

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ  
СУМСЬКИЙ ДЕРЖАВНИЙ УНІВЕРСИТЕТ

# **Сучасні технології в промисловому виробництві**

Матеріали  
Всеукраїнської міжвузівської  
науково-технічної конференції  
(Суми, 19 – 23 квітня 2010 року)

ЧАСТИНА II

*Конференція присвячена Дню науки в Україні*

Суми «Видавництво СумДУ» 2010

УДК 001.891

С91

Редакційна колегія:

відповідальний редактор – кандидат технічних наук, доцент  
О.Г. Гусак; заступник відповідального редактора – кандидат  
технічних наук, доцент В.Г. Євтухов

Члени редакційної колегії:

кандидат технічних наук, доцент А.Ф. Будник; кандидат  
технічних наук, доцент С.М. Ванєєв; кандидат технічних наук,  
професор А.О. Євтушенко; доктор технічних наук, професор  
В.О. Залога; кандидат технічних наук, професор І.Б. Карінцев;  
кандидат хімічних наук, доцент С.Ю. Лебедєв; доктор технічних  
наук, професор В.А. Марцинковський; доктор технічних наук,  
професор Л.Д. Пляцук; доктор технічних наук, професор В.І.  
Склабінський; кандидат фізико-математичних наук, доцент В.О.  
Ячменьов

**Сучасні технології в промисловому виробництві:**  
матеріали Всеукраїнської міжвузівської науково-  
технічної конференції: у трьох частинах, - м. Суми,  
19–23 квітня 2010 р./редкол.: О.Г. Гусак, В.Г. Євтухов –  
Суми: Вид-во СумДУ, 2010. – Ч. II. - 214 с.

**УДК 001.891**

До збірника увійшли тези та матеріали доповідей, в яких  
наведені результати наукових досліджень студентів, аспірантів  
та молодих вчених України. Збірник може бути корисним  
викладачам, аспірантам і студентам ВНЗ, а також інженерам  
галузей загального та хімічного машинобудування.

© Видавництво СумДУ, 2010

## ***Шановні пані та панове!***

Деканат та кафедри факультету технічних систем та енергоефективних технологій Сумського державного університету запрошують Вас взяти участь у роботі Всеукраїнської міжвузівської науково-технічної конференції «Сучасні технології в промисловому виробництві», яка присвячена Дню науки в Україні.

Конференція відбудеться з 19 по 23 квітня 2010 року.

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

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

Телефон для довідок 33-10-24.

## ***Відкриття конференції***

19 квітня 2010 р.

Початок о 12<sup>50</sup>, ауд. ЕТ 228.

Програма і завдання конференції. Розповсюдження тез доповідей по секціях.

Голова оргкомітету

проф. Черноус А.М.

## ***Робота по секціях***

### **СЕКЦІЯ «ДИНАМІКА МАШИН»**

Голова – проф. В.А. Марцинковський

Секретар – доц. Є.М. Савченко

21 квітня 2010

Початок о 10<sup>00</sup>, ауд. Г-1007.

1. Нахождение неявно заданных граничных значений скоростей и давлений на входе в щелевое уплотнение методом Ньютона.

Докл.: Герасимива К.П., мл. научный сотрудник,  
Загоруйко А.В., доцент, СумГУ, Сумы.

2. Исследование влияния конусности щелевых уплотнений на устойчивость и нелинейные колебания ротора центробежного насоса.

Докл.: Беда А.И., студент, Симоновский В.И., профессор,  
СумГУ, Сумы.

3. Исследование течения жидкости в гладком торцевом дросселе.

Докл.: Зуева Н.В., ст. преподаватель,  
Корецкий И.С., студент, СумГУ, Сумы.

4. Оптимизация гидродинамических характеристик лабиринтных и лунковых уплотнений центробежного компрессора.

Докл.: Слабко Ю.Ю., студентка,  
Билаш В.Н., мл. научный сотрудник,  
Загоруйко А.В., доцент, СумГУ, Сумы.

5. Розрахунок і оптимізація проточної частини відцентрового компресора з лабиринтними ущільненнями.

Доп.: Кишко Н.І., студентка, Загоруйко А.В., доцент,  
СумДУ, Суми.

6. Статический расчет гидропята с учетом вращения жидкости в торцовом зазоре и диффузорности торцового канала.

Докл.: Калиниченко П.М., доцент, Супрун А.В., студент,  
СумГУ, Сумы.

7. Радіально-осьові коливання ротора з гідроп'ятою.

Доп.: Марцинковський В.А., професор,  
Вороненко В.І., студент, СумДУ, Суми.

8. Сравнительный анализ осевой разгрузки ротора насоса гидропята и дросселирующим барьером.

Докл.: Калиниченко П.М., доцент, Супрун А.В., студент,  
Чебаненко Р.И., студент, СумГУ, Сумы.

9. Разработка методики статического и динамического расчетов автоматического затворного уравновешивающего устройства центробежного насоса.

Докл. Марцинковский В.А., профессор,  
Любченко К.Ю., студент, СумГУ, Сумы.

10. Расчет системы авторазгрузки ротора центробежного насоса с гидравлически разгруженными вкладышами.

Докл.: Зуева Н.В., ст. преподаватель,  
Филоненко Д.В., студент, СумГУ, Сумы.

11. Статический и динамический расчет автоматического устройства осевого уравновешивания ротора центробежного насоса.

Докл.: Зуева Н.В., ст. преподаватель,  
Гончаренко А.А., студент, СумГУ, Сумы.

12. Дослідження динаміки врівноважуючого пристрою з урахуванням нестационарності течії у дроселюючих каналах відцентрового насосу.

Доп.: Марцинковський В.А., професор,  
Усенко А.О., студент, СумДУ, Суми.

13. Эффективный способ осевой разгрузки ротора насоса дросселирующим барьером.

Докл.: Калиниченко П.М., доцент,  
Долгополов А.С., студент, Гладышев Д.П., студент,  
СумГУ, Сумы.

14. Компьютерное моделирование радиально-осевых колебаний автоматического уравновешивающего устройства ротора центробежного насоса.

Докл. Марченко Л.К., студентка, Загоруйко А.В., доцент,  
СумГУ, Сумы.

15. Підвищення надійності автоматичних систем осьового врівноважування відцентрових машин.

Доп.: Павленко І.В., асистент, СумДУ, Суми.

16. Исследование переходных процессов в центробежных насосах с комбинированными опорно-уплотнительными узлами.

Докл.: Бровкова К.В., аспирантка, Гулый А.Н., доцент, СумГУ, Сумы.

17. Бесконтактное торцовое уплотнение. Методика расчета.

Докл.: Калиниченко П.М., доцент, Супрун А.В., студент, СумГУ, Сумы.

18. Определение статических и динамических характеристик затворного импульсного уплотнения центробежного компрессора синтез-газа.

Докл.: Дейнека А.В., студент, Покутний М.В., студент, Загорулько А.В., доцент, СумГУ, Сумы; Скирдаченко Е.И., инженер, ООО “ТРИЗ”, Сумы.

19. Статические характеристики торцового уплотнения.

Докл.: Стрычка А.А., студент, Зуева Н.В., ст. преподаватель, СумГУ, Сумы.

20. Решение задачи упругогидродинамической смазки пары трения торцового сальникового уплотнения.

Докл.: Савченко А.В., студентка, Гудков С.Н., зав. лаборатории, Загорулько А.В., доцент, СумГУ, Сумы.

21. Уточнение гидродинамических характеристик торцовых дросселей с учетом влияния сил инерции жидкости.

Докл.: Зуева Н.В., ст. преподаватель, Радько А.В., студентка, СумГУ, Сумы.

22. Анализ механизма смешанной смазки пары трения радиального сальникового уплотнения.

Докл.: Бондарь Е.А., студентка, Загорулько А.В., доцент, СумГУ, Сумы.

23. Газодинамический расчет течения газа в выхлопном тракте газоперекачивающего агрегата.

Докл.: Марцинковский В.А., профессор, Гребенюк И.В., студентка, СумГУ, Сумы.

24. Вероятностный анализ динамического гасителя колебаний.

Докл.: Ярута А.С., студентка, Тарасевич Ю.Я., доцент,  
СумДУ, Сумы.

25. Явище помпажа у відцентровому нагнітачі газоперекачуючого агрегату і способи його попередження.

Доп.: Мартиненко В.О., студентка,  
Сидорець О.І., аспірантка, СумДУ, Сумы.

26. Підвищення надійності відцентрового нагнітача газоперекачуючого агрегату за рахунок ефективного антипомпажного захисту.

Доп.: Москаленко Д.С., студентка,  
Сидорець О.І., аспірантка, СумДУ, Сумы.

27. Чисельний розрахунок газодинамічних сил у проточній частині вакуумного насоса золотникового типу.

Доп.: Суханов В.В., аспірант, Загорулько А.В., доцент,  
СумДУ, Сумы.

28. Исследование влияния демпфирования в подшипниках при наличии внутреннего конструкционного трения на динамику ротора турбокомпрессора.

Докл.: Платошин А.А., студент, Симоновский В.И.,  
профессор, СумГУ, Сумы.

29. Особенности динамики роторов насосов продувки-пропитки и расхолаживания первого контура АЭС.

Докл.: Симоновский В.И., профессор, СумГУ, Сумы;  
Ященко А.С., инженер II категории,  
ОАО «ВНИИАЭН», Сумы.

30. Задача оптимизации балансировки гибких роторов.

Докл.: Угничев А.С., аспірант,  
Симоновский В.И., профессор, СумГУ, Сумы.

31. Исследование эффективности балансировки гибких роторов в зависимости от числа плоскостей коррекции.

Докл.: Подкуйко С.С., студент;  
Симоновский В.И., профессор, СумГУ, Сумы.

32. Некоторые особенности влияния нелинейных реакций сегментных подшипников на динамику и устойчивость роторов турбокомпрессоров.

Докл.: Лейких Д.В., аспірант,  
Симоновский В.И., профессор, СумГУ, Сумы.

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

Доп.: Равлюк Л.Ю., аспірантка,  
Симоновський В.І., професор, СумДУ, Суми.

34. Влияние деформаций на устойчивость пластин, обтекаемых потоком вязкой несжимаемой жидкости.

Докл.: Каринцев И.Б., профессор, Фишер В.В., студентка,  
СумГУ, Сумы.

35. Исследование компьютерных технологий при исследовании колебаний механической системы.

Докладчик: Кафтарян Л.С., доцент; Куценко Е. Ю., студентка;  
Линник Е.С., студентка, СумГУ, Сумы.

36. Особливості діяльності наукового студентського гуртка винахідників СумДУ.

Доп.: Запороженко В.С., доцент, СумДУ, Суми.

37. Удосконалення маховичного привода штампувальних кривошипних машин.

Допо.: Запороженко В.С., доцент,  
Запороженко А.В., студентка, СумДУ, Суми.

38. Автоматизований вимірвальний комплекс стенда для досліджень динаміки ротора в шпаринних ущільненнях.

Доп.: Гордієнко Ю.В., студент, Савченко Є.М., доцент,  
СумДУ, Суми.

39. Методы оценки технического состояния различного промышленного оборудования.

Докл.: Нагорный В.М., доцент, Друзь М.В., студент,  
СумГУ, Сумы.

40. Дослідження методів обробки та аналізу інформації про вібраційний стан машини.

Доп.: Дяденко Д.О., студент, Савченко Є.М., доцент,  
СумДУ, Суми.

41. Огляд методів прогнозування ресурсу різного промислового устаткування.

Доп.: Качан С. В., студент, Нагорний В.М., доцент,  
СумДУ, Суми.



42. Обзор методов распознавания образов, применяемых в технике.  
Докл.: Яковчук А.В. студент, Нагорный В. М., доцент,  
СумГУ, Сумы.

43. Прогнозування технічного стану підшипників кочення.  
Доп.: Михалько С.Ю., студент, Савченко Є.М., доцент,  
СумДУ, Суми.

## СЕКЦІЯ «МАТЕМАТИЧНЕ МОДЕЛЮВАННЯ»

Голова – доц. В.О. Ячменьов  
Секретар – асп. О.О. Чаплигін

22 квітня 2010 р.

Початок о 15<sup>00</sup>, ауд. Г-907.

1. Клеточные автоматы и их приложение к моделированию распределённых систем.

Докл.: Ячменёв В.А., доцент,  
Духно А.В., студент, СумГУ, Сумы.

2. Двумерные интегральные уравнения Фредгольма-Вольterra в решении задач нелинейной теплопроводности.

Докл.: Чалыгин А.А., аспирант, СумГУ, Сумы.

3. Комплекс математических моделей для прогнозирования надежности технологических процессов с учетом деятельности операторов.

Докл.: Пасько Н.Б., ст.преподаватель, СумГУ, Сумы;  
Лавров Е.А., профессор, НУБиПУ, Киев.

4. Математические модели деятельности человека-оператора для управления качеством в дискретных производственных системах.

Докл.: Барченко Н.Л., ассистент, СНАУ, Сумы;  
Лавров Е.А., профессор, НУБиПУ, Киев.

5. Модель топомічної реакції перетворення твердих реагентів у рідину.

Доп.: Толчинский Ю.А., доцент, НТУ ХП, Харків.

6. Математична модель очищення насіння цукрового буряка від важко видаляємих домішків.

Доп.: Головченко Г.С., ассистент, СНАУ, Суми.

7. Математичний апарат векторів шостого порядку у розрахунках жорсткості просторових механізмів паралельної структури.

Доп.: Кириченко А.М., докторант, НТУУ „КПІ”, Київ.

8. Балансування відцентрової машини.  
Доп.: Беда О.І., студент, Беда І.М., доцент, СумДУ, Суми.
9. Визначення пружних полав напружень у тонкій пластині від рухомого нормально розподіленого джерела тепла.  
Доп.: Клименко В.А., ст. викладач, СумДУ, Суми.
10. Моделирование производственных функций методами теории субгармонических функций.  
Докл.: Малютин К.Г., профессор, СумГУ, Сумы;  
Малютина Т.И., доцент, УАБС НБУ, Сумы.
11. Пригамування стохастичних осциляцій шумами Леві.  
Доп.: Давиденко Т.А., студент,  
Шуда І.О., доцент, СумДУ, Суми.
12. Мультифрактальный анализ временных рядов экономических систем  
Докл.: Багдасарян А.А., студент,  
Шуда И.А., доцент, СумГУ, Сумы.
13. Численное решение 2D и 3D задач подвода гидравлической турбины.  
Докл.: Мартынова Н.С., доцент, СумГУ, Сумы.
14. Математические проблемы течения несжимаемой жидкости в лопастных гидравлических машинах.  
Докл.: Косторной С.Д., профессор, СумГУ, Сумы.
15. Прогнозирование низкочастотных пульсаций давлений в гидравлических машинах.  
Докл.: Ануфриев А.А., студент,  
Хатунцев А.Ю., ст. преподаватель СумГУ, Сумы.

23 квітня 2010 р.

Початок о 15<sup>00</sup>, ауд. Г-907

1. Применение регуляризирующего алгоритма для решения задачи восстановления дефокусированного изображения.  
Докл.: Глушко С., студент,  
Чаплыгин А.А., аспирант СумГУ, Сумы.
2. Побудова графіка функції, заданої параметрично.  
Доп.: Гатцук А.С., студент,  
Беда І.М., доцент, СумДУ, Суми.
3. Застосування визначеного інтеграла до задач природознавства.  
Доп.: Молочний О.М., студент,  
Беда І.М., доцент, СумДУ, Суми.

4. Напружений стан диска, послабленого тріщинами, в полі відцентрових сил.  
Доп.: Москаленко Д.Р., студент,  
Клименко В.А., ст. викладач, СумДУ, Суми.
5. Напруження і переміщення у стержні викликані рухомими джерелами тепла.  
Доп.: Москаленко Д.Р., студент,  
Клименко В.А., ст. викладач, СумДУ, Суми.
6. Марківські моделі прийняття рішень на прикладі задачі інвестиції.  
Доп.: Концевич В.В., студентка,  
Маслов О.П., доцент, СумДУ, Суми.
7. Контрприклад в математиці.  
Доп.: Бойко О.М., студентка, СумДПУ, Суми;  
Маслов О.П., доцент, СумДУ, Суми.
8. Використання елементів історизму як засобу активізації навчання вищої математики.  
Доп.: Корюшко В.С., студент, Безверхий Ю.В., студент,  
Завальна Т.В., ст. викладач, СумДУ, Суми.
9. Програма модульного контролю знань студентів з вищої математики в рамках кредитно-модульної системи.  
Доп.: Завальна Т.В., ст. викладач, СумДУ, Суми.
10. Похідна, як математичний інструмент дослідження похибки вимірювання.  
Доп.: Сиротенко В.М., студент, Кошіль О.П., студент,  
Білоус О.А., доцент, СумДУ, Суми.
11. Питання кривизни при проектуванні залізничних колій.  
Доп.: Оверченко В.В., студент, Мандрика А.А., студент,  
Білоус О.А., доцент, СумДУ, Суми.
12. „М'які” і „жорсткі” математичні моделі.  
Доп.: Камінська Я., студентка,  
Ніколенко В.В., ст. викладач, СумДУ, Суми.
13. Оцінка стійкості основних систем міста.  
Доп.: Петрушенко М., студент,  
Ніколенко В.В., ст. викладач, СумДУ, Суми.

14. Деякі аспекти проблемного навчання.  
Доп.: Захарченко Н.М., асистент, СумДУ, Суми.
15. Узагальнення при розв'язанні задач за допомогою диференціального та інтегрального числення.  
Доп.: Мошна С., студент, Власенко В., студент, Одарченко Н.І., доцент, СумДУ, Суми.
16. Выпуклые функции.  
Докл.: Серобаба Н., студент, Малютин К.Г., профессор, СумГУ, Суми.
17. Контрпримеры в классических теоремах Коши и Лейбница.  
Докл.: Борщенко Д., студент, Малютин К.Г., профессор, СумГУ, Суми.

### **СЕКЦІЯ «МАШИНОЗНАВСТВО ТА ОПІР МАТЕРІАЛІВ»**

Голова - проф. І.Б. Каринцев  
Секретар - доц. В.В. Стрелец

23 квітня 2010 р.

Початок о 13<sup>25</sup>, ауд. М-112.

1. О физико-механических свойствах пеностекла.  
Докл.: Каринцев И.Б., профессор, Каринцева А.И., зав. лаб., СумГУ, Сумы.
2. Дивергенция цилиндрической панели, обтекаемой потоком вязкой несжимаемой жидкости.  
Докл.: Каринцев И.Б., профессор, Фишер В.В., студент, СумГУ, Сумы.
3. Аналіз працездатності опор Р-К-Р тришарошкових бурових доліт.  
Доп.: Яким Р.С., доцент, ІФНТУНГ, Івано-Франківськ.
4. Дослідження залежності напружень в муфтовому різьбовому з'єднанні насосних штанг від характеристик матеріалів деталей з'єднання.  
Докл.: Копей В.Б., доцент, Панчук А.Г., доцент, ІФНТУНГ, Івано-Франківськ.
5. К вопросу об определении критической силы при продольном изгибе.  
Докл.: Корсун М.Г., преподаватель, КИ СумГУ, Сумы.

6. О кажущемся парадоксе в теории поперечного изгиба.

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

7. Конечно-элементный анализ НДС вращающегося зубчатого колеса, посаженного на вал с натягом.

Докл.: Перепада А.В., студент,  
Стрелец В.В., доцент, СумГУ, Сумы.

8. Проект подвесного консольного крана с ручным и механическим приводом основных механизмов.

Докл.: Богуш Р.В., студент,  
Стрелец В.В., доцент, СумГУ, Сумы.

9. Оптимизация нагружения статически неопределимой арки под действием присоединенной массы постоянного веса.

Докл.: Левченко Е. В. ,студент,  
Жигилий Д.А., ассистент, СумГУ, Сумы.

10. Оптимизация нагружения статически неопределимой арки с промежуточным шарниром под действием присоединенной массы постоянного веса.

Докл.: Курилов В. В. , студент,  
Жигилий Д.А. , ассистент, СумГУ, Сумы.

11. Оптимизация взаимодействия статически неопределимой арки и плоской рамы под действием весовой нагрузки.

Докл.: Жулёв А.А., студент,  
Жигилий Д.А., ассистент, СумГУ, Сумы.

12. Оптимизация нагружения статически неопределимой арки под действием веса ленты бесконечной жесткости на растяжение.

Докл.: Лисовенко Д.В., студент,  
Жигилий Д.А., ассистент, СумГУ, Сумы.

13. Оптимизация геометрии статически неопределимой арки под действием присоединенной массы постоянного веса.

Докл.: Коваленко А.С., студент,  
Жигилий Д.А., ассистент, СумГУ, Сумы.

14. Несколько приближенных решений уточненного дифференциального уравнения упругой линии.

Докл.: Ткач П.Ю., студент,  
Жигилий Д.А., ассистент, СумГУ, Сумы.

15. Кинематика автомобильного дифференциала.

Докл.: Чубун М.А.Ю., Коваленко А.С., студенты,  
Никитин М.А., доцент, СумГУ, Сумы.

17. Условие сборки соосных планетарных механизмов.

Докл.: Касым Р.Т., студент,  
Никитин М.А., доцент, СумГУ, Сумы.

18. Анализ напряженно-деформированного состояния статически неопределимых стержневых конструкций.

Докл.: Маевский А.В., студент,  
Никитин М.А., доцент, СумГУ, Сумы.

19. Метод построения эпюр изгибающих моментов.

Докл.: Гончаренко И.Г., студент,  
Зайцев И.Г., доцент, СумГУ, Сумы.

20. Экспериментальная проверка момента инерции механизма.

Докл.: Обравит Ю.А., студент,  
Зайцев И.Г., доцент, СумГУ, Сумы.

21. Разбиение общего передаточного отношения в двухступенчатом редукторе с раздвоением ступеней.

Докл.: Криштоп И.В., Иванов Е.В.,  
Жиленко А.И., студенты,  
Курочкин В.Б., доцент, СумГУ, Сумы.

22. Влияние термообработки на межосевое расстояние в цилиндрических редукторах с внутренним зацеплением.

Докл.: Белодед А.В., студент,  
Курочкин В.Б. доцент, СумГУ, Сумы.

23. Особенности расчета ресурса и запаса прочности передач гибкой связью.

Докл.: Пилипенко А.В., Салтанов С.И., студенты,  
Курочкин В.Б., доцент, СумГУ, Сумы.

24. Минимизация габаритных размеров приводов, содержащих конические редукторы.

Докл.: Спивак Е.С., Ткач П.Ю., Поздняков К.А., студенты,  
Курочкин В.Б., доцент, СумГУ, Сумы.

25. Программа расчета несущей способности стеклопластиковой оболочки.

Докл.: Фишер Д.А., студент,  
Стрелец А.В., аспирант, СумГУ, Сумы.

## СЕКЦІЯ «ТЕХНОЛОГІЯ КОНСТРУКЦІЙНИХ МАТЕРІАЛІВ ТА МАТЕРІАЛОЗНАВСТВО»

Голова – доц. А.Ф. Будник  
Секретар – асист. О.П. Гапонова

22 квітня 2010 р.

Початок о 10<sup>00</sup>, ауд. Ц-222.

1. Среднеинтегральный кпд бесступенчатых двухпоточных трансмиссий шахтного дизелевоза.

Докл.: Таран И.А., доцент, НГУ, Днепропетровск.

2. Холоднодеформированный арматурный прокат из катанки с карбонитридным упрочнением.

Докл.: Ивченко А. В., ст. научный сотрудник,  
Рабинович А. В., профессор,  
Бубликов Ю. А., доцент,  
Амбражей М. Ю., научный сотрудник,  
НМетАУ, Днепропетровск.

3. Математична обробка результатів експериментів при отриманні стекл для біотехнології.

Доп.: Толстоусова О.В., асистент, Ситник Р.Д., профессор,  
Данилов І.П., доцент, Щолок В.С, магістр,  
НТУ «ХП», Харків.

4. Захисні властивості літійвмісного поверхневого шару силікатного скла.

Доп.: Ситник Р.Д., професор,  
Дороніна В.А., ст. викладач, НТУ «ХП»;  
Доронін Є.В., доцент, ХНАМГ, Харків.

5. Легкорозчинні полімери поліакриламід у для інтенсивних технологій текстильної та хімічної промисловостей, сільського господарства.

Доп.: Гнідець В.П., доцент, ХНТУ, Херсон;  
Воцелко С.К., ст. научный сотрудник;  
Литвинчук О.О., ст. научный сотрудник,  
Патика В.П., академік УААН,  
зав.відділом, ІМВ НАН У, Київ;  
Сарібеков Г.С., проректор з НР і ЗЗ, ХНТУ, Херсон.

6. Лазерне модифікування трибосистем дизелів.

Доп.: Барановський Д.М., доцент,  
КДУ ім. М. Остроградського, Кременчук.

7. Микролегированная машиностроительная сталь для производства изделий по энергосберегающей технологии.

Докл.: Павленко Ю.А., доцент,  
Грищенко Ю.Н., ст. научный сотрудник,  
Мохаммед Ахмед Абдэлькарим, аспирант,  
Острейко П.Е., студент, НМетАУ, Днепропетровск.

8. Розробка раціонального способу металізації залізородної сировини за участю бурого вугілля.

Доп.: Власенко В.М., доцент, Гришин О.М., доцент,  
Кравець А.І., студент, НМетАУ, Дніпропетровськ.

9. Повышение уровня использования энергетического потенциала и приобретенных свойств материалов из углеродсодержащих отходов.

Докл.: Мешалкин А.П., ассистент, Павленко Ю.А., доцент,  
Логвинов Р.В., студент, Юшкевич К.О., студент,  
НМетАУ, Днепропетровск.

10. Влияние каталитических добавок на скорость и температурно-тепловой режим восстановления железа и хрома из оксидных фаз.

Докл.: Гришин А.М., доцент, Симонов В.К., доцент,  
Власенко В.Н., доцент, НМетАУ, Днепропетровск.

11. Подготовка замасленной окалины к использованию при производстве агломерата.

Докл.: Камкин В.П., ст. научный сотрудник,  
Колбин Н.А., ассистент,  
Квичанская М.И., научный сотрудник,  
НМетАУ, Днепропетровск.

12. Изменение газонасыщенности высокопрочной канатной стали при внепечной обработке.

Докл.: Пройдак Ю.С., профессор, Стогний Ю.Д., аспирант,  
Камкина Л.В., профессор,  
Грищенко Ю.Н., ст. научный сотрудник,  
Валид Абдалла, аспирант,  
НМетАУ, Днепропетровск.

13. Анализ технологии внепечной обработки для получения низкоуглеродистой стали с низким содержанием неметаллических включений.

Докл.: Стогний Ю.Д., аспирант, Камкина Л.В., профессор,  
НМетАУ, Днепропетровск.



14. Застосування сучасних методів грануляції у виробництві вибухових сумішей.

Доп.: Скега О.В., студент, Павленко О.В., ст. викладач,  
Проценко О.М., ст. викладач, СумДУ, Шостка.

15. Колорування та надання антимікотичних властивостей поліамідним волокнам.

Доп.: Кругленко Н. В., асистент,  
Сумська О.П., доцент, ХНТУ, Херсон.

16. Карбідні покриття на сталях та твердих сплавах.

Доп.: Дегула А.І., асистент,  
Кравченко А.С., студент, СумДУ, Суми.

17. Комплексне хромотитанування в одному технологічному циклі.

Доп.: Дегула А.І., асистент,  
Ушкалова О.В., студент, СумДУ, Суми.

18. Підвищення опору ударно-циклічним навантаженням титанових сплавів пластин кільцевих клапанів.

Доп.: Зоренко Н.О., студент,  
Пчелінцев В.О., доцент, СумДУ, Суми.

