА ДЕФОРМАЦИИ И НАПРЯЖЕННОГО СОСТОЯНИЯ ЭЛЕМЕНТА

Вакула Денис, Шульга Руслан, Бурый Андрей, 11 класс,
школа №7, г.Сумы

Работа состоит из двух частей: теоретической и
экспериментальной. Теоретическая часть включает в себя расчет
3-х видов статически определимых рам: т.е. построение
внутренних силовых факторов - эюр Q , M , N , статической
проверки узлов и определение вида деформации отдельных
элементов рамы: стойки, ригеля.

Для определения напряженного состояния элемента
выделим на стойке и ригеле элементарную площадку,
находящуюся под действием одного или двух внутренних
силовых фактора. В этом случае можно предположить, что
стойка будет испытывать линейное напряженное состояние, а
ригель - плоское напряженное состояние. Но если данная
площадка расположена перпендикулярно продольной оси

СЕКЦИЯ ОПОРУ МАТЕРИАЛІВ ТА МАШИНОЗНАВСТВА

стойки и ригеля, то какое напряженное состояние будет испытывать наклонная площадка?

Здесь нужно сказать, что величины внутренних силовых факторов не дают информацию о их распределении по сечению элементарной площадки. Поэтому нужно ввести понятие о напряжении, как мере внутренних силовых факторов приходящихся на единицу геометрического фактора прочности. Связь между внутренним силовым фактором и напряжениями установим на основе метода сечений.

В этой связи можно поставить 2 проблемы:

1 что первично внутренний силовой фактор или напряжение;

2 Зависит ли напряженное состояние элемента от положения элементарной площадки или нет?

Решение данной проблемы проводилось с помощью эксперимента при деформации осевого сжатия.

Для этого были изготовлены 4 типа образцов в форме куба с размерами граней 10 см.

Классификация образцов следующая

1 Бетонные без армирования;

2 Бетонные с формой армирования в виде ортогональной кристаллической решетки;

3 Бетонные с формой армирования в виде ортогональной и наклонной кристаллической решетки

Результаты экспериментов следующие

1 Для образцов без армирования

$$F_{\max} = (28,4+36,4+43,8+32,0+\dots) = 35,15 \text{ кН}$$

2 Для образцов ортогональным армированием

$$F_{\max} = (55,0+50,2+45,0+42,0+\dots 7\dots) = 48,05 \text{ кН}$$

3 Для образцов с двойным наклонным армированием

$$F_{\max} = (45,0+70,4+81,9+48,0+69,8) = 63,02 \text{ кН}$$

4 Для образцов с тройным наклонным армированием

$$F_{\max} = (68,0+65,0+86,5+62,5+70,6) = 70,52 \text{ кН}$$

СЕКЦИЯ ОПОРУ МАТЕРИАЛІВ ТА МАШИНОЗНАВСТВА

Таким образом, "max" несущая способность выше 4 образцов и которых % армирования выше.

Определяя углы наклона трещин к продольной оси исследуемого образца нужно отметить, что полное напряжение в элементе (точки) зависит от системы внешних сил (нагрузки и реакций опор) и не зависит от ориентации элементарного объема.

А понятие величин нормальных и касательных напряжений связана с положением элементарной площадки.

ПРИБРЕТЕНИЕ УМЕНИЙ И НАВЫКОВ ПРИ ИСПОЛЬЗОВАНИИ УСЛОВИЯ ПРОЧНОСТИ

Лазоренко Сергей, 11 кл. школа №25, г.Сумы

Рассматривая три балки: консольную, однопролетную, одноконсольную, однопролетную двухконсольную, для которых определялись опорные реакции, строились эпюры поперечных сил и изгибающих моментов. Затем путем "условного наложения" на базис балки эпюр находились опасные сечения. Подбирались сечения различной формы и стальных прокатных профилей и древисины.

Сравнивался расход материала. На листе формата А1 дан порядок расчета балок.

ИССЛЕДОВАНИЯ ЗАКОНОМЕРНОСТЕЙ ИЗМЕНЕНИЯ ГЕОМЕТРИЧЕСКИХ ФАКТОРОВ ПРОЧНОСТИ БАЛОК

Лисовенко Дмитрий, 10 кл., г.Белополье, дом детей и юношества

Для решения поставленной цели, рассматривалось несколько типов балок. После определения опорных реакций строились эпюры внутренних силовых факторов. Используя условие прочности при деформации поперечного изгиба, находились сечения: прямоугольное, квадратное, круглое. Затем для прямоугольного изменялось высота и ширина, для квадратного выполнялись полости, для круглого срезались

СЕКЦІЯ ОПОРУ МАТЕРІАЛІВ ТА МАШИНОЗНАВСТВА

сегменты. Далее вычислялись площадь сечения A , статический момент площади S , момент сопротивления W , момент инерции I .

В аксонометрических проекциях построена зависимость изменения A, S, W, I .

Особый интерес вызвало вычисление W, I для круглого сечения с вырезанными сегментами. Даны графические исследования.

ОПРЕДЕЛЕНИЕ МОМЕНТОВ ИНЕРЦИИ СЛОЖНЫХ СЕЧЕНИЙ СОСТАВЛЕННЫХ ИЗ ПРОСТЫХ

Филимонков Сергей, 11 кл., г. Белополье, дом детей и юношества

Из простых фигур компоновались следующие типы сечений: швеллерное, двутавровое, коробчатое. Находились центры тяжести, строилось ядро сечения.

С помощью формулы нахождения I относительно параллельных осей вычислялись главные моменты инерции. В графическом режиме сопоставлялись значения моментов инерции для различных типов выбранных сечений.

329/231

СЕКЦІЯ ПРИКЛАДНОЇ МАТЕМАТИКИ І МЕХАНІКИ
ОБ ОСНОВНЫХ НАПРАВЛЕНИЯХ НИР КАФЕДРЫ ПММ

Фильштинский Л.А. Сумский государственный университет

Дается обзор научной деятельности кафедры по проблемам механики связанных полей в деформируемых телах. Рассматриваются следующие вопросы:

Результаты в области статических и динамических задач теории упругости, электромагнитоупругости, неклассические задачи термоупругости.

Результаты в области оптимального управления связанными упругими полями в деформируемых телах.

Новые направления исследований в области функциональных методов решения уравнений.

**ОБ ОДНОМ ФУНКЦИОНАЛЬНОМ МЕТОДЕ РЕШЕНИЯ
УРАВНЕНИЙ**

*Фильштинский В.А., Гетманский Е.С. Сумский
государственный университет*

Нередко в разных областях науки возникает потребность в описании некоторого процесса с помощью простой и удобной в использовании функции. При этом за исходные данные берутся значения искомого параметра найденные при различных значениях влияющего фактора. Задачами такого рода занимается теория аппроксимации.

В данной работе осуществляется попытка расширить традиционные представления об аппроксимационных методах. Традиционно под аппроксимацией понималась восстановление (приближение) функции по известному набору её значений в заданных точках некоторого интервала.

Но вполне допустимо рассматривать значения функции в этих точках как значения некоторого набора функционалов примененных к данной приближаемой функции. В связи с этим была поставлена задача разработки метода, позволяющего

СЕКЦІЯ ПРИКЛАДНОЇ МАТЕМАТИКИ І МЕХАНІКИ

аппроксимировать элемент пространства $C[a, b]$ по значениям известного набора функционалов от него.

За основу разрабатываемого метода были взяты Чебышевская интерполяция и алгоритм её улучшения Ремеза. Были переформулированы и доказаны ряд теорем и положений теории Чебышевской интерполяции, что позволило получить нужный метод.

ИССЛЕДОВАНИЕ СВЯЗАННЫХ ЭЛЕКТРОУПРУГИХ ПОЛЕЙ В СОСТАВНЫХ ТЕЛАХ

Сушко Т.С. Сумский государственный университет

Рассматриваются статические и динамические электроупругие поля в составных телах, ослабленных концентраторами напряжений типа отверстий и трещин. Используются фундаментальные решения для составных пьезокерамических тел, на базе которых строятся интегральные представления решений. Граничные задачи электроупругости сводятся к системам сингулярных интегральных уравнений. Приводятся и обсуждаются результаты численных экспериментов.

ОСРЕДНЕНИЕ ПЕРИОДИЧЕСКИХ ПЬЕЗОКЕРАМИЧЕСКИХ СТРУКТУР С УЧЕТОМ МЕЖФАЗНОГО СЛОЯ

Шрамко Ю. В., Горбунова О.В. Сумский государственный университет

Рассматривается задача о построении макромоделей периодических пьезокерамических структур, которые учитывают наличие меж фазного слоя матрица - волокно. Для решения этой проблемы построены интегральные представления полевых величин в классе квазипериодических функций.

СЕКЦИЯ ПРИКЛАДНОЙ МАТЕМАТИКИ I МЕХАНИКИ

Из решения интегральных уравнений соответствующих граничных задач электроупругости вычисляются функционалы, ответственные за физико-механические свойства композита. Эти функционалы входят в выражения для приведенных параметров макромодели.

Полученные алгоритмы реализованы численно. Приводятся результаты расчетов.

ОБ ОДНОЙ КОСОСИММЕТРИЧНОЙ ЗАДАЧЕ ЭЛЕКТРОУПРУГОСТИ ДЛЯ НЕОДНОРОДНОГО ЦИЛИНДРА КОНЕЧНОЙ ДЛИНЫ ПРИ СКОЛЬЗЯЩЕЙ ЗАДЕЛКЕ ЕГО ТОРЦОВ

Ковалев Ю. Д. Сумский государственный университет

В работе исследуется электроупругое состояние неоднородного пьезокерамического цилиндра конечной длины при скользящей заделке его торцов в случае изгиба. Граничная задача сведена к системе состоящей из $12k$ ($k = 1, 2, \dots$) интегродифференциальных уравнений. Получены выражения для напряжений, характеризующих напряженное состояние неоднородного цилиндра. Приводятся результаты расчетов характеристических напряжений.

ПРОСТРАНСТВЕННЫЕ ЗАДАЧИ ЭЛЕКТРОУПРУГОСТИ ДЛЯ СЛОЯ, ОСЛАБЛЕННОГО ПОЛОСТЯМИ

Шрамко Л.В., Фильштинский Л.А. Сумский государственный университет

Предлагается метод решения пространственной граничной задачи электроупругости, основанный на методе однородных решений. С этой целью построены однородные решения уравнений электроупругости для слоя при различных граничных условиях на его основаниях. Для вариантов смешанных граничных условий построены Ф-решения, с использованием

которых записываются интегральные представления механических и электрических полевых величин. В качестве примера рассматривается граничная задача для слоя, основания которого покрыты тонкой, жесткой в своей плоскости пленкой. Обсуждаются результаты параметрических исследований концентрации напряжений на контуре полости в зависимости от геометрических и жесткостных данных задачи.

ЗАДАЧА ЗВ'ЯЗАНОЇ ТЕРМОПРУЖНОСТІ ДЛЯ ПІВШАРУ З ТУНЕЛЬНОЮ ПОРОЖНИНОЮ (КОСОСИМЕТРИЧНИЙ ВИПАДОК)

*Бондар А. В., Фильштинський Л. А. Сумський державний
університет*

В сучасному світі широко застосовуються матеріали, в яких ефект зв'язаності термопружних полів є досить суттєвим. Оскільки більшість конструкцій та приладів працюють в умовах великих перепадів температур при дії інтенсивних динамічних навантажень, то при їх проектуванні виникає необхідність у створенні таких методик розрахунку, що дозволять оцінити зв'язані термопружні поля.

