

**МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ, МОЛОДІ ТА
СПОРТУ УКРАЇНИ
СУМСЬКИЙ ДЕРЖАВНИЙ УНІВЕРСИТЕТ**

**Сучасні технології в
промисловому виробництві**

МАТЕРІАЛИ

*науково-технічної конференції викладачів,
співробітників, аспірантів і студентів
факультету технічних систем та
енергоефективних технологій*

(ЧАСТИНА II)

Конференція присвячена Дню науки в Україні

Суми-2011

**МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ, МОЛОДІ ТА
СПОРТУ УКРАЇНИ**

СУМСЬКИЙ ДЕРЖАВНИЙ УНІВЕРСИТЕТ

**Сучасні технології в
промисловому виробництві**

МАТЕРІАЛИ

**НАУКОВО - ТЕХНІЧНОЇ КОНФЕРЕНЦІЇ
ВИКЛАДАЧІВ, СПІВРОБІТНИКІВ,
АСПІРАНТІВ І СТУДЕНТІВ
ФАКУЛЬТЕТУ ТЕХНІЧНИХ СИСТЕМ ТА
ЕНЕРГОЕФЕКТИВНИХ ТЕХНОЛОГІЙ**

(ЧАСТИНА II)

Конференція присвячена Дню науки в Україні

**Суми
Видавництво СумДУ
2011**

Шановні пані та панове!

Деканат та кафедри факультету технічних систем та енергоефективних технологій Сумського державного університету запрошують Вас взяти участь у роботі науково-технічної конференції викладачів, співробітників, аспірантів і студентів.

Конференція проходить з 18 по 22 квітня 2011 року.

Час та місце роботи секцій, які Вас цікавлять, наведені в програмі.

Адреса університету: 40007, м. Суми, вул. Р.-Корсакова, 2.

Телефон для довідок 33-10-24.

Відкриття конференції

18 квітня 2011 р.

Початок о 12⁵⁰, ауд. А 215.

Програма і завдання конференції. Розповсюдження тез доповідей по секціях.

Голова оргкомітету

доц. Гусак О.Г.

Робота по секціях

СЕКЦІЯ «ДИНАМІКА МАШИН»

Голова - проф. В.А. Марцинковський

Секретар - пров. фах. С.О. Міщенко

20 квітня 2011 р.

Початок о 11²⁵, ауд. Г-1007.

1. Життєвий і творчий шлях Степана Прокоповича Тимошенка.

Доп.: Міщенко С.О., пров. фахівець.

2. Створення тривимірної моделі безмуфтового преса та моделювання його роботи.

Доп.: Литвиненко Д.О., студент гр. ІТ-81,
Запорожченко В.С., доцент.

3. Нова конструкція маховичного привода кривошипного устаткування зі складеним пружним маховиком.

Доп.: Запорожченко А.В., студент гр. ЕП-91,
Запорожченко В.С., доцент.

4. Альтернативні способи розв'язання задач нарисної геометрії.

Доп.: Павленко В.В., викладач І категорії МК СумДУ,
Павленко І.В. асистент.

5. Комп'ютерне моделювання кінематики і динаміки механічних систем.

Доп.: Жогло Є.М., студент МК СумДУ,
Орлов А.М., студент МК СумДУ,
Павленко І.В., асистент.

6. Спеціальна система комп'ютерної алгебри в області динаміки машин.

Доп.: Ліннік К.С., студент гр. ДМ- 61,
Куценко К.Ю., студент гр. ДМ-61,
Кафтарян Л.С., доцент.

7. Розробка алгоритму та програми розрахунку стійкості складних лінійних динамічних систем.

Доп.: Равлюк Л.Ю., аспірант,
Симоновський В.І., професор.

8. Підвищення надійності автоматичних урівноважуючих пристроїв відцентрових машин.

Доп.: Павленко І.В., асистент.

9. Статический и динамический расчет автомата осевой разгрузки турбонасосного агрегата.

Докл.: Корецкий И.С., студент гр. ДМ-61.

10. Сравнительный анализ вариантов конструкции дросселирующего барьера.

Докл.: Супрун А.В., аспірант.

11. Дросселирующий барьер с частичным возвратом мощности.

Докл.: Долгополов А.С., студент гр. ДМ-61,
Супрун А.В., аспірант,
Калиниченко П.М., доцент.

12. Автоколивання системи осьового урівноваження ротора відцентрового насоса.

Доп.: Заріцька О.В., студентка гр. ДМ-71,
Павленко І.В., асистент.

13. Жесткостная характеристика уравнивающих устройств.

Докл.: Санин С.И., студент гр. ДМ-71,
Супрун А.В., аспірант,
Калиниченко П.М., доцент.

14. Радиально-осевые колебания ротора центробежного насоса с автоматическим уравнивающим устройством.

Докл.: Кириллова Н.П., студент гр. ДМ-72,
Марцинковский В.А., профессор.

15. Оцінювання параметрів автоматичних систем осьового урівноваження роторів відцентрових насосів за результатами експериментальних досліджень.

Доп.: Крючков С.С., студент гр. ДМ-71,
Павленко І.В., асистент.

16. Поиск оптимальных геометрических параметров при проектировании узла осевой разгрузки.

Докл.: Качан Н.В., студент гр. ДМ-71,
Супрун А.В., аспирант.

17. Исследование динамического регулирования уравновешивающей силы давления в торцовом дросселе.

Докл.: Гладышев Д.П., студент гр. ДМ-61,
Супрун А.В., аспирант.

18. Анализ влияния инерционных сопротивлений дросселей гидропаты на осевые колебания роторов центробежных насосов.

Докл.: Петренко А.Н., студент гр. ДМ-71,
Марцинковский В.А., профессор.

19. Исследование крутильных колебаний валопроводов высокооборотных электронасосных агрегатов.

Докл.: Ященко А.С., аспирант,
Симоновский В.И., профессор.

20. Исследования независимых радиальных и угловых колебаний ротора в щелевых уплотнениях.

Докл.: Куценко Е. Ю., студент гр. ДМ-61,
Кафтарян Л.С., доцент.

21. Исследование совместных радиально-угловых колебаний ротора в щелевых уплотнениях.

Докл.: Линник Е.С., студент гр. ДМ-61,
Кафтарян Л.С., доцент.

22. Радиальные колебания ротора в щелевых уплотнениях с учетом случайного изменения вынуждающей силы.

Докл.: Бондарь Е.А., студент гр. ДМ-61,
Тарасевич Ю.Я., доцент.

23. Розрахунок динамічних характеристик коротких та довгих шпаринних ущільнень.

Докл. Герасиміва К.П., мол. наук. співроб.,
Марченко Л.К., студент,
Загоруйко А.В., доцент.

24. Витратні характеристики шпаринних ущільнень з урахуванням випадкової зміни їх параметрів.

Доп.: Савченко А.Є., студент гр. ДМ-71,
Тарасевич Ю.Я., доцент.

25. Вплив спірального потоку у шпаруватому ущільненні на динамічні характеристики ротора.

Доп.: Беда О.І., студент гр. ДМ-61,
Симоновський В.І., професор.

26. Статика и динамика затворных импульсных уплотнений.

Докл.: Сидоренко В.С., студент гр. ДМ-71,
Марцинковский В.А., профессор.

27. Решение задачи гидроупругости и определение контактных давлений в торцовом сальниковом уплотнении.

Докл.: Гудкова А.В., студент гр. ДМ-61,
Загоруйко А.В., доцент.

28. Численный анализ магнитожидкостных уплотнений высокооборотных валов.

Докл.: Покутный М.В., студент гр. ДМ-61,
Загоруйко А.В., доцент.

29. Нестационарная задача течения газа в затворном импульсном уплотнении с регулятором перепада давлений.

Докл.: Дейнека А.В., студент гр. ДМ-61,
Загоруйко А.В., доцент.

30. Оценка вероятности неразрушения вала центробежного насоса в условиях эксплуатации.

Докл.: Кривопишина Е.С., студент гр. ДМ-71,
Тарасевич Ю.Я., доцент.

31. Поиск способов своевременного предупреждения явления помпажа в центробежном нагнетателе газоперекачивающего агрегата.

Докл.: Сергиенко С.В., студент гр. ДМ-71,
Савченко Е.Н., доцент.

32. Совершенствование конструкции антипомпажного клапана центробежного нагнетателя ГПА для его эффективной антипомпажной защиты.

Докл.: Мартыненко В.А., студент гр. ДМ-61,
Москаленко Д.С., студент гр. ДМ-61,
Сидорец А.И., аспирант.

33. Зв'язаний газодинамічний та термопружний розрахунок вихлопного тракту ГПА.

Доп.: Гребенюк І.В., студент гр. ДМ-61,
Загорулько А.В., доцент.

34. Численний расчет пакета пластин упругой пластинчатой муфты центробежного насоса.

Докл.: Качан С.В., студент гр. ДМ-61,
Загорулько А.В., доцент.

35. Газодинамический расчет кожуха дисковой муфты центробежного компрессора.

Докл.: Шульга Р.В., студент гр. ДМ-71,
Загорулько А.В., доцент.

36. Розв'язання задачі гідродинамічного змащення підшипника ковзання методами обчислювальної гідродинаміки.

Доп.: Лютенко А.А., студент гр. ДМ-71,
Загорулько А.В., доцент.

37. Порівняння експлуатаційних характеристик існуючого і вдосконаленого компресорів охолодження турбогенераторів ГЕС капсульного типу.

Доп.: Паляника А.В., студент гр. ДМ-71,
Савченко Є.М., доцент.

38. Оптимизация процесса балансировки гибкого ротора с помощью симплекс-метода.

Докл.: Угничев А.С., аспирант,
Симоновский В.И., профессор.

39. Исследование автоколебательных явлений в роторах турбокомпрессоров.

Докл.: Недайвода С.С., студент гр. ДМ-71,
Симоновский В.И., профессор.

40. Розробка дискретних моделей роторних систем на основі методу ідентифікації.

Доп.: Ярута А.С., студент гр. ДМ-71,
Симоновський В.І., професор.

41. Получение диагностической информации о техническом состоянии узлов машины на основе анализа сигналов акустической эмиссии.

Докл.: Бугайчук А.С., студент гр. ДМ-61,
Савченко Е.Н., доцент.

42. Обзор методов диагностики технического состояния промышленного оборудования.

Докл.: Вакула Д.С., студент гр. ДМ-71,
Нагорный В.М., доцент.

43. Обзор методов прогнозирования изменения технического состояния промышленного оборудования.

Докл.: Бурый А.С., студент гр. ДМ-71,
Нагорный В.М., доцент.

44. Прогноз долговечности машины на основе расчета параметров усталостной трещины, развивающейся в ее силовых элементах.

Докл.: Рыженко Д.А., студент гр. ДМ-71,
Нагорный В.М., доцент.

СЕКЦІЯ “МАТЕМАТИЧНЕ МОДЕЛЮВАННЯ”

Голова – доц. В.О. Ячменьов
Секретар – доц. О.П. Маслов

22 квітня 2011 р.

Початок о 15⁰⁰, ауд. Г – 907.

1. Об одном подходе к решению обратных задач теплопроводности.

Докл.: Ганнов В.С., студент гр. ИН - 73.
Рук.: Ячменев В.А., доцент.

2. О решении двумерных некорректных задач теплопроводности.

Докл.: Николенко В.В., ст. преподаватель.
Рук.: Ячменев В.А., доцент.

3. Нестационарное температурное состояние изотропного стержня под действием гармонических тепловых нагрузок.

Докл.: Москаленко Д.Р., студент гр. ИТ - 72.
Рук.: Клименко В.А., ст. преподаватель.

4. Рух рідини в кільцевих каналах шпаруватих ущільнень.

Доп.: Беда О.І., студент гр. ДМ - 61.
Кер.: Беда І.М., доцент.

5. Вплив обертання вала на витік та пружну силу шпаруватого ущільнення.

Доп.: Беда О.І., студент гр. ДМ - 61,
Довгорукий Ю.І., студент гр. ІН - 71,
Козирєв Є.О., студент гр. ІН - 71.
Кер.: Беда І.М., доцент.

6. Трехмерные солитоны.

Докл.: Хряпина Е.Н, студентка гр. ЕК - 01.
Рук.: Николенко В.В., ст. преподаватель.

7. Геометрия мыльных пузырей.

Докл.: Грищенко Ю.А., студентка гр. ЕК - 01.
Рук.: Николенко В.В., ст. преподаватель.

8. Прерывистый режим квазиравновесной конденсации.

Докл.: Жиленко Т.И., аспирант.

9. Автоматизированное проектирование проточной части центробежного насоса.

Докл.: Чаплыгин А.А., вед. специалист ЦКТ.
Рук.: Косторной С.Д., профессор.

10. Дифференциальные уравнения в физических задачах.

Докл.: Мальченков С.М., студент.
Рук.: Белоус Е.А., доцент.

11. Расчет поля скоростей в проточной части центробежного насоса для случая потенциального потока.

Докл.: Коваленко А.С., студентка гр. ГМ - 81.
Рук.: Чаплыгин А.А., вед. специалист ЦКТ.

12. Расчет поля скоростей равнораспределенного потока в проточной части центробежного насоса.

Докл.: Ковалёва М.А., студентка гр. ГМ - 81.
Рук.: Чаплыгин А.А., вед. специалист ЦКТ.

13. Использование кривых высших порядков при автоматизации проектирования проточных частей гидравлических машин.

Докл.: Ткач О.П., студентка гр. ЕЛ - 02.
Рук.: Чаплыгин А.А., вед. специалист ЦКТ.

14. Реализация межпредметных связей фундаментальных и специальных дисциплин на примере изучения курса высшей математики студентами специальности “Информационные технологии”.

Докл.: Голод П.Р., студентка гр. ИТ - 92,
Охримец А.М., студентка гр. ИТ - 92.
Рук.: Мартынова Н.С., доцент.

15. Mathematics and baseball, golf.

Speaker: Khalizeva A.G., student gr. DM - 91.
Supervisor: Malyutin K.G., professor.

16. Тригонометрически ρ - выпуклые функции на отрезке.
 Докл.: Козлова И.И., аспирант.
 Рук.: Малютин К.Г., профессор.
17. Целые функции нулевого порядка.
 Докл.: Боженко О.А., аспирант.
 Рук.: Малютин К.Г., профессор.
18. Многоточечная формула Тейлора и ее приложения.
 Докл.: Клименко А.В., студентка гр. ПМ - 91.
 Рук.: Маслов А.П., доцент.
19. Особливості контролю навчальних досягнень студентів в умовах кредитно-модульного навчання.
 Доп.: Захарченко Н.М., асистент.
20. Розрахунок геометричних характеристик лопаті робочого колеса поворотного-лопатевої гідротурбіни.
 Доп.: Усік Р.Ю., студент гр. I - 03.
 Кер.: Косторной С.Д., професор.
21. Різні підходи до побудови теорії границь.
 Доп.: Корж Т.С., студентка, СумДПУ ім. А.С.Макаренка.
 Кер.: Мартиненко О.В., доцент СумДПУ.
22. Система прикладних задач природничого характеру у модулі “Диференціальні рівняння”.
 Доп.: Мошна С.В., студент гр. ЕМ - 91,
 Власенко В.В, студент гр. ЕМ - 91.
 Кер.: Одарченко Н.І., доцент.
23. Деякі важливі криві.
 Доп.: Молошний О.М., студент гр. ЕМ - 91,
 Гатцук А.С., студент гр. ЕМ - 91.
 Кер.: Одарченко Н.І., доцент.
24. Решение задачи Коши методом интегральных уравнений.
 Докл.: Демченко А.А., студент гр. И - 91,
 Павленко А.И., студент гр. И - 91.
 Рук.: Клименко В.А., ст. преподаватель.
25. Використання програмного забезпечення при вивченні подвійних інтегралів.
 Доп.: Сотнік Т., студент гр. СУ - 01.
 Кер.: Захарченко Н.М., асистент.

26. Intimations of infinity.

Speaker: Borshchenko D.O., gr. DM - 91.
Supervisor: Malyutin K.G., professor.

27. Geometry according to Euclid.

Speaker: Orel O.V., gr. DM - 91.
Supervisor: Malyutin K.G., professor.

**СЕКЦІЯ «ТЕХНОЛОГІЯ КОНСТРУКЦІЙНИХ МАТЕРІАЛІВ ТА
МАТЕРІАЛОЗНАВСТВО»**

Голова - доц. В.О. Пчелінцев
Секретар – ст. викладач О.П. Гапонова

19 квітня 2011 р.
20 квітня 2011 р.

Початок о 9⁵⁰, ауд. Ц-222.
Початок о 13³⁰, ауд. Ц-222.

1. Технология упрочнения плужных лемехов из высокопрочного чугуна.

Докл.: Мельник С.В., студент гр. МТ-71.
Рук.: Любич А.И., доцент.

2. Особенности упрочнения колес мостового крана.

Докл.: Рзаев Р.В., студент гр. МТ-71.
Рук.: Любич А.И., доцент.

3. Влияние наполнителей на триботехнические и эксплуатационные характеристики композиционных материалов на основе политетрафторопласта.

Докл.: Носонова Л.В., зав. лабораторией.
Рук.: Будник А.Ф., доцент.

4. Вплив процесу нітроцементації на властивості торцевої насадної фрези із сталі Р6М5.

Доп.: Плужник Д. Л., студент гр. МТ-71.
Кер.: Носонова Л. В., асистент.

5. Вплив процесу хромоалітування на властивості штампу гарячого деформування зі сталі 5ХНТ.

Доп.: Дворніченко В.О., студентка гр. МТ-71.
Кер.: Носонова Л. В., асистент.

6. Дифузійне хромування сталей та твердих сплавів.

Доп.: Лазаренко Н.М., студент гр. МТЗ-51,
Васянович Н.І., студент гр. МТ-81.
Кер.: Дегула А.І., асистент.

7. Підвищення корозійної стійкості сталей нанесенням багат шарових дифузійних покриттів.

Доп.: Страшенко Р.М., студент гр. МТЗ-51,
Прозорова А.О., студентка гр. МТ-81.
Кер.: Дегула А.І., асистент.

8. Титаноалітування сталі 12Х18Н10Т з попередньо нанесеним шаром TiN.

Доп.: Харченко Н.А., ст. викладач, СумДУ, Суми,
Аршук М.В., аспірант НТУУ «КПІ», Київ,
Лоскутова Т.В., доцент НТУУ «КПІ», Київ,
Пересенчук Т.Л., студент НТУУ «КПІ», Київ,
Волошановський П.М., студент НТУУ «КПІ», Київ.
Кер.: Хижняк В.Г., професор НТУУ «КПІ», Київ.

9. Причины и способы устранения проблемы влагопоглощения в композиционных материалах на основе ПТФЭ и УВ.

Докл.: Томас А.А., аспірантка, ГВУЗ «УГХТУ»,
г. Днепропетровск.
Гутенко Л.И., студентка гр. МТ-71.

10. Стійкість чавунів типу ЧХ в гідроабразивному корозійно активному середовищі.

Доп.: Шерстюк Д.В., студент гр. МТЗ-51.
Кер.: Марченко С.В. ст. викладач.

11. Вплив структури металевої основи чавунів типу ЧХ на абразивну зносостійкість.

Доп.: Казбан О.С., студент гр. МТЗ-51.
Кер.: Марченко С.В. ст. викладач.

12. Исследование режимов термоупрочнения экономно- и низколегированных быстрорежущих сталей.

Докл.: Здоров Н.Ю., студент гр. МТЗ-51.
Рук.: Руденко Л.Ф., ст. преподаватель.

13. Влияние ионно-плазменного азотирования на свойства штока компрессора из стали 30Х13.

Докл.: Соловей Ю.Н., студентка гр. МТ-61.
Рук.: Пчелинцев В.А., доцент.

14. Исследования по упрочнению уплотнительных колец.
Докл.: Куцомеля Ю. Ю., студентка гр. МТ-61.
Рук.: Руденко Л. Ф., ст. преподаватель,
15. Выбор материала и термического упрочнения штампа горячего деформирования.
Докл.: Коваленко Е.А. ,студент гр. МТ-61.
Рук.: Раб В.Н. , ст. преподаватель.
16. Особенности конструирования и технология изготовления пресс-форм с применением полимерных композитов.
Докл.: Свистун С.В., студент гр. МТз-51.
Рук.: Руденко П.В., ассистент.
17. Разработка технологического процесса, вторичной переработки полимерных композитных материалов с матрицей фторопласт-4.
Докл.: Петров Д.А., студент гр. МТ-61.
Рук.: Руденко П.В., ассистент.
18. Исследование влияния режимов термической и химико-термической обработки на упрочняющие характеристики узла шток-серьга.
Докл.: Бережная А.В., студентка гр. МТ-61.
Рук.: Раб В.Н., ст. преподаватель.
19. Обследование причин разрушения элементов выхлопного тракта ГПА.
Докл.: Воруха И.О., студентка гр. МТ-81.
Курилко Ю.В., студентка гр. МТ-81.
Рук.: Пчелинцев В.А., доцент.
20. Влияние ионно-плазменного азотирования на свойства вал-шестерни редуктора.
Докл.: Дыль А.В., студент гр. МТ-61.
Рук.: Пчелинцев В. А, доцент.
21. Исследование технологических особенностей термообработки упругих элементов прямооточных клапанов.
Докл.: Рева Е.В., студент гр. МТ-61.
Рук.: Говорун Т.П., ст. преподаватель.
22. Технология изготовления японского меча.
Докл.: Мысливченко О.Н., студент гр. МТ-71.
Рук.: Говорун Т.П., ст. преподаватель.

23. Булатна сталь та способи її отримання.

Доп.: Ніколаєнко О.О., студент гр. МТ-71.
Кер.: Говорун Т.П., ст. викладач.

24. Ионно-плазменное азотирование как один из современных методов поверхностного упрочнения материалов.

Докл.: Шарков С.Л., студент гр. МТз-51,
Беловоленко И.Н., студент гр. МТЗ-61,
Заговора Т.Б., студент гр. МТз-61.

Рук.: Говорун Т.П., ст. преподаватель.

25. Розробка технологічного процесу виготовлення деталі «ролик зварювальний» із мідно-титанового матеріалу.

Доп.: Журенко А.Ю., студент гр. МТ-61.
Кер.: Гапонова О.П., ст. викладач.

СЕКЦІЯ «МАШИНОЗНАВСТВО ТА ОПР МАТЕРІАЛІВ»

Голова – проф. І.Б.Карінцев
Секретар – доц. В.В.Стрелец

21 квітня 2011 р.

Початок о 13²⁵, ауд.М-112.

1. Напряжения во вращающихся длинных цилиндрах.

Докл.: Корсун М.Г., преподаватель, КПИ СумГУ.
Рук.: Каринцев И.Б., профессор.

2. Выбор рациональной формы крышки и днища цилиндрического резервуара, находящегося под внутренним давлением.

Докл.: Кугуенко О.В., студент гр. ДМ-91.
Рук.: Каринцев И.Б., профессор.

3. Учет температурных напряжений во вращающихся печах обжига.

Докл.: Хализева А.Г., студентка ДМ-91.
Рук.: Каринцев И.Б., профессор.

4. Особенности определения механических свойств строительных материалов.

Докл.: Каринцева А.И., зав. лабораторией.

5. Расчет тонкостенной трубы по предельному состоянию.

Докл.: Корсун М.Г., преподаватель, КИ СумГУ.

6. Исследование нормальных напряжений в поперечном сечении балки при продольно-поперечном изгибе на основании уточненного решения нелинейного уравнения упругой линии.

Докл.: Коваленко А.С., студент гр. ГМ-81.
Рук.: Жигилий Д.А., ассистент.

7. Расчет цилиндрической оболочки резервуара переменной толщины.

Докл.: Жулев А.А., студент гр. ДМ-81.
Рук.: Жигилий Д.А., ассистент.

8. Расчет напряженно-деформированного состояния композитного цилиндрического баллона высокого давления с эллиптическими днищами.

Докл.: Безпаль Г., студент гр. СТ-61.
Рук.: Стрелец А.В., аспирант.

9. Анализ напряженно-деформированного состояния диска колеса при ударном воздействии.

Докл.: Курилов В.В., студент гр. ВІ-81,
Лебедь В.И., студент гр. ВІ-81.
Рук.: Катаржнов С.И., доцент.

10. Расчет упругих характеристик многослойных материалов.

Докл.: Квашко В.В., студент гр. ДМ-81.
Рук.: Верещака С.М., доцент.

11. Вероятностная оценка прочности при изгибе.

Докл.: Бугрик Д.Е., студент гр. І-91.
Рук.: Зайцев И.Г., доцент.

12. Аналитический метод построения диаграмм при динамическом анализе механизмов.

Докл.: Демченко А.М., студент гр. І-91.
Рук.: Зайцев И.Г., доцент.

13. Проектування ручної та механічної січкарні для подрібнення рослинних кормів.

Доп.: Совгир В.М., студент гр. ТМ-81.
Кер.: Стрелец В.В., доцент.

14. Проектування ручної талі з черв'ячною передачею.

Доп.: Обравит Ю.А., студент гр. ТМ-81.
Кер.: Стрелец В.В., доцент.

15. Критические частоты вращения и их влияние на межосевые расстояния цепных роликковых передач.

Докл.: Коваленко А.С., студент гр. ГМ-81,
Чубун М.А., студент гр. ГМ-81.
Рук.: Курочкин В.Б., доцент.

16. Влияние термообработки зубчатых колес на разбиение общего передаточного отношения в двухступенчатом цилиндрическом редукторе.

Докл.: Лаврик А.А., студент гр. ГМ-81,
Кравцова М.В., студентка гр. ГМ-81.
Рук.: Курочкин В.Б., доцент.

17. Распределение передаточных чисел в приводах, содержащих двухступенчатые червячные редукторы.

Докл.: Шкут А.А., студент гр. ГМ-81.
Рук.: Курочкин В.Б., доцент.

18. Уменьшение недогруженности первой ступени цилиндрических двухступенчатых соосных редукторов.

Докл.: Барыкин О.А, студент гр. ГМ-81,
Сидоренко В.К., студент гр. ГМ-81.
Рук.: Курочкин В.Б., доцент.

19. Определение коэффициента диаметра червяка при расчете межосевого расстояния червячных редукторов.

Докл.: Макеева Ю.С., студент гр. ХМ-81,
Вашист Б.В., студент гр. ГМ-81.
Рук.: Курочкин В.Б., доцент.

20. Определение модуля зубчатой передачи одноступенчатого цилиндрического редуктора.

Докл.: Ткаченко А.В., студент гр. ХМ-81,
Ткаченко В.В., студент гр. ХМ-81.
Рук.: Курочкин В.Б., доцент.

21. Особенности проектирования цилиндрических редукторов с внутренним зацеплением.

Докл.: Кривошей В.М., студент гр. ХМ-81,
Еременко Н.Р., студент гр. ХМ-81.
Рук.: Курочкин В.Б., доцент.

22. Синтез схемы механизма, убирающего шасси самолета по углам давления.

Докл.: Рыбалко А.Е., студент гр. I-93.
Рук.: Никитин М.А., доцент.

23. Проектирование рациональной схемы механизма, убирающего шасси самолета.

Докл.: Зеленая В.П., студентка гр. I-93.
Рук.: Никитин М.А., доцент.

24. Расчет работы многоступенчатого идеального компрессора.

Докл.: Васильченко Д. Р., ученик 8-го кл., СШ №9, г. Сумы.
Рук.: Скорик А.В., аспирант, СумГУ.

25. Розрахунок турбіни Герона Олександрійського.

Доп.: Чепуренко І.О., учень 9-го кл., БЦДЮ, м. Білопілля.
Кер.: Скорик А.В., аспірант, СумДУ.

26. Застосування золотого перетину у законі всесвітнього тяжіння.

Доп.: Дзюба Ю.С., учень 10-го кл., БЦДЮ, м. Білопілля.
Кер.: Синашенко О.В., асистент, СумДУ.

27. Розвиток преси в Білопільському районі Сумської області.

Доп.: Семенюта А.Г., учень 11-го кл., БЦДЮ, м. Білопілля.
Кер.: Синашенко О.В., асистент, СумДУ.

28. Определение опорных реакций в плоской системе произвольно расположенных сил.

Докл.: Кононов А.К., ученик 9-го кл., СШ №9, г. Сумы,
Вербовой А.Е., ученик 9-го кл., СШ №9, г. Сумы.
Рук.: Ратушный А.В., аспирант, СумГУ.

29. Основы гидростатики и гидродинамики в блоковой форме.

Докл.: Сапожников Я.И., ученик 9-го кл., СШ №9, г. Сумы.
Рук.: Ратушный А.В., аспирант, СумГУ.

30. Архимедов винт.

Докл.: Заяц М.А., ученик 9-го кл., СШ №9, г. Сумы.
Рук.: Ратушный А.В., аспирант, СумГУ.

31. Определение опорных реакций в пространственном ломаном брусе.

Докл.: Коропова А.С., ученица 10-го кл., СШ №15, г. Сумы,
Мацегора Б.В., ученик 10-го кл., СШ №15, г. Сумы.
Рук.: Смирнов В.А., директор ЦНТТУМ, СумГУ.

32. Вычисление опорных реакций коэффициента трения и давления в шарнире составной конструкции.

Докл.: Ворожко А.Б., ученик 8-го кл., СШ №6, г. Сумы.
Рук.: Смирнов В.А., директор ЦНТТУМ, СумГУ.

33. Нахождение опорных реакций в пространственной системе произвольно расположенных сил.

Докл.: Белова В.А., ученица 8-го кл., СШ №12, г. Сумы.
Рук.: Смирнов В.А., директор ЦНТТУМ, СумГУ.

34. Представление отдельных теорем динамики, раздела теоретической механики в блоковой форме.

Докл.: Ништа Б.В., студент гр. ДМ-01.
Рук.: Смирнов В.А., директор ЦНТТУМ, СумГУ.

35. Способы создания геометрически неизменяемых элементов на примере расчетных схем.

Докл.: Киян Ю.А., ученик 10-го кл., СШ №15, г. Сумы.
Рук.: Смирнов В.А., директор ЦНТТУМ, СумГУ.

36. Нахождение усилий в элементах полигональной фермы.

Докл.: Шаповаленко А.А., ученик 10-го кл.,
СШ №15, г. Сумы,
Положий Б.В., ученик 10-го кл., СШ №15, г. Сумы.
Рук.: Смирнов В.А., директор ЦНТТУМ, СумГУ.

37. Сравнение величин главных центральных моментов инерции сложной фигуры, составленной из простых и прокатных профилей.

Докл.: Каба Е.А., ученик 11-го кл., СШ №25, г. Сумы.
Рук.: Смирнов В.А., директор ЦНТТУМ, СумГУ.

38. Построение эпюр внутренних силовых факторов для консольного многоступенчатого бруса с различными видами ослаблений.

Докл.: Бочал О.О., ученик 11-го кл., СШ №25, г. Сумы.
Рук.: Смирнов В.А., директор ЦНТТУМ, СумГУ.

39. Использование метода сил и метода перемещений при расчете статически неопределимой рамы.

Докл.: Буденная А.С., студентка гр. ДМ-01.
Рук.: Смирнов В.А., директор ЦНТТУМ, СумГУ.

ДИНАМІКА МАШИН

ЖИТТЄВИЙ І ТВОРЧИЙ ШЛЯХ СТЕПАНА ПРОКОПОВИЧА ТИМОШЕНКА

Мищенко С.О., пров. фахівець

Глава величезної інженерної школи, автор класичних наукових праць, які видавались в колишньому СРСР навіть у сталінські часи, не зважаючи на те, що їх автор – «білоемігрант», професор Мічиганського та Стенфордського університетів, член Національної академії наук США, академік АН УСРС, іноземний член АН СРСР, лауреат міжнародної золотої медалі ім. Дж. Уатта – найпрестижнішої нагороди в інженерному світі. Науковець, завдяки розробкам якого здійснено воістину революційний прорив в американському містобудуванні. Це все про нього – Степана Тимошенка.

А починалося все з домашнього навчання, потім навчання в Роменському реальному училищі, Петербурзькому інституті інженерів шляхів сполучення. На 22-річний вік припадає перша закордонна подорож до Франції, де вивчає досвід будівництва Віорського акведука. Після служби в армії – робота в Соснівці під Петербургом у Політехнічному інституті. Поряд з ним – видатні вчені Іван Мещерський, Віктор Кирпичов, молодий Абрам Йоффе. Невдовзі помічають його науковий талант і запрошують очолити кафедру опору матеріалів у Київському політехнічному інституті. Але через певний час він потрапляє в опалу і залишається без роботи. Це тривало три роки. Після вимушеної перерви вченого запрошують читати лекції в інституті шляхів сполучення і паралельно – в Петербурзькому електротехнічному інституті. З початком першої світової війни з'явилась необхідність розробки рекомендацій зі зміцнення рейкових колій, оскільки розпочалися масові військові перевезення. Розробляючи тему, він виїздить до Фінляндії, яка була в складі Російської імперії.

З 1922-го року розпочинається американський період в житті вченого. Спершу зупиняється у Філадельфії, потім працює на заводах Пітсбурга інженером-дослідником. Отримавши американське громадянство, стає професором Мічиганського університету. У 1936-му він – професор теоретичної та прикладної механіки Стенфордського університету в м. Пало-Альто, штат Каліфорнія, де й трудився до виходу на пенсію. Протягом свого життя С.П. Тимошенко розробив теорію стійкості пружних систем, розвинув варіаційні методи теорії пружності та застосував їх при вирішенні різних інженерних питань. Провів розрахунки конструкцій (висячих мостів, валів, осей, зубчатих коліс та ін.). Розробив теорію вигину стержнів та пластин з урахуванням деформацій зсуву (в сучасній будівельній механіці застосовується поняття «плита Тимошенко», «балка Тимошенко»), вирішив задачу про концентрацію напруги біля отворів (задача Тимошенко). Написав фундаментальні праці з опору матеріалів, вібрацій у техніці тощо.

Степан Прокопович був обраний членом Російської академії наук у Ленінграді, а потім, після обрань до академії Польщі, Франції, США, Італії та

до Королівського товариства в Лондоні – іноземним членом Академії наук СРСР.

В 1957 році Американське товариство інженерів-механіків започаткувало почесну нагороду – медаль імені Степана Тимошенка. Це як знак визнання його заслуг як вченого і як вчителя, його світового авторитету у своїй області. Ця медаль вручається щорічно за видатні досягнення в області прикладної механіки.

Степан Тимошенко значно збагатив світову науку, видрукуювши близько 200 праць. По 10 видань витримали в СРСР його книги «Збірник задач з опору матеріалів» та «Курс опору матеріалів». Його ім'я стало незаперечним авторитетом у наукових колах США, Канади, ФРН.

СТВОРЕННЯ ТРИВИМІРНОЇ МОДЕЛІ БЕЗМУФТОВОГО ПРЕСА ТА МОДЕЛЮВАННЯ ЙОГО РОБОТИ

Литвиненко Д.О., студент; Запорожченко В.С., доцент

Обробка металів тиском (ОМТ) відноситься до найпрогресивніших способів обробки матеріалів у сучасному машинобудуванні. Суттєвими перевагами процесів ОМТ є значна продуктивність, висока точність виробів, економія матеріалу. Але обладнання для обробки тиском належить до найбільш великих технологічних машин зі складним технологічним циклом проектування та виготовлення. Такий комплекс конструкторських задач вимагає значних витрат розумової праці. Тому для цих цілей перспективними є методи моделювання й конструювання нового обладнання з використанням сучасних комп'ютерних технологій і систем автоматизованого проектування.

Наприклад, в СумДУ за допомогою програмної системи SolidWorks створена твердотільна 3D-модель кривошипного безмуфтового преса (БМП). При використанні стандартних функцій цієї системи виконано розрахунок на міцність основних вузлів і розроблено тривимірні моделі кожної окремої деталі. Після цього усі деталі складені у просторову модель, на підставі якої отримано складальне креслення преса та робочі креслення його деталей шляхом комп'ютерної графіки в AutoCAD 2010. З використанням системи моделювання руху CosmosMotion, яка є стандартною системою в SolidWorks Premium, вдалося наочно продемонструвати робочий хід преса з рухом усіх виконавчих частин. Модель можна розглядати з різних сторін, зробити розріз у необхідному місці, виконати переріз будь-якої деталі. Також виконано наочне складання та розбирання моделі преса (рис. 1) на її складові деталі. Із застосуванням функції захвату відео Animator були створені відеоролики з демонстрацією робочого ходу повзуна і холостого обертання приводу при нерухомому повзуні БМП для презентації цього перспективного обладнання.

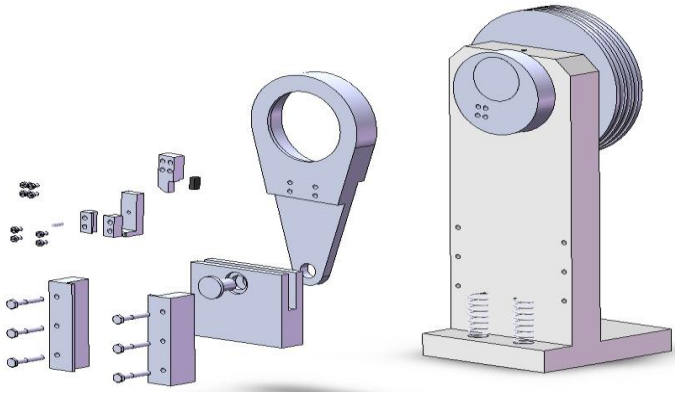


Рисунок 1 – Схема складання-розбирання 3-D моделі безмуфтового преса

Найбільш слабким місцем у новій системі фіксації виявилися контактні поверхні упорів. Тому проведено теоретичний аналіз процесу удару рухомого упора по нерухомому, який дозволив визначити їх розміри із умови міцності контактних поверхонь на зминання $[\sigma_{зм}]$

$$A = \frac{\pi \cdot \rho \cdot R_A^4 \cdot \omega^2}{4 \cdot \Delta l^2 \cdot [\sigma_{\text{зі}}]}$$

Програма «Удар», складена за отриманою формулою мовою Delphi у програмному середовищі Borland Delphi, дозволила розрахувати раціональні розміри A контактних поверхонь, вибрати потрібний матеріал щільністю ρ та оптимальну форму елемента-амортизатора в залежності від розмірів ексцентрикової втулки R_B , швидкості обертання ω головного вала преса та допустимої деформації Δl пружного матеріалу. Інтерфейс програми має наступний вигляд:

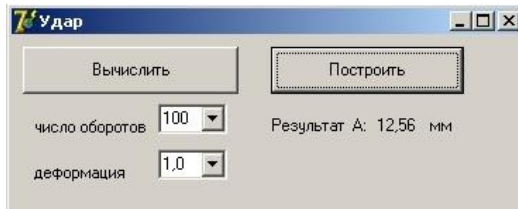


Рисунок 2 – Інтерфейс програми «Удар»

Встановлено, що поперечні розміри пружного елемента дещо зменшуються з підвищенням його міцності на зминання та допустимої величини пружної деформації і значно збільшуються при зростанні швидкохідності БМП.

На підставі виконаних пошуково-конструкторських робіт подано заявку на винахід нової конструкції безмуфтового преса з найпростішою системою фіксації поворотного ексцентрика і отримано патент України на винахід № 89260. Згідно розробленим кресленням виготовлено у метали діючу модель безмуфтового преса з коловим шатуном та новою системою фіксації поворотного ексцентрика. Її детальне випробування підтвердило перспективність використання на виробництві, що може забезпечити ряд переваг у порівнянні з існуючим обладнанням: підвищення надійності у роботі, зменшення витрат на проектування, експлуатацію та ремонт за рахунок спрощення конструкції нової безмуфтової системи вмикання; збільшення терміну служби преса і поліпшення умов його експлуатації; покращення екологічних умов у цеху завдяки відсутності екологічно небезпечних продуктів зношення азбестовмісних фрикційних елементів.

Результати цієї роботи направлені 11.02.2011 року у місто Харків до Національного технічного університету «Харківський політехнічний інститут» для участі у Міжвузівському конкурсі студентських наукових робіт 2010/2011 н.р. і використовуються у навчальному процесі при викладанні дисциплін «Нарисна геометрія», «Інженерна та комп'ютерна графіка».

НОВА КОНСТРУКЦІЯ МАХОВИЧНОГО ПРИВОДА КРИВОШИПНОГО УСТАТКУВАННЯ ЗІ СКЛАДЕНИМ ПРУЖНИМ МАХОВИКОМ

Запорожченко А.В., студентка; Запорожченко В.С., доцент

Обробка металів тиском (ОМТ) відноситься до найбільш ефективних і розповсюджених процесів матеріалообробки, які ґрунтуються на пластичній деформації або на крихкому руйнуванні металевих чи неметалевих матеріалів. Найбільш поширеним устаткуванням для ОМТ є кривошипні машини, які мають у своєму приводі асинхронний електродвигун змінного трифазного струму та суцільний литий маховик. Принципова конструкція маховика не змінювалася вже більше 100 років з часів виготовлення у 1893 році першої кривошипної горизонтально-кувальної машини американською фірмою «*National Machinery Co*». Змінювалися конструктивні елементи у вигляді форми ободу зі спицями чи полотном, конфігурації дискової частини, наявності ребер жорсткості, але маховик завжди залишався круглою деталлю із суцільного металу. Це не дозволяло використовувати для приводу кривошипного устаткування синхронний електричний двигун, який має більш високі енергетичні показники, ніж асинхронний.

Запропоновано принципово змінити конструкцію маховика, який складається з двох жорстких частин, з'єднаних між собою пружною частиною, наприклад, виконаною у вигляді пучка гнучких сталевих стрічок, пружин стискання чи розтягнення, пружного диска з твердої гуми, поліуретану тощо (рисунок). Це дозволяє розмістити його на приймальному

валу, співвісно валу синхронного електродвигуна, який має вищі ККД та коефіцієнт потужності $\cos \phi$, але характеризується постійною швидкістю обертання. Тоді усі нерівномірності руху повзуна преса, який переміщується повільніше при робочому ході і швидше при холостому ході униз та вгору, компенсує саме складений маховик за рахунок деформації своєї пружної частини. Запропоноване технічне рішення захищено авторським свідоцтвом СРСР № 1824796.

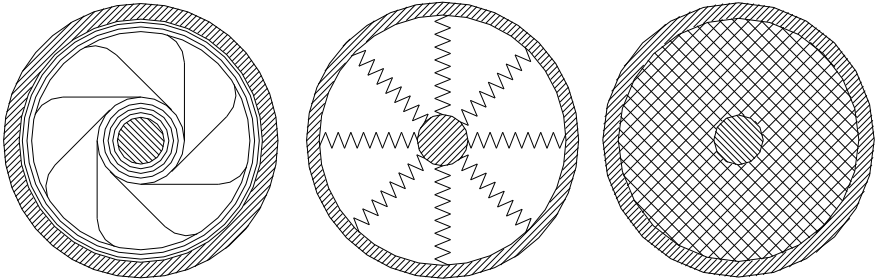


Рисунок – Варіанти виконання пружного елемента складеного маховика

Привод запропонованого кривошипного преса працює наступним чином. Від синхронного електродвигуна обертання передається на ведучий стакан маховика, розміщений на приймальному валу. При обертанні останнього за рахунок натягнення гілок стрічки починає обертатися і розганятися ведена дискова частина складеного маховика. При цьому стрічка перемотується між ведучою та веденою дисковими частинами. Після розгону дискова частина маховика починає обертатися з такою самою швидкістю, що й ведучий стакан, при приблизно рівній кількості намотаних витків стрічки на внутрішній поверхні ведучого стакана і на зовнішній поверхні ступиці.

При вмиканні муфти відбувається з'єднання приводу з головним валом, останній починає обертатися і через шатун приводить повзун у зворотно-поступальний рух. При робочому ході, коли опір заготовки різко зростає, швидкість обертання головного вала починає зменшуватися, хоча швидкість обертання синхронного двигуна залишається незмінною. Інерція маховика намагається підтримати швидкість обертання головного вала постійною. При цьому дискова частина маховика пригальмовується, віддає частину своєї кінетичної енергії і допомагає двигуну подолати збільшений опір переміщенню повзуна вниз. Таким чином, корисна робота деформації металу здійснюється пресом не тільки за рахунок роботи електричного двигуна у цей час, але також за рахунок частини кінетичної енергії, накопиченої маховиком у період холостого ходу і відданої при робочому ході повзуна преса. Маховик згладжує пики навантаження, які виникають під час штампування, що значно полегшує умови роботи електродвигуна. При цьому ротор синхронного двигуна обертається з постійною синхронною швидкістю і не гальмується, так як дискова частина складеного маховика сполучена з

електродвигуном не жорстко, а через пружний елемент, виконаний у вигляді гнучких стрічок, пружин або суцільного пружного диска.

При вимиканні муфти відбувається гальмування кривошипного вала, а також інших ведених деталей привода. У цей час стрічка, звільняючись від навантаження, розкручується і розганяє дискову частину складеного маховика до постійної швидкості ведучого стакана. Цим відновлюється запас кінетичної енергії, відданої дисковою частиною маховика під час робочого ходу на виконання технологічної операції. Під час вистоювання повзуна у крайньому верхньому положенні і його холостих ходів складений маховик обертається з номінальною швидкістю синхронного електродвигуна.

У випадку виконання пружного елемента у вигляді пружин останні під час виконання робочого ходу розтягуються і забезпечують пригальмовування дискової частини складеного маховика відносно його ведучого стакана, а під час виконання холостого ходу стискаються і відновлюють кругову швидкість веденої дискової частини. Якщо пружний елемент виконано у вигляді суцільного диска, то під час виконання робочого ходу преса він пружно деформується і забезпечує пригальмовування дискової частини складеного маховика відносно його ведучого стакана, а під час виконання холостого ходу відновлює свою початкову форму і розганяє дискову частину до початкової швидкості за рахунок своєї внутрішньої потенціальної енергії.

АЛЬТЕРНАТИВНІ СПОСОБИ РОЗВ'ЯЗАННЯ ЗАДАЧ НАРИСНОЇ ГЕОМЕТРІЇ

Павленко І.В., асистент; Павленко В.В., викладач I категорії МК СумДУ

До переліку відносно складних задач нарисної геометрії входять такі, як знаходження точок перетину прямої з криволінійною поверхнею і перпендикулярність геометричних образів. Вони розв'язуються способами перетворення комплексного креслення: спосіб заміни площин проєкцій, плоскопаралельного переміщення; обертання навколо проєкціовальної осі, лінії рівня. Перші два мають недоліки, пов'язані з відносно великим обсягом геометричних побудов і накопичення сумарної похибки. З огляду на це, слід шукати альтернативні способи, які б відрізнялися простотою і точністю.

Розв'язання певного класу позиційних задач зводиться до переходу від ортогонального проєкціювання в системі площин проєкцій $\{P_1, P_2, P_3\}$ до косокутного проєкціювання на площини загального положення або на бісекторну площину.

На прикладі задачі про перетин прямої з конусом пропонується модифікований метод слідів (рисунок 1 а), а про перетин прямої зі сферою і перпендикулярність прямих – спосіб обертання навколо проєкціовальної осі (рисунок 1 б-в).

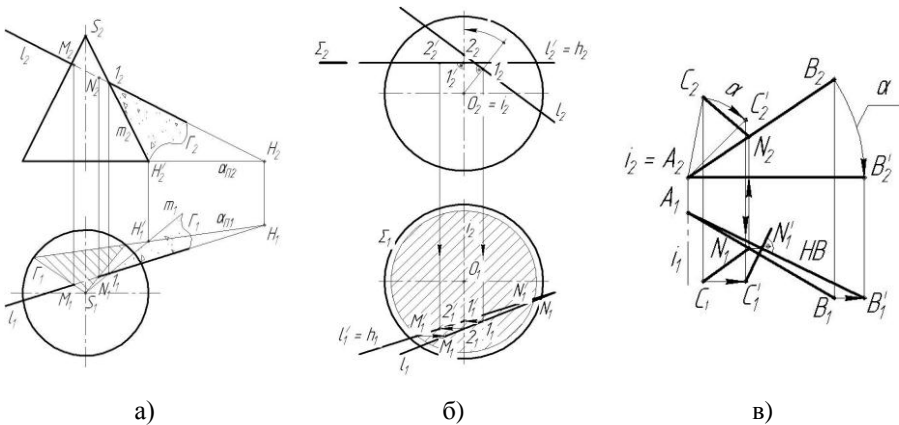


Рисунок 1 – Комплексні креслення:

- а – перетин прямої з конусом;
- б – перетин прямої зі сферою;
- в – перпендикулярність прямих

Запропоновані способи мають важливе навчально-методичне значення: їх застосування дозволяє спростити матеріал навчальної дисципліни «Нарисна геометрія», створює сприятливі умови під час засвоєння студентами навчального матеріалу.

КОМП'ЮТЕРНЕ МОДЕЛЮВАННЯ КІНЕМАТИКИ І ДИНАМІКИ МЕХАНІЧНИХ СИСТЕМ

Жогло Є.М., студент МК СумДУ; Орлов А.М., студент МК СумДУ; Павленко І.В., асистент

Комп'ютерне моделювання є одним з найпотужніших засобів аналізу математичних моделей механічних систем. Воно дає можливість досліджувати системи у тих випадках, коли аналітичне дослідження неможливе, або експеримент з реальним об'єктом економічно недоцільний. На даному етапі розвитку машинобудування будь-який кваліфікований інженер повинен вільно володіти сучасними засобами моделювання на ЕОМ.

Потреби у застосуванні сучасних засобів дослідження кінематичних і динамічних властивостей механізмів обґрунтовані необхідністю вдосконалення існуючих конструкцій і реалізації нових технологічних процесів.

У роботі розглянуті плоскі чотириланковий, семиланковий і планетарний механізми. Із застосуванням комп'ютерного пакета MathCAD 14 створена математична модель руху ланок. Дослідження рівнянь руху у векторній формі реалізується із використанням матричного числення, що дає

змогу чисельно розв'язувати систему нелінійних рівнянь для геометричних співвідношень з метою встановлення траєкторій, швидкостей і прискорень точок та кутових швидкостей і кутових прискорень ланок. Можливості застосування ЕОМ дозволяють створити відео-файл візуалізації руху.

У результаті розгляду нелінійної задачі динаміки механічних систем із застосуванням програмного пакету Model Vision 3.2 отримані результати, подані у графічній формі – у вигляді часових і фазових діаграм, тривимірної анімації (рисунок).

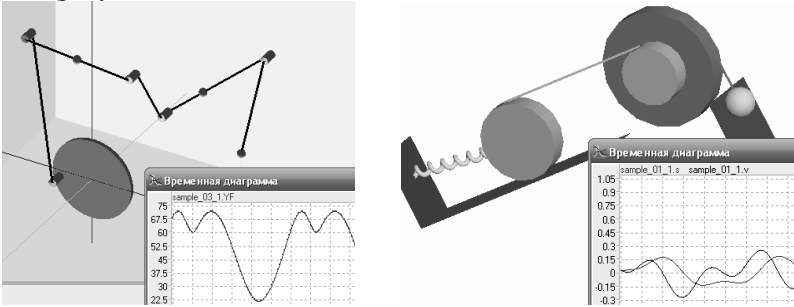


Рисунок - Часові і фазові діаграми тривимірної анімації

Можливість впровадження комп'ютерного моделювання кінематики і динаміки механічних систем вносить інноваційні можливості у структуру таких дисциплін, як «Теоретична механіка», «Теорія механізмів і машин», «Деталі машин» тощо, наближуючи навчальний процес до потреб сьогодення.