19. Аналіз анізотропії властивостей стрічки для виготовлення мембран.

Доп.: Шумко О.П., студент,  
Пчелінцев В.О., доцент, СумДУ, Суми.

20. Мікроскопічні та макроскопічні дефекти у кристалах.

Доп.: Ніколаєнко О.О., студент,  
Говорун Т.П., асистент, СумДУ, Суми.

21. Дефекти при кристалізації металів.

Доп.: Мисливченко О.М., студент,  
Говорун Т.П., асистент, СумДУ, Суми.

22. К вопросу о карбидном упрочнении аустенитных жаропрочных сталей.

Докл.: Соцков А.В., студент,  
Руденко Л.Ф., ст. преподаватель, СумГУ, Сумы.

23. Возможности закалки инструментальных сталей в магнитном поле.

Докл.: Горбенко К.О., студент,  
Руденко Л.Ф., ст. преподаватель, СумГУ, Сумы.

24. Анализ материала и характера повреждения зубьев зубчатого венца торсионного вала ГПА-Ц.

Докл.: Чумак А.А., студент,  
Раб В.Н., ст. преподаватель, СумГУ, Сумы.

25. Современные методы структурного анализа полимерных композиционных материалов с матрицей политетрафторэтилена и углеволокнистым наполнителем.

Докл.: Руденко П.В., ассистент,  
Петров Д.А., студент, СумГУ, Сумы.

26. Влияние условий смешения на качество наполненных смесей полимеров.

Докл.: Руденко П.В., ассистент,  
Рева Е.В., студент, СумГУ, Сумы.

27. Износостойкость наплавленного металла легированного титаном.

Докл.: Любич А.И., доцент,  
Галагуз А.С., Дудченко В.В., студенты,  
СумГУ, Сумы.

28. Разработка и исследование наплавленного металла стойкого в условиях абразивного изнашивания.

Докл.: Горбанева А.Н., студент,  
Любич А.И., доцент, СумГУ, Сумы.

29. Дослідження структуроутворення і спадковості литих сталей.

Доп.: Ніконов О.С., ст. викладач, Пищик В.А., студент,  
Носонова Л.В, зав. лабораторією, СумДУ, Суми.

30. Вплив процесу антикорозійного азотування на властивості валу насоса типу ЦНСс із сталі 38Х2МЮА.

Доп.: Носонова Л.В, зав. лабораторією,  
Пушкар О.О., студент, СумДУ, Суми.

31. Вплив процесу азотування на властивості плунжера компресора високого тиску.

Доп.: Носонова Л.В, зав. лабораторією,  
Ніконов А.С., студент, СумДУ, Суми.

32. Азотохромовання сталі У8А.

Доп.: Курило Н.А., асистент,  
Малишев В.Л., студент, СумДУ, Суми.

33. Вдосконалення технології підвищення зносостійкості штампового інструменту із сталі У8А.

Доп.: Гапонова О.П., асистент,  
Кубіков В.О., студент, СумДУ, Суми.

34. Повышение коррозионной стойкости деталей, работающих в агрессивных средах.

Докл.: Гапонова О.П., асистент,  
Ильченко В.Л., студент, СумГУ, Сумы.

35. Повышение работоспособности колеса рабочего центробежного насоса.

Докл.: Гапонова О.П., асистент,  
Мищенко А.В., студент, СумГУ, Сумы.

36. Особливості впливу азоту на властивості абразивостійкого білого титановмісного чавуну при електродуговому наплавленні.

Доп.: Марченко С.В., ст. викладач,  
Іванова Є.В., Мокринська Ю.Л., студенти,  
СумДУ, Суми.

37. Особливості структуротворення Наплавленого білого титанвмісного чавуну, легованого азотом.

Доп.: Марченко С.В., ст. викладач,  
Петренко Є.А., Варуха І.О., студенти, СумДУ, Суми.

38. Влияние технологических методов формирования заготовок из полимерного композитного материала на основе фторопласта-4 на их свойства.

Докл.: Томас А.А., аспирант, УДХТУ, Днепропетровск;  
Кравченко А.С., студент, СумГУ, Сумы.

39. Выбор материала, повышения значений ударной вязкости для деталей типа «шестерня», работающих в условиях Севера.

Докл.: Леоненко В.В., студент,  
Раб В.Н., ст. преподаватель, СумГУ, Сумы.

40. Исследование роли термической обработки в технологии получения карбофторопластов.

Докл.: Ильиных А.А., зав. лабораторией, СумГУ, Сумы.

41. Технологія виготовлення дослідних зразків композиційного матеріалу на основі фторопласту -4 з вуглецеволокнистим наповнювачем та методи дослідження властивостей

Доп.: Будник О.А., асистент,  
Шевченко Б.В., студент, СумДУ, Сумы.

# **ДИНАМІКА МАШИН**

# НАХОЖДЕНИЕ НЕЯВНО ЗАДАННЫХ ГРАНИЧНЫХ ЗНАЧЕНИЙ СКОРОСТЕЙ И ДАВЛЕНИЙ НА ВХОДЕ В ЩЕЛЕВОЕ УПЛОТНЕНИЕ МЕТОДОМ НЬЮТОНА

## FINDING OF THE IMPLICITLY DEFINED BOUNDARY VALUES OF VELOCITIES AND PRESSURES ON THE INLET IN THE ANNULAR SEAL BY THE NEWTON METHOD

*Герасимива К.П., мл. научный сотрудник, Загорулько А.В., доцент,  
СумГУ, Сумы*

*Gerasimiva K.P., junior scientific employee,  
Zagorulko A.V., associate professor, SumSU, Sumy*

Для нахождения распределения давления в уплотнении требуется решить систему осредненных по зазору уплотнения уравнений Рейнольдса и уравнения неразрывности, замыкаемых граничными условиями.

Для этой цели предлагается использовать численный подход, заключающийся в пошаговом решении дискретного аналога системы для каждого сечения в осевом направлении от входа до выхода. Для инициализации процедуры решения необходимо задать начальную гипотезу значений осевой скорости на входе, и рассчитать значения давления. Значения скоростей и давлений в каждой расчетной точке на входе и выходе должны удовлетворять граничным условиям. Для этого требуется найти такую начальную гипотезу входных скоростей, которая позволит в результате расчета получить значения скоростей и давлений в расчетных точках выходного сечения, удовлетворяющие граничным условиям.

Эта задача может быть решена методом Ньютона, суть которого заключается в следующем: каждому из окружных значений осевой скорости на входе придается малое приращение. Затем система уравнений интегрируются в осевом направлении и определяются коэффициенты влияния приращений на каждое из окружных значений давления на выходе. По результатам вычислений коэффициентов влияния рассчитываются величины коррекций и уточненные значения скоростей. Получив новую гипотезу входных значений скорости, процесс повторяют до тех пор, пока значения давления и скорости на выходе не удовлетворят граничным условиям.

Полученное в результате решения задачи течения жидкости в щелевом уплотнении распределение давления в уплотнении, позволяет определить силы, возникающие в щели и найти коэффициенты жесткости и демпфирования, необходимые для исследования динамики ротора.

ИССЛЕДОВАНИЕ ВЛИЯНИЯ КОНУСНОСТИ ЩЕЛЕВЫХ УПЛОТНЕНИЙ  
НА УСТОЙЧИВОСТЬ И НЕЛИНЕЙНЫЕ КОЛЕБАНИЯ РОТОРА  
ЦЕНТРОБЕЖНОГО НАСОСА

RESEARCH OF INFLUENCE OF CONE SLOT SEAL ON STABILITY AND  
NONLINEAR VIBRATIONS OF ROTOR OF CENTRIFUGAL PUMP

*Беда А.И., студент, Симоновский В.И., профессор, СумГУ, Сумы*  
*Beda A.I., student, Simonovskiy V.I., professor, SumSU, Sumy*

Центробежные насосы являются одной из самых распространенных типов энергетических машин. Поэтому проблема исследования устойчивости и колебаний ротора центробежного насоса является весьма актуальной. На устойчивость вала влияет множество факторов, в том числе конусность щелевых уплотнений и дисбаланс.

Как показали проведенные ранее исследования [1], даже весьма незначительная диффузорность щелевых уплотнений ротора центробежного насоса может существенно сузить область устойчивости частот вращения. Результаты аналитического исследования устойчивости уравновешенного ротора с конусными уплотнениями были подтверждены экспериментально [2]. Однако оценка влияния дисбаланса на устойчивость синхронной прецессии и на характер автоколебательных явлений из-за математической сложности такой задачи до сих пор не рассматривались. В настоящее время использование современных программ численного интегрирования систем дифференциальных уравнений открывает широкие возможности для исследования сложных нелинейных математических моделей.

В данной работе было проведено численное интегрирование на ЭВМ нелинейных уравнений одномассовой модели неуравновешенного ротора, были выявлены неизвестные ранее закономерности влияния дисбаланса на устойчивость вращения ротора, а также на характер автоколебаний при различных значениях коэффициента конусности щелевых уплотнений.

Список литературы

1. Марцинковский В.А., Симоновский В.И. Влияние конусности щелевых уплотнений на устойчивость роторов центробежных машин. – Изв. вузов. Машиностроение, 1978, №3, с.90-93.
2. Будник А.Н., Симоновский В.И. Экспериментальное исследование и оценивание динамических коэффициентов ротора с щелевыми уплотнениями. – Экспрессинформация ЦИНТИХимнефтмаш: качество, надежность, долговечность, 1982, №4-82, с.4-6.

# ИССЛЕДОВАНИЕ ТЕЧЕНИЯ ЖИДКОСТИ В ГЛАДКОМ ТОРЦОВОМ ДРОССЕЛЕ

## RESEARCH OF FLUID FLOW IN EVEN FACE THROTTLE

*Зуева Н.В., ст. преподаватель, Корецкий И.С., студент, СумГУ, Сумы*  
*Zuyeva N.V., lecturer, Koretskiy I.S., student, SumSU, Sumy*

Торцовый дроссель, образованный парой трения, является неотъемлемой частью торцового уплотнения любого вида, а также устройства осевого уравнивания роторов центробежных машин, которое представляет собой систему автоматического регулирования торцового зазора, несущей способности и протечек. В связи с разнообразием условий работы центробежных машин и предъявляемых к ним требований в них применяются различные варианты конструкций как уплотнений так и уравнивающих устройств.

Использование уплотнений и уравнивающих устройств влечет за собой большие потери жидкости. Также эти узлы являются потенциально ненадежными, причем количество отказов растет по мере увеличения параметров машин. Разработка уплотнительных систем достаточно сложная задача, для решения которой необходимо в первую очередь исследовать процессы течения жидкости в торцовом дросселе при разнообразных параметрах. С ростом параметров машин усложняются условия эксплуатации этих узлов. При этом усложняется характер течения жидкости в торцовом дросселе.

Решая систему уравнений, описывающих течение жидкости в торцовом дросселе, получены аналитические зависимости основных статических характеристик для плоскопараллельного зазора, а также с учетом неплоскостности торцовой щели. Результаты данной работы могут использоваться при создании методик расчетов уплотнительных узлов, а также устройств осевого уравнивания.

### Список литературы

1. Марцинковский В.А. Бесконтактные уплотнения роторных машин. - М.: Машиностроение, 1980. – 200 с.
2. Марцинковский В.А. Шпарові ушіленьня: теорія і практика. – Суми: Вид-во СумДУ, 2005. – 416 с.

# ОПТИМИЗАЦИЯ ГИДРОДИНАМИЧЕСКИХ ХАРАКТЕРИСТИК ЛАБИРИНТНЫХ И ЛУНКОВЫХ УПЛОТНЕНИЙ ЦЕНТРОБЕЖНОГО КОМПРЕССОРА

## OPTIMIZATION OF HYDRODYNAMICAL CHARACTERISTICS OF CENTRIFUGAL COMPRESSOR LABIRINTH AND SCALLOP PATTERN SEALS

*Слабко Ю.Ю., студент, Билаш В.Н., мл. научный сотрудник,  
Загорюлько А.В., доцент, СумГУ, Сумы*

*Slabko Yu.Yu., student, Bilash V.N., junior scientific employee,  
Zagorulko A.V., associate professor, SumSU, Sumy*

Требования улучшения экономических показателей турбомашин с высокой степенью надежности в большей степени противоречивы и обуславливают применение оптимального проектирования элементов проточной части и, в частности, уплотнений валов и лопаточного аппарата.

Результаты проведенных исследований показывают, что изменением геометрии лунковых уплотнений можно существенным образом влиять на сопротивление каналов. На основании этих исследований может быть получен определенный эффект применения лунковых уплотнений с оптимальной геометрической структурой с целью уменьшения протечек рабочего тела в турбомашинах и, следовательно, повышения эффективности их работы.

Задача исследования течения в уплотнениях лабиринтного и лункового типа является весьма сложной как с точки зрения происходящего физического процесса, так и математического его описания, поскольку относится к классу задач с пространственными отрывными течениями. Аналитическое решение такой задачи выявляет значительные трудности, поскольку требует решения полной системы дифференциальных уравнений Навье-Стокса. Поэтому задачу исследования течения в лабиринтном и лунковом уплотнении приходится решать при помощи методов вычислительной гидрогазодинамики.

В литературе содержатся рекомендации по оптимизации основных геометрических параметров типовых лабиринтных уплотнений. Однако аналогичных сведений по выбору оптимальных размеров ячеек лунковых уплотнений практически отсутствует. Такие сведения необходимы для уточнения методики оптимизации величины протечки рабочей среды через уплотнение и его жесткостных и демпфирующих характеристик.

В работе выполнена многомерная и многоцелевая оптимизация гидродинамических характеристик лабиринтных и лунковых уплотнений при помощи программы modeFrontier 4.1.



РОЗРАХУНОК І ОПТИМІЗАЦІЯ ПРОТОЧНОЇ ЧАСТИНИ  
ВІДЦЕНТРОВОГО КОМПРЕСОРА З ЛАБІРИНТНИМИ УЩІЛЬНЕННЯМИ  
CALCULATION AND OPTIMIZATION OF CENTRIFUGAL COMPRESSOR  
FLOW PART WITH LABYRINTH SEALS

*Кишко Н.І., студент, Загорулько А.В., доцент, СумДУ, Суми*

*Kyshko N.I., student, Zagorulko A.V., associate professor, SumSU, Sumy*

Створення нових і вдосконалення існуючих ступенів відцентрового компресора на даному етапі можливе тільки при використанні сучасних розрахункових методів обчислювальної гідрогазодинаміки, які дозволяють моделювати течію з достатньо високою точністю, надійністю і ступенем адекватності відображення реальної картини течії.

Зростаючі вимоги до підвищення якості, скорочення термінів і засобів, що витрачаються на проектування і проведення дорогих експериментальних робіт, роблять актуальним впровадження в практику проектування методів обчислювального експерименту за допомогою одного з найпоширеніших в світі на сьогоднішній день програмних комплексів - ANSYS CFX.

Разом з аналізом течії газу в проточній частині ступені компресора актуальним є дослідження характеру течії газу в зазорі між покриваючим диском і стінкою корпусу відцентрового компресорного ступеня, який визначає величину втрат дискового тертя, витоків в ущільненні покриваючого диска і осьового зусилля, яке діє на ротор, а отже, впливає на величину інтегральних характеристик компресора, таких як к.к.д. і коефіцієнт напору.

У роботі виконано поставлення задачі та чисельне моделювання просторової течії газу в проточній частині модельної ступені компресора з урахуванням лабіринтних ущільнень покриваючого диска. Розроблена методика чисельного розрахунку основних інтегральних характеристик ступені компресора (залежностей політропного к.к.д. і коефіцієнта напору від коефіцієнту витрати). Отримані розподіли полів тиску та векторів швидкостей, які відображають особливості турбулентного відривного обтікання лопаток дозвукової течії в міжлопаткових каналах нерухомих та рухомих елементів ступенів. Співставлення результатів розрахунку та експериментальних даних дало достатньо добре співпадіння.

Крім того, застосування методів обчислювальної гідрогазодинаміки (CFD), реалізованих у програмному комплексі ANSYS CFX, дозволило виконати чисельну оптимізацію проточної частини ступені компресора, форми зазору і конструкцій лабіринтних ущільнень, що, кінець кінцем, підвищило газодинамічну ефективність компресора.

# СТАТИЧЕСКИЙ РАСЧЕТ ГИДРОПЯТЫ С УЧЕТОМ ВРАЩЕНИЯ ЖИДКОСТИ В ТОРЦОВОМ ЗАЗОРЕ И ДИФFUЗОРНОСТИ ТОРЦОВОГО КАНАЛА

## STATIC METHOD OF COMPUTATION BY AUTOMATIC BALANCING DEVICE WITH FLUID ROTATION IN FACE CLEARANCE AND DIFUSER FACE CHANNEL

*Калиниченко П. М., доцент, Супрун А. В., студент, СумГУ, Сумы*

*Kalinichenko P. M., associate professor, Suprun A. V., student, SumSU, Sumy*

Для многоступенчатых центробежных насосов эффективным способом уравнивания осевых сил является использование автоматических уравнивающих устройств – гидропят.

Гидропятя содержит жестко закрепленный на валу разгрузочный диск, неподвижное опорное кольцо (подушку), последовательно расположенные цилиндрический и торцовый дроссели (рисунок 1). Перепад давления на пяте представляет разность между давлением нагнетания и давлением в камере за гидропятной соединенной обводной трубой с входом в насос. Часть общего перепада давления дросселируется на торцовом дросселе, проводимость которого зависит от ширины зазора, то есть осевого положения ротора. Если под действием избыточной осевой силы ротор смещается влево, то зазор уменьшается, а давление увеличивается, восстанавливая равенство силы  $T$ , действующей на ротор, уравнивающей силе  $F$ , действующей на разгрузочный диск. Таким образом, гидропятя автоматически поддерживает осевое равновесие ротора  $F = T$ .

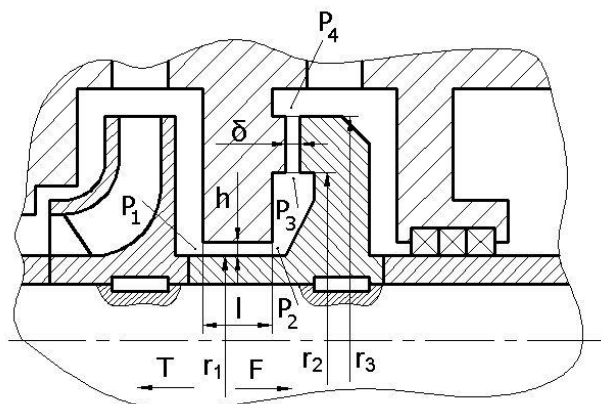


Рисунок 1 – Гидропятя

В настоящее время не существует надежной методики расчета, учитывающей основные факторы, влияющие на величину уравнивающей силы. Оценка значимости тех или иных факторов на погрешность вычисления уравнивающей силы, даже на номинальном режиме, может достигать 50%.

В применяемых методиках расчета гидропята, с целью упрощения выкладок, не учитывается вращение жидкости в торцовом зазоре и диффузность торцевой щели. Данные факторы учтены в предлагаемой методике расчета. Также предложена новая формула для проводимости торцового дросселя, полученная из уравнения Бернулли, записанного во вращающейся системе координат. Их учет позволяет более точно определить геометрические параметры узла гидропята, а следовательно, обеспечить допустимое значение величины торцового зазора.

Для наглядной оценки влияния приведенных факторов на величину уравнивающей силы и протечек через пяту выполнен сравнительный анализ изменения данных параметров, полученных по общепринятой и предложенной методиках расчета (рисунок 2).

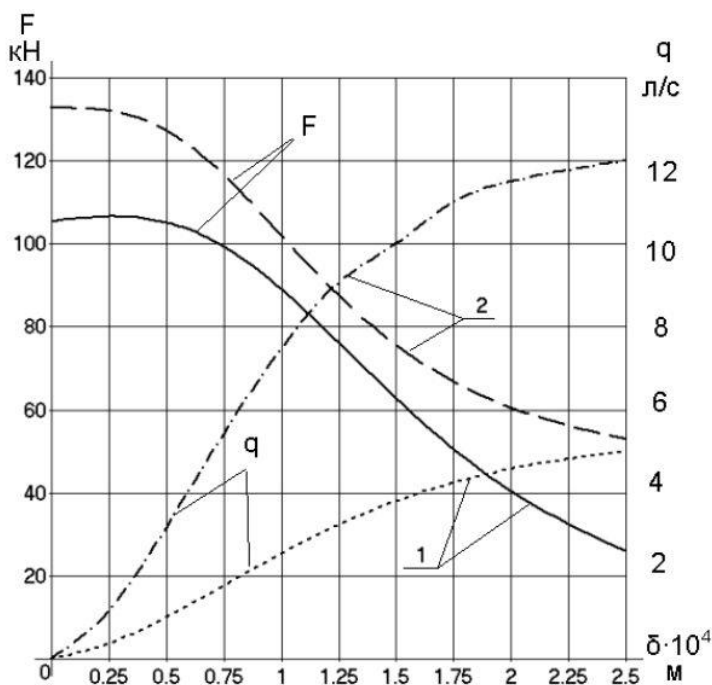


Рисунок 2 – Статическая характеристика гидропята (1 – предлагаемая методика расчета, 2 – известная методика)

# РАДІАЛЬНО-ОСЬОВІ КОЛИВАННЯ РОТОРА З ГІДРОП'ЯТОЮ

## RADIAL-AXIAL OSCILLATIONS OF ROTOR WITH AUTOMATIC BALANCING DEVICE

*Марцинковський В.А., професор, Вороненко В.І., студент, СумДУ, Суми*

*Marcinkovsky V.A., professor, Voronenko V.I., student, SumSU, Sumy*

Урівноважуючі пристрої є складними саморегульованими гідромеханічними системами зі зворотними зв'язками, в яких за певних умов можуть виникати інтенсивні коливання, що самозбуджуються і чинять вирішальний вплив на вібраційний стан усього насоса. У свою чергу, виконання великого об'єму експериментальних досліджень для вирішення даних проблем пов'язане з великими витратами фінансів і часу. Тому має місце актуальна задача створення моделей, які якісно відображають складні динамічні процеси, що відбуваються в конструкціях.

Система врівноваження осьових сил є комбінованим вузлом, що поєднує функції радіально-упорних гідростатичних підшипників і безконтактних кінцевих ущільнень. У даний час у зв'язку з різноманітністю умов роботи врівноважуючих пристроїв і вимог, що пред'являються до них, застосовуються різні варіанти конструкцій. Прості статичні розрахунки цих конструкцій виконуються за окремими, не зв'язаними одна з одною методиками. Тим часом найбільш перспективні конструкції побудовані на загальному принципі: між урівноважуючою силою і осьовим положенням ротора існує від'ємний зворотній зв'язок, що забезпечує автоматичну стабілізацію осьового положення ротора. Саме на цьому принципі побудовані конструкції вузлів авторозвантаження (гідроп'яти).

Переваги гідроп'ят обумовлені, головним чином, тим, що вони є системою автоматичного регулювання торцевого зазору, несучої здатності і витрат. Враховуючи навантаженість даного вузла, до нього пред'являються досить високі технологічні вимоги. Забезпечення його надійності вимагає ретельного аналізу на стадії проектування процесів, особливо динамічних, що супроводжують його роботу.

У роботі розглянуті сумісні радіально-осьові коливання спрощеної моделі жорсткого ротора відцентрового насоса з гідроп'ятою. Отримані лінеаризовані рівняння спільних радіально-осьових коливань моделі в операторній формі для ламінарних і турбулентних течій. Виконано динамічний аналіз цих коливань і проведено їх порівняння за максимальними абсолютними значеннями амплітуд. Досліджена динамічна стійкість розглянутої системи, а також визначені області стійкості. Результати, отримані на спрощеній моделі, можуть бути застосовані як для подальшого її уточнення, так і для більш поглибленого аналізу системи.

# СРАВНИТЕЛЬНЫЙ АНАЛИЗ ОСЕВОЙ РАЗГРУЗКИ РОТОРА НАСОСА ГИДРОПЯТОЙ И ДРОССЕЛИРУЮЩИМ БАРЬЕРОМ

## COMPARATIVE ANALYSIS OF AXIAL UNLOADING PUMP ROTOR BY AUTOMATIC BALANCING DEVICE AND THROTTLING BARRIER

*Калиниченко П. М., доцент, Супрун А. В., студент,  
Чебаненко Р. И., студент, СумГУ, Сумы*

*Kalinichenko P. M., associate professor, Suprun A. V., student,  
Chebanenko R. I., student, SumSU, Sumy*

Осевая сила, действующая на роторы центробежных насосов, составляет десятки тонн. Существующие узлы осевой разгрузки неэкономичны и малонадежны. Поиск путей решения задачи уравновешивания и регулирования осевой силы составляет актуальную задачу турбонасосостроения. В рамках данной работы она решается путем разработки и исследования надежных и экономичных способов разгрузки ступени центробежного насоса от осевого усилия.

Эффективным способом осевой разгрузки ротора насоса является дросселирующий барьер. Выполненные исследования показывают, что применение в системе осевой разгрузки дросселирующего барьера вместо традиционной гидропяты или барабана, приводит к заметному уменьшению осевого габарита и повышению экономичности машины (КПД) примерно на 1,5%, из-за снижения объемных протечек и уменьшения поверхностей трения.

Для анализа эффективности применения дросселирующего барьера по сравнению с гидропятой, на заданные параметры машины, выполнен расчет гидропяты и проведен ее анализ. По предложенной методике расчета дросселирующего барьера, согласно которой определяется зависимость изменения торцового зазора  $\delta(Q)$  от режима работы насоса, предложено, аналогично гидропяте, конструктивное решение дросселирующего барьера (рисунок 1).

Статический расчет дросселирующего барьера выполнен по уравнению равновесия ротора

$$\Phi_1(Q, \delta, \delta_n, r_1, \dots, r_n) = 0$$

и уравнению равновесия подвижного кольца пары трения

$$\Phi_2(Q, \delta, \delta_n, r_1, \dots, r_n) = 0$$

Здесь  $Q$  – подача насоса;  $\delta$  – зазор торцевой пары дросселирующего барьера;  $\delta_n$  – зазор переменного дросселя узла разгрузки;  $r_1$  – геометрические параметры узла разгрузки.

В результате решения системы уравнений, используя метод выбора рационального решения, получаем геометрию узла разгрузки  $r_1$ , включающего в себя дросселирующий барьер, и зависимости изменения торцевых зазоров  $\delta(Q)$  и  $\delta_n(Q)$ .

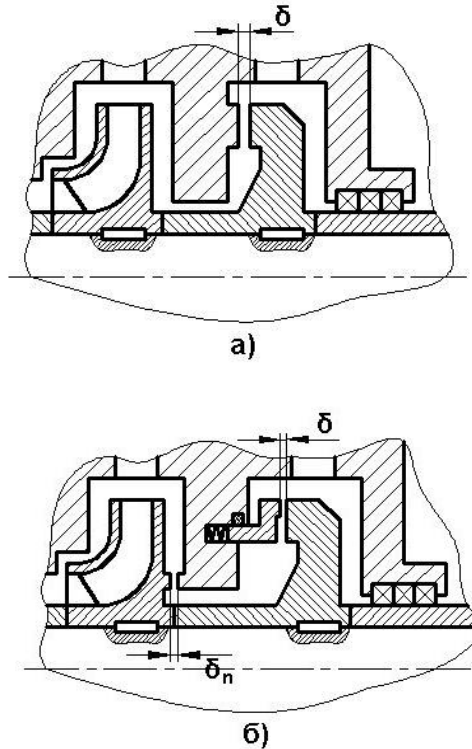


Рисунок 1 – Схема узла осевой разгрузки ротора насоса (а – гидропята; б – дросселирующий барьер)

По представленным в работе геометриям узла гидропята и дросселирующего барьера и их характеристикам, приведенным для гидропята в виде  $\delta(Q)$  и дросселирующего барьера в виде  $\delta(Q)$  и  $\delta_n(Q)$ , был выполнен наглядный анализ эффективности использования дросселирующего барьера в системе осевой разгрузки ротора насоса по сравнению с гидропяткой.