В загальному вигляді зв'язана задача термопружності є складною задачею математичної фізики. В літературі існують розв'язки окремих задач для тонкостінних пластин та оболонок, просторів та півпросторів з отворами і т.д. Тому розробка аналітичних і чисельних процедур розв'язування просторових задач зв'язаної термопружності в теперішній час є досить актуальною проблемою механіки деформівного твердого тіла.

В роботі розв'язана крайова задача зв'язаної термопружності для півшару, послабленого тунельною порожниною, при змішаних крайових умовах. За допомогою отриманих раніше Φ -розв'язків для шару побудована система Φ -розв'язків для півшару, з використанням яких крайова задача зведена до системи з $4n, n = 0, 1, 2, \dots$ сингулярних інтегральних рівнянь, котра розв'язувалася чисельно за допомогою методу

СЕКЦІЯ ПРИКЛАДНОЇ МАТЕМАТИКИ І МЕХАНІКИ
механічних квадатур. В результаті чисельного експерименту досліджена динамічна концентрація напружень для порожнин різних поперечних перетинів, виявлено вплив зв'язаності термопружних полів на характер хвильових процесів в тілі.

ГАРМОНІЧНІ КОЛИВАННЯ ТЕРМОПРУЖНОГО ШАРУ З ТУНЕЛЬНОЮ ПОРОЖНИНОЮ.

*Молдаванова Н.А. Фильштинский Л.А. Сумський державний
університет*

В даній роботі продовжено дослідження зв'язаних термопружних полів у пружному шарі.

Була поставлена гранична задача зв'язаної термопружності для шару з циліндричною порожниною, поперечний переріз якої обмежений достатньо гладким контуром. На поверхні порожнини діють механічні та температурні напруження, що гармонічно змінюються за часом. На основах шару задані однорідні граничні умови мішаного типу.

Запис граничних значень комбінацій напружень, які входять до граничних рівнянь, дав змогу отримати систему сингулярних інтегральних рівнянь відносно невідомих щільностей. Після їх визначення можемо отримати розподіл будь-якої польової величини в шарі.

Література: 1. Фильштинский Л.А., Ибеда А. Стационарный волновой процесс в упругом слое с полостью // Вісник Донецького держ. ун-ту. Сер. А: Природничі науки. – 2003. – Вип. 2. – С.72-79. 2. Фильштинский Л.А., Молдаванова Н.А. Сосредоточенные Возбуждения толстой плиты в связанной задаче термоупругости // Проблемы машиностроения. – 2006. – Т. 9. - №2. – с. 68-78.

СЕКЦІЯ ПРИКЛАДНОЇ МАТЕМАТИКИ І МЕХАНІКИ
**ПОСТРОЕНИЕ СИСТЕМЫ ОДНОРОДНЫХ РЕШЕНИЙ И
АНАЛИЗ КОРНЕЙ ДИСПЕРСИОННОГО УРАВНЕНИЯ
СИММЕТРИЧНЫХ КОЛЕБАНИЙ ТЕРМОУПРУГОЙ
ПЛИТЫ**

*Киричек Т.А., Фильштинский Л.А. Сумский государственный
университет*

Как известно из классической теории упругости, один из основных этапов решения пространственных нестационарных задач связан с определением корней соответствующих дисперсионных уравнений.

В данной работе проводится численный и качественный анализ вещественных и комплексных корней дисперсионного уравнения для гармонических термоупругих волн в слое, граничные плоскости которого свободны от внешних усилий и подвержены тепловому нагреву заданной интенсивности. Для малых частот получены асимптотические представления спектральных кривых. Численный анализ корней дисперсионного уравнения подтверждается результатами приближенных исследований, полученных ранее (например, уравнение Рэлея-Лэмба). Построенные представления однородных решений имеют довольно простую структуру (в виде рядов) и могут быть применены для решения краевых задач.

**НЕПРЯМИЙ МЕТОД ГРАНИЧНИХ ЕЛЕМЕНТІВ ДЛЯ
ШАРУ З ЗАКРІПЛЕНИМИ ОСНОВАМИ.**

*Кушнір Д.В., Фильштинський Л. А. Сумський державний
університет*

Серед ефективних чисельних методів розв'язку задач теорії пружності найбільш відомим є метод скінченних елементів, в якому диференціальні рівняння розглядаються безпосередньо в тому вигляді, в якому вони вводяться (без подальших математичних маніпуляцій) за

СЕКЦІЯ ПРИКЛАДНОЇ МАТЕМАТИКИ І МЕХАНІКИ

допомогою уявлення області елементами середовища, що не є нескінченно малими (скінченими елементами), які в сукупності апроксимують реальну систему. Альтернативним є підхід, коли система диференціальних рівнянь перетворюється в еквівалентну систему граничних інтегральних рівнянь, що включає значення змінних на границі області. Це дає змогу проводити дискретизацію не всього тіла, а лише поверхні, що його обмежує.

В непрямому методі граничних елементів інтегральні рівняння повністю виражаються через фундаментальний сингулярний розв'язок вихідних диференціальних рівнянь, розподілений з невідомою густиною по границі області, що розглядається.

В даній роботі за допомогою інтегрального перетворення Фур'є побудовано статичну функцію Гріна для ізотропного шару з жорстко закріпленими основами. У вигляді згортки матриці Гріна з простим шаром побудовано інтегральні зображення переміщень та напружень, за допомогою яких складено систему інтегральних рівнянь граничної задачі. Розв'язок системи проведено чисельно шляхом зведення до СЛАР. В результаті отримано значення механічних напружень та переміщень як в самому тілі, так і на його границі.

ТЕРМОУПРУГІЕ КОЛЕБАНИЯ ИЗОТРОПНОЙ ПЛАСТИНКИ С УЧЁТОМ ТЕПЛОВОЙ РЕЛАКСАЦИИ

Кобзарь В.Н., Падалка О.В. Сумский государственный университет

В современном машиностроении применяются материалы, в которых эффект связанности полей деформации и температуры является существенным. К таким материалам, применяемым в электротехнике, строительных конструкциях, при производстве небьющегося стекла, относятся материалы альдегидных групп, такие как поливинилформаль, поливинилбутираль и др. При воздействии на конструкцию из таких материалов мощных излучателей возникают сложные картины волновых термоупругих полей, описание которых представляет собой непростую задачу. Подобные исследования оказались необходимыми, в частности, для разработки методов применения лазеров в технологических операциях (резание,

СЕКЦІЯ ПРИКЛАДНОЇ МАТЕМАТИКИ І МЕХАНІКИ

сварка); для изучения условий работы лазероактивных материалов (стекла с неодимом, рубин); при исследовании синтеза и свойств теплостойких (термостабильных) полимеров в условиях радиационного облучения или резких температурных перепадов; в полимерной технике и т.п. Первое решение динамической задачи о тепловом ударе на границе полупространства получено в [1]. Общие соотношения модели связанной термоупругости, решение конкретных задач с анализом эффектов связанности полей содержатся в [2–7] и др. В данной работе рассматриваются двумерные граничные задачи связанной термоупругости для многосвязных пластин с учетом конечной скорости распространения тепловых импульсов. Все аналитические процедуры основаны на построенных фундаментальных решениях соответствующих уравнений и технике сингулярных интегральных уравнений.

На основании полученных результатов решения этой и аналогичных задач можно сделать вывод, что для таких материалов как поливинилбутираль эффект связанности может быть значительным, особенно в области пиковых значений частоты возбуждения. Существенно меняются и амплитудно-частотные характеристики конечных пластин.

Список литературы: 1. Даниловская В.И. Термоупругие напряжения в упругом полупространстве, возникающие вследствие внезапного нагрева его границы. Прикл. мат. и мех., 1950, 14, №3. С. 316–318. 2. Коваленко А.Д. Термоупругость. Киев: Вища школа, 1975. 216 с. 3. Боли Б., Уэйнер Дж. Теория температурных напряжений. М.: Мир, 1964. 520 с. 4. Новацкий В. Динамические задачи термоупругости / Пер. с польск. М., 1970. 5. Подстригач Я.С., Коляно Ю.М. Обобщенная термомеханика. Киев, 1977. 312 с. 6. Фильштинский Л.А., Сиренко Ю.В. Двумерные фундаментальные решения в связанной задаче термоупругости. Теорет. и прикл. механика, 2003. Вып. 37. С. 157–161. 7. Фильштинский Л.А., Сиренко Ю.В. Связанные термоупругие поля в слое при сосредоточенных возбуждениях. Мат. методы и физико-механические поля. 2005. Т. 48, №2. С. 137–146.

СЕКЦІЯ ПРИКЛАДНОЇ МАТЕМАТИКИ І МЕХАНІКИ
**МОДЕЛИРОВАНИЕ СВЯЗАННЫХ ВОЛНОВЫХ ПОЛЕЙ В
СОСТАВНОМ ПЬЕЗОКЕРАМИЧЕСКОМ
ПРОСТРАНСТВЕ**

*Батрак А.С., Сушко Т.С. Сумский государственный
университет*

Рассматривается составное пьезокерамическое пространство с вектором предварительной поляризации, коллинеарным оси Ox_3 , ослабленное действием двух равномерно распределенных вдоль оси Ox_3 источников гармонических по времени сдвиговых усилий или электрических зарядов постоянных интенсивностей, расположенных в одном из полупространств. Предполагается, что на плоскости раздела материалов имеют место условия идеального механического и электрического сопряжения физических полей. В указанной постановке в составной среде возникают связанные волновые электроупругие поля, соответствующие состоянию антиплоской деформации в плоскости x_1Ox_2 .

В такой постановке задача сводится к интегрированию системы дифференциальных уравнений в частных производных относительно функций $U^{(r)}(x_1, x_2)$ и $\Phi^{(r)}(x_1, x_2)$, модули которых совпадает с амплитудами перемещения u_3 и потенциала электрического поля φ соответственно. Единственность решения которой обеспечивается условиями сопряжения физических полей на границе раздела материалов. С использованием одномерного преобразования Фурье по координате x_1 , построено фундаментальное решение динамических уравнений электроупругости.

Проводятся параметрические исследования фундаментального решения. Полученные результаты могут иметь применения при исследовании сопряженных волновых

СЕКЦІЯ ПРИКЛАДНОЇ МАТЕМАТИКИ І МЕХАНІКИ
полей в кусочно-однородних телах, ослаблених туннельними
концентраторами напружень типу трещин или отверстий.

РАСПРОСТРАНЕНИЕ ЭЛЕКТРОУПРУГИХ ВОЛН В СОСТАВНОМ ПЬЕЗОКЕРАМИЧЕСКОМ ПРОСТРАНСТВЕ

*Проценко Е.А., Сушко Т.С. Сумский государственный
университет*

Граничные задачи электроупругости приводят к сложным системам дифференциальных уравнений в частных производных эллиптического или гиперболического типа. Для однородных тел эти задачи хорошо разработаны. Однако наиболее ярко проявляется пьезоэлектрический эффект в окрестности различного рода неоднородностей и при динамических возбуждениях пьезокерамических тел.