СПЕЦІАЛЬНА СИСТЕМА КОМП'ЮТЕРНОЇ АЛГЕБРИ В ОБЛАСТІ ДИНАМІКИ МАШИН

*Ліннік К.С., студент; Куценко К.Ю., студент;
Кафтарян Л.С., доцент*

Характерною особливістю сучасного суспільного прогресу стала широка комп'ютеризація, що базується на розвитку і застосуванні персональних комп'ютерів та відповідних програмних засобів, що призначені для розв'язку різноманітних задач з різних сфер людської діяльності. Широкий розвиток знайшли так звані системи комп'ютерної алгебри, що дозволяють проводити символічні обчислення, але недоліком цих пакетів є їх орієнтація на дискретне уявлення вхідної і вихідної інформації про об'єкт дослідження. Існуючі методологічні підходи до вирішення задач динамічного аналізу складних систем не задовольняють з точки зору ефективності й універсальності. В роботі запропоноване використання програмного

комплексу «КІДИМ» із вбудованою системою аналітичних обчислень, що здійснює символічні розрахунки.

Розробка аналітичних комп'ютерних методів аналізу та синтезу динаміки машин та інших технічних систем, а також комплексне комп'ютерне автоматизоване дослідження їх динаміки з метою встановлення закономірностей впливу характерних особливостей структури є актуальною та важливою науково-практичною проблемою динаміки та міцності машин, приладів та апаратури.

Назва програмного комплексу «КІДИМ» (ПК «КІДИМ») складена зі слів «кінематика», «динаміка», «машин». Комплекс призначений для проведення розрахунків для аналізу статичної, кінематичної та динамічної матеріальних точок і систем твердих тіл. Основною відмінністю даного програмного комплексу від більшості інших, що застосовуються для розв'язання задач в інженерній практиці, є наявність вбудованої спеціальної системи комп'ютерної алгебри (СКА). Наявність СКА істотно полегшує роботу інженера-дослідника, підвищує надійність одержуваних результатів і надає наступні можливості:

- використовувати дуже гнучку мову введення і редагування аналітичної і числової вхідної інформації;
- організувати більш глибоку діагностику вихідних даних, ніж це зазвичай має місце;
- уніфікувати вимоги до підготовки вихідних даних для типових видів кінематичного, статичного і динамічного аналізу;
- повністю автоматизувати процес виведення рівнянь руху механічної моделі та пошуку їх розв'язку, визначення характеристик кінетичних та динамічних процесів;
- виключити виникнення помилок при громіздких аналітичних перетвореннях, диференціюванні складних функцій і таке інше.

ПК «КІДИМ» - це проблемно-орієнтований пакет програм, що містить комплекс програм і технічних засобів, які забезпечують функціонування СКА та служить для зберігання, пошуку і видачі інформації у зручному для користувача вигляді. Концептуальна і внутрішня моделі інформаційного забезпечення представлені відкритою архітектурою СКА (рисунок), описом її об'єктів, їхньою програмною та файловою реалізацією.



Рисунок - Структура СКА

Робота з ПК «КІДИМ» полягає у:

- створенні та редагуванні файлу вихідних даних, в якому описується механічна модель конструкції, що розраховується, і алгоритм розв'язання розрахункової задачі;
- проведенні розрахунків;
- перегляді та друку результатів, оформлених у вигляді звіту, таблиць і графіків.

Всі ці етапи в тій чи іншій мірі реалізуються всередині програмного комплексу через відповідні пункти його головного меню або клавіші інструментальної панелі, розташованої нижче головного меню.

Редактор вхідних даних дозволяє в діалоговому режимі формувати файли, що містять числову, формульну та графічну інформацію, яка описує механічну модель. Після підготовки таких даних редактор викликає відповідні модулі для виконання розрахунків, а потім управління повертається редакторові для проведення подальшого редагування та іншого розрахунку. Така архітектура дозволяє удосконалювати модулі програмного комплексу незалежно один від одного. Вихідний файл містить таблиці, графіки, формули (кубічні сплайни та розклад в ряди Фур'є).

В ПК «КІДИМ» можлива реалізація різних видів діагностики введених даних: синтаксична та семантична, діагностика потенційності сил, лінійності структур, голономності та неголономності системи за складеними списками незалежних координат і швидкостей, узагальнених або псевдокоординат та інших даних. ПК «КІДИМ» автоматизовано формує для цілей діагностики канонічні квадратичні форми кінетичної та потенційної енергій, дисипативної функції Релея та перевіряє повноту даних для проведення розрахунку за завданням.

РОЗРОБКА АЛГОРИТМУ ТА ПРОГРАМИ РОЗРАХУНКУ СТІЙКОСТІ СКЛАДНИХ ЛІНІЙНИХ ДИНАМІЧНИХ СИСТЕМ

Равлюк Л.Ю., аспірант; Симоновський В.І., професор

Стійкість динамічних систем є одним з важливих показників їх працездатності. Тому аналіз стійкості складних лінійних динамічних систем є надзвичайно важливим з практичної точки зору питанням. Він ускладнюється тією обставиною, що при дослідженні ми одержуємо характеристичне рівняння високого порядку, визначення коефіцієнтів якого є звичайно трудомістким і складним процесом. Тому найприйнятнішим рішенням цієї проблеми є використання обчислень за допомогою ЕОМ.

Була розроблена програма розрахунку стійкості, яка включає в себе розрахунок коефіцієнтів характеристичного полінома та перевірку стійкості за критерієм Гурвіца.

Характеристичний поліном може бути заданий у вигляді визначника, кожен елемент якого є поліномом відносно p невисокого порядку. Отримання визначника полінома - n -го ступеня в розгорнутому вигляді може бути доволі складним. У той же час можна запрограмувати розрахунок визначників для конкретних значень p . Було розроблено метод, заснований на безпосередньому обчисленні коефіцієнтів a_0, a_1, \dots, a_n полінома характеристичного рівняння

$$F(p) = a_0 p^n + a_1 p^{n-1} + \dots + a_n = 0.$$

Для кожного отриманого значення p обчислювався характеристичний визначник $F(p)$. Користуючись залежностями, що впливають з інтерполяційних формул Ньютона, була розроблена програма одержання коефіцієнтів полінома a_0, a_1, \dots, a_n , які задовольняють значенням p .

Далі для аналізу стійкості використовувався критерій Гурвіца.

Розроблена програма була використана для дослідження стійкості багатомасових моделей врівноважених роторних систем турбокомпресорів. Зокрема розглядався ротор у сегментних 5-колодних підшипниках. Ротор приведено до чотиримасової моделі, для якої була складена система диференціальних рівнянь 16-го порядку. За допомогою розробленого програмного комплексу було досліджено вплив демпфуючих та циркуляційних сил на запас стійкості по частоті обертання.

ПІДВИЩЕННЯ НАДІЙНОСТІ АВТОМАТИЧНИХ УРІВНОВАЖУЮЧИХ ПРИСТРОЇВ ВІДЦЕНТРОВИХ МАШИН

Павленко І.В., асистент

Високий рівень розвитку промисловості забезпечується застосуванням різних типів багатоступінчатих насосів широкого діапазону подач і тисків, найбільш поширеними з яких є відцентрові насоси. Інтенсифікація виробництва передбачає створення новітнього обладнання, яке б відповідало міжнародним стандартам. Це вимагає вирішення цілого комплексу питань, які стосуються економічності, надійності в експлуатації, екологічної безпеки насосів.

Осьова сила, яка діє на ротор, сприймається автоматичним урівноважуючим пристроєм, який виконує функції осьового гідростатичного

підшипника і комбінованого кінцевого ущільнення. Проблема підвищення надійності й герметичності системи урівноваження вимагає детального аналізу робочого процесу в торцевій шпарині, створення нових конструкцій.

Метою роботи є підвищення надійності автоматичних систем урівноважування осьових сил. Для її досягнення досліджено вплив осьового руху ротора на гідродинаміку торцевої шпарини, виявлені залежності між основними гідромеханічними параметрами, підвищений час експлуатації систем урівноваження, проведений імовірнісний аналіз характеристик.

У роботі використана експериментальна установка (див. рисунок), розроблена у проблемній лабораторії вібронадійності й герметичності кафедри ЗМ і ДМ СумДУ (патент України на корисну модель № 5630, опубл. 10.01.11).

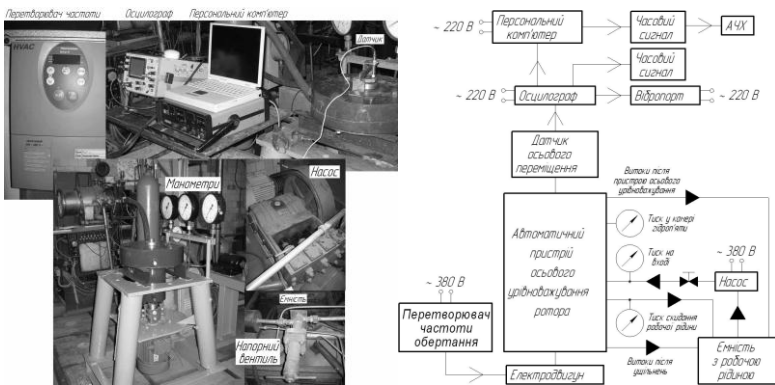


Рисунок - Експериментальна установка

Порівняння результатів експериментальних досліджень з теоретичними підтвердило необхідність застосування уточненої математичної моделі розрахунку автоматичних систем осьового урівноваження роторів відцентрових машин.

СТАТИЧЕСКИЙ И ДИНАМИЧЕСКИЙ РАСЧЕТ АВТОМАТА ОСЕВОЙ РАЗГРУЗКИ ТУРБОНАСОСНОГО АГРЕГАТА

Корецкий И.С., студент

Жидкостные ракетные двигатели (ЖРД) по сравнению с другими видами тепловых двигателей имеют наилучшие удельные показатели по преобразуемой энергии, массе и размерам. Одним из наиболее ответственных и напряженных узлов ЖРД является турбонасосный агрегат (ТНА), обеспечивающий подачу топлива в камеру сгорания. Он состоит из насосов и турбины. Для насосов и турбин ЖРД характерны большие окружные

скорости, высокие значения удельной работы, агрессивные рабочие тела и, что особенно важно, повышенные требования к надежности насосов.

При работе ТНА на его ротор действует сложная система сил, среди которых самой большой по абсолютному значению является осевая сила. Устройства для уравнивания осевых сил оказываются напряженными и энергонасыщенными. Осевая сила действующая на ротора воспринимается автоматическим разгрузочным устройством. Основное требование, предъявляемое к разгрузочному устройству, состоит в том, чтобы оно уравнивало осевую силу ротора во всех режимах и обеспечивало длительную работу насоса при допустимых расходах жидкости через зазоры. Вместе с тем уравнивающие устройства представляют собой сложные саморегулируемые гидромеханические системы с обратными связями.

С помощью уравнения баланса расходов, уравнения осевого равновесия и принятых допущений были построены характеристики агрегата. При вычислении баланса расхода проводимости и перепады давления рассматривались для турбулентного течения. В итоге разработана методика расчета автомата разгрузки ТНА в заданном диапазоне осевой силы. А так же полученные статические и динамические характеристики системы уравнивания осевой силы. Полученные результаты позволяют на стадии проектирования удовлетворить накладываемым на систему ограничениям.

В результате расчета определены регулирующее воздействие, коэффициент гидростатической жесткости, а так же построены зависимость расхода и величины зазора от уравниваемой силы. При динамическом расчете найдены жесткость, и условие устойчивости, построены амплитудные и фазовые частотные характеристики автомата разгрузки ТНА.

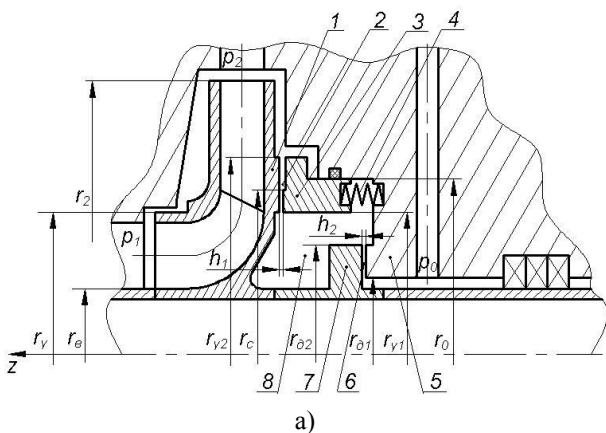
СРАВНИТЕЛЬНЫЙ АНАЛИЗ ВАРИАНТОВ КОНСТРУКЦИИ ДРОССЕЛИРУЮЩЕГО БАРЬЕРА

Супрун А.В., аспирант

Современный уровень развития техники предъявляет жесткие требования по эффективности и надежности насосного оборудования. Проведенный анализ показывает, что повышение показателей эффективности и надежности можно достигнуть за счет усовершенствования конструкции разгрузочных устройств, приводящего к уменьшению утечек жидкости и габаритных размеров узла. При решении задачи осевого уравнивания ротора был предложен новый способ осевой разгрузки и разработано его конструктивное решение – дросселирующий барьер. Предложенный способ осевой разгрузки является универсальным – его можно применять вместо барабана, гидропаты или других традиционных способов уравнивания ротора. Дросселирующий барьер обладает рядом преимуществ. Использование в системе осевой разгрузки самоустанавливающегося кольца позволяет уменьшить зазор торцевой пары по сравнению с зазором в

традиционных уравнивающих устройствах и заметно снизить объемные потери. При этом пара трения практически не изнашивается, так как кольцо работает в бесконтактном режиме жидкого трения с практически постоянным зазором. Эффективность предложенного устройства также обусловлена снижением механических потерь из-за уменьшения площади поверхностей трения. Согласно проведенным исследованиям, использование в системе осевой разгрузки дросселирующего барьера позволяет поднять номинальный КПД насоса на 1 – 1,5%. Таким образом, дросселирующий барьер обеспечивает автоматическое уравнивание осевой силы на всем диапазоне подач насоса, экономичный и обладает повышенной надежностью.

Существует несколько возможных вариантов конструкции узла автоматического уравнивания с аналогичным принципом работы, два из них изображены на рисунке. Основным элементом дросселирующего барьера является самоустанавливающееся уплотнение 3, создающее перепад давления – барьер, установленное в задней пазухе последней ступени насоса. Дросселирующий барьер позволяет уравновесить осевую силу, подобно барабану, только на одном расчетном режиме (на номинальной подаче). Для уравнивания незначительной осевой силы, появляющейся на нерасчетных режимах работы насоса, в системе осевой разгрузки применяется переменный торцовый дроссель 6, с изменяющимся, в зависимости от режима работы, торцовым зазором. С его помощью регулируется давление в камере 8 разгрузочного устройства. Давление за переменным дросселем равно давлению на входе в насос. Для раскрытия зазора 2 при пуске насоса и для повышения гидростатической жесткости уплотнения на торцевой поверхности кольца 3 выполнена ступенька. В рабочей части характеристики насоса зазор 2 в уплотнении практически не изменяется. При изменении режима работы насоса неуравновешенная осевая сила приводит к изменению торцового зазора 6, приводящего к изменению давления в полости 8 и перераспределению эпюр давления до уравнивания осевой силы, действующей на ротор насоса.



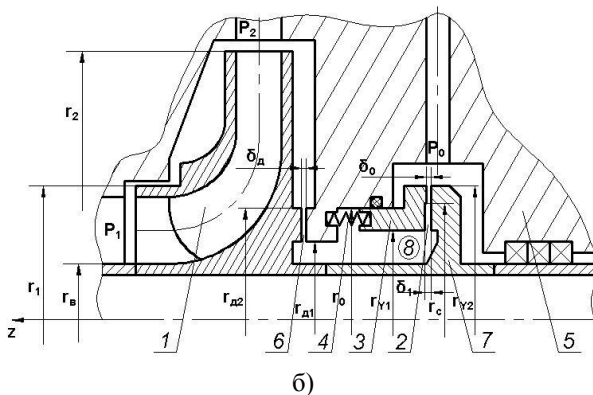


Рисунок – Варианты конструкции дросселирующего барьера
 1 – рабочее колесо, 2,6 – торцовые дроссели, 3 – кольцо,
 4 – пружины, 5 – корпус, 7 – диск, 8 – камера

В ходе сравнения разных вариантов решений автоматического разгрузочного устройства, приведенных на рисунке, было определено, что первый вариант обладает большей гидростатической жесткостью при меньшем значении объемных потерь, кроме того, он обладает более простой конструкцией и поэтому является предпочтительнее

ДРОССЕЛИРУЮЩИЙ БАРЬЕР С ЧАСТИЧНЫМ ВОЗВРАТОМ МОЩНОСТИ

*Долгополов А.С., студент; Супрун А.В., аспирант;
 Калиниченко П.М., доцент*

Следуя литературным источникам, на обеспечения нормальной работы узла осевой разгрузки ротора насоса (гидропаты или барабана) расходуется около 10% мощности насоса. Потери, связанные с протечками через узел разгрузки, относятся к объемным, величина которых также составляет порядка 10% от подачи насоса.

Применение, в качестве узла осевой разгрузки ротора насоса, дросселирующего барьера приводит к заметному снижению суммарных потерь мощности на узле разгрузки. Наиболее эффективным по величине потерь является конструктивное решение дросселирующего барьера при неподвижном в осевом направлении роторе. Аналогом данной схемы является разгрузочный барабан. Здесь потери мощности, как механические, так и объемные, сведены к минимально допустимым, обеспечивающим надежную работу пары трения. Неуравновешенная часть осевой силы на

нерасчетных режимах ограничивает применение приведенного конструктивного решения в системе осевой разгрузки.

Для решения задачи уравнивания дросселирующим барьером остаточной осевой силы в узел разгрузки вводится переменный торцовый дроссель. В этом случае ротор имеет возможность осевого перемещения. Осевое перемещение ротора изменяет торцовый зазор переменного дросселя, изменяя давление в камере узла разгрузки до осевого ротора. Имеем систему автоматического уравнивания осевой силы на различных режимах работы насоса. Для её нормального функционирования, аналогично гидроплате, необходимо обеспечение притока жидкости через переменный дроссель, а это объемные потери. В работе предлагается решение по снижению объемных потерь путем частичного возвращения мощности в систему привода, используя турбинный эффект. Для этого, в систему осевой разгрузки кроме постоянного и переменного торцовых дросселей, вводится дополнительный дроссель (канал), выполненный в уравнивающем диске и работающий по принципу турбины.

Теоретически турбинный эффект введенных каналов позволит вернуть в систему привода до половины расходуемой на объемные потери мощности, не изменяя характеристик дросселирующего барьера в системе осевой разгрузки ротора насоса, обеспечивая его надежное функционирование во всем диапазоне подач.

АВТОКОЛИВАННЯ СИСТЕМИ ОСЬОВОГО УРІВНОВАЖЕННЯ РОТОРА ВІДЦЕНТРОВОГО НАСОСА

Заріцька О.В., студентка; Павленко І.В., асистент

У багатоступеневих відцентрових насосах з автоматичними пристроями осьового урівноваження ротора спостерігаються підвищені осьові вібрації як результат резонансу гідромеханічної системи або автоколивань і втрати стійкості. Визначення амплітудних частотних характеристик і перевірка динамічної стійкості мають важливе значення для забезпечення вібраційної надійності насосного обладнання. Під час проектування автоматичної системи осьового урівноваження ротора багатоступеневого відцентрового насоса необхідно обирати співвідношення фізичних і геометричних параметрів, виходячи із забезпечення стійкості гідромеханічної системи «ротор – гідроп'ята», ґрунтуючись на дослідженні автоколивального руху і побудови меж стійкості.

Динамічний розрахунок пристрою осьового урівноваження полягає у визначенні характеристик гідромеханічної системи на підставі рівнянь осьового руху ротора і штока регулятора перепаду тиску, а також рівнянь балансу витрат через шпаринні ущільнення з урахуванням витрат стискання і витіснення. Математична модель динаміки автоматичної системи осьового

урівноваження є нелінійною. Для оцінювання критичних процесів використовуються, зазвичай, лінеаризовані рівняння, згідно з якими вектор варіацій реакцій системи на зовнішній вплив пропорційний варіаціям тисків нагнітання і у камері гідроп'яти. Матриця пропорційності складається з фізичних і геометричних параметрів гідромеханічної системи.

Для обчислення динамічних характеристик ротор спільно з пристроєм осьового урівноваження розглядається як система з зосередженими параметрами, яка здійснює осьові коливання відносно положення статичної рівноваги, а стаціонарні значення торцевого зазору, тисків і витрат визначаються у результаті статичного розрахунку.

Метою роботи є запобігання виникнення підвищеного рівня осьових вібрацій роторів відцентрових насосів унаслідок автоколивань ротора спільно з автоматичною системою осьового урівноваження. Для досягнення мети запропоновано чисельний спосіб дослідження нелінійної моделі автоматичної системи урівноваження, який реалізовано за допомогою методу Рунге-Кутта четвертого порядку із використанням перетворення диференціальних рівнянь до форми Коші. Для побудови межі стійкості як основні параметри обрані відношення площин поверхні мембрани і золотника регулятора перепаду тиску та відношення провідностей торцевого і циліндричного дроселів гідроп'яти.

ЖЕСТКОСТНАЯ ХАРАКТЕРИСТИКА УРАВНОВЕШИВАЮЩИХ УСТРОЙСТВ

Санін С.І., студент; Супрун А.В., аспірант; Калиниченко П.М., доцент

При работе узла осевой разгрузки ротора центробежного насоса, например гидропяти, в качестве критерия надежности используется жесткостная (статическая) характеристика. Она представляет зависимость уравновешивающей силы от торцевого зазора. Геометрия узла разгрузки, для гидропяти это длина цилиндрического и торцевого дросселей, выбирается из условия обеспечения как можно большей жесткости уравновешивающего устройства.

Выполненные исследования по созданию узла осевой разгрузки ротора в виде дросселирующего барьера показывают на нормальную работу торцевой пары при статической жесткости намного меньше той, которую достигают на гидропяти. При этом узел разгрузки становится компактнее, площадь поверхностей трения заметно снижается, уменьшается потеря мощности на трение. По результатам расчетных балансовых исследований, замена узла гидропяти дросселирующим барьером позволяет поднять общий КПД машины примерно на 1 – 1,5%.

Если вести расчет узла разгрузки из условия обеспечения требуемого зазора торцевой пары во всем диапазоне подач или рабочей части

характеристики, то возникает вопрос о необходимой величине статической жесткости устройства. Это связано с определенными расхождениями тех расчетных зависимостей, которыми пользуются при ведении расчета с опытными данными. К примеру, величина осевой силы, согласно литературным источникам, дает расхождение примерно в 1,5 раза с действительным значением. Тогда, так же, как и при ведении прочностных расчетов, достаточным будет введение коэффициента запаса по жесткости устройства. Следуя данным, приведенным в литературе, достаточным для нормальной работы узла осевой разгрузки условием является угол наклона статической характеристики не менее 30° .

Таким образом, введение допустимого запаса по жесткости позволит получить компактные и эффективные уравнивающие устройства, обеспечивающие надежную эксплуатацию насоса с минимальными потерями энергии на узле разгрузки во всем диапазоне подач.

РАДИАЛЬНО-ОСЕВЫЕ КОЛЕБАНИЯ РОТОРА ЦЕНТРОБЕЖНОГО НАСОСА С АВТОМАТИЧЕСКИМ УРАВНОВЕШИВАЮЩИМ УСТРОЙСТВОМ

Кириллова Н.П., студент; Марцинковский В.А., профессор

В наше время чаще всего рассматриваются одномерные осевые колебания жесткого ротора с системой авторазгрузки. Однако проблемы динамики роторов высоконапорных центробежных насосов не ограничиваются анализом такой простейшей модели.

Осевые силы, действующие на роторы многоступенчатых высокооборотных насосов, измеряются десятками тонн, поэтому их уравнивание представляет сложную задачу. Чаще всего уравнивание осуществляется с помощью автоматических устройств. Их называют также автоматами разгрузки, системами авторазгрузки, гидропятами. На них дросселируется почти полный напор насоса, поэтому они способны выполнять функции тяжело нагруженных радиально-упорных гидростатических подшипников. В последнее время эта способность уравнивающих устройств все чаще используется в конструкциях насосов без выносных опор. Для таких конструкций прогнозирование вибрационного состояния становится особенно актуальным.

Основными элементами автоматов разгрузки являются цилиндрический и торцовый дроссели, разделенные камерой. Давление в камере действует на разгрузочный диск и создает уравнивающую силу. Давление в камере зависит от гидравлических проводимостей цилиндрического и торцового дросселей. В свою очередь проводимость цилиндрического дросселя с постоянным средним радиальным зазором зависит от эксцентриситета, т.е. от радиальных смещений ротора

относительно соосного положения, от его радиальных колебаний. Проводимость торцового дросселя при отсутствии угловых колебаний диска определяется величиной торцового зазора, т.е. осевыми колебаниями ротора.

В цилиндрическом дросселе возникают гидродинамические радиальные силы, которые определяют характер радиальных колебаний ротора. Одна из этих сил – сила гидростатической жесткости, - пропорциональна дросселируемому перепаду давления, т.е. прямо зависит от давления в камере, а значит и от осевых колебаний. Таким образом, радиальные и осевые колебания оказываются взаимосвязанными.

Были рассмотрены осевые колебания ротора, обусловленные его радиальными колебаниями, представляющими наперед заданные внешние кинематические воздействия. Произведен вывод линеаризованных уравнений совместных радиально-осевых колебаний простейшей одномассовой модели жесткого ротора с автоматическим уравнивающим устройством. Диск имеет статическую неуравновешенность: его центр масс смещен относительно геометрического центра на некоторую величину. Исследуются вынужденные колебания системы под действием центробежной силы неуравновешенной массы и уравниваемой осевой силы, действующей на ротор насоса и зависящей от давления нагнетания. В процессе работы насоса пульсации давления нагнетания происходят с частотой, кратной частоте вращения ротора.

На численном примере, к качеству которого была рассмотрена система ротор-уравнивающее устройство многоступенчатого центробежного насоса, были построены статические характеристики для двух значений начального эксцентриситета для ламинарного режима течения, амплитудные частотные характеристики осевых и радиальных колебаний для трех значений давления нагнетания при ламинарном течении в каналах.

Системы автоматического уравнивания осевых сил, действующих на ротор многоступенчатого центробежного насоса, выполняют одновременно функции саморегулируемого бесконтактного концевое уплотнения и радиально-упорного тяжело нагруженного гидростатического подшипника. Такие системы во многом определяют вибрационное состояние ротора.

Осевые и радиальные гидродинамические силы, возникающие в дросселирующих зазорах уравнивающего устройства взаимосвязаны. В результате система ротор-авторазгрузка под действием неизбежной радиальной статической неуравновешенности совершает взаимосвязанные вынужденные радиально-осевые колебания.

Результаты, полученные на упрощенной модели, могут служить основой как для дальнейшего уточнения расчетной модели, так и для более углубленного анализа системы, включая и анализ ее динамической устойчивости.

ОЦІНЮВАННЯ ПАРАМЕТРІВ АВТОМАТИЧНИХ СИСТЕМ ОСЬОВОГО УРІВНОВАЖЕННЯ РОТОРІВ ВІДЦЕНТРОВИХ НАСОСІВ ЗА РЕЗУЛЬТАТАМИ ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНИХ ДОСЛІДЖЕНЬ

Крючков С.С., студент; Павленко І.В., асистент

У зв'язку з різноманітністю умов роботи систем осьового урівноваження роторів відцентрових машин і висунутих до них вимог застосовуються різні варіанти конструкцій, найбільш перспективні з яких побудовані на загальному принципі: між урівноважувальною силою і осьовим положенням ротора існує від'ємний зворотний зв'язок, який забезпечує автоматичну стабілізацію положення ротора. На цьому принципі базуються конструкції гідропр'ят – опорно-ущільнюючих автоматичних систем осьового урівноваження.

У роботі наведені результати експериментальних досліджень, проведених з метою перевірки запропонованої методики розрахунку параметрів автоматичної системи осьового урівноваження роторів відцентрових машин. За результатами досліджень побудовані експериментальні точки статичної і витратної характеристик досліджуваної конструкції гідропр'яти.

Порівняння результатів теоретичних і експериментальних даних доцільно проводити шляхом оцінювання параметрів гідромеханічної системи. Отримані експериментальним шляхом розрахункові точки апроксимуються теоретичної залежністю, побудованою на базі математичної моделі статичного розрахунку. Оцінюваним параметром є відношення провідностей торцевого і циліндричного дроселів. Для його визначення використані методи теорії оцінювання, оскільки цей математичний апарат є універсальною апроксимуючою процедурою, яка дозволяє встановити будь-який вид залежності між змінною відгуку системи і набором незалежних змінних. Нелінійна модель перетворена в одно- і двопараметричну регресійну квазілінійну модель, для дослідження якої застосовано метод найменших квадратів.

Запропонована методика дозволяє шляхом найкращої апроксимації експериментальної кривої оцінити параметри гідромеханічної системи автоматичного урівноваження осьової сили. Грунтуючись на математичній моделі статичного розрахунку, визначено відношення провідностей циліндричного і торцевого дроселів гідропр'яти без урахування факторів, які з об'єктивних причин не можуть бути враховані у загальній їх кількості.

ПОИСК ОПТИМАЛЬНЫХ ГЕОМЕТРИЧЕСКИХ ПАРАМЕТРОВ ПРИ ПРОЕКТИРОВАНИИ УЗЛА ОСЕВОЙ РАЗГРУЗКИ

Качан Н.В., студент; Сунрун А.В., аспирант

Задача проектирования разгрузочного устройства заключается в определении основных геометрических параметров узла, обеспечивающих выполнение условия осевого равновесия и надежное функционирование на всех режимах работы насоса. Рассматриваемое уравнивающее устройство – дросселирующий барьер – имеет две степени свободы, поэтому условие осевого равновесия представляет собой систему двух алгебраических нелинейных уравнений, имеющую вид

$$\begin{cases} f_p(r_{\partial 1}, r_{\partial 2}, r_{y1}, r_c, r_0, r_{y2}, h_1, \Delta, h_2) = 0, \\ f_k(r_{\partial 1}, r_{\partial 2}, r_{y1}, r_c, r_0, r_{y2}, h_1, \Delta, h_2) = 0. \end{cases} \quad (1)$$

В уравнения (1) входит девять неизвестных, что позволяет найти практически неограниченное число возможных вариантов геометрии, обеспечивающих выполнение условия осевого равновесия на расчетном режиме работы. Для выбора среди них наилучшего варианта необходимо воспользоваться дополнительными условиями, исходя из требований эффективности и надежности.

Эффективность работы разгрузочного устройства в основном зависит от величины объемных потерь, которые в свою очередь зависят от зазоров в дросселях устройства. Поэтому для уменьшения потерь энергии зазор h_2 в переменном дросселе принимается наименьшим, который возможно обеспечить технологически – $h_2 = h_2^{\min}$.

Для обеспечения надежности разгрузочного устройства необходимо, чтобы регулирование уравнивающей силы T_{cm}^* в рабочей части характеристики насоса осуществлялось как можно меньшим изменением зазора h_2 в переменном дросселе. Если принять это условие за основное, то выбор наилучшего варианта геометрии узла осевого уравнивания сводится к поиску максимума функции, которая имеет вид

$$f_{цел} = \frac{\partial T_{cm}^*}{\partial h_2} \quad (2)$$

и представляет собой гидростатическую жесткость разгрузочного устройства.

Так как уравнения равновесия (1) наиболее удобно решать относительно r_{y2} и r_0 , а h_2 задано, то функция цели зависит от шести

переменных – $r_{\partial 1}, r_{\partial 2}, r_{y1}, r_c, h_1, \Delta$. Аналитическое выражение функции (2) получить очень сложно, поэтому необходимо воспользоваться численными методами решения. Наиболее эффективным методом поиска максимума функции нескольких переменных является метод наискорейшего спуска, только в данном случае движение выполняется по градиенту в сторону максимума. Этот метод позволяет найти ближайший к начальной точке локальный максимум функции, поэтому рекомендуется использовать несколько начальных точек, расположенных случайным образом.

На рисунке для сравнения приведены статические характеристики дросселирующего барьера с произвольными и оптимальными геометрическими параметрами, полученными путем поиска максимума целевой функции. При наилучшем варианте геометрии диапазон уравнивающей силы на 25% больше, чем при начальном варианте.

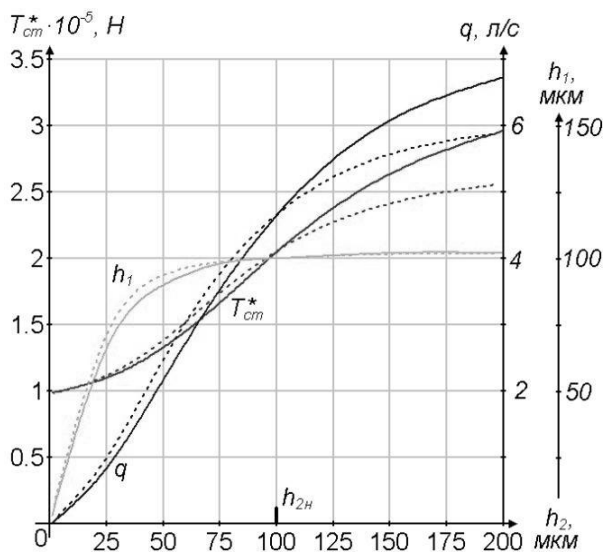


Рисунок – Статические характеристики при разных геометрических параметрах дросселирующего барьера

Таким образом, проведение статического расчета разгрузочного устройства с применением численных методов оптимизации позволяет однозначно определить все основные геометрические параметры устройства, обеспечив его максимальную надежность и эффективность. При этом нет необходимости выполнять расчеты для каждого типоразмера, так как можно воспользоваться полученными в процессе оптимизации соотношениями между геометрическими параметрами узла осевого уравнивания.

ИССЛЕДОВАНИЕ ДИНАМИЧЕСКОГО РЕГУЛИРОВАНИЯ УРАВНОВЕШИВАЮЩЕЙ СИЛЫ ДАВЛЕНИЯ В ТОРЦОВОМ ДРОССЕЛЕ

Гладышев Д.П., студент; Супрун А.В., аспирант

В многоступенчатых насосах осевая сила достигает значительных величин, поэтому для её уравнивания применяются специальные устройства, такие как разгрузочный барабан и гидропята. Гидропята – автоматическое разгрузочное устройство, обеспечивающее осевое равновесие ротора на всех режимах работы насоса. Она представляет собой сложную конструкцию из двух последовательно расположенных дросселей – цилиндрического и торцового. Осевая сила уравнивается силой давления, действующего на диск гидропята. Проводимость торцевой щели зависит от осевого положения ротора. При появлении избыточной осевой силы ротор смещается, уменьшая зазор в торцовом дросселе. Это приводит к увеличению давления в камере гидропята, разделяющей дроссели, и восстановлению осевого равновесия ротора.

Упорный гидростатический подшипник (подпятник) (рисунок 1), работающий на перекачиваемой среде, также может выполнять функцию автоматического уравнивания осевой силы. При этом он имеет более простую конструкцию и габариты, чем гидропята. Потери мощности в подшипнике не превышают потерь мощности в традиционных уравнивающих устройствах. Таким образом, применение упорного гидростатического подшипника в качестве автоматического разгрузочного устройства является перспективным направлением в насосостроении.

Осевая сила, действующая на ротор насоса, уравнивается силой давления, действующего на опорный диск подшипника. Регулирование уравнивающей силы осуществляется путем изменения распределения эпюры давления в торцовом зазоре при изменении осевого положения ротора. Эпюра давления в случае гладкого зазора изменяется за счет зависимости доли скоростного напора в полном напоре от ширины торцового зазора (рисунок 2,а). Применение ступенчатого зазора улучшает характеристики подшипника, так как позволяет дополнительно регулировать уравнивающую силу за счет зависимости распределения эпюры давления от соотношения проводимостей участков торцового зазора с разной шириной (рисунок 2,б) и увеличивает максимальную уравнивающую силу.

Расчет разгрузочного устройства заключается в выборе основных геометрических параметров, обеспечивающих условие осевого равновесия ротора и надежное функционирование узла подшипника на всех режимах работы насоса. Уравнение равновесия ротора позволяет определить одну неизвестную величину – наружный радиус подшипника. Для определения внутреннего радиуса, радиуса ступеньки и её размера необходимо использовать дополнительные условия – например, условие максимальной гидростатической жесткости устройства.

Из полученных результатов следует, что параметры подшипника со ступенчатым зазором надежнее параметров подшипника с гладким зазором. Применение ступеньки повышает жесткость подшипника в два раза, а максимальную уравнивающую силу на 26%. При этом изменения зазора на рабочей характеристике на разных подачах снижаются в два раза.

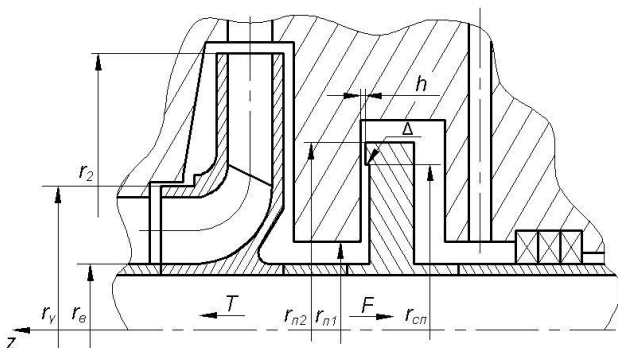


Рисунок 1 – Осевое уравнивание ротора насоса гидростатическим подшипником

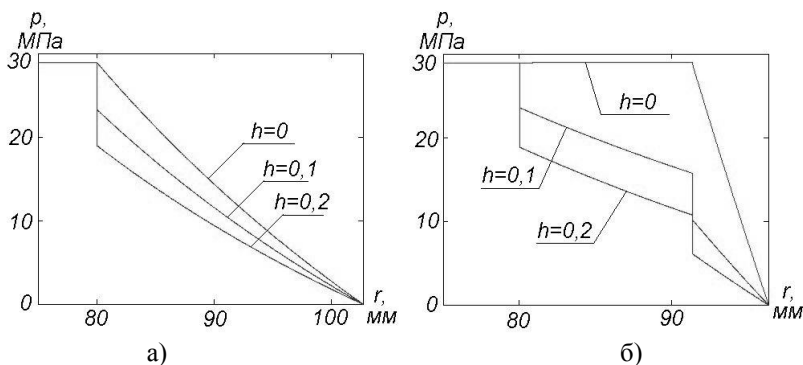


Рисунок 2 – Распределение давления в торцовом зазоре:
а) – гладкий зазор б) – ступенчатый зазор

АНАЛИЗ ВЛИЯНИЯ ИНЕРЦИОННЫХ СОПРОТИВЛЕНИЙ ДРОССЕЛЕЙ ГИДРОПЯТЫ НА ОСЕВЫЕ КОЛЕБАНИЯ РОТОРОВ ЦЕНТРОБЕЖНЫХ НАСОСОВ

Петренко А.Н., студент; Марцинковский В.А., профессор

При создании разнообразных центробежных машин уравнивание осевой силы является актуальной задачей для многоступенчатых

высоконапорных насосов она измеряется десятками и даже сотнями тонн, поэтому устройства для уравнивания осевых сил оказываются напряженными и энергонасыщенными: на них теряется до 10% мощности насоса, что во многих случаях составляет порядка тысячи киловатт.

Уравнивающие устройства работают как упорные гидростатические подшипники, высокая несущая способность которых обеспечивается большим давлением питания; как правило, это полное давление, развиваемое насосом. Также они могут работать и как радиальные гидростатические опоры и дополнительно выполнять функции концевой саморегулируемого уплотнения.

Вместе с тем уравнивающие устройства представляют собой сложные саморегулируемые гидромеханические системы с обратными связями, в которых при определенных условиях могут возникать интенсивные самовозбуждающиеся колебания, оказывающие решающее влияние на вибрационное состояние всего насоса. Именно поэтому, прежде всего, обусловлена актуальность задачи оценки влияния систем уравнивания осевых сил на динамику ротора.

Повышенные осевые вибрации ротора, можно объяснить либо резонансами в системе ротор-авторазгрузка, либо самовозбуждающимися колебаниями, которые происходят в результате потери системой динамической устойчивости. Осевые вибрации ротора приводят к возникновению значительных пульсаций напряжения в разгрузочном диске и в поперечном сечении вала, а также могут стать причиной повышенных поперечных колебаний ротора. В связи с этим вычисление амплитудных и фазовых частотных характеристик системы уравнивания и проверка ее динамической устойчивости имеют важное значение для обеспечения надежности быстроходных высоконапорных центробежных насосов.

При осевых колебаниях ротора течение в дросселирующих каналах, становится нестационарным и задача вычисления давлений в камерах усложняется, поскольку придется учитывать потери давления на преодоление инерции жидкости (реактивное сопротивление канала). По имеющимся оценкам даже при сравнительно низкой частоте осевых колебаний реактивное сопротивление может быть больше активного. Поэтому учет инерционного сопротивления жидкости является актуальной задачей.

Для выяснения влияния инерционного сопротивления жидкости был произведен расчет системы автоматического уравнивания без дополнительного цилиндрического дросселя, построены амплитудные и фазовые частотные характеристики, проведен анализ устойчивости системы.

Из анализа амплитудных и фазовых частотных характеристик построенных для трех значений давления нагнетания насоса $P_1=(10;16;18)$ МПа (относительного давления $\psi_1=(0,625; 1; 1,125)$) можно сделать вывод, что инерционное сопротивление жидкости действует как демпфирующий фактор, уменьшая критические частоты и амплитуды резонансных колебаний ротора. Резонансные амплитуды как реакции на колебания давления

нагнетания ψl , для $\psi l = 0,625; 1; 1,125$ уменьшаются на (67,2; 51,5; 46)% соответственно, а критические частоты на (46,9; 3,2; 2,4)%. Подобным образом инерция жидкости влияет на вынужденные колебания ротора под действием колебаний внешней осевой силы τ .

Результаты, полученные с учетом инерции жидкости, даны в числителе, а без учета – в знаменателе.

	$\psi_1 = 0,63$	$\psi_1 = 1,0$	$\psi_1 = 1,13$
ω_*, c^{-1}	968/1820	2380/2460	2450/2510
A_{ψ_1}	2,17/6,6	1,4/2,87	1,39/2,84
$z_{a\psi_1}, \mu\text{м}$	$(1,35/4,13) \cdot 10^{-5}$	$(1,4/2,88) \cdot 10^{-5}$	$(1,56/2,88) \cdot 10^{-5}$
A_τ	0,81/2,52	0,89/1,84	1,0/1,84
$z_{a\tau}, \mu\text{м}$	$(0,7/2,38) \cdot 10^{-5}$	$(0,83/1,75) \cdot 10^{-5}$	$(0,95/1,75) \cdot 10^{-5}$

Влияние сил инерции жидкости наиболее ощутимое, когда давление нагнетания имеет относительно малые значения. Поэтому учет сил инерции в расчетах динамических характеристик роторов особенно важен для центробежных насосов, которые работают в широком диапазоне давлений.

Силы инерции жидкости имеют стабилизирующее влияние на динамику ротора.

Рассмотренная модель требует дальнейшего усовершенствования в направлении учета взаимной зависимости осевых и радиальных колебаний, а также упругих деформаций элементов конструкции, в первую очередь уравновешивающего диска.

ИССЛЕДОВАНИЕ КРУТИЛЬНЫХ КОЛЕБАНИЙ ВАЛОПРОВОДОВ ВЫСОКОБОРОТНЫХ ЭЛЕКТРОНАСОСНЫХ АГРЕГАТОВ

Яценко А.С., аспирант; Симоновский В.И., профессор

При испытаниях электронасосного агрегата ЦНА 60-180-1 на стенде предприятия-изготовителя – ОАО «Сумское НПО им. М.В. Фрунзе» уровни виброскорости, измеренные на корпусах подшипниковых опор, превышали требования технических условий.

Так как агрегат предполагается эксплуатировать при частотах вращения 77 Гц, 128 Гц и номинальной – 148,3 Гц, то были выполнены замеры уровней вибрации на этих частотах. Испытания показали, что на частотах, отличных от номинальной, наблюдался рост уровней вибрации выше допустимых.

На спектрах вибрации указанных частот присутствует гармоника на частоте около 100 Гц , не зависящая от оборотной частоты. При переходе через эту частоту в процессе разгона и выбега насоса среднее квадратическое значение виброскорости вырастает в несколько раз, что характерно для перехода через критическую частоту.

В процессе выработки рекомендаций по отстройке от критических частот вращения проведены расчетные исследования для определения собственных частот колебаний ротора насоса и валопровода в целом.

Расчет собственных частот изгибно-колебательных моделей ротора и валопровода агрегата показал, что частоты равны соответственно 257 Гц и 222 Гц . Поэтому для установления причин колебаний на частоте около 100 Гц был выполнен расчет собственных крутильных колебаний валопровода агрегата.

В качестве основного критерия вибропрочности насоса принята отстройка собственных частот колебаний от частот детерминированного возбуждения. Этой частотой возбуждения является оборотная частота равная $148,3 \text{ Гц}$, а опасными с точки зрения вибропрочности являются крутильные колебания подсистемы ротор-шестерня – ротор насоса, для которой проводился расчет.

Расчет свободных крутильных колебаний выполнялся методом начальных параметров в матричной форме. Первая собственная частота крутильных колебаний валопровода составляет $114,4 \text{ Гц}$. Она находится в области указанных выше рабочих частот вращения.

Проведенные экспериментальные исследования и расчеты показали, что причиной повышенных уровней вибрации в рассмотренном электронасосном агрегате являются, по преимуществу, крутильные колебания. Поэтому для этих агрегатов необходим расчет не только собственных изгибных колебаний валопроводов, но и крутильных.

ИССЛЕДОВАНИЯ СОВМЕСТНЫХ РАДИАЛЬНО-УГЛОВЫХ КОЛЕБАНИЙ РОТОРА В ЩЕЛЕВЫХ УПЛОТНЕНИЯХ

Куценко Е.Ю., студент; Кафтарян Л.С., доцент

Целью данной работы является оценка влияния геометрических параметров щелевых уплотнений на собственные и критические частоты, на амплитуды вынужденных колебаний и на динамическую устойчивость ротора. Чтобы результаты анализа имели сравнительно простой вид и легче поддавались физическому толкованию, рассматривается радиально-угловые колебания простейшей модели однодискового ротора с невесомым упругим валом, вращающимся на жестких опорах.

В качестве объекта исследования совместных радиально-угловых колебаний ротора в щелевых уплотнениях рассматриваются две типовые схемы однодискового ротора: с диском, находящимся между жесткими

опорами (рисунок 1 а) и консольного (рисунок 1 б). С обеих сторон диска (рабочего колеса) с массой m , радиусом R и приведенной толщиной b_e расположены одинаковые щелевые уплотнения. Первая схема имитирует ротор одноступенчатого насоса с рабочим колесом двустороннего входа, вторая – ротор консольного насоса.

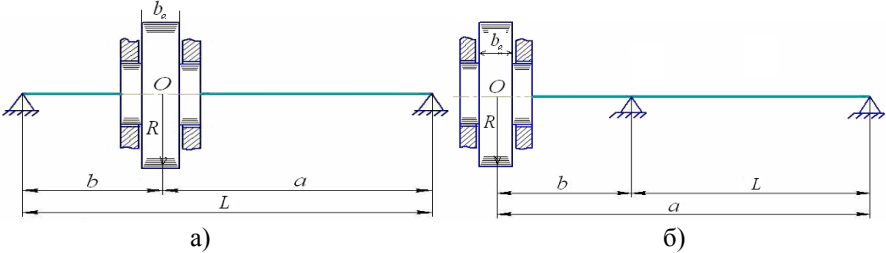


Рисунок 1 – Типовые схемы однодискового ротора в щелевых уплотнениях: а – с диском между опорами, б – консольного

Диск вращается с постоянной частотой вокруг изогнутой оси вала и совершает малые радиальные и угловые колебания. Для вывода уравнений движения использовались обобщенные координаты диска, т. е. координаты центра масс и углы наклона главных центральных осей инерции диска относительно неподвижных осей. Уравнения движения ротора были выведены, пользуясь теоремой о движении центра масс и теоремой об изменении момента количества движения системы относительно центра масс.

Радиально-угловые колебания ротора в уплотнениях с учетом радиальных гидродинамических сил и моментов и с учетом инерции поворота диска описываются системой дифференциальных уравнений 8-го порядка:

$$a_1 \ddot{u}_x + a_2 \dot{u}_x + a_3 u_x + a_4 \dot{u}_y + a_5 u_y - a_2 \dot{\theta}_x - a_3 \theta_x + a_4 \dot{\theta}_y + (a_5 - a_0) \theta_y = \omega^2 a_x^*$$

$$a_1 \ddot{u}_y + a_2 \dot{u}_y + a_3 u_y - a_4 \dot{u}_x - a_5 u_x - a_2 \dot{\theta}_y - a_3 \theta_y - a_4 \dot{\theta}_x - (a_5 - a_0) \theta_x = \omega^2 a_y^*$$

$$b_1 \ddot{\theta}_x + b_2 \dot{\theta}_x + b_3 \theta_x + b_4 \dot{\theta}_y + b_5 \theta_y + \beta_2 \dot{u}_x - \beta_3 u_x + \beta_4 \dot{u}_y + (\beta_5 + \beta_0) u_y = (1 - j_0) \omega^2 \gamma_x^*$$

$$b_1 \ddot{\theta}_y + b_2 \dot{\theta}_y + b_3 \theta_y - b_4 \dot{\theta}_x - b_5 \theta_x + \beta_2 \dot{u}_y - \beta_3 u_y - \beta_4 \dot{u}_x - (\beta_5 + \beta_0) u_x = (1 - j_0) \omega^2 \gamma_y^*$$

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

Парциальные системы, каждая из которых описывается дифференциальными уравнениями четвертого порядка, получаются из общей системы, если в последней положить равными нулю перекрестные коэффициенты: $\alpha_i = \beta_i = 0$. В этом случае первая система описывает радиальные колебания, вторая – угловые колебания ротора. Результаты анализа парциальных систем достаточно хорошо отражают динамику реального ротора, если коэффициенты связи, определяемые перекрестными коэффициентами, близки к нулю. Для реальных роторов это условие не выполняется. Тем не менее существуют конструкции роторов, которые совершают преимущественно либо радиальные, либо угловые колебания и удовлетворительно моделируются парциальными системами.

Таким образом, анализ отдельных радиальных и угловых колебаний позволяет выявить наиболее важные закономерности движения реальных роторов, оценить влияние гидродинамических характеристик щелевых уплотнений на собственные и на критические частоты парциальных систем, на их устойчивость и на амплитуды вынужденных колебаний. Для этого будет использован программный комплекс «КИДИМ».

ИССЛЕДОВАНИЕ СОВМЕСТНЫХ РАДИАЛЬНО-УГЛОВЫХ КОЛЕБАНИЙ РОТОРА В ЩЕЛЕВЫХ УПЛОТНЕНИЯХ

Линник Е.С., студент; Кафтарян Л.С., доцент

Роторные машины, основным узлом которых является ротор, составляют самый распространенный класс машин. В большинстве случаев их технический уровень определяется виброакустическими характеристиками, которые зависят, прежде всего, от состояния ротора.

В качестве объекта исследования совместных радиально-угловых колебаний ротора в щелевых уплотнениях рассматриваются две типовые схемы однодискового ротора: с диском, находящимся между жесткими опорами (рис. 1 а) и консольного (рис. 1 б). С обеих сторон диска (рабочего колеса) с массой m , радиусом R и приведенной толщиной b_e расположены одинаковые щелевые уплотнения. Первая схема имитирует ротор одноступенчатого насоса с рабочим колесом двустороннего входа, вторая – ротор консольного насоса.