РАЗРАБОТКА МЕТОДИКИ СТАТИЧЕСКОГО И ДИНАМИЧЕСКОГО  
РАСЧЕТОВ АВТОМАТИЧЕСКОГО ЗАТВОРНОГО  
УРАВНОВЕШИВАЮЩЕГО УСТРОЙСТВА ЦЕНТРОБЕЖНОГО НАСОСА

THE WORKING OUT OF METHOD FOR STATIC AND DYNAMIC  
CALCULATIONS OF AUTOMATIC LOCK BALANCE DEVICE IN  
CENTRIFUGAL PUMP

*Марцинковский В.А., профессор, Любченко К.Ю., студент, СумГУ, Сумы*

*Martsynkovskyy V.A., professor, Lyubchenko K., student, SumSU, Sumy*

Для уравнивания осевых сил, действующих на ротор центробежного насоса, чаще всего используются разгрузочные поршни. Они не обеспечивают стабильного осевого положения ротора, поэтому требуется установка дополнительных двусторонних упорных подшипников. Для предотвращения или уменьшения вытоков жидкости в атмосферу в полость за разгрузочным поршнем подается запирающая или буферная жидкость. Ее протечки ограничиваются концевыми уплотнениями, чаще всего щелевыми уплотнениями с плавающими кольцами. Наличие упорных подшипников и сложной системы концевых масляных уплотнений приводит к тому, что система осевого уравнивания ротора является сложной, неэкономичной и недостаточно надежной.

Поэтому рассмотрено автоматическое уравнивающее устройство (система авторазгрузки), которое работает как радиально-упорный гидростатический подшипник с высокой несущей способностью и как затворное бесконтактное уплотнение с саморегулируемой протечкой.

Рассматривается уравнивающее устройство типа гидропаты.

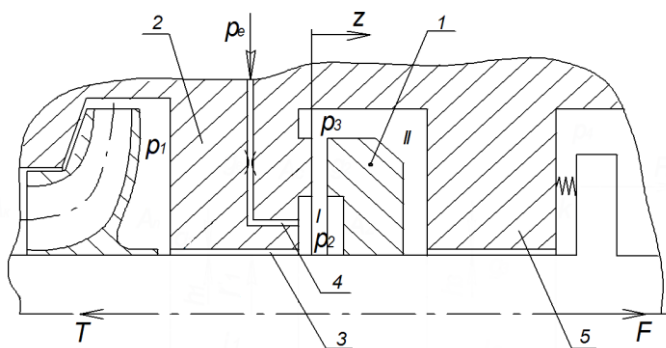


Рисунок 1 – Схема уравнивающего устройства

Осевая сила  $T$ , действующая на ротор, воспринимается закрепленным на валу уравновешивающим диском  $I$  (рис.1), отделенным от давления нагнетания  $p_1$  насоса щелевым втулочным уплотнением  $2$  и образующим с корпусом торцовый уплотняющий зазор  $3$ . В полость  $I$  между втулочным и торцовым уплотнениями через дроссель  $4$  подводится затворная или буферная среда  $p_e$ . За диском установлено еще одно уплотнение  $5$ , например, втулочное. Давление перед диском  $p_2$  и после него  $p_3$  (в полости  $II$ ) зависит от торцового зазора  $z$ , т.е. от осевого положения ротора. Уменьшение осевой силы  $T$ , действующей на ротор, приводит к увеличению торцового зазора  $z$ . При этом давление перед диском  $p_2$  уменьшается, а за диском  $p_3$  увеличивается. В результате уменьшается осевая сила давления на диск, и ротор возвращается в равновесное состояние с торцовым зазором, близким к исходному номинальному значению. Таким образом, устройство одновременно выполняет функции осевого гидростатического подшипника и комбинированного саморегулируемого бесконтактного уплотнения [1].

Статический расчет выполнялся на основании уравнения осевого равновесия ротора и уравнений баланса расходов в элементах гидравлического тракта. Динамический расчет проводился с учетом демпфирования в торцовой щели, инерционных потерь в дросселях гидравлического тракта, обусловленных нестационарностью течения и сжимаемостью среды в разгрузочных камерах гидропаты, а также содержит вычисление коэффициентов характеристических уравнений, проверку осевой устойчивости системы по алгебраическому критерию Гурвица.

Приведена методика расчета статических и динамических характеристик для ламинарного и турбулентного режимов течения жидкости. Методика позволяет на стадии проектирования выбрать основные геометрические параметры автоматического затворного уравновешивающего устройства так, чтобы в заданном диапазоне рабочих параметров насоса обеспечивалась требуемая герметичность при минимальных расходах затворной среды и при сохранении бесконтактного режима работы устройства, проверить осевую устойчивость системы.

#### Список литературы

1. А. Корчак, В. А. Марцинковский. Использование гидропаты в качестве затворно-уравновешивающего устройства ротора. // научный журнал «Весник СумГУ» № 1(73) '2005 (Серия "Технические науки"). – Сумы: Изд-во СумГУ.
2. Марцинковский В.А., Ворона П.Н. Насосы атомных электростанций. – М.: Энергоатомиздат, 1987. – 256 с.
3. Чегурко Л.Е. Разгрузочные устройства питательных насосов тепловых электростанций. – М.: Энергия, 1978, - 160 с.
4. Марцинковский В.А. Бесконтактные уплотнения роторных машин. – М.: Машиностроение, 1980. – 200с.



РАСЧЕТ СИСТЕМЫ АВТОРАЗГРУЗКИ РОТОРА ЦЕНТРОБЕЖНОГО  
НАСОСА С ГИДРАВЛИЧЕСКИ РАЗГРУЖЕННЫМИ ВКЛАДЫШАМИ  
CALCULATION OF ROTOR AVTORAZGRUZKI CENTRIFUGAL PUMP  
HYDRAULIC UNLOADED INSERTS

*Зуева Н.В., ст. преподаватель, Филоненко Д.В., студент, СумГУ, Сумы*

*Zueva N., lecturer, Filonenko D.V., student, SumSU, Sumy*

При работе насоса на его ротор действует сложная система сил, среди которых самой большой по абсолютному значению является осевая сила. Для многоступенчатых высоконапорных насосов она измеряется десятками и сотнями тонн, поэтому устройства для уравнивания осевых сил оказываются напряженными и энергонасыщенными. Вместе с тем уравнивающие устройства представляют собой сложные саморегулирующиеся гидромеханические системы с обратными связями.

Использование гидроплат влечет за собой большие потери жидкости. Чтобы обеспечить малые потери рабочей среды, необходимо уменьшать торцовый зазор при возможных изменениях осевой силы, а это влечет за собой опасность контакта торцовых поверхностей. В связи с разнообразием условий работы центробежных машин и предъявляемых к ним требований в них применяются различные варианты конструкций уравнивающих устройств.

Для создания методики расчета гидроплат необходимо исследовать гидродинамические процессы, протекающие в торцовом дресселе. При этом необходимо учитывать деформации диска, что приводит к диффузорности торцового канала. В результате гидростатическая сила, а, следовательно, торцовый зазор гидроплат уменьшаются, и возникает опасность контактного режима работы. Основная задача при создании новых усовершенствованных конструкций – уменьшение деформаций диска и сохранение плоскостности торцового зазора.

В работе проводилось исследование процессов, происходящих в торцовом дресселе, в частности течения вязкой несжимаемой жидкости в торцовом дресселе с учетом местных сопротивлений. В результате расчета определены статические характеристики с учетом деформации диска гидроплат. Проведен сравнительный анализ традиционной и усовершенствованной конструкции с упругими и гидравлически разгруженными вкладышами.

#### Список литературы

1. Марцинковский В.А., Ворона П.Н. Насосы атомных электростанций. М.: Энергоатомиздат, 1987. - 256 с.
2. Чегурко Л.Е. Разгрузочные устройства питательных насосов тепловых электростанций. – М.: Энергия, 1978. – 160 с.

СТАТИЧЕСКИЙ И ДИНАМИЧЕСКИЙ РАСЧЕТ АВТОМАТИЧЕСКОГО  
УСТРОЙСТВА ОСЕВОГО УРАВНОВЕШИВАНИЯ РОТОРА  
ЦЕНТРОБЕЖНОГО НАСОСА

STATIC AND DYNAMIC COMPUTATION OF AUTOMATIC DEVICE OF  
AXIAL BALANCED ROTOR OF CENTRIFUGAL PUMP

*Зуева Н.В., ст. преподаватель, Гончаренко А.А., студент, СумГУ, Сумы*

*Zueva N.V., lecturer, Goncharenko A.A., student, SumSU, Sumy*

При работе насоса на его ротор действует сложная система сил, среди которых самой большой по абсолютному значению является осевая сила. Для многоступенчатых высоконапорных насосов она измеряется десятками и даже сотнями тонн, поэтому устройства для уравновешивания осевых сил оказываются напряженными. Для уравновешивания осевой силы используют следующие устройства: осевые подшипники, разгрузочные поршни (думмисы) и гидропяты (автоматические разгрузочные устройства). Преимущества гидропят обусловлены тем, что они представляют собой систему автоматического регулирования несущей способности и протечек. Но гидропяты имеют и свои недостатки. В случае их использования возможны большие потери жидкости. Чтобы обеспечить малые потери рабочей среды, необходимо уменьшать торцовый зазор при возможных изменениях осевой силы и деформациях диска гидропаты, а это влечет за собой опасность контакта торцовых поверхностей. Доля повреждений гидропят насосов в среднем составляет 2-8 % общего числа повреждений насоса.

В работе был проведен статический расчет гидропаты. Были рассмотрены несколько задач: традиционная конструкция гидропаты, задача течения вязкой несжимаемой жидкости в цилиндрическом дросселе с учетом местных сопротивлений и эксцентриситета, в результате чего было получено выражение для определения полного расхода через кольцевой канал, а также была рассмотрена задача течения вязкой несжимаемой жидкости в торцовом дросселе с учетом местных потерь и деформаций диска гидропаты.

Получено распределение давления жидкости по длине торцовой щели и элементарный расход в радиальном направлении, вызванный гидростатическим и гидродинамическим потоками. В результате решения уравнений баланса сил, действующих на диск гидропаты, и баланса расходов через цилиндрический и торцовый дроссель, получены зависимости осевой силы и расхода жидкости через гидропату от величины торцового зазора.

ДОСЛІДЖЕННЯ ДИНАМІКИ УРІВНОВАЖУЮЧОГО ПРИСТРОЮ З  
УРАХУВАННЯМ НЕСТАЦІОНАРНОСТІ ТЕЧІЇ У ДРОСЕЛЮЮЧИХ  
КАНАЛАХ ВІДЦЕНТРОВОГО НАСОСУ

RESEARCH OF DYNAMICS BALANCING DEVICE TAKING INTO  
ACCOUNT A NON-STATIONARY FLOW IN THROTTLE CHANNELS OF  
THE CENTRIFUGAL PUMP

*Марцінковський В.А., професор, Усенко А.О., студент, СумДУ, Суми*  
*Martsynkovskyy V.A., professor, Usenko A., student, SumSU, Sumy*

При роботі лопатевого насоса на його ротор діє складна система сил, серед яких найбільшою по абсолютному значенню є осьова сила. Для багатоступневих високонапірних насосів вона вимірюється десятками і навіть сотнями тонн, тому пристрої для врівноваження осьових сил виявляються напруженими і енергонасиченими: на них витрачається до 10% потужності насоса, що у багатьох випадках складає близько тисячі кіловат.

Перевагами урівноважувачів є те, що вони працюють як упорні гідростатичні підшипники, висока несуча здатність яких забезпечується великим тиском живлення; як правило, це повний тиск що розвивається насосом.

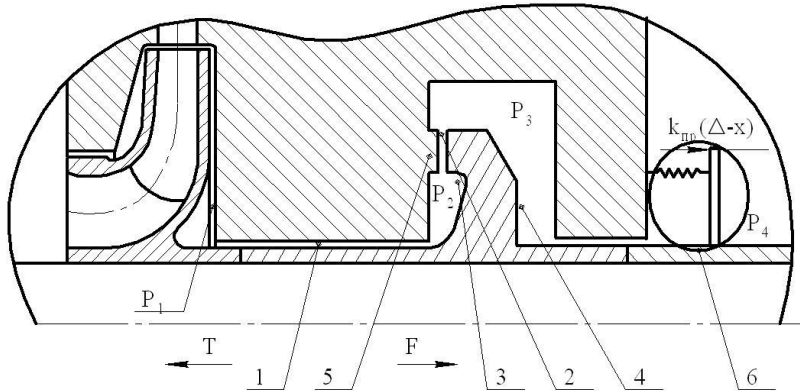


Рисунок 1 – Розрахункова схема врівноважувача  
1 – кільцевий зазор, 2 – торцевий зазор, 3 – камера гідроп'яти,  
4 – розвантажувальний диск, 5 – нерухоме упорне кільце,  
6 – віджимний пристрій.

У багатоступневих відцентрових насосах основними вузлами є опорно-ущільнювальні автоматичні системи осьового урівноваження роторів відцентрових машин, або так звані «гідроп'яти». Існуючі методи розрахунку

використовують досить спрощену модель при отриманні аналітичних виразів, що визначають гідродинамічні характеристики. Одне з припущень стосується знехтування впливу нестационарної течії рідини в дроселях гідроп'яти. Виключення з розрахунку може призвести до значних похибок при розрахунку статичних і динамічних характеристик вузлів багатоступеневих відцентрових насосів.

На сьогоднішній день розрахунок осьових коливань ротора відцентрового насосу без урахування нестационарної течії рідини в дроселюючих каналах не забезпечує в повній мірі точні характеристики відцентрових насосів, що впливає на К.К.Д. та економічність насосу.

Розрахунок базується на рівнянні осьових коливань урівноважуючого пристрою:

$$T_1^2 \ddot{u} + 2\zeta T_1 \dot{u} + x_A u = \varphi_I - \varphi_E, \quad (1)$$

а також на рівнянні балансу витрат рідини через циліндричний та торцевий дроселі з урахуванням витрат рідини, що дроселюється, на стиснення:

$$Q_I = Q_2 + Q_V + Q_P, \quad (2)$$

де  $Q_I$  – витрати рідини, що дроселюється, через циліндричний зазор;

$Q_2$  – витрати рідини, що дроселюється, через торцевий зазор;

$Q_V$  – витрати рідини, що дроселюється, на заповнення камери гідроп'яти;

$Q_P$  – витрати рідини, що дроселюється, на стиснення.

Для дослідження стійкості системи ротор – автоматичний урівноважуючий пристрій застосовувався критерій Гурвіца.

#### Список літератури

1. Марцинковский В.А. Насосы атомных электростанций / Марцинковский В.А., Ворона П.Н. – М.: Энергоатомиздат, 1987. -256 с.
2. Корчак А. Влияние сил инерции жидкости и местных гидравлических потерь на гидродинамические характеристики торцевого дроселя/ Корчак А., Зуева Н.В. // Вісник СумДУ. Серія Технічні науки. - 2006. - № 10.
3. Зуева Н.В. Дослідження гідродинамічних характеристик торцевих дроселів та динаміка торцевих ущільнень. Дисертація. 2007 р.
4. Корчак А. Анализ динамики гидропяти с податливым упорным кольцом / Корчак А., Павленко И.В. // Вісник СумДУ. Серія Технічні науки. - 2007. - № 1.
6. Марцинковский В.А. Щелевые уплотнения: теория и практика. – Сумы: Изд-во СумГУ, 2005. – 416 с.

# ЭФФЕКТИВНЫЙ СПОСОБ ОСЕВОЙ РАЗГРУЗКИ РОТОРА НАСОСА ДРОССЕЛИРУЮЩИМ БАРЬЕРОМ

## EFFECTIVE METHOD OF THE AXIAL UNLOADING OF ROTOR PUMP BY THROTTLING BARRIER

*Калиниченко П. М., доцент, Долгополов А. С., студент,  
Гладышев Д. П., студент, СумГУ, Сумы*

*Kalinichenko P.M., associate professor, Dolgopолоv A.S., student,  
Gladyshev D.P., student, SumSU, Sumy*

Разгрузка осевой силы ротора насоса дросселирующим барьером представляет собой новое направление с многочисленной реализацией по конструктивному решению. Суть данного способа разгрузки детально представлена в материалах предыдущих научных конференций. Здесь остановимся на одном из эффективных решений осевой разгрузки ротора насоса дросселирующим барьером.

Равнодействующая, распределенной по поверхности рабочего колеса последней ступени насоса, нагрузки, обеспечиваемая дросселирующим барьером, уравнивает осевую силу, действующую на ротор насоса, на рабочем режиме. Незначительная осевая сила, возникающая на нерасчетных режимах, уравнивается дополнительным устройством. Анализ уравнения равновесия ротора показывает, что основная осевая сила может быть разгружена дросселирующим барьером на всех режимах работы насоса при симметричном расположении переднего и заднего уплотнений рабочего колеса и расположения подвижной поверхности, подвижного в осевом направлении кольца, дросселирующего барьера на одном уровне с уплотнениями рабочего колеса (рисунок 1).

Неуравновешенной остается динамическая составляющая осевой силы от изменения направления потока в проточной части рабочего колеса. Она незначительная, примерно в сто раз меньше основной. Её уравнивание осуществляется динамическим способом работы торцевой пары дросселирующего барьера. Для этого предусмотрена осевая фиксация подвижного кольца торцевой пары.

Статический расчет, позволяющий выбрать геометрию дросселирующего барьера, основан на составлении уравнения осевого равновесия подвижного кольца торцевой пары, которое имеет вид:

$$\Phi(Q, \delta, r_1, \dots, r_n) = 0.$$

Здесь:  $Q$  – подача насоса;  $\delta$  - осевой зазор торцевой пары;  $r_i$  - геометрические параметры узла разгрузки.

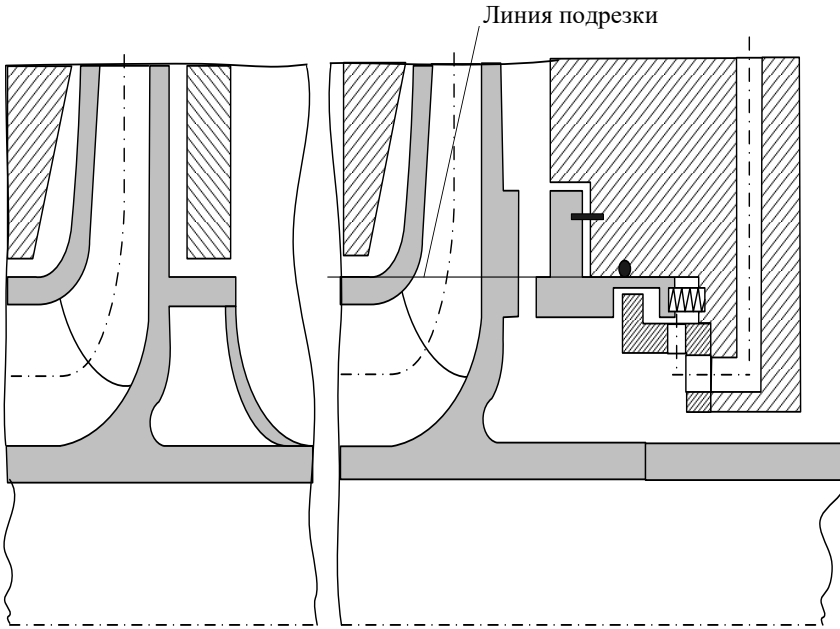


Рисунок 1 – Схема узла осевой разгрузки насоса.

Принимая для расчетного режима ( $Q=Q_n$ ) значение торцового зазора  $\delta_n$  и предварительно задавая параметрам  $r_1, \dots, r_n$ , находится замыкающий параметр  $r_1$ , который обеспечит равновесие кольца при заданном значении  $\delta_n$ . Фиксируя значения параметров  $r_i$ , по уравнению равновесия кольца, находится зависимость изменения торцового зазора от режима работы  $\delta(Q)$ .

Следуя выбору рационального решения, направленного на обеспечение  $\delta(Q) \approx \delta_n(Q)$ , проводится вариация параметров  $r_i$  до получения исходной геометрии узла осевой разгрузки ротора насоса.

Предложенное конструктивное решение, в рамках дросселирующего барьера, позволяет надежно разгрузить ротор на всех режимах работы насоса. Данный способ разгрузки особенно эффективен в насосах с частыми пусками и остановками. Этот способ также приводит к заметному уменьшению осевого габарита и повышению экономичности машины.

КОМПЬЮТЕРНОЕ МОДЕЛИРОВАНИЕ РАДИАЛЬНО-ОСЕВЫХ  
КОЛЕБАНИЙ АВТОМАТИЧЕСКОГО УРАВНОВЕШИВАЮЩЕГО  
УСТРОЙСТВА РОТОРА ЦЕНТРОБЕЖНОГО НАСОСА

COMPUTATIONAL SIMULATION OF RADIAL-AXIAL OSCILATIONS OF  
ROTOR AUTOMATIC BALANCING DEVICE OF CENTRIFUGAL PUMP

*Марченко Л.К., студент, Загорулько А.В., доцент, СумГУ, Сумы*

*Marchenko L.K., student, Zagorulko A.V., associate professor, SumSU, Sumy*

Осевые силы, действующие на роторы многоступенчатых высокооборотных насосов, измеряются десятками тонн, поэтому их уравнивание представляет сложную задачу. Чаще всего уравнивание осуществляется с помощью автоматических уравнивающих устройств, на которых 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.

Упрощенная модель ротора многоступенчатого центробежного насоса с устройством автоматического уравнивания осевых сил представляет единую динамическую систему восьмого порядка. Радиальный дисбаланс ротора и пульсации уравниваемой осевой силы являются внешними воздействиями, вызывающими взаимозависимые вынужденные радиально-осевые колебания.

Проведенный численный анализ в программном комплексе ANSYS CFX позволяет без существенных упрощений методом конечных объемов определить собственные частоты и амплитуды колебаний системы ротор-уравнивающее устройство, а также пульсации давления в разгрузочной камере уравнивающего устройства. Вычислительные эксперименты подтверждают связь радиальных и осевых колебаний.

Список литературы

1. Загорулько А.В. Програмный комплекс ANSYS в инженерных задачах: Навч. Посіб. – Суми: Вид-во СумДУ, 2008.

ПІДВИЩЕННЯ НАДІЙНОСТІ АВТОМАТИЧНИХ СИСТЕМ  
ОСЬОВОГО ВРІВНОВАЖУВАННЯ ВІДЦЕНТРОВИХ МАШИН  
RAISING THE RELIABILITY OF THE AUTOMATIC  
AXIAL-BALANCING DEVICE OF THE CENTRIFUGAL MACHINES

*Павленко І.В., асистент, СумДУ, Суми*

*Pavlenko I.V., assistant, SumSU, Sumy*

В галузях виробництва, таких як нафтохімічна або вугледобувна, пов'язаних з перекачуванням рідин підвищеної агресивності, у тому числі з твердими суспензіями, використовуються як правило багатоступеневі відцентрові машини. Робота останніх має бути довготривалою і надійною, а конструкція – простою і порівняно дешевою.

В останні роки спостерігається стрімке зростання робочих параметрів відцентрових машин, у зв'язку чим вимоги до їх проектування і виготовлення є порівняно жорсткими. Одним з найбільш напружених елементів багатоступеневих відцентрових машин є гідроп'ята – автоматичний врівноважувальний пристрій як складна гідромеханічна система автоматичного керування, надійність якої впливає на працездатність відцентрової машини в цілому. Надійність гідроп'ят під час їх роботи знижується унаслідок інтенсивного зносу втулкових ущільнень по обидва боки розвантажувального диска.

Запропонована принципово нова конструкція системи осьового урівноважування ротора відцентрової машини – затворно-урівноважувальний пристрій, конструкція якого у порівнянні зі стандартною гідроп'ятою передбачає наявність регулятора перепаду тиску і подання у камеру під торцевим диском неагресивного середовища з метою запобігання витоків робочої рідини у зовнішні порожнини. Затворно-врівноважувальний пристрій характеризується автоматизмом роботи, а також зберігає значення торцевого зазору і витоків затворного середовища для відносно значного діапазону зміни сумарної осьової сили, що діє на ротор відцентрової машини.

Метою роботи є розробка методики проектного розрахунку надійності запропонованого затворно-врівноважувального пристрою за кількісним показником – часом роботи в заданому діапазоні зміни величини зазору торцевої шпарини.

Шляхом проведення ймовірнісного аналізу встановлено, що для інших рівних робочих умов час експлуатації затворно-урівноважувального пристрою у декілька разів перевищує аналогічний час роботи гідроп'яти стандартної конструкції, а відповідні розрахунки на стадії проектування відцентрової машини мають супроводжуватися урахуванням випадкових змін геометричних і фізичних параметрів гідромеханічної системи автоматичного керування «ротор – урівноважувальний пристрій».



# ИССЛЕДОВАНИЕ ПЕРЕХОДНЫХ ПРОЦЕССОВ В ЦЕНТРОБЕЖНЫХ НАСОСАХ С КОМБИНИРОВАННЫМИ ОПОРНО-УПЛОТНИТЕЛЬНЫМИ УЗЛАМИ

## RESEARCH OF TRANSITION PROCESS IN CENTRIFUGAL PUMPS WITH COMBINED BEARING-SEALING UNITS

*Бровкова К.В., аспирантка, Гулый А.Н., доцент, СумГУ, Сумы*

*Brovkova K.V., postgraduate student, Guly A.N., associate professor, SumSU, Sumy*

За основу модели ротора центробежного насоса принята одномассовая модель ротора в щелевых уплотнениях с механическим контактом ротора со статором. В данной работе аналитически и экспериментально исследовано стационарное движение ротора при условии непрерывного контакта, но исходные дифференциальные уравнения движения позволяют решить задачу в требуемой постановке. Расчет выполнен в форме численного эксперимента с использованием программного пакета Simulinc.

В качестве базовой модели принят перспективный насос с совмещенными опорно-уплотнительными узлами НТК-ЦН-25-100 (опытный образец), конструкция которого позволяет с достаточной достоверностью использовать для расчета одномассовую модель. Для базовой модели получены траектории движения ротора при разгоне и выбеге, позволяющие оценить динамические процессы соответственно при "всплывтии" в щелевых уплотнениях и входе в контакт. Показано, что разгон и выбег с прерывистым контактом ротора о статор проходят без автоколебательных явлений (для динамически устойчивой исходной модели) и без существенных динамических нагрузок в зоне контакта.

Варьированием параметров модели и начальных условий были исследованы общие закономерности движения ротора в условиях контакта со статором. Закономерности движения со стационарным контактом полностью совпали с данными. Стационарное движение симметричного ротора реализовалось только при отсутствии контакта либо при стационарном контакте, обусловленном дисбалансом достаточной величины либо потерей динамической устойчивости (т.е., решение в виде прецессии с периодическим контактом не обнаружено). Наиболее интересно поведение несимметричной модели (расцентровка, сила тяжести), когда реализуется устойчивое движение в виде прецессии с периодическим контактом. В этом случае при динамически устойчивой исходной модели решение получено только в виде прямой синхронной прецессии.

Проведена реализация движения в виде обратной прецессии ("обкатки" ротора). Наблюдалось только затухающее движение в этом виде при определенных переходных процессах, данная форма движения не была получена в устойчивом виде.