В реальных системах (акустоэлектрические преобразователи) источники колебаний во многих случаях можно считать линейными. Если в пьезоэлектрической среде гексагональной сингонии вдоль оси симметрии расположен линейный источник, то в ней будут возбуждаться связанные электрические и акустические колебания соответствующие антиплоской деформации. В данной работе построено решение задачи о распространении электроупругих волн в составном пьезокерамическом пространстве от двух линейных (коллинеарных направлению поляризации пьезокерамик) источников, расположенных в разных полупространствах составной среды. Рассматривается стационарный волновой процесс, т.е. сдвиговые усилия и электрические заряды гармонические по времени.

Решение соответствующих динамических уравнений построено аналитически с применением одномерного преобразования Фурье.

Проводятся численные и аналитические исследования полученных решений.

СЕКЦІЯ ПРИКЛАДНОЇ МАТЕМАТИКИ І МЕХАНІКИ
**НЕОКЛАССИЧЕСКАЯ МОДЕЛЬ ОПТИМАЛЬНОГО
ЭКОНОМИЧЕСКОГО РОСТА**

*Гавриленко О.И., Сушко Т.С. Сумский государственный
университет*

В любой экономике обязательно производится выбор между обеспечением текущего спроса (потребления) и обеспечением будущего спроса (капитальные вложения). Несмотря на то, что более высокий уровень потребления всегда предпочтительнее более низкого, тем не менее более высокий уровень потребления означает меньшие капитальные вложения, что влечет за собой соответственно уменьшение объема выпуска в будущем и как следствие понижение уровня будущего потребления. Поэтому возникает задача выбора той или иной политики в области потребления.

Множество функций времени для потребления, капиталобразования и выпуска продукции возникает при выборе между потреблением и накоплением капитала. Из этого множества возможных траекторий роста экономики необходимо выбрать одну, но предварительно следует получить оценку соотношения текущего и будущего потребления. Как только такая оценка выполнена, возникает задача об оптимальном экономическом росте. Первым исследовал эту задачу F. Ramsey.

Неоклассическая модель роста описывает экономический рост в агрегированной экономике. Агрегированная экономика означает, что во время t (время изменяется непрерывно) производится единственный однородный продукт. при этом в процессе производства используются два однородных фактора: труд и капитал. Замкнутость означает, что ни выпуск, ни затраты не импортируются и не экспортируются. В этих условиях выводится основное дифференциальное уравнение неоклассической модели экономического роста, которое показывает, что выпуск продукции, приходящейся на одного рабочего, раскладывается на три слагаемых: потребление на одного рабочего, поддержание капиталовооруженности

рабочего на прежнем уровне, чистый прирост капиталовооруженности.

Задача об оптимальном экономическом росте рассматривается как динамическая задача управления. Ее можно описать и проанализировать с помощью понятий теории управления: фазовых координат (капиталовооруженность рабочего), управляющих параметров (потребление на одного рабочего), уравнений движения (ДУ неоклассического экономического роста), начального состояния (значение капиталовооруженности рабочего при $t = t_0$) и целевого функционала (функционал полезности). Целью данной работы и есть построение такой модели.

МОДЕЛЬ АНИЗОТРОПНОЙ СОСТАВНОЙ СРЕДЫ С КОНЦЕНТРАТОРАМИ НАПРЯЖЕНИЙ

Бойко М.В., Фильштинский Л.А. Сумский государственный университет

Рассматривается двумерное составное анизотропное тело в условиях плоской деформации, а также составное цилиндрическое тело в условиях антиплоской деформации. Построены фундаментальные решения для случаев плоской и антиплоской деформации составной среды. На базе этих фундаментальных решений соответствующие граничные задачи сводятся к сингулярным и регулярным интегральным уравнениям. Построенные аналитические алгоритмы реализуются численно при помощи метода механических квадратур.

Проводится исследование поля напряжений в составной среде в зависимости от параметров анизотропии и конфигурации тела.

СЕКЦІЯ ПРИКЛАДНОЇ МАТЕМАТИКИ І МЕХАНІКИ
**ГРАНИЧНЫЕ ЗАДАЧИ ЭЛЕКТРОУПРУГОСТИ ДЛЯ
СОСТАВНЫХ ПЬЕЗОЭЛЕКТРИЧЕСКИХ ТЕЛ**

Сенченко М.В., Фильштинский Л.А. Сумский государственный университет

Построены фундаментальные решения статических уравнений электроупругости для составной пьезокерамической плоскости. Эти фундаментальные решения используются для интегральных представлений механических и электрических полевых величин. Граничные задачи для составного тела с трещинами сводятся к системам сингулярных интегральных уравнений. Определяются коэффициенты интенсивности напряжений в вершинах трещины и поток энергии в вершинах трещины. Для прямолинейной трещины получено точное решение. Для трещин произвольной конфигурации интегральные уравнения решаются численно. Исследуется характер поведения коэффициентов интенсивности напряжений в зависимости от конфигурации трещины и параметров анизотропии. проводится обсуждение полученных результатов.

**ПРИЛОЖЕНИЕ ТЕОРИИ АНАЛИТИЧЕСКИХ ФУНКЦИЙ
К АНАЛИЗУ ЛИНЕАРИЗОВАННОЙ
ГИДРОДИНАМИЧЕСКОЙ МОДЕЛИ НАВЬЕ-СТОКСА**

Мурашко С.С., Фильштинский Л.А. Сумский государственный университет

Рассматривается обтекание односвязного тела в рамках линеаризованной модели Навье-Стокса. Используется аппарат теории аналитических функций. В случае, когда тело представляет собой бесконечный цилиндр кругового поперечного сечения, точное решение получено в рядах. Для случая цилиндра с произвольным поперечным сечением граничная задача сводится к интегральному уравнению. Приближенное решение этого уравнения находится при помощи

СЕКЦІЯ ПРИКЛАДНОЇ МАТЕМАТИКИ І МЕХАНІКИ
метода механічних квадратур. Рассматривается
безциркуляционное и циркуляционное обтекание цилиндра.
Проводится обсуждение полученных результатов.

ПЛОСКАЯ ЗАДАЧА МОМЕНТНОЙ ТЕОРИИ УПРУГОСТИ ДЛЯ ТЕЛ С ГРУППОВОЙ СИММЕТРИЕЙ

*Макаренко Ю.В., Фильштинский Л.А. Сумский
государственный университет*

Проводится интегрирование уравнений моментной теории упругости. Все полевые величины выражаются через две аналитические функции комплексного переменного и произвольное решение уравнения Гельмгольца. Граничная задача для моментной среды, ослабленной отверстием, сводится к интегральному уравнению с ядрами типа Адамара. Проводится регуляризация интегралов в сильными особенностями, в результате чего получено интегродифференциальное уравнение, в которое входит неизвестная плотность и её вторая производная. Далее построенный алгоритм будет применен в проблеме осреднения упругих свойств среды типа Коссера с двоякопериодической системой упругих включений.

ОЦІНКА ПАРАМЕТРІВ ОДНОГО КЛАСУ НЕЛІНІЙНИХ КОЛИВНИХ СИСТЕМ

Пузько І.Д. Сумський державний університет

При проведенні вібровипробувань на вібронадійність, вібростійкість, віброміцність, при розробці нових технологій вібраційного типу виникає необхідність реєстрації і запису амплітудно- і фазо-частотних характеристик випробуваних об'єктів, що необхідно для розпізнавання і фіксації резонансних піків, визначення типу окремого резонансного піку – лінійний,

СЕКЦІЯ ПРИКЛАДНОЇ МАТЕМАТИКИ І МЕХАНІКИ
нелінійний, оцінки значень резонансних частот, інерційно-жорсткісних і дисипативних параметрів.

Результати оцінки вищезгаданих параметрів використовується для аналізу фізико-механічних властивостей та внутрішньої структури конструкційних матеріалів, що необхідно для вирішення задач прогнозування та діагностики.

Методи і алгоритми ідентифікації для окремих класів нелінійних механічних коливних систем (МКС) за експериментальними амплітудно-частотними характеристиками і часовими даними розглянуто в ряді робіт. В одній із робіт отримані аналітичні співвідношення для визначення інерційно-жорсткісних параметрів відповідних породжувальних лінійних систем із кінцевим числом ступенів вільності.

Недолік відомих алгоритмів і аналітичних співвідношень для визначення параметрів нелінійних коливних систем — недостатня точність визначення параметрів, що пояснюється похибками при вимірюваннях, фіксації та запам'ятовування вимірів чисел циклів, часових інтервалів при умові жорсткого з'єднання з масою системи додаткових мас із сформованого масиву додаткових мас.

Для формування нового алгоритму і нових аналітичних співвідношень при оцінці інерційно-жорсткісних параметрів необхідно сформувати інформаційні масиви часових інтервалів, чисел циклів, додаткових мас і застосувати метод регресійного аналізу.

В роботі отримані нові аналітичні співвідношення для оцінки інерційно-жорсткісних параметрів, а також власної частоти консервативної лінійної породжувальної коливної системи при застосуванні рівнянь першого наближення для побудови асимптотичних рішень, метода додаткових мас і формуванні лінійної регресійної залежності.

Розробка нового алгоритму і нових аналітичних співвідношень для визначення оцінок параметрів базується на застосуванні асимптотичного методу КБМ.

У подальших дослідженнях необхідно вирішити задачу комп'ютерного моделювання рішень нелінійного

СЕКЦІЯ ПРИКЛАДНОЇ МАТЕМАТИКИ І МЕХАНІКИ
диференціального рівняння для перевірки отриманих
аналітичних співвідношень.

ИССЛЕДОВАНИЕ УПРУГИХ ВОЛНОВЫХ ПОЛЕЙ В НЕОГРАНИЧЕННОЙ ИЗОТРОПНОЙ СРЕДЕ С ИНОРОДНЫМ ВКЛЮЧЕНИЕМ

Москаленко Е.И., Фильштинский Л.А., СумГУ

В настоящее время большое развитие получило изучение общих закономерностей распространения волн в различных средах. Изучение дифракции является одной из важнейших частей теории гармонических колебаний и волн в упругих телах. Задача дифракции упругих волн и тесно связанная с ней проблема динамической концентрации стала активно рассматриваться и решаться лишь в настоящее время.

Исследование колебаний упругих тел связано с решением сложных граничных задач теории упругости, электроупругости, термоупругости и т.п. для решения таких задач эффективно применяются методы теории потенциала, техника регулярных и сингулярных уравнений, различного рода дискретизации типа конечного граничного элемента и т.д. В данном случае рассматривается процедура решения дифракционных задач, основанная на специальных интегральных представлениях волновых потенциалов и сведения краевых задач к сингулярным интегральным уравнениям.

Имеется отнесённую к декартовым прямоугольным координатам x_1, x_2, x_3 упругая неограниченная изотропная среда, ослабленная туннельными вдоль x_3 включениями. Поперечное сечение тела плоскостью $x_3 = const$ представляет собой многосвязную область D , ограниченную замкнутыми контурами l_j . Из бесконечности излучается плоская монохроматическая волна расширения или сдвига.