Диск вращается с постоянной частотой вокруг изогнутой оси вала и совершает малые радиальные и угловые колебания. Для вывода уравнений движения использовались обобщенные координаты диска, т.е. координаты центра масс и углы наклона главных центральных осей инерции диска относительно неподвижных осей. Уравнения движения ротора были выведены, пользуясь теоремой о движении центра масс и теоремой об изменении момента количества движения системы относительно центра масс.

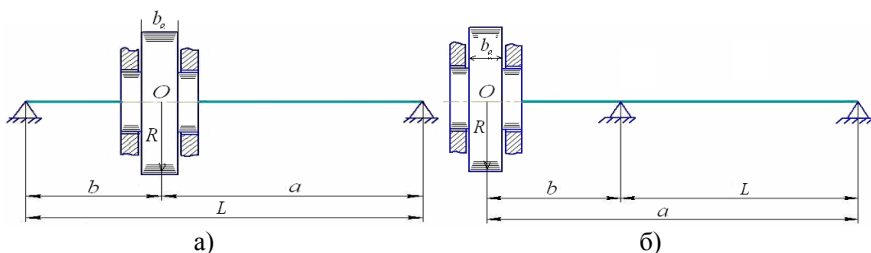


Рисунок 1 – Типовые схемы однодискового ротора в щелевых уплотнениях:
а – с диском между опорами, б – консольного

Предварительно были получены проекции на оси неподвижной системы координат вектора кинетического момента динамически неуравновешенного диска и его гироскопического момента, выведены уравнения вынужденных радиально-угловых колебаний под действием статической и динамической неуравновешенности. В уравнения колебаний введены гидродинамические силы и моменты, возникающие в щелевых уплотнениях: инерционные, диссипативные, гироскопические, потенциальные и циркуляционные.

Полученные уравнения совместных радиально-угловых колебаний ротора в щелевых уплотнениях имеют вид:

$$a_1 \ddot{u}_x + a_2 \dot{u}_x + a_3 u_x + a_4 \dot{u}_y + a_5 u_y - a_2 \ddot{\theta}_x - a_3 \dot{\theta}_x + a_4 \dot{\theta}_y + (a_5 - a_0) \theta_y = \omega^2 a_x^*$$

$$a_1 \ddot{u}_y + a_2 \dot{u}_y + a_3 u_y - a_4 \dot{u}_x - a_5 u_x - a_2 \ddot{\theta}_y - a_3 \dot{\theta}_y - a_4 \dot{\theta}_x - (a_5 - a_0) \theta_x = \omega^2 a_y^*$$

$$b_1 \ddot{\theta}_x + b_2 \dot{\theta}_x + b_3 \theta_x + b_4 \dot{\theta}_y + b_5 \theta_y + \beta_2 \dot{u}_x - \beta_3 u_x + \beta_4 \dot{u}_y + (\beta_5 + \beta_0) u_y = (1 - j_0) \omega^2 \gamma_x^*$$

$$b_1 \ddot{\theta}_y + b_2 \dot{\theta}_y + b_3 \theta_y - b_4 \dot{\theta}_x - b_5 \theta_x + \beta_2 \dot{u}_y - \beta_3 u_y - \beta_4 \dot{u}_x - (\beta_5 + \beta_0) u_x = (1 - j_0) \omega^2 \gamma_y^*$$

Общие дифференциальные уравнения радиально-угловых колебаний представляют связанную систему восьмого порядка.

В дальнейшем эти уравнения колебаний будут использованы для анализа динамических характеристик однодискового ротора. Поскольку найти аналитическое решение такой системы в замкнутом виде не удастся, то для исследования совместных радиально-угловых колебаний ротора в щелевых уплотнениях будет использован программный комплекс «КИДИМ». С его помощью необходимо проанализировать устойчивость ротора, определить области динамической устойчивости. Для этого используется условие Гурвица. Кроме этого необходимо исследовать вынужденные колебания под действием гармонических внешних сил, а также построить амплитудные и фазовые частотные характеристики.

РАДИАЛЬНЫЕ КОЛЕБАНИЯ РОТОРА В ЩЕЛЕВЫХ УПЛОТНЕНИЯХ С УЧЕТОМ СЛУЧАЙНОГО ИЗМЕНЕНИЯ ВЫНУЖДАЮЩЕЙ СИЛЫ

Бондарь Е.А., студент; Тарасевич Ю.Я., доцент

Надёжность и экономичность в центробежных агрегатах, используемых в разных отраслях промышленности, в большей мере зависит от качества уплотнений ротора. Высококачественное уплотнение должно обеспечивать необходимую герметичность при длительном сроке службы, не вызывать больших сил трения и износа подвижных деталей, быть работоспособным в широком температурном диапазоне и возможных перепадах давления, иметь малые габариты, быть дешевым и простым в изготовлении и эксплуатации. На данный момент наиболее пригодными и широко распространенными являются щелевые уплотнения. Они используются в агрегатах современных гидравлических, масляных и топливных систем: в насосах и гидродвигателях, в распределительных и регулирующих устройствах, в силовых цилиндрах.

Анализ теоретических и экспериментальных данных по влиянию бесконтактных уплотнений на вибрационные характеристики ротора показал, что данная проблема решена не полностью, поскольку имеющиеся в настоящее время методы аналитического и численного расчета гидродинамических параметров относятся лишь к детерминированным моделям и дают различающиеся между собой результаты. Поэтому требуется дальнейшее углубление и проведение исследований гидродинамических процессов в уплотнительных зазорах и их влияния на динамические характеристики ротора методами теории вероятностей и теории случайных функций.

В работе проведено аналитическое решение уравнения Рейнольдса, получен элементарный расход через щелевое уплотнение, а также выражения для давления и элементарных составляющих силы, действующей со стороны жидкости на ротор. Эти исследования необходимы для анализа вибраций роторов, разработки эффективных способов их стабилизации, оценки динамических напряжений деталей машин и построения АЧХ ротора в щелевых уплотнениях. Аналитически вычислены проекции силы напорного течения, потока вытеснения и силы инерции. Полученные силовые факторы приведены к неподвижной системе координат. Рассмотрены вынужденные радиальные колебания одномассовой модели ротора в щелевых уплотнениях с учетом случайного изменения как параметров самих уплотнений, так и вынуждающей силы. Определена вероятность того, что при вынужденных колебаниях ротора (с учетом возможных изменений дисбаланса и среднего радиального зазора в уплотнении) не будет касания статорной втулки щелевого уплотнения, что позволит обеспечить достаточную надежность работы щелевого уплотнения центробежного насоса.

РОЗРАХУНОК ДИНАМІЧНИХ ХАРАКТЕРИСТИК КОРОТКИХ ТА ДОВГИХ ШПАРИННИХ УЩІЛЬНЕНЬ

*Герасиміва К.П., мол. наук. співроб.; Марченко Л.К., студент;
Загоруйко А.В., доцент*

Безконтактні кільцеві шпаринні ущільнення широко використовуються у гідравлічних машинах з метою ізоляції областей високого і низького тиску, а також мінімізації витоків. При взаємодії між ротором, що обертається, та рідиною в шпарині виникають гідродинамічні сили, які суттєво впливають на динаміку ротора. Тому на етапі проектування відцентрових машин важливо мати зручний метод розрахунку динамічних характеристик шпаринного ущільнення.

У випадку течії рідини в кільцевому шпаринному ущільненні, коли осьова течія переважає над окружною, доцільно використовувати модель «короткої» щілини. Проте такий підхід може бути виправданий лише для шпарин з певними параметрами і, отже, не є універсальним.

Робота присвячена дослідженню меж застосування моделі «короткої» шпарини. Для цього необхідно провести порівняння значень величин динамічних коефіцієнтів розрахованих для «довгої» та «короткої» шпарини.

Для розрахунку динамічних характеристик шпаринного ущільнення необхідно знайти розподіл тиску, що визначається в результаті розв'язання задачі течії рідини, яка описується рівнянням Рейнольда й нерозривності усередненим по зазору.

Вихідна система рівнянь лінеаризується за допомогою метода малих збуджень, суть якого полягає у представленні залежних змінних у вигляді суми двох складових – основної (не збудженої) складової та малого збудження: $F = F_0 + \varepsilon F_1$. За параметр збудження ε приймається відносний ексцентриситет. Не збуджені складові відповідають стаціонарній течії в шпаринному ущільненні з центрованим положенням ротора. Збуджені складові характеризують зміни параметрів течії обумовлені прецесійним рухом ротора.

Метод малих збуджень дозволяє вирішувати задачу як для моделі «короткої», так і «довгої» шпарини, що дозволяє дослідити межі застосування спрощеної моделі.

На основі отриманих результатів побудовані графіки залежності коефіцієнтів жорсткості демпфування та приєднаної маси від довжини ущільнення. Розрахунки динамічних коефіцієнтів шпаринного ущільнення проводились для значень коефіцієнта попередньої закрутки 1 та 1.5 . Для аналізу на графіках були виділені зони, де розбіжність величин коефіцієнтів не перевищує десяти відсотків.

ВИТРАТНІ ХАРАКТЕРИСТИКИ ШПАРИННИХ УЩІЛЬНЕНЬ З УРАХУВАННЯМ ВИПАДКОВОЇ ЗМІНИ ЇХ ПАРАМЕТРІВ.

Савченко А.Є., студент; Тарасевич Ю.Я., доцент

Мета роботи – визначення впливу випадкової зміни параметрів шпаринних ущільнень на їх витратні характеристики та на ККД багатоступеневого відцентрового насоса. В роботі виконано аналітичний огляд літературних джерел, де показано, що проблема герметизації ротора насоса, насамперед у місцях його виходу з корпусу, є складною і надзвичайно важливою. Особливу актуальність ця проблема набуває у зв'язку з невідкладними проблемами захисту навколишнього середовища, адже через ущільнення роторів втрачається величезна кількість перекачуваних продуктів, які одночасно забруднюють навколишнє середовище. Одним з найпоширеніших типів ущільнень, що використовуються у відцентрових насосах вітчизняної промисловості та народного господарства, є шпаринні ущільнення. Оскільки шпаринні ущільнення є безконтактними, то їх робота супроводжується постійними витратами перекачуваного середовища, що негативно позначається на ККД насоса. З огляду на кількість насосів, що працюють у всіх галузях промисловості, легко уявити значення ущільнень не тільки для збереження навколишнього середовища, але і для підвищення економічної ефективності різноманітних виробництв. В роботі показано, що через встановлені допуски на виготовлення ущільнюючих поверхонь шпаринних ущільнень розрахункові значення ККД насоса можуть різнитися з фактичним ККД насоса під час його експлуатації. Крім цього, в процесі роботи насоса можлива зміна основних геометричних параметрів шпаринних ущільнень через знос поверхонь, що також у більшості випадків негативно позначається на величині ККД насоса. В роботі проведено дослідження впливу випадкової зміни параметрів шпаринного ущільнення в процесі його роботи на значення ККД відцентрового насоса.

Отримані в роботі уточнені залежності для визначення витрати через шпаринне ущільнення робочого колеса насоса дозволяють розрахувати енергію об'ємних втрат, які можна перетворити в корисну енергію, якщо шпаринні ущільнення використовувати одночасно як гідростатичні опори. У цьому випадку енергія витоків не тільки може забезпечити необхідну несучу здатність опор, але і, що найважливіше, знизити рівні вібрації ротора.

Отримані результати роботи можуть використовуватися при розробці нових та удосконаленні існуючих методів підвищення вібронадійності, герметичності й екологічної безпеки відцентрових машин та створення на їх основі нових енерго- і ресурсозберігаючих конструкцій ущільнень роторів на підприємствах і в організаціях, які займаються розробкою, виготовленням, дослідженнями та експлуатацією насосного обладнання.

ВПЛИВ СПІРАЛЬНОГО ПОТОКУ У ШПАРУВАТОМУ УЩІЛЬНЕННІ НА ДИНАМІЧНІ ХАРАКТЕРИСТИКИ РОТОРА

Беда О.І., студент; Симоновський В.І., професор

Створення надійних відцентрових машин потребує забезпечення максимально можливого зниження рівня віброактивності. Це досягається віддаленням від резонансних режимів та зон нестійкості. А тому під час конструювання цих машин необхідно дослідити всі основні фактори, які визначають динамічні характеристики роторних машин.

Як показують дослідження, шпаруваті ущільнення суттєво впливають на динамічні характеристики ротора: виникаючі в ущільненні гідродинамічні сили в залежності від конструкції та умов роботи ущільнення можуть або знижувати віброактивність ротора, або навпаки, обумовлювати його динамічну нестійкість. Саме на долю гідромеханічної системи ротор-шпаруваті ущільнення припадає більше 70% всіх аварій відцентрових насосів (сюди входять поломки ротора, ушкодження втулок ущільнень, їх знос та ін.)

Багатьом типам відцентрових насосів властиві відносно короткі ущільнення з великим перепадом тиску і відносно малими окружними швидкостями. Дослідження впливу шпаруватих ущільнень на динамічні характеристики ротора були проведені для вище згаданих ущільнень. При використанні ж ущільнень де окружна складова потоку порівнянна з осьовою або навіть перевищує її (далі такі шпаруваті ущільнення будемо називати ущільнення з спіральним потоком) динамічні характеристики ротора суттєво змінюються.

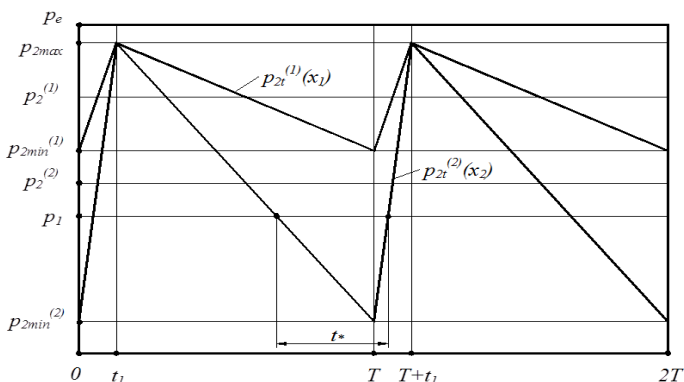
В даній роботі було проведено чисельне інтегрування на ПК рівнянь одномасової моделі неврівноваженого ротора та одержані динамічні характеристики цієї моделі зі спіральним потоком у шпаруватому ущільненні. Також проведено порівняння цих характеристик даної моделі ротора з урахуванням спірального руху та без нього. Показано, що шпаруваті ущільнення з спіральним рухом, обумовлюють гірші вібраційні властивості ротора, ніж ущільнення, в яких переважає осьовий потік.

СТАТИКА И ДИНАМИКА ЗАТВОРНЫХ ИМПУЛЬСНЫХ УПЛОТНЕНИЙ

Сидоренко В.С., студент; Марцинковский В.А., профессор

Импульсное сдвоенное уплотнение с подводом запирающей жидкости или газа. На вращающемся аксиально-подвижном кольце уплотнения расположены замкнутые камеры, а на опорном диске кольцевая буферная канавка. В торцовый зазор на радиусе r_2 расположения камер по дроссельным каналам, выполненным в неподвижном опорном диске,

подводится затворная среда с давлением p_e . За короткое время t_1 , в течение которого отдельная камера проходит мимо подводящего канала, в ней скачкообразно повышается давление до значения p_{2max} . Импульс давления на временном отрезке t_1 вызывает сжатие запирающей среды в камере. В течение времени $t_2 = T - t_1$ ($T = 2\pi/(i\omega)$, i - число подводящих дросселей) камера изолирована от подводящих дросселей (питателей). За это время сжатая в камере среда вытекает, и давление в камере уменьшается до минимальной величины p_{2min} , которая тем меньше, чем больше торцовый зазор.



Рисунок

Расчетная модель уплотнения построена на основании результатов измерения давления в камерах и по радиусу торцового зазора, давление на перемычках примерно равно осредненному давлению в камерах, а по радиусу торцовых дросселей изменяется по линейному закону. За время давление в камере линейно увеличивается и жидкость (газ) сжимается. За время давление так же линейно убывает за счет вытекания рабочей среды из камеры. Малые высокочастотные вибрации кольца не оказывают заметного влияния на осредненные расходные и силовые характеристики. Режим течения жидкости в каналах будем считать ламинарным, так как торцовый зазор мал (2-6 мкм), и уплотнение должно работать с капельной утечкой. Число камер 8-32, число питателей (подводящих дросселей) $i=2-4$.

Статический расчет сводится к построению статических характеристик, т.е. зависимостей торцового зазора, а также внутренних (затворной среды в уплотняемую полость) и внешних (затворной среды в атмосферу) протечек от давлений уплотняемой и затворной среды. Расчеты проведем для жидкости, что несколько упрощает выкладки благодаря линейной зависимости расхода от дросселируемого перепада давления. Однако, как показывает практика, работа уплотнения мало зависит от

агрегатного состояния уплотняемой и затворной сред. Расчет выполняется на основе совместного решения уравнений баланса расходов и уравнения равновесия аксиально-подвижного кольца. Статическую характеристику можно строить по любому из внешних воздействий: $\psi_1, \psi_3, \psi_e, \psi_k, \Omega$. Однако нужно иметь в виду, что для предотвращения протечек наружу уплотняемой жидкости, давление запирающей среды должно на $0,1-0,2$ МПа превышать уплотняемое давление. Поэтому между этими давлениями существует дополнительная связь, которую можно характеризовать отношением $\delta_a / \delta = \psi_a / \psi_1 = \delta \psi_a$. С учетом этой связи выражение после деления числителя и знаменателя на ψ_1 принимает вид:

В процессе работы аксиально-подвижное кольцо уплотнения совершает малые осевые колебания относительно положения статического равновесия. Поэтому в уравнениях баланса расходов необходимо учитывать расходы вытеснения и сжатия. На полупериоде уменьшения зазора жидкость выдавливается, на полупериоде увеличения зазора - подсасывается. В результате, расход вытеснения $Q_v = A_n \dot{x} = A_n x_n \dot{u} = V_n \dot{u}$, где $V_n = A_n x_n$ - объем номинального зазора на секторе с центральным углом $2\pi/n$, (n - число камер) без учета объема камер и буферной канавки.

Осевые колебания кольца обуславливают колебания давления в зазоре и соответствующий расход сжатия $Q_2 = \dot{p}_2 V / E$, где V - начальный объем сжимаемой в зазоре жидкости. Учитывая, что величина зазора сохраняется в пределах $2-6$ мкм, объемом V_n можно пренебрегать по сравнению с объемом камер и буферной канавки. Производная по времени от давления в камерах и в канавке одинакова и определяется виброскоростью кольца. Инерционное сопротивление жидкости, характерное для нестационарных течений, в данном анализе не учитывается.

$$g_e(p_e - p'_e) = g_{1n}u^3(p_2 - p_1) + g_{3n}u^3(p_2 - p_3) + V_n \dot{u} + \frac{V}{E} \dot{p}_2.$$

РЕШЕНИЕ ЗАДАЧИ ГИДРОУПРУГОСТИ И ОПРЕДЕЛЕНИЕ КОНТАКТНЫХ ДАВЛЕНИЙ В ТОРЦОВОМ САЛЬНИКОВОМ УПЛОТНЕНИИ

Гудкова А.В., студент; Загорулько А.В., доцент

Среди контактных уплотнений, которые применяются для герметизации валов химических и центробежных насосов общепромышленного назначения, существенными преимуществами по технико-экономическим показателям обладают торцовые сальниковые уплотнения.

Для повышения ресурса и герметичности торцовых сальниковых уплотнений необходимо конструктивно влиять на распределение контактного давления в паре трения. Для этого требуется применять конструкции уплотнений с податливым дном и со специальной формой канавок на рабочей поверхности опорного диска, обеспечивая равномерное распределение и уменьшение контактного давления, а также снижение протечек за счет гидродинамической разгрузки и обратного нагнетания части потока из пары трения в уплотняемую среду.

В литературе известен целый ряд публикаций по исследованиям конструкций торцовых и манжетных уплотнений, в которых реализован принцип гидродинамической разгрузки пары трения и обратного нагнетания уплотняемой среды. Разработаны методы численного и аналитического расчетов таких уплотнений. Решена задача гидроупругости для податливого подшипника с текстурированной поверхностью вала. Поэтому создание методики расчета различных конструкций торцовых сальниковых уплотнений является на сегодняшний день достаточно актуальной задачей.

В работе представлено решение задачи гидроупругости в торцовом сальниковом уплотнении с гидродинамическими канавками в программном комплексе ANSYS методом последовательных приближений. Получено распределение контактного и гидродинамического давлений по окружности пары трения. Сравнение результатов расчета и эксперимента показало хорошее совпадение.

ЧИСЛЕННЫЙ АНАЛИЗ МАГНИТОЖИДКОСТНЫХ УПЛОТНЕНИЙ ВЫСОКОБОРОТНЫХ ВАЛОВ

Покутний М.В., студент; Загоруйко А.В., доцент

Проблема герметизации вращающихся валов машин и агрегатов актуальна для современной техники. Перспективным направлением ее решения является разработка магнитожидкостных уплотнений (МЖУ), использующих в качестве уплотняющей среды магнитную жидкость (МЖ). Обычные МЖУ обеспечивают герметизацию при перепадах давления до 0,3 МПа и скоростях вращения вала до 15 м/с. Этот диапазон параметров можно расширить при помощи комбинированных уплотнений.

В работе представлены результаты численных исследований термогидродинамических процессов в гидродинамических магнитожидкостных уплотнениях (ГМЖУ), которые представляют собой комбинацию обычных магнитожидкостных и щелевых уплотнений.

НЕСТАЦИОНАРНАЯ ЗАДАЧА ТЕЧЕНИЯ ГАЗА В ЗАТВОРНОМ ИМПУЛЬСНОМ УПЛОТНЕНИИ С РЕГУЛЯТОРОМ ПЕРЕПАДА ДАВЛЕНИЙ

Дейнека А.В., студент; Загорулько А.В., доцент

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.

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 таких как Ansys CFX. 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 с учетом подачи нейтральной запирающей среды в пару трения при помощи регулятора перепада давлений. Это позволит достаточно точно определить силовые и температурные деформации уплотнительных колец, а также оптимальные геометрические и силовые характеристики необходимые для создания надежных уплотнений роторных машин.

ОЦЕНКА ВЕРОЯТНОСТИ НЕРАЗРУШЕНИЯ ВАЛА ЦЕНТРОБЕЖНОГО НАСОСА В УСЛОВИЯХ ЭКСПЛУАТАЦИИ

Кривопишина Е.С., студент; Тарасевич Ю.Я., доцент

Необходимым условием для создания надежных методов проектирования долговечных и эффективных конструкций при расчетах механических систем является использование теории вероятностей и теории случайных процессов, причем количество задач, где необходимо применение методов вероятностного расчета, постоянно возрастает.

Силловые факторы, действующие на реальные роторные системы, как правило, многократно повторяются во времени. Конструкционные материалы, применяемые в машиностроении, изготавливаются в массовом количестве. Соединения, применяемые в конструкциях, также, как правило, являются массовыми элементами. Поэтому поведение любой системы может быть определено случайными факторами массового характера, для каждого из которых возможно статистическое понимание вероятности и в большей или меньшей степени справедливым является закон больших чисел.

Целью данной работы является оценка вероятности разрушения вала центробежного насоса в условиях эксплуатации.

На практике расчет валов на прочность ведут по наибольшей кратковременной нагрузке, которую определяют исходя из наиболее тяжелых условий работы машины.

В процессе работы на вал насоса действует сложная система нагрузок:

- вес рабочих колес и других деталей, насаженных на вал.
- радиальные усилия, действующие на ротор вследствие неравномерности распределения давления;
- осевое усилие ротора;
- центробежная сила, возникающая из-за остаточного дисбаланса рабочих колес после балансировки.
- крутящий момент, передаваемый валом насоса.

В работе рассматривается электронасос НЦВС 40/30 горизонтального типа, который представляет собой моноблок, состоящий из одноступенчатого центробежного насоса и электродвигателя. По основным параметрам и размерам определяются осевые силы и устройства для уравнивания осевых сил, рассчитываются прочность корпуса насоса и рассчитывается на прочность вал насоса.

Используя вероятностные методы, проведены расчеты на прочность с учетом случайного характера свойств материалов. Используются методы расчета по граничным напряжениям, которые могут быть как детерминированными, так и случайными величинами. Также рассматриваются методы определения параметров конструкции, соответствующих заданной нормативной надежности.

ПОИСК СПОСОБОВ СВОЕВРЕМЕННОГО ПРЕДУПРЕЖДЕНИЯ ЯВЛЕНИЯ ПОМПАЖА В ЦЕНТРОБЕЖНОМ НАГНЕТАТЕЛЕ ГАЗОПЕРЕКАЧИВАЮЩЕГО АГРЕГАТА

Сергиенко С.В., студент; Савченко Е.Н., доцент

Помпаж представляет собой срыв потока газа в компрессоре с потерей динамической устойчивости. Возникающие при этом колебания расхода и давления газа могут привести к разрушению оборудования. Явление помпажа возникает, когда давление на выходе нагнетателя высокое, а расход газа

через него – низкий. Для защиты центробежного нагнетателя от помпажа используется перепуск газа с выхода компрессора на его вход в количестве, необходимом для избежания помпажа.

Помпаж - глобальная потеря устойчивости - недопустимое явление для центробежного компрессора. Защита компрессора от помпажа должна быть обеспечена при его эксплуатации. Существующие способы защиты центробежного компрессора от помпажа имеют недостатки, из-за которых защищённость машины не может быть надёжно обеспечена. Поэтому разработка эффективных способов защиты центробежного компрессора от помпажа - актуальная задача.

Антипомпажное регулирование и антипомпажная защита являются важнейшими задачами и включают в себя поддержание запаса по помпажу не ниже заданного, обнаружение помпажа и вывод нагнетателя из зоны помпажа. Поддержание запаса по помпажу достигается путем своевременного частичного открытия антипомпажного клапана при достижении рабочей точкой линии регулирования или быстром приближении к ней. При этом рабочая точка, если она достигает линии регулирования, удерживается на ней.

Центробежные компрессоры в основном оснащаются параметрическими системами антипомпажной защиты. Наличие собственного патента на систему антипомпажной защиты считается престижным, поэтому практически каждый производитель предлагает собственную систему. Не смотря на множество идей, работа всех таких систем основана на том, что газодинамическая характеристика компрессора при постоянной скорости вращения и постоянном молекулярном весе газа имеет единственную точку на границе помпажа.

В большинстве практических случаев решение проблемы противопомпажной защиты сводится к недопущению приближения режима работы компрессора к границе помпажа за счет регулирования параметров компрессора (давления и расхода газа до и после компрессора) с помощью перепуска газа с нагнетания компрессора на всасывание с помощью открытия байпасного крана – антипомпажного клапана.

СОВЕРШЕНСТВОВАНИЕ КОНСТРУКЦИИ АНТИПОМПАЖНОГО КЛАПАНА ЦЕНТРОБЕЖНОГО НАГНЕТАТЕЛЯ ГПА ДЛЯ ЕГО ЭФФЕКТИВНОЙ АНТИПОМПАЖНОЙ ЗАЩИТЫ

*Мартыненко В.А., студент; Москаленко Д.С., студент;
Сидорец А.И., аспирант*

Надежная и эффективная работа трубопроводных газотранспортных систем в большой степени определяет успешное функционирование многих отраслей хозяйств стран СНГ и влияет на их экономическое состояние в

целом. К одним из основных факторов, определяющих надежность и экономичность работы газотранспортных систем, относится обеспечение газодинамической устойчивости центробежных нагнетателей (ЦБН) газоперекачивающих агрегатов (ГПА).

Потеря по различным причинам газодинамической устойчивости приводит ЦБН к режиму помпажа, характеризующемуся интенсивными колебаниями расхода и давления газа в системе «нагнетатель-сеть», что в свою очередь часто приводит к авариям с крупными поломками ЦБН, приводного двигателя ГПА и другого оборудования.

Помпаж является нестационарным процессом в центробежном компрессоре и выражается в срыве потока газа через рабочее колесо компрессора. Этот процесс наступает, когда энергия, передаваемая лопатками рабочего колеса потоку газа, недостаточна для преодоления сопротивления сети со стороны нагнетания компрессора при работе на режимах низких расходов, при этом возникают отрывы потока газа от лопаток рабочего колеса.

Для решения этой проблемы существуют различные методы и средства противопомпажной защиты, задача которых сводится к недопущению приближения режима работы компрессора к границе помпажа за счет регулирования параметров компрессора (давления и расхода газа до и после компрессора). Самым распространенным методом устранения помпажных явлений является перепуск газа с нагнетания компрессора на всасывание (байпасирование) с помощью антипомпажного клапана.

В работе представлена разработанная в программном пакете Pro ENGINEER модель антипомпажного регулирующего клапана на базе конструкции шарового крана. С помощью программного пакета ANSYS CFX произведен ее численный расчет для различного числа пластин и количества отверстий в пластинах решетки, а также расположения самих пластин в пробке антипомпажного клапана. В результате получены зависимости изменения давления и скорости по длине клапана, а также расхода от угла поворота решетки. Проведена сравнительная характеристика конструкций модели.

ЗВ'ЯЗАНІЙ ГАЗОДИНАМІЧНИЙ ТА ТЕРМОПРУЖНИЙ РОЗРАХУНОК ВИХЛОПНОГО ТРАКТУ ГПА

Гребенюк І.В., студент; Загорулько А.В., доцент

Однією з головних умов стійкого розвитку газової галузі є забезпечення надійності і ефективності експлуатації газотранспортних підприємств. Проблеми підвищення надійності і ефективності експлуатації газоперекачуючих агрегатів (ГПА) тісно пов'язані з працездатністю системи вихлопу. Відмови систем вихлопу в роботі ГПА призводять до значного

підвищення вартості ремонтно-відновлювальних робіт, що диктує необхідність впровадження сучасних технологій оцінки працездатності.

У роботі проведений аналіз газодинамічних джерел коливань конструкції вихлопного тракту. Виконано розв'язання нестационарної задачі течії газу у вихлопному тракті ГПА за допомогою програмного комплексу ANSYS CFX. Проведений аналіз термопружного стану стінок під дією теплового потоку газу у вихлопному тракті ГПА за допомогою програмного комплексу ANSYS Mechanical.

ЧИСЛЕННЫЙ РАСЧЕТ ПАКЕТА ПЛАСТИН УПРУГОЙ ПЛАСТИНЧАТОЙ МУФТЫ ЦЕНТРОБЕЖНОГО НАСОСА

Качан С.В., студент; Загоруйко А.В., доцент

Муфты, входящие во многие механизмы и машины, являются ответственными узлами, часто определяющими надежность и долговечность всей машины. Основное их назначение — передача вращения и момента (без изменения его величины и направления) с одного вала на другой или с вала на свободно сидящую на нем деталь и обратно.

Разнообразие задач, решаемых с помощью муфт, и требований, предъявляемых к ним в соответствии с условиями эксплуатации машин и агрегатов, в состав которых входят муфты. Все это вместе взятое вызвало к жизни большое количество конструкций муфт различных видов. При этом нередко встречаются сложные комбинированные муфты, объединяющие в себе свойства нескольких типов простейших муфт.

Муфты упругие передают крутящий момент от привода к исполнителю с минимальными потерями и реактивными усилиями. Эти муфты характеризуются наличием упругого элемента, за счет деформации которого осуществляется взаимное перемещение деталей муфты, необходимых для компенсации смещения осей ведущего и ведомого валов. В рабочем диапазоне имеют низкую осевую и угловую жесткость, хорошо компенсируют монтажные и эксплуатационные отклонения. Обладают виброизолирующими свойствами, предотвращая передачу возмущений по валопроводу. Удобны при монтаже, не требуют смазки и постоянного обслуживания. Предусмотрена возможность технического обслуживания агрегата без разборки болтовых соединений «упругий пакет-проставка».

В работе выполнен обзор конструкций и методов расчета муфт центробежного насоса, сделан расчет упругой муфты в программном комплексе ANSYS. На основе проведенных исследований разработана методика аналитического расчета упругой пластинчатой муфты для пакета пластин. Было проведено сравнение разработанного аналитического метода расчета с результатами численного моделирования. Выданы рекомендации по расчету и проектированию муфт центробежных насосов.

ГАЗОДИНАМИЧЕСКИЙ РАСЧЕТ КОЖУХА ДИСКОВОЙ МУФТЫ ЦЕНТРОБЕЖНОГО КОМПРЕССОРА

Шульга, студент; Загоруйко А.В., доцент

Центробежные компрессоры нашли широкое распространение во многих областях народного хозяйства: химической, газовой, нефтяной и нефтехимической промышленности. Для соединения соосных валов, передачи крутящего момента и компенсации смещений валов таких машин довольно часто применяются упругие дисковые муфты. В связи с тем, что такие муфты являются потенциально «опасным» элементом, они требуют применения защитного кожуха. Однако, трение воздуха о стенки кожуха, мембраны и полумуфты при достаточно больших скоростях вращения вала 8200 об/мин и диаметрах дисков до 700 мм приводит к выделению тепла и нагреву кожуха до температуры свыше 100°C. Поэтому требуется усовершенствование существующих, а также разработка новых конструкций кожухов дисковых муфт, которые, по сути, представляют собой дисковые компрессоры, обеспечивающие необходимое давление и расход воздуха и тем самым уменьшающие температуру и предотвращающие попадание масла и разогретого воздуха со стороны привода и компрессорного агрегата внутрь кожуха.

Проверку эффективности работы таких устройств целесообразно проводить при помощи современных программных средств вычислительной гидрогазодинамики, позволяющих получить поля скоростей, давлений и температур во всей расчетной области, а также рабочие характеристики (зависимости к.п.д., разности давлений и температур от массового расхода при разных скоростях вращения вала) кожуха дисковой муфты.

РОЗВ'ЯЗАННЯ ЗАДАЧІ ГІДРОДИНАМІЧНОГО ЗМАЩЕННЯ ПІДШИПНИКА КОВЗАННЯ МЕТОДАМИ ОБЧИСЛЮВАЛЬНОЇ ГІДРОДИНАМІКИ

Лютенко А.А., студент; Загоруйко А.В., доцент

Надійність сучасної турбомашини багато в чому визначається якістю опор її роторів. Найкращі споживчі якості мають опори, що не потребують обслуговування і витрат на експлуатацію, термін служби яких відповідає ресурсу турбомашини. У повній мірі такі кондиції забезпечують опори на рідинному змащенні.

В роботі виконано аналіз існуючих конструкцій підшипників ковзання відцентрових насосів та чисельний розрахунок у програмі ANSYS CFX трьох типових конструкцій упорних та опорних виносних підшипників ковзання з

примусовою змазкою. Розроблена методика чисельного розрахунку та визначення несучої здатності, витрат змазки, теплофізичних, жорсткісних і демпфіруючих характеристик. Отримані експлуатаційні статичні характеристики. Виконано порівняння результатів чисельного розрахунку з результатами, які отримані за допомогою існуючих методик розрахунку. Видані рекомендації по проектуванню вбудованих підшипників ковзання на перекачуваному середовищі відцентрових насосів.

ПОРІВНЯННЯ ЕКСПЛУАТАЦІЙНИХ ХАРАКТЕРИСТИК ІСНУЮЧОГО І ВДОСКОНАЛЕНОГО КОМПРЕСОРІВ ОХОЛОДЖЕННЯ ТУРБОГЕНЕРАТОРІВ ГЕС КАПСУЛЬНОГО ТИПУ

Паляника А.В., студент; Савченко Є.М., доцент

Проблеми енергозбереження та підвищення ефективності експлуатації промислового обладнання стають дедалі нагальнішими. Це стосується і обладнання ГЕС України. Крім власне турбоагрегатів, надійність та ефективність роботи ГЕС у цілому не в останню чергу залежить від систем їх охолодження, безперебійну та ефективну роботу яких у свою чергу забезпечують осьові компресори. Саме ці компресори, розроблені 50 років тому і встановлені свого часу на ГЕС при запуску їх у роботу, звертають на себе увагу з точки зору енергозбереження, оскільки при їх проектуванні не враховувалися сучасні досягнення газодинаміки та аерогідромеханіки, не використовувалися можливості сучасних потужних програмних обчислювальних комплексів. Крім того, з'явилися нові надійні енергозберігаючі електродвигуни, використання яких дозволить не тільки економити на спожитій електроенергії, але й підвищити надійність компресорних агрегатів. Свого часу концерном «Укрросметал» було розроблено та виготовлено компресор нового покоління, який мав прийти на заміну встановленим на ГЕС. Два роки успішної експлуатації підтвердили його надійність. Постає задача довести його ефективність та економічність. Саме ця проблема й вирішувалася у даній роботі.

У процесі роботи розроблено програму та методику зняття експлуатаційних характеристик осьових компресорів в умовах їх експлуатації і проведено зняття та порівняння експлуатаційних характеристик осьових компресорів, встановлених на Київській та Канівській ГЕС при запуску їх у роботу, та компресора нового покоління. За результатами порівняння отриманих характеристик розроблено експертний висновок з аналізом аеродинамічних характеристик течії у проточній частині компресорів, їх вібраційних характеристик та економічності.

Отримані результати дозволили зробити загальний висновок: компресор нового покоління завдяки застосуванню просторового профілювання лопаток робочого колеса має суттєві переваги перед раніше

встановленими на ГЕС за аеродинамічними характеристиками течії у їх проточній частині, забезпечуючи в більших обсягах та більш рівномірне проходження повітря через теплообмінник, а значить і його більшу ефективність. Аналіз показників вібрації компресорів також свідчить про незаперечну перевагу нового компресора над дослідженими зразками старих: рівні вібрації на них по всіх точках замірів у 2 – 4 рази нижчі. Корисна потужність, обрахована за результатами аеродинамічних досліджень, при розрахунку ККД забезпечує перевагу новому агрегату близько 2%.

ОПТИМИЗАЦИЯ ПРОЦЕССА БАЛАНСИРОВКИ ГИБКОГО РОТОРА С ПОМОЩЬЮ СИМПЛЕКС-МЕТОДА

Угничев А.С., аспирант; Симоновский В.И., профессор

В процессе любой балансировки существенное значение имеет выбор плоскостей коррекций. При балансировке гибкого ротора с большим количеством рабочих колес, требующей не менее трех плоскостей коррекций, такой выбор является актуальной задачей. Используя частотные характеристики динамических коэффициентов влияния, полученных экспериментально или определенные на ПК по программам расчёта вынужденных колебаний, можно определить в каком месте на роторе влияние дисбаланса на все опоры будет максимальным. Таким образом, уравновешенные массы установленные в таких точках будут давать наилучший эффект снижения уровня вибрации, а плоскости в которых они установлены можно назвать оптимальными.

На практике был рассмотрен ротор компрессора высокого давления с шестью рабочими колесами, расчетная схема которого приведена на рисунке.

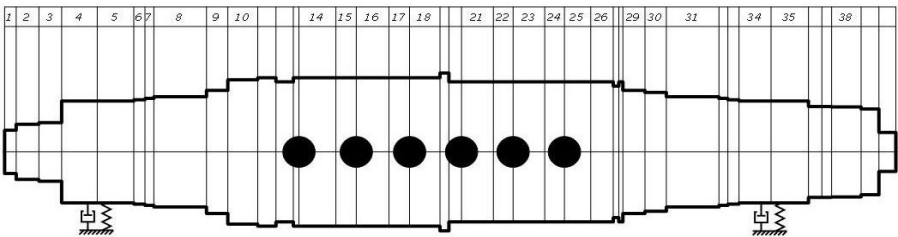


Рисунок – Расчетная схема ротора

В зависимости от числа намеченных плоскостей коррекций весь ротор, или его отдельный участок, разбивается на равные части (по одной на каждую плоскость). Балансировка данного ротора происходила трех плоскостях коррекции, поэтому и сам ротор разбивался три части. На каждом

из участков вводим локальную систему координат. По адекватной расчетной схеме, соответствующей реальному рассматриваемому ротору с помощью ПК высчитываем динамические коэффициенты влияния для первой и второй опор. Таким образом, для обеих опор получаем значения, численно равные прогибам от единичного дисбаланса, установленного в любой точке ротора с координатой z .

Исходя из того, что оптимальными мы считаем те плоскости, в которых дисбалансы суммарно воздействуют на все опоры больше, чем такие же дисбалансы в других плоскостях этого участка, можно сформулировать функцию цели:

$$\Phi(z_1, z_2, z_3) = f_{11}(z_1) + f_{21}(z_1) + f_{12}(z_2) + f_{22}(z_2) + f_{13}(z_3) + f_{23}(z_3) \equiv \max, \quad (1)$$

при ограничениях

$$0 \leq z_1 \leq z_{1\text{пр}}, \quad 0 \leq z_2 \leq z_{2\text{пр}}, \quad 0 \leq z_3 \leq z_{3\text{пр}}. \quad (2)$$

Первый индекс i функции f_{ij} означает номер опоры, второй j – номер участка.

Для реализации такой функции цели используется симплекс-метод (задача линейного программирования). Так как эта задача является линейной, то и исходные частотные характеристики ДКВ заменяем ломаными линиями.

Чтобы проверить эффективность предложенного способа с помощью численных экспериментов, ротор нагружался системой дисбалансов полученных по найденным экспериментальным прогибам неуравновешенного ротора. Расчётным путём были сняты ДКВ и получены функции кусочно-линейной аппроксимации. В результате использования программы, реализующий симплекс-метод для задачи (1), (2) были получены оптимальные места плоскостей коррекции.

Исходя из полученных результатов, полученных с помощью виртуальной балансировки, эффективность данного метода весьма наглядна: максимальный прогиб при оптимальном расположении плоскостей оказался уменьшенным практически в десять раз, при значительном уменьшении дисбалансов.

ИССЛЕДОВАНИЕ АВТОКОЛЕБАТЕЛЬНЫХ ЯВЛЕНИЙ В РОТОРАХ ТУРБОКОМПРЕССОРОВ

Недайвода С.С., студент; Симоновский В.И., профессор

Тенденция развития современных роторных машин связана с ростом их производительности и рабочих частот вращения и уменьшением габаритных размеров агрегатов, что вместе с необходимостью обеспечения

длительного ресурса работы накладывает существенные ограничения на использование подшипников качения. В связи с этим широкое распространение в качестве опор роторов высокоскоростных турбомашин находят подшипники жидкостного трения.

Течение смазочного материала в подшипниках жидкостного трения приводит к формированию нелинейных реакций, что, в свою очередь, обуславливает возникновение самовозбуждающихся колебаний. Эти явления могут быть исследованы только с помощью нелинейных моделей роторных систем. При этом наиболее полную и достоверную информацию о динамическом поведении роторной системы с подшипниками жидкостного трения можно получить путём численного интегрирования систем нелинейных дифференциальных уравнений колебаний ротора с последующим анализом спектров колебаний и временных характеристик движения ротора в радиальном зазоре.

Для качественной и количественной оценки влияния различных параметров на динамическое поведение ротора была применена модель, учитывающая нелинейные реакции подшипников. Реальный ротор был приведён к 4-массовой системе. Массы модели оценивались с помощью формулы линейной регрессии.

Численное интегрирование системы нелинейных дифференциальных уравнений неконсервативной 4-массовой модели и получение временных характеристик и спектра вибраций было проведено в программном комплексе Mathcad 14. Выявлены некоторые закономерности влияния демпфирования, дисбалансов и ряда других параметров системы на устойчивость и характер полигармонических колебаний ротора в неустойчивой области частот вращения.

РОЗРОБКА ДИСКРЕТНИХ МОДЕЛЕЙ РОТОРНИХ СИСТЕМ НА ОСНОВІ МЕТОДУ ІДЕНТИФІКАЦІЇ

Ярута А.С., студент; Симоновський В.І., професор

Створювані в наш час нові модифікації турбокомпресорів з багатоступінчастими високообертальними роторами, які переважно працюють поблизу другої критичної частоти, накладають все більш суворі вимоги до вібронадійності і, тим самим, до достовірності динамічних розрахунків на стадії проектування. Існуючі методи і програми розрахунку динаміки роторів (наприклад, на базі методу кінцевих елементів (МКЕ)) дозволяють визначити критичні частоти і форми вимушених коливань синхронної прецесії. В цей же час дослідження таких складних явищ, як втрата стійкості, поява несинхронних автоколивальних складових, залишаються поза можливостями розрахунку за цими програмами. Ці явища можуть бути досліджені тільки з допомогою чисельного інтегрування рівнянь руху ротора. Раніше

розглядалися 1-масові (рідше – 2-масові) моделі, з допомогою яких вдавалося виявити деякі загальні закономірності. Проте для не тільки якісного, але і достатньо достовірного кількісного дослідження динаміки ротора 1-масової моделі недостатньо. Потрібні дискретні 3-, 4-масові моделі, які в повній мірі відображають динамічні властивості реальної конструкції і відкривають можливість врахування неконсервативних нелінійних сил в підшипниках, а також ефекти, пов'язані з наявністю внутрішнього тертя. Використання цих моделей з урахуванням наявних в наш час ефективних програм чисельного інтегрування систем диференціальних рівнянь (Maple, Mathcad) відкриває широкі можливості для дослідження динаміки роторів енергетичних машин.

Для розв'язку перерахованих вище задач розроблений метод побудови дискретної моделі роторів з обмеженим числом мас. Маси дискретної моделі були оцінені з допомогою формули лінійної регресії.

По даній методиці виконано приведення до 4-масової системи роторів відцентрових машин з різною конструкцією підшипників та ущільнень.

Для перевірки адекватності 4-масової моделі було проведено порівняння статичного прогину і значень критичних частот власних коливань з відповідною МКЕ-моделлю ротора.

ПОЛУЧЕНИЕ ДИАГНОСТИЧЕСКОЙ ИНФОРМАЦИИ О ТЕХНИЧЕСКОМ СОСТОЯНИИ УЗЛОВ МАШИНЫ НА ОСНОВЕ АНАЛИЗА СИГНАЛОВ АКУСТИЧЕСКОЙ ЭМИССИИ

Бугайчук А.С., студент; Савченко Е.Н. доцент

Акустико-эмиссионный метод — один из пассивных методов акустического контроля. Акустическая эмиссия (АЭ) заключается в генерации упругих волн напряжения в твердых телах в результате локальной динамической перестройки их структуры. Метод АЭ, основанный на регистрации и обработке волн напряжений, возникающих в результате формирования, изменения и разрушения структур различных материалов, является в настоящее время эффективным для изучения процессов и стадий развития дефектной структуры и создания систем непрерывного мониторинга ответственных объектов промышленности.

Основные параметры АЭ — это число импульсов за время наблюдения и активность АЭ, равная количеству импульсов в некотором интервале времени наблюдения (обычно 0,1 или 1 с). Для характеристики процесса АЭ важно не только количество импульсов, но и их амплитуда, которую обычно измеряют в вольтах. Результаты физических исследований акустических волн, связанных с деформированием материалов, показывают, что на основе этого явления можно создать эффективные методы неразрушающего диагностического контроля состояния материалов для оценки опасности возникшей ситуации и близости момента отказа (разрушения).

В работе изучена имеющаяся в лаборатории кафедры аппаратура для исследования и анализа явления АЭ. С ее помощью на экспериментальных установках выполнены исследования условий возникновения АЭ в таких узлах центробежных машин как подшипники качения и торцовые уплотнения. Полученные результаты показывают принципиальную возможность использования явления АЭ для диагностирования технического состояния основных узлов центробежных машин, проведенных исследований недостаточно для выдачи конкретных практических рекомендаций по методам диагностирования с использованием этого метода.

С целью выявления взаимосвязи между параметрами акустических сигналов, возникающих в диагностируемых образцах под воздействием ударной, монотонно возрастающей механической, термической или прочей нагрузки, и предельной их прочностью, следует накопить больше теоретических и практических основ и знаний, чтобы широко применять метод акустической эмиссии в диагностировании того или иного промышленного оборудования.

ОБЗОР МЕТОДОВ ДИАГНОСТИКИ ТЕХНИЧЕСКОГО СОСТОЯНИЯ ПРОМЫШЛЕННОГО ОБОРУДОВАНИЯ

Вакула Д.С., студент; Нагорный В.М., доцент

В процессе эксплуатации наблюдаются старение и износ элементов промышленного оборудования, приводящих к снижению эксплуатационной надежности. Изменения в элементах оборудования вследствие износа и усталости приводят также к уменьшению запаса прочности, поэтому могут возникать отказы, обусловленные разрушением напряженных элементов. Отсюда возникает необходимость контроля указанных процессов с целью предотвращения опасных повреждений. Подобным контролем занимается техническая диагностика машин.

Методы и способы технической диагностики позволяют выявить дефекты и повреждения в узлах и деталях, возникшие при изготовлении и монтаже оборудования при нарушении технологических режимов и параметров, а также в процессе эксплуатации. Это позволяет выявить уязвимые места оборудования и причины выхода из строя его узлов и деталей. Данное обстоятельство также является решающим фактором перехода предприятия к системе технического обслуживания оборудования - "обслуживанию по фактическому состоянию". Управление технологическими процессами и организация ремонтно-профилактических работ осуществляется на основе данных о фактическом состоянии оборудования получаемых путем применения средств технической диагностики. Обслуживание оборудования по его фактическому состоянию позволяет сократить количество неплановых остановок процессов, время

простоя в ремонте, издержки на ремонт и ликвидацию последствий аварий, тем самым повысить ресурс и снизить стоимость оборудования.

Промышленная практика показала, что сдерживающим фактором перехода предприятий, к системе обслуживания оборудования "по фактическому состоянию", является отсутствие нормативной и регламентационной базы диагностики. Универсальность существующей нормативной и регламентационной базы диагностики ограничивается конструкторской и технологической спецификой объектов диагностирования. Постановка задачи решения этих предпосылок и определяет актуальность работы.

ОБЗОР МЕТОДОВ ПРОГНОЗИРОВАНИЯ ИЗМЕНЕНИЯ ТЕХНИЧЕСКОГО СОСТОЯНИЯ ПРОМЫШЛЕННОГО ОБОРУДОВАНИЯ

Бурый А.С., студент; Нагорный В.М., доцент

Применение всевозможных машин и оборудования в различных отраслях промышленности носит массовый характер. С этим связан значительный объем материальных и людских затрат, которые идут на поддержание их огромного парка в работоспособном состоянии.

Действующая система планово-предупредительных ремонтов (ППР) предусматривает ремонтное обслуживание оборудования в соответствии с заранее определенным графиком, а это приводит к необоснованным затратам, обусловленным, с одной стороны, недоиспользованием ресурса машин при проведении не требующихся по их техническому состоянию ремонтов, а с другой стороны, отсутствием гарантии их безаварийной работы в межремонтный период. Кроме того, любой ремонт, связанный с разборкой-сборкой машины нарушает приработку ее узлов, сокращая тем самым срок безаварийной работы.

Таким образом, весьма актуальной становится проблема прогнозирования и обеспечения технического ресурса машин и конструкций.

Практическое значение проблемы весьма велико. Хотя при современных темпах научно-технического прогресса моральное старение машин происходит быстрее, чем раньше, во многих отраслях фактический ресурс еще не достигает оптимальных с экономической точки зрения значений. Увеличение ресурса машин приведет к существенной экономии материалов, энергетических и трудовых затрат, которые в настоящее время идут на пополнение парка машин и на их ремонт.

Решение этой проблемы предусматривает установление качественных и количественных закономерностей, определяющих ресурс; разработку методов оценки влияния различных факторов на средний ресурс и разброс ресурса, а также на остаточный ресурс эксплуатируемого объекта. Решение проблемы открывает пути для научно обоснованного назначения ресурса, анализа и синтеза машин с учетом факторов надежности, для выбора

конструктивных и технологических решений, обеспечивающих назначенные показатели долговечности.

Поэтому целью работы является изучение существующих и выбор наиболее эффективных методов прогнозирования ресурса промышленного оборудования.