# БЕСКОНТАКТНОЕ ТОРЦОВОЕ УПЛОТНЕНИЕ. МЕТОДИКА РАСЧЕТА NONCONTACT FACE SEAL. METHOD OF COMPUTATION

*Калиниченко П.М., доцент, Супрун А. В., студент, СумГУ, Сумы*

*Kalinichenko P.M., associate professor, Suprun A.V., student, SumSU, Sumy*

Уплотнение ротора насоса составляет отдельную научно-техническую задачу, решаемую в рамках разработки конструктивной схемы машины. В зависимости от условий эксплуатации применяются те или иные виды уплотнений. Бесконтактные уплотнения для обеспечения малого зазора, составляющего тысячные доли миллиметра снабжаются рельефной поверхностью пары трения, как с дополнительной запиткой пары трения, так и при её отсутствии. Создание рельефной поверхности пары трения – трудная технологическая задача. Для ухода от неё предложено бесконтактное уплотнение с гладкими поверхностями пары трения, рабочий зазор которой обеспечивается геометрией подвижного кольца (рисунок 1). Конструктивное решение, методика расчета, теоретические исследования и апробация данного самоустанавливающегося уплотнения составляют содержание предлагаемой работы.

Самоустанавливающееся уплотнение представляет торцовую пару с подвижным в осевом направлении кольцом 1, вращающимся вместе с ротором кольцом 2 и пружинами 3, обеспечивающими закрытие зазора торцевой пары на стоянке. Регулирование торцового зазора, по величине протечки и температуре протекаемой жидкости, проводится поджимной буксой 4 (рисунок 1).

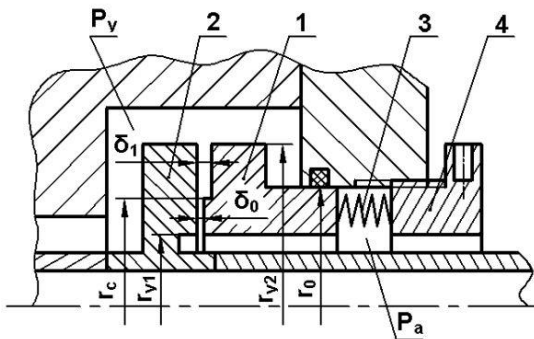


Рисунок 1 – Бесконтактное торцовое уплотнение

Торцовый зазор  $\delta_0$  зависит от геометрии подвижного кольца 1 и уплотняемого давления  $P_y$ , являющегося функцией режима работы насоса. Зазор  $\delta_1 = \delta_0 + \Delta$ , обеспечивающийся ступенькой  $\Delta$ , позволяет раскрыть стык при пуске, обеспечив тем самым наполнение эпюры давления по поверхности пары трения.

В основу расчета положено уравнение осевого равновесия аксиально подвижного кольца и уравнение расхода жидкости через уплотнение.

Последовательность решения задачи следующая. Задается зазор  $\delta_0$  из условия обеспечения допустимой протечки  $q$  на номинальном режиме. Предварительно принимается геометрия уплотнения ( $r_{y1}$ ,  $r_0$ ,  $r_c$ ,  $\Delta$ ) за исключением замыкающего параметра  $r_{y2}$ , который по уплотняемому давлению  $P_y$  для номинального режима работы насоса и силе упругости пружины  $F_{пр}$  находится из уравнения равновесия кольца. Полученная геометрия подвижного кольца обеспечит принятую величину зазора  $\delta_0$  на расчетном режиме работы насоса. По геометрии кольца находятся зависимости изменения зазора  $\delta_0(Q)$  и протечки  $q(Q)$  от режима работы насоса (подачи). При необходимости проводится вариация параметрами ( $r_{y1}$ ,  $r_0$ ,  $r_c$ ,  $\Delta$ ,  $F_{пр}$ ) до выбора рационального решения.

По полученной геометрии кольца 1, на работающей машине, возможна корректировка зазора  $\delta_0$  поджимной буксой 4, путем изменения параметра  $F_{пр}$ .

Апробация методики расчета выполнена на насосе КО 60-66. Результаты расчета  $\delta_0(Q)$  и  $q(Q)$  приведены на рисунке 2.

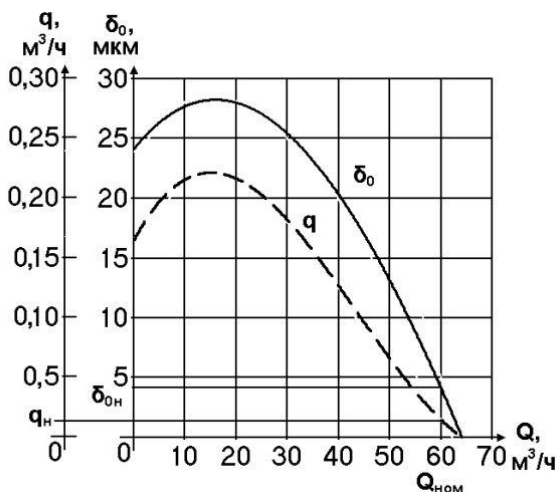


Рисунок 2 – Характеристики уплотнения

ОПРЕДЕЛЕНИЕ СТАТИЧЕСКИХ И ДИНАМИЧЕСКИХ ХАРАКТЕРИСТИК  
ЗАТВОРНОГО ИМПУЛЬСНОГО УПЛОТНЕНИЯ ЦЕНТРОБЕЖНОГО  
КОМПРЕССОРА СИНТЕЗ-ГАЗА

DETERMINATION OF STATICAL AND DYNAMICAL CHARACTERISTICS  
OF BUFFER IMPULSE SEAL OF CENTRIFUGAL COMPRESSOR  
SYNTHESIS-GAS

*Дейнека А.В., студент, Покутний М.В., студент, Загорулько А.В., доцент,  
СумГУ, Сумы; Скирдаченко Е.И., инженер, ООО "ТРИЗ", Сумы*

*Deyneka A.V., student, Pokutniy M.V., student, Zagorulko A.V., associate  
professor, SumySU, Sumy; Skirdachenko V.V., engineer, TRIZ Ltd., Sumy*

Проблемы герметизации вращающихся валов особенно сложны и ответственны для центробежных насосов и компрессоров, перекачивающих агрессивные, токсичные, радиоактивные, взрыво- и пожароопасные жидкости и газы. Для предотвращения неконтролируемых протечек таких сред используются сдвоенные, с последовательным (tandem) или параллельным («спина к спине», «лицо к лицу») расположением, механические торцовые уплотнения с внешним подводом нейтральных запирающих жидкостей или газов. Сдвоенные механические торцовые уплотнения представляют собой сложные прецизионные узлы с развитыми осевыми габаритами, со сложными системами охлаждения и подачи запирающих жидкостей или газов. В результате снижается надежность и резко повышается стоимость уплотнений.

Рядом существенных преимуществ обладают затворные уплотнения с коаксиальным расположением ступеней, созданные на основе импульсных торцовых уплотнений. Благодаря коаксиальному расположению ступеней упрощается конструкция узла и уменьшаются его габариты при сохранении повышенной надежности и герметичности, характерных для саморегулируемых импульсных уплотнений.

В работе приведены результаты статического и динамического расчетов. Численно решена нестационарная задача течения газа в паре трения затворного импульсного уплотнения. От действия газодинамических сил в зазоре уплотнения, рассчитаны деформации колец уплотнения. Сравнение результатов расчетов и экспериментальных данных дало хорошее совпадение.

# СТАТИЧЕСКИЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ ТОРЦОВОГО УПЛОТНЕНИЯ

## STATIC CHARACTERISTICS OF FACE SEAL

*Стрычка А.А., студент, Зуева Н.В., ст. преподаватель, СумГУ, Сумы*

*Strychka A.A., student, Zueva N.V., lecturer, SumSU, Sumy*

Одной из наиболее сложных и важных проблем развития машиностроения в различных отраслях современной технологии является проблема создания надежных уплотнений. Такое положение обусловлено, с одной стороны, большими уплотняемыми давлениями, окружными скоростями, температурами, с другой стороны – очень жесткими требованиями к герметичности и надежности, которые повышаются с ростом параметров. Однако торцовые механические уплотнения являются не идеальными, и в тяжелых условиях работы допускают протечки уплотняемой среды наружу, которые могут привести к загрязнению окружающей среды. Поэтому, чтобы обеспечить надежную и длительную работу торцового механического уплотнения, необходимо проводить статический расчет, который сводится к построению статических характеристик, таких как зависимость торцового зазора и протечек от уплотняемого давления.

В данной работе рассмотрены конструкции торцового механического уплотнения и проведен статический расчет. Построены графики зависимостей распределение давления по зазору для плоского и конусного диффузорного каналов и расхода от конусности уплотнения.

В результате расчета получены некоторые закономерности. Выявлено, что торцовый зазор под действием перепада давлений принимает форму конфузорного канала. При проектировании торцовых уплотнений необходимо подбирать геометрические параметры уплотнения так, чтобы нагружающая сила и сила, открывающая зазор, были уравновешены.

Однако, давление, действующее на кольца торцовых уплотнений, приводит к изменению формы торцового зазора и перераспределению давления в торцовой щели. Уменьшение давления в торцовом зазоре соответственно обуславливает меньшую силу, раскрывающую зазор. Нарушение баланса сил в этом случае может привести к росту коэффициента трения и значительным температурам в паре трения. При этом возникают значительные температурные деформации.

Большие температуры в паре трения приводят к нарушению жидкостной смазки и дальнейшему выходу из строя уплотнительного узла. Увеличение давления в торцовом зазоре обуславливает большую раскрывающую силу, а, следовательно, возникает опасность раскрытия торцового зазора и значительные увеличения утечек уплотнения.

РЕШЕНИЕ ЗАДАЧИ УПРУГОГИДРОДИНАМИЧЕСКОЙ СМАЗКИ ПАРЫ  
ТРЕНИЯ ТОРЦОВОГО САЛЬНИКОВОГО УПЛОТНЕНИЯ

SOLUTION OF ELASTOHYDRODYNAMIC LUBRICATION PROBLEM OF  
FACE PACKING SEAL FRICTION PAIR

*Савченко А.В., студентка, Гудков С.Н., зав. лабораторией,  
Загоруйко А.В., доцент, СумГУ, Сумы*

*Savchenko A.V., student, Gudkov S.N., head of laboratory,  
Zagorulko A.V., associate professor, SumSU, Sumy*

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

В западной литературе известны целый ряд публикаций по различным конструкциям уплотнений, прежде всего торцовым и манжетным, в которых реализован принцип гидродинамической разгрузки пары трения и обратного нагнетания уплотняемой среды. Разработаны методики численного и аналитического расчета таких уплотнений. Решена задача гидроупругости для податливого подшипника с текстурированной поверхностью вала. Однако методика расчета подобных конструкций сальниковых уплотнений фактически отсутствует.

В работе методом последовательных приближений в программе ANSYS решена задача гидроупругости в торцовом сальниковом уплотнении с гидродинамическими канавками. Получены распределения контактного и гидродинамического давлений по окружности пары трения. Проведен анализ эффективности гидродинамических канавок различной формы. Сравнение результатов расчета и эксперимента показало достаточно хорошее совпадение.

## УТОЧНЕНИЕ ГИДРОДИНАМИЧЕСКИХ ХАРАКТЕРИСТИК ТОРЦОВЫХ ДРОССЕЛЕЙ С УЧЕТОМ ВЛИЯНИЯ СИЛ ИНЕРЦИИ ЖИДКОСТИ

## REFINEMENT OF THE HYDRODYNAMIC CHARACTERISTICS OF FACE THROTTLES WITH THE INFLUENCE OF FLUID INERTIA FORCES

*Зуева Н.В., ст. преподаватель, Радько А.В., студентка, СумГУ, Сумы*

*Zuyeva N.V., lecturer, Radko A.V., student, SumSU, Sumy*

В процессе конструирования уплотнений возникает необходимость в определении их статических (вычисление расхода, гидродинамических сил и моментов, определение коэффициента нагрузки) и динамических (критических частот вращения, области устойчивости) характеристик. Для правильного расчета уплотнения необходимо более детально исследовать гидродинамические процессы, которые протекают в уплотнении. В первую очередь это относится к процессам, которые имеют место в торцовом дросселе, который является основным элементом не только торцовых уплотнений, но и упорных подшипников, гидропят, уплотнений с плавающими кольцами.

Давление пленки жидкости, которая разделяет поверхности дросселя, возникает за счет гидростатического (перепад давления на торцовом дросселе) и за счет гидродинамического (влияние подвижности стенок дросселя) эффектов.

Течение жидкости в торцовом дросселе с учетом ряда допущений для случая преобладающего напорного потока описывается осредненными уравнениями движения и неразрывности, решая которые можно найти распределение давления в дросселе и элементарный расход жидкости. Интегрируя по площади кольца, можно получить расход через торцовую щель, а также силу и моменты, действующие со стороны жидкости на поверхности, образующие торцовый дроссель.

В работе построены эпюры давления жидкости, проанализирована зависимость давления от конусности канала и направления потока. Значение давления представлено гидростатической и гидродинамической составляющими. Первая составляющая зависит от перепада давления жидкости, изменяется линейно по радиусу в плоском канале и имеет вогнутую и выпуклую форму эпюры при конфузоре и диффузоре. Вторая – вызвана потоком вытеснения при движении стенок канала, зависит от скорости потока жидкости. Получены гидродинамические силы и моменты, действующие со стороны жидкости на поверхность торцового дросселя с учетом сил инерции жидкости. Проведенный анализ показывает, что осевая сила и моменты, вызванные инерционным потоком, обуславливают жесткостные, демпфирующие и инерционные характеристики слоя жидкости.

Одной из основных задач насосо- и компрессоростроения является усовершенствование и разработка новых конструкций торцовых уплотнительных узлов, расчет гидродинамических характеристик которых позволяет улучшить их качество и срок службы.

# АНАЛИЗ МЕХАНИЗМА СМЕШАННОЙ СМАЗКИ ПАРЫ ТРЕНИЯ РАДИАЛЬНОГО САЛЬНИКОВОГО УПЛОТНЕНИЯ

## ANALYSIS OF MIXED LUBRICATION MECHANISM OF RADIAL STUFFING-BOX SEAL FRICTION PAIR

*Бондарь Е.А., студент, Загорулько А.В., доцент, СумГУ, Сумы*

*Bondar E.V., student, Zagorulko A.V., associate professor, SumSU, Sumy*

Наиболее распространенным типом уплотнений роторов насосов до сих пор остаются сальниковые уплотнения. Это обусловлено их относительной простотой и дешевизной. Вместе с тем, традиционным конструкциям сальниковых уплотнений присущи органические недостатки: сравнительно большие утечки уплотняемой жидкости и ограниченный ресурс.

Решение задачи повышения надежности и герметичности требует детального анализа гидромеханических процессов, происходящих в уплотнении. Лишь на этой основе можно преодолеть устоявшиеся стереотипы и создать новое поколение набивочных уплотнений, удовлетворяющих современным требованиям. В свою очередь, рабочий процесс в уплотнении определяется характеристиками вязкоупругой сальниковой набивки, обладающей сложными физико-механическими и химическими свойствами, зависящими от многих эксплуатационных факторов и изменяющимися во времени.

В работе численным методом, в частности, методом конечных элементов, решена задача гидроупругости для традиционной конструкции сальникового уплотнения. Проанализирована эффективность существующих модифицированных конструкций. Получены аналитические зависимости, описывающие механизм смешанной смазки в сальниковом уплотнении. На основе углубленного анализа гидродинамических процессов, происходящих в паре трения, получены распределения гидростатического и контактного давлений по длине уплотнения. Разработана методика расчета набивочных уплотнений, позволяющая выбирать размеры пакета сальниковой набивки в зависимости от рабочих параметров насоса. С целью оценки ресурса уплотнительного узла решена износоконтактная задача, в которой критерием выхода из строя сальникового уплотнения является потеря герметичности.



ГАЗОДИНАМИЧЕСКИЙ РАСЧЕТ ТЕЧЕНИЯ ГАЗА В ВЫХЛОПНОМ  
ТРАКТЕ ГАЗОПЕРЕКАЧИВАЮЩЕГО АГРЕГАТА  
GASDYNAMICAL CALCULATION OF GAS FLOW IN EXHOUT TRACT  
OF GASCOMPRESSOR AGREGATE

*Марцинковский В.А., профессор, Гребенюк И.В., студентка, СумГУ, Сумы*  
*Marcinkovsky V.A., professor, Grebenyuk I.V., student, SumSU, Sumy*

Важным условием устойчивого развития газовой отрасли является обеспечение надёжности газоперекачивающих агрегатов (ГПА) в целом. Одной из причин выхода из строя ГПА является неустойчивая работа системы выхлопа ГПА связанная с отсутствием систем технического контроля системы выхлопа. Выход из строя системы выхлопа в работе ГПА приводит к значительному повышению стоимости ремонтных работ. Причиной оказывающей влияние на неустойчивую работу системы выхлопа ГПА являются различные виды нагрузок, действующих на конструктивные элементы системы выхлопа. К таким нагрузкам относятся температурные нагрузки, которые приводят к деформациям конструкции выхлопного тракта, и динамические, вызванные в основном движением газового потока по выхлопному тракту - такие нагрузки еще называют газодинамическими. Газодинамические нагрузки являются основной причиной выхода из строя выхлопного тракта ГПА. Несмотря на это практически полностью отсутствуют работы, связанные с математическим моделированием газодинамических процессов, происходящих в системе выхлопов ГПА.

Задача, связанная с проектированием выхлопного тракта является довольно сложной и трудоемкой, это связано с многими факторами. Одним из них является отсутствие классификации нагрузок, действующих на элементы выхлопного тракта. В настоящее время аналитический расчет не дает более детально изучить формирование газового потока в выхлопном тракте ГПА. Поэтому необходимо численное моделирование течения газа в выхлопном тракте, которое даст более подробно изучить причины возникновения газодинамических нагрузок. В связи с этим целью работы является газодинамический расчет выхлопного тракта ГПА с помощью программного комплекса ANSYS CFX.

В данной работе проведен обзор литературы, связанный с причинами возникновения различных видов нагрузок, действующих на элементы выхлопного тракта. С помощью программного комплекса ANSYS CFX проведен газодинамический расчет течения газа в выхлопном тракте ГПА. Получены основные газодинамические характеристики, а также качественная картина течения газа, по которой определены опасные места возникновения источников динамической нагрузки.

# ВЕРОЯТНОСТНЫЙ АНАЛИЗ ДИНАМИЧЕСКОГО ГАСИТЕЛЯ КОЛЕБАНИЙ PROBABILISTIC ANALYSIS OF DYNAMIC EXTINGUISHER OF VIBRATIONS

*Ярута А.С., студентка, Тарасевич Ю.Я., доцент, СумДУ, Суми*  
*Yaruta A., student, Tarasevich Y., associate professor, SumSU, Sumy*

Одним из наиболее распространенных способов борьбы с вибрациями является применение динамических гасителей колебаний. Простейшим типом является динамический гаситель колебаний без трения. Однако такой гаситель неприменим для систем с широким и нестабильным частотным диапазоном возмущающих воздействий. Широкое распространение в технике получили гасители с вязким трением. Они достаточно хорошо описаны и изучены. Так, Ден-Гартог [2] и др. исследователи [1,3] установили, что слишком слабое, так же как и слишком сильное демпфирование, нерационально, а существует некоторый диапазон оптимального демпфирования, который обеспечивает минимум максимальных амплитуд в широком диапазоне частот. Основной особенностью динамического гасителя колебаний с вязким сопротивлением является то, что он обладает меньшей чувствительностью к отклонению его параметров от оптимальных по сравнению с гасителями без трения.

В работе рассмотрен стационарный режим в системе с динамическим гасителем при действии на нее гармонической возмущающей силы с заданной частотой. Поскольку частота возмущения зависит от ряда случайных факторов, то более корректным является вероятностный подход к определению параметров гасителя. Такой подход позволяет также проанализировать влияние случайных изменений парциальной частоты главной массы, настройки и затухания гасителя. В качестве исходных приняты Релея и нормальный законы распределения. Параметры гасителя выбираются из условия непревышения амплитудой колебаний некоторого значения с заданной вероятностью. Установлено, что в случае, когда значения относительной массы гасителя составляют  $\geq 0,05$ , а значения среднеквадратического отклонения скольжения асинхронного двигателя  $\leq 0,04$  система оптимальна даже при отсутствии сопротивления.

Проведенный вероятностный анализ позволяет повысить эффективность динамического гасителя. Учет случайных отклонений параметров гасителя от расчетных позволит более точно оценивать его надежность в процессе работы.

## Список литературы

1. Вибрации в технике: Справочник. Т.6. Защита от вибрации и ударов/ Под ред. К.В. Фролова. – М.: Машиностроение, 1981. – 456 с.
2. Ден-Гартог Дж. П. Механические колебания. – М.: Физматгиз, 1960. – 580 с.
3. Корнев Б.Г. Динамические гасители колебаний. Теория и их приложения. – М.: Наука, 1988. – 304 с.

ЯВИЩЕ ПОМПАЖА У ВІДЦЕНТРОВОМУ НАГНІТАЧІ  
ГАЗОПЕРЕКАЧУВАЛЬНОГО АГРЕГАТА ТА СПОСОБИ ЙОГО  
ПОПЕРЕДЖЕННЯ

THE SURGE PHENOMENA IN CENTRIFUGAL SUPERCHARGER OF  
GASCOMPRESSOR AND METHODS OF ITS WARNING

*Мартиненко В.О., студентка, Сидорець О.І., аспірантка, СумДУ, Суми*

*Martynenko V., student, Sidorets O., postgraduate student, SumSU, Sumy*

До одних з основних чинників, що визначають надійність і економічність роботи газотранспортних систем, відноситься забезпечення газодинамічної стійкості відцентрових нагнітачів газоперекачуючих агрегатів. Втрата з різних причин газодинамічної стійкості приводить до режиму помпажа, що характеризується інтенсивними коливаннями витрати і тиску газу в системі «нагнітач-мережа».

Помпаж є нестаціонарним процесом у відцентровому компресорі і виражається в зриві потоку газу через робоче колесо. Цей процес настає, коли енергія, передавана лопатками робочого колеса потоку газу, недостатня для подолання опору мережі з боку нагнітання компресора при роботі на режимах низьких витрат, при цьому виникають відриви потоку газу від лопаток робочого колеса. Це приводить до появи областей із зниженим тиском і вихороутворенням в міжлопатковому просторі, внаслідок чого спочатку виникають підвищені вібрація і шум. Подальший розвиток помпажу може призвести до практично повного „запирання” робочого колеса і, відповідно, до виникнення ударної зворотної течії газу з наступним відновленням прямої течії і повторенням циклу. В кінцевому випадку це може призвести до аварій з крупними поломками відцентрового компресора, привідного двигуна, іншого обладнання.

Для вирішення цієї проблеми існують різні методи і засоби антипомпажного захисту, задача яких зводиться до недопущення наближення режиму роботи компресора до межі помпажа за рахунок регулювання параметрів його роботи. Найпоширенішим методом недопущення помпажних явищ є перепуск газу з нагнітання компресора на всмоктування. за рахунок відкриття байпасного крана – антипомпажного клапана.

У роботі представлена розроблена в програмному пакеті Pro ENGINEER модель антипомпажного регулюючого клапана на базі конструкції кульового крана. З метою пошуку найбільш ефективної конструкції за допомогою програмного пакету ANSYS CFX виконано її чисельний розрахунок для різної кількості регулюючих перфорованих пластин (решіток) з різними початковими кутами їх встановлення. В результаті одержані залежності зміни тиску і швидкості газу по довжині клапана, а також витрати від кута повороту пробки. Проведено порівняння характеристик конструкцій.

ПІДВИЩЕННЯ НАДІЙНОСТІ ВІДЦЕНТРОВОГО НАГНІТАЧА  
ГАЗОПЕРЕКАЧУЮЧОГО АГРЕГАТУ ЗА РАХУНОК ЕФЕКТИВНОГО  
АНТИПОМПАЖНОГО ЗАХИСТУ

INCREASE OF RELIABILITY OF CENTRIFUGAL SUPERCHARGER OF  
GASCOMPRESSOR DUE TO EFFECTIVE ANTISTALL PROTECTION

*Москаленко Д.С., студентка, Сидорець О.І., аспірантка, СумДУ, Суми*  
*Moskalenko D., student, Sidorets O., postgraduate student, SumSU, Sumy*

Виходячи з призначення та умов експлуатації, компресорні станції повинні мати максимальну надійність, оскільки аварія на магістральному газопроводі може привести до неоціненних як матеріальних, так і людських втрат. Надійність компресорної станції залежить від багатьох чинників і, в першу чергу, надійності відцентрових нагнітачів (компресорів).

Одне з найнебезпечніших явищ, яке може привести до серйозної аварії – це помпаж, що є нестационарним процесом у нагнітачі і виявляється у зриві потоку газу через робоче колесо. Такий режим може призвести до аварії з серйозними поломками відцентрового компресора, привідного двигуна, іншого обладнання. Таким чином, проблема ефективного антипомпажного захисту є актуальною для компресоробудування, вирішення якої сприятиме підвищенню надійності газоперекачувальних агрегатів в цілому.

Для вирішення цієї проблеми існують різні методи і засоби протипомпажного захисту, задача яких зводиться до недопущення наближення режиму роботи компресора до межі помпажа за рахунок регулювання параметрів компресора. Найпоширенішим методом усунення помпажних явищ є перепуск газу з нагнітання компресора на всмоктування за рахунок відкриття байпасного крана – антипомпажного клапана.

Україна є одним із провідних світових виробників компресорних станцій для магістральних газопроводів, причому це виробництво зосереджене у м. Суми на ВАТ „СМНВО ім. М.В.Фрунзе”. На даний час компресорні станції, що тут виготовляються, оснащуються дорогими імпортними антипомпажними клапанами, тому було прийняте рішення про розробку власної конструкції антипомпажного клапана. Враховуючи наявний досвід створення кульових кранів, було вирішено створювати антипомпажний клапан на базі конструкції кульового крана.

У роботі представлена розроблена в програмному пакеті Pro ENGINEER модель антипомпажного регулюючого клапана на базі конструкції кульового крана. З метою пошуку найбільш ефективної конструкції за допомогою програмного пакету ANSYS CFX виконано її чисельний розрахунок для різних варіантів розміщення регулюючих перфорованих пластин (решіток), в результаті чого одержані залежності зміни тиску і швидкості газу по довжині клапана а також витрати від кута повороту пробки. Проведено порівняння характеристик конструкцій.

ЧИСЕЛЬНИЙ РОЗРАХУНОК ГАЗОДИНАМІЧНИХ СИЛ У ПРОТОЧНІЙ  
ЧАСТИНІ ВАКУУМНОГО НАСОСУ ЗОЛОТНИКОВОГО ТИПУ  
NUMERICAL CALCULATION OF GASDYNAMICAL FORCES IN FLOW  
PART OF PLUNGER VACUUM PUMP

*Суханов В.В., аспірант, Загорулько А.В., доцент, СумДУ, Суми*

*Sukhanov V.V., postgraduate student, Zagorulko A.V., associate professor,  
SumSU, Sumy*

Механічні вакуумні насоси з масляним ущільненням знаходять широке розповсюдження у самих різноманітних галузях науки і техніки – від обробки продуктів харчування і виготовлення будівельних матеріалів до імітації космічного простору і проведення унікальних фізичних досліджень.

Механічні насоси виконують відкачку об'єму, починаючи з атмосферного тиску. Те, що відкачується вони витісняють в атмосферу. У якості робочої рідини насосів з масляним ущільненням, як правило використовуються мастила, які отримуються із промислових мінеральних мастил.