Используем метод Лэмба, согласно которому поля напряжений и перемещений в линейно-упругой изотропной

среде можно выразить через волновые потенциалы $\Phi_m(x_1, x_2, t) = \text{Re}(\exp(-i\omega t)\Phi_m)$ $m = 1, 2$.

Волновые потенциалы берём в специальном интегральном виде:

$$\Phi_m(z) = \Phi_m^0 + \int_C \left\{ q_m(\zeta) \frac{\partial}{\partial \zeta} H_0^{(1)}(\gamma_m r) d\zeta + r_m(\zeta) \frac{\partial}{\partial \bar{\zeta}} H_0^{(1)}(\gamma_m r) d\bar{\zeta} \right\}$$

$$\Phi_m^0 = d_m \exp(-i\gamma_m (\xi_1 \cos \beta + \xi_2 \sin \beta)),$$

$$r = |\zeta - z|, \quad \gamma_m = \omega / c_m, \quad \zeta = \xi_1 + i\xi_2 \in l_j, \quad m = 1, 2,$$

где $q_m(\zeta)$, $r_m(\zeta)$ неизвестные искомые плотности, ω - круговая частота, c_m - скорости распространения волн расширения и сдвига, d_m - соответствующие амплитуды падающих волн, β - угол между нормалью к фронту падающей волны и осью Ox_1

Удовлетворяя краевые условия получаем систему граничных условий. Подставив предельные значения функций в условия сопряжения, перейдем к системе сингулярных интегральных уравнений.

Применяем к системе сингулярных уравнениям метод механических квадратур, сводим их к линейной алгебраической системе.

В результате решения системы интегральных уравнений находим значение плотностей $q_m(\zeta)$, $r_m(\zeta)$, ($m = 1, 2$), с помощью которых можем найти все необходимые полевые величины (напряжения и перемещения).

Литература

1. Фильштинский Л.А. Дифракция упругих волн на трещинах, отверстиях, включениях в изотропной среде // Изв. АН СССР. МТТ. 1991. № 4. С. 119-127.
2. Гузь А.Н., Кубенко В.Д., Черевко М.А. Дифракция упругих волн. - Киев: Наук. думка, 1978. - 307 с.
3. Назаренко А.М., Фильштинский Л.А. Взаимодействие волн напряжений с жесткими вставками в полупространстве (плоская деформация) // Изв. АН СССР. ММТ. 1985. № 4. С. 95-102.

125

**СЕКЦІЯ МОДЕЛЮВАННЯ СКЛАДНИХ СИСТЕМ
ПРОБЛЕМИ СПЕЦИФІКАЦІЇ, ІДЕНТИФІКАЦІЇ ТА
ОПТИМІЗАЦІЇ В ДИНАМІЧНИХ МОДЕЛЯХ
ІНВЕСТИЦІЙНОГО РОЗВИТКУ
МАКРОЕКОНОМІЧНИХ СИСТЕМ ВІДКРИТОГО ТИПУ**

Фільченко Д.В., студ. гр. ПМ-21

Інвестиції в реальний капітал займають провідне місце серед факторів, що визначають довготермінове економічне зростання. Тому математичне моделювання інвестиційного розвитку є важливим аналітичним інструментом дослідження економічних систем.

В даній роботі розглядається n -галузєва макроекономічна система відкритого типу, еволюція якої описується системою $n+1$ рівнянь в диференціальній або інтегральній формі:

$$x(t) = f(x(t), u(t), t), \text{ або } x(t) = x(t_0) + \int_{t_0}^t f(x(t), u(t), t) dt,$$

де $x_l(t)$ ($l = 1, 2, \dots, n$) – основні фонди i -ої галузі; $x_{n+1}(t)$ – зовнішній борг держави; $u_j(t)$ ($j = 1, 2, \dots, m$); – потоки інвестиційних та споживчих товарів; f_i ($i = 1, 2, \dots, n+1$) – неперервно-диференційовані на деякому проміжку $[t_0, T]$ функції.

Слідуючи економічній теорії [1], вектор-функцію $f(\dots)$ можна інтерпретувати як долю $u(t)$ ВВП $Y(t)$ країни. $Y(t)$ зручно специфікувати двома факторами – сумарним значенням основних фондів $x_1 + x_2 + \dots + x_n$ та зовнішнім боргом x_{n+1} , використовуючи функціональну форму типу Кобба-Дугласа. Останнє дозволяє не лише замкнути модель, але й дослідити особливості інвестиційного клімату макроекономічної системи, не вдаючись до додаткового кореляційного аналізу. Специфікація $u(t)$ проводиться поліномами. Тоді в дискретному часі ($t = 0, 1, \dots, N-1$) диференціальна та інтегральна форми моделей інвестиційного розвитку набувають вигляду:

$$x_i(t+1) = x_i(t) + b_{i0}Y|_t + b_{i1}tY|_t + \dots + b_{ik_i}t^{k_i}Y|_t + \varepsilon_{k_i}(t), \quad (1)$$

$$x_i(t+1) = x_i^* + b_{i0} \sum_{j=0}^t Y|_j + b_{i1} \sum_{j=0}^t jY|_j + \dots + b_{ik_i} \sum_{j=0}^t j^{k_i} Y|_j + v_{k_i}(t). \quad (2)$$

Ідентифікація невідомих коефіцієнтів проводиться методом найменших квадратів, а оптимальні степені k_i обираються за умови

СЕКЦІЯ МОДЕЛЮВАННЯ СКЛАДНИХ СИСТЕМ

мінімальності довжини довірчого інтервалу точкового прогнозу i -ої фазової координати [2].

Більш детальна специфікація вектор-функції $f(\dots)$ та представлення інвестицій як лінійної комбінації координат вектора $u(t)$, дозволяють перейти до наступної дискретної моделі інвестиційного розвитку ($t = 0, 1, \dots, N-1$):

$$A(t)u(t) = b(t), \quad b(t) = -\mu(x(t), t) + x(t+1) - x(t), \quad (3)$$

де $A(t)$ – матриця вагових коефіцієнтів розмірності $(n+1) \times m$.

Якщо система має $m-n-1$ степенів волі, то обираючи в якості вільних змінних, наприклад, координати вектора $u^1(t)$ потоків іноземних інвестицій, можна ставити задачі статичної оптимізації відповідних координат вектора $u(t)$. Специфікація цільової функції та вектор-функції обмежень $h(\cdot)$ проводиться з позицій теорії статичних ігор [Ошибка! Источник ссылки не найден.], де в якості агрегованих гравців виступають національна економіка (реципієнт) та іноземний інвестор. Якщо p – вектор ймовірностей, за якими формується змішана стратегія реципієнта, то модель оптимального розподілу іноземних інвестицій в загальному випадку приймає вигляд:

$$\max F(u^1) = pu^1, \quad \text{за умови, що } h(u^1) \leq c. \quad (4)$$

Апробація моделей (1)-(4) здійснюється на прикладі економіки Данії в період 1966-1997 рр. Для наочності розглядається випадок двох галузей: промислово-сільсько-господарської та галузі послуг. Отримані наступні результати:

- динаміка розвитку за моделями (1)-(2) співпала з реальними особливостями економіки Данії в досліджуваний період;
- диференціальна схема (1) продемонструвала кращі прогнозні властивості, а інтегральна (2) – кращі імітаційні;
- ідентифікована та розв'язана задача (4) оптимального розподілу іноземних інвестиційних за галузями економіки;
- проведений ретроспективний аналіз оптимальних і реальних трендів інвестування галузей;
- складено оптимальний план розподілу інвестиційних ресурсів в прогнозний період.

Література

1. Romer, David. Advanced Macroeconomics. – New York: McGraw-Hill, 1996.
2. Назаренко О. М. Основи економетрики: Підручник. – Київ: „Центр навчальної літератури”, 2004.

684

СЕКЦІЯ МОДЕЛЮВАННЯ СКЛАДНИХ СИСТЕМ
Интрилигатор М. Математические методы оптимизации и
экономическая теория. – М.: Издательство «Прогресс», 1975

ОПТИМІЗАЦІЯ ТА ОЦІНКА ЕФЕКТИВНОСТІ ТЕЛЕКОМУНІКАЦІЙНОГО ІНФОРМАЦІЙНО- ОСВІТНЬОГО СЕРЕДОВИЩА ВИЩОГО НАВЧАЛЬНОГО ЗАКЛАДУ

Івашенко М. О., СумГУ, м. Суми

В інформаційному суспільстві, що формується сьогодні, телекомунікаційні інформаційно-освітні середовища (ТІОС) є одним з головних засобів доступу до інформації та освіти. Особлива роль у формуванні, розвитку та підтримці ТІОС відводиться ВНЗам, бо саме вони є організаціями, що активно продукують цифрові освітні, методичні та наукові ресурси та через свою специфіку здійснюють як наукову, так і освітню діяльність. Враховуючи роль, що відводиться ТІОС в процесі формування інформаційного суспільства, актуальність вирішення задачі їх оптимізації та оцінки ефективності незаперечна. В повній мірі це стосується і ТІОС ВНЗів, які стали невід'ємною частиною їх організаційної структури.

Для оптимізації параметрів функціонування ТІОС перспективною є інформаційно-екстремальна інтелектуальна технологія, яка ґрунтується на прямій оцінці інформаційної спроможності системи керування ТІОС (СК ТІОС) за умов нечіткої компактності реалізації образу і обмеженості обсягу навчальної вибірки. Тому у роботі розглядається задача оптимізації синтезу СК ТІОС, будування критерію функціональної ефективності (КФЕ) СК ТІОС, оптимізація параметрів функціонування СК ТІОС в рамках ІЕІТ, що відкриває можливість в перспективі розв'язувати задачі автоматизації створення навчально-методичних матеріалів, і наближення існуючих форм дистанційного і заочного навчання до рівня денної форми.

Розглянемо процес навчання студентів за заочно-дистанційною формою як слабоформалізований (по Р.

СЕКЦІЯ МОДЕЛЮВАННЯ СКЛАДНИХ СИСТЕМ

Саймону) керований процес в рамках інформаційно-екстремальної інтелектуальної технології (ІЕІТ). Нехай допустимі функціональні стани ТІОС характеризуються нечітким алфавітом класів розпознавання $\{X_m^o \mid m = \overline{1, M}\}$. Ефективність СКК оцінюватимемо узагальненим функціонально-вартісним критерієм у вигляді добутку пропускної інформаційної спроможності E_I каналів зв'язку і приведеної вартості E_C функціонування ТІОС:

$$E = E_I E_C, \quad (1)$$

$$\text{де } E_I = \sum_{l=1}^L \sum_{k=1}^K \{H_0^{(k,l)} - H_\gamma[D_1^{(k,l)}, \beta^{(k,l)}]\} / \sum_{l=1}^L \sum_{k=1}^K t_{k,l};$$

$$E_C = \sum_{m=1}^M \sum_{l=1}^L \sum_{k=1}^K C_{k,l,m}.$$

Тут $H_0^{(k,l)}$ – безумовна (апостеріорна) ентропія знань слухачів перед вивченням k -го модуля l -го дистанційного курсу; $H_\gamma[D_1^{(k,l)}, \beta^{(k,l)}]$ – апостеріорна ентропія, що характеризує невизначеність знань слухачів після вивчення модуля; $D_1^{(k,l)}, \beta^{(k,l)}$ – точносні характеристики належності векторів-реалізацій образу відповідним класам розпізнавання (рівням знань слухачів): перша достовірність і помилка другого роду відповідно; $t_{k,l}$ – час виконання модуля; $C_{k,l,m}$ – приведена вартість функціонування ТІОС при виконанні одного модуля; M, L, K – кількість режимів функціонування ТІОС, дистанційних курсів і модулів відповідно.