ПРОГНОЗ ДОЛГОВЕЧНОСТИ МАШИНЫ НА ОСНОВЕ РАСЧЕТА ПАРАМЕТРОВ УСТАЛОСТНОЙ ТРЕЩИНЫ, РАЗВИВАЮЩЕЙСЯ В ЕЕ СИЛОВЫХ ЭЛЕМЕНТАХ

Рыженко Д.А., студент; Нагорный В.М., доцент

Большинство современных методов проектирования деталей машин и стальных сварных конструкций обычно направлены на исключение трещин усталости на протяжении всего целесообразного времени существования конструкции. Между тем, опыт эксплуатации показывает, что трещины могут возникать, указывая на недочеты или ошибки проекта, правил изготовления и эксплуатации. При этом конструкции иногда эксплуатируются определенное время с подрастающими трещинами - до обнаружения, до планового восстановления. При умеренной напряженности трещины подрастают медленно, позволяя включить часть этого процесса в пределы целесообразного ресурса (долговечности) при условии, что рост трещин можно надежно прогнозировать и контролировать при периодических осмотрах до наступления критического (предельного) состояния конструкции и отремонтировать поврежденные элементы конструкции.

Для объяснения зарождения усталостных трещин локальными пластическими деформациями было предложено несколько эквивалентных моделей. В течение той части цикла, когда нагрузка возрастает, на наиболее удачно расположенной плоскости происходит сдвиг. На падающей части цикла сдвиг в обратном направлении происходит на параллельной плоскости скольжения, поскольку сдвиг по первой плоскости затруднен механическим упрочнением и окислением только что образованной свободной поверхности. В этом первом цикле сдвига может произойти выдавливание либо вдавливание поверхности металла.

При последовательных циклах в условиях непрерывно продолжающегося пластического течения вдавливание может перерасти в трещину. Если в процессе циклического нагружения напряжения остаются растягивающими, то этот механизм все равно работает, поскольку возникающие при возрастании нагрузки пластические деформации во время разгрузки могут явиться причиной остаточных сжимающих напряжений.

Для определения параметров усталостной трещины необходимо использовать один из методов их расчета, которые способствуют спрогнозировать время их появления и предотвратить поломку машины.

МАТЕМАТИЧНЕ МОДЕЛЮВАННЯ

ОБ ОДНОМ ПОДХОДЕ К РЕШЕНИЮ ОБРАТНЫХ ЗАДАЧ ТЕПЛОПРОВОДНОСТИ

Ячменев В.А., доцент; Ганнов В.С., студент

Известно [1], что решение первой краевой задачи для полупрямой, при условии, что

$$T(0,t)=u(t)$$

задается интегральным соотношением

$$T(x,t) = \frac{x}{2\sqrt{\pi\chi}} \int_0^t \frac{1}{\sqrt{(t-\tau)^3}} e^{\frac{-x^2}{4\chi(t-\tau)}} u(\tau) d\tau. \quad (1)$$

В некоторых случаях представляет интерес решение обратной задачи, то есть задачи определения функции $u(t)$ по известным измерениям температуры в фиксированных точках, например точке $x=l$. В этом случае соотношение (1) можно рассматривать как интегральное уравнение вида

$$\frac{l}{2\sqrt{\pi\chi}} \int_0^t \frac{1}{\sqrt{(t-\tau)^3}} e^{\frac{-l^2}{4\chi(t-\tau)}} u(\tau) d\tau = T(l,t). \quad (2)$$

Уравнение (2) является уравнением Вольтерра I – го рода и по существу своему является некорректным.

Для его решения можно применить алгоритм – регуляризации по Тихонову. С этой целью рассматривается регуляризованный функционал

$$M^\alpha [u] = \int_0^T \left\{ \int_0^T (K(t,\tau)u(\tau) - T_\delta(l,t)) d\tau \right\}^2 dt + \alpha \int_0^T (u')^2 d\tau, \quad (3)$$

где

$$K(t,\tau) = \begin{cases} 0, t \leq \tau \leq \infty, \\ \frac{1}{2\sqrt{\pi\chi}} \frac{1}{(t-\tau)^{3/2}} e^{\frac{-l^2}{4\alpha^2(t-\tau)}}, 0 \leq \tau \leq t, \end{cases}$$

а $T_\delta(l,t)$ – приближенное значение температуры в точке $x=l$ такое, что

$$\int_0^T \{ \tilde{T}_\delta(l,t) - T(l,t) \}^2 d\tau = \delta^2.$$

Искомым приближением к решению уравнения (1) является экстремаль функционала (3), отвечающая тому значению параметра α , для которого, например, невязка равна δ^2 .

Для поставленной задачи составляется уравнения Эйлера, которое затем аппроксимируется по формуле прямоугольников системой линейных алгебраических уравнений.

В данной работе рассматривается подход, в котором аппроксимируется исходное интегральное уравнение (2), а затем регуляризуется полученная плохо обусловленная система линейных алгебраических уравнений.

Для решения поставленной задачи разработан алгоритм и компьютерные программы, приведен ряд расчетов и их сравнения с результатами, полученными в [2].

Список литературы

1. А.Н. Тихонов, Л.А. Самарский Уравнения математической физики М. – Л., Гостехиздат, 1951.

2. А.Н. Тихонов, В.Б. Гласко К вопросу и методах определения температуры поверхности тела. ЖВМ и МФ, №4, 1967 г. с. 910 – 914.

НЕСТАЦИОНАРНОЕ ТЕМПЕРАТУРНОЕ СОСТОЯНИЕ ИЗОТРОПНОГО СТЕРЖНЯ ПОД ДЕЙСТВИЕМ ГАРМОНИЧЕСКИХ ТЕПЛОВЫХ НАГРУЗОК

Клименко В.А., ст. преподаватель; Москаленко Д.Р., студент

В реальных телах всегда имеется большое число различного рода микродефектов, развитие которых под действием силовых или тепловых нагрузок приводит к разрушению тела.

Напряженно-деформированное состояние среды при действии термических нагрузок определяется распределением поля температур. В данной работе исследуется нестационарное температурное состояние изотропного стержня под действием гармонических тепловых нагрузок.

Получено распределение температур и тепловых потоков, а также рассмотрен предельный переход к установившемуся режиму.

Найти распределение температуры в ограниченном стержне $0 \leq x \leq l$, если распределение температуры в начальный момент времени постоянно $T_0 = const$. На границе $x=0$ включен источник $T = b_1 + b_0 \cdot \cos wt$, а на границе $x = l$ поддерживается постоянная температура.

Требуется найти решение уравнения

$$\frac{\partial T(x,t)}{\partial t} - a^2 \frac{\partial^2 T(x,t)}{\partial x^2} = 0,$$

которое удовлетворяет следующим начальным и граничным условиям:

$$T(x,0) = T_0 = const, \quad T(0,t) = b_1 + b_0 \cos wt, \quad T(l,t) = b_2, \quad b_0, b_1, b_2 = const, \quad 0 \leq x \leq l.$$

Согласно [1] уравнение со следующими начальными и граничными условиями

$$\frac{\partial T(x,t)}{\partial t} - a^2 \frac{\partial^2 T(x,t)}{\partial x^2} = f(x,t),$$

$$T(x,0) = T_0(x), \quad T(0,t) = g_1(t), \quad T(l,t) = g_2(t), \quad 0 \leq x \leq l, \quad t \geq 0, \quad a \neq 0,$$

имеет следующее решение

$$T(x,t) = \int_0^t \int_0^l G(x,\xi,t-\tau) \omega(\xi,\tau) d\xi d\tau,$$

где $\omega(x,t) = f(x,t) + T_0(x)\delta(t) + a^2 \delta'(x)g_1(t) + a^2 \delta'(l-x)g_2(t)$,

стандартизирующая функция, а $\delta(x,t)$ - импульсная функция Дирака,

$G(x,\xi,t) = \frac{2}{l} \sum_{n=1}^{\infty} \sin \frac{n\pi x}{l} \sin \frac{n\pi \xi}{l} e^{-\left(\frac{n\pi a}{l}\right)^2 t}$ - функция влияния, или функция Грина.

Тогда поле температур нестационарного теплового режима имеет вид:

$$T(x,t) = -\frac{x}{l} b_2 - \left(1 - \frac{x}{l}\right) b_1 - b_0 \left(1 - \frac{x}{l}\right) \cos wt - \frac{2w}{\pi} b_0 \sin wt \sum_{n=1}^{\infty} \frac{1}{n\mu_n^2} \sin \frac{n\pi x}{l} + \frac{2aw^2}{l} b_0 \cos wt \times \\ \times \sum_{n=1}^{\infty} \frac{1}{n\mu_n^2} \sin \frac{n\pi x}{l} - \sum_{n=1}^{\infty} \frac{1}{n} e^{-\lambda_n^2 t} + \sin \frac{n\pi x}{l} \left[(-1)^n b_2 - b_1 - \frac{\lambda_n^2}{\mu_n^2} b_0 \right] + \frac{4T_0}{\pi} \sum_{n=1}^{\infty} \frac{1}{2n-1} e^{-\lambda_{2n-1}^2 t} \sin \frac{(2n-1)\pi x}{l}$$

Тепловой поток соответственно равен

$$\frac{\partial T(x,t)}{\partial t} = \frac{b_1 - b_2}{l} + \frac{b_0}{l} \cos wt - \frac{2w}{l} b_0 \sin wt \sum_{n=1}^{\infty} \frac{1}{\mu_n^2} \cos \frac{n\pi x}{l} + \frac{2w^2}{l} b_0 \cos wt \sum_{n=1}^{\infty} \frac{1}{\lambda_n^2 \mu_n^2} \cos \frac{n\pi x}{l} + \\ + \frac{2}{l} \sum_{n=1}^{\infty} e^{-\lambda_n^2 t} \cos \frac{n\pi x}{l} \left[(-1)^{n+1} b_2 + b_1 + \frac{\lambda_n^2}{\mu_n^2} b_0 \right] + \frac{4T_0}{l} \sum_{n=1}^{\infty} e^{-\lambda_{2n-1}^2 t} \cos \frac{(2n-1)\pi x}{l}$$

Для установившегося теплового режима в результате предельного перехода получим следующее соотношение для теплового потока

$$\left. \frac{\partial T(x,t)}{\partial t} \right|_{\substack{t=0 \\ t \rightarrow \infty}} = \frac{b_1 - b_2}{l} + \frac{b_0}{l} = \frac{b_1 - b_2}{l} + \frac{b_0}{l} \left[\cos wt \left(1 + 2w^2 \sum_{n=1}^{\infty} \frac{1}{\lambda_n^2 \mu_n^2} \right) - 2w \sin wt \sum_{n=1}^{\infty} \frac{1}{\mu_n^2} \right]$$

Если $\bar{w} \leq \frac{1}{2}$, то в безразмерных величинах

$$\bar{x} = \frac{x}{l}; \quad \bar{T} = \frac{T}{b_1}; \quad \bar{t} = \frac{a^2 t}{l^2}; \quad \bar{w} = \frac{l^2}{a^2} w, \quad \left. \frac{\partial \bar{T}}{\partial \bar{x}} \right|_{\substack{\bar{x}=0 \\ \bar{t} \rightarrow \infty \\ \bar{w} \leq \frac{1}{2}}} = 1 - \bar{b}_2 + \bar{b}_0 \cos \bar{w} \bar{t} - \frac{\bar{w}}{3} \sin \bar{w} \bar{t}$$

При численной реализации на алгоритмическом языке Pascal получены графические зависимости распределения температуры и теплового потока по длине стержня.

Список литературы

1. А.Г. Бутковский. Характеристики систем с распределенными параметрами. - М.: наука, 1979, с. 51.

О РЕШЕНИИ ДВУМЕРНЫХ НЕКОРРЕКТНЫХ ЗАДАЧ ТЕПЛОПРОВОДНОСТИ

Ячменев В.О., доцент; Николенко В.В., ст. преподаватель

Рассмотрим уравнение

$$Ay = \int_0^t \int_a^b K(x, t, s, \tau) \cdot y(s, \tau) ds d\tau = u(x, t), \quad (1)$$

которое является уравнением Фредгольма первого рода по пространственной переменной x и уравнением Вольтерра первого рода по временной переменной t . Будем предполагать, что $K(x, t, s, \tau)$ – действительная функция, непрерывная в полосе $\Pi = \{a \leq s, x \leq b, 0 \leq t, \tau \leq \infty\}$.

Так как уравнения первого рода являются некорректными, то Стандартная схема построения регуляризующего алгоритма предполагает построение функционала

$$M^\delta[y] = \|A_h y - u_\delta\|_{L^2}^2 + \alpha \|z\|_{W_2^2}^2 \quad (2)$$

и его дальнейшую минимизацию. В двумерном случае эта задача становится достаточно громоздкой, т.к. влечет за собой четырехкратное интегрирование.

Заметим, что в (2) A_h – линейный оператор, такой, что $\|A - A_h\| \leq h$ и u_δ таково, что $\|u - u_\delta\| \leq \delta$.

Нами предложена иная схема построения регуляризующего алгоритма. Прежде всего выбирают сетки $\{s_j\}_{j=1}^n$ и $\{\tau_i\}_{i=1}^m$ соответственно на отрезках $[a, b]$ и $[0, t]$. После этого, пользуясь какими-либо квадратурными формулами, например, формулой правых прямоугольников, со средними точками, строится конечно-разностный аналог оператора A_h интегрального уравнения (1).

Конечно-разностный оператор является линейным оператором с блочной матрицей $A = \{A^{kl}\}$, имеющей следующую структуру

$$\begin{pmatrix} A^{11} & 0 & 0 & \dots & 0 \\ A^{21} & A^{22} & 0 & \dots & 0 \\ A^{31} & A^{32} & A^{33} & \dots & 0 \\ \dots & \dots & \dots & \dots & \dots \\ A^{n1} & A^{n2} & A^{n3} & \dots & A^{nm} \end{pmatrix}. \quad (3)$$

Каждая из матриц A^{kl} является матрицей размера $n \times n$, а матрицы A^{kk} , т.е. диагональные – являются плохо обусловленными матрицами.

Применяя к каждой из них процедуру α -регуляризации Тихонова мы приходим к отысканию нормального решения системы (2).

РУХ РІДИНИ В КІЛЬЦЕВИХ КАНАЛАХ ШПАРУВАТИХ УЩІЛЬНЕНЬ

Беда І.М., доцент; Беда О.І., студент

У проточній частині гідромашин для усунення значних перетоків рідини із зон високого тиску в зони пониженого тиску використовуються шпаруваті ущільнення, утворені спеціально виконаними поверхніями робочих коліс, валів та іншими елементами ротора разом з нерухомими елементами корпусу. Їх ущільнюючий ефект базується на використанні гідравлічного опору кільцевих дроселів з малим радіальним зазором ($0,1-0,35$ мм). Шпаруваті ущільнення, як показують теоретичні та експериментальні дослідження, суттєво впливають на динамічні характеристики ротора: виникаючі в ущільненні гідродинамічні сили в залежності від конструкції та умов роботи ущільнення можуть або знижувати віброактивність ротора, або навпаки, обумовлювати його динамічну нестійкість.

Метою даних досліджень є розробка математичної моделі руху рідини в кільцевих каналах ущільнень довільної довжини.

На основі закону збереження імпульсу для елементарного об'єму суцільного середовища отримані рівняння руху рідини в шпаруватому ущільненні

$$\begin{cases} \frac{\rho}{h} \int_0^h \frac{du}{dt} dy + \frac{\partial p}{\partial x} = -\frac{\lambda}{2h} \frac{\rho v}{2} u, \\ \frac{\rho}{h} \int_0^h \frac{dw}{dt} dy + \frac{\partial p}{\partial z} = -\frac{\lambda}{2h} \frac{\rho v}{2} w. \end{cases}$$

Одержана система є незамкнутою, так як містить три невідомих: тиск p , середню осьову швидкість w та середню швидкість u , обумовлену полем тиску в каналі, а тому доповнимо її усередненим рівнянням нерозривності

$$\begin{cases} \frac{\rho}{h} \int_0^h \frac{du}{dt} dy + \frac{\partial p}{\partial x} = -\frac{\lambda}{2h} \frac{\rho \sqrt{u_0^2 + w^2}}{2} u, \\ \frac{\rho}{h} \int_0^h \frac{dw}{dt} dy + \frac{\partial p}{\partial z} = -\frac{\lambda}{2h} \frac{\rho \sqrt{u_0^2 + w^2}}{2} w, \\ \frac{\partial(uh)}{\partial x} + \frac{\partial(wh)}{\partial z} = u(h) \frac{\partial h}{\partial x} - v(h) - u_0 \frac{\partial h}{\partial x}. \end{cases}$$

Таким чином, рух рідини в тонких кільцевих зазорах довільної довжини описується вищенаведеною системою рівнянь.

ВПЛИВ ОБЕРТАННЯ ВАЛА НА ВИТІК ТА ПРУЖНУ СИЛУ ШПАРУВАТОГО УЩІЛЬНЕННЯ

*Беда І.М., доцент; Беда О.І., студент ;
Довгорукий Ю.І., студент; Козирев Є.О., студент*

Надійність і довговічність відцентрових насосів визначається, перш за все, вібраційним станом. На коливання ротора відцентрового насоса в значній мірі впливають гідродинамічні сили, що діють у шпаруватих ущільненнях. Від цих сил у великій мірі залежать динамічні характеристики роторів. Досліджуючи рух рідини у шпаруватому ущільненні багато дослідників використовують разом з рівнянням нерозривності рівняння осевого руху рідини, нехтуючи обертанням вала.

В даній роботі проведені дослідження впливу обертання вала на витік та пружну силу, яка виникає в шпаруватому ущільненні.

Чисельні дослідження витоків та пружної сили шпаруватого ущільнення були проведені за допомогою програмного комплексу Mathcad. В основу розрахунків покладена система

$$\begin{cases} \frac{\partial p}{\partial z} = - \frac{\lambda}{2h} \frac{\rho \sqrt{1+k^2}}{2} w^2, \\ \frac{\partial(wh)}{\partial z} = 0,5\omega r \frac{\partial h}{\partial x}, \end{cases}$$

яка описує рух рідини в шпаруватому ущільненні.

Дослідження показали, що з ростом частоти обертання витік через шпарувате ущільнення зменшується. Так, наприклад, при $k = 5$ (осьова швидкість потоку у 5 разів перевищує осьову) витік зменшується майже на 40 %. При цьому ексцентричність вала (зміна відносного параметру e) практично не впливає на величину витоків.

При всіх досліджуваних частотах обертання пружна сила носить лінійний характер майже на всій можливій зміні відносного ексцентриситету. Але з ростом частоти обертання (з ростом параметра k), величина сили, а значить й коефіцієнт пружності, зменшується. Якщо в інтервалі $0 \leq k \leq 1$ вплив обертання незначний (до 10% в залежності від відносного ексцентриситету), то при $k > 1$ вплив значно більший і нехтувати обертанням в цьому випадку недопустимо. Так, наприклад, при $k = 5$ сила зменшується майже вдвічі.

Таким чином, в результаті проведених досліджень показано, що обертання вала може суттєво вплинути на витік та пружну силу, особливо у випадку, коли складова швидкості у окружному напрямку перевищує осьову складову, а тому нехтувати обертанням вала при дослідженні гідродинамічних сил у шпаруватих ущільненнях є недопустимим без оцінки впливу обертання вала.

ТРЕХМЕРНЫЕ СОЛИТОНЫ

Николенко В.В., ст. преподаватель; Хряпина Е.Н., студентка

Эволюция во времени многих интересных физических систем описываются нелинейными дифференциальными уравнениями: такими уравнениями, для которых не работает принцип суперпозиции. Это сразу лишает теоретиков возможности использовать многие стандартные приемы (например, комбинировать решения, разлагать их в ряд), и в результате для каждого такого уравнения приходится изобретать абсолютно новый метод решения.

Одним из самых замечательных свойств таких уравнений являются решения в виде солитонов — ограниченных в пространстве «кусочков поля», которые перемещаются с течением времени и сталкиваются друг с другом без искажений. Являясь ограниченными в пространстве и неделимыми «сгустками», солитоны могут дать простую и удобную математическую модель многих физических объектов. К сожалению, разных видов солитонов известно очень мало и все они не очень подходят для описания объектов в трехмерном пространстве.

Ситуация изменилась кардинальным образом. Удалось сделать существенный шаг вперед в этой области математической физики. Во-первых, найден новый способ выводить интегрируемые уравнения для многомерного пространства, а во-вторых, доказано, что эти уравнения имеют многомерные солитоноподобные решения.

Оба этих достижения стали возможны благодаря следующему. В известных уже интегрируемых уравнениях в двумерном пространстве попробовали рассмотреть время и координаты как комплексные, а не вещественные числа. При этом автоматически получилось новое уравнение для четырехмерного пространства и двумерного времени. Следующий шаг наложили нетривиальные условия на зависимость решений от координат и «времен», и уравнения стали описывать трехмерную ситуацию, зависящую от единственного времени.

Интересно, что такая «кошунственная» операция, как переход к двумерному времени и выделению в нем новой временной оси, не сильно испортила свойства уравнения. Они по-прежнему остались интегрируемыми, удалось доказать, что среди их решений имеются и столь желанные трехмерные солитоны.

ГЕОМЕТРИЯ МЫЛЬНЫХ ПУЗЫРЕЙ

Николенко В.В., ст. преподаватель; Грищенко Ю.А., студентка

Как соединить два мыльных пузыря, чтобы минимизировать их суммарную площадь поверхности (включая перегородку)? Тот же вопрос для

трех и более пузырей до сих пор остается открытым. Немногим лучше обстоит дело и в плоском случае. Несмотря на все достижения математики, геометрия пузырьковых кластеров остается очень сложной задачей.

Простейшая изопериметрическая задача состоит в том, чтобы среди всех плоских замкнутых фигур одинакового периметра (что и дало название всем таким задачам) найти такую, которая охватывает наибольшую площадь. Чуть иная формулировка той же задачи: среди всех плоских фигур, охватывающих заданную площадь, найти фигуру с наименьшим периметром. А вот задача посложнее: найти фигуру, которая ограничивает и разделяет два участка заданной площади и при этом имеет наименьшую суммарную длину периметров (а точнее, суммарную длину ограничивающих и разделяющих кривых). Интуитивно кажется очевидным, что это будут два «слипшихся круга», но доказать это со всей строгостью математикам удалось лишь в 1993 году. Вопрос о форме кластера, охватывающего четыре или больше участков плоскости заданной площади и минимизирующего суммарный периметр, до сих пор остается открытым.

Фигуры с минимальным периметром, охватывающие три, четыре и пять плоских пузырьков одинаковой площади. Эти фигуры получены численным поиском на компьютере. Для $N = 3$ существует строгое доказательство, что эта фигура действительно является минимизирующей; для большего числа пузырей строгого доказательства до сих пор не найдено. Еще более удивительна история поиска минимальных поверхностей в трехмерном пространстве - то есть таких замкнутых фигур, которые, охватывая N фиксированных объемов, имеют минимальную площадь поверхности.

Пузырчатые системы часто встречаются в природе. Это не только сами мыльные пузыри, но и разнообразные пены, пористые среды и даже живые организмы. Во всех этих системах поверхность пузыря обычно обладает специфической формой энергии, например поверхностным натяжением. Минимизация общей поверхности в этом случае означает минимизацию полной поверхностной энергии при разбиении объема на заданные части. Именно поэтому изопериметрические задачи встречаются и в природе.

ПРЕРЫВИСТЫЙ РЕЖИМ КВАЗИРАВНОВЕСНОЙ КОНДЕНСАЦИИ

Жиленко Т.И., аспирант

В ряду современных нанотехнологий выделяется метод конденсации вещества в стационарном режиме, близком к фазовому равновесию. С практической точки зрения это обусловлено тем, что его использование позволяет получать структуры типа ступенчатой поверхности никеля, разнообразные структуры алюминия, ажурные структуры меди, фрактальные поверхности углерода, титана и т.д. С физической точки зрения метод

квазиравновесной конденсации обусловлен самоорганизацией многофазной системы плазма-конденсат. Она проявляется в том, что повышение энергии адатомов под действием плазмы способствует увеличению температуры ростовой поверхности, которое компенсируется потоком десорбции адатомов, ответственных за пересыщение.

Достигнуто понимание основных черт картины самоорганизации в адиабатическом приближении, предполагающем, что температура ростовой поверхности и поток десорбции адатомов следуют за изменением концентрации. Исследована кинетика прерывистого режима процесса квазиравновесной конденсации при различных соотношениях характерных времён изменения указанных величин. В рамках синергетической идеологии наше рассмотрение основано на трёхпараметрической системе Лоренца, уравнения которой применены к системе плазма-конденсат. Проводится фазовый анализ кинетики конденсации при условиях, что одна из трёх степеней свободы обладает пренебрежимо малым временем релаксации.

При различных соотношениях времён релаксации пересыщения конденсируемого вещества, десорбируемого потока и температуры ростовой поверхности исследована кинетика процесса квазиравновесной конденсации. Фазовые портреты показывают, что процесс конденсации отвечает особой точке, которая реализуется при малых значениях равновесной концентрации n_e и положительной величине накопленного потока J_{ac} . В условиях быстрых изменений десорбируемого потока и температуры поверхности при больших значениях n_e и инвертированном потоке J_{ac} возможно образование ещё одного притягивающего узла, которое не означает процесса разборки, поскольку отвечает отрицательным значениям стационарной концентрации n_0 . Сравнение фазовых портретов, отвечающих различным соотношениям времён релаксации, подтверждает, что наиболее быстрая эволюция системы происходит вдоль оси, отвечающей наименьшему из этих времён. При этом вблизи стационарных точек наблюдается либо участок замедленной эволюции, либо спиральный участок, на котором реализуются немонотонный режим конденсации.

АВТОМАТИЗИРОВАННОЕ ПРОЕКТИРОВАНИЕ ПРОТОЧНОЙ ЧАСТИ ЦЕНТРОБЕЖНОГО НАСОСА

Косторной С.Д., профессор; Чаплыгин А.А., вед. специалист

На современном этапе развития повышение эффективности насосного оборудования в условиях рыночных отношений должно основываться на развитой теории и методах гидродинамических расчетов на базе ЭВМ. Предлагается метод проектирования проточной части центробежного насоса в квазипотенциальном потоке жидкости, лопасть которого характеризуется оптимальными параметрами.

Полученные таким образом результаты могут быть использованы для целенаправленного изменения и дальнейшего совершенствования гидродинамических показателей насоса, в частности, энергетических показателей, силовых нагрузок и нестационарных характеристик потока, что позволит заменить физический эксперимент вычислительным и сократить сроки разработки.

Задачу построения лопасти рабочего колеса центробежного насоса, в соответствии с основным уравнением Эйлера для гидравлических машин сводят к решению некоторой обратной осесимметричной задачи, в которой определяется форма вихретоковой поверхности тока потока, осредненного по окружной координате и времени. Используя уравнения движения жидкости в криволинейной ортогональной системе координат, задача построения лопасти сводится к решению системы дифференциальных уравнений в частных производных гиперболического типа. Методы, изложенные в таких работах, при несомненной методической и теоретической ценности, вследствие большого объема вычислительных работ в практике инженерных расчетов и экспериментальных исследований трудно реализовать. Предлагается более обоснованный метод решения обратной задачи в общем случае осесимметричного вихревого потока.

Соответствующее упрощение решения уравнений достигается введением дополнительного условия между составляющими скорости V_1, V_2, V_3 , которое при профилировании рабочего колеса считают, что лопастная система обеспечит его выполнение. Это условие не только упрощает решение рассматриваемой задачи, но и позволяет построить лопасть, обладающей определенными оптимальными характеристиками.

Список литературы

1. Косторной С.Д., О применении естественной ортогональной системы координат в теории решеток. Сб. Гидравлические машины.- Харьков.-1968.-Вып.2.-с.48-52.

ДИФФЕРЕНЦИАЛЬНЫЕ УРАВНЕНИЯ В ФИЗИЧЕСКИХ ЗАДАЧАХ

Мальченков С.М., студент; Белоус Е.А., доцент

Дифференциальные уравнения представляют математический язык, на котором естественно записываются многие законы природы. Задачи физики, химии, экологии, механики и других разделов науки и техники, при их математическом моделировании, сводятся к дифференциальным уравнениям. Изучая какие-либо физические явления, исследователь, прежде всего, создает его математическую идеализацию или, другими словами, математическую модель, то есть, пренебрегая второстепенными характеристиками явления, он

записывает основные законы, управляющие этим явлением, в математической форме. Очень часто эти законы можно выразить в виде дифференциальных уравнений.

Рассмотрим задачу о падении метеорита на Землю. Требуется определить скорость метеорита (V) в момент удара, при этом считаем, что метеорит падает с неограниченно большого расстояния из состояния покоя. Ускорение при движении метеорита принимается обратно пропорционально квадрату его расстояния от центра Земли.

Дифференциальное уравнение принимает вид:

$$\frac{dV}{dt} = \frac{k}{y^2};$$

$$\frac{dV}{dt} = \frac{dV}{dy} \cdot \frac{dy}{dt}; \frac{dV}{dt} = V.$$

Таким образом, окончательно имеем

$$V \frac{dV}{dy} = \frac{k}{y^2}.$$

Данное математическое выражение является исходным дифференциальным уравнением движения объекта.

Разделив переменные и проинтегрировав полученное уравнение, находим общий интеграл :

$$\frac{V^2}{2} = -\frac{k}{y} + C.$$

При $V \rightarrow 0$ $y \rightarrow \infty$, поэтому $C=0$. Коэффициент пропорциональности k найдем из соотношения

$$-g = \frac{k}{R_3^2}.$$

Окончательно получаем рабочую формулу

$$V^2 = \frac{2gR_3^2}{y}.$$

РАСЧЕТ ПОЛЯ СКОРОСТЕЙ В ПРОТОЧНОЙ ЧАСТИ ЦЕНТРОБЕЖНОГО НАСОСА ДЛЯ СЛУЧАЯ ПОТЕНЦИАЛЬНОГО ПОТОКА

Коваленко А.С., студентка

Для проектирования и гидродинамического анализа лопастных гидравлических машин должны быть решены задачи построения и расчета меридианного потенциального потока. Имеется несколько приближенных методов её численного решения [1]. В данной работе предлагается точный

метод расчета потенциального потока, основанный на моделировании течения системой гидродинамических особенностей [2]. Предлагается метод расчета потенциального потока, позволяющий автоматизировать процесс проектирования.

Данная задача течения жидкости в канале представляет собой классическую внутреннюю краевую задачу Неймана относительно потенциала скорости $\varphi(X, R, \theta): \Delta\varphi(x, R) = 0$, $\left. \frac{\partial\varphi}{\partial n} \right|_L = V_n(x, R)$, где

$V_n(x, R)$ - нормальная составляющая скорости на контуре меридианного сечения канала. Задача имеет решение при выполнении условия $\int_L V_n ds = 0$

соответствующего закону сохранения массы движущейся жидкости и это решение определяется в виде суммы потенциалов непрерывных кольцевых вихрей, размещенных на контурах меридианного сечения канала с плотностью $\gamma(s)$. Компоненты скорости V_x, V_R связаны с потенциалом

$$\text{соотношениями } V_x = \frac{\partial\varphi}{\partial n}; V_R = \frac{\partial\varphi}{\partial R}.$$

Используя метод дискретных вихрей, располагая на поверхности тела вращения слои особенностей и удовлетворяя граничному условию непротекания или протекания, получаем систему уравнений, связывающих между собой интенсивность γ слоя и координаты точек меридианного сечения тела, решая которую, определяются величины дискретных вихрей γ_i . В дальнейшем, в любой точке рассчитываются величина и направления скорости меридианного потока.

Список литературы

1. Косторной С.Д., Коробко Л.М., Неня В.Г. Расчет меридионального потенциального потока в осесимметричных каналах произвольной формы // Энергетика (ИВУЗ) - Минск.- 1987.- Вып. 4.- С. 112-115.

Работа выполнена под руководством вед. специалиста Чаплыгина А.А.

РАСЧЕТ ПОЛЯ СКОРОСТЕЙ РАВНОСКОРОСТНОГО ПОТОКА В ПРОТОЧНОЙ ЧАСТИ ЦЕНТРОБЕЖНОГО НАСОСА

Чаплыгин А.А., вед. специалист; Ковалёва М.А., студентка

Предлагается метод расчета равноскоростного потока, на основе аналитического решения геометрических задач, принятых в основу его определения, который позволяет автоматизировать проектирование

проточной части центробежного насоса. Расчет и построение равноскоростного потока в осесимметричном канале произвольной формы выполняется в следующей последовательности. По исходным данным координат точек покрывающего и основного дисков, соответствующего внешнему и внутреннему контуру, описываемых функциями $\varphi(x)$ и $\psi(x)$ строится меридианное сечение проточной части канала. Внешний контур разбивается на участки равной длины.

В сечения проточной части вписываются окружности таким образом, чтобы точка касания к внешнему контуру покрывающего диска совпадала с точками равномерного разбиения $A(x_A, y_A)$, а точки $B(x_B, y_B)$ являлись точками касания вписанной окружности к контуру основного диска (рисунок 1). Через точки $A(x_A, y_A)$ и $B(x_B, y_B)$ проводится ортогональная линия $f(x)$ к линиям $\varphi(x)$ и $\psi(x)$, уравнение которой выбирается в виде кубической параболы, так как возможно изменение знака её второй производной, т.е. кривизны линии. Контур поверхностей покрывающего и основного дисков принимаются за линии тока $S1$ и $S5$, если принято общее количество линий тока равное 5. Контур каждой ортогонали AB разбивается на 4 части точками M , N и P , так чтобы площади поверхностей вращения кривых AM , MN , NP и PB относительно оси рабочего колеса были одинаковыми. Соединяя последовательно расположенные точки разбиения на соседних ортогоналях, и сглаживая полученные кривые сплайном Акимы, получаем три внутренние линии тока $S2$, $S3$ и $S4$. Результаты использования данных алгоритмов для формы проточной части рабочего колеса центробежного насоса быстроходностью $n_5=150$ (рисунок 2).

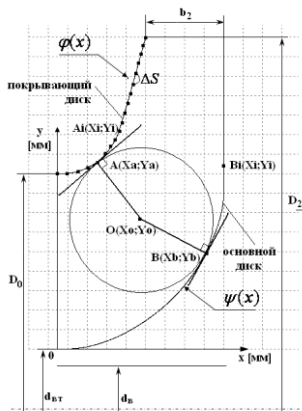


Рисунок 1 - Расчетная схема

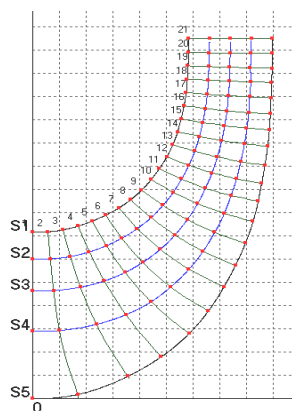


Рисунок 2 - Равноскоростной поток

ИСПОЛЬЗОВАНИЕ КРИВЫХ ВЫСШИХ ПОРЯДКОВ ПРИ АВТОМАТИЗАЦИИ ПРОЕКТИРОВАНИЯ ПРОТОЧНЫХ ЧАСТЕЙ ГИДРАВЛИЧЕСКИХ МАШИН

Ткач О.П., студентка

На современном этапе развития экономических взаимоотношений создание конкурентоспособного насосного оборудования невозможно без использования новых методов проектирования и расчетов его основных узлов и элементов, к числу которых относится использование ЭВМ и разработанных для них специализированных программных комплексов, автоматизирующих основные этапы проектирования, выполняющих расчеты с более высокой точностью и экономией рабочего времени, этим самым освобождая конструктора от рутинной ручной работы.

Одной из основных задач при автоматизации проектирования проточной части центробежных насосных систем является аналитическое задание геометрии её основных элементов: подводящих и отводящих устройств, контуров дисков рабочего колеса, лопастной системы.

В работе описывается предложенный способ аналитического задания контуров дисков рабочего колеса с использованием математических кривых Безье 1-го и 3-го порядков. Контур меридианного сечения дисков рабочего колеса задаются кусочно-непрерывной функцией в параметрическом виде:

$$\varphi(t) = \begin{cases} B^{(1)}(P_1, P_2, t), t \in [0,1] \\ B^{(2)}(P_2, P_3, P_4, P_5, t-1), t \in [1,2] \\ B^{(1)}(P_5, P_6, t-2), t \in [2,3] \end{cases}$$

где $B^{(N)}(\{P_i, i = \overline{1, N}\}, t) = \sum_{i=0}^N P_{i+1} b_{i,N}(t), t \in [0,1], P_i$ - функция

компонент вектора опорных вершин, $b_{i,N} = \frac{N!}{i!(N-i)!} t^i (1-t)^{N-1}$ -

полиномы Бернштейна. Это позволяет моделировать и с помощью координат опорных точек осуществлять управление гладкой геометрией формы контура для достижения оптимальных параметров проточной части.

Список литературы

1. Машин А.Н.. Профилирование проточной части рабочих колес центробежных насосов. - М.: изд-во МЭИ, 1976.
2. Роджерс Д., Адамс Дж. Математические основы машинной графики: Пер. с англ. - М.: Мир, 2001.

Работа выполнена под руководством вед. специалиста Чаплыгина А.А.

РЕАЛИЗАЦИЯ МЕЖПРЕДМЕТНЫХ СВЯЗЕЙ ФУНДАМЕНТАЛЬНЫХ И СПЕЦИАЛЬНЫХ ДИСЦИПЛИН НА ПРИМЕРЕ ИЗУЧЕНИЯ КУРСА ВЫСШЕЙ МАТЕМАТИКИ СТУДЕНТАМИ СПЕЦИАЛЬНОСТИ «ИНФОРМАЦИОННЫЕ ТЕХНОЛОГИИ»

Мартынова Н.С., доцент; Голод П.Р., студентка; Охримец А.М., студентка

Одним из основных достоинств классического вуза является то, что он дает студентам фундаментальные знания по кругу проблем, связанных с их профессиональной деятельностью. Одни только специальные знания могут обеспечить лишь узкую специфическую деятельность с жесткими рамками. Фактически же специалист, в какой бы области не работал, вынужден реагировать на непрерывные изменения, которые в ней происходят. Любые фундаментальные знания, обеспечивающие теоретическую базу, должны давать понимание проблем, которые специалисту приходится решать.

Математика является важнейшей частью профессиональной подготовки будущего специалиста в области информационных технологий. Поэтому очень важно не только сформировать у студентов основные математические понятия и соответствующие умения, но и дать представления о том, в каких математических знаниях нуждаются специалисты данной отрасли. Это поможет сблизить преподавание математики с требованиями практики, улучшить систему как математической, так и профессиональной подготовки, наполнить курсы такими примерами и задачами, которые будут интересны и близки студентам как будущим специалистам.

При изучении курса «Высшей математики» студентам специальности «Информационные технологии» было предложено рассмотреть некоторые вопросы, посвященные математическим основам компьютерной графики, а именно, преобразованию геометрических объектов на плоскости и в пространстве. Наиболее употребляемыми в задачах компьютерной графики являются преобразования параллельного переноса, масштабирования, поворота вокруг некоторой точки на плоскости или вокруг оси в пространстве. Для преобразования на плоскости используются двумерные векторы и матрицы размерностью 2×2 . В пространстве с этой же целью используются трехмерные векторы и матрицы 3×3 . Но такой подход не позволяет задавать с помощью матриц преобразования переноса и проекции. Для решения этих задач применяется математический аппарат, позволяющий унифицировать все геометрические преобразования путем введения так называемых однородных координат.

При выполнении представляемой работы студентами были проведены анализ и изучение учебной литературы по соответствующим разделам математики и компьютерной графики, а также разработаны компьютерные презентации.

MATHEMATICS AND BASEBALL, GOLF

Khalizeva A.G., student

Mathematics and Sports are far from each other. But it is only at first sight. A lot of sports situation is worthwhile to consider analyze and evaluate in accordance with mathematical position mathematical position. This report consists of two main parts. They are: Baseball and Markov chains; golf and the science of drive.

Baseball and Markov chains: power hitting and power series.

Lemma. Let f be a polynomial of degree d in one variable, and consider the power series

$$S(x) = \sum f(x)x^k. \quad (1)$$

The series in (1) converges for $|x| < 1$, and there is a polynomial $b(x)$ of degree at most d such that

$$S(x) = b(x)/(1-x)^{d+1}. \quad (2)$$

In particular, s is a rational function.

Markov Chains. The system evolves in discrete intervals, often but not necessarily regarded as units of time. In baseball the unit will be a plate appearance. It is similar to an at-bat, but includes certain situations.

Baseball. Statistical profile of the player is encoding as a Markov matrix. The key new statistic is how many runs will team score if it uses this player for every plate appearance. This statistic is called Markov runs.

Golf and the science of drive. The golf drive does indeed provide numerous examples of the ways mathematics elucidates common physical phenomena.

This part includes next main aspects:

- models of the golf swing;
- the physics of the golf club and ball;
- golf ball aerodynamics;
- the run of golf ball on turf.

The double-pendulum approximation of the swing. This model is a crude approximation of complex mechanism formed by the body and the club during a swing.

In this part of notes were described briefly a few of ways in which mathematics relates to golf.

The use of Markov chains introduces fascinating new baseball statistics, such as Markov runs for batters and Markov runs allowed for pitchers. These statistics and simplified versions of them have evolved into standard methods for evaluation of baseball players. As ever, mathematics provides artistic and insightful perspectives on another topic.

Theme Mathematics and Sports, provides us to get out the vitally important message that mathematics can be found everywhere in physical world and human activity.

Supervisor: K.G. Malyutin, Doctor of Science, professor.

ТРИГОНОМЕТРИЧЕСКИ ρ - ВЫПУКЛЫЕ ФУНКЦИИ НА ОТРЕЗКЕ

Малютин К.Г., профессор; Козлова И.И., аспирант

Одной из величин, характеризующих поведение аналитической функции в окрестности бесконечной точки, является индикатор этой функции. Это понятие было введено Фрагменом и Линделефом [1].

Определение 1. Пусть $f(z)$ - аналитическая функция внутри угла $(\alpha, \beta) = \{z: \alpha < \arg z < \beta\}$, $\rho(r)$ - уточненный порядок [2]. Индикатором функции $f(z)$ относительно уточненного порядка $\rho(r)$ называется величина

$$h_f(\theta) = \limsup_{r \rightarrow \infty} \frac{\log |f(re^{i\theta})|}{r^{\rho(r)}}$$

При таком определении индикатора ничего о его свойствах, кроме тривиального $h(\theta) \in [-\infty, +\infty]$, сказать нельзя. Следующая теорема восходит к Линделефу, ее доказательство можно найти в работе [2].

Теорема (Линделеф). Индикатор $h(\theta)$ функции $f(z)$, аналитической и порядка $\rho(r)$ внутри угла (α, β) , удовлетворяет соотношению:

$$h(\theta_1) \sin \rho(\theta_2 - \theta_3) + h(\theta_2) \sin \rho(\theta_3 - \theta_1) + h(\theta_3) \sin \rho(\theta_1 - \theta_2) \leq 0 \quad (1)$$

при $\alpha \leq \theta_1 < \theta_2 < \theta_3 \leq \beta$ и $\theta_3 - \theta_1 < \frac{\pi}{\rho}$.

Неравенство (1) называется основным соотношением для индикатора.

Определение 2. Функция $h(\theta)$, заданная на отрезке (α, β) и удовлетворяющая неравенству (1), называется тригонометрически ρ -выпуклой на отрезке (α, β) .

Некоторые свойства тригонометрически ρ -выпуклых функций можно найти в [2]. Мы формулируем несколько новых утверждений для таких функций, которые играют важную роль при изучении поведения аналитических функций в окрестности бесконечности. Для удобства будем рассматривать случай $\alpha = 0$, $\beta = \pi$.

Утверждение 1. Если $h(\theta) \in [-\infty, +\infty]$ тригонометрически ρ -выпуклая на интервале $(0, \pi)$ функция, то существуют конечные или равные $+\infty$ пределы $h(+0) = \lim_{\theta \rightarrow +0} h(\theta)$, $h(\pi-0) = \lim_{\theta \rightarrow \pi-0} h(\theta)$.

Утверждение 2. Если $h(\theta) \in [-\infty, +\infty]$ тригонометрически ρ -выпуклая на интервале $(0, \pi)$ функция продолжается как тригонометрически ρ -выпуклая в точку 0 или π , то $h(+0) \leq h(0)$ или $h(\pi-0) \leq h(\pi)$.

ЦЕЛЫЕ ФУНКЦИИ НУЛЕВОГО ПОРЯДКА

Малютина К.Г., профессор; Боженко О.А., аспирант

Абсолютно непрерывная функция $\rho(r)$, $r \in R_+$, называется уточненным порядком в смысле Бутру, если она удовлетворяет следующим условиям

$$-\infty < \alpha = \liminf_{r \rightarrow \infty} \rho(r) \leq \rho = \limsup_{r \rightarrow \infty} \rho(r) \leq +\infty, \quad \lim_{r \rightarrow \infty} \rho'(r)r \ln r = 0.$$

В частности, если $\alpha = \rho$, то функция $\rho(r)$ называется просто уточненным порядком (в смысле Валирона). Мы будем обозначать $V(r) = r^{\rho(r)}$, причем будем считать, что $V(0) = V(+0) = 1$. Символом $[\rho(r), \infty)$ обозначается класс целых функций типа выше, чем нормальный, при порядке $\rho(r)$ (т.е. таких, что для любой функции f из этого класса выполняется неравенство $\ln|f(z)| \leq K_f V(|z|)$, при некотором K_f , зависящем от f).

Для дальнейшего нам понадобятся следующие определения и обозначения. Через $C(z, r)$ мы будем обозначать открытый круг с центром в точке z радиуса r . Пусть $D = \{a_n, q_n\}$ - дивизор (т.е. множество различных комплексных чисел a_n вместе с их кратностями $q_n \geq 1$), G -множество в C . В теории функций важную роль играют функции, которые обращаются в нуль в точках дивизора D и не имеют других нулей. Обозначим через

$$E_D(z) = \prod_{n=1}^{\infty} \left[\left(1 - \frac{z}{a_n} \right) \exp \left(\sum_{k=1}^{[\frac{\rho}{a_n^k}]} \frac{z^k}{a_n^k} \right) \right]^{q_n},$$

где сумма считается равной нулю при $\rho = 0$.

Функцию $E_D(z)$ мы будем называть каноническим произведением дивизора D . Достаточное условие принадлежности функции $E_D(z)$ к классу $[\rho(r), \infty)$ при целом $\rho > 0$ выражается неравенством

$$n_D(r) \leq M_D V(r), \tag{1}$$

при некотором $M_D > 0$. Если $\rho > 0$ целое число, то для этого необходима еще дополнительно некоторая симметрия корней, выполнение условия Линделефа:

$$\sum_{|a_n| \leq r} q_n a_n^{-\rho} \leq M_D r^{\rho(r) - \rho}.$$

Условия принадлежности канонического произведения заданному классу, который характеризуется произвольной функцией роста, были получены Л. Рубелом и Б. Тейлором.

МНОГОТОЧЕЧНАЯ ФОРМУЛА ТЕЙЛОРА

Маслов А.В., доцент; Клименко А.В., студентка

Одной из наиболее применяемых в приближенных вычислениях формул является формула Тейлора. Её обобщением является многоточечная формула Тейлора (МФТ), которая позволяет учитывать значение приближаемой функции и её производных в некоторой совокупности точек. Построение МФТ проведем следующим образом.

Пусть заданная совокупность точек $x_i \in [a, b]$ $i = \overline{1, n}$, $x_1 = a$, $x_n = b$, в которых определены значения функции и её производных до K_i порядка (в зависимости от номера точки). Тогда:

$$f(x) \approx \sum_{i=1}^n \sum_{j=0}^{K_i} h(x-x_i) \frac{f^{(j)}(x_i)}{j!} (x-x_i)^j \quad (1)$$

Финитную функцию $h(x-x_i)$ зададим как:

$$h(x-x_i) = \frac{1}{2} \left(g \left(\frac{x-x_{i-1}}{x_{i-1}-x_i} \right) \left(\frac{|x-x_{i-1}|}{x-x_{i-1}} - \frac{|x-x_i|}{x-x_i} \right) + g \left(\frac{x-x_{i+1}}{x_{i+1}-x_i} \right) \left(\frac{|x-x_i|}{x-x_i} - \frac{|x-x_{i+1}|}{x-x_{i+1}} \right) \right), \quad (2)$$

$$g(u) = \frac{1}{H(K_i)} \int_0^{1-u} t^{K_i} (1-t)^{K_i} dt = \sum_{p=0}^{K_i} \frac{(-1)^p C_{K_i}^p u^{K_i+p+1}}{K_i + p + 1} \quad (3)$$

$$H(K_i) = \sum_{p=0}^{K_i} \frac{(-1)^p C_{K_i}^p}{K_i + p + 1}.$$

Такое построение (1) позволяет приближать функцию, заданную на отрезке. В каждой точке x_i порядок дифференцируемости K_i может быть различен. Функция $f(x)$ на $[a, b]$ может иметь конечное число разрывов первого рода, которые совпадают с некоторыми точками x_i . При приближении в этих точках учитываются односторонние производные. Использование МФТ позволяет находить приближение с более высокой точностью.

Кроме того, МФТ можно применять для нахождения приближенного решения задачи Коши или краевой задачи для обыкновенных дифференциальных уравнений с правыми частями сложного вида.

Приведена численная реализация использования МФТ для указанных задач.

Список литературы

1. Литвин О.М., Рвачов В.П. – Класична формула Тейлора, її узагальнення та застосування-К. - «Наукова думка», 1973.

ОСОБЛИВОСТІ КОНТРОЛЮ НАВЧАЛЬНИХ ДОСЯГНЕНЬ СТУДЕНТІВ В УМОВАХ КРЕДИТНО-МОДУЛЬНОГО НАВЧАННЯ

Захарченко Н.М., асистент

Проблема модернізації контролю та оцінювання залишається актуальною в освітньому середовищі. Адже всі ми прагнемо справедливості в оцінюванні, рівного доступу до освіти, одержання максимальних балів за добре виконану роботу. Ось чому контроль та оцінювання – це важливі ланки навчального процесу.

Контроль і оцінювання є невід’ємними складовими кредитно-модульного навчання. Їх сутність визначають такі основні елементи: навчальні параметри, структура знанневих компонентів предмета, критерії, шкала оцінок, інтервальна шкала переходу до оцінок (в умовах опосередкованого оцінювання), форми підсумкового і локального контролю. Навчальні параметри – це різні види результатів навчальної діяльності (теоретична і практична складові), а також різні види навчання студентів (відвідування лекційних та практичних занять, виконання домашніх завдань, підготовка і участь в олімпіадах, конференціях тощо).

При вивченні вищої математики кількість навчальних параметрів залежить ще й від профільності навчання. А тому, якщо з математики (економічний та технічний напрями навчання) кількість навчальних параметрів має бути максимальною (теоретичні елементи знань, практичні елементи знань, самостійна робота, індивідуальні домашні завдання), то на заняттях інших напрямків (екологія, медицина) можна контролювати лише практичні елементи знань (уміння розв’язувати найпростіші справи й задачі). Якщо у першому випадку контролюються практичні елементи знань як репродуктивного, так і творчого характеру, то в другому – лише репродуктивні. Не менш важливою в контрольно-оцінювальній системі є структура знанневих компонентів навчального предмета, яка визначає внутрішню суть навчальних параметрів: теоретичні і практичні компоненти. До теоретичних компонентів належать: терміни, поняття, властивості, закони, закономірності, події, явища тощо, а до практичних – навички, вміння (розв’язувати задачі, доводити теореми тощо). Щоб полегшити запам’ятовування й засвоєння знань потрібно встановити між ними логічні взаємозв’язки, виділити головні, визначити їх психологічні особливості.