Велике розповсюдження отримали плунжерні насоси, в циліндричній робочій камері яких обертається ексцентрик з надітим на нього плунжером. При цьому робота більшості таких насосів супроводжується підвищеною вібрацією. Крім того, такі насоси мають досить значні масогабаритні характеристики.

Тому, в умовах значної конкуренції на ринку вакуумної техніки з боку західних виробників, актуальним є підвищення надійності за рахунок зниження віброакустичних і масогабаритних характеристик вакуумних насосів золотникового типу, шляхом поглибленого аналізу їх кінематичних, динамічних та газодинамічних характеристик. А також виконання оптимізації їх геометричних характеристик і створення методів віброакустичної діагностики їх технічного стану.

У роботі виконано моделювання кінематики руху плунжера у програмному комплексі ANSYS з урахуванням руху газу у проточній частині вакуумного насосу золотникового типу. Отримані газодинамічні сили, які діють на плунжер та робочі характеристики насосу. Проведений аналіз динаміки обертового руху вала вакуумного насосу та визначені причини підвищеної вібрації.

# ИССЛЕДОВАНИЕ ВЛИЯНИЯ ДЕМПФИРОВАНИЯ В ПОДШИПНИКАХ ПРИ НАЛИЧИИ ВНУТРЕННЕГО КОНСТРУКЦИОННОГО ТРЕНИЯ НА ДИНАМИКУ РОТОРА ТУРБОКОМПРЕССОРА

## RESEARCH OF INFLUENCE OF DAMPING IN BEARINGS AT PRESENCE OF INTERNAL CONSTRUCTION FRICTION ON DYNAMICS OF ROTOR OF TURBO-COMPRESSOR

*Платошин А.А., студент, Симоновский В.И., профессор, СумГУ, Сумы*

*Platoshin A.A., studen, Simonovskiy V.I., professor, SumSU, Sumy*

Современный турбоагрегат представляет собой сложную динамическую систему, все части которой совершают взаимосвязанные колебания. В связи с непрерывным повышением мощности агрегатов, существенно возрастает влияние колебательных явлений на работу машины, так как именно вибрационное состояние часто определяет ресурс работы и надежность конструкции, точность выполнения заданного технологического процесса, интенсивность и характер износа подшипников и т.д.

Демпфирование в роторных системах состоит из внешнего (всегда являющегося стабилизирующим фактором) и внутреннего. Внутреннее трение в роторе включает два основных компонента: гистерезис материала вала и конструкционное демпфирование, проявляющееся в результате микродвига отдельных частей ротора относительно друг друга. В отличие от внешнего, внутреннее трение может играть как стабилизирующую роль, так и являться фактором, ухудшающим вибрационное состояние машины.

Наряду с динамическими прогибами синхронной прецессии, вызванными дисбалансами динамики ротора, существуют несинхронные составляющие колебаний, обусловленные внутренним трением и гидродинамическими реакциями в подшипниках. Если для расчета динамических прогибов от дисбалансов существуют программы, основанные на методе конечных элементов, то для выявления несинхронных составляющих, а также потери устойчивости, необходимо разработать и использовать математические модели роторных систем, исследование которых можно провести на основе использования современных программ численного интегрирования.

В работе выполнено следующее:

1. Разработана математическая модель, учитывающая внутреннее конструкционное трение и гидродинамические нелинейные реакции в сегментных подшипниках.
2. С помощью этой модели исследовано влияние вышеуказанных факторов на устойчивость и характер субгармонических колебаний в неустойчивой зоне вращения.

ОСОБЕННОСТИ ДИНАМИКИ РОТОРОВ НАСОСОВ ПРОДУВКИ-  
ПОДПИТКИ И РАСХОЛАЖИВАНИЯ ПЕРВОГО КОНТУРА АЭС  
DYNAMICS FEATURES OF ROTORS OF NUCLEAR POWER PLANT  
PRIMARY CIRCUIT COOLDOWN

*Симоновский В.И., профессор, СумГУ, Сумы;*  
*Яценко А.С., инженер II категории ОАО «ВНИИАЭН», Сумы*

*Simonovskiy V.I., professor, SumSU, Sumy, Yashchenko A.S., JSC "VNIIAEN"*  
*engineer of 2<sup>nd</sup> category, Sumy*

Агрегаты типа ЦНА 60-180-1 предназначены для уплотнения главных циркуляционных насосов блоков АЭС с реактором ВВЭР-1000, а также для байпасной очистки теплоносителя, борного регулирования реактивности путем изменения концентрации борной кислоты в теплоносителе. Состоят эти агрегаты из привода (электродвигателя), гидродинамической муфты МГ-М-500 со встроенным мультипликатором и насоса, соединенных между собой упругими пластинчатыми муфтами.

При испытаниях агрегата ЦНА 60-180-1 уровни виброскорости, измеренные на корпусах подшипниковых опор, при номинальной частоте вращения (148 Гц) превышали требования технических условий. После подбалансировки ротора насоса удалось снизить уровни вибрации на номинальной частоте вращения до требуемых значений. На частотах, отличных от номинальной, наблюдался рост уровней вибрации выше допустимых. После дополнительных исследований было установлено, что на частоте близкой к 100 Гц эти уровни имеют свой максимум.

Собственная частота колебаний ротора насоса, полученная расчетным путем, равнялась 258 Гц. Был выполнен расчет критической частоты вращения валопровода в целом. Первая собственная частота вращения валопровода, полученная расчетным путем, совпала с частотой, полученной экспериментально – 112 Гц. Оказалось, что наиболее чувствительным элементом при колебаниях валопровода на критических частотах является ротор гидромуфты.

Поэтому были рассмотрены два пути улучшения вибрационного состояния агрегата: изменение конструкции гидромуфты и использование при балансировке в качестве одной из плоскостей коррекции сечения в области ротора гидромуфты. Конструкцию гидромуфты предложено изменить путем увеличения диаметра вала, что, как известно, приводит к сдвигу спектра собственных частот в сторону более высоких значений.

## ЗАДАЧА ОПТИМИЗАЦИИ БАЛАНСИРОВКИ ГИБКИХ РОТОРОВ TASK OF OPTIMIZATION OF BALANCING OF FLEXIBLE ROTORS

*Угничев А.С., аспирант, Симоновский В.И., профессор, СумГУ, Сумы*

*Ugnichev A.S., postgraduate student, Simonovskiy V.I., professor, SumSU, Sumy*

Балансировка гибких роторов требует использования трех и более плоскостей коррекции. Поскольку имеется возможность выбора этих плоскостей, то очевидно, что для каждого конкретного ротора существует оптимальная (в определенном смысле) комбинация мест установки балансировочных грузов. В работе рассмотрен способ нахождения такого сочетания плоскостей коррекций, которое (при заданном количестве плоскостей) дает наибольший эффект снижения уровня вибраций при существенно меньших величинах уравнивающих масс. При этом используются частотные характеристики динамических коэффициентов влияния (ДКВ) в опорных точках, которые могут быть как экспериментальными, полученными, например, на вакуумном балансировочном стенде [1], так и расчетными, определенными на ПК по программам расчёта вынужденных колебаний [2]. Был сформулирован математический критерий оптимальности балансировки позволяющий использовать алгоритмы, реализующие метод линейного программирования.

Эффективность предложенного способа была проверена на ряде численных экспериментов. Дальше на ПК производилась виртуальная балансировка в назначенных плоскостях коррекции на рабочих колёсах. В результате использования программы, реализующей симплекс-метод, были получены оптимальные места плоскостей коррекции. Полученные данные наглядно иллюстрируют достигаемый эффект: максимальный прогиб при оптимальном расположении плоскостей оказался уменьшенным вдвое при значительном уменьшении дисбалансов.

### Список литературы

1. Гадяка В.Г., Симоновский В.И. Особенности практической балансировки роторов турбокомпрессорных агрегатов, основанные на экспериментальном уточнении их динамических моделей. – Проблемы машиностроения, том 10, №1, 2007, с. 75–79.

2. В.И. Симоновский. Динамика роторов центробежных машин. Сумы, изд-во СумГУ, 2006. –126с.



# ИССЛЕДОВАНИЕ ЭФФЕКТИВНОСТИ БАЛАНСИРОВКИ ГИБКИХ РОТОРОВ В ЗАВИСИМОСТИ ОТ ЧИСЛА ПЛОСКОСТЕЙ КОРРЕКЦИИ

## STUDY THE EFFECTIVENESS OF BALANCING FLEXIBLE ROTORS DEPENDING ON THE NUMBER OF PLANES OF CORRECTION

*Подкуйко С.С., студент, Симоновский В.И., профессор, СумГУ, Сумы*

*Podkyiko S.S., student, Simonovskiy V.I., professor, SumSU, Sumy*

Качественная балансировка роторов является необходимым условием обеспечения их виброннадёжности.

Роторы насосов, работающих за первой критической, требуют балансировки их как гибких, с использованием трёх и более плоскостей коррекции на рабочей частоте, а также на иных частотах, например, на первой критической. Программы для расчета уравнивающих дисбалансов основаны на данных экспериментального измерения вибраций[1]. Кроме этого могут быть использованы (при достаточном уровне достоверности) математические модели роторных систем[2]. В результате виртуального исследования процессов балансировки этих моделей возможно выявить во-первых, минимально допустимое число плоскостей коррекции для каждой конкретной конструкции ротора, во-вторых – наиболее удачное их расположение.

В настоящей работе с использованием программ для расчёта вынужденных колебаний и определения дисбалансов по расчётным данным комплексных амплитуд синхронной прецессии такие исследования были проведены для двух роторов типичных конструкций центробежных насосов. Для каждого ротора были определены минимально допустимое число плоскостей коррекции, их наилучшее расположение, а также частоты, на которых целесообразно проводить балансировку и добалансировку этих роторов.

### Список литературы

1. Гадяка В.Г., Симоновский В.И. Особенности практической балансировки роторов турбокомпрессорных агрегатов, основанные на экспериментальном уточнении их динамических моделей. – Проблемы машиностроения, том 10, №1, 2007, с. 75–79.
2. В.И. Симоновский. Динамика роторов центробежных машин. Сумы, изд-во СумГУ, 2006. –126с.

# НЕКОТОРЫЕ ОСОБЕННОСТИ ВЛИЯНИЯ НЕЛИНЕЙНЫХ РЕАКЦИЙ СЕГМЕНТНЫХ ПОДШИПНИКОВ НА ДИНАМИКУ И УСТОЙЧИВОСТЬ РОТОРОВ ТУРБОКОМПРЕССОРОВ

## SOME FEATURES OF INFLUENCE OF NONLINEAR RESPONSES OF TILTING PAD ON DYNAMICS AND STABILITY OF TURBO-COMPRESSORS ROTORS

*Лейких Д.В., аспирант, Симоновский В.И., профессор, СумГУ, Сумы*

*Leikykh D.V., postgraduate student, Simonovskiy V.I., professor, SumSU, Sumy*

Наиболее важным критерием надежности турбокомпрессорных агрегатов является уровень их вибрации, а одним из основных узлов, определяющих вибрационное состояние, являются опорные подшипники скольжения. Для выяснения некоторых особенностей влияния сегментных подшипников на динамику роторов, а также для определения границ потери устойчивости их вращения проведены испытания модельного ротора массой 150 кг на различных типах подшипников.

При испытаниях устанавливали четыре типа подшипников: 3-клиновы́й подшипник, 5-колодочный подшипник с самоустанавливающимися колодками, а также 4-х и 3-колодочные демферные подшипники или подшипники с жидкостными опорами.

По результатам испытаний определены значения относительной граничной по устойчивости частоты вращения ротора  $\bar{\omega} = \omega_{gr} / \Omega$  от относительного дисбаланса  $e$  (рисунок 1).

Для всех рассмотренных типов подшипников отмечаются следующие закономерности: после потери устойчивости возникают автоколебательные субгармонические составляющие; при частотах выше граничной и близких к ней амплитуда автоколебаний ниже синхронной; с ростом частоты вращения амплитуда автоколебаний растёт быстрее, нежели синхронная, и превышает её; частота автоколебаний не зависит от частоты вращения ротора и остаётся примерно постоянной, приблизительно равной критической частоте ротора.

Учитывая то, что во время эксперимента изменялась только конструкция подшипников, а все остальные параметры были фиксированы (межопорное расстояние, зазоры в подшипниках, температура масла и т.д.) был сделан вывод о том, что тип используемого подшипника является основным фактором, влияющим на устойчивость ротора.

Для качественной и количественной оценки влияния различных параметров на динамическое поведение ротора была разработана модель, учитывающая нелинейные реакции подшипников. Реальный ротор был приведен к 4-массовой системе. Массы модели оценивались с помощью формулы линейной регрессии [1]:

$$\Theta = [K^T \cdot K]^{-1} \cdot K^T \cdot Y,$$

где  $K$ ,  $Y$  – матрица и вектор измеряемых величин, которые определяются по полученным экспериментально собственным формам и критическим частотам исследуемого ротора,  $\Theta$ - вектор оцениваемых масс дискретной модели.

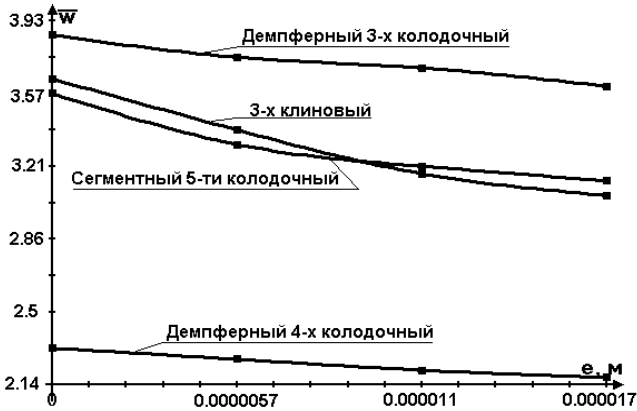


Рисунок 1 - Экспериментально полученная граница устойчивости для различных видов подшипников

Численное интегрирование системы нелинейных дифференциальных уравнений было проведено в программном комплексе Maple12. В результате численных экспериментов была оценена величина циркуляционной силы и нелинейная жесткость подшипников. Также было исследовано влияние гистерезиса материала на динамику ротора [2].

Таким образом в результате получена достоверная математическая модель ротора, позволяющая исследовать закономерности нелинейных колебаний роторов турбокомпрессоров.

#### Список литературы

1. Симоновський В.І., Хворост В.А. Оцінювання параметрів динамічних моделей роторів. – Суми: Вид-во СумДУ, 2002. – 143 с.
2. Гадяка В.Г., Лейких Д.В., Симоновский В.И. О некоторых диагностических признаках влияния внутреннего трения на вибрационное состояние ротора турбокомпрессора // Газотурбинные технологии, - 2009. – № 4(75). – С. 22-25.

# РОЗРОБКА АЛГОРИТМУ ТА ПРОГРАМИ РОЗРАХУНКУ СТІЙКОСТІ СКЛАДНИХ ЛІНІЙНИХ ДИНАМІЧНИХ СИСТЕМ

## DEVELOPMENT OF ALGORITHM AND PROGRAM OF CALCULATION OF STABILITY OF THE LINEAR DYNAMIC SYSTEMS

*Равлюк Л.Ю., аспірантка, Симоновський В.І., професор, СумДУ, Суми*

*Ravlyuk L.Y., postgraduate student, Simonovskiy V.I., professor, SumSU, Sumy*

Стійкість динамічних систем безумовно є важливим фактором 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 складних лінійних динамічних систем, 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 [1]

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

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 використовується критерій Гурвіца.

### Список літератури

1. Демидович Б.П., Марон И.А. Основы вычислительной математики. – М.: Наука, 1966 г., 664 стр.

ВЛИЯНИЕ ДЕФОРМАЦИЙ НА УСТОЙЧИВОСТЬ ПЛАСТИН,  
ОБТЕКАЕМЫХ ПОТОКОМ ВЯЗКОЙ НЕСЖИМАЕМОЙ ЖИДКОСТИ

THE EFFECT OF DEFORMATION ON THE STABILITY OF PLATES  
STREAMLINED BY VISCOUS INCOMPRESSIBLE FLUID

*Каринцев И.Б., профессор, Фишер В.В., студентка, СумГУ, Сумы*  
*Karintsev I.B., professor, Fisher V.V., student, SumSU, Sumy*

Одной из важных проблем, возникающих при работе ротора в щелевых уплотнениях, является их влияние на устойчивость ротора при изменении параметров дросселирующего канала. Но поскольку уравнения движения вязкой среды нелинейны, необходимо значительно упрощать исходную модель для получения определяющих зависимостей. В связи с тем, что кривизна поверхностей, образующих короткое кольцевое уплотнение, незначительна, по сравнению с радиусом, их можно развернуть на плоскость. Тогда в качестве грубой модели щелевого уплотнения можно использовать стенку плоского канала, обтекаемую потоком вязкой жидкости. В щелевых уплотнениях могут возникать самовозбуждающиеся колебания. Поэтому рассмотрение устойчивости выбранной модели имеет важное практическое значение.

Рассмотрены свободные колебания цилиндрической пластины под влиянием гидродинамических сил, действующих на стенку со стороны потока вязкой несжимаемой жидкости. Ранее рассматривалась пластина как жесткое тело. Но в реальных конструкциях стенка обладает упругой податливостью. Таким образом, задача гидродинамики течения перерастает в задачу гидроупругости. Учет деформаций под влиянием потока значительно усложнит решение задачи.

Точный метод решения поставленной задачи, использующий уравнение колебаний пластинки, является ограниченным, т.к. дает возможность решать только простые задачи. С этой точки зрения интерес представляет вариационный метод Лагранжа.

В результате применения метода Лагранжа для случая консольной цилиндрической панели обтекаемой потоком жидкости была получена система уравнений. Задача об устойчивости невозмущенной формы пластины сводится к отысканию и исследованию собственных значений матрицы в зависимости от параметров потока. Для случаев бесконечной и конечной длины пластины была получена графическая зависимость собственных значений матрицы в зависимости от параметров потока.

В результате был сделан вывод: для пластин с бесконечной длиной зависимость собственных чисел от параметров потока близка к зависимости для пластин с конечной длиной. Это заключение позволит в дальнейшем значительно упростить аналитические расчеты.

# ИСПОЛЬЗОВАНИЕ КОМПЬЮТЕРНЫХ ТЕХНОЛОГИЙ ПРИ ИССЛЕДОВАНИИ КОЛЕБАНИЙ МЕХАНИЧЕСКОЙ СИСТЕМЫ

## USING COMPUTER TECHNOLOGY IN STUDING OF MECHANICAL SYSTEMS VIBRATIONS

*Кафтарян Л.С., доцент, Куценко Е. Ю., студент, Линник Е.С., студент,  
СумГУ, Сумы*

*Kaftaryan L.S., associate professor, Kutsenko K.Y., student, Linnik K.S., student,  
SumSU, Sumy*

Рассмотрены вопросы моделирования движения механических систем с одной и двумя степенями свободы. К исследованию движения такого класса систем часто сводят многие практические задачи анализа и синтеза машин и механизмов. В качестве объекта исследования принята механическая система, приведенная на Рис. 1. При отсутствии стержня 4 система имеет одну степень свободы. Рассматриваемая механическая система со стационарными голономными связями относится к диссипативным системам, так как цилиндр 1 движется в вязкой среде. Для исследования движения такой системы используются уравнения Лагранжа. Были получены аналитические решения этих уравнений.

В современных условиях для решения практических задач специалисту необходимо уметь использовать информационные технологии. Существует обширная программная продукция, которую применяют для решения задач механики и к ней относятся программный комплекс КИДИМ, который позволяет решать задачи теоретической и аналитической механики.

ПК КИДИМ позволяет не только получать амплитудно-частотные характеристики, но и проводить анализ чувствительности сложных механических систем, совершающих колебания. С его помощью можно получить информацию о том, насколько велико влияние того или иного инерционного либо упругого элемента на значения собственных частот системы.

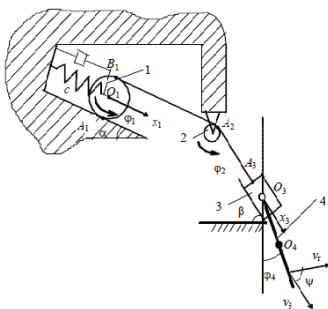


Рисунок 1 – Механическая система с двумя степенями свободы

## ОСОБЛИВОСТІ ДІЯЛЬНОСТІ НАУКОВОГО СТУДЕНТСЬКОГО ГУРТКА ВИНАХІДНИКІВ СУМДУ

### FEATURES OF ACTIVITY OF SUMY STATE UNIVERSITY SCIENTIFIC STUDENT GROUP OF THE INVENTORS

*Запорожченко В.С., доцент, СумДУ, Суми*

*Zaporojchenko V.S., associate professor, SumSU, Sumy*

У Сумському державному університеті значна увага приділяється роботі з обдарованими студентами. У рамках цього напрямку при кафедрі ОПМ інженерного факультету у вересні 2004 року був створений студентський гурток винахідників. Спочатку ця ідея не була прийнята студентами однозначно, адже відвідування гуртка було добровільним і ніяких благ студентам не обіцяло. Але поступово знайшлися активні й ідейні студенти, яким нове заняття сподобалося, і почалася пошукова винахідницька робота. Набір кращих студентів здійснювався за бажанням, хтось усвідомлював, що йому не до вподоби цей рід діяльності й покидав групу, хтось, навпаки, почувши про цікавість роботи в гуртку, вливався у колектив. І закипіли дискусії, суперечки, з'явилися пропозиції. Слід уточнити, що діяльність гуртка полягає в удосконаленні указаних керівником механізмів та систем,— це дозволяє зосередити інтелектуальні зусилля студентів у строго заданому напрямку. З часу заснування гуртка була проведена ґрунтовна робота над пошуком нових технічних рішень в галузі маховичного приводу безмуфтових штампувальних кривошипних пресів, які призначені для обробки матеріалів тиском. Заняття гуртка проводяться раз на тиждень, коли обговорюються нові ідеї та втілюються у схеми, ескізи, креслення, макети, діючі зразки, по яким оформлюються заявки на винаходи й корисні моделі. Так, за кресленнями студента Євгена Іванова була виготовлена на одному з підприємств міста Суми діюча модель безмуфтового преса. За звітний період у співпраці зі студентами I й II курсів отримано 10 патентів України. Робота в гуртку дає студентам досвід, вони поринають у наукове життя, вчать винаходити і мислити креативно.

Діяльність наукового студентського гуртка винахідників була офіційно зареєстрована наказом ректора СумДУ №188-І від 27.09.2009 року. Були розроблені та затверджені Положення про студентський гурток винахідників та його логотип, які зараз розміщуються на сайті СумДУ. Члени гуртка прийняли участь 19.09.2009 року у міському заході святкування Дня винахідника і дружно пройшли колоною по вулиці Соборна з викликами на честь свята, про що була надрукована стаття «Изобретателям СумГУ – УРА!» студентки факультету журналістики Осюхіної М. у газеті СумДУ «Резонанс» №10–12 за жовтень 2009 року. Зараз кореспондентом Сумської газети «Панорама» Володіною Мариною готується у березневий номер стаття про винахідницьку діяльність у вищих навчальних закладах міста, де окремо висвітлено роботу нашого студентського гуртка винахідників. На жаль, промислові підприємства Сумщини та інших регіонів через економічну кризу не надто цікавляться сучасними науковими розробками навчальних закладів, тому робота гуртка має більш наукове й виховне, ніж практичне значення.

## УДОСКОНАЛЕННЯ МАХОВИЧНОГО ПРИВОДА ШТАМПУВАЛЬНИХ КРИВОШИПНИХ МАШИН

### IMPROVEMENT OF THE FLYWHEEL-TYPE DRIVE OF THE FORMING GYRATORY MACHINES

*Запорожченко В.С., доцент, Запорожченко А.В., студентка, СумДУ, Суми*  
*Zaporozhchenko V.S., associate professor, Zaporozhchenko A.V., student,*  
*SumSU, Sumy*

Обробка металів тиском (ОМТ) відноситься до найбільш прогресивних техпроцесів у сучасному виробництві, але штампувальні кривошипні машини мають у своєму приводі суцільний литий маховик недосконалої конструкції. Кількість обертів такого маховика обмежена через можливість його розриву, коли швидкість крайніх точок обода перевищує допустимі значення. Запропоновано виготовити маховик не суцільним, а витим зі стрічки чи дроту і розмістити його на приймальному валу, співвісно валу електродвигуна. На це технічне рішення отримано патент України № 30037. У заявленому маховику в якості гнучкого елемента для навивання обода використовується високоміцна стрічка, дріт або волокна, причому направлення їх навивання співпадає з направленням обертання маховика. Виконання обода маховика з навитого гнучкого елемента зумовлене тим, що стрічка або дріт завдяки їх внутрішній структурі, яка утворена холодним прокатуванням чи волочінням, мають міцність, значно вищу за міцність литого монолітного матеріалу.

Нова конструкція маховика з ободом, накрученим із високоміцного гнучкого елемента, дає змогу без порушення цілісності конструкції збільшити кількість його обертів. Це дозволяє встановити витий маховик на валу електричного двигуна і позбутися громіздкої клинопасової передачі. При роботі привода в ободі витого маховика виникають напруження розтягання і пов'язані з ним деформації. Чим далі від центра розташовано виток гнучкого елемента, тим сильніше його напружено. Отже, першим може розірватися саме цей зовнішній виток. Розірваний виток при контакті з кожухом гальмує маховик, створює значний шум і примушує штампувальника вимкнути привод преса. Для відновлення роботоздатності маховика достатньо розірваний гнучкий елемент приклеїти чи приварити до основного обода.

Використання удосконаленого привода кривошипного преса забезпечує такі переваги : підвищення енергоємності і більш значне віддавання кінетичної енергії маховиком; безпечність при розриванні маховика; зниження витрат на його ремонт у випадку розриву тільки зовнішнього витка та зменшення розмірів привода внаслідок відсутності клинопасової передачі. Описаний привод має знайти широке використання в ковальсько-штампувальному обладнанні для приведення в рух кривошипних пресів, горизонтально-кувальних та горизонтально-згинальних машин і ковальсько-штампувальних автоматів з маховичним приводом. Науковий пошук у цьому напрямку слід продовжувати, наприклад, шляхом підвищення енергетичних показників та підвищення ККД приводу і створення складеного маховика з гнучкими й пружними елементами комбінованого типу.



# АВТОМАТИЗОВАНИЙ ВИМІРЮВАЛЬНИЙ КОМПЛЕКС СТЕНДА ДЛЯ ДОСЛІДЖЕНЬ ДИНАМІКИ РОТОРА В ШПАРИННИХ УЩІЛЬНЕННЯХ

## AUTOMATED MEASURING COMPLEX OF STAND FOR RESEARCHES OF DYNAMICS OF ROTOR IN THE ANNULAR SEALS

*Гордієнко Ю.В., студент, Савченко Є.М., доцент, СумДУ, Суми*

*Gordienko Y., student, Savchenko E., associate professor, SumSU, Sumy*

Досвід розробки та експлуатації роторних машин показує, що їх надійність, довговічність, інші експлуатаційні та економічні показники багато в чому залежать від надійності ущільнень ротора. Ротор і ущільнення при цьому слід розглядати як замкнену гідромеханічну систему, у якій роль зв'язуючої ланки виконує перекачуване середовище. Вплив середовища особливо істотний при наявності великих градієнтів швидкостей і тисків. Такі умови саме і характерні для малих зазорів шпаринних ущільнень, на яких дроселюються великі перепади тиску, а одна із стінок належить ротору, що обертається і вібриє. Таким чином, ротор і ущільнення являють собою складну гідромеханічну систему «ротор-ущільнення», характеристики якої мають визначальний вплив на надійність, герметичність і економічність відцентрових машин і потребують детального вивчення.