Нехай за наслідками тестового контролю сформована навчальна матриця типу “об’єкт-властивість” $\|y_{m,i,k}^{(j)} \mid i = \overline{1, N_1}; j = \overline{1, n}\|$ $\|y_{m,i,k}^{(j)} \mid i = \overline{1, N_1}; j = \overline{1, n}\|$, де N_1, n – кількість ознак розпізнавання і реалізацій образу відповідно.

Збільшимо потужність словника ознак шляхом обліку додаткових N_2 ознак розпізнавання, що характеризують технічні параметри каналу зв'язку і накопичувачів інформації. Таким

СЕКЦІЯ МОДЕЛЮВАННЯ СКЛАДНИХ СИСТЕМ

чином вектор-реалізація функціонального стану ТІОС матиме об'єм $N = N_1 + N_2$.

Крім того, дано структурований вектор просторово-часових параметрів функціонування СКК ТІОС, що має у загальному випадку наступну структуру:

$$g = \langle g_1, \dots, g_{\xi_1}, \dots, g_{\Xi_1}, f_1, \dots, f_{\xi_2}, \dots, f_{\Xi_2} \rangle, \quad \Xi_1 + \Xi_2 = \Xi,$$

де $\langle g_1, \dots, g_{\xi_1}, \dots, g_{\Xi_1} \rangle$ – параметри, що впливають на розподіл реалізацій образу; $\langle f_1, \dots, f_{\xi_2}, \dots, f_{\Xi_2} \rangle$ – технологічні параметри, що впливають на геометрію відновлюваного в радіальному базисі контейнера класу розпізнавання. При цьому відомі обмеження на відповідні параметри функціонування:

$$R_{\xi_1}(g_1, \dots, g_{\xi_1}, \dots, g_{\Xi_1}) \leq 0; \quad R_{\xi_2}(f_1, \dots, f_{\xi_2}, \dots, f_{\Xi_2}) \leq 0.$$

Були оптимізовані параметри функціонування СКК ТІОС таким чином, щоб забезпечувати максимум узагальненого критерію ефективності (1), а також був побудований в рамках ІЕІТ безпомилковий для навчальної матриці класифікатор (вирішальні правила) шляхом трансформації апріорного нечіткого розбиття бінарного простору ознак в чітке розбиття еквівалентності класів розпізнавання при виконанні наступних умов:

- 1) $(\forall X_m^o \in \mathfrak{R}^{|\mathcal{M}|}) [X_m^o \neq \emptyset];$
- 2) $(\exists X_k^o \in \mathfrak{R}^{|\mathcal{M}|}) (\exists X_l^o \in \mathfrak{R}^{|\mathcal{M}|}) [X_k^o \neq X_l^o \rightarrow X_k^o \cap X_l^o \neq \emptyset];$
- 3) $(\forall X_k^o \in \mathfrak{R}^{|\mathcal{M}|}) (\forall X_l^o \in \mathfrak{R}^{|\mathcal{M}|}) [X_k^o \neq X_l^o \rightarrow \text{Ker} X_k^o \cap \text{Ker} X_l^o = \emptyset];$
- 4) $\bigcup_{X_m^o \in \mathfrak{R}} X_m^o \subseteq \Omega_B, \quad k, l, m = \overline{1, M}, \quad k \neq l;$
- 5) $(\forall X_k^o \in \mathfrak{R}^{|\mathcal{M}|}) (\forall X_l^o \in \mathfrak{R}^{|\mathcal{M}|})$
 $[X_k^o \neq X_l^o \rightarrow (d_k^* < d(x_k \oplus x_l)) \& (d_l^* < d(x_k \oplus x_l))]$

де d_k^*, d_l^* – оптимальні радіуси гіперсферичних контейнерів класів розпізнавання X_k^o і X_l^o .

СЕКЦІЯ МОДЕЛЮВАННЯ СКЛАДНИХ СИСТЕМ

Як дидактичні параметри функціонування розглядаються у першому наближенні результати машинного тестового контролю знань за k -м модулем L -го дистанційного курсу, що вивчаються в поточному семестрі студентами всіх курсів.

Як параметри оптимізації було вибрано:

- коефіцієнт завантаження системи на даний момент часу ($K_s \in [0;1]$);
- загальний час простою системи за добу ($T_{пр}$);
- довжина черги на даний момент ($D_{чер}$);
- середній час перебування заявки у черзі ($T_{чер-с}$);
- максимальний час перебування заявки у черзі ($T_{чер-м}$);

З метою оцінки функціонального стану ТІОС в режимі іспиту СКК була визначена належність розпізнаваної реалізації образу одному з класів із заданого алфавіту $\{X_m^o\}$. Задля досягнення максимальної ефективності СКК з урахуванням оцінки функціонального стану ТІОС була вибрана стратегія, що переводить поточний функціональний стан в оптимальний. Реалізацію поточного класу долучили до динамічної пам'яті СКК для накопичення даних з метою донавчання системи.

Таким чином, вирішення поставленої задачі синтезу СКК в рамках ІЕІТ дозволило підвищити функціональну ефективність ТІОС як шляхом підвищення інформаційної пропускнуої спроможності каналів зв'язку, так і за рахунок зниження експлуатаційних витрат.

СПОСОБ ПОВЫШЕНИЯ ЗНАЧЕНИЯ КОЭФФИЦИЕНТА ДЕТЕРМИНАЦИИ В ЭКОНОМЕТРИЧЕСКИХ МОДЕЛЯХ

Карпенко И.В., студ. гр. ПМ-21

В данной работе строятся эконометрические модели на основе данных временных рядов, а для повышения коэффициента детерминации используются лаговые переменные.

СЕКЦИЯ МОДЕЛЮВАННЯ СКЛАДНИХ СИСТЕМ

Рассмотрим модель с лаговой зависимой переменной

$$y_t = a_0 + \lambda y_{t-1} + a_1 x_{t1} + \dots + a_m x_{tm} + u_t. \quad (1)$$

В общем случае уравнение регрессии может содержать также лаговые независимые переменные. В подобных ситуациях необходимо задавать закон распределения лагов, чтобы устранить проблему мультиколлинеарности.

Модель (1) в качестве объясняющей переменной содержит стохастическую переменную y_{t-1} . Ситуация усугубляется тем, что поскольку y_t зависит от u_t , то, вообще говоря, и y_{t-1} будет зависеть от u_t . Таким образом, нарушается четвертое условие Гаусса-Маркова о некоррелированности объясняющей переменной со случайным членом. Оценивание модели обычным МНК становится некорректным.

К моделям типа (1) сводятся модели Койка, частичной корректировки, адаптивного ожидания [1]. Параметр λ в них принадлежит $[0, 1]$. Такое допущение позволяет перебором значений $\lambda \in [0, 1]$ оценивать модель

$$y_t - \lambda y_{t-1} = a_0 + a_1 x_{t1} + \dots + a_m x_{tm} + u_t. \quad (2)$$

Оптимальное значение λ соответствует такой модели, которая имеет наибольший коэффициент детерминации R^2 или наименьшую остаточную сумму квадратов.

Если остатки в (2) не коррелируют, то оценивание модели (2) проводится обычным МНК. Если же критерий Дарбина-Уотсона указывает на наличие автокорреляции первого порядка, то используют итерационные методы Кокрана-Оркатта или Хилдрета-Лу [2].

Преобразованная модель (2) с автокорреляцией первого порядка ($u_t = pu_{t-1} + \varepsilon_t$) приобретает вид ($t \geq 3$):

$$\begin{aligned} & y_t - \lambda y_{t-1} - p(y_{t-1} - \lambda y_{t-2}) = \\ & = a_0(1-p) + a_1(x_{t1} - px_{t-11}) + \dots + a_m(x_{tm} - px_{t-1m}) + \varepsilon_t. \end{aligned} \quad (3)$$

Для исследований модель (3) записывают так:

$$y_t^* = a_0 x_{t0}^* + a_1 x_{t1}^* + \dots + a_m x_{tm}^* + \varepsilon_t, \quad t = 1, \dots, n;$$

$$y_{t-1}^* = \sqrt{1-p^2} (y_t - \lambda y_{t-1}), \quad t = 2, 3$$

СЕКЦІЯ МОДЕЛЮВАННЯ СКЛАДНИХ СИСТЕМ

$$\begin{aligned}y_i^* &= y_i - \lambda y_{i-1} - p(y_{i-1} - \lambda y_{i-2}), \quad t \geq 3; \\x_{i0}^* &= \sqrt{1-p^2}, \quad t=1,2; \quad x_{i0} = 1-p, \quad t \geq 3; \\x_{ik}^* &= \sqrt{1-p^2} x_{ik}, \quad t=1,2, \quad k=1, \dots, m; \\x_{ik}^* &= x_{ik} - px_{i-1k}, \quad t \geq 3, \quad k=1, \dots, m.\end{aligned} \quad (4)$$

В качестве примера в работе строится эконометрическая модель одного из цехов СМНПО им. «Фрунзе» за 2005 год. В роли показателя Y выбран валовой внутренний продукт цеха. Среди основных факторов, влияющих на него, выступают: количество работающих X_1 , фонд заработной платы X_2 , материальные затраты цеха X_3 .

Расчеты подтверждают тесную зависимость между величиной валового внутреннего продукта цеха и указанными факторами. МНК – оценки коэффициентов линейной классической модели (1) в случае $\lambda = 0$ являются значимыми, что подтверждается использованным в работе критерием Стьюдента. Выбор оптимального значения λ из отрезка $[0,1]$ дает значение $\lambda = 0,12$. При таком значении параметра λ коэффициент детерминации увеличивается по сравнению с классической моделью ($\lambda = 0$) почти на 5%, что подтверждает правомерность использования лаговой зависимой переменной.

Литература

1. Назаренко А. М. Эконометрика: учебное пособие. – Сумы: Изд-во СумГУ, 2000. – 404с.
2. Доугерти К. Введение в эконометрику – М.: ИНФРА-М, 1997.

САМООРГАНІЗАЦІЯ В СИСТЕМІ З ВНУТРІШНІМ МУЛЬТИПЛІКАТИВНИМ ШУМОМ

проф. Харченко Д.О, аспірант Дворниченко А.В.

Розглянуто стохастичну систему, що знаходиться у бістабільному потенціалі, еволюція якої протікає із рухливістю, залежною від параметру стану. Показано, що виконання флуктуаційно – дисипаційної теореми приводить до мультиплікативного характеру шуму, інтенсивність якого

СЕКЦІЯ МОДЕЛЮВАННЯ СКЛАДНИХ СИСТЕМ

пропорційна рухливості, коефіцієнт пропорційності зводиться до температури. Використання статистичного підходу показало, що за таких умов ентропія системи логарифмічно пов'язана з рухливістю.