Визначена структура знань повинна відповідати програмі з вищої математики і бути посиленою для їх засвоєння. Погоджуємося з І.П. Підласим, що чим менше треба вчити, тим більше шансів вивчити. Будь-яка технологія завжди добре працюватиме на невеликому обсязі знань, та навіть найкраща безнадійно може втопитися у безодні неструктурованої інформації. Це питання є актуальним для студентів першого курсу технічних спеціальностей, бо матеріал програми має великий об’єм навчального матеріалу і високий темп вивчення.

Визначаючи структуру знанневих компонентів з кожного предмета і циклу предметів того чи іншого курсу, слід диференціювати знання й практичні дії на ті, які потрібно довести до повного засвоєння, і ті, які вистачає оперативно засвоїти (на нетривалий проміжок часу), і ті, з якими студенти лише знайомляться. До підсумкового контролю включаються лише ті знання, які підлягають повному засвоєнню, а до тематичного чи модульного, включаються ще й ті, які оперативно засвоюються. Навчальні знання, з якими студенти лише знайомлять, не пропонуються для контролю взагалі.

Серед елементів оцінювальної системи чільне місце відводиться формам локального і підсумкового контролю. Локальні форми контролю (після вивчення теми, модуля) повинні бути різними (письмова контрольна робота, усна контрольна робота, домашня контрольна робота (ІДЗ), тест, реферат, залік та ін.), які, крім того, спрямовані на врахування індивідуальних особливостей, ставлення до математики та рівня попередніх знань. До форм підсумкового контролю можна віднести: екзаменаційну, модульно-рейтингову, тематичну і безоцінкову.

Процес вивчення вищої 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 студента.

При оцінюванні репродуктивних знань освітній продукт студента оцінюється по степені наближення його до заданого зразка, тобто чим більш точно і повно відтворює студент заданий зміст, тим вища оцінка його освітньої діяльності.

Зовсім інший підхід до оцінювання продуктивних знань - освітній продукт студента оцінюється по степені відмінності від заданого, тобто чим більше науково- і культурно-значимих відмінностей від відомого продукту вдасться домогтись студенту, тим вища оцінка продуктивності його навчання. Такий підхід використовуємо при оцінці історичного аналізу, реферату, розв'язання наукової проблеми, доведення теореми, сформульованого правила чи закономірності, складеної задачі, комп'ютерної програми тощо. Не завжди результат роботи студента є продуктом його творчості: одна і та ж робота може бути творчою для одного студента і нетворчою (репродуктивною) для іншого. Визнання суб'єктивності і відносності творчості студента – керівний принцип у плануванні, діагностиці і оцінці його навчальних досягнень. Особистісний підхід до освіти вимагає відновити у правах суб'єктивізм у оцінці освітніх досягнень студентів, підвищити, а не понизити роль викладача у діагностиці та оцінці дійсних особистісних досягнень студента. Необхідно знайти ефективне сполучення між суб'єктивною і об'єктивною системами контролю та оцінювання.

РОЗРАХУНОК ГЕОМЕТРИЧНИХ ХАРАКТЕРИСТИК ЛОПАТІ РОБОЧОГО КОЛЕСА ПОВОРОТНО-ЛОПАТЕВОЇ ГІДРОТУРБИНИ

Усік Р.Ю. студент

Постановка задачі визначення сил та моментів на лопаті робочого колеса та на інших елементах поворотнолопатевої гідротурбіни відома давно. Постійна увага до цієї задачі та її розвиток пов'язані, в основному, з усе більш повним урахуванням характеру течії рідини у проточній частині гідротурбіни, а також потребами практики замінити фізичний експеримент чисельним. Окрім того, тенденції розвитку виробництва вимагають постійної та цілковитої автоматизації усіх видів праці, зокрема - конструкторської. Отже, актуальним є створення досконалої методики розрахунку сил та моментів на елементах проточної частини поворотнолопатевої гідротурбіни і розробка на її основі пакету прикладних програм для виконання цієї роботи за допомогою ЕОМ.

Розворот лопатей робочих коліс поворотнолопатевої турбіни та фіксація заданого становища лопатей під час роботи турбіни здійснюється механізмами повороту лопатей. Зусилля, необхідні для утримання чи то розвороту лопатей, звичайно дуже великі і для їх створення у більшості випадків застосовують масляні серводвигуни. Актуальним є правильне визначення зусилля, що потребується, та розмірів серводвигуна необхідного для забезпечення успішної експлуатації гідротурбіни, а також для розрахунку на міцність деталей механізму повороту та корпусу робочого колеса.

Для визначення зусилля серводвигуна, що потребується, будь то кривошипно-шатунний чи то кулісний механізм повороту лопатей, треба знати величини моментів гідравлічних та відцентрових сил лопаті відносно її осі повороту, а також осьової та колової складової гідравлічного зусилля, що діє на лопать.

Сумарний момент M_I є сумою моментів гідравлічних та відцентрових сил відносно осі повороту лопаті. У зв'язку з цим одержане у наслідку модельних випробувань значення M_I' може перераховуватись на натурну турбіну тільки у тому випадку, якщо при модельних випробуваннях були забезпечені умови подібності не тільки по гідравлічним силам у потоці, а також і по відцентровим силам вздовж довжини лопаті. Подібність по відцентровим силам забезпечується як геометричною подібністю модельної та натурної лопатей, так і подібністю розподілення їх мас уздовж довжини лопаті.

У доповіді наводиться алгоритм розрахунку тільки відцентрових сил.

Робота виконана под керівництвом професора Косторного С.Д.

РІЗНІ ПІДХОДИ ДО ПОБУДОВИ ТЕОРІЇ ГРАНИЦЬ

Корж Т.С., студентка, СумДПУ ім. А.С.Макаренка

Історично до поняття границі послідовності математики прийшли в ХІХ столітті після того, як були побудовані диференціальне та інтегральне числення. При дослідженні даного поняття виникло декілька шкіл. Утворилася школа, представники якої досліджували проблему побудови теорії границь з алгебраїчної точки зору; вчені, які належали до іншої школи, вивчали дану проблему з точки зору геометрії. Внаслідок цього і виникло декілька підходів до дослідження поняття границі послідовності та декілька означень даного поняття.

У класичній теорії границь числової послідовності одним з найважливіших тверджень є критерій Вейерштрасса: монотонна послідовність є збіжною тоді і тільки тоді, коли вона є обмеженою. Але існують інші погляди на побудову даної теорії. Зокрема С.І. Гельфанд та А.А. Кириллов аналог згаданого критерію приймають за аксіому і називають її аксіомою Больцано-Вейерштрасса: будь-яка монотонна обмежена послідовність має границю.

Ця аксіома відображає властивість повноти сукупності дійсних чисел. В курсі математичного аналізу доводиться, що аксіома Больцано-Вейерштрасса рівносильна кожному із наступних тверджень.

1. Якщо на числовій осі побудована нескінченна послідовність вкладених відрізків, так що будь-який наступний відрізок цілком належить попередньому, то всі ці відрізки мають принаймні одну спільну точку.

Доведемо, що твердження 1 є наслідком з аксіоми Больцано-Вейерштрасса.

Нехай маємо послідовність вкладених відрізків. Нехай відрізок $[a_1; b_1]$ містить в собі всі інші відрізки, відрізок $[a_2; b_2]$ міститься у відрізку $[a_1; b_1]$ і містить в собі всі інші відрізки, і так далі. Тоді, очевидно, що відрізок $[a_1; b_1]$ буде найбільшої довжини. Поставимо у відповідність відрізку $[a_1; b_1]$ його лінійну міру (тобто довжину даного відрізка), позначимо її c_1 , ($c_1 \in \mathbb{R}$). Аналогічно поставимо у відповідність $[a_2; b_2]$ його довжину, тобто число c_2 і так далі, відрізку $[a_n; b_n]$ поставимо у відповідність число c_n і так далі. З чисел c_n ($c_n \in \mathbb{R}$, $n=1, 2, \dots$) отримаємо нескінченну монотонно спадну послідовність, обмежену знизу числом 0, а зверху – c_1 . За аксіомою Больцано-Вейерштрасса дана послідовність має границю. Виникає питання: чи дійсно отримана спільна множина буде точкою, а не відрізком? Якщо це точка, то виконується рівність $c = \lim_{n \rightarrow \infty} c_n = 0$. Припустимо протилежне. Нехай $c > 0$. Тоді c є

довжиною деякого відрізка $[a'; b']$, що належить $[a_n; b_n]$, $\forall n \in \mathbb{N}$. Але тоді у $[a'; b']$ можна побудувати свій відрізок $[a'_1; b'_1]$ так, що $[a'_1; b'_1] \subset [a'; b']$ і

продовжити цей процес. Отже отримаємо нову послідовність $\{[a'_n, b'_n], \forall n \in \mathbb{N}\}_{n=1}^{\infty}$, де $[a'_n, b'_n] \subset [a_n, b_n], \forall n \in \mathbb{N}$, тобто кожен з цих відрізків є елементом послідовності $\{[a_n, b_n], \forall n \in \mathbb{N}\}$. Це є протиріччям до умови, що побудована нескінченна послідовність відрізків вичерпує всі відрізки.

Це і означає, що всі відрізки мають принаймні одну спільну точку, що і треба було довести.

Зауважимо насамперед те, що вказане твердження є досить схожим на теорему Кантора про вкладені відрізки: «Для будь-якої послідовності вкладених відрізків існує єдина точка, що належить всім відрізкам даної послідовності».

У даній теоремі стверджується, що дана точка єдина. Але аксіома Больцано-Вейерштрасса говорить лише про існування границі і нічого не згадує про кількість цих границь, тому з неї слідує лише перше твердження, а для доведення теореми Кантора необхідно користуватися не лише даною аксіомою, а і допоміжними фактами. У цьому полягає основна відмінність першого твердження і теореми Кантора.

2. Будь-яке дійсне число можна представити у вигляді нескінченного (періодичного чи неперіодичного) десяткового дробу, і кожному такому дробу відповідає деяке дійсне число.

Якщо одне з цих тверджень прийняти за аксіому, то інше твердження і аксіома Больцано-Вейерштрасса стануть теоремами, які можна довести.

Аксіома Больцано-Вейерштрасса забезпечує тільки існування границі і нічого не говорить про її величину.

Список літератури

1. Гельфанд С.И., Гервер М.Л., Кириллов А.А., Константинов Н.Н., Кушниренко А.Г. Задачи по элементарной математике. Последовательности. Комбинаторика. Пределы. – М., 1965. – 176с.
2. Кириллов А.А. Пределы. – М.: Наука, 1973. – 98с.

Робота виконана під керівництвом доцента СумДПУ Мартиненко О.В.

СИСТЕМА ПРИКЛАДНИХ ЗАДАЧ ПРИРОДНИЧОГО ХАРАКТЕРУ У МОДУЛІ «ДИФЕРЕНЦІАЛЬНІ РІВНЯННЯ»

Власенко В.В., студент; Мошна С.В., студентка; Одарченко Н.І., доцент

При розв'язанні прикладних задач природничого характеру важливим є вміння зробити аналіз. Його краще розбити на три етапи: попередній аналіз задачі, аналіз задачі в процесі її розв'язання і аналіз після її розв'язання. Такий підхід дозволить, з одного боку, загострити увагу на цікавих моментах. з іншого – бачити процес аналізу у всій динаміці, включаючи поточні зміни його предмету, визначення місця задачі, яка розв'язується, у колі подібних проблем.

Знайомство студента із задачею здійснюється читанням її умови. На цей момент вона стає предметом аналізу. Починається він із дослідження структури умови. Спочатку її ділять на дані і вимоги. Потім, при необхідності, предметом аналізу стає кожне з них. Це зумовлено тим, що умова задачі часто містить складні твердження або узагальнені поняття, пояснення яких полегшує їх деталізація. Задача може містити дані, які тільки заважають сприйняттю невідомого як цілого. Тоді їх краще відкинути. Як показує практика, акуратне розбиття умови задачі на елементарні твердження спрощують проблемну ситуацію.

Наприклад, за такою схемою розв'язувалися такі задачі:

1. Радіоактивний розпад. Закон радіоактивного розпаду полягає у тому, що число розпадів пропорційне загальній кількості ядер, які розпалися на даний момент часу. Зробивши відповідний аналіз, одержали рівняння $-y' = ky$, $k = \text{const}$. Аналіз після розв'язання підтвердив той факт, що швидкість розпаду $\frac{dy}{dt}$ повинна бути від'ємною, так як у результаті радіоактивного

процесу кількість вихідної речовини неперервно зменшується.

2. Барометрична формула. Атмосферний тиск ϵ , очевидно, функцією висоти h над поверхнею землі. Розглядали вертикальний циліндричний стовп повітря з площею поперечного перерізу, що дорівнює 1. За законом Бойля-Маріотта, густина ρ пропорційна тиску p . Одержали диференціальне рівняння

$$\frac{dp}{dh} = -cp, \quad c = \text{const}$$

3. Коливання тягара на ресорі. У результаті аналізу задачі було встановлено, що сила, яка намагається повернути тягар у положення рівноваги, пропорційна відхиленню, тобто рівна $(-ky)$. А руху тягара m заважає сила опору, що направлена у бік, протилежний напрямку руху. Ця сила пропорційна швидкості руху відносно нижньої точки ресори. На основі закону Ньютона одержали рівняння:

$$m \frac{d^2 y}{dt^2} = -ky - \lambda \frac{dy}{dt}$$

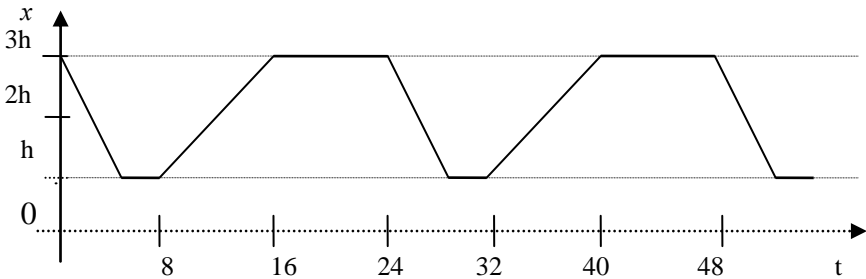
ДЕЯКІ ВАЖЛИВІ КРИВІ

Гатцук А.С., студент; Молочний О.М., студент; Одарченко Н.І., доцент

Багато практичних задач, у яких функції, що досліджуються на заданому інтервалі, розв'язуються за допомогою рівняння прямої з достатньою для практики точністю.

Задача. Вода вливається у басейн через трубу I зі швидкістю 3 одиниці на годину. По трубі II вода витікає зі швидкістю 2,4 одиниці за годину. На висоті h від дна басейну розташована труба III з пропускною можливістю 1,6 одиниці за годину, що перекривається краном K і що працює тільки 8 годин на добу. Глибина басейну $3h$. Потрібно дослідити режим рівня води x у басейні, тобто виразити x як функцію часу t .

Проаналізувавши умови задачі, можна стверджувати, що режим роботи басейну характеризується двома періодами: першим – при відкритому крані K (8 годин) і другим – при закритому крані K (16 годин). У перший період $x = 3h + 3t - 2,4t - 1,6t = -t + 3h$, до $x = h$, тобто, до тих пір, поки x не досягне рівня h . Через 8 годин виключаємо трубу III і починається другий період: $x = h + 3(t - 8) - 2,4(t - 8) = 0,6(t - 8) + h$, до $x = 3h$. Вище $3h$ рівень води піднятися не може, бо вода переллється через край. Графічно це виглядає так:



Ми можемо у довільний момент часу t встановити, який рівень води у басейні. З такою задачею зіткнулися проектувальники Ново-Краматорського машинобудівного заводу ім. В.І.Леніна. Щоб забезпечити завод водою, на річці встановили греблю для цілодобового забору води, тобто спорудили «басейн». Побудувавши такий графік режиму річки, встановили два моменти, коли води було недостатньо, і коли вода даремно переливалася через греблю. Знаходили, на скільки потрібно збільшити висоту греблі, щоб забезпечити восьмигодинну роботу по першому періоду.

Якщо природні умови у цьому випадку несприятливі, розв'язок шукають шляхом штучного збільшення стоку річки, як це мало місце, наприклад, для Москви-річки (спорудження каналу ім. Москви).

РЕШЕНИЕ ЗАДАЧИ КОШИ МЕТОДОМ ИНТЕГРАЛЬНЫХ УРАВНЕНИЙ

*Клименко В.А., ст. преподаватель; Демченко А.Н., студент;
Павленко А.В., студент*

Если математическая модель сводится к задаче Коши со сложными переменными коэффициентами, то рационально свести её к интегральному уравнению Вольтерра. Если же математическая модель сводится к уравнению Вольтерра простого типа, которое равносильно задаче Коши, то его удобно свести к дифференциальному уравнению.

В данной работе рассматривается решение задачи Коши для уравнения колебательной системы с затуханием, подверженной (по сравнению со временем существования собственных колебаний) воздействию гармонической силы, приложенной к телу массы m ; один конец пружины прикреплен к телу, а другой жестко закреплен. Сопротивление среды и жесткость зависят от времени. Подобным же образом ведет себя измерительная система гальванометра при его включении в цепь с постоянным напряжением. Таким же образом нарастает заряд на конденсаторе, подключенном через индуктивность и сопротивление к источнику постоянной э. д. с.

Уравнение движения:

$$\ddot{x} + 2\alpha(t)\dot{x} + \omega_0^2 x = A \cos \omega t$$
$$x(0) = y_1; \dot{x}(0) = y_2;$$

Данное уравнение сводится к уравнению Вольтерра путем замены

$$\varphi(t) = \ddot{x}(t).$$

Тогда

$$\dot{x}(t) = \int_0^t \varphi(s) ds + y_2;$$
$$x(t) = \int_0^t (t-s)\varphi(s) ds + 2\alpha(t)y_2$$
$$\varphi(t) + \int_0^t K(t,s)\varphi(s) ds = F(t),$$

где

$$K(t,s) = 2\alpha(t) + \omega_0^2 t(t-s)$$
$$F(t) = A \cos \omega t - 2\alpha(t)y_2 - \omega_0^2 t^2 y_2 + y_1$$

Данное уравнение можно решить методом последовательных приближений.

ВИКОРИСТАННЯ ПРОГРАМНОГО ЗАБЕЗПЕЧЕННЯ ПРИ ВИВЧЕННІ ПОДВІЙНИХ ІНТЕГРАЛІВ

Захарченко Н. М., асистент; Сотник Т. С., студент

Сфера освіти в Україні зазнає значних змін, і перш за все, у зв'язку з введенням європейської системи перезарахування кредитів, подолання перешкод для вільного пересування студентів і викладачів, досягнення високої якості освіти, для забезпечення якої впроваджена кредитно-модульна організація навчального процесу, при якій значне місце відведено самостійній роботі студента.

Входження в світовий простір неможливо без прискороного розвитку телекомунікацій та інформаційних технологій. Широке впровадження в навчальний процес нових освітніх технологій, які ґрунтуються на комп'ютерній підтримці навчально-пізнавальної діяльності, передбачає гармонійне поєднання традиційних та новітніх методичних систем навчання. Запровадження комп'ютерних технологій не повинно бути самоціллю, воно має бути педагогічно виправданим, розглядатись передусім з погляду педагогічних переваг, які воно може забезпечити порівнянно з традиційною методикою навчання.

У студентів перших курсів факультетів ТеСЕТ і ЕлІТ відбулось значне скорочення аудиторних годин з вищої математики, тому зросла кількість матеріалу, який студент має опрацювати самостійно. При самостійному вивченні подвійних інтегралів ми пропонуємо скористатись програмовим забезпеченням MahtCAD, Advansed Grapher, Doubl Integral Calculator Level2, Tripel Integral Calculator Level2, Marle. Потужні і прості у використанні програми допоможуть: побудувати графіки функцій виду $Y(x)$ і $X(y)$ у різних системах координат та проаналізувати, виконати численне інтегрування, побудувати криві та поверхні другого порядку, обчислять подвійні та потрійні інтеграли, використовуючи схему квадратування \tanh - \sinh .

Дане програмове забезпечення допоможе при виконанні таких завдань:

- побудова області D у декартовій та полярній системах координат;
- зміна меж інтегрування;
- побудова області V в декартовій та інших системах координат;
- обчислення подвійного інтеграла;
- обчислення площі фігури, що задана лініями в декартовій і полярній системах координат ;
- обчислення об'єму тіла, що обмежене поверхнями;
- обчислення площі поверхні тіла та інші.

Програми мають можливості друку, збереження і копіювання графіків у вигляді рисунків. Їх використання стане у нагоді студентам при більш глибокому вивченні теми, виконанні ІДЗ, підготовці рефератів, курсових та наукових робіт.

INTIMATIONS OF INFINITY

Borshchenko D.O., student

Malytin K.G., professor

What is infinity? This question served as philosophers and mathematicians, many years ago and to this day. Even in our time arguments is not running out and differences and contradictions continue to live on this issue. And how can student overcome this notion?

The natural numbers are 1, 2, 3 ... ∞ , but there is no such number as ∞ ; there is nothing you can think of as a concrete value. There is no actual infinity; and when we speak of an infinite collection to which we can add new elements unceasingly.

The above represent one type of thinking about infinity. There are other types, as we will see, and they all create difficulties for students, philosophers, and even mathematicians.

In this case we can use a particular theory about how people come to understand mathematics, APOS Theory, which can be helpful in understanding the thinking of both novices and practitioners as they grapple with the notion of infinity. In APOS Theory an individual develops an understanding of a concept by employing certain mechanisms.

The next questions can show by responding to its how people grapple with infinity:

- If the slow tortoise starts a little ahead of the swift Achilles, how can this demigod ever catch up? For Achilles must first advance to where the tortoise started, by which time the plodder has moved on a little, so Achilles must then advance to that spot, and so on, forever.
- Is $0.999\dots = 1$?
- Suppose you put two tennis balls numbered 1 and 2 in Bin A and then move ball 1 to Bin B, then put balls 3 and 4 in Bin A and move 2 to Bin B, then put balls 5 and 6 into Bin A and move 3 to Bin B, and so on without end. How many balls are in Bin A when you are done? Infinitely many, because the number increases by one each time, or none, since every ball is eventually removed?

During interviews with college students, there are many different answers for these questions: « 0.999... is just less than one, but the difference between it and one is infinitely small » or about balls «... they're both gonna contain half the balls », «...you cannot decide what's gonna be in A ».

The concept of mathematical infinity appears throughout the collegiate mathematics curriculum, where students consider topics such as limits, the asymptotic behavior or rational functions, infinite sequences and series, and improper integrals. This represents but a small portion of all the situations where

the infinite appears. Many of the mathematical structures studied in linear algebra, abstract algebra, real analysis, and topology are infinite sets.

APOS theory can be a useful tool in the attempting of solving an infinite problem.

When we talk about APOS Theory, we talk about certain mechanisms called interiorisation, encapsulation, and thematization. These mechanisms are used to build and connect mental structures called action, processes, objects, and schemas. These structures constitute the acronym APOS.

The interiorisation of actions is an “everyday” activity in the mathematics classroom. It is important to note, that given an infinite process, the mental mechanisms of interiorisation and encapsulation allow to think about what happens after the process is completed. In many cases, the domains and the ranges of functions are infinite sets, so these mechanisms allow an individual to think about infinity in these contexts.

An individual can think about an infinite iterative process using the mental structure of process as described in APOS Theory. In the case of Achilles and the tortoise, after using the APOS Theory, we can then do the calculations (which amount to summing infinite series) and see that in a finite time, the total distance covered by Achilles exceeds that covered by the tortoise.

The APOS Theory can offer the explanation of thinking that $0.999\dots$ is not the same as 1. The symbol $0.999\dots$ appears to represent a process (that is the only possible explanation of the « and so on »). The symbol 1 refers to an object. Since a process is something different from an object, it makes sense to say that the process $0.999\dots$ cannot be the same as the object.

The next step in understanding the concept of infinity is solving the problem about tennis ball: the task is to determine contents of Bins A and B at noon, if at $\frac{1}{2^k}$ seconds before noon, balls numbered $2k - 1$ and $2k$ are placed in Bin A, while the ball numbered k is moved from Bin A into Bin B.

There are two competing conceptions of the problem which make it paradoxical. On the one hand, the number of balls in Bins A and B increases by one at each step, suggesting that both bins have infinitely many balls at noon. But, the k th ball is moved from Bin A to Bin B at the k th step, from which it follows that Bin A will be empty at noon.

This paradox is resolved by comparing the contents of the bins. The mental mechanisms of interiorisation and encapsulation allow one to think about what happens after the process is completed. Even though there is no last step in the infinite process of filling the bins, one can use encapsulation to imagine a resulting transcendent object and then determine mathematically that it is the empty set, e. g. by checking that Bin A and the empty set contain exactly the same elements.

So these explanations, using APOS Theory, can be useful for overcome difficulties with infinity and simplify the understanding of this concept. It also may be useful to teachers for organizing effective pedagogy.

GEOMETRY ACCORDING TO EUCLID

Orel O.V., student

A treatise called the Elements was written approximately 2,300 years ago by a man named Euclid, of whose life we know nothing. The Elements is divided into thirteen books. Throughout most of its history, Euclid's Elements has been the principal manual of geometry and indeed the required introduction to any of the sciences.

Today problem is in use of the real numbers in the foundations of geometry that is analysis, not geometry. Is there a way to base the study of geometry on purely geometrical concepts?

Using the real numbers obscures one of the most interesting aspects of the development of geometry: namely, how the concept of continuity, which belonged originally to geometry only, came gradually by analogy to be applied to numbers, leading eventually to construction of the field of real numbers.

In Euclid's Elements there is an undefined concept of equality for line segments, which could be tested by placing one segment on the other to see whether they coincide exactly. In this way the equality or inequality of line segments is perceived directly from the geometry without the assistance of real numbers to measure their lengths.

Euclid does not say the square root of two (a number) is irrational (i.e., not a rational number). Instead he says (and proves) that the diagonal of a square is incommensurable with its side. Thus Euclid develops his geometry without using numbers to measure line segments, angles, or areas.

A common misconception is that analytic geometry was invented by Descartes. The real numbers had not yet been invented, and even the idea of representing a line segment by any sort of number was not yet clearly developed. If we read the geometry of Descartes carefully, we see that he is applying algebra to geometry.

Euclid defines arithmetic operations of addition and multiplication on the set of equivalence classes of congruent line segments and proves that there exists an ordered field whose positive elements are the equivalence classes of line segments. First, the field evolves intrinsically from the geometry instead of being imposed from without. Second, we discover that this field is not necessarily the field of real numbers.

These reflections suggest another way for a course in geometry to grow, with its roots in the purely geometric tradition and branches making use of modern algebra.

In this way the true essence of geometry can develop most naturally.

Without the diligent study of Euclid's Elements, it is impossible to attain into the perfect knowledge of Geometry, and consequently of any of the other Mathematical Sciences.

Supervisor: K.G. Malyutin, Doctor of Science, professor.

ТЕХНОЛОГІЯ КОНСТРУКЦІЙНИХ МАТЕРІАЛІВ ТА МАТЕРІАЛОЗНАВСТВО

ТЕХНОЛОГИЯ УПРОЧНЕНИЯ ПЛУЖНЫХ ЛЕМЕХОВ ИЗ ВЫСОКОПРОЧНОГО ЧУГУНА

Любич А.И., доцент; Мельник С.В., студент

Основным орудием для вспашки почв является плуг, в котором закреплен лемех и отвал. Для изготовления лемехов применяют стали Л53, Л65 и Л65Г, кроме этих сталей в последнее время для изготовления лемехов применяют высокопрочный чугун марки ВЧ50.

Одной из причин преждевременного выхода из строя плужных лемехов является их износ вследствие абразивного воздействия почвы.

В отличие от многих режущих деталей, осуществляющих процесс разделения материала путем среза или скалывания снимающим клином, лемехи работают главным образом своим лезвием, вдавливающимся в почву и создающим в ней предельное напряжение. Поэтому лезвия лемехов воспринимают наибольшие нагрузки и быстрее всего изнашиваются.

С целью продления срока службы лемеха его лезвие подвергают износостойкой наплавке и термической обработке (закалке). При наплавке лезвий лемехов сплавом «Сормайт-1» (ГОСТ 31448-75) наплавку выполняют токами высокой частоты в индукторе типа Э-1307.

Этот технологический процесс возможен из-за большой разницы в температурах плавления стали Л63, Л65, Л65Г и наплавочного материала – сплава «Сормайт-1».

Однако применение упрочнения этим методом лезвия лемеха из высокопрочного чугуна практически невозможно, т.к. разность температуры плавления высокопрочного чугуна ВЧ50 и сплава «Сормайт-1» небольшая и составляет около 100⁰С. Поэтому для создания самозакачивающего двухслойного лезвия на лемехах из высокопрочного чугуна была применена наплавка порошковой проволокой ППСВ-14, которая обеспечивает высокую твердость наплавленного металла (около 63 HRC) и высокую стойкость абразивному изнашиванию (по сравнению со сплавом «Сормайт-1») в 1,8 раза.

Применение автоматической наплавки порошковой проволокой на лезвие лемеха при помощи сварочного трактора ТС-17М позволяет получить наплавку по всей длине лезвия без подрезов шлаковых включений и пор, но с большим количеством трещин. Для предупреждения образования трещин в наплавленном металле применили шаговый метод наплавки. Этот метод заключается в беспрерывной наплавке валика длиной не более 100 мм, а затем делается пропуск на такое же расстояние и снова наплавка и т.д.

После наплавки шаговым методом лемех сразу отправляли на отжиг в электрическую камерную печь. Полученная таким образом наплавка на лезвие лемеха дефектов не имела, а лемех был пригодный к эксплуатации.

ОСОБЕННОСТИ УПРОЧНЕНИЯ КОЛЕС МОСТОВОГО КРАНА

Любич А.И., доцент; Рзаев Р.В., студент

В настоящее время в цехах машиностроительной промышленности для монтажа и демонтажа различного технологического оборудования, а также перемещению груза применяют различного типа мостовые краны. Различают следующие виды изнашивания мостовых кранов: механическое, молекулярно-механическое и коррозионно-механическое. Все виды изнашивания разрушают поверхности деталей в результате чего они выходят из строя механизмы и детали.

Для уменьшения износа колес, вследствие перекоса крана, а также предотвращения проскальзывания разница в диаметрах колес должна быть минимальной. Колеса крана, ведомые и ведущие изготавливаются путем штамповки из стали 65Г по ГОСТ 1050-74 или литыми из стали 65Л. После их изготовления колеса крана подвергаются термической обработке.

С целью продления срока службы колес мостового крана их подвергают упрочнению различными методами. Одним из методов восстановления и упрочнения колес является электродуговая сварка под слоем флюса. Изношенные поверхности колес наплавляют углеродистой или легированной проволокой. Наиболее чисто для наплавки колес применяют наплавочные проволоки марки Св-10ХГ2С Св-12Г2Х, Св-18ХГСА и др. Для защиты сварочной ванны от воздействия воздуха применяют плавящийся флюс марки АН-348-А или ОСЦ-45. Автоматической сваркой чаще всего наплавку ведут по винтовой линии, что обеспечивает непрерывность процесса и более высокое качество работы, симметричность остаточных наплавочных напряжений по отношению к оси восстанавливаемых деталей и, следовательно, почти полное устранение коробления этой детали.

При наплавке цилиндрических деталей по винтовой линии затруднено удержание флюса в зоне дуги, а также жидких металлов и шлака. Имеются также затруднения и в процессе удаления шлаковой корки с наплавленного металла. Поэтому наплавку колес мостового крана производят порошковыми проволоками марки ПП-АН-121, ПП-ТН250, ПП-АН122, ПП-АН122-П, ППСВ-15 и др. Наплавка этими проволоками производится с перекрытием последующим валиком предыдущего на $\frac{1}{3} - \frac{1}{2}$ его ширины. Напряжение на дуге выбирают в пределах от 28 до 38 В. Для предупреждения стекания металла электродную проволоку смещают с зенита детали в сторону, противоположную направлению ее вращения. Величина смещения составляет от 20 до 40 мм. Окружная скорость выбирается в пределах от 10 до 40 м/ч. Наплавка выполняется на манипуляторе. Наплавленный металл порошковой проволокой обладает повышенной стойкостью к изнашиванию колес мостового крана.

ВЛИЯНИЕ НАПОЛНИТЕЛЕЙ НА ТРИБОТЕХНИЧЕСКИЕ И ЭКСПЛУАТАЦИОННЫЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ КОМПОЗИЦИОННЫХ МАТЕРИАЛЛОВ НА ОСНОВЕ ПОЛИТЕТРАФТОРЭТИЛЕНА

Носонова Л.В., зав. лабораторией

Уникальность физико-механических свойств политетрафторэтилена (ПТФЭ) обуславливает его широкое применение в промышленности, прежде всего в качестве основы антифрикционных материалов для деталей узлов трения, работающих в агрессивных средах и в тяжело нагруженных трибосистемах. ПТФЭ имеет самый низкий и стабильный среди полимерных материалов коэффициент трения, но его износостойкость при этом невысока. Решить данную проблему позволяет модификация ПТФЭ, в частности, путем введения в него наполнителей.

Основным требованием, которому должен удовлетворять наполнитель для ПТФЭ, является способность выдерживать нагрев до температуры, при которой происходит спекание изделий из ПТФЭ.

Оптимальный комплекс свойств наполненных фторполимеров определяется выбором наполнителя по дисперсности, топологии его поверхности, соотношению наполнителя и полимера, технологией смешения наполнителя с полимером и технологией переработки полученной композиции в изделия. В каждом случае важно выбрать как вид наполнителя, так и его количество.

В качестве наполнителей чаще всего применяют стеклянное волокно, асбест, бронзу, свинец, кварц, дисульфид молибдена, диоксид титана, оксид алюминия, графит и др. Наиболее распространенные наполнители можно разделить на следующие группы:

Порошкообразные:

а) металлические - медь, серебро, свинец, никель, бронза, олово, алюминий;

б) минеральные - кварц, стеклопорошок, ситал, керамика, слюда, каолин и др.;

в) органические - графит, сажа, уголь, кокс.

Волокнистые (армирующие наполнители):

а) нетканые - стекловолокно, асбестовое, графитовое, кварцевое, базальтовое волокно, металлические усы и др.;

б) тканые - стеклоткани, графитовые, асбестовые и базальтовые ткани.

ПТФЭ с добавлением 20% кокса по сравнению с ненаполненным имеет в 600 раз большую износостойкость и на треть большую жесткость. Он рекомендуется для изготовления уплотнений подвижных соединений и элементов антифрикционного назначения; пригоден для работы в условиях высокого вакуума, в среде углеводородных газов, сухого воздуха, жидких углеводородов, растворителей.

Дисульфид молибдена применяется как вторичный наполнитель в виде добавки к стекловолокну, коксу или бронзе в небольшом количестве - 2-5%, понижая износ композиции и позволяя использовать ее для работы при абсолютном отсутствии влаги, в глубоком вакууме, в сухих газах. Повышение износостойкости композиций с дисульфидом молибдена объясняется тем, что дисульфид молибдена участвует в образовании пленки ПТФЭ, намазывающейся на контртело, и делает ее более прочной, что, в конечном счете, уменьшает износ.

В качестве наполнителя графит используется самостоятельно или как добавка к другому наполнителю, в основном к стекловолокну, а иногда к коксу в количестве до 5%. Так как графит не может работать на трение в условиях полного отсутствия влаги, он применяется как наполнитель для материалов, работающих в среде влажных газов и непригоден для эксплуатации в вакууме или в сухих газах.

Хорошим наполнителем, присутствующим в большинстве марок наполненного ПТФЭ в том или ином количестве, вместе с другими наполнителями, является стеклянное волокно. При введении стекловолокну повышается износостойкость материала более чем в 250 раз и в 1,5 раза увеличивается сопротивление ползучести. Материал стоек к любым агрессивным средам, хорошо работает в среде сухих агрессивных газов. При использовании в качестве наполнителей кремнезема, асбестовой ткани, металлической ваты увеличивается жесткость композита, уменьшается относительная деформация при невысоких коэффициентах трения. Введение 30-40% мелкорубленого стекловолокну повышает стабильность размеров при водопоглощении и усадке, теплостойкость, уменьшает коэффициент линейного расширения.

Высокомодульные углеродные волокна являются очень перспективными наполнителями, обладающими высоким модулем упругости и прочности, малой плотностью, высокой электропроводностью (благодаря чему их можно использовать в качестве нагревательных элементов), низким коэффициентом трения и термического расширения, а также высокой химической и коррозионной стойкостью при обычных условиях.

Введение во фторопласты таких наполнителей, как бронза, коксовая мука, карбид титана, силициды металлов, позволяет в 200 - 1000 раз уменьшить износ уплотнительного узла, в несколько раз увеличить теплопроводность, в 5-10 раз увеличить прочность при сжатии и твердость.

Таким образом, выявление закономерностей влияния наполнителей на триботехнические и эксплуатационные характеристики композиционных материалов на основе политетрафторэтилена позволяет управлять служебными свойствами материалов, что в свою очередь является одной из важнейших проблем современного материаловедения.

Работа выполнена под руководством доцента Будника А.Ф.

ВПЛИВ ПРОЦЕСУ НІТРОЦЕМЕНТАЦІЇ НА ВЛАСТИВОСТІ ТОРЦЕВОЇ НАСАДНОЇ ФРЕЗИ ІЗ СТАЛІ Р6М5

Носонова Л.В., зав. лабораторії; Плужник Д.Л., студент

Як завдання на комплексний курсовий проект була вибрана деталь - торцева насадна фреза - призначена для фрезерування уступів, площин, а також неглибоких пазів в деталях із сталі і чавуну.

Фреза – багатозубий інструмент, що обертається, ріжучі зуби якого послідовно один за іншим вступають в роботу.

Торцеві фрези використовують для обробки на вертикально- і горизонтально-фрезерних верстатах. Один з таких верстатів високоточний фрезерний верстат PROXXON FF 400.

Для зміцнення ріжучого інструменту, покращення ріжучих властивостей, а також для підвищення стійкості швидкорізальної сталі, фрези піддають низькотемпературній нітроцементації.

Для виготовлення фрези була вибрана сталь Р6М5.

Для отримання підвищеної міцності та в'язкості серцевини для даної деталі проводили попередню термічну обробку – ізотермічний відпал, для зняття наклепу після гарячого пластичного деформування та підготовки структури для подальшого гартування, з витримкою при $T = 850-870^{\circ}\text{C}$ – 4 години та при $T = 740-750^{\circ}\text{C}$ – 2 години. Наступною операцією термічної обробки було гартування, яке включало два підігріви: перший до $550-600^{\circ}\text{C}$, другий до $800-850^{\circ}\text{C}$, а далі до температури гартування - 1230°C . Швидке остаточне нагрівання до температури гартування дозволяє попередити окислення і знеуглецювання сталі. Охолодження проводять в маслі. Після гартування отримали структуру високолегованого мартенситу (0,3-0,4% С), надлишкових карбідів та залишкового аустеніту (25-70%) з твердістю 62-64 HRC. Для зменшення кількості залишкового аустеніту проводили обробку холодом при температурі $-40...-70^{\circ}\text{C}$ з витримкою 1,5-2 год і залишковий аустеніт перетворився в мартенсит. Залишається лише 3-5% залишкового аустеніту. Для швидкорізальних сталей обробка холодом також застосовується для підвищення зносостійкості і теплостійкості.

Процес нітроцементації здійснюється при $540-560^{\circ}\text{C}$ у газовій суміші, що складається з 25% аміаку і 75% природного газу. Перед нітроцементацією поверхня інструменту має бути ретельно очищена і знежирена. Потім інструмент встановлюють в пристосуваннях або укладають в кошики і завантажують в піч, нагріту до робочої температури. Тривалість витримки 45-60 хв дозволяє отримати шар завтовшки 0,02-0,04 мм з твердістю HV 1100, що на 150-200 одиниць більше, ніж до нітроцементації. Після нітроцементації сталь має підвищену теплостійкість - до 650°C .

Такий технологічний процес термічної обробки дозволяє отримати виріб, який відповідає всім технологічним вимогам на виготовлення.

ВПЛИВ ПРОЦЕСУ ХРОМОАЛІТУВАННЯ НА ВЛАСТИВОСТІ ШТАМПУ ГАРЯЧОГО ДЕФОРМУВАННЯ ЗІ СТАЛІ 5ХНТ

Носонова Л.В., зав. лабораторії; Дворніченко В.О., студент

Як завдання на комплексний курсовий проект була вибрана деталь – штамп гарячого деформування.

Він є дорогим інструментом, так як для його виготовлення використовується високоякісна штампова сталь, а також штампи гарячого деформування вимагають використання складних станків і високої трудоемкості.

Так, як деталь працює у дуже складних умовах, вона повинна мати високу жаростійкість та термостійкість, тобто штамп повинен витримувати багаторазові нагриви і охолодження без появи тріщин, мати високу ударну в'язкість, прогартованість та не мати схильності до відпускнуї хрупкості другого роду.

Для виготовлення даного штампа була вибрана сталь 5ХНТ. Щоб забезпечити необхідні властивості пропонуємо провести наступну термічну обробку деталі:

1. Відпал, для зниження внутрішніх напружень, твердості сталі, 880-900°C, з повільним охолодженням разом з піччю до 100-200°C. Структура - зернистий перліт з рівномірно розподіленою карбідною фазою. Твердість HB \leq 240.

2. Гартування, для збільшення твердості і зносостійкості, 840-850°C, протягом 5 годин, з подальшим охолодженням у маслі. Отримуємо структуру мартенсит, а твердість 55-57 HRC.

3. Високий відпуск, для зняття внутрішніх напруг, 490-510°C, протягом 1,5-2 години і подальшим охолодженні на повітрі. Отримуємо структуру троосто-сорбіт, твердість HRC 36-40.

4. Хромоалітування, 950-1100°C, протягом 10 годин з подальшим охолодженням. Отримали товщину шару 40-70 мкм, концентрацію на поверхні Cr 10%, Al 22%. Твердість HV 572.

5. Гартування, для зменшення розміру зерна, після хромоалітування, 840-850 °C, протягом 5 годин і подальшим охолодженням в маслі. Структура мартенсит, твердість 48-50 HRC.

6. Середньотемпературний відпуск, 450-470°C, витримка і подальше охолодження на повітрі. Структура троосто-сорбіт, твердість HRC 36-40.

Таким чином, одночасне насичення сталей хромом та алюмінієм значно впливає на їх механічні властивості при кімнатній і підвищених температурах, на жаро- та ерозійну стійкість та інші експлуатаційні властивості.

ДИФУЗІЙНЕ ХРОМУВАННЯ СТАЛЕЙ ТА ТВЕРДИХ СПЛАВІВ

Лазаренко Н.М., студент; Васянович Н.І., студент

Одним з перспективних методів підвищення властивостей сталей та твердих сплавів є модифікування їх поверхневих шарів нанесенням зносостійких композиційних покриттів на основі карбідів та нітридів перехідних металів IV-VI груп періодичної системи елементів.

Принцип сполучення високої твердості, зносостійкості, корозійної- та жаростійкості найбільш повно реалізується на сталях та твердих сплавах з покриттями, і відображено в багатьох роботах сучасних вчених.

Хромування - насичення поверхні виробів хромом. Цей процес забезпечує підвищену стійкість сталі до газової корозії (жаростійкість) при температурі до 800°C, високу корозійну стійкість в таких середовищах, як вода, морська вода і азотна кислота.

Окрім широко розповсюдженого процесу гальванічного хромування, що надає деталям антикорозійні властивості і естетичний вид, в промисловості для підвищення механічних властивостей використовують дифузійне хромування.

Дифузійне хромування сталей, що містять понад 0,3—0,4 % С, разом з корозійною стійкістю значно підвищує твердість і зносостійкість насиченого шару.

Дифузійний шар, що виникає при хромуванні технічного заліза, складається з твердого розчину хрому в α -залізі. На поверхні високо вуглецевих сталей та твердих сплавів формуються покриття на основі карбідів хрому.

Окрім вуглецю на параметри хромованого шару впливають легуючі елементи сталі. Всі карбідоутворюючі елементи - вольфрам, молібден, титан, ванадій та інші - збільшують глибину хромованого шару. Елементи, що розширюють аустенітну область – нікель та кобальт - зменшують глибину хромування.

Процес дифузійного хромування окрім методу насичення в порошок також реалізується шляхом насичення при температурі 1000 - 1100°C в закритому реакційному просторі за умов зниженого тиску протягом 2 – 4 годин. При цьому на високо вуглецевих сталях та твердих сплавах формуються карбідні шари. Безпосередньо до основи примикає шар карбіду хрому Cr_7C_3 над яким розташований Cr_{23}C_6 . Товщина покриття коливається від 3-5 мкм на твердих сплавах і до 10-14 мкм на вуглецевих сталях.

Робота виконана під керівництвом асистента Дегули А.І.

ПІДВИЩЕННЯ КОРОЗІЙНОЇ СТІЙКОСТІ СТАЛЕЙ НАНЕСЕННЯМ БАГАТОШАРОВИХ ДИФУЗІЙНИХ ПОКРИТТІВ

Страшенко Р.М., студент; Прозорова А.О., студент

Корозійна стійкість - здатність матеріалів чинити опір корозії, що визначається швидкістю корозії в даних умовах. Для оцінки швидкості корозії використовуються як якісні, так і кількісні характеристики. Зміна зовнішнього вигляду поверхні металу, зміна його мікроструктури є прикладами якісної оцінки швидкості корозії. Для кількісної оцінки можна використовувати:

- час до появи першого корозійного осередку;
 - число корозійних осередків, що утворилися за певний проміжок часу;
 - зменшення товщини матеріалу в одиницю часу;
 - зміна маси металу на одиниці поверхні в одиницю часу;
- та інші.

Корозія – природний процес окислення металів. Більшість чистих металів термодинамічно нестійкі. Цей мимовільний і цілком природний процес з цілого ряду причин суперечить інтересам людини:

Перша причина - економічна – захист від корозії має на меті зменшення матеріальних втрат в результаті корозії трубопроводів, ємностей під тиском, теплообмінного устаткування, резервуарів (баків), деталей машин, мостів, морських конструкцій і так далі.

Друга – підвищення надійності устаткування, яке в результаті корозії може виходити з ладу або навіть руйнуватися з катастрофічними наслідками.

Третя – екологічні наслідки корозії – забруднення навколишнього середовища, попадання продуктів корозії у воду, яку ми п'ємо і використовуємо, в продукцію підприємств, чие устаткування зроблене з металу.

Різні матеріали мають різну корозійну стійкість, для підвищення якої використовуються спеціальні методи. Так, підвищення корозійної стійкості можливе при застосуванні легування, нанесенням захисних покриттів (хромовання, нікелювання, алітування), пасивацією і ін.

Останнім часом, для підвищення корозійної стійкості сталей, досить широко застосовують нанесення дифузійних одношарових та багатошарових покриттів. Встановлено, що при нанесенні на поверхню сталі У8А дифузійного одношарового покриття на основі карбїду хрому корозійна стійкість підвищується в 3-4 рази, а при нанесенні комплексного хромотитанового покриття в 6-7 разів.

Робота виконана під керівництвом асистента Дегули А.І.

ТИТАНОАЛІТУВАННЯ СТАЛІ 12Х18Н10Т З ПОПЕРЕДНЬО НАНЕСЕНИМ ШАРОМ TiN

*Харченко Н.А., ст. викладач, СумДУ; м. Суми;
Аршук М.В., аспірант НТУУ«КПІ»; Лоскутова Т.В., доцент НТУУ«КПІ»;
Пересенчук Т.Л., студент, НТУУ«КПІ»;
Волошановський П.М., студент, НТУУ«КПІ», м. Київ*

Хіміко-термічна обробка є ефективним методом підвищення працездатності матеріалів, а саме модифікування поверхневих шарів титаном та алюмінієм для отримання зносостійких, жаростійких та корозійностійких покриттів. В теперішній час роботи по нанесенню покриттів на сталь 12Х18Н10Т мають обмежений характер. Відомо, що жаростійкість, зносостійкість покриттів визначається присутністю в структурі покриття бар'єрного шару, який гальмує дифузійний перерозподіл елементів між покриттям і основою; між покриттям і зовнішнім середовищем

Цілком можливо формування комплексного покриття з бар'єрним шаром нітриду титану TiN шляхом поєднання методу PVD, який дозволяє наносити нітрид титану TiN, з наступною дифузійною металізацією.

Комплексне насичення сталі 12Х18Н10Т відбувалася наступним чином. На першому етапі обробки наносили методом PVD (фізичне осадження з газової фази) шар нітриду титану TiN. Після цього проводили дифузійну металізацію титаном та алюмінієм при температурі 1050⁰С на протязі 2 годин в порошкових сумішах контактним методом в контейнері з плавким затвором за умов зниженого тиску. В якості вихідних реагентів використовували суміш порошоків наступного складу: 50% Ti+10% Al+36% Al₂O₃+4% NH₄Cl.

Структуру і хімічний склад покриттів визначали на скануючому електронному мікроскопі CamScan 4D та мікроаналізатора INCA-200 Energy. Рентгеноструктурний аналіз проводили на установці ДРОН-3-М. Мікротвердість тонких покриттів вимірювали на косих шліфах з використанням приладу ПМТ-3.

Показано, що методом PVD на сталі 12Х18Н10Т були отримані покриття з нітриду титану TiN з періодом кристалічної ґратки $a=0,4267$ нм. Більше значення періоду ґратки TiN в покритті у порівнянні з періодом ґратки монолітного стехіометричного нітриду титану TiN ($a=0,4159$ нм) зумовлене скоріше за все легуванням нітриду титану TiN вуглецем, джерелом якого є реакційний простір. В покритті в незначній кількості присутній α -Ti. Мікроструктурним методом дослідження показано, що товщина нітридного шару TiN становить 4,5-5,5 мкм. Покриття металографічним методом виявляється у вигляді світлої жовто-золотої смуги, що відповідає нітриду титану TiN близького до стехіометричного.

Після титаноалітування сталі з покриттям нітриду титану TiN формується комплексне покриття за участю зони сполук та нітриду титану TiN. Період кристалічної ґратки нітриду титану TiN, як видно з аналізу отриманих даних, змінився в незначній мірі і становить після титаноалітування $a=0,4248$ нм. Зміни періоду кристалічної ґратки зумовлено розчиненням невеликої кількості заліза основи, вміст якого в нітриді титану TiN не перевищує 0,2-0,4% мас.

У відповідності до результатів мікрорентгеноспектрального аналізу в покриттях «TiN(PVD) з наступним титаноалітуванням» на зовнішній стороні дифузійної зони, встановлено присутність титану – 50,0-55,0%, заліза 11,0-12,0%, нікелю 8,0-11,0%, хрому-1,0%мас. Концентрація алюмінію в основі безпосередньо за границею розділу не перевищує 0,4%мас.

В титаноалітованих покриттях вміст нікелю, хрому та заліза на зовнішній стороні дифузійної зони становить відповідно 2,5-19,0; 4,0-12,0; 42,1-55,5% мас. Глибина проникнення алюмінію в основу сталі 12X18H10T за прийнятих умов насичення досягає 80,0 мкм. Разом з тим концентрація алюмінію в покриттях «TiN(PVD)-титаноалітування» становить 16,0-17,8% мас., що майже у два рази більше, ніж в титаноалітованих.

Зони твердого розчину алюмінію та титану в основі під шаром нітриду титану металографічним методом не було виявлено. В той же час за результатами мікрорентгеноспектрального аналізу концентрація алюмінію в основі поблизу границі розділу з шаром нітриду титану TiN становила 1,8%мас., а глибина проникнення не переважала 10,0-12,5мкм.