Для дослідження характеристик системи «ротор-ущільнення» в науково-дослідницькій лабораторії кафедри загальної механіки та динаміки машин створений експериментальний стенд, призначений для дослідження динаміки ротора в шпаринних ущільненнях. Для оснащення стенда розроблена спеціальна автоматизована вимірювальна система на базі ПЕОМ, яка дозволить автоматично реєструвати, зберігати в пам'яті і накопичувати результати одночасних вимірювань всіх контрольованих у процесі досліджень параметрів: тиск, величину зазору, фазу коливань і частоту обертання ротора, температуру рідини. Для вимірювання всіх перелічених параметрів використовується відповідна вимірювальна апаратура, інформація з якої вводиться в ПЕОМ за допомогою 8-канального аналого-цифрового перетворювача (АЦП) фірми National Instruments. Для забезпечення функціонування автоматизованої вимірювальної системи розроблене спеціальне програмне забезпечення.

Вивчення гідромеханічних характеристик системи «ротор-ущільнення» дозволить створювати більш ефективні конструкції шпаринних ущільнень з точки зору зниження віброактивності машин та об'ємних втрат. Крім того, використання автоматизованого вимірювального комплексу у складі експериментального стенда дозволить підвищити не тільки ефективність виконуваних досліджень і достовірність одержуваних результатів, але й виключить так званий «суб'єктивний чинник» завдяки повній автоматизації процесу збору, обробки та зберігання інформації.

## МЕТОДЫ ОЦЕНКИ ТЕХНИЧЕСКОГО СОСТОЯНИЯ РАЗЛИЧНОГО ПРОМЫШЛЕННОГО ОБОРУДОВАНИЯ

### METHODS OF ESTIMATION OF THE TECHNICAL STATE OF VARIOUS INDUSTRIAL EQUIPMENT

*Нагорный В.М., доцент, Друзь М.В., студент, СумГУ, Сумы*

*Nagornyj V.M., associate professor, Druz M.V., student, SumSU, Sumy*

Эксплуатация сложных производств, содержащих сотни и тысячи единиц машинного и технологического оборудования, невозможна без представления информации о его техническом состоянии руководству предприятия. Ремонт и модернизация оборудования, реконструкция участков, цехов и производств требуют принятия обоснованных решений, которые должны опираться на достоверную информацию о причинах недостаточной производительности, частых ремонтах, простоях, производственных неполадках и аварийных ситуациях. На основании информации надеждающего качества, полученной своевременно и в необходимом количестве, можно принять правильные решения, определяющие успех и прибыльность предприятий. Информацию о состоянии оборудования – диагноз – получают с помощью средств технического диагностирования, достоверность которых определяется заложенными методами диагностирования, точностью измерений, навыками диагноста и качеством настройки приборов на информативные признаки сигналов диагностируемого объекта.

За определенный промежуток времени проводится ряд замеров уровня вибрации. Уровень вибрации получаем в виде звукового файла с расширением «wav». Этот файл обрабатывается с помощью программы DIAGNOZ, созданной в комплексе MATHCAD. Программа позволяет разложить сразу несколько «wav»-файлов в отдельные спектры виброскорости, что позволяет проследить изменения в спектрах и, следовательно, в уровнях развития дефектов на одном графике. После обработки звукового файла («wav»-файла) можно переходить непосредственно к аппроксимации полученных данных, которую осуществляет программа APROKSY. Результаты выводятся в таблицу Excel с помощью программы VYVOD. В ней приводятся результирующие диагнозы по каждому дефекту и для всей машины в целом. Рассматриваются такие дефекты: дисбаланс, расцентровка с приводом, износ наружной обоймы подшипника, износ внутренней обоймы подшипника и общее состояние машины. Данные, которые были определены на основе теоретического расчёта для нахождения диагноза центробежных насосов, подтвердились на практике. Разработанный метод дает верные расчеты.

# ДОСЛІДЖЕННЯ МЕТОДІВ ОБРОБКИ ТА АНАЛІЗУ ІНФОРМАЦІЇ ПРО ВІБРАЦІЙНИЙ СТАН МАШИНИ

## RESEARCH OF METHODS OF TREATMENT AND ANALYSIS OF INFORMATION ABOUT THE VIBRATION STATE OF MACHINE

*Дяденко Д.О., студент, Савченко Є.М., доцент, СумДУ, Суми*  
*Dyadenko D., student, Savchenko E., associate professor, SumSU, Sumy*

У технічному обслуговуванні роторних машин вібраційний моніторинг і діагностика займають особливе місце через свої можливості виявлення змін стану задовго до настання аварійної ситуації. Ця обставина й зумовила широке розповсюдження контролю технічного стану обладнання за вібраційними параметрами та методів вібраційної діагностики. На даний момент існує велика різноманітність підходів і методів аналізу вібраційного стану машини, але на практиці не можна виділити якийсь універсальний спосіб, що дозволяє по сигналу точно визначити стан механізму. Тому існує необхідність пошуку і впровадження нових і ефективніших методів дослідження і аналізу вібрації.

Традиційним для вібродіагностики є спектральний аналіз – метод обробки сигналів, що дозволяє виявити їх частотний склад. Перетворення Фур'є є математичною основою, яка пов'язує часову реалізацію сигналу з його представленням у частотній області. На практиці, одержаний спектр сигналу може бути складним і малоінформативним, в якому явно неможливо виділити закономірності, пов'язані з конкретними дефектами в механізмі. Тому, для розшифровки спектра можна спробувати одержати кепстр сигналу («спектр спектра»), тобто перетворення Фур'є від спектра. Прийнято вважати, що кепстр – це спектр логарифма спектра початкового сигналу:

$$C_s(q) = \frac{1}{2\pi} \int_{-\infty}^{\infty} \ln[S(\omega)]^2 e^{i\omega q} d\omega$$

где:  $S(\omega)$  – спектральна щільність сигналу;  $q$  – спектральний час.

Кепстральний аналіз має декілька переваг перед традиційним спектральним, які роблять його дуже корисним при аналізі сигналів, у тому числі й вібраційних процесів. Однією з найвідмінніших рис даного методу є те, що будь-які періодичності спектра сигналу будуть представлені однією або двома складовими частинами в кепстрі. Якщо спектр містить декілька наборів гармонік, вони можуть частково перекриватися і бути малоінформативними, а в кепстральному уявленні вони будуть явно виражені

У даній роботі розглядається практичне застосування кепстрального аналізу для інтерпретації спектру вібраційного сигналу стосовно дефектів підшипників кочення. Результати отримані на експериментальному обладнанні в лабораторії кафедри загальної механіки і динаміки машин.

# ОГЛЯД МЕТОДІВ ПРОГНОЗУВАННЯ РЕСУРСУ РІЗНОГО ПРОМИСЛОВОГО УСТАТКУВАННЯ

## REVIEW OF METHODS OF PROGNOSTICATION OF RESOURCE OF VARIOUS INDUSTRIAL EQUIPMENT

*Качан С. В., студент, Нагорний В.М., доцент, СумДУ, Суми*

*Kachan S.V., student, Nagorniy V.M., associate professor, SumSU, Sumy*

Доповідь присвячена огляду методів прогнозування ресурсу промислового устаткування. Показано, що можна виділити два типи методів прогнозування - кількісні, основані на екстраполяції вже відомих тенденцій і моделей і якісні, такі, що складаються на основі оцінок експертів і дають уявлення про можливі принципові зміни в прогнозованій системі.

Перевагою методу екстраполяції є вивчення використовуваних моделей, можливість (як правило) кількісних оцінок.

Перевага якісних прогнозів полягає в можливості передбачити принципово важливі моменти в прогнозованій системі. До цих методів відносяться:

1. метод технологічного прогнозування;
2. метод експертного прогнозування;
3. метод дослідницького прогнозування;
4. метод нормативного прогнозування;
5. метод сценаріїв.

Технологічне прогнозування розділяється на дослідницьке (інколи його ще називають пошуковим) і нормативне. У основі дослідницького прогнозування покладена орієнтація на можливості, що представляються, встановлення тенденцій розвитку ситуацій, що представляються. Переміщення в просторі технологій від технологій нижчого рівня до технологій більш високого рівня відноситься до дослідницького прогнозування.

За допомогою методу експертного прогнозування може бути вирішена велика частина проблем, що виникають при розробці прогнозів.

Одним з основних методів, використовуваних в дослідницькому прогнозуванні, є екстраполяція тимчасових рядів – статистичних даних про об'єкт, що цікавить нас.

Нормативним прогнозуванням є підхід, до розробки прогнозу виходячи з цілей і завдань, які ставить перед собою організація в прогнозованому періоді. Основним методом, що використовується в нормативному прогнозуванні, є метод рішення горизонтальних матриць. При розробці управлінських рішень широке поширення знайшов метод сценаріїв, що також дає можливість оцінити найбільш вірогідний хід розвитку подій і можливі наслідки рішень, що приймаються.

# ОБЗОР МЕТОДОВ РАСПОЗНАВАНИЯ ОБРАЗОВ, ПРИМЕНЯЕМЫХ В ТЕХНИКЕ

## THE REVIEW OF METHODS OF RECOGNITION OF THE IMAGES APPLIED IN THE TECHNICIAN

*Яковчук А.В., студент, Нагорный В.М., доцент, СумГУ, Сумы*

*Yakovchuk A., student, Nagornuy V.M., associate professor, SumSU, Sumy*

В работе рассмотрены разнообразные методы распознавания образов, составляющие основу технической диагностики машин.

Под системами распознавания обычно понимают комплексы средств, предназначенных для выявления дефектов машин и степени их развития. Теория распознавания содержит разделы, связанные с построением алгоритмов распознавания, решающих правил и диагностических моделей.

Распознавание состояния системы – это отнесение состояния системы к одному из возможных диагнозов.

В работе рассмотрены:

- статистический метод, который представлен методом Байеса
- метод последовательного анализа.

Основное преимущество статистических методов распознавания состоит в возможности одновременного учета признаков различной физической природы

Одними из наиболее важных методов являются

- методы разделения в пространстве признаков. Метод разделения в пространстве признаков представлен линейным методом разделения, методом потенциальных функций, методом потенциалов и методом стохастической аппроксимации. Эти методы основаны на естественной «гипотезе компактности», в соответствии с которой точки, отображающие одно и то же состояние, группируются в одной области пространства признаков.

-метрический метод распознавания, в котором делается естественное предположение, что изображение объектов одного класса образа более близки друг к другу, чем изображения других классов. Метрические методы основаны на количественной оценке этой близости. В качестве объекта принимается точка в пространстве признаков, мерой близости считается расстояние между точками.

Но наибольший интерес представляет метод распознавая образов на основе нейронных сетей. Решение этой задачи, действительно интересно, так как ранее такие действия мог выполнять только человек.

# ДІАГНОСТУВАННЯ ТЕХНІЧНОГО СТАНУ ПІДШИПНИКІВ КОЧЕННЯ

## DIAGNOSTICS OF THE TECHNICAL STATUS OF FRICTIONLESS BEARINGS

*Михалько С.Ю., студент, Савченко Є.М., доцент, СумДУ, Суми*  
*Mikhalko S., student, Savchenko E., associate professor, SumSU, Sumy*

Підшипникові вузли є одними з найвідповідальніших вузлів, що визначають надійність і довговічність роботи машини. Аналіз показує, що значна частка виходів з ладу машин відбувається внаслідок руйнування підшипників кочення. Це обумовлює актуальність проблеми діагностування технічного стану підшипникових вузлів на ранніх стадіях розвитку несправностей.

Практичні задачі діагностики технічного стану підшипників кочення в процесі експлуатації вирішуються, як правило, одним з трьох основних способів. Перший використовує алгоритми виявлення дефектів по зростанню температури підшипникового вузла, другий - по появі в мастилi продуктів зносу, а третій - по зміні параметрів вібрації. Якнайповніша і детальніша діагностика підшипників з виявленням і ідентифікацією дефектів на ранній стадії розвитку виконується по сигналу вібрації. Обумовлено це тим, що вібраційні сигнали несуть у собі якнайповнішу інформацію про стан механізму і підшипників зокрема. Найпоширенішими є наступні методи оцінки технічного стану підшипників кочення: метод пік-фактора, метод ударних імпульсів, метод прямого спектра, метод спектра огинаючої.

Таким чином, для виявлення дефектів підшипників кочення в основному використовуються дві групи методів: ті, що фіксують появу ударних імпульсів, і ті, що аналізують модуляцією сил тертя. Методи пік-фактора і ударних імпульсів, що відносяться до першої групи, засновані на вимірюванні і реєстрації механічних ударних хвиль, викликаних зіткненням двох тіл. Прискорення частинок матеріалу в точці удару викликає хвилю стиснення, що розповсюджується у вигляді механічних коливань, величина якої є мірою швидкості зіткнення (удару) двох тіл. Серед другої групи, окрім метода прямого спектра, найцікавішим є метод спектра огинаючої. Він дозволяє розділити виникаючі при експлуатації дефекти кожної з поверхонь кочення на два класи: знос, що характеризується плавною модуляцією сил тертя, і дефекти (раковини, тріщини), що характеризуються імпульсною зміною сил тертя. Крім того, метод дозволяє знайти і визначити характер динамічних навантажень, діючих на підшипник з боку ротора.

Саме останній метод, виходячи з проведеного аналізу літературних джерел а також результатів власних експериментальних досліджень, вибраний як найефективніший і найперспективніший для вирішення задач діагностування технічного стану підшипників кочення.

Реалізовано метод у програмному комплексі MATHCAD з використанням результатів досліджень, отриманих на експериментальному обладнанні в лабораторії кафедри загальної механіки і динаміки машин.

# **МАТЕМАТИЧНЕ МОДЕЛЮВАННЯ**

# КЛЕТОЧНЫЕ АВТОМАТЫ И ИХ ПРИЛОЖЕНИЕ К МОДЕЛИРОВАНИЮ РАСПРЕДЕЛЁННЫХ СИСТЕМ

## CELLULAR AUTOMATIC MACHINES AND THEIR APPLICATION TO MODELLING OF THE DISTRIBUTED SYSTEMS

*Ячменёв В.А., доцент, Духно А.В., студент, СумГУ, Сумы*

*Yachmenyov V. A. associate professor, Dukhno A.V., student, SumSU, Sumy*

Термин «Клеточные автоматы» стал применяться в середине XX-в. для обозначения совокупности зависимых элементов с заданными состояниями и правил, в соответствии с которыми состояние этих элементов изменяется во времени.

Время и состояния при этом дискретны, а состояние элемента изменяется в зависимости от его собственного состояния и состояния его двух (а для двумерного случая четырёх или восьми) близлежащих соседей.

Современный уровень развития вычислительной техники позволяет вместо непрерывных моделей физических процессов оперировать их дискретными аналогами.

В настоящее время накоплен значительный опыт применения клеточных автоматов в человеческой деятельности, а именно: моделирование распределённых процессов в физике и механике твёрдого тела, в экологии и биологии, социально-политических и экономических науках.

В докладе рассматривается один из возможных алгоритмов для моделирования процессов пространственной динамики в активной среде. Известно, что процессы типа «диффузия-реакция» задаются нелинейным дифференциальным уравнением вида

$$\frac{\partial u}{\partial t} = k \frac{\partial^2 u}{\partial x^2} + F(u),$$

где  $u$  - величина характеризующая концентрацию чего-либо с областью значений в интервале  $(0,1)$ ,  $t, x$  - временная и пространственная переменные. Функция  $F(u)$  может быть задана в виде многочлена, в частности, в виде логистической функции  $F(u) = \alpha u(1-u)$ . При начальных условиях вида

$$u(x,0) = \begin{cases} 1, & x < 0 \\ 0, & x \geq 0 \end{cases}$$

указанное уравнение описывает автоволновой процесс типа бегущий фронт, который моделирует автокаталитические процессы, распространение огня, эпидемий, сорняков и т.д.

Проведено сравнение скорости распространения фронта и формы волны, полученные аналитически и с помощью алгоритмов клеточно-автоматной диффузии.



ДВУМЕРНЫЕ ИНТЕГРАЛЬНЫЕ УРАВНЕНИЯ ФРЕДГОЛЬМА-  
ВОЛЬТЕРРА В РЕШЕНИИ ЗАДАЧ НЕЛИНЕЙНОЙ  
ТЕПЛОПРОВОДНОСТИ  
TWO-DIMENSIONAL INTEGRAL EQUATIONS OF FREDHOLM-  
VOLTERRA MODEL IN SOLVING PROBLEMS OF NONLINEAR HEAT  
CONDUCTION

*Чаплыгин А.А., аспирант, СумГУ, Сумы*  
*Chaplygin A.A., postgraduate student, SumSU, Sumy*

Решение плоских задач теории упругости, теплопроводности, термоупругости для тел, ослабленных системой трещин, основан на методе сведения задачи к интегральным уравнениям на границе трещины-разреза.

Доклад посвящен решению задачи нелинейной теплопроводности для двумерной изотропной пластины с прямым математическим разрезом, расположенным перпендикулярно к границе. Нагрузка на пластину задаётся в виде интенсивности теплового потока на границе.

Математическая модель поставленной задачи описывается уравнениями:

$$\frac{\partial}{\partial x} \left( \lambda(T) \frac{\partial T}{\partial x_1} \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left( \lambda(T) \frac{\partial T}{\partial y_1} \right) = C_v(T) \frac{\partial T}{\partial t},$$
$$\lambda(T) \frac{\partial T}{\partial x_1} \Big|_{x_1=0} = -A(T) q_0 e^{-ky_1^2}, \quad \frac{\partial T}{\partial n_1} \Big|_L = 0,$$
$$T(+\infty, y_1, t) = T(x_1, \pm\infty, t) = T(x_1, y_1, 0) = T_0.$$

С помощью метода последовательных приближений и метода тепловых потенциалов, поставленная задача сведена к решению последовательности двумерных интегральных уравнений смешанного типа, общий вид которых имеет вид:

$$\int_a^b \int_0^t \psi(x, t) K(x, x_0, t, \tau) dx d\tau = u(x_0, t),$$

для решения которого применены соответствующие методы, основанные на интегральном преобразовании Лапласа и сведения к одномерному интегральному уравнению с последующей численной процедурой его решения.

Список литературы

1. Саврук М.П., Осив П.Н., Прокопчук И.В., Численный анализ в плоских задачах теории трещин, Киев: Наукова думка, 1989
2. Кит Г.С., Побережный О.В., Нестационарные процессы в телах с дефектами типа трещины, Киев: Наукова думка, 1992.

КОМПЛЕКС МАТЕМАТИЧЕСКИХ МОДЕЛЕЙ ДЛЯ  
ПРОГНОЗИРОВАНИЯ НАДЕЖНОСТИ ТЕХНОЛОГИЧЕСКИХ  
ПРОЦЕССОВ С УЧЕТОМ ДЕЯТЕЛЬНОСТИ ОПЕРАТОРОВ  
THE COMPLEX OF MATHEMATICAL MODELS FOR PREDICTING  
RELIABILITY OF TECHNOLOGICAL PROCESSES REGARD TO THE  
OPERATION OPERATORS

*Лавров Е.А., профессор, НУБиПУ, Киев;*  
*Пасько Н.Б., ст. преподаватель, СНАУ, Сумы*  
*Lavrov E.A., professor, NUBR&EMU, Kiev;*  
*N. Pasko, lecturer, SNAU, Sumy*

**1. Введение.** Проблему безошибочности в человеко-машинных системах рассматривает комплекс наук таких как эргономика, инженерная психология, системотехника, научная организация труда и другие. Фактически все исследования в области проектирования человеко-машинных систем (ЧМС) ставят целью уменьшить ошибочные реакции человека-оператора.

**2. Анализ проблемы и постановка задачи исследования.** Достижения многих исследователей человеческого фактора, направленные на обеспечение безошибочности, наиболее удачно комплексированы в функционально-структурной теории (ФСТ) эрготехнических систем школы проф. А.И. Губинского [1]. Разработанные здесь модели ориентированы на количественную оценку алгоритмов деятельности человека-оператора и компьютерную обработку. Одним из недостатков современного состояния ФСТ является ориентация на "бинарную модель": "есть ошибка" - "нет ошибки". Но эффективное моделирование надежности ЧМС возможно только при условии учета возможности ошибок разных типов, так как различные ошибки по разному влияют на эффективность системы. Это связано с различными последствиями ошибок разных типов. То есть, факт "различной цены различных ошибок" побуждает к развитию направления ФСТ, связанному с учетом векторной величины "вероятности ошибочного выполнения алгоритмов функционирования".

**3. Результаты. Математические модели безошибочности, учитывающие ошибки различных типов.** Формализованное описание алгоритма функционирования ЧМС строится в виде так называемой функциональной сети (ФС), что представляет собой наглядное (в виде граф-схемы) изображение логико-временной последовательности событий, с которыми связано выполнение операций, возникновение, выявление и устранение ошибок в выполняемых операциях, а также выявление и устранение отказов в используемых технических средствах. Операции моделируются набором функциональных элементов, называемых типовыми функциональными единицами (ТФЕ), которые объединяются в типовые функциональные структуры (ТФС). Структура ТФС и содержание входящих

в нее ТФЕ определяют надежностные и временные характеристики этой ТФС. Существует библиотека из 18-ти ТФС, в которой имеются расчетные формулы (математические модели) для определения основных временных и надежностных характеристик ТФС [1]. Последовательным объединением ТФЕ в ТФС, заменой ТФС эквивалентной ТФЕ и следующим объединением эквивалентных ТФЕ в новые ТФС можно получить полную оценку качества выполнения всего алгоритма функционирования ЧМС. В работе [2] метод Н-функций укрупнения вероятностного графа проф. Губинского А.И. для получения математических моделей безошибочности расширен на случай возможности учета ошибок разных типов. Для подготовки математических моделей ТФС представляется в виде вероятностного графа, в котором начальные вершины соответствуют входам ТФС, поглощающие вершины – выходам ТФС. При этом каждому выходу может соответствовать  $k$  исходов. Количество исходов полной группы событий зависит от количества вносимых, выявляемых и устраняемых ошибок. Число транзитивных вершин получается разным в зависимости от сложности ТФС. Перечисленные вершины соединяются между собой дугами в соответствии с логикой, соответствующей данной ТФС. В результате получается вероятностный ориентированный граф  $G(X,Z)$ , где  $X$  – множество вершин,  $Z$  – множество дуг. Понижается размерность графа  $G(X,Z)$  за счет пошагового объединения ряда транзитивных вершин с соответствующим пересчетом характеристик по правилам объединения последовательных дуг, удаления параллельных дуг и удаления конечной дуги-петли. На основе эквивалентного графа методом Н-функций производится вывод формул для вероятностных, временных и ресурсно-стоимостных характеристик ТФЕ, которые заменяют исходную ТФС. Формулы для всех 18-ти известных ТФС составляют комплекс математических моделей для прогнозирования безошибочности деятельности оператора в системах «человек-машина».

**Выводы и перспективы дальнейших исследований.** Предложенные модели расширяют возможности типовых функциональных моделей в направлении оценки вероятности возникновения ошибок разных типов и являются основой для автоматизации эргономического проектирования ЧМС. Дальнейшие исследования будут направлены на пополнение библиотеки математических моделей.

#### Список литературы

1. Губинский А.И. Надежность и качество функционирования эргатических систем. Л.: Наука, 1982. 270с.
2. Лавров Е.А., Пасько Н.Б. Моделирование надежности человеко-машинных систем: учет ошибок разных типов. Восточно-европейский журнал передовых технологий. Сер. "Системы управления. Информационные технологии". №2/2 (26). - С. 25-35.

МАТЕМАТИЧЕСКИЕ МОДЕЛИ ДЕЯТЕЛЬНОСТИ ЧЕЛОВЕКА-  
ОПЕРАТОРА ДЛЯ УПРАВЛЕНИЯ КАЧЕСТВОМ В ДИСКРЕТНЫХ  
ПРОИЗВОДСТВЕННЫХ СИСТЕМАХ

MATHEMATICAL MODELS OF HUMAN-OPERATOR FOR QUALITY  
MANAGEMENT IN DISCRETE PRODUCTION SYSTEMS

*Лавров Е.А., профессор, НУБиПУ, Киев;  
Барченко Н.Л., ассистент, СНАУ, Сумы*

*Lavrov E.A., professor, NUBR&EMU, Kiev;  
Barchenko N.L., assistant, SNAU, Sumy*

Для оценки качества функционирования в диалоговой системе "студент-компьютер" возможно использование функционально-структурной теории эрготехнических систем [1], разработанной школой проф. А. Губинского. Целью настоящей работы является показать возможность применения разработанного в [2] подхода для оценки качества функционирования в дискретной производственной системе (ДПС).

**Постановка задачи.** Пусть вероятность выполнения работы с некоторым уровнем качества представлена вектором в  $n$ -мерном пространстве уровней качества:  $B=(B^1, \dots, B^n)$ , ( $i=1, n$ ), где  $B^i$  - вероятность выполнения работы с качеством  $i$ . Для операции контроля функционирования  $K^j$  известна вероятность того, что операция, выполненная с  $i$ -м уровнем качества, признана выполненной с  $j$ -м уровнем качества,  $j=1, 4$ ,  $i=1, 4$ . Необходимо оценить вероятность выполнения всей структуры деятельности с  $i$ -м уровнем качества  $V_i$ ,  $i=1, 4$ , математическое ожидание  $M(T)$  и дисперсию времени выполнения  $D(T)$ .

**Результаты исследований.** Конкретные формулы для выделенных типовых функциональных структур (ТФС), характерных для процесса функционирования в ДПС по различным уровням качества приведены в табл.1.

Таблица 1- Модели для оценки надёжности процессов функционирования в ДПС

ТФС	Показатель	Расчётная формула
Цикловая ФС «Рабочая операция с контролем функционирования, доработкой и повторением»	Вероятность выполнения с заданным качеством*	$V_i = B_1^i K^{ii} + \frac{b_1 \cdot B_2^i K^{ii}}{1 - b_2}$
	Математическое ожидание времени выполнения*	$M(t)_i = M(t_p) + M(t_k) + \frac{b_1}{1 - b_2} \cdot (M(t_p) + M(t_k))$

контроля без ограничения на число циклов»	Дисперсия времени выполнения*	$D(t) = \frac{(1-C) \cdot (b_2 + C)}{(1-b_2)^2} \cdot (M(t_{p_2}) + M(t_k))^2 + (D(t_{p_2}) + D(t_k)) \cdot \frac{1-C}{(1-b_2)} + D(t_{p_1}) + D(t_k)$
Цикловая ФС «Рабочая операция с контролем функционирования без ограничения на число циклов»	Вероятность выполнения с заданным качеством*	$V_i = B^i K^{ii} \frac{1}{1-b}$
	Математическое ожидание времени выполнения*	$M(t)_i = \frac{M(t_p) + M(t_k)}{1-b}$
	Дисперсия времени выполнения*	$D(t) = \frac{b}{(1-b)^2} \cdot (M(t_p) + M(t_k))^2 + (D(t_p) + D(t_k)) \cdot \frac{1}{(1-b)}$
<p>где</p> $b = \begin{cases} \sum_{i=1}^n B^i K^{in}, j=1 \\ \sum_{i=1}^n B^i (K^{in} + K^{i(n-1)}), j=2 \\ \sum_{i=1}^n B^i (K^{in} + K^{i(n-1)} + K^{i(n-2)}), j=3 \end{cases} \quad b_1 = \begin{cases} \sum_{i=1}^n B_1^i K^{in}, j=1 \\ \sum_{i=1}^n B_1^i (K^{in} + K^{i(n-1)}), j=2 \\ \sum_{i=1}^n B_1^i (K^{in} + K^{i(n-1)} + K^{i(n-2)}), j=3 \end{cases}$ $b_2 = \begin{cases} \sum_{i=1}^n B_2^i K^{in}, j=1 \\ \sum_{i=1}^n B_2^i (K^{in} + K^{i(n-1)}), j=2 \\ \sum_{i=1}^n B_2^i (K^{in} + K^{i(n-1)} + K^{i(n-2)}), j=3 \end{cases} \quad C = \begin{cases} \sum_{i=1}^n B_1^i (K^{in} + K^{i(n-1)} + K^{i(n-2)}), j=1 \\ \sum_{i=1}^n B_1^i (K^{in} + K^{i(n-1)}), j=2 \\ \sum_{i=1}^n B_1^i K^{in}, j=3 \end{cases}$		
Примечание: * с заданным качеством $i$ ( $i = \overline{1, n}$ ), $n$ -число выделяемых уровней качества ( $n=4$ )		

**Выводы.** Разработана технология расширения известного подхода к выводу расчётных зависимостей для моделирования безошибочности и времени выполнения функциональных структур на случай, когда необходимо определить вероятности достижения различных уровней качества завершения алгоритмического процесса. Получены соответствующие расчётные зависимости.