Проведено дослідження процесів виникнення індукованих таким внутрішнім шумом макроскопічних фаз у випадку однорідної системи. З'ясовано поведінку найбільш імовірних значень стохастичної змінної від параметрів моделі та шуму. Із одержаних фазових діаграм випливає, що внутрішній шум приводить до реалізації переходів I та II роду. Окремо розглянуто поведінку розподіленої стохастичної системи із внутрішнім шумом. Показано, що у рамках теорії середнього поля за певних умов в системі можливі переходи II роду, які протікають за стандартним сценарієм фазових переходів Ландау. Виявлено, що завдяки зміні ентропії із параметром стану при зростанні інтенсивності шуму (температури) система може зазнавати ефектів самоорганізації зі стрибкоподібною зміною параметру порядку за аналогією з фазовими переходами I роду. Одержано фазові діаграми, що ілюструють якісну перебудову поведінки системи при зміні параметру шуму та параметру вихідного потенціалу.

Результати можуть бути використані у прогнозуванні поведінки полімерних сполук у рівноважних умовах та параметричнозалежною рухливістю.

ВПЛИВ ЗОВНІШНІХ ФЛУКТУАЦІЙ НА ПРОЦЕСИ ФАЗОВОГО РОЗЩАРУВАННЯ У СИСТЕМІ БІОЛОГІЧНИХ МЕМБРАН

проф. Харченко Д.О., Ласкавий В.С.

Побудована кінетична модель двокомпонентної хімічно активної та здатної до деформації мембрани. Два типи структурних компонентів, протилежних за формою, під впливом нерівноважної реакції можуть трансформуватись один в один. Припускаємо наявність феноменологічного зв'язку між

СЕКЦІЯ МОДЕЛЮВАННЯ СКЛАДНИХ СИСТЕМ

локальною впорядкованістю та кривизною. Компоненти зовнішнього шару мембрани незмішувані.

Розроблена програма, що моделює процес фазового розшарування та формування стаціонарної нерівноважної структури композиції-кривизни, властивості якої визначаються параметрами хімічної реакції та характеристиками шуму керуючого параметра.

З умови мінімізації функціонала вільної енергії були отримані еволюційні рівняння для параметра порядку та поля висоти, за якими проведено моделювання поведінки системи у детерміністичному випадку. Знайдено два характерних режими: режим фазового розшарування та нуклеації. За умов, коли початковий розподіл φ_0 фаз близький до 0, прослідковуються чіткі межі між ділянками, де параметр впорядкованості системи змінюється від одного критичного значення до іншого та формуються лабіринтоподібні структури з чіткими впадинами та гребенями. Характерним в цьому випадку є процес спінодального розпаду. Також визначено, що збільшенням параметра Γ можна прискорити вихід системи на цей режим, що є цілком логічним, за умови, що Γ характеризує сумарну швидкість хімічних реакцій в системі. У протилежному випадку, за відсутності критичного затухання для системи стає характерним режим нуклеації. Тоді початковий розподіл буде давати домінуючу фазу, тобто на початку експерименту в системі ліпіди двох типів будуть представлені в зовсім різних пропорціях. Надалі ліпіди будуть змінювати свою типологію під впливом хімічних реакцій. Потрібно розуміти, що відсутність критичного затухання призведе й до того, що швидкості прямої та оберненої хімічних реакцій будуть різні, що з часом також буде впливати на співвідношення кількості ліпідів типу А та В в системі. Експериментально встановлено, що структури, утворені ліпідами рецисивного типу будуть мати крапелькоподібну форму.

При моделюванні еволюційної динаміки мембрани у випадку білого шуму, його моделювання проводилось за

СЕКЦІЯ МОДЕЛЮВАННЯ СКЛАДНИХ СИСТЕМ

методом Бокса-Мюллера; а кольоровий шум моделювався процесом Орнштейна-Уленбека.

Вплив появи в системі мультиплікативного шуму за керуючим параметром системи на еволюційний процес аналізується за параметром порядку $J(t) = \int \langle \varphi^2(r, t) \rangle dr$ і структурним фактором $S(r, t) = \langle \varphi^2(r, t) \rangle$.

Аналіз еволюції структурного фактора дозволяє зробити висновки про те, що характерний розмір сформованих структур з часом зростає.

Експериментально підтверджено, що зростання часу кореляції кольорового шуму призводить до більш повільного монотонного зростання параметра порядку J , але досягає більшого за модулем стаціонарного значення.

ОЦІНЮВАННЯ ПОЛІТИЧНИХ ФЛУКТУАЦІЙ МЕТОДАМИ ЕКОНОМЕТРИКИ

Литовченко Д.С., студ. гр. ПМ-21

Оцінювання факторів, що визначають випереджуюче відображення дійсності, тобто прогнозування подій майбутнього, є на сьогодні основним питанням. Адже, в теперішні часи майбутнє України здається вкрай невизначеним і залежить від подальшого розвитку політичної ситуації та вчинків політиків.

В даній роботі використовується пошуковий прогноз – визначення ймовірних станів того чи іншого політичного явища, процесу, події в майбутньому шляхом екстраполяції існуючих тенденцій при умовному абстрагуванні від рішень, що здатні змінити ці тенденції. Мета цього типу прогнозів – виявити та уточнити перспективи проблем, що мають бути вирішені засобами політичного управління. Такий прогноз відповідає на питання: що ймовірніше всього відбудеться в суспільстві за умови збереження існуючих соціально-політичних тенденцій?

В роботі використовуються статистичні дані, що ілюструють рейтинги цитування в інтернетівських засобах масової інформації (далі - рейтинги) трьох провідних українських політиків - Віктора

СЕКЦІЯ МОДЕЛЮВАННЯ СКЛАДНИХ СИСТЕМ

Ющенко, Віктора Януковича, Юлії Тимошенко. Дані надала соціологічна група компанії „Мнемософт Україна” (www.e-ratings.com.ua). Вони ілюструють кількість публікацій в ЗМІ про певного політика ($w1$) та кількість переглядів цієї публікації за місяць ($w2$). Визначається абсолютний інтерес до певного політика, тобто середня кількість переглядів однієї публікації про нього:

$$Y = w1 / w2, \quad (1)$$

Абсолютний інтерес будемо вважати за рейтинг (Y) політика.

Політичними флуктуаціями назвемо коливання рейтингів політиків у часі. Будемо оцінювати вплив визначених факторів на стан політичних флуктуацій в певні моменти часу.

Такими факторами вважаємо:

- гучні заяви самого політика чи інших політиків, що мають впливати на його рейтинг (x_1);
- скандали, пов'язані з самим політиком чи його найближчим оточенням, що формують негативний приріст його рейтингу (x_2);
- важливі кадрові призначення, ініційовані політиком, чи безпосередньо до нього причетні (x_3);
- важливі кадрові відставки, ініційовані політиком, чи безпосередньо до нього причетні (x_4).

Використовуючи статистичні дані за період з грудня 2005 р. по листопад 2006 р., будемо математичну модель, що характеризує залежність рейтингу певного політика від факторів:

$$Y = a_0 + a_1x_1 + a_2x_2 + \dots + a_kx_k + U, \quad (2)$$

де a_i – невідомі коефіцієнти регресії, x_i – фактори, U – випадкові відхилення.

За допомогою кореляційного та регресійного аналізів досліджуємо вплив факторів на рейтинг, визначасмо тенденційні залежності між рейтингами, робимо короткотермінові прогнози.

Отримані наступні результати:

- рейтинг Віктора Ющенко сильно залежить від гучних заяв (x_1) та скандалів (x_2);

СЕКЦІЯ МОДЕЛЮВАННЯ СКЛАДНИХ СИСТЕМ

-рейтинг Віктора Януковича найбільше залежить від гучних заяв (x_1) та кадрових призначень (x_3);

-рейтинг Юлії Тимошенко залежить лише від гучних заяв (x_1) і практично не змінюється під впливом інших факторів (x_2, x_3, x_4);

-рейтинг Віктора Ющенко сильно корелює з рейтингом Віктора Януковича;

-найбільшу тенденцію зростання має рейтинг Юлії Тимошенко, невелика тенденція зростання – в рейтингу Віктора Януковича і трохи нижча – у Віктора Ющенко.

Література

1. Назаренко О.М. Основи економетрики: Підручник. – Вид. 2-ге, перероб. – К.: „Центр навчальної літератури”, 2005. – 392 с.
2. Справочник по прикладной статистике. В 2-х т.: Пер. с англ. / Под ред. Э.Ллойда, У. Ледермана, Ю.Н. Тьюрина. – М.: Финансы и статистика, 1989. – 510 с.
3. Назаренко А.М. Об эконометрико-игровом методе построения и идентификации математических моделей макроэкономических процессов // Механизм регулирования экономики – Сумы: ИТД «Университетская книга», 2006. – №1. – С. 105-114.

МОДЕЛЮВАННЯ АПАРАТУРНОГО СПЕКТРА В DELPHI-СЕРЕДОВИЩІ

*Решетов О.Ю., Шовкопляс О.А., к.ф.-м.н. Лопаткін Ю.М.
Сумський державний університет*

Математична обробка результатів спостережень і вимірів є невід'ємним етапом будь-якої дослідницької діяльності.

В наукових дослідженнях часто доводиться мати справу зі складними спектрами, які складаються з окремих смуг, що перекриваються. Для пояснення фізичних процесів в досліджуваних об'єктах необхідно складний спектр представити у вигляді окремих смуг. Найважливіша задача спектрометрії – аналіз дискретного спектра випромінювання або поглинання

СЕКЦІЯ МОДЕЛЮВАННЯ СКЛАДНИХ СИСТЕМ

фізичних об'єктів – не завжди вирішується тривіально навіть за допомогою комп'ютерів.

В даній роботі за допомогою алгоритму аналізу складних оптичних спектрів, побудованого раніше на основі чисельних методів, розроблено програмне забезпечення в середовищі Borland Delphi, – що представляє собою вискоелективний інструмент, який дозволяє швидко та відносно легку розробку комп'ютерних програм і швидко перевірку готового програмного коду, – для обробки експериментальних спектрів з наступним їх апробуванням.

В роботі описаний метод проведення аналізу апаратурних оптичних спектрів поглинання і програмний продукт, який дозволяє його реалізувати. Метод побудований на припущенні, що отриманий експериментально спектр являє собою суперпозицію окремих смуг, кожна з яких має гаусову форму і характеризується своїми положенням максимуму по шкалі довжин хвиль x_{0i} , напівшириною h_{0i} та амплітудою в максимумі y_{0i} . Реалізація методу включає наступні етапи:

- 1) інтерполяція початкових даних;
- 2) пошук максимумів інтерполюючої функції;
- 3) обчислення початкового наближення параметрів спектральних смуг x_{0i} , h_{0i} , y_{0i} з використанням методу найменших квадратів;
- 4) подальше уточнення параметрів спектральних смуг шляхом зменшення суми квадратів відхилень експериментальної кривої від теоретичної.

Створений програмний продукт дозволяє:

одержувати бази даних проведених експериментів, зберігати їх для наступного використання; проводити дослідження певної частини експериментальних даних; здійснювати автоматичне розкладання спектру та задавати в ручному режимі положення спектральних смуг, здійснювати подальше уточнення їх параметрів і при цьому наочно спостерігати результати декомпозиції заданого спектра на графіку, і нарешті експортувати графік у формат .bmp.