Можна вважати, що шар нітриду титану TiN відіграє роль бар'єру на шляху дифузії алюмінію до основи, а нікелю, хрому, заліза до поверхні. Максимальну мікротвердість встановлено в шарі нітриду титану TiN – 20,0-23,0 ГПа. Мікротвердість зони сполук Ti_4Fe_2O , $Ti(Fe,Ni,Al)_2$ становить 5,0-7,0 ГПа.

Мікроструктурно, зона сполук товщиною 6,0-8,0 мкм виявляється у вигляді смуги світлого, світло-сірого кольору, яка не травиться «царською горілкою». Шар нітриду титану TiN, який розташований в комплексному покритті під зоною сполук залишається світлим жовто-золотавого кольору товщиною 4,5-5,5 мкм.

Встановлено, бар'єрні властивості шару TiN(PVD), який при наступному титаноалітуванні сталі 12X18H10T зменшує дифузійне проникнення в основу титану та алюмінію, а елементів основи (залізо, хром, нікель) в покриття.

Можна вважати, що отримані в роботі покриття за участю титану та алюмінію за своїм складом, структурою, властивостями можуть бути використані на сталях в якості захисних шарів, що попереджують корозійне руйнування основного металу, забезпечують високу зносостійкість та жаростійкість.

Робота виконана під керівництвом професора Хижняка В.Г., НТУУ«КПІ»

ПРИЧИНЫ И СПОСОБЫ УСТРАНЕНИЯ ПРОБЛЕМЫ ВЛАГОПОГЛОЩЕНИЯ В КОМПОЗИЦИОННЫХ МАТЕРИАЛАХ НА ОСНОВЕ ПТФЭ И УВ

*Томас А.А., аспирантка, ГВУЗ «УГХТУ», г. Днепропетровск;
Гутенко Л.И., студентка СумДУ, г. Сумы*

Композиционные материалы на основе политетрафторэтилена (ПТФЭ), армированного углеродными волокнами (УВ), по многим показателям превосходят другие полимерные композиции, бронзу и другие сплавы цветных металлов. Благодаря своим уникальным свойствам, такие КМ находят широкое применение в современном машиностроении.

Существенный недостаток таких материалов, проявляется при работе в контакте с жидкими средами – это влагопоглощение. Детали машин, работающие в таких условиях, со временем показывают скачкообразный рост износа, вплоть до катастрофического.

Основным поглотителем влаги в таком композите являются УВ. ПТФЭ практически гидрофобен. А УВ благодаря своему строению, наличию многочисленных дефектов (пор) проявляют гидрофильность и способность к накоплению и удержанию влаги в себе. Поры существуют на разных уровнях его строения, а также они находятся по всей поверхности волокон. Такие дефекты наполнителя закладываются еще на стадии его изготовления.

Проникая к композиту за счет диффузии и молекулярного переноса по дефектам структуры, внешняя влага способствует повышению подвижности его структурных элементов. Совместное протекание физико-химических и механических процессов (в нашей работе трения и изнашивания) приводит к так называемым механохимическим явлениям и снижению механических свойств композита.

Повысить эти свойства можно, улучшив адгезионную связь между наполнителем (УВ) и матрицей (Ф-4) и создав условия, которые препятствуют гидролизу созданных адгезионных связей. Достичь необходимых результатов удастся, осуществив предварительное смешение наполнителя с матрицей в определенном объемном соотношении, а потом полученную смесь смешать с частью рецептурного количества порошка ПТФЭ, что осталась.

Результатом такого технологического приема является плотное прилегание пограничных слоев матрицы (ПТФЭ) и наполнителя (УВ). Последующее баротермическое воздействие при термообработке сформированного композита в результате теплового воздействия обеспечивает хороший контакт политетрафторэтилена с поверхностью наполнителя и отсутствие в пограничных слоях композита пор и пустот, являющихся "воротами" для проникновения влаги и ухудшающих, вследствие этого, физико-механические свойства углеволокнистого фторопластового композита.

СТІЙКІСТЬ ЧАВУНІВ ТИПУ ЧХ В ГІДРОАБРАЗИВНОМУ КОРОЗІЙНО АКТИВНОМУ СЕРЕДОВИЩІ.

Марченко С.В. ст. викладач; Шерстюк Д.В., студент

В умовах абразивного зношування, супроводжуваного корозійною дією середовища, характер зношування може суттєво змінюватися. Механізм руйнування поверхні при сумісній дії абразиву і корозійного середовища є складним. Умовно його можна представити у вигляді двох актів: утворення на поверхні металу окисної плівки від контакту з агресивним середовищем і абразивне видалення мікростружки з поверхні. Треба зазначити, що обидва ці акти складаються з низки елементарних підпроцесів. Проходячи водночас на поверхні розділу, вони можуть суттєво впливати на швидкість руйнування.

Інтенсивність кожного з цих двох основних процесів може бути різною залежно від конкретних умов, але у будь-якому випадку вимоги до матеріалу для роботи в абразивно-корозійних умовах об'єднують вимоги по зносостійкості з вимогами по корозійній стійкості. При цьому ступінь вимог по кожній з цих властивостей залежить від частки абразивного і корозійного чинників в конкретних умовах зношування.

При концентрації хрому в залізі понад 12% сплав стає коррозійностійким в нейтральних, кислих і окислювальних середовищах за рахунок пасивації при утворенні плівки оксидів на поверхні. З другого боку, при легуванні залізвуглецевого сплаву хромом, поруч з легованим цементитом утворюються спеціальні карбіди хрому Me_7C_3 і $Me_{23}C_6$, що підвищують зносостійкість сплаву. Проте при утворенні карбідів концентрація хрому в твердому розчині знижується.

Проведені дослідження показали, що максимальну зносостійкість за умови дії нейтрального середовища мають чавуни, що містять максимальну кількість карбідів, розташованих в мартенситній матриці - ЧХ12М, ЧХ18ГД. Зносостійкість чавунів ЧХ28Д2, ЧХ16М2 нижча через те, що металева основа містить значну кількість аустеніту.

У корозійно-активному середовищі лише чавуни ЧХ28Н2 і ЧХ30ГД, що містять 28...30% Сг, мають високу стійкість. Зносостійкість решти чавунів практично однакова і не суттєво відрізняються від еталона (08кп), незважаючи на різний вміст легувальних елементів, зокрема Ні і Мо. В чавунах, легованих суто хромом – ЧХ28, структура матриці сплаву складається з легованого фериту, і він є найменш зносостійким, хоча й найбільш корозійностійким.

Таким чином, максимальну гідроабразивну зносостійкість у корозійно активному середовищі можна очікувати при збільшенні вмісту як вуглецю для утворення мартенситно-аустенітної структури та достатньої кількості карбідів так і хрому для легування твердого розчину та сполучання з вуглецем.

ВПЛИВ СТРУКТУРИ МЕТАЛЕВОЇ ОСНОВИ ЧАВУНІВ ТИПУ ЧХ НА АБРАЗИВНУ ЗНОСОСТІЙКІСТЬ

Марченко С.В. ст. викладач; Казбан О.С., студент

Хромисті чавуни є розповсюдженим матеріалом для роботи в умовах інтенсивного абразивного і гідроабразивного зношування. Обмеженість таких матеріалів застосування пов'язана з недостатнім вивченням їхніх властивостей. Дотепер достеменно невідомо, що суттєвіше впливає на властивості сплаву: хімічний склад чавуну або мікроструктура: характеристики фази карбіду і металевої основи.

Наявність в структурі білих чавунів значної кількості твердих карбідів є необхідною, але недостатньою умовою високої зносостійкості сплаву. Висока зносостійкість реалізується тільки у тому випадку, коли карбіди міцно утримуються в металевій матриці.

Зносостійкість по закріпленому абразиву (еталон – сталь 08кп) визначали залежно від вмісту вуглецю і структури металевої основи. Мартенситну структуру металевої основи одержували за допомогою гартування з 970°C і низькотемпературного відпуску. Аустенітну структуру отримували переохолодженням з 1080°C до температур, вищих початку мартенситного перетворення. Перлитну структуру — після відпалювання при 860°C . Максимальну зносостійкість при будь-якому вмісті вуглецю мають чавуни з мартенситною структурою металевої основи. Зносостійкість чавунів з перлитною основою в 1...3 рази нижча зносостійкості чавунів з мартенситною основою при однаковій характеристиці карбідної фази. Із збільшенням вмісту вуглецю різниця в зносостійкості чавунів з мартенситною і перлитною структурою основи збільшується. Зносостійкість чавунів, що містять 3,5 % вуглецю з мартенситною основою, в 3,2 рази вища, ніж зносостійкість тих же чавунів з перлитною основою, що пояснюється визначальною роллю саме карбідної фази.

Якщо ж кількість карбідів зменшується (наприклад, до 20 % у чавуні з 1,96% С), то кількість карбідів і площа, яку вони займають є меншою, отже частинки абразиву безпосередньо впливатимуть і на основу. Таким чином, матриця сплаву має не тільки втримувати карбідну фазу, але й сама мати високу зносостійкість, що у більшості випадків асоціюється з високою твердістю. Тут зносостійкість чавунів з мартенситною матрицею є набагато вищою, аніж з перлитною.

Чавуни, леговані хромом, з аустенітною структурою матриці займають проміжне положення між мартенситними і перлитними. Пояснюється це тим, що за певних навантажень аустеніт (залишковий метастабільний, що присутній після гартування в структурі високолегованих сплавів) здатний перетворюватися на мартенсит і підвищувати тим самим зносостійкість сплаву, але це суттєво залежить від площі, зайнятої карбідною фазою.

ИССЛЕДОВАНИЕ РЕЖИМОВ ТЕРМОУПРОЧНЕНИЯ ЭКОНОМНО-И НИЗКОЛЕГИРОВАННЫХ БЫСТРОРЕЖУЩИХ СТАЛЕЙ

Руденко Л.Ф., ст. преподаватель; Здоров Н.Ю., студент

К сталям нормальной производительности и теплостойкости относятся экономно легированные быстрорежущие стали с суммарной легированностью вольфрамом и молибденом не превышающем 9-11%. Это стали Р6МЗ, Р6М5, Р9.

Теплостойкость этой группы стали оценивается в пределах до 550-600⁰С при обработке конструкционных материалов с прочностью до 1000 МПа. Большим недостатком этих сталей является склонность к обезуглероживанию в процессе термической обработки и в результате шлифования при несоблюдении технологических режимов процессов изготовления инструментов.

Для исправления этих дефектов и повышения прочностных свойств применяют различные виды химико-термической обработки, а также термомагнитную обработку.

Целью нашей работы является апробирование таких видов химико-термической обработки, как:

- газовое азотирование;
- ионное азотирование;
- карбонитрация;
- вакуумно-плазменное нанесение покрытий с образованием слоя нитридов титана.

Как показали первые опыты и испытание инструмента сверло спиральное после каждого из приведенных выше режимов химико-термической обработки, наилучшие результаты работоспособности, износостойкости и теплостойкости показали инструменты после ионного азотирования карбонитрации. Ионное азотирование проводили при 350-400⁰С в полностью диссоциированном аммиаке. Твердость поверхности при этом HV 11-12,5 ГПа. Карбонитрацию проводили в смеси солей 55% CO(NH₂) мочевины и 45% K₂CO₃ или Na₂CO₃ при температуре ~ 560⁰С в течение 1,5-2 часов. При этом химико-термическую обработку можно считать как одним из циклов отпуска, что сокращает общее время термической обработки инструмента. Поверхность насыщается углеродом и азотом (образуются карбонитриды), твердость слоя HV 10-11 ГПа, толщина 0,01-0,02 мм.

Наряду с химико-термической обработкой проводим испытания инструмента без ХТО, но с дополнительным отпуском после шлифования. Отпуск при 350-400⁰С с выдержкой 30-60 мин способствует снятию напряжений шлифовки, превращению аустенита, образовавшегося в поверхностном слое при шлифовании, и поэтому повышается стойкость инструмента, а также снижается себестоимость получения инструмента.

ВЛИЯНИЕ ИОННО-ПЛАЗМЕННОГО АЗОТИРОВАНИЯ НА СВОЙСТВА ШТОКА КОМПРЕССОРА ИЗ СТАЛИ 30X13

Соловей Ю.Н., студентка; Пчелинцев В.А., доцент

Требования сокращать текущие затраты, снижать температуру и повышать долговечность изделия при проведении промышленных процессов становятся обязательными. Для детали шток компрессора предложен режим химико-термической обработки – ионно-плазменное азотирование. Целью этого азотирования является создания поверхностного слоя с высокой твердостью; износостойкостью с одновременным снижением склонности к усталостным нарушениям структуры металла; повышенной усталостной прочностью и сопротивлением коррозии.

Ионно-плазменное азотирование, применяемое для стали 30X13, обеспечивает насыщение поверхностного слоя изделия азотно-углеродной смесью. Сталь 30X13 - сталь коррозионно-стойкая, жаропрочная, мартенситного класса.

Чистота рабочей поверхности, подвергающейся азотированию должна быть не менее $Ra = 0.63$. На всех поверхностях изделия не должно быть окалины, ржавчины, следов припоев, масляных загрязнений, пыли, влаги, окисных пленок. Окисные пленки приводят к значительному ухудшению характеристик азотированного слоя. Места, не подлежащие азотированию, закрываются заглушками, экранами, изготовленными из Ст.3.

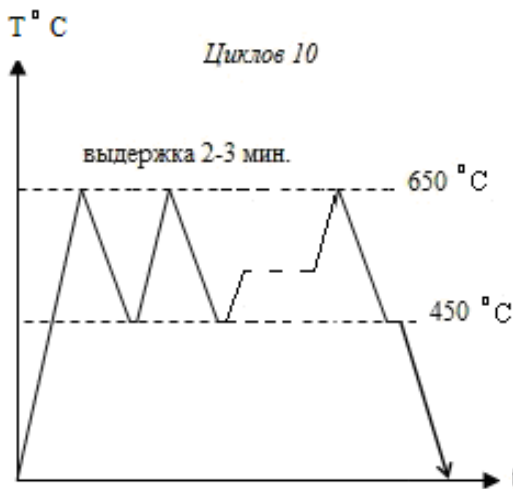


Рисунок – График термоциклической обработки стали 30X13 на установке НГВ 6.6/6И-1

В камеру подают азотно-водородную смесь, расход которой регулируется датчиком давления при давлении плавно регулируемых в диапазоне $2 \cdot 10^{-3}$ до 5,5 мм.рт.ст. Скорость нагрева зависит от степени теплового контакта термопары и детали. Она должна обеспечивать равномерный прогрев садки во избежание короблений и поводок изделий и обычно составляет 100-200°С в час.

График ионно-плазменного азотирования приведен на рисунке. Температура азотирования должна быть ниже температуры высокого отпуска на 50-60°С. Сначала образец нагревают в установке ионного азотирования до температуры 600°С, выдерживают 30 мин. и охлаждают с печью до 450°С.

Проводят таких от 8 до 10 циклов и окончательное охлаждение образца проходит до 100°С в вакууме.

Формирующаяся на поверхности пленка состоит из двух слоев: нижнего диффузионного и верхнего нитридного. После окончания процесса ионного азотирования, извлекли шток из установки и осуществили зачистку поверхности детали для замера твердости. Получили такие результаты: при нагрузке 10 кгс твердость азотированного поверхностного слоя составляет 858 HV, а толщина слоя 0,15 мм.

После полного проведения процесса азотирования, изделие остужаются вместе с камерой до температуры порядка 180°С в вакууме порядка $1 \div 5 \cdot 10^{-2}$ мм.рт.ст. во избежание окисления. Окончательную выгрузку готовых изделий производят при полном отключении охлаждающей воды, в целях недопускания конденсации водяных паров воздуха на внутренней поверхности камеры.

Ионно-плазменное азотирование в техпроцессе дает минимальный разброс поверхностных свойств от детали к детали при относительно низкой энергоемкости, что делает ИПА более привлекательным, нежели традиционное печное газовое азотирование, нитроцементацию и цианирование.

Ионно-плазменное азотирование исключает деформацию заготовки, а структура азотированного слоя остается неизменной даже при нагреве детали до 650 градусов. Кроме того, азотирование ионно-плазменным методом отлично подходит для обработки сталей разных марок, поскольку рабочая температура процесса в азотно-углеродной смеси не превышает 600 градусов, что исключает нарушения внутренней структуры и даже наоборот – способствует снижению вероятности усталостных разрушений и повреждений из-за высокой хрупкости нитридной фазы.

Относительно других методов упрочнения и повышения межкристаллитной стойкости ИПА отличается сокращенной в несколько раз длительностью техпроцесса и уменьшенным на два порядка расходом рабочего газа. Т.о. для ионно-плазменного азотирования требуется в 2-3 раза меньше электроэнергии, а качество поверхности обработанного изделия позволяет вовсе исключить стадию финишной шлифовки.

ИССЛЕДОВАНИЯ ПО УПРОЧНЕНИЮ УПЛОТНИТЕЛЬНЫХ КОЛЕЦ

Руденко Л. Ф., ст. преподаватель; Куцомеля Ю. Ю., студент

В центробежных насосах для подачи жидкости в охлаждающие контуры реакторов большое значение уделяется прочности всех узлов и деталей.

Для особо ответственных деталей, например уплотнительных колец, применяются высокопрочные высоколегированные мартенситно-стареющие стали. Стали этого класса обладают уникальным комплексом механических свойств: высокой прочностью при достаточной пластичности и вязкости, высоким сопротивлением малым пластическим деформациям, хрупкому и усталостному разрушениям, что в сочетании с теплостойкостью, коррозионной стойкостью, радиационной стойкостью и размерной стабильностью, определяет такую эксплуатационную надежность изделий, которая не достигается при использовании сталей других классов.

Основу мартенситно-стареющих сталей составляет безуглеродистый железоникелевый мартенсит (8-10% Ni). Высокая концентрация никеля обеспечивает устойчивость переохлажденного аустенита сталей этого класса, способствует формированию в них при закалке мартенситной структуры, в том числе при замедленном охлаждении.

Дисперсионное твердение железоникелевого мартенсита вызывают титан, бериллий, алюминий, марганец, ванадий, молибден, вольфрам, ниобий, тантал, кремний и др. элементы. Добавка кобальта имеет положительное значение, так как при старении формирует упорядоченные области в структуре, являющиеся дополнительным фактором упрочнения.

Наиболее распространенная мартенситно-стареющая сталь марки Н18К9М5Т. Известные и исследованные нами режимы старения показали, что длительное старение до 40-50 часов при температуре 425-450⁰С наиболее оптимально по полученным прочностным характеристикам, но достаточно энергозатратный и длительный процесс. Нами были опробованы шесть процессов термической обработки со старением при более высокой температуре 490-650⁰С и значительно меньшей длительности выдержки.

Лучшие результаты получены при закалке 820⁰С, старение 490⁰С в течение 3 ч.: $\sigma_b \approx 2100$ Мпа, $\delta \approx 8\%$, $\psi \approx 50\%$, $KCU \approx 0,5$ МДж/м².

Для детали кольцо уплотнительное в целях удешевления материала мы также изучаем применение коррозионно-стойких мартенситно-стареющих сталей типа 08Х15Н5Д2Т, стоимость которых значительно ниже стали Н18К9М5Т, так как они содержат меньше дорогостоящих никеля (до 5%) и вообще не содержат кобальта.

Исследования по упрочению коррозионно-стойких мартенситно-стареющих сталей еще проводятся, но предварительные результаты уже показали, что их прочностные характеристики вполне удовлетворяют требования по свойствам деталей уплотнительных колец, в частности, целевых.

ВЫБОР МАТЕРИАЛА И ТЕРМИЧЕСКОГО УПРОЧНЕНИЯ ШТАМПА ГОРЯЧЕГО ДЕФОРМИРОВАНИЯ

Раб В.Н. , ст. преподаватель; Коваленко Е.А. ,студент

Штампы горячего деформирования в процессе эксплуатации находятся в сложных и жестких условиях нагружения, для которых характерны:

1) увеличенные действующие напряжения, уровень которых приближается к пределу текучести штамповых сталей;

2) высокие температуры нагрева, близкие или в ряде случаев превосходящие температуры фазовых превращений штамповых сталей в твердом состоянии;

3) циклическое воздействие напряжений от знакопеременных усилий деформирования, термических, определяемых условиями нагрева и охлаждения штампов, а также напряжений, вызываемых фазовыми превращениями;

4) химическое воздействие деформируемых материалов, которое особенно проявляется в процессе прессования и полужидкой штамповки.

В указанных условиях эксплуатации штампы для горячего деформирования разрушаются по следующим причинам:

1) в результате пластической деформации (смятия) или хрупкого разрушения в зависимости от величины, знака и характера действующих напряжений и температуры деформирования;

2) вследствие образования сетки разгарных трещин на рабочей поверхности штампов;

3) в результате усиленного износа из-за химического взаимодействия при штамповке и прессовании цветных металлов и сплавов или окисления при деформировании менее активных конструкционных материалов.

Требования, предъявляемые к штамповым сталям для горячего деформирования. Высокая стойкость инструмента и наиболее эффективные методы его производства (изготовления) определяются соответственно основными и технологическими свойствами штамповых сталей.

Основные свойства сталей:

1) высокая теплостойкость, определяющая сопротивление стали пластической деформации, смятию при нагреве и характеризующаяся пределом текучести сталей при температурах деформирования; теплостойкость чаще всего условно определяется температурой четырехчасового отпуска, после которого твердость стали составляет HRC 45;

2) высокая вязкость, определяющая сопротивление стали хрупкому разрушению, которое проявляется в образовании макротрещин и трещин разгара; характеризуется, чаще всего, ударной вязкостью;

3) окалиностойкость и сопротивление коррозии под напряжением, характеризующие сопротивление стали износу, протекающему в результате образования окалины, и химического взаимодействия штампа и обрабатываемого материала.

В соответствии с заданием для изготовления штампа горячего деформирования применялась сталь 5ХНВ.

Штампы горячей деформации изготавливают из легированной, инструментальной стали 5ХНМ – теплостойкой повышенной вязкости. Присутствие в стали 5ХНМ молибдена повышает теплостойкость, прокаливаемость и уменьшает склонность к обратимой отпускной хрупкости. Эта сталь сочетает устойчивость против нагрева с разгаростойкостью (термической усталостью), т.е. устойчивостью против образования трещин, которые могут возникнуть в эксплуатации при многократном нагреве и охлаждении поверхностного слоя.

Как заменитель, применяют сталь 5ХГМ.

Для выбранной стали 5ХНМ предлагаем следующий режим термической обработки штампа горячего деформирования:

1) Изотермический отжиг, $t = 800-820^\circ$, время выдержки 4-5 ч, структура - Ф+П, среда охлаждения - воздух;

2) Закалка, $t = 850-860^\circ$, время выдержки 8-9 ч, структура - Мз среда охлаждения - масло;

3) Средний отпуск $t = 450-460^\circ$, время выдержки 1-1,5 ч, структура - тростосорбит, среда охлаждения - воздух;

Преимуществом изотермического отжига - сокращение времени обработки по сравнению с обычным отжигом, что особенно чувствуется при работе с легированными сталями.

Для наибольшего ускорения отжига температуру изотермической выдержки выбирают близкой к температуре минимальной устойчивости переохлажденного аустенита в перлитной области.

Другое преимущество - получение более однородной структуры, т.к. при изотермической выдержке температура по сечению изделия выравнивается и превращение во всем объеме стали происходит при одинаковой степени переохлаждения.

Для получения твердости, износоустойчивости и прочности штампы подвергают закалке и отпуску.

Для защиты от окисления и обезуглероживания штампы покрывают обмазкой и устанавливают в печь.

ОСОБЕННОСТИ КОНСТРУИРОВАНИЯ И ТЕХНОЛОГИЯ ИЗГОТОВЛЕНИЯ ПРЕСС-ФОРМ С ПРИМЕНЕНИЕМ ПОЛИМЕРНЫХ КОМПОЗИТОВ

Руденко П.В., ассистент; Свистун С.В. студент

Одной из особенностей композитных материалов, послужившая причиной их широкого применения, состоит в свободном выборе геометрии изделия и получения материала с заданными механическими и физическими свойствами. Это позволяет во многих случаях снизить производственные затраты до уровня, ниже чем затраты на изготовление аналогичных металлических конструкций. Существует некоторая инерция в вопросах применения полимерных композитов, связанная с отсутствием отчетливого представления как о конструктивных возможностях, так и технологических вопросах.

Технология изготовления пресс-форм для получения легкоплавких моделей применяемых при использовании литья по выплавляемым моделям имеет большое количество вариантов. Недостатком которых в большинстве случаев является необходимость применения высокоточного обрабатывающего оборудования.

Нами были разработаны и опробованы две технологические схемы изготовления пресс-форм.

Первая схема состоит в: изготовлении модели детали; изготовлении оснастки (опок); получения формы методом контактной формовки из полиэфирной смолы и стекловолокнистого наполнителя; соединения полученной формы с опокой.

Вторая схема состоит в: изготовлении модели детали; изготовлении оснастки (опок); получения формы методом заливки полимерного композита и последующего вакуумирования. В качестве полимерного композитного материала использовалась композиция (1:3) алюминиевая пудра и эпоксидная смола ЭД-20.

Использование алюминиевого наполнителя позволило повысить теплопроводность полимерной матрицы, что положительно отразилось на производительности процесса получения выплавляемых моделей деталей.

В результате наличия пористого микрорельефа поверхности, полученного композитного материала силы адгезионного взаимодействия между материалом формы и легкоплавким составом (канифоль, пчелиный воск, парафин) затруднили процесс извлечения модели из формы.

Этот недостаток был устранён нанесением протекторного слоя термостойкого лака на рабочую поверхность пресс-формы.

При помощи металлографического микроскопа, были получены фотографии поверхности образцов.

РАЗРАБОТКА ТЕХНОЛОГИЧЕСКОГО ПРОЦЕССА, ВТОРИЧНОЙ ПЕРЕРАБОТКИ ПОЛИМЕРНЫХ КОМПОЗИТНЫХ МАТЕРИАЛОВ С МАТРИЦЕЙ ФТОРОПЛАСТ-4

Руденко П.В., ассистент; Петров Д.А., студент

Отличительной особенностью машиностроительных предприятий и фирм города Сумы является: разработка и выпуск насосной, компрессорной техники. Это определяет наличие на предприятиях отходов фторопласто-матричных полимерных композитных материалов, которые повсеместно применяются в узлах трения современного компрессорного и насосного оборудования. Высокая цена первичного материала и необходимость в утилизации отходов говорит о необходимости создания технологии переработки вторичного сырья.

Разработанные технологии переработки отходов фторопласто-матричных полимерных композитных материалов в общем случае состоят из следующих этапов:

- сбор и сортировка отходов;
- очистка от различных загрязнений;
- грубое и тонкое измельчение отходов;
- получение нового материала методом прессования и последующего спекания.

Получаемые по выше приведенной схеме материалы отличаются низкими механическими свойствами, что ограничивает сферу вторичного применения этих материалов.

Низкие механические свойства, вероятно, связаны с изменением свойств и структуры как матричного материала (фторопласта-4), так и материала наполнителя.

По нашему мнению наиболее целесообразным для повышения механических и физических свойств вторичного материала, является использование технологического приёма – внесения модифицирующих добавок во вторичный материал.

В качестве модифицирующих добавок были применены: первичный порошок фторопласт-4; углеродное волокно УТМ-8.

Экспериментальные исследования показали, что свойства получаемого полимерного композитного материала зависят от: количества введенных добавок; гранулометрических характеристик наполнителя (УТМ-8); технологии смешения вторичного материала с модифицирующей добавкой; режимов смешения; предварительной подготовки компонентов модифицирующей добавки.

ИССЛЕДОВАНИЕ ВЛИЯНИЯ РЕЖИМОВ ТЕРМИЧЕСКОЙ И ХИМИКО-ТЕРМИЧЕСКОЙ ОБРАБОТКИ НА УПРОЧНЯЮЩИЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ УЗЛА ШТОК-СЕРЬГА

Раб В.Н., ст. преподаватель; Бережная А.В., студентка

Узел шток-серьга эксплуатируется в достаточно жестких условиях и для обеспечения ее функционального назначения и надежной работы требуется высокая поверхностная твердость и износостойкость с достаточно вязкой сердцевиной, а также высокая точность и качество исполнительных поверхностей. Работоспособность узла шток-серьга во многом определяется состоянием поверхностного слоя. Для повышения твердости, прочности и износостойкости широко применяются различные методы термической и химико-термической обработки.

В последнее время все большее развитие и применение получают методы и способы ионного азотирования, которые позволяют не только избавиться от недостатков традиционных методов (газовое, в жидких средах), но и получить следующие преимущества: возможность регулирования параметров обработки в широком интервале режимов и за счет этого - структуры, фазового состава, твердости, износостойкости, шероховатости; высокую скорость насыщения; получение диффузионных слоев заданного фазового состава и строения; высокий класс чистоты поверхности; большую экономичность процесса за счет значительного сокращения общего времени обработки; сокращение расхода насыщающих газов; процесс не токсичен и отвечает требованиям по защите окружающей среды.

В результате проведенной работы разработаны технологические варианты ионного азотирования легированных сталей в плазме тлеющего разряда с азотосодержащей атмосферой, обеспечивающие получение требуемого комплекса физико-механических свойств в зависимости от условий эксплуатации узла шток-серьга, повышенной твердости, износостойкости, гидроабразивной и коррозионной стойкости при сохранении геометрии поверхности.

Выбрана оптимальная марка стали для деталей узла шток-серьга.

Теоретически установлены и экспериментально подтверждены закономерности формирования модифицированного слоя при ионном азотировании легированных сталей: показано, что в зависимости от длительности насыщения формируется либо двухслойное покрытие из оксидной пленки различной толщины, под которой располагается зона внутреннего азотирования, либо трехслойное – с дополнительной поверхностной зоной нитридов железа.

Показано, что структура, микротвердость и свойства деталей узла шток-серьга из легированных сталей зависят от технологических параметров ионного азотирования.

ОБСЛЕДОВАНИЕ ПРИЧИН РАЗРУШЕНИЯ ЭЛЕМЕНТОВ ВЫХЛОПНОГО ТРАКТА ГПА

Пчелинцев В.А., доцент; Воруха И.О., студентка; Курилко Ю.В., студентка

Визуальный осмотр материала выхлопного тракта показал, что образование начальных трещин определяется дефектами, образующимися при изготовлении изделия, в частности, множества сварных соединений; возникновением в условиях эксплуатации тепловых факторов, нестабильного уровня напряженного состояния и его динамичности.

Хаотичное образование и развитие трещин позволяет предположить, что материал изделия испытал вибрацию.

Проведено исследование микроструктуры на микроскопе «Неофот -2» при увеличениях $\times 100$ и $\times 400$. Измерение микротвердости (Нц) проводилось на приборе «ПМТ-3» при нагрузке 50 и 100г, характер распространения трещин по структуре стали типа 12Х18Н10Т, т.е. нержавеющей стали аустенитного класса проводился с использованием фактографического анализа.

По изменению плотности линий скольжения в структуре материала, а также измерения микротвердости (Нц 322-272) на различных участках, можно дать заключение о различном уровне напряженного состояния, действующего на изделие вследствие вибрации.

Необходимо отметить, что воздействие температуры от газовой среды ($450-470^{\circ}\text{C}$) должно способствовать снижению исходного значения предела усталости стали σ_{-1} на базе 10^7 циклов более, чем на 20%. В работе «Усталостное разрушение материалов» отмечается, что нержавеющая сталь аустенитного класса при увеличении частоты нагружения до 1000 циклов/минуту обнаруживает резкое снижение циклической прочности.

Анализируя характер развития трещин можно отметить, что он преимущественно имеет внутризеренный характер, а местами проявляется интеркристаллическое разрушение.

Проведенный рентгеноструктурный анализ на приборе «ДРОН-2» позволяет определить степень изменения структуры материала в процессе эксплуатации. Так анализ получаемых дефрактограмм показывает, что в процессе эксплуатации количество α – фазы в стали возрастает на 10-12%, т.е. происходит $\gamma \rightarrow \alpha$ превращение.

На основании проведенного анализа можно рекомендовать:

- при выполнении сварочных работ проводить контроль за соблюдением рекомендованного технологического процесса.
- при пуске установки ГПА и периодически при эксплуатации проводить контроль наличия вибрации по частоте и амплитуде колебаний.

Работа выполнена под руководством доцента Пчелинцева В.А.

ВЛИЯНИЕ ИОННО – ПЛАЗМЕННОГО АЗОТИРОВАНИЯ НА СВОЙСТВА ВАЛ-ШЕСТЕРНИ РЕДУКТОРА

Пчелинцев В. А, доцент; Дыль А.В., студент

Особенностью термоциклирования является тот факт что, такой вид обработки позволяет увеличить глубину поверхностного слоя за счет изменения коэффициента диффузии обрабатываемого материала». Этот же эффект позволяет уменьшить время обработки поверхностного слоя материала при равной конечной величине глубины упрочненного слоя. Для обеспечения требуемой шероховатости поверхности ($Ra=0,63$), окончательной операции после использования ионно-плазменного азотирования является шлифование. При химико-термоциклической обработке (ХТЦО), места не подлежащие упрочнению закрывают заглушками или экранами изготовленными из Ст3.

Деталь вал-шестерня, является основной деталью одноступенчатого редуктора и предназначена для перемещения изложниц с жидким металлом на специальных тележках. При эксплуатации зубья шестерни работают в условиях действия радиальной знакопеременной сосредоточенной осевой нагрузки и крутящего момента; зубья зубчатого венца испытывают действие изгибающего усилия; контактного давления и сил трения. Вал-шестерня установлен в однорядных радиально-упорных подшипниках в корпусе редуктора. Взаимное перемещение зубчатых поверхностей обуславливает повышение температур. Комплексное действие нагрузок обуславливает изнашивание зубчатых поверхностей. Для повышения износостойкости вал-шестерни необходимо использовать высокопрочные стали или среднеуглеродистые с химико-термоциклической обработкой (ХТЦО). Применительно к стали 40Х в работе был использован способ ионно-плазменного азотирования на установке типа НГВ 6.6/6И-1 с термоциклической обработкой в интервале температур 450°C - 650°C . В результате ХТЦО твердость упрочненного слоя составляла $H_{100}490$ на поверхности материала и $H_{100}290$ на глубине 0,37- 0,4 мм.

Для измерения микротвердости поверхности использовался прибор ПМТ-3.при нагрузке 100 г. Особенностью использования установки типа НГВ 6.6/6И-1. Является необходимость постоянного присутствия обслуживающего персонала на весь период использования термоциклической обработки изделия из стали 40Х. Следует отметить также что проведение ионно- плазменной обработки требует затрат времени на подготовку установки к работе, а также подготовить ее к новому циклу обработки. Практика показывает что время затраты на подготовку и окончание работы составляет 25-30% от общего времени химикотермоциклической обработки.

Работа выполнена на ЗАО “Укрросметалл”.

ИССЛЕДОВАНИЕ ТЕХНОЛОГИЧЕСКИХ ОСОБЕННОСТЕЙ ТЕРМООБРАБОТКИ УПРУГИХ ЭЛЕМЕНТОВ ПРЯМОТОЧНЫХ КЛАПАНОВ

Говорун Т.П., ст. преподаватель; Рева Е.В., студент

В последнее время в компрессоростроении все больше начинают внедряться прямоточные клапаны, обеспечивающие наименьшие потери при работе компрессоров, так как они имеют большое проходное сечение и тонкие упругие элементы (пластины), для отжатия которых требуется небольшое усилие. Прямоточные клапаны, по сравнению с клапанами других конструкций (тарельчатыми, пластинчатыми и т.п.), повышают подачу воздуха, снижают расход электроэнергии, уменьшают шум при работе компрессора и создают условия для более длительной работы компрессора. Но главным недостатком, ограничивающим широкое использование прямоточных клапанов, является их недостаточно высокая надежность. Это связано с наличием в клапане большого количества упругих элементов (пластин), которые не обладают равнопрочностью. Разница в сроках службы отдельных пластин в одном клапане может достигать 300%, а при поломке даже одной пластины клапан становится неработоспособным.

Для изготовления упругих элементов прямоточных полосовых клапанов компрессорных машин применяются тонколистовые пружинные материалы типа У8, 60С2ХА и 70С2ХА, свойства которых формируются в результате термической обработки, и нержавеющей стали переходного класса (например, 09Х15Н8Ю), свойства которых формируются при деформационно-термической обработке (холодная пластическая деформация и старение).

Условия работы упругих элементов компрессорных машин характеризуются циклическим характером приложения знакопеременных динамических и контактных нагрузок в условиях повышенных температур, агрессивности сжимаемого газа. Пластины прямоточных клапанов работают в режиме повторносилового нагружения и подвержены усталостному разрушению.

В настоящее время, с целью получения более высоких значений прочностных свойств, лента из сталей переходного класса для упругих элементов компрессорных машин после холодной пластической деформации (прокатки) подвергается старению по стандартному режиму. Повышение надежности поршневых компрессоров возможно путем увеличения усталостной прочности упругих элементов прямоточных компрессорных клапанов.

Одним из современных прогрессивных методов повышения усталостной прочности сталей является химико-термическая обработка, в частности низкотемпературная нитроцементация значительно повышает твердость, износостойкость и усталостную прочность стали, что объясняется

высоким пределом текучести поверхностного слоя и благоприятным действием внутренних напряжений первого рода

Для деталей машин, требующих высокого предела выносливости и не допускающих в процессе обработки деформаций, к которым можно отнести пластины прямооточных клапанов компрессоров, целесообразно применять низкотемпературные (550...650°C) процессы химико-термической обработки. При этом поверхность детали приобретает повышенную прочность, а сердцевина не теряет свойств, приданных ей предыдущей обработкой.

Значительное повышение усталостной прочности деталей имеет место при совместном насыщении их поверхностей азотом и углеродом при температурах. Нитроцементация значительно повышает твердость, износостойкость и усталостную прочность сталей в температурном интервале 550...650°C. Такое насыщение может производиться из различных сред, однако для клапанных пластин наиболее удобной следует признать низкотемпературную нитроцементацию в азотисто-углеродных обмазках (покрытиях).

Проведение нитроцементации для стали 09X15H8Ю при температурах 550 и 600°C повышает предел устойчивости по сравнению с исходным значением в 1,4...1,8 раза, в то время как нитроцементация при более высокой температуре приводит к недопустимому снижению предела усталости этой стали. Для стали 60C2XA наблюдается такая же закономерность, только диапазон благоприятных для повышения предела усталости режимов нитроцементации меньше, чем для легированной стали, и составляет до 1,3 раза.

Режимы для проведения нитроцементации пластин сталей и результаты проведенных испытаний приведены в таблице.

<i>Режимы нитроцементации</i>		<i>Сталь 09X15H8Ю</i>		<i>Сталь 60C2XA</i>	
<i>Температура</i>	<i>Время проведения,</i>	<i>Глубина диффузионного</i>	<i>Предел усталости</i>	<i>Глубина диффузионного</i>	<i>Предел усталости</i>
<i>°С</i>	<i>час</i>	<i>слоя, мм</i>	<i>σ₁, МПа</i>	<i>слоя, мм</i>	<i>σ₁, МПа</i>
<i>Без обработки</i>		–	498	–	427
550	1	0,014	697	0,031	554
550	3	0,022	877	0,038	562
600	1	0,027	869	0,053	456

Оптимальные режимы по проведению нитроцементации пластин из стали 09X15H8Ю и стали 60C2XA температура 550°C, длительность 3 часа.

Тонкий слой такого покрытия, способен выделять активные элементы при относительно невысоком нагреве, приводит к тому, что реакции образования активных атомов азота и углерода протекают в непосредственной близости от насыщаемой поверхности. Последнее существенно облегчает их адсорбцию и диффузию в глубину изделия, увеличивая скорость насыщения.

БУЛАТНА СТАЛЬ ТА СПОСОБИ ЇЇ ОТРИМАННЯ

Ніколаєнко О.О., студент

Булат - сталь, завдяки особливій технології виготовлення відрізняється своєрідною внутрішньою структурою і виглядом («візерунком») (рисунок) поверхні, високою твердістю і пружністю.



Рисунок – Візерунок на мечач з булатної сталі

За хімічним складом булат відрізняється від звичайної сталі кількісним вмістом вуглецю. За цим показником він близький до чавунів. Але фізично він зберігає пружність і гнучкість низьковуглецевих сталей та відчутно перевершує останні за твердістю після гартування. Такі властивості більше пов'язані зі структурою металу, ніж з хімічним складом (за аналогією з чистим без домішок графітом і алмазом, у яких хімічний склад ідентичний, але фізичні властивості різні). Таким чином, один тільки хімічний аналіз не дозволяє визначити відноситься метал до булату чи ні.

Булат може бути пошкоджений неправильної термічною обробкою, після чого набуває властивостей звичайної сталі або нековкого чавуну. Але булат також може бути розплавлений і після охолодження залишитися булатом, або, як у випадку з дамаською сталлю, може бути багато разів прокований і зварений ковальським зварюванням сам із собою або з іншими булатами і сталями. З безлічі сталей (але далеко не з усіх) може бути отриманий булат практично без зміни хімічного складу вихідного матеріалу, але здатність сплаву придбати в процесі кристалізації характерну для булатів структуру сильно залежить від лігатури (допоміжні сплави для введення легуючих елементів) сплаву. Булати не отримують з високолегованих сталей, а з легуваних, якщо і можна отримати, то тільки низькі сорти булатів.

Зовні булат відрізняється наявністю безладного візерунка, який виходить при кристалізації, на що було звернуто увагу Аносовим П.П. Він розробив 4 шляхи отримання булату: сплавлення залізних руд з графітом або відновлення сполук заліза з вуглецем; сплавлення заліза при доступі вугілля; з'єднання заліза попередньо з вуглецем та відновлення його за допомогою закису заліза або за допомогою тривалого відпалу без доступу повітря; сплавлення заліза безпосередньо з графітом або з'єднання його з вуглецем.

Перший, спосіб вимагає найчистіших залізних руд, які не містять крім закису заліза ніяких сторонніх домішок, особливо сірки. Але подібні руди зустрічаються надзвичайно рідко. Окрім того, руди з малою відносною вагою, займають більший об'єм, ніж залізо і складаючи в собі метал близько половини своєї ваги, зменшують кількість продукту при одній місткості з залізом до $\frac{1}{4}$ і навіть до $\frac{1}{8}$ при одних і тих же витратах. З цього видно, наскільки цей спосіб недешевий.

Другий спосіб не міг бути введений до використання з причини виникнення проблем кування при значному вмісту вуглецю, що походить від недостатньої чистоти заліза і від утруднення очищення за допомогою закису заліза. Залізо може бути покращено способом, уживаним у Японії і взагалі в Азії, з тривалим збереженням у воді або землі, а очищення вугілля навряд чи буде настільки досконалим, як з графітом.

Третій спосіб введений вже до використання, але як лита сталь для збереження ковкості не може містити багато вуглецю, тому вона і складає особливий розряд литих булатів, придатних для виготовлення дешевих виробів. Четвертий спосіб найбільш придатний до використання в металургії і має найменші витрати, тому і використовується для отримання справжніх булатів.

Інший спосіб отримання булату полягає у тому, що залізо або маловуглецеву сталь розплавляли в індукційній печі, нагрівали до 1650°C , розкислювали кремнієм і алюмінієм, після чого додавали вуглець у вигляді графіту. В результаті отримували чавун з 3-4% вмістом вуглецю. Після цього рідкий метал трохи охолоджувався і до нього порціями подавалася стружка з маловуглецевої сталі або заліза, в масовій частці 50-70% від маси чавуну. Готовий до вилівка розплав знаходиться в «кашкоподібному» стані - у ньому зважені ці частинки. При кристалізації булат був із високовуглецевою матрицею, у яку вкраплені маловуглецеві частинки. Ці частинки насичувалися вуглецем тільки зовні, а всередині зберігали невеликий вміст вуглецю (від 0,03 до 1%, в залежності від способу охолодження). Середній вміст вуглецю в матриці становив близько 1,5%. Для отримання додаткових властивостей можливо додавання легуючих елементів (наприклад, нікель і хром надають булату корозійну стійкість). Для отримання кольорових булатів звичайний булат окисдувався при температурі $200-400^{\circ}\text{C}$, що в результаті отримували бузкові візерунки на тлі золотистої матриці.

Багато сучасних сталей перевершують булат за твердістю, наприклад, по зносостійкості, але жодна не перевершує по загальній сукупності параметрів, таких як пружність, твердість, здатність заточуватися до надзвичайної гостроти і довго її зберігати, опір корозії, гнучкість і таке інше. Високого сорту булат є неперевершеним зразком досконалості металу, тому до теперішнього часу збереглися нечисленні ентузіасти, які володіють мистецтвом його приготування і обробки.

Робота виконана під керівництвом ст. викладача Говорун Т.П.

ТЕХНОЛОГИЯ ИЗГОТОВЛЕНИЯ ЯПОНСКОГО МЕЧА

Мысливченко О.Н., студент

Японская технология изготовления мечей из железа начала развиваться с VIII века и достигла наивысшего совершенства к XIII веку, позволяя изготавливать настоящее произведение искусства, которое не удаётся воспроизвести в полной мере даже в современности.

Секрет японского меча во многом зависит от содержания углерода в стали, а также от способа закалки. Снижение количества углерода, достигаемое длительной ковкой, делает сталь мягкой, перенасыщенность — прочной, но очень хрупкой. Японские мастера компоновали полотно меча из твердой и мягкой стали, а также из чугуна. Очень жесткую и потому способную быть очень острой режущую кромку сплавляли с более мягким и гибким полотном с пониженным содержанием углерода.

Ранняя технология выплавки не отличалась совершенством: рудный песок загружали в небольшую яму и плавил на древесном угле, для удаления вредных серо- и фосфоросодержащих примесей в железе и насыщения его углеродом. Из-за невысокой температуры не удавалось полностью отделить расплавленное железо от примесей в шлаке, результат получался в виде слитков губчатого железа на дне ямы. При получении железа кричным процессом металл контактирует с жидким шлаком. Шлак, как губка, впитывает и растворяет вредные примеси и неметаллические включения, обеспечивая тем самым высокую чистоту железа.

Выплавленное кричное железо перековывалось в прутья и закапывалось в болотистую землю. Насыщенная солями и кислотами болотная вода разъедала прутья и делала их похожими на куски сыра. Тем самым из заготовок удалялись вредные примеси, быстрее разъедаемые болотной водой. Слитки железа расплющивались в тонкие пластины, резко охлаждались в воде и затем разбивались на небольшие куски (размером с монету), что приводило к очистке стали, так как, согласно теории материаловедения, сколы происходят в местах, где имеются шлаковые включения. После этого производилась селекция кусочков; отбрасывались куски с крупными включениями шлака; по цвету и гранулярной структуре излома сортировались остальные. Такой метод позволял кузнецу отбирать сталь с предсказуемым содержанием углерода. Кусочки стали с примерно одинаковым содержанием углерода насыпались на пластину из того же металла, в едином блоке всё нагревалось до 1300°C и ударами молота сваривалось вместе. Начинался процесс проковки заготовки. Заготовку плющили и сворачивали, затем снова плющили и сворачивали. В результате многократной проковки получалась многослойная сталь, окончательно очищенная от шлаков. Не сложно подсчитать, что при 15-кратном сворачивании заготовки образуются почти 33 тысячи слоёв, каждый из которых имеет собственные показатели вязкости и хрупкости, определяемые

содержанием углерода. Значение имеют также тщательно выровненная поверхность наковальни, скрупулезный подбор молотов, сила ударов молотобойца.

Для изготовления заготовки меча кузнец выковывал как минимум два бруска, из твёрдой высокоуглеродистой стали и более мягкой низкоуглеродистой. Из первого формировался U-образный профиль длиной примерно 30 см, внутрь которого вкладывался второй брусок, не доходя до той части, которая станет вершиной и которая сделана из лучшей и самой твердой стали (рисунок). Затем кузнец нагревал блок в горне и сваривал проковкой составные части, после чего ковкой увеличивал при 700—1100°C длину заготовки до размеров меча. При более сложной технологии сваривали до 4 брусков.

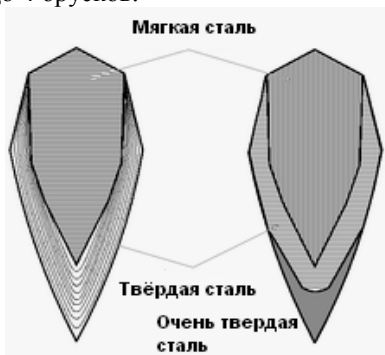


Рисунок - Сечение японского меча

Следующим важным этапом изготовления меча является термообработка лезвия для упрочнения режущей кромки, в результате которой на поверхности меча появляется узор «хамаон», специфический именно для японских мечей. Окончательную доводку меча осуществлял уже не кузнец, а ремесленник-полировщик, мастерство которого также высоко ценилось. Используя серию полировальных камней разной зернистости и воду, полировщик доводил клинок до идеального состояния.

Металлографический анализ средневековых мечей XI-XIII в. подтверждает, что мастера опытным путем пришли к наиболее удачной технологии термообработки, получая троостит-мартенситную структуру отпуска на рубящей части лезвия и зернистую сорбитную – в центре сечения клинка. При этом твердость клинка менялась не только по сечению, но и по длине клинка. Наибольшая твердость лезвия меча имела в верхней трети, ближе к перекрестию твердость уменьшалась, что позволяло принимать удары на нижнюю треть клинка без опасения сломать меч.

Список литературы

1. Ю.Г. Гуревич. Булат структура, свойства и секреты изготовления: Монография.- Курган: Изд-во Курганского госуниверситета, 2006.- 264 с.
2. Баженов А.Г. Создание японского меча.- СПб., ООО «Бранко», 2009.- 440 с.

Работа выполнена под руководством ст. преподавателя Говорун Т.П.

ИОННО-ПЛАЗМЕННОЕ АЗОТИРОВАНИЯ КАК ОДИН ИЗ СОВРЕМЕННЫХ МЕТОДОВ ПОВЕРХНОСТНОГО УПРОЧНЕНИЯ МАТЕРИАЛОВ

*Шарков С.Л., Беловоленко И.Н., Заговора Т.Б., студенты;
Говорун Т.П., ст. преподаватель*

Повышение качества металла и его механических свойств – это основной путь увеличения долговечности деталей и один из главных источников экономии сталей и сплавов. Повышение качества и долговечности изделий производят за счет рационального выбора материалов и методов упрочнения при достижении высокой технико-экономической эффективности. Существует много различных методов поверхностного упрочнения – закалка токами высокой частоты, пластическая деформация, химико-термическая обработка (ХТО), лазерная и ионно-плазменная обработка.

Традиционно применяемый в промышленности процесс газового азотирования, как один из видов ХТО, - это процесс диффузионного насыщения поверхностного слоя стали азотом. Азотирование с большим эффектом может быть использовано для повышения износостойкости, твердости, усталостной прочности, коррозионной и кавитационной стойкости различных материалов (конструкционных сталей, жаропрочных сталей и сплавов, немагнитных сталей и др.), обладает рядом неоспоримых достоинств, таких как: относительная простота процесса, возможность использования универсального оборудования и приспособлений для укладки деталей, возможность азотирования деталей любых размеров и формы. Вместе с тем газовое азотирование имеет и целый ряд недостатков: большая длительность процесса (20-30 ч.) даже при азотировании на небольшие толщины слоя (0,2-0,3 мм); процесс трудно поддается автоматизации; затруднительна местная защита поверхностей, не подлежащих азотированию; нанесение различных гальванических покрытий (меднение, лужение, никелирование и др.) требует организации специального производства.

Одним из направлений интенсификации производства является разработка и внедрение на промышленных предприятиях новых перспективных процессов и технологий, позволяющих повысить качество выпускаемой продукции, сократить рабочие затраты на ее выпуск, повысить производительность труда и улучшить санитарно-гигиенические условия на производстве.