#### Список литературы

1. Губинский А.И. Надежность и качество функционирования эргатических систем. Л.: Наука, 1982.- 270 с.
2. Лавров Е.А., Барченко Н.Л. Подход к вероятностной оценке качества результатов функционирования систем "человек-машина" //Восточно-Европейский журнал передовых технологий. - Харьков, 2009 - 6/4 (42) - 2009. - С. 37-41.

# МОДЕЛЬ ТОПОХІМІЧНОЇ РЕАКЦІЇ ПЕРЕТВОРЕННЯ ТВЕРДИХ РЕАГЕНТІВ У РІДИНУ

## THE MODEL OF TOPOCHEMICAL REACTION OF ELIQUATION OF SOLIDS

*Толчинский Ю.А., доцент, НТУ «ХПИ», Харків*

*Tolchynski Y.A., associate professor, NTU «KhPI», Kharkiv*

Взаємодія реагентів в простій хімічній реакції у стані суміші часток двох сортів відбувається за умов кінематичної локально-зсувної течії. Виникаючий тиск та напруження зсуву трансформуються у локальні контактні напруги, які є причиною мікро деформації часток, формуючих суміш. В місцях контакту виникають упругопластичні мікро деформації та локальний перегрів. В цих місцях утворюється нова зародкова фаза, завдякі своєму розташуванню на поверхнях часток, вона модифікує властивості контакту та змінює реологічні характеристики реагуючої суміші як цілого. Послідовність зміни реологічного стану є такою: сипке тіло (типа Кулона), в'язко пластичне тіло, суспензія. В'язко пластичний стан має три стадії: прикордонного тертя, в'язкого гідродинамічного тертя, підшипникового тертя. Коли кількість новоутвореної фази стає достатньою задля утворення суцільного стану, настає стадія суспензії. У сипкому та в'язкопластичному стані домінує дифузійно-контрольований механізм хімічної кінетики. У цих станах реакція є швидкою. Суспендована стадія є повільною. Перехід від в'язкопластичного стану до суспендованого корелює з процесом заповнення міжчасткових пір фази – продуктом реакції. Модулюючи сипку та в'язкопластичну стадію, узяті до уваги такі чинники, як мікрорельєф поверхні часток у недеформованому стані, упругі та пластичні деформації мікрорельєфу, наявність поверхневих джерел тепла дисипативного походження. Моделювання процесу зростання зародкової фази враховує конкурентний характер цього процесу та модулюючий вплив температури в області контакту. Модель зародкової стадії утворення нової фази враховує також вирогідне руйнування часток, яке модульоване полем напруг руху суцільного середовища у мезомасштабі. На основі уявлення про руйнування твердого тіла, як галуженого процесу з пам'яттю та без неї. Темп такого процесу задається зовнішнім навантаженням та швидкістю його зміни у часі. Моделювання суспендованої стадії використовує підхід, який базується на висновках коміркової моделі та моделі самоподжужуваного поля, та прикордонного характеру приповерхнього масообміну.

# МАТЕМАТИЧНА МОДЕЛЬ ОЧИЩЕННЯ НАСІННЯ ЦУКРОВОГО БУРЯКА ВІД ВАЖКО ВИДАЛЯЄМИХ ДОМІШКІВ MATHEMATICAL MODEL OF SUGAR BEETS SEEDS' CLEARING FROM HEAVILY REMOVED ADMIXTURES

*Головченко Г.С., асистент, СНАУ, Суми*  
*Golovchenko G.S., assistant, SNAU, Sumy*

Пропонується видаляти домішки (насіння дикої редьки) в похилому повітряному потоці. Для виявлення закономірності руху тіла в потоці необхідно зробити деякі припущення: 1) повітряний потік знаходиться в одній площині; 2) повітряний потік постійний за величиною та напрямком швидкості; 3) насіння цукрового буряка та дикої редьки переміщуються в потоці без зіткнення друг з другом.

Маємо ламінарний потік, який характеризується швидкістю  $v_n$ , спрямованої під кутом  $\beta$  до горизонту (рис. 1). На насінину, яка потрапляє у потік, діють сили: сила тяжіння  $G = mg$ , сила опору повітряного потоку  $R$ , яка визначається відносною швидкістю  $v_{\text{в}}$ , та відцентрова сила  $m\omega^2 r$ .

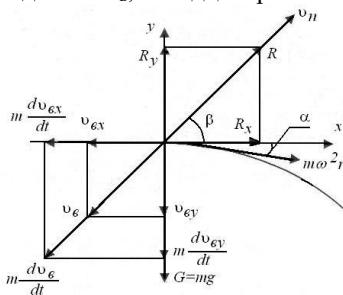


Рисунок 1

Дослідження руху насінини у повітряному потоці було виконано із застосуванням принципу Даламбера [1]. Тоді маємо на осі  $x$  та  $y$  наступні диференціальні рівняння:

$$-m \frac{dv_{\text{в}x}}{dt} + R_x + m\omega^2 r \cos \alpha = 0, \quad (1)$$

$$-m \frac{dv_{\text{в}y}}{dt} + R_y - mg - m\omega^2 r \sin \alpha = 0, \quad (2)$$

де  $m \frac{dv_{\text{в}x}}{dt}$  та  $m \frac{dv_{\text{в}y}}{dt}$  - проекції сил інерції від відносної швидкості

відповідно на осі  $x$  та  $y$ , Н;  $R_x$  та  $R_y$  - проекції сили опору повітря на осі  $x$  та  $y$ , Н;  $mg$  - сила тяжіння насіння, Н;  $\omega$  - кутова швидкість живильного валика, рад/с;  $r$  - радіус живильного валика, м;  $\alpha$  - кут нахилу відцентрової сили, град. Визначивши силу опору повітря за формулою Ньютона, рівняння (1) та (2) можна записати у вигляді:

$$-m \frac{dv_{Bx}}{dt} + \frac{mg}{v_{kp}^2} (v_n \cos \beta - v_{Bx})^2 + m\omega^2 r \cos \alpha = 0, \quad (3)$$

$$-m \frac{dv_{By}}{dt} + \frac{mg}{v_{kp}^2} (v_n \sin \beta - v_{By})^2 - mg - m\omega^2 r \sin \alpha = 0. \quad (4)$$

Тут  $v_{kp}$  – критична швидкість насіння. Розв’язавши рівняння (3) та (4), отримаємо рівняння переміщення матеріальної частинки по осі  $x$  та  $y$  в параметричній формі:

$$X = (v_n \cos \beta)t - \frac{v_{kp}^2}{g} \ln \left| \cos \left( \frac{\sqrt{g\omega\sqrt{r\cos\alpha}}}{v_{kp}} t \right) + \sin \left( \frac{\sqrt{g\omega\sqrt{r\cos\alpha}}}{v_{kp}} t \right) \frac{v_n \cos \beta \sqrt{g}}{v_{kp} \omega \sqrt{r\cos\alpha}} \right|$$

$$Y = \left( v_n \sin \beta - v_{kp} \sqrt{1 + \frac{\omega^2}{g} r \sin \alpha} \right) t - \frac{v_{kp}^2}{g} \ln \left| \frac{1}{2} \left( 1 + \frac{v_n \sin \beta}{v_{kp} \sqrt{1 + \frac{\omega^2}{g} r \sin \alpha}} - \left( \frac{v_n \sin \beta}{v_{kp} \sqrt{1 + \frac{\omega^2}{g} r \sin \alpha}} - 1 \right) e^{-\frac{2gt \sqrt{1 + \frac{\omega^2}{g} r \sin \alpha}}{v_{kp}}} \right) \right|.$$

Якщо насіння цукрового буряка та дикої редьки оболікти зволоженою речовиною, яка є природним компонентом ґрунту, то оскільки насіння цукрового буряка має більш шершаву поверхню, ніж насіння дикої редьки, перші змінюють свою масу сильніше, ніж другі. Внаслідок цього змінюється парусність (критична швидкість в різних пропорціях). Надав параметрам певних значень, отримаємо графіки переміщення насіння (рис. 2).

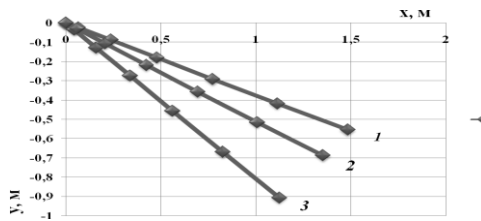


Рисунок 2 - Графіки переміщення насіння цукрового буряка та дикої редьки до оболікання зволоженою речовиною (крива 1) та після оболікання (криві: 2 – для дикої редьки, 3 – для цукрового буряка)

Проведені теоретичні дослідження дозволяють стверджувати, що за зміною парусності можливе очищення насіння цукрового буряка від дикої редьки.

#### Список літератури

1. Яблонский Л. А. Курс теоретической механики, т. 2. – М.: «Высшая школа», 1966. – 411 с.



МАТЕМАТИЧНИЙ АПАРАТ ВЕКТОРІВ ШОСТОГО ПОРЯДКУ У  
РОЗРАХУНКАХ ЖОРСТКОСТІ ПРОСТОРОВИХ МЕХАНІЗМІВ  
ПАРАЛЕЛЬНОЇ СТРУКТУРИ  
USING OF SPATIAL VECTORS FOR STIFFNESS COMPUTATIONS  
OF PARALLEL ROBOTS

*Кириченко А.М., докторант, НТУУ „КПІ”, Київ*  
*Kyrychenko A.M., doctoral candidate, NTUU “KPI”, Kyiv*

Одною з актуальних проблем проектування та дослідження обладнання з механізмами паралельної структури є визначення їх жорсткості, яка найбільш повно описується матрицею просторової жорсткості  $6 \times 6$ , яка встановлює співвідношення між навантаженням та викликаною ним похибкою положення [1]

$$\mathbf{W} = \mathbf{K} \mathbf{\Delta}, \quad (1)$$

де  $\mathbf{W}$ ,  $\mathbf{\Delta}$  – вектори  $6 \times 1$  узагальненого навантаження та переміщення.

Існують кілька варіантів запису векторів узагальненого переміщення та навантаження, які визначаються пріоритетом поступальних переміщень та сил [1], обертальних переміщень та моментів [2], обертальних переміщень та сил [3], відповідно до яких можна сформулювати кілька варіантів структури матриці жорсткості. Загальноприйнятій формі матриці жорсткості відповідають вектори узагальненого переміщення та навантаження у вигляді

$$\mathbf{\Delta} = \begin{bmatrix} \delta \\ \theta \end{bmatrix}, \quad \mathbf{W} = \begin{pmatrix} \mathbf{f} \\ \mathbf{m} \end{pmatrix}, \quad (2)$$

де  $\delta = (\delta_x, \delta_y, \delta_z)^T$  – вектор малих лінійних переміщень,  $\theta = (\theta_x, \theta_y, \theta_z)^T$  – вектор малих поворотів твердого тіла,  $\mathbf{f} = (F_x, F_y, F_z)^T$  – вектор сил,  $\mathbf{m} = (M_x, M_y, M_z)^T$  – вектор моментів відносно координатних осей.

Оскільки вектори (2) складаються з двох трійок координат, можна вважати їх гвинтами. Але, на відміну від гвинтів [2], в даному випадку колінеарність між трійками не потрібна, що усуває необхідність задавати вісь гвинта і дозволяє безпосередньо визначати узагальнене переміщення або навантаження у необхідних точках твердого тіла.

Існуючі методи визначення матриці жорсткості [1, 2] передбачають розрахунок кожного з 36 її елементів і потребують багато обчислень. У [1] радіус-вектори точок описуються власними векторами четвертого порядку, координатні перетворення яких виконуються за допомогою матриць  $4 \times 4$ . Апарат перетворення векторів узагальненого навантаження та переміщення відсутній, вони розглядаються як пара векторів, операції з якими проводяться окремо. Кроком уперед є гвинтове числення [2], що розглядає навантаження та пружні переміщення як комплексні вектори. Проте, співвідношення між гвинтами переміщення і навантаження встановлюється за допомогою бінора

пружності у вигляді двох комплексних матриць, який відповідає матриці жорсткості за фізичним змістом, але має незручну для розрахунків форму. В той же час, для векторів шостого порядку натуральними є операції за допомогою матриць  $6 \times 6$ , що дозволяє перейти від векторної алгебри [1; 2] з обов'язковою координатною формою запису векторів до апарату перетворень векторів і матриць шостого порядку [3], розглянутого у даній роботі.

Згідно фізичної сутності векторів (2) визначені матриці перетворень, що дозволяють одночасно трансформувати обидва компоненти векторів узагальненого навантаження та переміщення, представляючи послідовні зсуви та повороти системи координат у вигляді добутку матриць, блоками  $3 \times 3$  яких є одиничні матриці  $E$ , матриці повороту  $R$  та косиметричні матриці, породжені вектором  $\mathbf{p}$  паралельного переносу (табл. 1).

Таблиця 1 – Матриці перетворення векторів шостого порядку

Об'єкт перетворення	Напрямок перетворення	Матриця перетворення		
		Зсув $\mathbf{P}$	Поворот $R$	Загальна
Вектор узагальненого навантаження	прямий	$\begin{bmatrix} E & 0 \\ -[\mathbf{p}]_{\times} & E \end{bmatrix}$	$\begin{bmatrix} R & 0 \\ 0 & R \end{bmatrix}$	$\begin{bmatrix} R & 0 \\ -R[\mathbf{p}]_{\times} & R \end{bmatrix}$
	Зворотний	$\begin{bmatrix} E & 0 \\ [\mathbf{p}]_{\times} & E \end{bmatrix}$	$\begin{bmatrix} R^T & 0 \\ 0 & R^T \end{bmatrix}$	$\begin{bmatrix} R^T & 0 \\ [\mathbf{p}]_{\times} R^T & R^T \end{bmatrix}$
Вектор узагальненого переміщення	прямий	$\begin{bmatrix} E & -[\mathbf{p}]_{\times} \\ 0 & E \end{bmatrix}$	$\begin{bmatrix} R & 0 \\ 0 & R \end{bmatrix}$	$\begin{bmatrix} R & -R[\mathbf{p}]_{\times} \\ 0 & R \end{bmatrix}$
	Зворотний	$\begin{bmatrix} E & [\mathbf{p}]_{\times} \\ 0 & E \end{bmatrix}$	$\begin{bmatrix} R^T & 0 \\ 0 & R^T \end{bmatrix}$	$\begin{bmatrix} R^T & [\mathbf{p}]_{\times} R^T \\ 0 & R^T \end{bmatrix}$

На основі вказаних перетворень векторів встановлені залежності для координатної трансформації матриць жорсткості та податливості. Ключову роль у розрахунках жорсткості відіграють також ковзні вектори, задані стовпчиками  $6 \times 1$  плюкерових координат. Розглянутий та систематизований математичний апарат векторів шостого порядку успішно використано для визначення та координатного перетворення матриць жорсткості просторових механізмів паралельної структури.

#### Список літератури

1. Решетов Д.Н. Точность металлорежущих станков / Д.Н. Решетов, В.Т. Портман. – М.: Машиностроение, 1986. – 336 с.
2. Диментберг Ф.М. Винтовое исчисление и его приложения в механике / Ф.М. Диментберг. – М.: Наука, 1965. – 200 с.
3. Коноплев В.А. Агрегативная механика систем твердых тел / В.А. Коноплев. – СПб.: Наука, 1996. – 166 с.

## БАЛАНСУВАННЯ ВІДЦЕНТРОВОЇ МАШИНИ

### BALANCING OF ALIGNED MACHINE

*Беда О.І., студент, Беда І.М., доцент, СумДУ, Суми*

*Beda O.I., student, Beda I.M., associate professor, SumSU, Sumy*

Підвищені вібрації відцентрової машини можуть бути викликані різними причинами, але основним джерелом сил, що викликають вібрації, є неврівноважений стан деталей машини, що обертаються, тобто ротора. Одним з ефективних і надійних способів поліпшення вібраційного стану машин є балансування ротора[1,2]. Якісне балансування окремих роторів дозволяє значно скоротити час, необхідний для віброналагоджувальних робіт при вводі агрегату із ремонту. При цьому балансування машини у зборі у власних опорах дозволяє скоректувати вплив деяких технологічних відхилень, які допускаються під час монтажу, а також деяких конструктивних та експлуатаційних факторів, вплив яких неможливо виключити іншими способами.

В даній роботі запропоновані заходи до зниження вібрації відцентрової машини пов'язані з динамічним балансуванням ротора без її демонтажу, що є актуальним для практики. З іншого боку, такий спосіб розрахунку дисбалансу не потребує багатофункціональної апаратури і може бути використаний за наявності найпростіших приладів, які можуть вимірювати амплітуду віброприскорення.

Для апробації методу було проведено балансування ротора на експериментальній установці. Для вимірювання амплітуди віброприскорення був використаний прилад Vibroport.

Слід зауважити, що отримані результати співпадають.

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

#### Список літератури

1. Гусаров А.А. Динамика и балансировка гибких роторов. – М.: Наука, 1990. – 152с.
2. Симоновский В.И. Динамика роторов центробежных машин. Сумы, Изд-во СумГУ, 2006, – 125с.

ВИЗНАЧЕННЯ ПРУЖНИХ ПОЛІВ НАПРУЖЕНЬ У ТОНКІЙ ПЛАСТИНІ  
ВІД РУХОМОГО НОРМАЛЬНО РОЗПОДІЛЕНОГО ДЖЕРЕЛА ТЕПЛА  
DETERMINING THE ELASTIC STRESS FIELDS IN THIN PLATES FROM  
MOVING NORMALLY DISTRIBUTED SOURCE OF HEAT

*Клименко В.А., ст. викладач, СумДУ, Суми*  
*Klimenko V.A., lecturer, SumSU, Sumy*

У даній роботі пропонується метод визначення статистичних залежностей тимчасових пружних полів напружень у нескінченній тонкій пластині, обумовлених рухомим нормально розподіленим джерелом тепла.

Температурне поле від рухомого нормально розподіленого джерела в тонкій пластині (в рухомій системі координат, пов'язаної з джерелом тепла), для випадку граничного стану сталих температур, визначиться наступним виразом:

$$T(x, y) = \frac{q}{4\pi\lambda S} \cdot \exp\left(-\frac{v\left(x - \frac{v}{4ak}\right)}{2a}\right) \cdot \int_0^{\infty} \frac{\exp\left(-\frac{v^2}{4a}\left(t + \frac{1}{4ak}\right) - \frac{\left(x - \frac{v}{4ak}\right) + y^2}{4a\left(t + \frac{1}{4ak}\right)}\right)}{t + \frac{1}{4ak}} dt$$

де:  $v$  - швидкість переміщення джерела тепла, м/с;

$x, y$  - рухомі координати точок (координата  $x$  - по лінії переміщення джерела тепла; попереду джерела -  $x > 0$ , позаду  $x < 0$ ; координата  $y$  - перпендикулярно лінії переміщення джерела тепла), м.

$q$  - ефективна теплова потужність джерела тепла, Вт;

$a = \frac{\lambda}{c\gamma}$  - коефіцієнт теплопровідності, м<sup>2</sup>/с;

$\lambda$  - коефіцієнт теплопровідності, Вт/м · °K;

$c$  - теплоємність матеріалу, Дж/кг · °K;

$\gamma$  - щільність матеріалу, кг/м<sup>3</sup>;

$S$  - товщина пластини, м;

$t$  - проміжок часу від моменту початку дії джерела тепла, с;

$r$  - відстань від центру плями нагрівання до точки пластини, м;

$k$  - коефіцієнт зосередженості питомого потоку тепла, м<sup>-2</sup>.

Радіальні і тангенціальні напруження визначаються після деяких перетворень за формулами:

$$\sigma_r = -\frac{\alpha E}{r^2} \cdot \int_0^r T(r) \cdot r dr \quad \sigma_\theta = -\alpha \cdot T(r) \cdot E + \frac{\alpha E}{r^2} \cdot \int_0^r T(r) \cdot r dr$$

$E$  - модуль пружності Юнга, Па;  $r$  - відстань від осі джерела тепла, м. Переходячи до декартових координат, а також здійснюючи граничний перехід отримуємо  $\sigma_x$  і  $\sigma_y$ .

Розрахункові значення деформацій  $\varepsilon_x$ ,  $\varepsilon_y$  визначаються за формулами:

$$\varepsilon_x = \frac{1}{E}(\sigma_x - \nu\sigma_y) \qquad \varepsilon_y = \frac{1}{E}(\sigma_y - \nu\sigma_x)$$

де  $\nu$  - коефіцієнт Пуассона ( $\nu = 0,3$ ).

Графіки розподілу температури  $T$ , а також розподіл продольних та поперечних пружних деформацій в поперечних перерізах зразка мають вид:

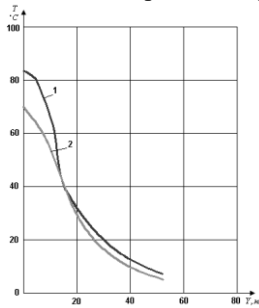


Рисунок 1 – Розподіл температур  $T$  °

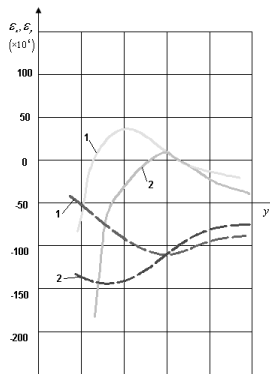


Рисунок 2 – Розподіл пружних деформацій  $\varepsilon_x, \varepsilon_y$

### Список літератури

1. Н.Н. Рыкалин. Расчеты теплових процессов при сварке. М: Машгиз, 1951.-268 с.
2. А.И. Кедров. Термомеханический способ снижения собственных остаточных напряжений. –Труды Всесоюзного научно-исследовательского института железнодорожного строительства и проектирования. М: Трансжелдориздат, 1950, Вып. 2, с. 40-76.

МОДЕЛИРОВАНИЕ ПРОИЗВОДСТВЕННЫХ ФУНКЦИЙ  
МЕТОДАМИ ТЕОРИИ СУБГАРМОНИЧЕСКИХ ФУНКЦИЙ  
MODELING OF PRODUCTION FUNCTIONS BY THE THEORY OF  
SUBHARMONIC FUNCTIONS

*Малютин К.Г., профессор, СумГУ, Сумы;*  
*Малютина Т.И., доцент, УАБС НБУ, Сумы*  
*Malyutin K.G., professor, SumSU, Sumy;*  
*Malyutina T.I., associate professor, UAB NBU, Sumy*

На наш взгляд, экономика как объект для научного исследования и познания не менее сложна, чем разделы естественных наук. Поэтому применительно к экономике субгармонические функции могут дать более точное описание протекающих в ней процессов, и с помощью этих функций можно построить более сложные модели, чем это удавалось сделать до сих пор с помощью функций действительных переменных.

Мы предлагаем рассматривать возможность применения субгармонических функций не как исключение, а, напротив, как новую возможность получения уникальных научных результатов экономико-математического моделирования. Мы показываем, что субгармонические функции, примененные к экономико-математическому моделированию, существенно расширяют инструментарий экономики. Из всего многообразия возможных объектов приложения научных исследований по применению субгармонических функций в экономико-математическом моделировании мы выбрали один из интереснейших разделов - теорию производственных функций.

Производственная функция - это математический инструмент, с помощью которого экономисты всего мира изучают производственные процессы, протекающие как на макро-, так и на микроуровнях. Модели производственных функций на протяжении многих десятилетий развивались и модернизировались, и сегодня теория производственных функций представляет собой один из наиболее гармоничных разделов современной экономики. Эти модели можно встретить как в учебниках по микроэкономике и макроэкономике, так и в учебниках по экономико-математическому моделированию. Их используют в практических расчетах и научных исследованиях.

Нами предлагается новое направление в этой теории - раздел, связанный с использованием субгармонических функций при моделировании производственных процессов.

Список литературы

1. Клейнер Г.Б. Производственные функции: Теория, методы, применение. 1986, 240 с.

ПРИГАМУВАННЯ СТОХАСТИЧНИХ ОСЦИЛЯЦІЙ  
ШУМАМИ ЛЕВІ

SUPPRESSION OF STOCHASTIC OSCILLATIONS  
BY THE LEVI NOISES

*Шуда І.О., доцент, Давиденко Т.А., студент, СумДУ, Суми*

*Shuda I.O., associate professor, Davydenko T.A., student, SumSU, Sumy*

Як відомо, дія стохастичних джерел (шумів) в нелінійних системах може грати конструктивну роль, яка найяскравіше виявляється в критичній перебудові поведінки таких систем. Важливий приклад вказаної перебудови представляють фазові переходи, перебіг яких приводить до появи особливих точок на фазовій площині; складнішою є коливальна поведінка типу модульованого випромінювання лазера, якому відповідає граничний цикл, що виникає в результаті біфуркації Хопфа.

Згідно теореми про центральне різноманіття, повний опис граничного циклу досягається використанням двох степенів свободи, що відповідають стохастичним змінним  $X_i, i = 1, 2$ . У результаті еволюція системи визначається рівняннями Ланжевена

$$X_i = f_i dt + g_i dL_i, i = 1, 2 \quad (1)$$

з довільними силами і амплітудами шумів  $g_i = g_i(x_1, x_2)$ , які є функціями обох змінних  $x_i, i = 1, 2$ ; стохастичні доданки відповідають процесам Леві  $L_i = L_i(t)$ , які визначаються характеристичною функцією

$$\langle e^{ik_i dX_i} \rangle := e^{\Lambda_i dt} \quad (2)$$

з інкрементами  $\Lambda_i = \Lambda_i(k_1, k_2; x_1, x_2)$  виду

$$\Lambda_i = ik_i(f_i + \gamma_i g_i) - |m_i g_i k_i|^{\frac{\alpha}{2}} e^{-i\varphi_i(\frac{\alpha}{2})} \sum_{j=1}^2 |m_j g_j k_j|^{\frac{\alpha}{2}} e^{-i\varphi_j(\frac{\alpha}{2})} \quad (3)$$

Тут і далі кути асиметрії  $\varphi_i$  та модулі  $m_i$  визначені рівняннями

$$\begin{aligned} \tan[\varphi_i(\alpha)] &= \beta_i \operatorname{sgn}(g_i k_i) \tan(\pi\alpha/2), \\ m_i^\alpha &= \sqrt{1 + \beta_i^2 \tan^2(\pi\alpha/2)}; \end{aligned} \quad (4)$$

показник Леві  $\alpha \in (0, 2)$  визначає степеневу асимптотику  $x_i^{-(\alpha+1)}$  з  $1 \neq \alpha < 2$  (випадок  $\alpha = 2$  відповідає розподілу Гаусса), параметри

$\beta_i = [-1, +1]$  задають асиметрію процесу Леві, параметри  $-\infty < \gamma_i < +\infty$  представляють середні значення стохастичних змінних  $X_i$  при  $\alpha > 1$ ,  $D \in [0, +\infty)$  – скейлінговий параметр типу коефіцієнта дифузії, кутові дужки означають усереднення за шумами Леві.