СЕКЦІЯ МОДЕЛЮВАННЯ СКЛАДНИХ СИСТЕМ

В процесі роботи були розв'язані деякі проблеми, що зустрілися, наприклад, негативний вплив крайніх точок в поліномі Лагранжа, фіксування та виключення порохованих довжин хвиль.

Апробація комп'ютерної програми на наявність смуги комплексу з переносом заряду в оптичному спектрі поглинання полімерного розчину солі ртуті, який був опромінений рентгенівськими променями і проявлений в парах аміаку, показала її дієздатність.

ОСОБЕННОСТИ РЕШЕНИЯ ОБРАТНОЙ ЗАДАЧИ В ЭЛЛИПСОМЕТРИЧЕСКИХ ИССЛЕДОВАНИЯХ

Сиротенко М.И., Швец У.С., СумГУ, Сумы

В настоящее время большое внимание уделяется получению материалов с наперед заданными свойствами. В связи с этим немаловажное значение имеет определение оптических параметров исследуемых образцов. Среди многих существующих методик можно выделить эллипсометрические методы. Под эллипсометрией понимают оптический метод, который позволяет измерять и интерпретировать изменения в состоянии поляризованного света в результате отражения его от поверхности.

Функциональная связь эллипсометрических параметров с параметрами оптической системы выражается основным уравнением эллипсометрии (1):

$$\rho = \frac{R_p}{R_s} = \operatorname{tg} \psi e^{i\Delta}, \quad (1)$$

где Δ – сдвиг фаз между ортогональными компонентами вектора поляризации;

Ψ – азимут обновленной линейной поляризации;

СЕКЦІЯ МОДЕЛЮВАННЯ СКЛАДНИХ СИСТЕМ

R_p, R_s – комплексные коэффициенты отражения p -,
 s - компонент поляризованного света
соответственно.

В эллипсометрических исследованиях возникает два рода задач: прямая и обратная задачи эллипсометрии. Прямая задача состоит в нахождении выходных данных по известным входным параметрам. Суть обратной задачи сводится к восстановлению входных параметров, описывающих исследуемую оптическую систему, по известным выходным данным. Первый тип задач достаточно прост и не представляет сложностей в своей реализации. Второй же тип задач относится к классу некорректно поставленных, что и является их математической особенностью.

Как известно, до настоящего момента не существует универсальной и надежной методики решения обратной задачи эллипсометрии (ОЗЭ). Во-первых, в отличие от прямой задачи даже для простейших отражающих систем она не имеет аналитического решения и требует использования различных численных методов оптимизации, во-вторых, при количестве неизвестных больше двух ОЗЭ становится плохо обусловленной. Поэтому, в связи с неоднозначностью решений обратной задачи, необходима априорная информация о допустимой области значений параметров, которая бы позволяла сузить область возможных решений. Все это стимулирует развитие новых подходов и методик к решению данного рода задач.

В настоящей работе для оптической системы была решена ОЗЭ для модели “однородная пленка – однородная подложка”, в результате чего были найдены оптические характеристики (толщина приповерхностного слоя, показатели преломления пленки и подложки, показатели поглощения пленки и подложки).

В рамках однослойной модели основное уравнение (1) представляется уравнением Друде (2):

СЕКЦИЯ МОДЕЛЮВАННЯ СКЛАДНИХ СИСТЕМ

$$\rho = \operatorname{tg} \psi e^{i\Delta} = \frac{r_{01P} + r_{12P} e^{-2i\beta}}{1 + r_{01P} r_{12P} e^{-2i\beta}} \times \frac{1 + r_{01S} r_{12S} e^{-2i\beta}}{r_{01S} + r_{12S} e^{-2i\beta}}, \quad (2)$$

где β – фазовая толщина пленки,

r_{01S} , r_{01P} , r_{12S} , r_{12P} – френелевские коэффициенты отражения для границы раздела “окружающая среда – приповерхностный слой”, “приповерхностный слой – подложка”.

В работе были комплексно применены два метода минимизации.

С одной стороны, для решения данной задачи был выбран способ подбора, который состоял в том, что для элементов некоторого заранее задаваемого подкласса возможных решений вычислялась прямая задача. В качестве приближенного решения брался такой элемент из этого множества, на котором невязка функции цели (3) достигала минимума.

$$F = \sum_{i=1}^N \left((\Delta_i^c - \Delta_i^m)^2 + (\Psi_i^c - \Psi_i^m)^2 \right), \quad (3)$$

где Δ_i^m , Ψ_i^m – измеренные значения эллипсометрических углов;

Δ_i^c , Ψ_i^c – рассчитанные значения эллипсометрических углов.

С другой стороны, методом Нелдера-Мида (поиск по деформируемому многограннику) было найдено оптимальное решение ОЗЭ. Идея метода состояла в сравнении значений функции в $(n+1)$ вершинах симплекса и перемещении в направлении оптимальной точки с помощью итерационной процедуры. Как известно, метод Нелдера-Мида является надежным методом прямого поиска и считается достаточно эффективным при числе неизвестных $n \leq 6$. Следует отметить, что в качестве начального приближения был выбран элемент, полученный в результате минимума выражения (3).

СЕКЦІЯ МОДЕЛЮВАННЯ СКЛАДНИХ СИСТЕМ МОДЕЛЮВАННЯ РОСТУ ПЕРКОЛЯЦІЙНИХ КЛАСТЕРІВ ЗА РАХУНОК АГРЕГАЦІЇ ПРИ УЗАГАЛЬНЕНИХ ПРОЦЕСАХ ДИФУЗІЇ

проф. Харченко Д.О, Білокур К.О.

Майже всі явища, об'єкти в природі, такі як утворення гірських хребтів, гілки дерев, кровоносні судини і т. д., надзвичайно складні. Їх моделювання за допомогою класичних об'єктів геометрії неможливо, тому для їх дослідження, виявлення їх властивостей, вводять дещо інший об'єкт – фрактал, на основі якого можна проводити комп'ютерні експерименти і вивчати властивості складних систем. В науковій роботі „Моделювання росту перколяційних кластерів за рахунок агрегації при узагальнених процесах дифузії” було побудовано на основі моделі обмеженою дифузією агрегації і досліджено різні фрактальні об'єкти, що взагалом можуть ідентифікуватись з реальними.

Дана робота має надзвичайно практичне значення, адже, проводячи дослідження, було розроблено універсальну програму побудови кластерів з різними параметрами їх утворення та розрахунку фрактальних вимірностей для них. Робота створювалась на основі опрацювання відомих методів побудови фракталів - класичної моделі DLA та розрахунку фрактальних вимірностей з додаванням нових способів руху частинок, що утворюють фрактальні об'єкти, тим самим значно ускладнивши задачу дослідження. На відміну від моделі DLA – звичайне випадкове блукання частинок, було розглянуто такі варіанти руху:

- можливість частинки перелітати на певну відстань (фіксовану або ні)
- можливість частинки перескакувати до певного місця (на фіксовану або ні відстань)
- можливість направленою руху частинки (дія деякого поля) та ін.

СЕКЦІЯ МОДЕЛЮВАННЯ СКЛАДНИХ СИСТЕМ

Були проведені деякі аналітичні порівняння залежності способу побудови фракталу від його статистичних властивостей, тобто від його фрактальної вимірності. Для отримання найбільш точних результатів було проведено цілий ряд комп'ютерних експериментів (не менше десяти), що зменшує вплив випадковості на кінцевий результат, і дає більш узагальнений висновок.

ВИКОРИСТАННЯ КОМП'ЮТЕРНОЇ ТЕХНІКИ ДЛЯ ТЕСТУВАННЯ СТУДЕНТІВ

Базиль О.О.

Процес об'єднання Європи, його поширення на схід і на прибалтійські країни супроводжується формуванням спільного освітнього і наукового простору та розробкою єдиних критеріїв і стандартів у цій сфері в масштабах усього континенту. Цей процес дістав назву Болонського. Він побудований на підвищенні особистої відповідальності студента і на постійному контролі за процесом його навчання: так звана кредитно-модульна система передбачає не зубріння у ніч перед іспитом — із мінімальним ККД, — а постійний набір балів за різні види роботи протягом семестру. В групі як правило вчиться не менше 15 – 30 студентів. Дуже важко буває за заняття розказати нову тему, закріпити практично отримані знання. Практично не залишається часу для опитування студентів. Тому на допомогу приходять сучасні комп'ютерні технології.

Пропонується програма «Тест», яка дозволяє проводити комп'ютерне тестування студентів. Дана програма написана з використанням С++ Builder для сімейств операційних систем Windows 98, Windows 2000, Windows XP. Для її розміщення потрібна ємність 60 Мбайт

Можливості програми:

1. Має спеціальну оболонку (викладацьку версію), яка дозволяє створювати базу даних з питаннями, варіантами відповідей та позначенням правильних відповідей. Базу

СЕКЦІЯ МОДЕЛЮВАННЯ СКЛАДНИХ СИСТЕМ

можна редагувати, додаючи нові питання або змінюючи ті, що існують.

2. Нефіксоване число запитань. Можна задати для одного і того ж тестування різну кількість питань.
3. Декілька варіантів відповідей. Від одного до всіх правильних. Такій підхід значно збільшує об'єктивність оцінювання знань студентів.
4. Високий рівень захисту. Вихідні питання для тесту зашифровані при звичайному перегляді, що захищає їх від несанкціонованого доступу. Шифрування ґрунтується на використанні технології xml – таблиць.
5. Має таймер. Для відповіді на кожне питання тест дається 1 хвилина.
6. Передача результатів тестування мережею. Програма може передавати результати тестування IP - мережею, при чому це може бути як Intranet (локальна мережа), так і Internet (глобальна мережа). Передача даних забезпечується протоколом TCP/IP, що забезпечує доволі високу надійність та вчасність передачі даних.

Для роботи програми необхідно комп'ютер з встановленим протоколом, та серверний комп'ютер (на якому також встановлений протокол, і запущена викладацька версія програми в режимі отримання результатів). Це дає ще один рівень захисту, адже деякі "розумні студенти" іноді поправляють результати тестування у електронному протоколі.

Автоматично створюється файл із занесенням в нього даних про тестування.

7. Надає можливість задати рівень правильних відповідей (в процентах) та відповідну оцінку.

ОПТИМАЛЬНОЕ РЕЛЕЙНОЕ УПРАВЛЕНИЕ СИСТЕМАМИ ГРАДИЕНТНОГО ТИПА

Васильев А. А., СумГУ, Сумы

В настоящее время, когда наша страна активно делает шаги на пути развития рыночной экономики, особую актуальность

СЕКЦИЯ МОДЕЛЮВАННЯ СКЛАДНИХ СИСТЕМ

приобретает вопрос рационального ведения хозяйства при ограниченном количестве базовых материальных ресурсов. Другими словами, актуален вопрос оптимального управления деятельностью динамической экономической системы с целью максимизации некоторого функционала качества при наличии ограничений на управляющие параметры.

В качестве целевого функционала можно выбрать некоторую фазовую переменную, или их комбинацию, в зависимости от целей ведения хозяйствования и разработанной модели, однако наибольшее распространение на практике получили целевые функционалы с квадратичным критерием качества [1], и в данной работе рассматриваются именно они.