Такой прогрессивной технологией является ионно-плазменное азотирование (ИПА) - разновидность химико-термической обработки деталей машин, инструмента, штамповой и литейной оснастки, обеспечивающая диффузионное насыщение поверхностного слоя стали и чугуна азотом (азотом и углеродом) в азотно-водородной плазме при температуре 400-600°C, титана и титановых сплавов при температуре 800-950 °C в

азотосодержащей плазме. Этот процесс в настоящее время нашел широкое распространение во всех экономически развитых странах: США, Германии, Швейцарии, Японии, Англии, Франции.

Во многих случаях ионное азотирование является более целесообразным, чем газовое. К числу достоинств ИПА в плазме тлеющего разряда следует отнести следующие: возможность управления процессом насыщения, которая обеспечивает получение покрытия высокого качества, заданного фазового состава и строения; обеспечение абсолютно одинаковой активности газовой среды всей поверхности детали, охваченной тлеющим разрядом, это в конечном итоге обеспечивает получение равномерного по толщине азотированного слоя; снижение трудоемкости местной защиты поверхностей, не подлежащих азотированию, которая производится металлическими экранами; резкое сокращение длительности азотирования деталей (в 2-2,5 раза); снижение деформации деталей. Применение ИПА вместо цементации, нитроцементации, газового или жидкостного азотирования, объёмной или ТВЧ закалки позволяет сэкономить основное оборудование и производственные площади, снизить станочные и транспортные затраты, уменьшить расход электроэнергии и активных газовых сред.

Сущность процесса ионного азотирования заключается в следующем. В замкнутом вакуумированном пространстве между деталью (катодом) и кожухом печи (анодом) возбуждается тлеющий разряд. Азотирование проводится при аномальном тлеющем разряде, при высоком напряжении порядка 350-1100 Вт. Современные установки обеспечивают устойчивость тлеющего разряда на границе перехода его в нормальный и дуговой. Принцип действия дугогасящих устройств основан на кратковременном отключении установки при загорании вольтовой дуги.

Азотирование повышает коррозионную стойкость деталей из углеродистых и малолегированных сталей. Детали, азотированные для повышения поверхностной прочности и износостойкости, одновременно приобретают свойства против коррозии в среде пара, в водопроводной воде, в растворах щелочей, в неочищенном масле, бензине, загрязненной атмосфере. Ионное азотирование существенно повышает твердость деталей, что обусловлено высокодисперсными выделениями нитридов, количество и дисперсность которых влияет на достигаемую твердость. Азотированием повышают предел усталости. Это объясняется, во-первых, повышением прочности поверхности, во-вторых, возникновением в ней остаточных сжимающих напряжений.

Преимущества ионного азотирования наиболее полно реализуются при крупносерийном и массовом производстве, при упрочнении больших партий однотипных деталей. Варьируя состав газа, давление, температуру и время выдержки можно получать слои заданной структуры и фазового состава. Применение ионного азотирования даёт технический, экономический и социальный эффекты.

РОЗРОБКА ТЕХНОЛОГІЧНОГО ПРОЦЕСУ ВИГОТОВЛЕННЯ ДЕТАЛІ «РОЛИК ЗВАРЮВАЛЬНИЙ» ІЗ МІДНО-ТИТАНОВОГО МАТЕРІАЛУ

Гапонова О.П., ст. викладач; Журенко А.Ю., студент

Сплави міді широко застосовуються для виготовлення провідникових матеріалів, електричних контактів, а також електродів для контактного зварювання, які характеризуються високою електропровідністю і теплопровідністю.

В роботі запропоновано застосовувати порошковий матеріал на мідній основі з додаванням 0,5% Ті для виготовлення деталі «ролик зварювальний». Показано, що добавки титану ефективно діють на міцність і ерозійну стійкість, при цьому електропровідність становить 65-70% від електропровідності компактної міді. Існуюча технологія виготовлення деталі з дроту міді марки М1 (ГОСТ 859-78) механічною обробкою різанням трудомістка і супроводжується утворенням великої кількості відходів у вигляді стружки – до 60%. Обробка тиском пористої порошкової заготовки дозволяє отримати виріб із заданим комплексом фізико-механічних властивостей, знизити собівартість продукції за рахунок скорочення відходів, а також усунути виникаючі складнощі при токарній обробці м'якого та в'язкого мідного сплаву.

Для визначення параметрів деформування порошкової заготовки проводили дослідження одноосьового стискання при підвищених температурах і різних швидкостях деформації. Для цього були виготовлені зразки за технологією, що включає операції пресування циліндричних зразків, спікання, одноосьове стискання з подальшим дослідженням структури і фізико-механічних властивостей.

Одноосьове стискання виконували згідно ГОСТ 25.505-97 на випробувальній машині *ZD-4*. Швидкість деформації складала $0,01\text{с}^{-1}$ і $0,001\text{с}^{-1}$. Випробування проводили в температурному інтервалі 20, 100-700°C, з кроком 100°C до відносного ступеня деформації 60%.

У процесі деформування записували індикаторні діаграми, за якими будували криві течії в координатах напруження – істинна деформація ($\sigma = f(\varepsilon_z)$). Мікроструктуру деформованих зразків вивчали за допомогою металографічного мікроскопа МІМ-7 і растрового електронного мікроскопа РЕММА - 102.

Аналіз кривих течії показав, що зі зростанням ступеня деформації спостерігається підвищення напруження течії, інтенсивність якого зростає зі збільшенням швидкості деформації. З підвищенням температури напруження при осадці зменшуються, що є наслідком розвитку процесів знеміцнення (послідовної зміни механізмів динамічного повернення, полігонізації і рекристалізації), що призводить до підвищення пластичності. Досліджено, що при температурі 100°C знеміцнення відбувається за рахунок динамічного

повернення, при температурах вище 300°C за рахунок динамічної рекристалізації [1]. Деформування при 400°C супроводжується зростанням напруження течії в результаті деформаційного старіння порошкових мідно-титанових матеріалів.

Пористість впливає на процес знеміцнення, а отже і на величину напруження течії. Зі ростом пористості напруження зменшуються, що пов'язано з геометричним знеміцненням.

Дослідження мікроструктури мідно-титанових зразків після осадки показали, що на характер їх зміни впливають температурно-швидкісні умови деформації та їх вихідна пористість. Встановлено, що із зростанням ступеня деформації спостерігається зменшення зерна міді. Підвищення температури деформації приводить до зменшення зерна міді: при 100°C внаслідок деформації твердої фази, при температурах вище 400°C – за рахунок утворення нових зерен динамічної рекристалізації. Збільшення швидкості деформації до 0,01 с⁻¹ сприяє інтенсифікації динамічної рекристалізації, і як наслідок, формуванню зерен міді діаметром 3-4 мкм. При більшій пористості формується більше зерно.

За результатами дослідження процесів знеміцнення при одноосьовому стисканні нами встановлено температурно-швидкісні параметри деформування порошкової заготовки. Технологія виготовлення «ролик зварювальний» включає операції: пресування заготовок пористістю 15%, спікання і штампування при температурі 600°C і швидкістю 10 с⁻¹ на гвинтовому пресі Ф-1730 до мінімальної пористості (≈2-3%). При цьому необхідно враховувати, що швидкість деформування на цьому пресі більша, ніж при деформуванні заготовки при дослідженні одноосьового стискання, що забезпечує високу якість доуцільнення. При такому режимі штампування отримуються деталі високої якості з мінімальною пористістю і сприятливою дрібнозернистою структурою з величиною зерна 3-5 мкм.

Отже, в роботі досліджено вплив динамічного знеміцнення при здійсненні операцій обробки тиском порошкової пористої заготовки. Показано, що за рахунок зміни температурно-швидкісних умов деформації можливе управління процесом структуроутворення матеріалу. Пористість чинить істотний вплив на кінетику процесів знеміцнення. В результаті отриманих даних розроблено технологію виготовлення деталі «ролик зварювальний» з порошкового мідно-титанового матеріалу з масовою часткою титану 0,5%.

Список літератури

1. Рябичева Л.А. Взаимосвязь параметров пластического деформирования и структурообразования в порошковых пористых телах / Л.А. Рябичева, О.П. Гапонова // Обработка материалов давлением: Сб. науч. тр. – Краматорск: 2009. – №1 (20). – С. 193-198.

**МАШИНОЗНАВСТВО
ТА ОПІР МАТЕРІАЛІВ**

НАПРЯЖЕНИЯ ВО ВРАЩАЮЩИХСЯ ДЛИННЫХ ЦИЛИНДРАХ

Каринцев И.Б., профессор; Корсун М. Г., преподаватель, КИ СумГУ

Рассматривается задача о распределении напряжений во вращающихся длинных цилиндрах. В частном случае это могут быть сплошные цилиндры (валы).

Как и для вращающихся дисков дифференциальное уравнение элемента цилиндра имеет такой же вид

$$\frac{d\sigma_r}{dr} - \frac{\sigma_r - \sigma_\theta}{r} + \rho\omega^2 r = 0. \quad (1)$$

Однако для вращающегося цилиндра необходимо дополнительно учитывать σ_z , т.е. учитывать объемность напряженного состояния. Будем предполагать, что сечения цилиндра, находящиеся на достаточном удалении от торцов, являются плоскими и осевая линейная деформация ε_z постоянна по длине цилиндра.

Зависимость между деформациями и напряжениями примем в виде:

$$\begin{aligned} \varepsilon_r &= \frac{du}{dr} = \frac{1}{E} [\sigma_r - \mu(\sigma_\theta + \sigma_z)], \\ \varepsilon_\theta &= \frac{u}{r} = \frac{1}{E} [\sigma_\theta - \mu(\sigma_z + \sigma_r)], \\ \varepsilon_z &= \frac{1}{E} [\sigma_z - \mu(\sigma_r + \sigma_\theta)]. \end{aligned} \quad (2)$$

В результате совместного решения уравнений (1) и (2) получены решения, как для полого, так и сплошного цилиндра (вала).

Дополнительное напряжение σ_z имеет вид

$$\sigma_z = \frac{\mu}{4(1-\mu)} \rho\omega^2 (r_n^2 + r_b^2 - 2r^2),$$

где μ - коэффициент Пуассона, r - текущий радиус ($r_b \leq r \leq r_n$), ρ - плотность материала.

Напряжения σ_r и σ_θ мало отличаются от соответствующих напряжений вращающегося диска.

Таким образом, во вращающихся длинных цилиндрах условие прочности должно учитывать объемность напряженного состояния.

ВЫБОР РАЦИОНАЛЬНОЙ ФОРМЫ КРЫШКИ И ДНИЩА ЦИЛИНДРИЧЕСКОГО РЕЗЕРВУАРА, НАХОДЯЩЕГОСЯ ПОД ВНУТРЕННИМ ДАВЛЕНИЕМ

Каринцев И.Б., профессор; Кугуенко О.В., студентка

Цилиндрический резервуар рассматривается как тонкостенная осесимметричная оболочка под действием внутреннего давления (p). Поскольку толщина оболочки предполагается малой по сравнению с радиусами кривизны (ρ_m, ρ_t), то можно считать, что она находится в безмоментном напряженном состоянии. Это позволяет с достаточной точностью определять напряжения (σ_m, σ_t) в зонах оболочки, достаточно удаленных от мест жесткого закрепления оболочки от ребер усиления и других упругих и жестких связей.

Что касается крышки и днища, то рассматриваются два варианта, когда они либо плоские, либо сферические. Если в первом случае крышка и днище испытывают осесимметричный изгиб, то во втором случае элемент сферической оболочки находится под действием только растягивающих сил. Поэтому необходимо подобрать такую форму крышки и днища, чтобы толщина их стенок совпадала с толщиной цилиндрической оболочки.

Как известно, для осесимметричной оболочки меридиональные и окружные напряжения (σ_m, σ_t) связаны уравнением Лапласа

$$\frac{\sigma_m}{\rho_m} + \frac{\sigma_t}{\rho_t} = \frac{p}{h},$$

где p – внутреннее давление, h – толщина стенки, ρ_m – меридиональный радиус кривизны, ρ_t – радиус кривизны в окружном направлении.

Второе уравнение, необходимое для нахождения напряжений, получается из условий равновесия отсеченной части оболочки. В результате для цилиндрической части резервуара имеем

$$\sigma_m = \frac{pR}{h}, \quad \sigma_t = \frac{pR}{2h},$$

где R – радиус цилиндрической части резервуара.

Для сферической части резервуара

$$\sigma_m = \sigma_t = \frac{pR}{2h}.$$

Таким образом, из условий прочности толщина стенки сферической части должна быть в 2 раза тоньше цилиндрической.

Для плоской крышки и плоского днища необходимо рассматривать изгиб круглой пластины, находящейся под внутренним давлением. При жестком защемлении по внешнему контуру максимальные напряжения имеют место у внутренней поверхности возле защемления

$$(\sigma_r)_{\max} = \frac{6pR^2}{8h^2}, \quad (\sigma_\theta)_{\max} = \mu \frac{6pR^2}{8h^2}.$$

При шарнирном закреплении максимальное напряжение будет у наружной поверхности на оси симметрии.

$$\sigma_{\max} = \frac{6(3 + \mu)pR^2}{16h^2}.$$

Анализ максимальных напряжений для круглой пластины и сферической оболочки показывает, что изгибные напряжения будут в $\frac{3R}{4h}$

раза больше чем растягивающие. А если учесть, что $\frac{R}{h}$ может быть большой величиной, то плоская крышка и плоское днище являются не эффективными.

Таким образом, крышку и днище не целесообразно выполнять в виде полусферы и тем более в виде круглой пластины. Они должны иметь такую форму, что бы их толщины совпадали с толщиной цилиндрической части резервуара. Для этого должно выполняться условие равнопрочности. Добиться этого не сложно, если крышку и днище взять в виде сфер центры которых будут смещены относительно торцов цилиндрической части резервуара. Приравнивая напряжения сферы и цилиндра, получим величину радиуса смещенной сферы

$$\rho_m = \rho_t = 2R,$$

где R – средний радиус цилиндра.

При этом центр сферической части будет смещен относительно торца цилиндрической части на величину

$$a = R\sqrt{3}.$$

Литература: Соппротивление материалов /Под ред. акад. АН УССР Писаренко Г.С.-5-е изд., перераб. и доп. - К.: Вища шк. Головное изд-во, 1986. - 775 с.

УЧЕТ ТЕМПЕРАТУРНЫХ НАПРЯЖЕНИЙ ВО ВРАЩАЮЩИХСЯ ПЕЧАХ ОБЖИГА

Каринцев И.Б., профессор; Хализева А.Г., студентка

Известно, что если цилиндр нагревается неравномерно, то в нем появляются температурные напряжения, которые суммируются с напряжениями, вызванными внутренним давлением и напряжением от изгиба трубы как неразрезной балки под действием собственного веса.

Связано это с тем, что обобщенный закон Гука представляется в виде

$$\begin{aligned}\varepsilon_r &= \frac{1}{E} [\sigma_r - \mu(\sigma_z + \sigma_\theta)] + \alpha T, \\ \varepsilon_\theta &= \frac{1}{E} [\sigma_\theta - \mu(\sigma_z + \sigma_r)] + \alpha T, \\ \varepsilon_z &= \frac{1}{E} [\sigma_z - \mu(\sigma_r + \sigma_\theta)] + \alpha T = const.\end{aligned}$$

Закон изменение температуры по радиусу примем линейным

$$T(r) = T^* \frac{r_2 - r}{r_2 - r_1}, \quad (r_1 \leq r \leq r_2),$$

где $T^* = T_1 - T_2$ – обозначает превышение температуры внутренней поверхности цилиндра над температурой наружной поверхности.

Полагая $r_2 = r_1 + \delta$, где δ – толщина стенки цилиндра ($\delta \ll r_1$), получим приближенное выражение для напряжений у внутренней поверхности цилиндра

$$(\sigma_r)_{r=r_1} = 0; \quad (\sigma_\theta)_{r=r_1} = - \frac{E\alpha T^*}{2(1-\mu)}.$$

У наружной поверхности цилиндра

$$(\sigma_r)_{r=r_2} = 0; \quad (\sigma_\theta)_{r=r_2} = - \frac{E\alpha T^*}{2(1-\mu)}.$$

Температурные напряжения определялись для печи обжига ПО “Сумыхимпром” для которой приняты следующие исходные данные $E = 1,2 \cdot 10^4$ кН/см² при $t = 550^\circ\text{C}$, $\alpha_{\tau} = 127 \cdot 10^{-7}$, $T^* = 350^\circ\text{C}$, $\mu = 0,3$.

После вычислений получены максимальные тангенциальные напряжения

$$\sigma_\theta = \pm 56,25 \text{ кН/см}^2.$$

Литература: Сопротивление материалов /Под ред. акад. АН УССР Писаренко Г.С.-5-е изд., перераб. и доп. - К.: Вища шк. Головное изд-во, 1986. - 775 с.

ОСОБЕННОСТИ ОПРЕДЕЛЕНИЯ МЕХАНИЧЕСКИХ СВОЙСТВ СТРОИТЕЛЬНЫХ МАТЕРИАЛОВ

Каринцева А.И., зав. лабораторией

В последнее время все чаще стали обращения различных организаций в лабораторию механических испытаний СумГУ с целью определения механических свойств строительных материалов. Такими материалами являются: пеноскло из НПП «Технология», доломит и брусит из НВП «Укрмагnezит» и др. Поэтому применяемые в лаборатории методики определения механических свойств черных и цветных металлов и изделий по ГОСТ 1497-84, ГОСТ 11701-84, ГОСТ 9651-84 и др. являются неприемлемыми. И главное, имеющиеся в лаборатории оборудование зачастую не может быть использовано, т.к. прочностные свойства строительных материалов по величине на порядок меньше образцов из металлов.

Основными видами статических испытаний строительных материалов по ГОСТ 17177-87 являются:

- определение прочности на сжатие при 10%-ной линейной деформации;
- определение предела прочности при сжатии;
- определение модуля упругости при сжатии;
- определение предела прочности при изгибе при нормальной температуре (+20⁰С) и низкой температуре (-18⁰С);
- определение предела прочности при растяжении;
- определение сжимаемости и гибкости;
- другие испытания.

В отличие от металлов образцы строительных материалов на сжатие выполняются в виде куба с размером ребра (100±1) мм. При толщине изделия менее 100 мм необходимо составить куб указанного размера из двух образцов в форме параллелепипеда высотой (50±5) мм. При этом две половины составного образцов специально притирают друг к другу.

Предел прочности при сжатии в мегапаскалях вычисляется по формуле

$$\sigma_{сж.} = \frac{P}{\ell b},$$

где P – разрушающая нагрузка, МПа; ℓ – длина образца, мм; b – ширина образца, мм.

Результат испытания округляют до 0,01 МПа.

При испытании на изгиб используются образцы квадратного сечения размером (40±2) мм и длиной (200±3) мм. Расстояние между осями опор должно быть (160±1) мм. Нагрузка на образец должна передаваться через валик диаметром (10±0,1) мм приложения по всей ширине образца на равном

расстоянии от опор и с перемещением со скоростью 5-10 мм/мин. Предел прочности на изгиб определяется по формуле

$$\sigma_{\text{изг.}} = \frac{3P\ell}{2bh^2},$$

где P – разрушающая нагрузка, МПа; ℓ – длина между осями опор, мм; b – ширина образца, мм; h – высота образца, мм.

При испытании на растяжении используются образцы в виде параллелепипеда длиной (280 ± 3) мм и шириной (70 ± 2) мм и толщиной, равной толщине материала или изделия. Из изделия цилиндрической поверхности образцы вырезают указанной длины и ширины с максимально возможной толщиной. Образец с обеих концов закрепляют в игольчатые зажимы так, чтобы расстояние между зажимами было (200 ± 1) мм. Скорость движения активного захвата (20 ± 1) мм/мин.

Предел прочности при растяжении в МПа вычисляют по формуле

$$\sigma_{\text{раст.}} = \frac{P}{bh},$$

где P – разрушающая нагрузка, МПа; b – ширина образца, мм; h – толщина образца, мм.

Результат испытания так же округляют до 0,01 МПа.

При испытании на сжимаемость и упругость использовались образцы, имеющие в плане форму квадрата со стороной (100 ± 1) мм и толщиной равной толщине изделия. Для определения линейной деформации использовался индикатор часового типа.

Сжимаемость в процентах вычисляют при отсчете по индикатору по формуле

$$C_{\text{сж}} = \frac{\Delta h}{h} 100,$$

где h – толщина образца под удельной нагрузкой $(500 \pm 7,5)$ Па, мм; Δh – изменение толщины образца под удельной нагрузкой (2000 ± 30) Па, мм.

Результат определения сжимаемости округляют до 0,1%.

В связи с тем, что имеющиеся в лаборатории испытательные машины в основном предназначены для измерения больших усилий в стальных образцах, для испытания строительных материалов была модернизирована установка МИП-100 с ручным приводом, которая позволила проводить испытания механических свойств строительных материалов с нагрузкой до 100 кгс. Для испытания на сжимаемость и упругость была изготовлена специальная установка, соответствующая ГОСТ 17177-87.

Кроме обычных испытаний механических свойств в лаборатории проводились испытания по измерению плотности, водопоглощения, линейной температурной усадки и других показателей качества строительных материалов.

РАСЧЕТ ТОЛСТОСТЕННОЙ ТРУБЫ ПО ПРЕДЕЛЬНОМУ СОСТОЯНИЮ

Курсун М.Г., преподаватель КИ, СумГУ

Как известно, расчеты на прочность толстостенных труб под внутренним давлением проводятся по допускаемым напряжениям [1]. Опасным или предельным напряжением в этом случае считается такое состояние, при котором максимальное напряжение хотя бы в одной точке трубы достигает опасной величины - предел текучести. Например, по III теории прочности условие прочности приводит к известной формуле

$$P \leq \frac{[\sigma]}{2} = \frac{\sigma_T}{2n},$$

где $[\sigma]$ - допускаемое напряжение, σ - предел текучести при растяжении, n - коэффициент запаса прочности.

Однако практика показывает, что появление местных пластических деформаций в одной точке еще не означает потери несущей способности всей конструкции, так как напряжения остальных точек не превосходят предельных. Это особенно важно для конструкций, выполненных из пластичных материалов..

Условие наступления пластического состояния примем в виде

$$\sqrt{\frac{1}{2}[(\sigma_\theta - \sigma_r)^2 + (\sigma_r - \sigma_z)^2 + (\sigma_z - \sigma_\theta)^2]} = \sigma_T, \quad (1)$$

где σ_θ - тангенциальное нормальное напряжение;

σ_r - радиальное нормальное напряжение;

σ_z - осевое нормальное напряжение.

Будем также считать, что направления главных деформаций совпадают с направлениями главных напряжений и напряженное состояние подобно деформированному состоянию, т.е. имеют место следующие соотношения

$$\frac{\sigma_\theta - \sigma_r}{\varepsilon_\theta - \varepsilon_r} = \frac{\sigma_r - \sigma_z}{\varepsilon_r - \varepsilon_z}.$$

Предполагая упругие деформации малыми по сравнению с пластическими, будем пренебрегать изменением объема, т.е.

$$\varepsilon_\theta + \varepsilon_r + \varepsilon_z = 0,$$

где $\varepsilon_z = 0$, так как при наличии дна осевая деформация равна нулю.

Следовательно $\varepsilon_\theta = -\varepsilon_r$, откуда

$$\sigma_z = \frac{\sigma_\theta + \sigma_r}{2}.$$

Тогда из уравнения (1) получим

$$\sigma_{\theta} - \sigma_r = \frac{2}{\sqrt{3}} \sigma_T \cdot$$

Подставляя значения разности $\sigma_{\theta} - \sigma_r$ в уравнение равновесия

$$\frac{d\sigma_r}{dr} + \frac{\sigma_r - \sigma_{\theta}}{r} = 0,$$

после интегрирования получим

$$\sigma_r = -\frac{2}{\sqrt{3}} \sigma_T \ln \frac{r_H}{r_6},$$

$$\sigma_{\theta} = \frac{2}{\sqrt{3}} \sigma_T \left(1 - \ln \frac{r_H}{r_6}\right),$$

$$\sigma_z = \frac{2}{\sqrt{3}} \sigma_T \left(\frac{1}{2} - \ln \frac{r_H}{r_6}\right).$$

Предельное давление, при котором пластичность распространяется по всей толщине стенки,

$$P_{np} = \frac{2}{\sqrt{3}} \sigma_T \ln \frac{r_H}{r_6}. \quad (2)$$

Таким образом, предельные давления, рассчитанные по допускаемым напряжениям и по предельному состоянию, существенно отличаются.

Рассмотрим тонкостенную трубу с размерами $r_6=3$ мм, $r_H=17$ мм, предел текучести $\sigma_T=300$ МПа. Определим предельное давление с коэффициентом запаса $n=1,5$.

Предельное давление по предельному состоянию

$$P_{np} = \frac{2}{\sqrt{3}} \cdot \frac{300}{1,5} \ln \frac{17}{3} = 400 \text{ МПа.}$$

Предельное давление по допускаемому напряжению

$$P = \frac{300}{1,5} = 200 \text{ МПа,}$$

т.е предельное давление может быть увеличено вдвое.

Таким образом, расчеты по предельному состоянию позволяют вскрыть дополнительные резервы прочности конструкций, выполненных из пластичных материалов.

Литература: Соппротивление материалов /Под ред. акад. АН УССР Писаренко Г.С.-5-е изд., перераб. и доп. - К.: Вища шк. Головное изд-во, 1986. - 775 с.

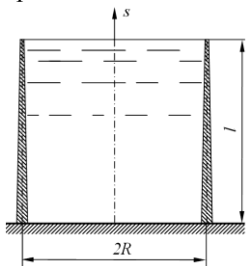
РАСЧЁТ ЦИЛИНДРИЧЕСКОЙ ОБОЛОЧКИ РЕЗЕРВУАРА ПЕРЕМЕННОЙ ТОЛЩИНЫ

Жигилий Д.А., ассистент; Жулёв А.А., студент

Оболочечные конструкции имеют широкое применение в строительстве. Наиболее распространены резервуары для хранения жидкостей и сыпучих веществ в виде круговой цилиндрической оболочки переменной толщины. Рассмотрим задачу о напряженно-деформированном состоянии круговой цилиндрической оболочки переменной толщины под действием осесимметричного гидростатического давления.

Принимаем, что для оболочки справедлива гипотеза недеформируемых нормалей. Согласно этой гипотезе прямолинейный элемент, нормальный к координатной поверхности оболочки, остается прямолинейным и нормальным к деформированной поверхности, сохраняя при этом свою длину.

Пренебрегаем нормальными напряжениями на площадках, параллельных координатной поверхности, по сравнению с аналогичными напряжениями на площадках, перпендикулярных координатной поверхности. Используем линейную теорию оболочек, т. е. предполагаем, что перемещения малы по сравнению с толщиной оболочки, а углы поворота — по сравнению с единицей.



Выбираем в качестве основных следующие функции: $\mathbf{Y} = \{N_r, N_z, \hat{S}, M_s, u_r, u_z, v, \vartheta_s\}$, где $N_r = N_s \cos \varphi + \hat{Q}_s \sin \varphi$, $N_z = N_s \sin \varphi - \hat{Q}_s \cos \varphi$, $u_r = u \cos \varphi + w \sin \varphi$, $u_z = u \sin \varphi - w \cos \varphi$. N_r , N_z - радиальное и осевое погонные усилия соответственно; u_r , u_z - аналогичные перемещения, ϑ_s - угол поворота нормали в осевом сечении.

Система обыкновенных дифференциальных уравнений в нормальной форме:

$$\frac{d\mathbf{Y}}{ds} = \mathbf{A}(s)\mathbf{Y} + \mathbf{f}(s),$$

где $\bar{\mathbf{Y}} = \{N_r, N_z, \hat{S}, M_s, u_r, u_z, v, \vartheta_s\}$, $\mathbf{A}(s) = \|a_{ij}(s)\|$
 $(i, j = 1, 2, \dots, 8)$, $\bar{\mathbf{f}} = \{f_1, f_2, \dots, f_8\}$.

В алгоритме решения рассматриваемого класса задач предусматриваются следующие этапы: вычисление матрицы разрешающей системы и вектора ее свободных членов по исходным данным о геометрических параметрах координатной поверхности, толщинах и механических характеристиках материала и поверхностной нагрузки;

численное решение краевой задачи для разрешающей системы уравнений вычисление всех характеристик напряженно-деформированного состояния оболочки в заданных точках.

Решение двух - точечных краевых задач для систем линейных обыкновенных дифференциальных уравнений производится методом дискретной ортогонализации С.К. Годунова, сводящим решение краевой задачи к решению задач Коши, в данном случае численным методом Кутты - Мерсона 4-го порядка точности.

В алгоритм метода дискретной ортогонализации для преодоления проблемы вырожденности матрицы системы алгебраических уравнений, возникающей при поиске произвольных постоянных, а также проблемы неограниченного экспоненциального роста погрешностей, вводятся механизмы ортогонализации и нормирования компонент решения в дискретном наборе точек интервала решения.

В системе компьютерной алгебры MathCAD создана программа расчёта напряженно-деформированного состояния тонких осесимметричных оболочек находящихся под действием осесимметричных нагрузок.

Приняты следующие параметры цилиндрического резервуара:

- геометрические характеристики оболочки: $R = 2\text{ м}$, $l = 4\text{ м}$,
 $h = 0.005 \cdot (6 - z)\text{ м}$;

- упругие постоянные материала: $E = 2 \cdot 10^{11}\text{ Па}$, $\nu = 0.3$;

- параметры поверхностной нагрузки: $p_r = \gamma \cdot (1 - z)\text{ Па}$, $\gamma = 9810 \frac{\text{Н}}{\text{М}^3}$.

Получены компоненты напряженно-деформированного состояния цилиндрической оболочки (в частности рисунок).

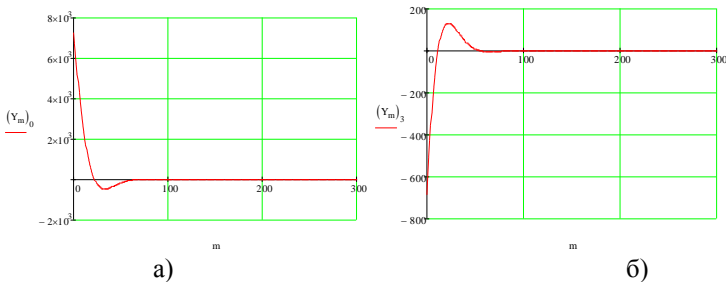


Рисунок - Погонные внутренние силовые факторы вдоль меридиана оболочки (ось абсцисс – номер узла ортогонализации, разбиение равномерно по длине):

а) N_r (Н/м) - внутреннее погонное усилие в радиальном направлении;

б) M_s (Н) - внутренний погонный момент в плоскости, образованной образующей цилиндра и его осью.

РАСЧЕТ НАПРЯЖЕННО-ДЕФОРМИРОВАННОГО СОСТОЯНИЯ КОМПОЗИТНОГО ЦИЛИНДРИЧЕСКОГО БАЛЛОНА ВЫСОКОГО ДАВЛЕНИЯ С ЭЛЛИПТИЧЕСКИМИ ДНИЩАМИ

Стрелец А.В., аспирант; Безпальный М.Г., студент

В настоящее время в разных областях промышленности используются газовые баллоны высокого давления из композиционных материалов. Их преимущество перед цельнометаллическими баллонами в большинстве сфер применения заключается в их легкости и прочности. Вес композитных баллонов в 2-5 раз меньше чем цельнометаллических. Другими преимуществами композитных баллонов перед цельнометаллическими баллонами является их большая безопасность. При разрушении давлением композиционные баллоны являются безосколочными в отличие от цельнометаллических баллонов. Так же композиционные баллоны способны выдерживать большее давление при меньшем весе. Чаще всего применяют цилиндрические баллоны со сферическими днищами, но в последнее время все большее распространение приобретают баллоны цилиндрической формы с эллиптическими днищами.

При проектировании баллонов из композиционных материалов одна из задач состоит в исследовании напряженно-деформированного состояния оболочки и расчете баллонов на прочность. Такую задачу можно решить с помощью компьютерного моделирования.

В данной работе на основании математического моделирования методом конечных элементов в программном комплексе ANSYS определялось напряженно-деформированное состояние баллона с эллиптическими днищами из композиционного материала, нагруженного изнутри равномерно распределенным давлением. Расчет проведен на основании твердотельного трехмерного моделирования. Материал конструкции принят ортотропным. В программу заносились упругие свойства материала, которые определялись теоретическим путем.

Оценка прочности конструкции проведена на основании критериев прочности А.К. Малмейстера, Мизеса-Хилла и Л. Фишера.

Результаты расчета напряженно-деформированного состояния композиционного баллона высокого давления с эллиптическими днищами совпали с результатами ранее проведенных экспериментов с аналогичными баллонами, тем самым была подтверждена правильность выбранной методики расчета.

АНАЛИЗ НАПРЯЖЕННО-ДЕФОРМИРОВАННОГО СОСТОЯНИЯ ДИСКА КОЛЕСА ПРИ УДАРНОМ ВОЗДЕЙСТВИИ

Катаржнов С.И., доцент; Курилов В.В., Лебедь В.И., студенты

В работе рассматривается ударное воздействие силы на кольцо коробчатого сечения, которое является схемой элемента колеса транспортного средства.

Ударное воздействие на колесо транспортного средства возникает тогда, когда происходит наезд колеса на препятствие определенной высоты или въезд в дорожную выбоину определенной глубины.

Расчетная схема задачи представляет собой стальное кольцо коробчатого сечения, на которое действует ударная нагрузка в виде сосредоточенной силы, равной части веса транспортного средства, приходящейся на колесо. Определяются наибольшие динамические напряжения и прогибы оси кольца при ударном воздействии сосредоточенной силы.

Задача решается на основе метода, в котором динамические характеристики напряженно-деформированного состояния определяются через аналогичные статические значения и динамический коэффициент:

$$k_{\ddot{a}} = 1 + \sqrt{1 + \frac{2h}{\Delta_{ст}}},$$

где h – высота препятствия; $\Delta_{ст}$ – статический прогиб от статического действия сосредоточенной силы.

Решение задачи об определении статических значений напряженно-деформированного состояния кольца и динамического коэффициента производится двумя методами.

Так как замкнутое кольцо представляет собой статически неопределимую систему, то один из методов – метод сил. С учетом симметрии нагрузки и геометрии кольца имеем дважды статически неопределимый элемент. Коэффициенты канонических уравнений метода сил вычисляются интегрированием интегралов Мора.

Второй метод основан на использовании теоремы Кастильяно. При этом внутренние силовые факторы определяются методом сечений с учетом симметрии системы. Статическое перемещение вычисляется дифференцированием выражения для энергии по нагрузке.

В результате расчета определены напряжения и перемещения, соответствующие ударному действию нагрузки на колесо, перемножением статических значений на динамический коэффициент. Сравнение результатов, полученных двумя методами, показало их хорошее совпадение.

РАСЧЁТ УПРУГИХ ХАРАКТЕРИСТИК МНОГОСЛОЙНЫХ МАТЕРИАЛОВ

Верецака С.М., доцент; Квашко В.В., студент

В композиционном материале с регулярной структурой, как правило, присутствуют повторяющиеся элементы в виде однонаправленных слоев. Пренебрегая неоднородностью структуры на микроуровне каждого слоя, можно найти эффективные характеристики отдельных слоев на макроуровне. При этом деформационная модель материала имеет квазиоднородную структуру.

Анализ различных подходов к расчету упругих характеристик композиционного материала показывает, что корректную оценку влияния схем укладки арматуры на физико-механические характеристики материала можно получить, решая граничные задачи теории упругости для многосвязной области. Однако такой расчет не исключает погрешностей, обусловленных отклонением реальной структуры материала от ее идеализированной модели, и связан с трудоемким численным анализом.

В основу приближенного расчета упругих характеристик композиционных материалов положен принцип суммирования повторяющихся элементарных слоев. Упругие характеристики элементарного слоя, как правило, определяются в два этапа. Вначале находятся характеристики приведенной матрицы за счет усреднения упругих свойств волокон ортогонально-армированного материала слоя. Считается, что компоненты материала (волокно и матрица) изотропны, линейно упруги и работают совместно на всех этапах деформирования. Кроме того, приняты допущения, согласно которым: не учитываются напряжения, перпендикулярные к волокнам при действии нормальной нагрузки вдоль волокон; поперечные деформации при растяжении - сжатии каждой компоненты пропорциональны ее объемному содержанию в материале; на границе волокно-матрица исключается рассмотрение концентрации напряжения. На втором этапе осуществляется расчет характеристик слоя, исходя из упругих свойств волокон и модифицированной матрицы.

Если тонкостенный элемент состоит армированных слоев, оси локальных систем координат которых не совпадают с осями глобальной системы координат, что имеет место, например, в перекрестно армированных оболочках, появляется возможность варьировать свойствами материала за счет угла армирования.

ВЕРОЯТНОСТНАЯ ОЦЕНКА ПРОЧНОСТИ ПРИ ИЗГИБЕ

Зайцев И.Г., доцент; Бугрик Д.Е., студент

Многие детали, применяемые в машиностроении, в процессе работы испытывают изгиб (оси, валы, балочные конструкции и т.д). Максимальные нормальные напряжения, возникающие в поперечном сечении детали в этом случае равны:

$$\sigma_{\max} = \frac{M_x^{\max}}{W_x}, \quad (1)$$

где M_x^{\max} - максимальный изгибающий момент действующий в поперечном сечении детали; W_x - момент сопротивления сечения при изгибе.

Для обеспечения нормальной работы детали, необходимо выполнения условия прочности:

$$\sigma_{\max} \leq [\sigma], \quad (2)$$

где $[\sigma]$ – допускаемое напряжение для материала детали.

На практике нагрузки, действующие на детали машин зависят от многих случайных факторов и поэтому сами являются случайными величинами.

В связи с этим возникает необходимость оценки вероятности выполнения условия (2).

На основании предельной теоремы можно принять для нагрузки нормальный закон распределения:

$$f(P) = \frac{1}{\sigma_p \sqrt{2\pi}} e^{-\frac{(P-m_p)^2}{2\sigma_p^2}}. \quad (3)$$

Используя свойства функции случайного аргумента можно получить выражение для плотности распределения максимального напряжения:

$$f(\sigma_{\max}) = \frac{1}{\sigma_\sigma \sqrt{2\pi}} e^{-\frac{(\sigma_{\max}-m_\sigma)^2}{2\sigma_\sigma^2}}, \quad (4)$$

где m_σ, σ_σ - является функциями m_p, σ_p .

На основании (4), вероятность выполнения условия (2) составит

$$F(\sigma_{\max} \leq [\sigma]) = \int_0^{[\sigma]} f(\sigma_{\max}) d\sigma_{\max}. \quad (5)$$

В работе рассмотрен конкретный пример определения вероятности не разрушения двухопорной балки под действием случайной сосредоточенной силы.

АНАЛИТИЧЕСКИЙ МЕТОД ПОСТРОЕНИЯ ДИАГРАММ ПРИ ДИНАМИЧЕСКОМ АНАЛИЗЕ МЕХАНИЗМОВ

Зайцев И.Г., доцент; Демченко А.М., студент

При динамическом анализе механизма, для обеспечения допустимого значения коэффициента неравномерности хода ведущего звена, необходимо построение диаграмм приведенных моментов движущих сил и сил сопротивления, приведенного момента инерции, работы сил сопротивления и движущих сил.

При построении этих диаграмм необходимо применять операции дифференцирования или интегрирования.

Как правило, эти операции осуществляются графическим образом, что приводит к существенным погрешностям.

В связи с этим, целесообразно заменить графические операции аналитическими.

В работе предлагается методика построения диаграмм скорости и ускорения выходного звена механизма. В качестве исходных данных берется массив значений перемещения выходного звена: $(S_0, S_1, S_2, \dots, S_n)$.

Данный массив аппроксимируется полиномом третьей степени

$$f(x) = a_0 + a_1x + a_2x^2 + a_3x^3 \quad . \quad (1)$$

Для определения коэффициентов a_i используется метод наименьших квадратов, для чего составляется функционал :

$$\varphi(a_i) = [f(s_i) - s_i]^2, \quad (2)$$

из условия минимума которого получим систему

$$\frac{\partial \varphi(a_i)}{\partial a_i} = 0, \quad i = 0 \div 3 \quad . \quad (3)$$

Решая систему (3), находим коэффициенты a_i .

Зная коэффициенты a_i , находим диаграммы аналогов скорости и ускорения выходного звена

$$V = \frac{\partial f(x)}{\partial x}; \quad \alpha = \frac{\partial^2 f(x)}{\partial x^2}, \quad (4)$$

где координата x - определяет положение выходного звена. В частности, если входным звеном является кривошип, положение которого определяется углом поворота φ_1 , то $x = \varphi_1$.

ПРОЕКТУВАННЯ РУЧНОЇ ТА МЕХАНІЧНОЇ СІЧКАРНІ ДЛЯ ПОДРІБНЕННЯ РОСЛИННИХ КОРМІВ

Стрелец В.В., доцент; Совгир В.М., студент

У фермерському або домашньому господарстві для подрібнення (нарізування) рослинних кормів (сіна, зеленої трави, люцерни, грубого кукурудзиння та ін.) використовують ручну січкарню. Вона дозволяє провести механізацію процесу приготування кормів, збільшити продуктивність їх виробництва, зменшити рівень ручних робіт, час і затрати сил.

У даній роботі розглядаються конструктивні варіанти ручної та механічної січкарні продуктивністю 60...100 кг/год. Звичайно січкарня складається з трьох основних вузлів, закріплених на рамі: живильника для подачі рослин; різального апарата барабанного типу; привода з маховиками і зубчастими передачами. До складу січкарні входять також такі елементи: завантажувальний і розвантажувальний лотки; підшипникові опори; рукоятки та ін.

Живильник виконаний у вигляді двох обертових назустріч один одному циліндричних валків, поверхні яких мають загнуті зубці і не контактують між собою. У різальному апараті є чотири ножі, леза яких розташовані під кутом і прикріплені до двох чавунних дисків. Вали валків і барабана опираються на підшипники ковзання та з'єднані зубчастими передачами, тому синхронно приводяться у дію при обертанні маховиків за допомогою прикріплених до них рукояток. Частота обертання валків у тричі менша за частоту обертання барабана.

Задача проектування полягала в підвищенні ККД і продуктивності січкарні за рахунок заміни підшипників ковзання на підшипники кочення та встановлення на раму електричного двигуна з пасовою знижувальною передачею.

Оскільки ККД січкарні залежить від втрат потужності в підшипникових вузлах і зубчастих зачепленнях, тому в конструкції запропоноване використання радіальних кулькових підшипників кочення у закритих корпусах замість існуючих чавунних втулок – підшипників ковзання. Всі зубчасті прямозубі відкриті передачі для захисту від бруду і пилу були закриті кожухами.

Для автоматизації та прискорення дроблення кормів спроектований варіант установки електродвигуна потужністю 1,5 кВт і частотою обертання 750 об/хв., який передає обертовий момент на маховик через клинопасову передачу з передаточним відношенням $u=6$.

Під час проектування були виконані розрахунки підшипників кочення та пасової передачі на довговічність, а також розроблені конструкції кріплення підшипникових опор кочення і двигуна до рами.

Вибір конструктивного рішення січкарні залежить від потрібного обсягу виготовлення кормів, інтенсивності та місця застосування механізму.

ПРОЕКТУВАННЯ РУЧНОЇ ТАЛІ З ЧЕРВ'ЯЧНОЮ ПЕРЕДАЧЕЮ

Стрелец В.В, доцент; Обравит Ю.А., студент

Вантажопідйомне устаткування дозволяє широко проводити комплексну механізацію та автоматизацію промислових процесів, знизити рівень ручних вантажних робіт та виключити тяжку ручну працю при виконанні основних та допоміжних технологічних операцій на виробництві. Так для складських та ремонтних робіт в цехах використовують прості і дешеві підвісні ручні лебідки – талі.

У даній роботі розглядаються конструктивні варіанти ручної талі з черв'ячною передачею вантажопідйомністю до 1000 кг. Ручна таль складається з таких основних елементів: корпус; блок; гак; барабан з черв'ячним вінцем; вал-черв'як; канат; зубчаста передача; ручний механізм керування та інші. Задача проектування полягала в підвищенні вантажопідйомності та ККД талі, удосконаленні конструкції барабана і черв'ячної передачі.

Підвищення вантажопідйомності залежить не тільки від матеріалу і розмірів деталей та каната, а й від удосконаленої конструкції черв'ячного колеса, диск і маточина якого представляють собою барабан для намотування сталевго каната. У процесі проектування були розроблені різні конструкції черв'ячного колеса і з'єднання знімного бронзового вінця з барабаном для забезпечення комплексу таких вимог: належної довговічності черв'ячного вінця; потрібної канатоємності барабана і зручності намотування каната; технологічності складання, ремонту і змащування деталей.

ККД талі залежить від втрат потужності у черв'ячному зачепленні та в підшипниках. Тому черв'як спроектований чотиризахідний для забезпечення максимального ККД передачі. Підшипникові вузли сконструйовані як на базі опор ковзання, так і на базі опор кочення. Бронзові підшипники ковзання сприймають радіальні та осьові сили і опори з цими підшипниками мають просту конструктивну форму. Більш складною є конструкція опор, де використані радіально-упорні підшипники кочення або комбінація упорних підшипників кочення з радіальними підшипниками ковзання, але при такому варіанті суттєво зменшуються сили тертя в підшипниках і сила, яку потрібно прикладати до рукоятки талі.

Для прискореного підйому легких вантажів запропонований варіант підключення до черв'ячної передачі додаткової зубчастої. Для зручності використання талі у приміщеннях з високою стелею зроблений варіант керування з підлоги за допомогою вантажного ланцюга. При цьому замість рукоятки на вал-черв'як встановлюється приводна зірочка. Вантаж, який потрібно утримувати у фіксованому висячому положенні стопориться за допомогою храпового колеса, також розміщеного на валу-черв'яку.

Вибір конструктивного рішення того чи іншого вузла залежить від вимог і задач конкретного вантажопідйомного процесу.

КРИТИЧЕСКИЕ ЧАСТОТЫ ВРАЩЕНИЯ И ИХ ВЛИЯНИЕ НА МЕЖОСЕВЫЕ РАССТОЯНИЯ ЦЕПНЫХ РОЛИКОВЫХ ПЕРЕДАЧ

Курочкин В.Б., доцент; Коваленко А.С., Чубун М.А., студенты

Работа цепной передачи сопровождается поперечными колебаниями ветвей цепи и ударами шарниров цепи о зубья звездочки. Эти колебания и удары вызываются периодическими изменениями скорости вращения звездочек и приводят к возникновению дополнительных динамических нагрузок. Наиболее опасными являются резонансные колебания, характеризующиеся совпадением частоты возмущающих импульсов с частотой собственных колебаний.

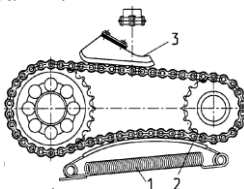


Рисунок - Цепная передача с упругой направляющей шиной и колодкой:
1 – пружина, 2 – направляющая шина, 3 – направляющая колодка.

Критическая частота вращения n_{1k} определяется по формуле

$$n_{1k} = \frac{30}{z_1 \cdot a} \cdot \sqrt{\frac{F_1}{q}},$$

где z_1 – число зубьев ведущей звездочки; a – межосевое расстояние; F_1 – натяжение ведущей ветви; q – масса 1 м длины цепи.

Воспользуемся стандартными параметрами цепных роликовых передач по ГОСТ 13568-75 и определим критические частоты. Для однорядных цепей при $z_{1\min} = 11$; $a = 1,0$ м; изменения шага от 12,7 до 50,8 мм, разрушающей нагрузки от 18,2 до 226,8 кН; критические частоты изменяются от 353 до 423 об/мин.

Допускаемые значения частот вращения приводных цепей изменяются от 300 об/мин при шаге 50,8 мм до 1250 при шаге 12,7 мм. Для определения минимального значения межосевых расстояний воспользуемся формулой:

$$a = \frac{30}{z_1 \cdot [n_1]} \cdot \sqrt{\frac{F_1}{q}},$$

$[n_1]$ – допускаемые частоты вращения.

Для приведенных диапазонов изменения шага цепи, разрушающей нагрузки, допускаемых частот получим, что межосевое расстояние изменяется от 340 мм при шаге 12,7 мм и допускаемой частоте 1250 об/мин до 1391 мм при $t = 50,8$ мм и $[n_1] = 300$ об/мин. Аналогичные результаты получены для двухрядных цепей.

ВЛИЯНИЕ ТЕРМООБРАБОТКИ ЗУБЧАТЫХ КОЛЕС НА РАЗБИЕНИЕ ОБЩЕГО ПЕРЕДАТОЧНОГО ОТНОШЕНИЯ В ДВУХСТУПЕНЧАТОМ ЦИЛИНДРИЧЕСКОМ РЕДУКТОРЕ

Курочкин В.Б., доцент; Лаврик А.А., Кравцова М.Б., студенты

Основными задачами, возникающими при проектировании двухступенчатого цилиндрического редуктора, является разбиение общего передаточного отношения между ступенями, выбор материалов для зубчатых колес, твердости поверхности зубьев и их термообработки. При этом целесообразно оценить влияние термообработки на значения передаточных чисел первой и второй ступеней редуктора.

В стандартных редукторах соотношение межосевых расстояний тихоходной и быстроходной ступени $a_T / a_{\dot{A}} = 1,56...1,60$.

Межосевые расстояния определяются по формулам:

$$a_{\dot{A}} = K_a \cdot (u_1 + 1) \cdot \sqrt[3]{\frac{T_2 \cdot K_{H\beta}}{[\sigma_{H1}]^2 \cdot u_1^2 \cdot \Psi_{ba}}},$$

$$a_{\circ} = K_a \cdot (u_2 + 1) \cdot \sqrt[3]{\frac{T_2 \cdot K_{H\beta}}{[\sigma_{H2}]^2 \cdot u_2 \cdot \Psi_{ba}}}.$$

После выполнения операции деления и приравнивания результата деления среднему значению $a_{\circ} / a_{\dot{A}} = 1,58$ получим формулы для определения передаточных чисел быстроходной u_1 и тихоходной u_2 ступени:

$$u_1 = \frac{u \cdot \sigma_{12} - 1,58 \cdot \sqrt[3]{u}}{1,58 \cdot \sqrt[3]{u} - \sigma_{12}}, \quad u_2 = \frac{u \cdot (1,58 \cdot \sqrt[3]{u} - \sigma_{12})}{u \cdot \sigma_{12} - 1,58 \cdot \sqrt[3]{u}},$$

где u – общее передаточное отношение редуктора;

$$\sigma_{12} = \sqrt[3]{[\sigma_{H1}]^2 / [\sigma_{H2}]^2}.$$

В редукторе каждая шестерня и каждое колесо может быть подвергнуто либо улучшению, либо закалке. Всего возможно 16 вариантов.

Для остальных случаев термообработки формулы имеют аналогичный вид. Выбор передаточных чисел по полученным формулам необходим при проектировании редукторов с нормальными межосевыми расстояниями по ГОСТ 2185-66. Выбранные значения передаточных чисел учитывают термообработку зубчатых колес.

РАСПРЕДЕЛЕНИЕ ПЕРЕДАТОЧНЫХ ЧИСЕЛ В ПРИВОДАХ, СОДЕРЖАЩИХ ДВУХСТУПЕНЧАТЫЕ ЧЕРВЯЧНЫЕ РЕДУКТОРЫ

Курочкин В.Б., доцент; Шкут А.А., студент

В технической литературе в основном имеются рекомендации о распределении передаточных чисел в приводах, содержащих зубчатые редукторы. При этом сведений о разбиении общего передаточного отношения между передачами привода, содержащего двухступенчатый червячный редуктор и цепную передачу (рисунок), явно недостаточно. Поэтому представляется целесообразным найти соотношения для выбора передаточных чисел первой и второй ступени червячного редуктора.