Рассмотрим случай, когда целевой функционал содержит квадратичную форму только от фазовых переменных:

$$\max_{\{u(t)\}} J = \int_{t_0}^{t_1} \left(G_0 + \frac{1}{2} \mathbf{x}' \mathbf{A} \mathbf{x} \right) dt. \quad (1)$$

Здесь G_0 – некоторая константа, \mathbf{x} – вектор фазовых переменных порядка n , компонентами которого являются функции $x_i(t)$, \mathbf{x}' – вектор, транспонированный по отношению к \mathbf{x} , \mathbf{A} – заданная отрицательно определенная матрица порядка n , которая, вообще говоря, неизвестна.

При проведении макроэкономического моделирования в качестве подинтегральной функции в (1) разумно взять функцию, приближенно описывающую динамику валового внутреннего продукта (ВВП). Тогда если положить, что

$$G(\mathbf{x}) = G_0 + \frac{1}{2} \mathbf{x}' \mathbf{A} \mathbf{x}, \quad (2)$$

то можно предложить метод идентификации константы G_0 и матрицы \mathbf{A} . Известно, что макроэкономические процессы обладают некоторой инерционностью. Это позволяет выдвинуть предположение о том, что если на некотором промежутке времени с помощью эконометрических методов, приблизить реальную динамику ВВП некоторым набором фазовых переменных \mathbf{x} , тем самым, оценив G_0 и \mathbf{A} , то в течение времени,

СЕКЦИЯ МОДЕЛЮВАННЯ СКЛАДНИХ СИСТЕМ

для которого рассчитываются оптимальные параметры функционирования системы, найденные оценки останутся неизменными. В качестве уравнений динамики теоретически обоснована справедливость выбора следующей системы [2]:

$$\dot{\mathbf{x}} = \mathbf{U}\mathbf{B}\mathbf{x} \quad (3)$$

с начальными условиями $\mathbf{x}(t_0) = \mathbf{x}_0$. Здесь \mathbf{U} – матрица порядка n , диагональными элементами которой являются компоненты вектора управления (функции $u_i(t)$), а остальные – нули, \mathbf{B} – заданная матрица порядка n . В качестве матрицы \mathbf{B} можно использовать \mathbf{A} , сведя тем самым (3) к системе градиентного типа, эффективность использования которой на практике показана в [2]. Ограничения на управляющие параметры можно наложить, исходя из экономических соображений, или выбирая их по значениям, которые принимает $u_i(t)$ при решении задачи идентификации (2), (3) [3]. Тогда можно записать

$$\mathbf{u}_{\min} \leq \mathbf{u} \leq \mathbf{u}_{\max} \quad (4)$$

Решение поставленной задачи будем искать с помощью принципа максимума Понтрягина. Функция Гамильтона задачи (1), (3) имеет вид:

$$H = G_0 + \frac{1}{2} \mathbf{x}' \mathbf{A} \mathbf{x} + \mathbf{y}' \mathbf{U} \mathbf{B} \mathbf{x}, \quad (5)$$

где \mathbf{y} – вектор сопряженных переменных, порядка n , компонентами которого являются функции $y_i(t)$. В данной постановке вектор \mathbf{y} можно истолковать как теневые цены [3], и, следовательно, его значения всегда будут больше нуля.

Согласно принципу максимума,

$$\frac{\partial H}{\partial \mathbf{u}} = \mathbf{Y} \mathbf{B} \mathbf{x}. \quad (6)$$

Здесь \mathbf{Y} – матрица порядка n , диагональными элементами которой являются компоненты вектора \mathbf{y} , а остальные равны нулю. Так как (6) явно не зависит от \mathbf{u} , решение задачи будет лежать на границе области управления, т. е. необходимо использовать релейное управление системой (3).

В этом случае значения управляющих параметров будут определяться исходя из знака соответствующей компоненты

СЕКЦІЯ МОДЕЛЮВАННЯ СКЛАДНИХ СИСТЕМ

вектора \mathbf{Vx} , а точки переключения управлений системы – точки перемены знака элементов \mathbf{Vx} . Если i -я компонента вектора \mathbf{Vx} больше нуля, то $u_i(t) = u_{\max_i}$, а если она меньше нуля, то необходимо положить, что $u_i(t) = u_{\min_i}$.

Канонические уравнения для системы (1), (3) имеют вид

$$\begin{aligned} \dot{\mathbf{x}} &= \frac{\partial H}{\partial \mathbf{y}} = \mathbf{UBx}, & \mathbf{x}(t_0) &= \mathbf{x}_0, \\ \dot{y} &= -\frac{\partial H}{\partial \mathbf{x}} = -\mathbf{Ax} - y'\mathbf{UB}, & y(t_1) &= 0. \end{aligned} \quad (7)$$

Тогда решением исходной задачи будет решение двухточечной краевой задачи (7) с n условиями, заданными на левом конце и n условиями, заданными на правом, которое в работе было найдено аналитически.

Выводы. В работе была поставлена и решена задача оптимального управления динамическими системами с квадратичным функционалом качества. Решение задачи осуществлялось с помощью релейного управления в рамках принципа максимума Понтрягина.

Литература:

1. Брайсон А., Хо Ю-Ши Прикладная теория оптимального управления. – М.: «Мир», 1972. – 544 с.
2. Дискретизация и численная идентификация дифференциально-игровых моделей макроэкономической динамики / Васильев А. А., Назаренко А. М. // Вестник Харк. нац. ун-та., – 2006. – № 733. Сер. "Математическое моделирование. Информационные технологии. Автоматизированные системы управления". – С. 67-78.
3. Интрилигатор М. Математические методы оптимизации и экономическая теория. – М.: Прогресс, 1975. – 607 с.

РОЗРОБКА СУПУТНИКІВ З МАЛИМИ РОЗМІРАМИ (МАСОЮ МІКРОСУПУТНИКІВ)

Василенко С.О., студ. гр. ПМ-21

Використовуючи досягнення сучасної техніки стало можливим поміщати на борту мікросупутників з малою вагою великий (за

СЕКЦІЯ МОДЕЛЮВАННЯ СКЛАДНИХ СИСТЕМ

значенням) комплекс апаратури, що забезпечуватиме необхідні умови для їх діяльності.

Мікросупутниками (МС) називають космічні апарати (КА), які мають вагу від декількох десятків до декількох сотень кілограмів.

Під керуванням орієнтацією МС мається на увазі формування керуючих моментів, які забезпечують задану цілеспрямовану зміну положення пов'язаної з корпусом МС правої ортогональної системи координат (СК) $0x_1x_2x_3$ з початком в його центрі мас (зв'язаного базису X) відносно деякої опорної СК $0x_1^*x_2^*x_3^*$ (опорного базису X^*). Одним із найбільш розповсюджених видів такого цілеспрямованого руху являється суміщення зв'язаного базису X з опорним базисом X^* і наступне утримання його в цьому положенні з заданою точністю.

Орієнтація цих базисів відносно базису X визначається співвідношеннями

$$X = S(\Lambda_i)X_{G_i}, (i = \overline{1, N})$$

Вважається, що осі обертання роторів ЕМД співпадають з осями $0_ix_{G_i}$. При цьому в матрицях $S(\Lambda_i)$ повинен бути заданий лише стовпчик $s_1(\Lambda_i)$, який визначає направляючі косинуси осей обертання роторів у базисі X .

Сумарний кінетичний момент H всіх ЕМД, заданий в базисі X , визначається за формулою

$$H = Gh \tag{1}$$

Тут $G = [s_1(\Lambda_1), \dots, s_1(\Lambda_N)]$ - матриця, елементами стовпців якої є направляючі косинуси осей обертання роторів ЕМД в базисі X . Підставляючи у вищезгадані рівняння маємо:

$$J\omega + Gh + \varpi(Gh + J\omega) = M$$

де J - тензор інерції МС разом з N "вмороженими" ЕМД в початку 0 базисів X і X^* .

Рівняння, які описують динаміку зміни власних кінетичних моментів h роторів у базисах X_{G_i} , отримуємо використовуючи теорему про зміну моменту кількості руху до повних кінетичних моментів роторів і мають вигляд

$$J_g G^T \dot{\omega} + h = m \quad (2)$$

де $m^T = (m_1, \dots, m_N)$, $m_i = -D_g h - M_{Tg} \text{sign} h_i + m_{DM_i}$ - моменти, прикладені до осей обертання роторів, D_g і M_{Tg} - коефіцієнти моментів сил в'язкого і кулонівського тертя, m_{DM_i} - керуючий момент, створюваний i -м ЕМД.

Рівняння (1), (2) повністю визначають рух механічної системи, яка складається із несучого твердого тіла (МС) і N ЕМД.

Таким чином, математична модель керованого обертового руху МС з довільно-надлишковою просторовою схемою розміщення ЕМД описується системою звичайних диференціальних рівнянь (1), (2). При цьому в якості керування розглядається вектор моментів $m_{DM} = (m_{DM_1}, \dots, m_{DM_N})^T$, що створюється ЕМД.

У формі Коші рівняння (1), (2) мають вигляд

$$\begin{cases} \dot{\omega} = \tilde{J}^{-1} \left[M - \tilde{F}(\omega, h) - Gm(h, m_{DM}) \right], \\ \dot{h} = -J_g G^T \tilde{J}^{-1} \left[M - \tilde{F}(\omega, h) \right] + \left(I_N + J_g G^T \tilde{J}^{-1} G \right) m(h, m_{DM}), \end{cases}$$

$$\text{де} \quad \tilde{J} = J_g G G^T, \quad \tilde{F}(\omega, h) = \varpi(Gh + J\omega), \\ m^T(h, m_{DM}) = [m_1(h_1, m_{DM_1}), \dots, m_N(h_N, m_{DM_N})].$$

Література

1. Абалкин В.К., Аксенов Е.П. и др. Справочное руководство по небесной механике и астродинамике. - М.: Наука, 1976.-435с.
2. Бранец В.Н., Шмыглевский И.П. Применение кватернионов в задачах ориентации твердого тела.-М.: Наука, 1976.- 320 с.
3. Кошляков В.Н. Задачи динамики твердого тела и прикладной теории гироскопов.- М.:Наука, 1985.-288 с.

Наукове видання

**II МІЖВУЗІВСЬКА НАУКОВО-ТЕХНІЧНА
КОНФЕРЕНЦІЯ
ВИКЛАДАЧІВ, СПІВРОБІТНИКІВ І СТУДЕНТІВ
«Інформатика, математика, механіка»**

Відповідальний за випуск декан ММФ доцент
С.М.Верещака

Комп'ютерне верстання С.П.Шаповалова

Редактори: Н.О.Кравченко, Н.З. Ключко, Н.В.Лисогуб

Відповідальний редактор доцент С.П.Шаповалов

Підп. до друку 12.04.2007.

Формат 60x84/16.

Ум.друк.арк.13,25.

Тираж 100 пр.

Зам. № 357.

Обл.-вид. арк. 11,38.

Папір офс.

Гарнітура Times New Roman Cyr.

Друк офс.

Видавництво СумДУ при Сумському державному університеті
40007, м. Суми, вул. Р.- Корсакова, 2

Свідоцтво про внесення суб'єкта видавничої справи до
Державного реєстру ДК №2365 від 08.12.2005.

Надруковано у друкарні СумДУ

40007, Суми, вул. Римського-Корсакова, 2.