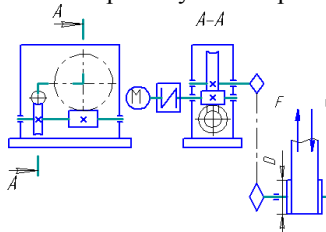


Рисунок - Кинематическая схема привода ленточного конвейера, содержащего двухступенчатый червячный редуктор и цепную передачу

Для вывода формул используются равенства контактных и изгибных напряжений в червячных зацеплениях первой и второй ступеней редуктора. Равенство контактных напряжений имеет вид

$$\frac{475}{d_{21}} \cdot \sqrt{\frac{T_2 \cdot K_1}{d_{11}}} = \frac{475}{d_{22}} \cdot \sqrt{\frac{T_2 \cdot u_1 \cdot K_2}{d_{12}}},$$

где d_{11} , d_{12} , d_{21} , d_{22} - делительные диаметры червяков и червячных колес соответственно первой и второй ступеней; T_2 - крутящий момент на червячном колесе первой ступени; $K_1 = K_2$ - коэффициенты нагрузки соответственно первой и второй ступени; u_1 - передаточное число первой ступени.

Из этого равенства и из равенства напряжений изгиба находим следующие соотношения

$$u_1 = \frac{z_{12}}{z_{11}} \sqrt{\frac{m_2^3 \cdot q_2 \cdot u_2}{m_1^3 \cdot q_1}}, \left(\frac{m_2}{m_1} \right)^3 = \frac{z_{11} \cdot b_{21} \cdot u_1}{z_{12} \cdot b_{22}},$$

где m_1 , m_2 , q_1 , q_2 , b_{21} , b_{22} , u_1 , u_2 - модуль, коэффициент диаметра червяка, ширина червячного колеса, передаточное число соответственно первой и второй ступени. Окончательно получаем

$$u_1 = \frac{z_{12} \cdot q_2 \cdot b_{21}}{z_{11} \cdot q_1 \cdot b_{22}} \cdot u_2.$$

УМЕНЬШЕНИЕ НЕДОГРУЖЕННОСТИ ПЕРВОЙ СТУПЕНИ ЦИЛИНДРИЧЕСКИХ ДВУХСТУПЕНЧАТЫХ СООСНЫХ РЕДУКТОРОВ

Куручкин В.Б., доцент; Барыкин О.А., Сидоренко В.К., студенты

В соосном редукторе крутящий момент на зубчатом колесе второй ступени в u_2 раз превышает момент на колесе первой ступени. Поэтому расчетное межосевое расстояние тихоходной ступени значительно превышает межосевое расстояние быстроходной ступени. Так как соосная схема характеризуется равенством межосевых расстояний обеих ступеней, то за расчетное межосевое расстояние редуктора принимается межосевое расстояние тихоходной ступени. Это приводит к существенной недогрузке первой ступени. Уменьшения недогруженности можно достигнуть путем соответствующего выбора передаточных чисел, изменения ширины и твердости зубчатых колес редуктора.

Приравнивая расчетные контактные напряжения первой и второй ступени, после проведения необходимых преобразований получим следующие формулы для определения передаточных отношений первой и второй ступени:

$$u_1 = \frac{u}{\sqrt[3]{\frac{b_2 \cdot u}{b_1} - 1}}, \quad u_2 = \sqrt[3]{\frac{b_2 \cdot u}{b_1} - 1}.$$

Если рассчитанные по этим формулам передаточные отношения u_1 , u_2 обеспечить невозможно вследствие конструктивных ограничений, то остаточную недогруженность обеих ступеней можно уменьшить путем изменения ширины колес по следующим соотношениям:

$$b_1 = \Psi_{ba} \cdot a_w \cdot \frac{\sigma_{H1}^2}{[\sigma_{H1}]^2}, \quad b_2 = \Psi_{ba} \cdot a_w \cdot \frac{\sigma_{H2}^2}{[\sigma_{H2}]^2},$$

где Ψ_{ba} - коэффициент ширины колеса,

σ_{H1} , σ_{H2} , $[\sigma_{H1}]$, $[\sigma_{H2}]$ - расчетные и допускаемые контактные напряжения соответственно первой и второй ступени.

При пользовании полученными результатами необходимо параллельно подбирать ширину колес и передаточные отношения первой и второй ступеней редуктора. Полученные результаты могут быть использованы при курсовом проектировании соосных редукторов и при изготовлении зубчатых колес двухступенчатых соосных редукторов.

ОПРЕДЕЛЕНИЕ КОЭФФИЦИЕНТА ДИАМЕТРА ЧЕРВЯКА ПРИ РАСЧЕТЕ МЕЖОСЕВОГО РАССТОЯНИЯ ЧЕРВЯЧНЫХ РЕДУКТОРОВ

Курочкин В.Б., доцент; Макеева Ю.С., Вашист Б.В., студенты

Расчет межосевого расстояния червячного редуктора начинается с предварительного выбора коэффициента диаметра червяка. При этом отсутствуют рекомендации по выбору его значения. Неправильный выбор приводит к недогрузке или перегрузке червячной передачи и требует повторения расчета при другом значении коэффициента. Представляется целесообразным получить необходимое соотношение, связывающее этот коэффициент с другими параметрами червячной передачи.

Приравняв две формулы для расчета межосевого расстояния, получим следующее соотношение:

$$\frac{m \cdot (z_1 \cdot u + q)}{2} = \left(\frac{z_2}{q} + 1 \right) \cdot \sqrt[3]{\left(\frac{170}{\frac{z_2}{q} \cdot [\sigma_H]} \right)^2} \cdot T_2 \cdot K ,$$

где z_1 – число заходов червяка; z_2 – число зубьев червячного колеса; m – модуль передачи; q – коэффициент диаметра червяка; $[\sigma_H]$ – допускаемое контактное напряжение; T_2 – крутящий момент на колесе; K – коэффициент нагрузки.

Аппроксимируем зависимость допускаемого контактного напряжения для бронзы БрА9ЖЗЛ линейной зависимостью от скорости скольжения v_s :
 $[\sigma_H] = 185 - 6 \cdot v_s$.

Подставляя это выражение в равенство, после проведения необходимых преобразований получим

$$q = \frac{8 \cdot T_2 \cdot K}{m^3} \cdot \left[\frac{170}{z_1 \cdot u \cdot (185 - 6 \cdot v_s)} \right]^2 ,$$

где $v_s = 4,5 \cdot 10^{-4} \cdot n_1 \cdot \sqrt[3]{T_2}$; n_1 – частота вращения червяка.

Полученные результаты позволяют повысить точность расчета червячной передачи и могут быть использованы в курсовом проектировании.

ОПРЕДЕЛЕНИЕ МОДУЛЯ ЗУБЧАТОЙ ПЕРЕДАЧИ ОДНОСТУПЕНЧАТОГО ЦИЛИНДРИЧЕСКОГО РЕДУКТОРА

Куручкин В.Б., доцент; Ткаченко А.В., Ткаченко В.В., студенты

В расчете зубчатых колес модуль передачи выбирается в пределах от 0,01 до 0,02 от межосевого расстояния. При этом возможен выбор нескольких стандартных значений модуля по ГОСТ 9563-60. Неоднозначность выбора может привести к ухудшению параметров зубчатой передачи. Поэтому более целесообразным является, сначала определить модуль передачи, а затем по полусумме делительных диаметров шестерни и колеса рассчитать межосевое расстояние.

Межосевое расстояние определяется по формуле:

$$a_w = K_a \cdot (u + 1) \cdot \sqrt[3]{\frac{T_2 \cdot K_{H\beta}}{[\sigma_H]^2 \cdot u^2 \cdot \Psi_{ba}}},$$

где K_a - коэффициент, равный 49,5 для прямозубых передач и 43 для косозубых и шевронных передач; T_2 - крутящий момент на зубчатом колесе; u - передаточное отношение; $K_{H\beta}$ - коэффициент неравномерности нагрузки по длине зуба; Ψ_{ba} - коэффициент ширина колеса по межосевому расстоянию; $[\sigma_H]$ - допускаемое контактное напряжение.

Подставим в эту формулу другое выражение для межосевого расстояния

$$a_w = \frac{m \cdot z_1 \cdot (u + 1)}{2 \cdot \cos \beta},$$

где m - модуль передачи; z_1 - число зубьев шестерни; β - угол наклона линии зуба.

Выполняя необходимые преобразования, получим формулу для расчета модуля передачи

$$m = \frac{2 \cdot K_a \cdot \cos \beta}{z_1} \cdot \sqrt[3]{\frac{T_2 \cdot K_{H\beta}}{[\sigma_H]^2 \cdot u^2 \cdot \Psi_{ba}}}.$$

Полученные результаты позволяют усовершенствовать методику расчета зубчатых передач и могут быть использованы в курсовом проектировании и при изготовлении цилиндрических редукторов.

ОСОБЕННОСТИ ПРОЕКТИРОВАНИЯ ЦИЛИНДРИЧЕСКИХ РЕДУКТОРОВ С ВНУТРЕННИМ ЗАЦЕПЛЕНИЕМ

Куручкин В.Б., доцент; Кривошей В.М., Еременко Н.Р., студенты

При проектировании редукторов с внутренним зацеплением возникает проблема размещения подшипников ведущего и ведомого валов в корпусе редуктора. Полусумма наружных диаметров подшипников ведущего и ведомого валов с учетом размеров корпусов подшипников может быть больше межосевого расстояния зубчатой передачи. В этом случае подшипники невозможно разместить в корпусе редуктора. Эта проблема возникает на этапе проработки сборочного чертежа редуктора и ее разрешение требует повторного расчета зубчатой передачи при других значениях передаточного отношения, допускаемых напряжений и других параметров. Поэтому необходимо иметь выражение, связывающее эти параметры.

Для решения задачи принимаем следующее исходное условие:

$$k_{\text{цз}} \cdot \frac{D_1 + D_2}{2} = \frac{d_1 + d_{\text{нб}}}{2},$$

где D_1, D_2 – наружные диаметры подшипников соответственно ведущего и ведомого валов; d_1 – делительный диаметр шестерни;

$d_{\text{см}}$ – диаметр ступицы зубчатого колеса.

Принимаем

$$k_{\text{цз}} = 1,5; \quad D_1 = 2 \cdot \sqrt[3]{\frac{16 \cdot T_2}{\pi \cdot u \cdot [\tau_k]}}; \quad D_2 = 2 \cdot \sqrt[3]{\frac{16 \cdot T_2}{\pi \cdot [\tau_k]}}; \quad d_1 = \frac{2 \cdot a_w}{u - 1};$$

$$d_{\text{нб}} = 1,6 \cdot \sqrt[3]{\frac{16 \cdot T_2}{\pi \cdot [\tau_k]}}; \quad a_w = K_a \cdot (u - 1) \cdot \sqrt[3]{\frac{T_2 \cdot K_{H\beta}}{[\sigma_H]^2 \cdot u^2 \cdot \Psi_{ba}}}; \quad K_a = 43$$

Подставляя приведенные формулы и значения параметров, получим следующее выражение для определения передаточного отношения:

$$u = \left(-1,08 + \sqrt{1,08^2 + 61,25 \sqrt[3]{\frac{[\tau_k]}{[\sigma_H]^2}}} \right).$$

При $[\tau_k] = 20$ МПа и $[\sigma_H] = 500$ МПа получим $u = 3,8$.

Полученные результаты могут быть использованы в курсовом и производственном проектировании цилиндрических редукторов с внутренним зацеплением.

СИНТЕЗ СХЕМЫ МЕХАНИЗМА УБИРАЮЩЕГОСЯ ШАССИ САМОЛЕТА ПО УГЛАМ ДАВЛЕНИЯ

Никитин М.А., доцент; Рыбалко А.Е., студент

Ограничение пространства в самолете для механизма подъема шасси требует разработки оптимальной схемы.

При этом необходимо учитывать угол давления ν , как угол между осью цилиндра, по направлению которой передается усилие F и вектором скорости v_3 точки приложения силы.

При выпущенном шасси угол давления не должен превышать допускаемого значения ($\nu_{\text{доп.}} = 60^\circ \dots 65^\circ$).

Для полного использования гидроцилиндра 4 при перемещении поршня задается отношение длины гидроцилиндра к ходу поршня ($K = 1,3; 1,4$), которое определяется конструктивно.

Рассмотрим положение механизма, когда шасси выпущено.

Треугольник $E\Delta F$ имеет заданными стороны $E\Delta$, $F\Delta$ и угол $\gamma = 90^\circ - \nu$.

По теореме косинусов определяем ℓ_{FD} .

$$EF^2 = FD^2 + ED^2 - 2ED \cos(90^\circ - \nu) FD,$$

или

$$FD^2 - 2ED \cos(90^\circ - \nu) FD + (ED^2 - EF^2) = 0.$$

Перепишем последнее квадратное уравнение в следующем виде

$$x^2 + px + q = 0, \quad \text{где:}$$

$$x^2 = FD^2; \quad P = 2ED^2 \cos(90^\circ - \nu), \quad q = (ED^2 - EF^2).$$

Находим $X_{1,2} = -\frac{P}{2} \pm \sqrt{\frac{P^2}{4} - q},$

$$X_1 = \ell_{FD} = \ell_{ц} + h,$$

где $\ell_{ц}$ – длина цилиндра; h – ход штока цилиндра

Так как $K = \ell_{ц}/h$, а $K = 1,3 \dots 1,4$, то $\ell_{ц} = kh = 1,3 h$,

$$\ell_{FD} = \ell_{ц} + h, \quad \ell_{FD} = 2,3 h, \quad h = \ell_{FD} / 2,3.$$

Длину подкоса CB примем равной среднему ходу штока $\ell_{CB} = h$.

При выпущенном шасси звено EC и CB вытянуты в одну линию. Это позволяет при заданной длине FD определить положение точки B . Положение стойки OB задается углом α . Все размеры механизма найдены.

Другое крайнее положение механизма определяется при полностью убранном штоке в цилиндре.

ПРОЕКТИРОВАНИЕ РАЦИОНАЛЬНОЙ СХЕМЫ МЕХАНИЗМА УБИРАЮЩЕГОСЯ ШАССИ САМОЛЕТА

Никитин М.А., доцент; Зеленая В.П., студентка

Из-за неточностей в изготовлении размеров звеньев сборка механизма бывает затруднительной. На механизм накладываются дополнительные связи (избыточные), не уменьшающие подвижность механизма, но превращают его в статически неопределимую систему. Число избыточных связей определяется по формуле

$$q = w - 6n + \sum_{i=1}^{i=5} (6-i)P_i, \quad (1)$$

где n – число подвижных звеньев;

i – подвижность кинематической пары;

P_i – количество кинематических пар, подвижность которых равна i ;

q – количество избыточных связей (ограничений).

В уравнении (1) неизвестны две величины W и q .

При $q > 0$ сборка возможна при деформировании звеньев.

Рассмотрим методику устранения избыточных связей на примере механизма убирающегося шасси самолета. По формуле (1) определим избыточные связи. Так как схема механизма имеет одну обобщенную координату, то степень подвижности механизма равна единице.

Рассматриваемый механизм имеет:

$n = 5$ – количество подвижных звеньев;

$P_1 = 7$ – количество кинематических пар У класса.

Подставим эти величины в уравнение (1)

$$q = 1 - 6 \cdot 5 + \sum_{i=1}^{i=5} (6-i) \cdot 7 = 6. \quad (2)$$

Данный механизм имеет шесть избыточных связей, которые подлежат устранению. Кинематические пары, примыкающие к раме О,Е,Ф оставим одноподвижными. Кинематические пары Д,С и В,К заменим соответственно на 3^x и 2^x подвижные.

Подсчитаем количество избыточных связей после замены

$$q = 1 - 6 \cdot 5 + \sum_{i=1}^{i=5} (6-i)3 + (6-2) \cdot 2 + (6-3) \cdot 2 = 0. \quad (3)$$

Избыточные связи устранены и механизм собирается без натягов (звенья самоустанавливаются), а кинематическая цепь стала статически определимой.

РАСЧЕТ РАБОТЫ МНОГОСТУПЕНЧАТОГО ИДЕАЛЬНОГО КОМПРЕССОРА

Скорик А.В., аспирант; Васильченко Д.Р., ученик 8-го кл., СШ №9, м. Сумы

Многоступенчатое сжатие газа с промежуточным охлаждением позволяет уменьшить работу, совершаемую компрессором (рисунок 1). Целью работы было: определение работы, затрачиваемой на сжатие и перемещение газа, в заданном интервале давлений в одно-, двух- и трехступенчатом идеальном компрессоре .

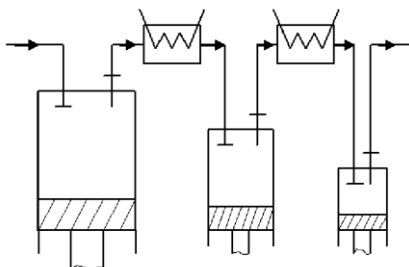


Рисунок 1 – Схема трехступенчатого сжатия газа

Для каждого из вариантов построены диаграммы процессов, происходящих в цилиндрах компрессора в координатах давление – объем и температура - энтропия. Процесс сжатия принимался адиабатным. Для двух- и трехступенчатого компрессора работа определялась отдельно для каждого из цилиндров и затем значения складывались.

В результате расчетов выяснилось, что наименьшая работа будет затрачена при трехступенчатом сжатии газа, в сравнении с одно- и двухступенчатым (рисунок 2). Следует отметить, что с увеличением количества ступеней процесс сжатия стремится к изотермическому.

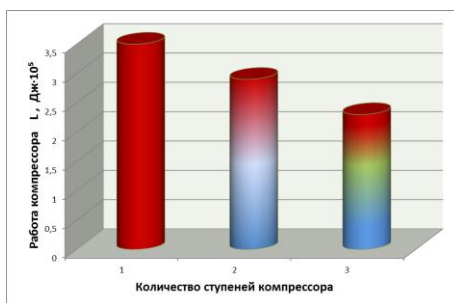


Рисунок 2 – Сравнение работ в одно-, двух- и трехступенчатых компрессорах

РОЗРАХУНОК ТУРБИНИ ГЕРОНА ОЛЕКСАНДРІЙСЬКОГО

*Скорик А.В., аспірант, СумДУ; Чепуренко І., учень 9-го кл.,
Білопільський центр дітей та юнацтва, м. Білопілья*

Одним з найвеличніших інженерів за всю історію людства вважається Герон Олександрійський. Його парова турбіна «еоліпіл» є прообразом сучасних реактивних турбін (рисунок 1). Але унаслідок недосконалості конструкції, ідея, покладена в основу дії турбіни, була забута.



Рисунок 1 – Турбіна Герона Олександрійського «Еоліпіл»

«Еоліпіл» представляв собою наглухо запаяний котел з двома трубками на кришці. На трубках встановлювалася порожниста куля, що оберталася і на поверхні якої було встановлено два Г-подібних патрубків-сопла. У казан через отвір заливалася вода, отвір закривався пробкою, і котел встановлювався над вогнем. Вода скипала, утворювалася пара, яка по трубках надходила в кулю і в Г-подібні патрубків. При достатньому тиску струмені пари, вирываючись з сопел, швидко обертали кулю

Задачею роботи було теоретичне визначення ефективності цієї турбіни з метою встановлення причин тому, що ця турбіна не отримала корисного застосування. Розрахунок проводився з використанням базових положень термодинаміки.

У якості вихідних даних для розрахунку використовувалось значення підведеної потужності до турбіни (рисунок 2). Розрахунок проводився для значень підведеної потужності 5 000 Вт, 10 000 Вт та 20 000 Вт.

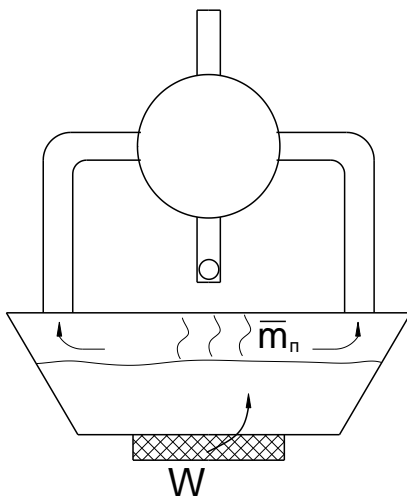


Рисунок 2 – Схема підводу теплоти до турбіни

Було встановлено, що при такій конструкції турбіни пар, що витікає з сопел, створює дуже незначну реактивну силу (рисунок 3). Тому ефективність турбіни менше 1%. Наводяться рекомендації по збільшенню ефективності турбіни. Для проведеного розрахунку згідно цих рекомендацій отримано коефіцієнт корисної дії турбіни 28%.

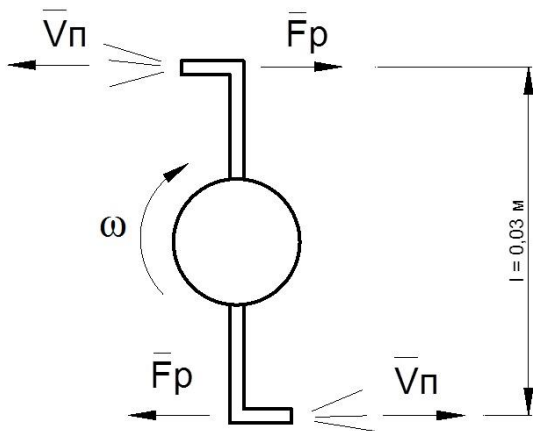


Рисунок 3 – Схема турбіни

ЗАСТОСУВАННЯ ЗОЛОТОГО ПЕРЕТИНУ У ЗАКОНІ ВСЕСВІТНЬОГО ТЯЖІННЯ

*Синашенко О.В., асистент, СумДУ; Дзюба Ю.С., учень 10-го кл.,
Білопільський центр дітей та юнацтва, м. Білопілья*

Принцип золотого перетину – найвище проявлення структурної та функціональної досконалості цілого і його частин у мистецтві, науці, техніці та природі. Він полягає у такому пропорційному діленні відрізка на нерівні частини (рисунок 1), при якому весь відрізок так відноситься до більшої частини, як сама більша частина відноситься до меншої; або іншими словами, менший відрізок так відноситься до більшої, як більший до всього відрізку:

$$c : b = b : a \text{ або } a : b = b : c.$$

При цьому в першому випадку величина цього відношення становить 1,618, а в другому – 0,618. Прикладами "золотої пропорції" є ряд Фібоначчі, спіраль Архімеда (мушля), пропорції будови рослин, тіла людини та її гармонійне зображення на картинах ("вітрувіанська людина" та "Джоконда" Леонардо да Вінчі), відношення радіусів еліптичних орбіт планет Сонячної системи, відношення розмірів єгипетських пірамід, грецького Парфенона та ін.

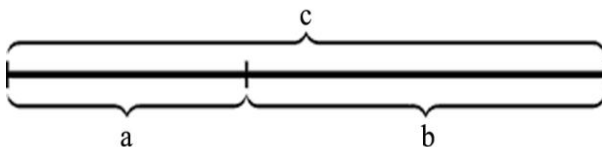


Рисунок 1 - Геометричне зображення золоті пропорції

Знайшов застосування золотий перетин і в багатьох галузях фізики, зокрема у законі всесвітнього тяжіння. Неважко показати, що прискорення вільного падіння зменшується як при заглибленні у глиб Землі на h_- так і при віддаленні від її поверхні на висоту h_+ , при цьому у першому випадку за лінійним законом, а в другому – за гіперболічним у квадраті (рисунок 2):

$$g_{h_-} = g_0 \left(1 - \frac{h}{R_3}\right) \text{ та } g_{h_+} = \frac{g_0 R_3^2}{(R_3 + h)^2},$$

де $g_0 = 9,81 \text{ м/с}^2$ – прискорення вільного падіння на поверхні Землі,
 $R_3 = 6,38 \cdot 10^6 \text{ м}$ – радіус Землі.

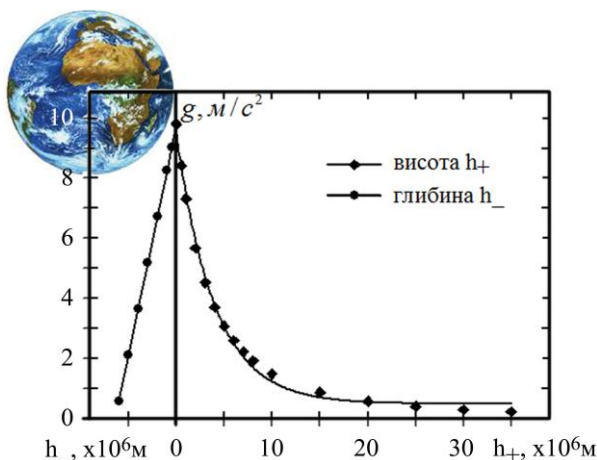


Рисунок 2 - Зміна прискорення вільного падіння при заглибленні углиб Землі на глибину h_- та віддаленні від її поверхні на висоту h_+

Ці закони можуть бути застосовані у космічних розрахунках, при розгляді динаміки тіл у шахтах, метро і т.п. При розв'язанні питання, на якій h справджується рівність $g_{h_+} = g_{h_-}$, приходимо до розв'язку квадратного рівняння, одним з коренів якого є $h = 0$, а іншим $-h = \left(\frac{\sqrt{5}-1}{2}\right)R_s = 0,618R_s$, що вочевидь є проявом золотого перетину в реальній фізичній задачі.

РОЗВИТОК ПРЕСИ В БІЛОПІЛЬСЬКОМУ РАЙОНІ СУМСЬКОЇ ОБЛАСТІ

Синашенко О.В., асистент, СумДУ; Семенюта А.Г., учень ІІ-го кл., Білопільський центр дітей та юнацтва, м. Білопільля

Робота присвячена аналізу розвитку світової журналістики, вивченню передумов виникнення та факторів, які вплинули на розвиток преси у світі, зокрема в Україні та в Білопільському районі Сумської області.

На розвиток журналістики впливав ряд соціально-економічних чинників: необхідність складання ринкових стосунків, росту міжнародної торгівлі, що на рубежі XVI - XVII ст. послужило поштовхом для поширення торгової, комерційної, наукової, культурної інформації. Отже, друковане слово стало першим засобом масової інформації. Розрізняють два етапи розвитку журналістики: поява прагжурналістики та виникнення власне журналістики. Виникнення преси датують XVст., чому сприяло винайдення книгодрукування. На сучасному етапі розвитку журналістики чинне місце поряд із пресою, радіо, телебаченням займає Інтернет.

Зародки української преси сягають гетьманських часів. По-різному розвивалась преса в Україні за радянських часів та з набуттям незалежності.

На відміну від преси державного масштабу, районне видання покликане висвітлювати події і новини, якими живе суспільство одного міста чи району. Таким виданням на території Білопільського району Сумської області є районна газета "Білопільщина" (рисунок 1). У ході роботи було з'ясовано



Рисунок 1 - Колишній (а) та сучасний (б) вигляд газети

передумови та час заснування районного видання, вивчено етапи його історичного розвитку. З'ясовано, що газета з 90-річною історією за час свого існування зазнала п'ятиразову зміну назви ("Известия", "За соціалістичні темпи", "Прапор Сталіна", "Радянська правда", "Білопільщина"), формату та об'єму видання, але залишилась передовим ЗМІ на теренах Білопільського району.

Було проведено анкетування читачької аудиторії "Білопільщина", у ході якого опитано 105 респондентів різного віку, статі, роду діяльності та визначено їх ставлення до видання, побажання щодо його змісту та ін. З'ясовано, що переважна більшість респондентів згодна з ціною та періодичністю (~ 90 %), але при цьому 31 % читачів вказують на недостатній об'єм газети. На питання "З якою метою передплатуєте/купуєте газету?" 82% респондентів відмітили графу "отримання інформації" і близько 40% читачів цікавлять колонки "Об'яви" та "Програма телепередач" (рисунок 2). Тому більш детальніша увага була приділена читачькій аудиторії газети, яка цікавиться

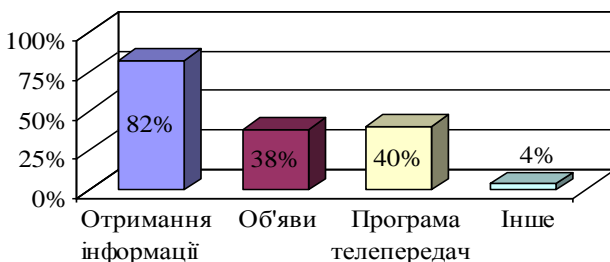


Рисунок 2 - Розподіл голосів читачів в залежності від мети передплати/ купівлі газети

безпосередньо різноплановим вмістом видання, з'ясувалась їх стать, рід діяльності, читацький смак.

Отриманні результати дослідження можуть послугувати у подальшому при складанні історичних відомостей про районне видання, а дані опитування читацької аудиторії – слугувати рекомендаціями у роботі редакції.

ОПРЕДЕЛЕНИЕ ОПОРНЫХ РЕАКЦИЙ В ПЛОСКОЙ СИСТЕМЕ ПРОИЗВОЛЬНО РАСПОЛОЖЕННЫХ СИЛ

Ратушный А., аспирант, СумГУ;

Кононов А.К., Вербовой А.Е., ученики 9-го кл., СШ №9, г. Сумы

Рассмотрено два типа задач: трехшарнирная статически определимая арка конструкция состоящая из ломаного прямолинейного и криволинейного стержней.

Кратко остановимся на каждой задаче.

Арка – загружалась последовательно вертикальной q , F и горизонтальной нагрузкой q . Изменяя стрелу прогиба арки, в сторону уменьшения находились опорные реакции. Составлялось четвертое дополнительное уравнение статики относительно шарнира C для левого или правого полупролета. Проводилась проверка решения. Сопоставлялись значения опорных реакций как вертикальных, так и горизонтальных в табличной форме.

Ломаный брус – представлено четыре схемы загрузки криволинейного бруса с углом 90^0 , 60^0 , 45^0 , 30^0 . Для определения опорных реакций проводилось расчленение конструкции на части: прямолинейного ломаного бруса и криволинейного. Отбрасывая связь – шарнир «0», заняли действие его на элементы, X_0 , Y_0 . Вначале проводили решение элемента, где было только три неизвестных. Меняя найденное направление X_0 , Y_0 в шарнире приступали к нахождению опорных реакций в другом элементе. Выполнялась проверка. Аналитические значения опорных реакций показывались в графическом режиме.

На основании полученных решений проводился анализ максимальных и минимальных значений опорных реакций в статически определимой арке и ломаном криволинейном и прямолинейном стержне. Данный анализ выполнялся в графическом режиме, т.е. рассматривались отдельно в плоской ортогональной системе координат, вертикальные реакции, горизонтальные реакции и реактивный момент.

Все это позволяет оптимально размещать внешние силовые факторы для величин внутренних силовых факторов, как в жестком закреплении, так и в шарнирно подвижных и неподвижных опорах.

Следует отметить, что расчеты данных элементов можно проводить с учетом расчленения элементов так и без.

При выполнении проверок расчетов по определению опорных реакций целесообразно выбирать любую точку на элементе относительно, которой составляется проверочное уравнение.

Необходимо помнить, что опорные реакции в разделе статики теоретической механики относятся к внутренним силовым факторам.

ОСНОВЫ ГИДРОСТАТИКИ И ГИДРОДИНАМИКИ В БЛОКОВОЙ ФОРМЕ

*Ратушный А.В., аспирант, СумГУ;
Сапожников Я.И., ученик 8-го кл., СШ №9, г. Сумы*

Работа посвящена систематизации понятий гидравлики (разделы “Гидростатика” и “Гидродинамика” в блоковой форме. Рассматривались следующие темы: “Основное уравнение гидростатики”, “Закон Архимеда”, “Уравнение Д. Бернулли”. Была предложена методика изучения данных уравнений и закона, которая включает в себя такие блоки:

- 1) величины связываемые законом;
- 2) опытные данные;
- 3) учет и использование на практике;
- 4) границы применимости;
- 5) определения закона.

Остановимся более подробно на уравнении Бернулли. Прежде всего следует отметить, что уравнение Бернулли основано на фундаментальном законе природы – законе сохранения энергии. При рассмотрении данной темы была подчеркнута взаимосвязь между различными видами удельной энергии в жидкости: потенциальной, которая, в свою очередь, включает в себя энергии положения и давления, кинетической и энергией потерь. В качестве опытных данных, демонстрирующих справедливость уравнения были представлены картины течения жидкости по трубопроводам. На практике уравнение Бернулли можно использовать для расчета различных трубопроводных систем. Схематично была представлена граница применимости уравнения, а также его математическая и графическая интерпритация.

В работе также рассматривались основные величины, входящие в уравнения и закон. При этом были даны ответы на следующие вопросы:

- 1) что характеризует величина;
- 2) в каких единицах она измеряется;
- 3) определение величины;
- 4) зачем нужна величина;
- 5) связь с другими величинами;
- 6) способ её измерения.

АРХИМЕДОВ ВИНТ

*Ратушный А.В., аспирант, СумГУ;
Заяц М. А., ученик 8-го кл., СШ №9, г. Сумы*

В работе рассматриваются конструктивные особенности, принцип действия и области применения архимедова винта от античных и средневековых машин до современных технических систем.

Архимедов винт представляет собой механизм, исторически использовавшийся для передачи воды из низколежащих водоёмов в оросительные каналы. Он является одним из нескольких изобретений, традиционно приписываемых древнегреческому ученому Архимеду.

Конструктивно машина представляет собой винт внутри полой трубки. Винт можно представить как наклонную плоскость, навёрнутую на цилиндр. Винт приводился в движение вручную либо же в качестве привода использовалось ветряное колесо. Следует отметить, что архимедов винт представляет собой простейший насос объёмного принципа действия и является прообразом шнека. В объёмном насосе жидкая среда перемещается путём изменения объёма занимаемой ею камеры, попеременно сообщаемой с входом и выходом насоса.

В настоящее время винты используются в установках по обработке сточных вод, так как они способны перекачивать суспензии и хорошо справляются с разными мощностями потока. Интересно отметить еще одну сферу применения винта. Он применяется для создания особого типа вездехода – шнекохода – машины, движение которой осуществляется посредством шнекороторного движителя – винта. Из отечественных разработок известен шнекороторный снегоболотоход вездеход ЗИЛ-2906 конструкции В. А. Грачёва, который состоит на вооружении подразделений российской Федеральной авиационно-космической службы поиска и спасения.

Также проведена попытка анализа кинематики течения жидкости в рабочей области архимедова винта.

ОПРЕДЕЛЕНИЕ ОПОРНЫХ РЕАКЦИЙ В ПРОСТРАНСТВЕННОМ ЛОМАНОМ БРУСЕ

*Смирнов В.А., директор ЦНТТУМ, СумГУ;
Коропов А., Мацегора Б., ученики 10-го кл., СШ №15, г. Сумы*

Для нахождения внутренних силовых факторов использовался принцип освобождаемости от связей и принцип независимости действия сил. Задачи решались двумя способами: с одновременным нагружением внешними силовыми факторами и нагружением от каждого силового фактора отдельно.

Составлялись шесть независимых уравнений статики:

$$\Sigma F_x^i = 0, \Sigma F_y^i = 0, \Sigma F_z^i = 0, \Sigma M_x^i = 0, \Sigma M_y^i = 0, \Sigma M_z^i = 0.$$

Выполнялась проверка решений. С целью выполнения большой наглядности, при нахождении величин опорных реакций, значения их откладывались в пространственных аксонометрических проекциях по осям x, y, z .

Изучались виды и характер деформаций на расчетных схемах ломаных брусках. Особый интерес, вызывает изменения величин опорных реакций в зависимости от угла наклона внешних силовых факторов при $\alpha = 0^0, 15^0, 30^0, 45^0, 60^0, 75^0, 90^0$.

Построение в графическом режиме значения опорных реакций в жестком закреплении позволяют определить неблагоприятные схемы загрузки пространственного ломаного бруса.

ВЫЧИСЛЕНИЕ ОПОРНЫХ РЕАКЦИЙ, КОЭФФИЦИЕНТА ТРЕНИЯ И ДАВЛЕНИЯ В ШАРНИРЕ СОСТАВНОЙ КОНСТРУКЦИИ

*Смирнов В.А., директор ЦНТТУМ, СумГУ;
Ворожко А., ученик 8-го кл., СШ №6, г. Сумы*

Очевидно, перед решением задач следует рассмотреть силы трения, т.к. в ряде моделей реальных систем ими пренебрегать нельзя – это существенно искажает результаты расчетов или делает равновесие модели невозможным.

В задачах использовалась простейшая теория трения, основанная на законе Кулона. Максимальная сила трения может быть определена по формуле $T_{\max} = fN$,

где N – нормальное давление, f – коэффициент трения скольжения.

После предварительного направления сил трения составная конструкция расчленялась на две простых, для каждой из которых составлялось три неизвестных уравнения статики. Решая их последовательно находились давления в шарнире C , а также опорные реакции. После выполнения проверки изучались предполагаемые виды и характеры деформаций в отдельных элементах составных конструкций. Вычерчивался лист ватмана формата А-1.

НАХОЖДЕНИЕ ОПОРНЫХ РЕАКЦИЙ В ПРОСТРАНСТВЕННОЙ СИСТЕМЕ ПРОИЗВОЛЬНО РАСПОЛОЖЕННЫХ СИЛ

*Смирнов В.А., директор ЦНТТУМ, СумГУ;
Белова В., ученица 8-го кл., СШ №12, г. Сумы*

Рассматривалось шесть задач. Четыре на систему произвольно расположенных сил, две на систему сходящихся сил.

Сначала рассмотрим поз.1.

Для данной системы составлялось шесть независимых уравнений статики. $\Sigma X = 0$, $\Sigma Y = 0$, $\Sigma Z = 0$, $\Sigma M_x = 0$, $\Sigma M_y = 0$, $\Sigma M_z = 0$. Начало ортогональных осей x, y, z выbralось в сферическом шарнире. Использовался принцип независимости сил и принцип освобождаемости от связей. Выполнялась проверка решения

Переходя к поз 2, т.е. системе пространственной, сходящихся сил составлялось три независимых уравнения статики $\Sigma X=0$, $\Sigma Y=0$, $\Sigma Z=0$.

ПРЕДСТАВЛЕНИЕ ОТДЕЛЬНЫХ ТЕОРЕМ ДИНАМИКИ, РАЗДЕЛА ТЕОРЕТИЧЕСКОЙ МЕХАНИКИ В БЛОКОВОЙ ФОРМЕ

Смирнов В.А., директор ЦНТТУМ, СумГУ; Ништа Б.В., студент

Рассматривались следующие теоремы:

- теорема об изменении количества движения материальной точки и тела,
- теорема об изменении кинетической энергии материальной точки и тела,
- теорема об изменении момента количества движения материальной точки и тела.

Возможный вариант блоковой формы может быть представлен:

Величины, входящие в теорему	Физическая суть теоремы	Математическое представление	Геометрический смысл	Кинематические и механические характеристики	Границы применимости

Данное представление теорем, позволит использовать дидактивный и индуктивный методы изложения материала, а также частные методы обучения: монологический, диалогический, показательный, алгоритмический, эвристический, проблемный. Все это вместе взятое не будет противоречить категориям педагогики: образования, развития, обучения и воспитания в «узком» смысле слова.

Касаясь собственно теорем необходимо отметить отличие между:

- материальной точкой и телом, траекторией материальной точки и тела в зависимости от приложенных к ним внешних силовых факторов,
- первичностью кинематических и механических характеристик.

СПОСОБЫ СОЗДАНИЯ ГЕОМЕТРИЧЕСКИ НЕИЗМЕНЯЕМЫХ ЭЛЕМЕНТОВ НА ПРИМЕРЕ РАСЧЕТНЫХ СХЕМ

*Смирнов В.А., директор ЦНТТУМ, СумГУ;
Киян Ю.А., ученик 10-го кл., СШ №12, г. Сумы*

Предложены к рассмотрению следующие расчетные схемы:

- фермы:
 - плоской, однопролетной, двухскатной;
- однопролетной, двухконсольной балки:
 - статически определимой;
- трехпролетной, шарнирной балки:
 - статически определимой с построением поэтажной схемы;
- плоской рамы:
 - статически определимой и статически неопределимой;
- трехшарнирной арки:
 - статически определимой и статически неопределимой.

Прежде всего, рассматривалось понятие о геометрически неизменяемой и изменяемой системах. Образованный шарнирный треугольник, ABC , очевидно не изменится при перемещении его в любую точку пространства, если даже его нагрузить силой F , изменение формы будет незначительным. Таким образом, геометрически неизменяемой системой, назовем систему, не изменяющую приданную ей форму равновесия. Тогда геометрически изменяемой системой, назовем систему, форма которой будет изменяться при загрузении ее внешними силовыми факторами.

Пример четырехугольник $ABCD$.

Для ясной картины образования геометрической неизменяемой системы выяснялись понятия: диска, степени свободы, виды связей,

т.е.- связь первого рода

- связь второго рода

- связь третьего рода

Говоря о структурном анализе геометрически неизменяемых систем рассматривались правила образования их.

В дальнейшем предполагалась аналитическая формула структурного анализа с обязательным учетом опорных закреплений

$$П + 3Д - (С + 2Ш + 3Ж) \leq 0.$$

Рассматривался вид и способ закрепления опорных стержней, дисков, шарниров.

Проводился анализ статически определимых и неопределимых систем с точки зрения создания геометрически неизменяемых элементов.

Рассматривались вопросы внешней и внутренней статической неопределимости.

НАХОЖДЕНИЕ УСИЛИЙ В ЭЛЕМЕНТАХ ПОЛИГОНАЛЬНОЙ ФЕРМЫ

*Смирнов В.А., директор ЦНТТУМ, СумГУ;
Шаповаленко А.А., Положай Б.В., ученики 10-го кл., СШ № 15, г. Сумы*

Усилия определялись двумя способами: аналитическим и графическим. Аналитическим – способом «вырезания» узлов, способом моментной точки.

Графическим – способом силовых многоугольников, способом диаграммы Максвелла_Кремоны.

Кратко остановимся на каждом:

● способ «вырезания» узлов

- намечался порядок «вырезания» узлов, предварительно находились опорные реакции V_A , V_B , H_B ,

- находились значения углов между стержнями в узле,

- используя метод сечений, использовались два независимых уравнения статики,

- выполнялась проверка решения;

● способ «моментной» точки

- проводилась секущая плоскость, пересекающая не более трех стержней,

- намечались «моментные» точки т.е. точки, где пересекались два неизвестных усилия,

- составлялись три независимых уравнения статики,

Выполнялась проверка решения.

● способ силовых многоугольников

- выбирался линейный и силовой масштаб для фермы,

- «обход» каждого узла выполнялся по ходу часовой стрелки,

- строился «силовой» многоугольник в предположении его замкнутости,

- выполнялась проверка решения.

● Способ диаграммы Максвелла-Кремоны

- обозначались внутренние и внешние контура фермы,

- вначале в заданном силовом масштабе откладывались значения V_A , V_B и F , $2F$...

- затем с учетом линейного масштаба вычерченной фермы строились силовые многоугольники без направления векторов,

- выполнялась проверка решения.

После выполнения всех способов проводился сравнительный анализ аналитических и графических решений. Вычерчивался лист ватмана формата А-1 с аксонометрической проекцией фермы.

СРАВНЕНИЕ ВЕЛИЧИН ГЛАВНЫХ ЦЕНТРАЛЬНЫХ МОМЕНТОВ ИНЕРЦИИ СЛОЖНОЙ ФИГУРЫ, СОСТАВЛЕННОЙ ИЗ ПРОСТЫХ И ПРОКАТНЫХ ПРОФИЛЕЙ

*Смирнов В.А., директор ЦНТТУМ, СумГУ;
Каба Е.А., ученик 11-го кл., СШ №25, г. Сумы*

Работа включала в себя два способа решения: аналитический и графический.

• Вначале остановимся на первом – аналитическом:

- вычислялись площади простых фигур и центр тяжести их,
- находился центр тяжести сложной фигуры

$$X_c = \frac{\sum A_i X_i}{\sum A_i}, \quad Y_c = \frac{\sum A_i Y_i}{\sum A_i},$$

- расстояния между осью X_c и осями, центров тяжести простых фигур X_i , обозначались a_i , между осью Y_c и Y_i обозначались b_i ,
- вычислялись моменты инерции простых фигур относительно осей X_i, Y_i ,
- применяя формулу для вычисления моментов инерции сложной фигуры относительно X_c, Y_c получим $I_{x_c} = I_{x_i} + a_i^2 A_i$, $I_{y_c} = I_{y_i} + b_i^2 A_i$,
- далее определяем величину угла для нахождения главных осей не симметричного сечения по формуле

$$tg 2\alpha = \frac{2I_{x_c y_c}}{I_{y_c} - I_{x_c}},$$

где $I_{x_c y_c}$ - центробежный момент инерции,

- затем, находя положение главных центральных осей U, V ; вычисляем главные центральные моменты инерции относительно этих осей по формуле

$$I_{u,v} = \frac{I_x + I_y}{2} \pm \sqrt{\left(\frac{I_x - I_y}{2}\right)^2 + I_{xy}^2},$$

- выполняем проверку решения

$$I_{x_c} + I_{y_c} = I_U + I_V.$$

• графический способ:

- в заданном масштабе длин вычерчиваем сплошную фигуру, представляя площади простых фигур в виде «пропорциональных сил»,
- строим «веревочный» многоугольник, соединяя полюс H с началом каждого вектора,
- построив замкнутый многоугольник, находим центр тяжести сплошного сечения,
- выполняем проверки с учетом аналитического решения,
- определив площадь замкнутого многоугольника ω с учетом теоремы синусов, находим момент инерции,
- выполняем проверку.

ПОСТРОЕНИЕ ЭПЮР ВНУТРЕННИХ СИЛОВЫХ ФАКТОРОВ ДЛЯ КОНСОЛЬНОГО МНОГОСТУПЕНЧАТОГО БРУСА С РАЗЛИЧНЫМИ ВИДАМИ ОСЛАБЛЕНИЙ

*Смирнов В.А., директор ЦНТТУМ, СумГУ;
Бочал О.О., ученик 11-го кл., СШ №25, г. Сумы*

Рассмотрено 3 задачи: брус без ослаблений, с симметричными ослаблениями, и не симметричными ослаблениями. Использовался универсальный метод сечений.

Эпюры продольных усилий, нормальных напряжений, абсолютных деформаций строились как от действия внутренних силовых факторов, так и с учетом собственного веса. Затем проводилось суммирование эпюр. Кратко остановимся на построении внутренних силовых факторов.

- эпюра, строилась с учетом проведенных секущих плоскостей I-I, II-II, III-III, а также алгебраической проекцией всех сил на продольную ось бруса. Данная эпюра является статическим эквивалентом внутренних силовых факторов, но она не дает ответа на вопрос об опасном сечении, поскольку решает статическую задачу,

- эпюра σ , рассматривает физическую задачу, поскольку отвечает на вопрос: какой внутренний силовой фактор приходится на единицу ГФП. Данная эпюра, т.е. график изменения внутренних силовых факторов по длине бруса может дать ответ на вопрос об опасном сечении,

- эпюра $\Delta\ell$, решает геометрическую задачу, т.е. рассматривает абсолютные деформации: как положительные, так и отрицательные. Определение суммарных деформаций проводилось суммированием деформаций на каждом участке. Необходимо отметить наличие одного материала по всем элементам бруса.

Особый интерес вызывает симметричное и несимметричное ослабление бруса. Совпадение и несовпадение центра тяжести поперечного сечения с приложенным внешним силовым фактором и как следствие изменение значения σ от постоянных до переменных, как по величине, так и по знаку.

Это приведет к сложному виду деформации, внецентренному сжатию, которая может быть представлена в трех видах:

- нейтральная ось проходит за пределами ядра сечения,
- эпюра нормальных напряжений будет принимать один знак,
- нейтральная ось проходит на границе ядра сечения,
- эпюра нормальных напряжений будет принимать два знака (0, +),
- нейтральная ось проходит в границе ядра сечения,
- эпюра нормальных напряжений будет принимать два знака (-, +).

Следовательно, можно сделать вывод. В случае сечения симметричного и несимметричного предпочтение нужно отдавать симметричному сечению, поскольку в этом случае центр тяжести сечения и точка приложения силового фактора совпадут.

ИСПОЛЬЗОВАНИЕ МЕТОДА СИЛ И МЕТОДА ПЕРЕМЕЩЕНИЙ ПРИ РАСЧЕТЕ СТАТИЧЕСКИ НЕОПРЕДЕЛИМОЙ РАМЫ

Смирнов В.А., директор ЦНТТУМ, СумГУ; Буденная А.С., студентка

Вначале была построена обычная, статически определимая рама. Построение эпюр внутренних силовых факторов в ригеле и стойке проводилось способом «характерных» точек. Выполнялась проверка узла.

Путем введения лишней связи (шарнирно-подвижной опоры) рама превращалась в один раз статически неопределимую конструкцию. Решение выполнялось методом сил. С учетом принципа освобождаемости от связи получали основную систему.

Далее выполнялось решение составленного канонического уравнения $\delta_{11}X_1 + \Delta_{1F} = 0$, где вычислялось единичное перемещение δ_{11} , грузовое Δ_{1F} , находилось неизвестное усилие X_1 . После раскрытия степени статической неопределимости решение задачи по построению эпюр Q , M , N и выполнению статической проверки узла не представляется сплошным.

При рассмотрении задачи методом перемещений за лишние неизвестные принимались перемещения, т.е. угол поворота узла и линейное перемещение опоры, поз.3. Можно отметить пренебрежение поперечных и продольных сил учитывая только деформацию изгиба. Далее определялось число неизвестных – их два $\Pi = \Pi_{\text{углов.перем.}} + \Pi_{\text{линейн.перемещ.}}$

Составляя канонические уравнения имеем

$$r_{11}z_1 + r_{12}z_2 + R_{1F} = 0,$$

$$r_{21}z_1 + r_{22}z_2 + R_{2F} = 0.$$

Для определения коэффициентов, единичных и грузовых основную систему расчленим на ряд однопролетных статически неопределимых балок, используя справочные таблицы.

После определения r_{11}, r_{12}, R_{1F} и z_{21}, z_{22}, R_{2F} находят z_1 и z_2 . Затем строят эпюры Q, V, N . Проверка правильности построения эпюр включает в себя перемножение грузовой эпюры и единичной. Сделаем некоторые выводы:

- основная система метода сил получается удалением связей, а метода перемещения введением связей,

- за лишние неизвестные в методе сил принимают усилия в лишних связях, в методе перемещений принимают упругие перемещения,

- основная система метода сил понижает степень статической неопределимости, метода перемещений повышает степень статической неопределимости,

- и в методе сил и в методе перемещений в основе канонических уравнений лежит отрицание перемещений по направлению X_1 и реактивных усилий по направлению z_1 и z_2 .

Наукове видання

Сучасні технології в промисловому виробництві

Матеріали
науково-технічної конференції викладачів,
співробітників, аспірантів і студентів
факультету технічних систем та
енергоефективних технологій
(Суми, 18 – 22 квітня 2011 року)

ЧАСТИНА II

Відповідальний за випуск В.Г. Євтухов
Комп'ютерне верстання В.Г. Євтухова

Стиль та орфографія авторів збережені.

Формат 60x84 1/16. Ум. друк.арк. . Обл.-вид.арк. . Тираж 60 пр. Зам. № .

Видавець і виготовлювач
Сумський державний університет,
вул. Римського-Корсакова, 2, м. Суми, 40007
Свідоцтво суб'єкта видавничої справи ДК № 3062 від 17.12.2007.