Еволюція фур'є образу функції розподілу ймовірностей

$$\tilde{P}(k_1, k_2; t) = \iint dx_1 dx_2 P(x_1, x_2; t) e^{i(k_1 x_1 + k_2 x_2)} \quad (5)$$

описується рівнянням Фоккера-Планка

$$\frac{\partial \tilde{P}}{\partial t} = \sum_{i=1}^2 \left[ i(f_i + \gamma_i g_i) k_i - |m_i g_i k_i|^{\frac{\alpha}{2}} e^{-i\varphi_i(\frac{\alpha}{2})} \sum_{j=1}^2 |m_j g_j k_j|^{\frac{\alpha}{2}} e^{-i\varphi_j(\frac{\alpha}{2})} \right] \tilde{P}. \quad (6)$$

Будучи результатом фур'є-перетворення, права частина цього рівняння містить компоненти хвильового вектора  $k_i$ ,  $i=1,2$ , тоді як сили  $f_i = f_i(x_1, x_2)$  і амплітуди мультиплікативних шумів  $g_i = g_i(x_1, x_2)$  визначаються координатами  $x_1$  і  $x_2$ .

Згідно рівняння (6), записаному в  $x$ -представленні, компоненти стаціонарного потоку ймовірності задовольняють умову  $\sum_i \partial J_i / \partial x_i = 0$ , яка означає, що перша з них  $J_1 = J_1(x_2)$  є функцією єдиної змінної  $x_2$ , і навпаки – для другої  $J_2 = J_2(x_1)$ . У результаті поведінка системи визначається двома виразами, що визначають єдину функцію розподілу  $\tilde{P}(k_1, k_2)$ , де повинна виконуватись умова узгодження

$$\begin{aligned} & \left[ (f_1 + \gamma_1 g_1) + i e^{-i\varphi_1(\alpha)} |m_1 g_1|^\alpha |k_1|^{\alpha-2} k_1 \right] \delta(k_2) J_2(k_1) \\ & = \left[ (f_2 + \gamma_2 g_2) + i e^{-i\varphi_2(\alpha)} |m_2 g_2|^\alpha |k_2|^{\alpha-2} k_2 \right] \delta(k_1) J_1(k_2), \end{aligned}$$

яка обмежує вибір компонент потоку ймовірностей  $J_1(k_2)$  и  $J_2(k_1)$ .

Дослідження отриманих рівнянь стохастичної системи, що мають шуми Леві, показало неможливість коливальної поведінки стаціонарного нерівноважного стану, який відповідає гранично великим значенням густини ймовірності, що реалізуються на граничному циклі, породженому бифуркацією Хопфа.



# МУЛЬТИФРАКТАЛЬНЫЙ АНАЛИЗ ВРЕМЕННЫХ РЯДОВ ЭКОНОМИЧЕСКИХ СИСТЕМ

## MULTIFRACTAL ANALYSIS OF TIME SERIES OF ECONOMIC SYSTEMS

*Шуда И.О., доцент, Багдасарян А.А., студент, СумДУ, Суми*  
*Shuda I.O., associate professor, Bagdasaryan A.A., student, SumSU, Sumy*

Предлагаемая работа предпринята для выяснения влияния внешних факторов на статистические свойства временных рядов экономических систем. С этой целью проводится анализ свободных колебаний валютных котировок во время мирового финансового кризиса. Этот анализ показывает, что участок временного ряда, отвечающий кризисному периоду, характеризуется значительным усилением временных корреляций и уширением спектра статистических характеристик.

Очевидный интерес к исследованию обменных курсов валют обусловлен попытками предсказания их поведения. Мультифрактальный флуктуационный анализ таких рядов позволяет установить наличие временных корреляций между членами ряда, которые играют ключевую роль в прогнозировании его эволюции.

В качестве объекта исследований были выбраны данные по изменению курса евро к американскому доллару за период с января 2007 года по ноябрь 2009г. Исследуемые данные взяты из ресурса «Дилинговый центр Forex EuroClub» по адресу [www.fxeuroclub.ru](http://www.fxeuroclub.ru). Выбранный временной диапазон представляет интерес по той причине, что он включает как период относительной финансовой стабильности, так и мировой финансовый кризис.

При подобных исследованиях, кроме исходных курсов, валютные котировки принято представлять разностью логарифмов  $r(t) = \ln[P(t)] - \ln[P(t - \Delta t)]$  цены валюты  $P(t)$  в момент времени  $t$ , где  $\Delta t$  – интервал измерений (в нашем случае  $\Delta t = 15$  минут). Динамика изменений исходного курса приведена на рис.1a, а соответствующие изменения разности логарифмов на рис.1b. Кроме того, на рис.1c указан интервал разброса вероятностей различных котировок валюты, определённый по мультифрактальному спектру.

Характерная особенность рис.1 состоит в наличии участка аномально больших изменений курса, который особенно ярко проявляется в начале 2009 года. Для количественного представления влияния кризиса приведены спектры фрактальных размерностей, отвечающие временным интервалам, выделенным на рис.1. Выяснено, что спектральная функция  $f(\alpha)$  кризисного участка приобретает аномально широкий интервал изменения фрактальных размерностей. Поскольку минимальное  $\alpha_{\min} \propto \ln(1/p_{\max})$  и

максимальное  $\alpha_{\max} \propto \ln(1/p_{\min})$  значения этих размерностей определяются предельными величинами  $p_{\max}$  и  $p_{\min}$  вероятностей изменения котировок, то уширение спектральной функции приводит к усилению разброса вероятностей, приведенному на рис. 1с.

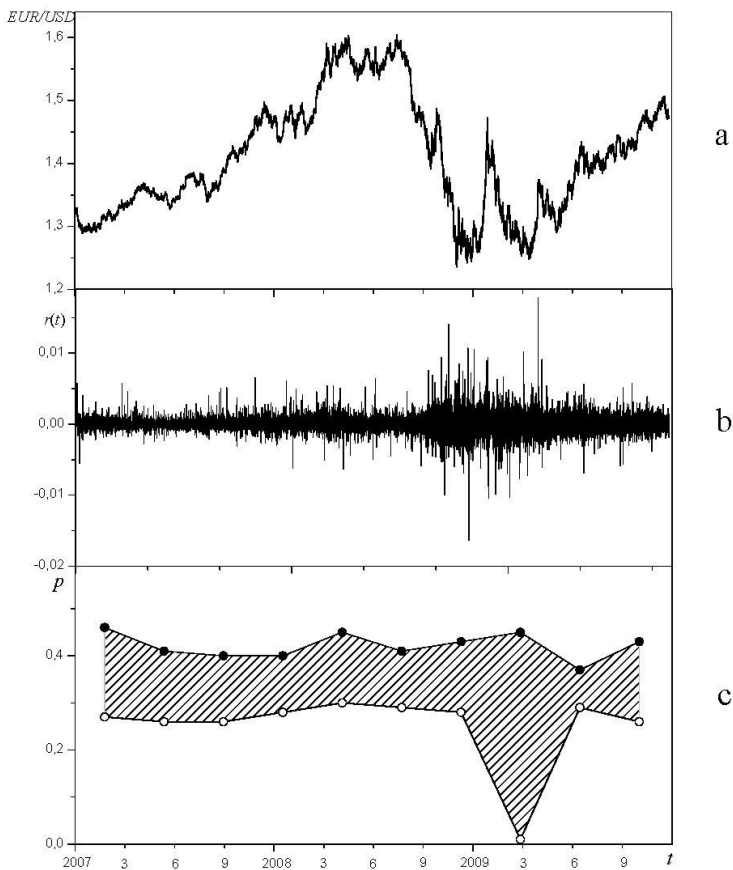


Рисунок 1 – а. Динамика изменения обменного курса евро к доллару США; б. соответствующие изменения разности логарифмов  $r(t)$ ; с. интервал разброса вероятностей различных котировок валюты.

Проведенные исследования показывают, что динамика изменения обменного курса в период высокого спроса на покупку валюты характеризуется широким спектром фрактальных размерностей и сильными корреляциями в сравнении с периодом свободных колебаний курса.

ЧИСЛЕННОЕ РЕШЕНИЕ 2D И 3D ЗАДАЧ ПОДВОДА  
ГИДРАВЛИЧЕСКОЙ ТУРБИНЫ  
NUMERICAL SOLUTION OF 2D AND 3D TASK SUMS HYDRAULIC  
TURBINE

*Мартынова Н.С., доцент, СумГУ, Суми*  
*Martynova N.S., associate professor, SumSU, Sumy*

Энергетические и силовые характеристики гидротурбины существенно зависят от формы движения жидкости перед рабочим колесом – в подводе. Подвод состоит из турбинной камеры, статора и направляющего аппарата (н.а.). Он должен обеспечивать осесимметричное поле скоростей перед рабочим колесом, что необходимо для реализации теоретической модели относительного установившегося движения жидкости в рабочем колесе, используемой при проектировании. Наличие этих элементов в проточной части позволяет увеличить коэффициент полезного действия (КПД) и создать благоприятные условия работы гидротурбины в целом и ее оптимальной конструкции с точки зрения прочности отдельных деталей и привода направляющего аппарата.

Подвод имеет наибольшие геометрические размеры и обеспечивает благоприятное течение воды до 700 м<sup>3</sup>/сек (в зависимости от мощности, достигающей до 1 млн кВт). Потери энергии в подводе составляют примерно половины всех потерь и зависят от направления скоростей и распределения расхода по высоте и периметру. Таким образом, подвод влияет на энергетические характеристики и условия работы, а также на размеры и стоимость гидроэлектростанции.

Так как течение в подводе происходит без передачи энергии, а изменение энергии имеет место из-за потерь, то в невязком ядре потока можно считать  $\text{grad}E=0$ , где  $E$  - полная механическая энергия жидкости. Тогда в соответствии с уравнением Громеки-Ламба :

$$\vec{F} - \frac{1}{\rho} \text{grad}p - \text{grad} \frac{V^2}{2} = \frac{\partial \vec{V}}{\partial t} - \vec{V} \times \vec{\Omega} \quad (1)$$

где  $\vec{F}$  – вектор массовых сил,  $\rho$  - плотность жидкости,  $p$  - давление,  $V$  - скорость течения,  $\vec{\Omega} = \text{rot} \vec{V}$ . В ядре потока течение должно быть либо потенциальным, либо винтовым. Обычно принимают поток в подводе потенциальным (что подтверждается экспериментальными данными).

В рассматриваемой работе задача расчета поля скоростей в подводе и на колоннах статора и лопатках н.а. рассматривается для случаев 2D и 3D течений.

Задача определения скорости в плоском сечении подвода  $z=\text{const}$  может быть сведена к задаче Дирихле для функции тока  $\psi(x, y)$ , задаче

Неймана для функции потенциала скорости  $\varphi(x, y)$  или к задаче определения аналитической функции  $\bar{V}(z) = V_x - iV_y$  по заданному значению скорости на границе контура.

Так воспользовавшись свойством предельных значений интеграла типа Коши для случая, когда  $z_0 \in L$  из (1) получим выражение для скорости на контуре спиральной камеры или расположенного внутри нее обтекаемого тела

$$\chi(z_0)\bar{V}(z_0) = \frac{\Gamma_0 + iQ}{\pi} \frac{1}{z} + \frac{1}{\pi} \int_L \frac{\bar{V}(\zeta)d\zeta}{\zeta - z} + \frac{1}{\pi} \sum_{i=1}^{cm} \frac{\bar{V}(\zeta)d\zeta}{\zeta - z_0} + \frac{1}{\pi} \sum_{i=1}^{na} \frac{\bar{V}(\zeta)d\zeta}{z_0 - \zeta} - \frac{1}{\pi} \iint_D (\gamma + iq) \frac{df}{\zeta - z_0}, \quad (2)$$

в котором  $\chi(z_0) = \delta(z_0) / \pi$ ,  $\delta(z_0)$  – внутренний угол контура  $L$  в точке  $z_0$ .  
 $\delta(z_0) = \pi$

Для точек гладкого контура  $\delta(z_0) = \pi$ . В угловых точках  $\chi(z)$  – известные величины. Из (2) можно получить интегральные уравнения для комплексного потенциала, потенциала скорости и функции тока.

В работе решалось уравнение (2) путем сведения его к системе линейных алгебраических уравнений порядка 5000.

3D прямая задача подвода решается на основе использования формулы Био-Савара и численного решения двумерного интегрального уравнения.

Данный подход к решению прямой задачи подвода позволяет определить взаимное влияние спиральной камеры, колонн статора и лопаток направляющего аппарата на структуру потока в любом сечении подвода.

#### Список литературы

1. Колычев В.А., Мараховский М.Б., Дранковский В.Э. Поверочный расчет кинематических и энергетических характеристик радиально-осевой гидротурбины в задаче проектирования ее проточной части // Вісник СумДУ.- Суми.- 1998.- Випуск 2(10).- С. 28-34.
2. Мартынова Н.С. Численное исследование силовых характеристик направляющего аппарата гидротурбины // Вісник СумДУ.- Суми.- 2003.- №3(49).- С.57-62.
3. Мартинова Н.С. Розрахунок кінематичних параметрів потоку і моментних характеристик лопаток напрямного апарату гідротурбіни на основі 2D і 3D моделей ідеальної рідини // Вісник СНАУ.- Суми.- 2003.- Випуск 10. - С.253-259.
4. Косторной С.Д. Особенности методики расчета пограничного слоя // Вісник СНАУ.- Суми.- 2004.- Випуск 12.- С.20-33.

# МАТЕМАТИЧЕСКИЕ ПРОБЛЕМЫ ТЕЧЕНИЯ НЕСЖИМАЕМОЙ ЖИДКОСТИ В ЛОПАСТНЫХ ГИДРАВЛИЧЕСКИХ МАШИНАХ

## MATHEMATICAL PROBLEMS INCOMPRESSIBLE FLOW IN VANE HYDRAULIC MACHINES

*Косторной С.Д., профессор, СумГУ, Сумы*  
*Kostornoy S.D., professor, SumSU, Sumy*

Основная задача гидромеханического расчета гидравлической машины (ГМ) заключается в том, чтобы правильно и рационально спроектировать её проточную часть (ПЧ), которая должна прежде всего обеспечить получение требуемой мощности при заданных её гидравлических, кавитационных, прочностных и технологических качествах. При этом отдельные элементы (ПЧ): рабочее колесо (РК), подводящие и отводящие устройства, должны быть такими, чтобы потери энергии в них при различных режимах работы были минимально возможными, а кавитационные параметры соответствовали условиям эксплуатации.

Проектированием ПЧ задачи гидромеханического расчета не исчерпываются. После того как найдены очертания и размеры всех элементов ПЧ и её элементов, удовлетворяющие поставленным условиям в отношении обеспечения требуемой мощности, минимальных потерь и кавитационных параметров, надлежит определить все гидравлические параметры, необходимые для конструирования и эксплуатации машины. В частности для расчетов прочности узлов РК и НА, выбора работоспособности регулятора работы машины необходимо предварительно определить значения гидродинамических усилий и моментов, действующих на лопасти РК и лопатки НА при работе машины.

Для решения всех перечисленных вопросов проводят исследование рабочего процесса и оценивают влияние различных гидравлических явлений, происходящих в ПЧ на основные параметры ГМ. Эти исследования позволяют построить математическую модель рабочего процесса и на основании последней разработать методику гидродинамического расчета машины, т.е. заменить физический эксперимент вычислительным на ЭВМ.

Отвергая чисто теоретические, не подкрепленные экспериментом, исследования, нельзя в то же время становиться на путь чистого эмпиризма, пытаясь за счет отдельных изменений ПЧ опытным путем найти оптимальное решение. Такой подход требует чрезвычайно большого объема экспериментальных работ и является весьма неэффективным. Необходимо совершенствовать математическую модель течения жидкости в ПЧ и численные методы ее реализации. Это позволит наметить правильные пути к решению поставленной задачи и свести к минимуму число образцов, подлежащих экспериментальной проверке. Как предлагается решать эти вопросы, рассматривается в работе.

# ПРОГНОЗИРОВАНИЕ НИЗКОЧАСТОТНЫХ ПУЛЬСАЦИЙ ДАВЛЕНИЙ В ГИДРАВЛИЧЕСКИХ МАШИНАХ

## FORECASTING LOW-FREQUENCY PULSATIONS PRESSURE IN THE HYDRAULIC MACHINES

*Хатунцев А.Ю., ст. преподаватель, Ануфриев А.А., студент,  
СумГУ, Сумы*

*Khatuntsev A. Y., lecturer, Anufriev A.A., student, SumSU, Sumy*

При проектировании гидравлических машин возникает задача оценки нестационарных характеристик потока в проточной части. Однако опытных данных по нестационарным характеристикам потока часто бывает недостаточно, в то же время для расчета на прочность и вибрацию лопастей в области выходных кромок рабочего колеса необходимо знать изменение пульсаций давления.

Считая источником нестационарности в целом стационарном потоке жидкости, пульсации скоростей и давления стохастического характера, для количественной оценки параметров нестационарных явлений воспользуемся выражениями для турбулентных характеристик потока и будем применять их для модели идеальной среды.

Для расчета нестационарных характеристик применяем метод гидродинамических особенностей. Задача определения нестационарных характеристик сводится к нахождению интенсивности суммарного вихревого слоя на лопастях рабочего колеса и свободных вихрей, моделируемых полубесконечными вихрями. Отрыв потока фиксируется на выходной кромке. Слежение за вихревым следом начинается с нулевого момента (отсутствие вихревого следа)

Задача определения турбулентных характеристик сводилась к нахождению суммарного вихревого слоя на теле и свободных вихревых слоев за телом. Пространственная нестационарная задача решалась в нелинейной постановке методом гидродинамических особенностей. Среда вне лопасти считалась идеальной. Моделирование описанным выше способом обтекания лопастных систем и их следа позволило получить турбулентные характеристики ближнего следа, которые хорошо совпадают с экспериментальными данными для плохообтекаемых тел: плоской пластины, параллелепипеда квадратного сечения, цилиндра, кольцевого затвора гидротурбины.

По выше изложенной методике были рассчитаны турбулентные характеристики потока за лопастью рабочего колеса в отсасывающей трубе модели поворотно-лопастной гидротурбины

ПРИМЕНЕНИЕ РЕГУЛЯРИЗИРУЮЩЕГО АЛГОРИТМА ДЛЯ РЕШЕНИЯ  
ЗАДАЧИ ВОССТАНОВЛЕНИЯ ДЕФОКУСИРОВАННОГО ИЗОБРАЖЕНИЯ  
APPLICATION OF ALGORITHM OF THE REGULARIZATION FOR THE  
SOLUTION OF THE PROBLEM OF RESTORATION OF THE DISTORTED  
IMAGE

*Чаплыгин А.А., аспирант, Глушко С., студент, СумГУ, Сумы*  
*Chaplygin A.A., postgraduate student, Glushko S., student, SumSU, Sumy*

Задачи восстановления искаженных (смазанных, дефокусированных и пр.) изображений были исследованы ещё в 70-е годы прошлого века. С активным развитием вычислительной техники, появилась возможность обработки изображений высокого разрешения. В связи с этим возникает интерес к этой проблеме как у научных так и у коммерческих организаций.

Все задачи обработки изображений можно свести к решению операторных уравнений вида:

$$Az = u, \quad z \in Z, \quad u \in U \quad (1)$$

где  $Z, U$  - функциональные пространства, а  $A$  - оператор, действующий из  $Z$  в  $U$ . Обозначая через  $z(s_1, s_2)$  распределение для неискаженного изображения, а через  $u(x_1, x_2)$  - для реального, закон построения искаженного изображения (1) запишется в виде:

$$u(x_1, x_2) = \int_{-\infty}^{\infty} \int_{-\infty}^{\infty} K(x_1 - s_1, x_2 - s_2) \cdot z(s_1, s_2) ds_1 ds_2 \quad (2)$$

где  $K(x, y)$  - аппаратная функция, вид которой определяется из конкретной задачи.

Регуляризирующий алгоритм Тихонова позволяет искать решение задачи (2) в виде:

$$z_{\alpha}(s_1, s_2) = \int_{-\infty}^{\infty} \int_{-\infty}^{\infty} \frac{\lambda(-\omega_1, -\omega_2)U(\omega_1, \omega_2)}{L(\omega_1, \omega_2) + \alpha M(\omega_1, \omega_2)} e^{-i(\omega_1 s_1 + \omega_2 s_2)} d\omega_1 d\omega_2$$

где  $M(\omega_1, \omega_2)$ ,  $\alpha$  - функция и параметр регуляризации,  $\lambda(\omega_1, \omega_2), U(\omega_1, \omega_2)$  - комплексные Фурье преобразования функций  $K(x, y)$  и  $u(x_1, x_2)$  соответственно.

Список литературы

1. Бакушинский А.Б., Гончарский А.В. Некорректные задачи. М.: Издательство Московского университета, 1989.

# ПОБУДОВА ГРАФІКА ФУНКЦІЇ, ЗАДАНОЇ ПАРАМЕТРИЧНО

## CHARTING FUNCTION GIVEN BY PARAMETRIC

*Гатцук А.С., студент, Беда І.М., доцент, СумДУ, Суми*

*Gattsuk A.S., student, Beda I.M., associate professor, SumSU, Sumy*

Як відомо, одним із способів задання функції є табличний. Хоча в математичному аналізі (вищій математиці) практично функцію графічно не задають, але графічна інтерпретація функції застосовується дуже часто, оскільки наглядність графіка робить його незамінним допоміжним засобом дослідження властивостей функції. При побудові графіка функції основною задачею є з'ясування більш точної характеристики самої зміни функції, а точність окремих ординат цікавлять в меншій мірі.

Часто використовуваний спосіб побудови «по точкам», взятими більш або менш густо, але випадково та без відношення до (поки що невідомим) особливостям графіка, очевидно, непридатний. Він, по-перше, потребує обчислення великого числа координат, що практично незручно, а, по-друге, зважаючи на випадковість обчислювальних координат – він не забезпечує досягнення поставлення мети.

В літературі [1,2] досить наглядно описані методи побудови графіка функції, заданої в декартовій системі координат у явному виді. В той же час відсутні приклади побудови графіка функції, що задана параметрично, незважаючи на те, що такий спосіб задання функції зустрічається дуже часто.

В даній роботі запропонована схема побудови графіка функції, заданої параметрично. Дана схема побудови графіка реалізована на прикладі побудови графіка функції

$$\begin{cases} x = 3 \cdot t^2; \\ y = 3 \cdot t - t^3 \end{cases},$$

побудова якого в декартовій системі координат відомими способами дуже громіздка.

Запропонована схема побудови графіка функції може бути використана студентами при дослідженні властивостей функції.

### Список літератури

3. Пискунов Н.С. Дифференциальное и интегральное исчисления. Том 1. Для вузов. Москва «Наука», 1978 с.575.
4. Фихтенгольц Г.М. Курс дифференциального и интегрального исчисления. Том 1. ФИЗМАТГИЗ, 1962. с. 607.



# ЗАСТОСУВАННЯ ВИЗНАЧЕНОГО ІНТЕГРАЛА ДО ЗАДАЧ ПРИРОДОЗНАВСТВА

## THE USE OF CERTAIN INTEGRAL TO THE PROBLEMS NATURAL SCIENCE

*Молошній О.М., студент, Беда І.М., доцент, СумДУ, Суми*

*Moloshniy O.M., student, Beda I.M., associate professor, SumSU, Sumy*

При побудові математичних моделей багатьох фізичних процесів використовують визначений інтеграл. Але перш ніж перейти до застосування визначеного інтеграла в області природознавства корисно дослідити підхід, який приводить в прикладних питаннях до визначеного інтеграла.

В даній роботі розглядається загальний план побудови математичної моделі фізичного процесу. Допустимо, що потрібно визначити деяку фізичну величину  $F$ , пов'язану з інтервалом  $[a, b]$ . При цьому кожному частковому відрізку  $[\alpha; \beta] \subset [a, b]$  відповідає деяка частина величини  $F$  так, що розбиття відрізка  $[a, b]$  на часткові відрізки тягне за собою розбиття на відповідні частини й величини  $F$ . Розглядаючи елемент  $\Delta F$  величини  $F$ , що відповідає проміжку  $[x, x + \Delta x]$  приходимо до співвідношення:

$$\Delta F \approx f(x)\Delta x$$

При цьому шукана величина  $F$  точно виражається формулою:

$$F = \int_a^b f(x)dx.$$

Використовуючи наведену схему побудови математичної моделі, у даній роботі досліджується взаємодія двох нескінченно довгих мимобіжно розташованих двох дротів зі струмом. Допускається, що сила, з якою струм у дроті діє на «магнітний заряд», може бути представлена як рівнодіюча сил, які ніби то зумовлені окремими нескінченно малими «елементами струму», до можна застосовувати закон Біо–Савара. При даних допущеннях одержано силу взаємодії на одиницю довжини.

### Список літератури

1. Фихтенгольц Г.М. Курс дифференциального и интегрального исчисления. Том 1. Изд-во ФИЗМАТГИЗ, 1962. – 607с.
2. Чертов А.Г., Воробьев А.А. Задачник по физике. Изд-во «Высшая школа», 1981. - 495с.

# НАПРУЖЕНИЙ СТАН ДИСКА, ПОСЛАБЛЕНОГО ТРІЩИНАМИ, В ПОЛІ ВІДЦЕНТРОВИХ СИЛ

## STRESSES IN THE DISK, WEAKENING CRACKS, FIELD IN CENTRIFUGAL FORCES

*Клименко В.А., ст. викладач, Москаленко Д.Р., студент, СумДУ, Суми*

*Klimenko V.A., lecturer, Moskalenko D.R., student, SumSU, Sumy*

Проводиться дослідження напруженого стану ізотропного диска, ослабленого довільними криволінійними розрізами, в полі центробіжних сил. Розглянемо ізотропний круговий диск, ослаблений криволінійними розрізами, що обертається зі сталою кутовою швидкістю  $\omega$  навколо осі, що проходить через центр диска ( $K$  - число розрізів,  $L_j$  - контур,  $j$  - го розрізу,  $\tilde{A}$  - кругова межа диска)

$$L = \bigcup_{j=1}^k L_j, \quad \bigcap_{j=1}^k L_j = \emptyset.$$

Будемо припускати, що  $L_j (j = \overline{1, k})$  - проста розімкнена дуга Ляпунова з початком у точці  $a_j$  і кінцем у точці  $b_j$ . Береги розрізів вільні від навантажень. Напруження в диску виражаються через аналітичні функції  $\Phi(z)$  і  $\psi(z)$  за відомими формулами [3]

$$\sigma_x + \sigma_y = 4 \operatorname{Re} \Phi(z), \quad \sigma_x - \sigma_y + 2i\tau_{xy} = 2[\bar{z}\Phi'(z) + \psi(z)]$$

і надають собою суперпозицію напружень, які виражаються через функції  $\Phi(z)$  і  $\psi(z)$  і напружень, що виникають за рахунок інерційних сил [3] де  $\rho$  - щільність матеріалу,  $\omega$  - кутова швидкість. Підставляючи в крайові умови граничні значення функцій  $\Phi(z)$  і  $\psi(z)$ , додаючи обидві граничних рівності, приходимо до системи сингулярних інтегральних рівнянь. Всі подальші міркування щодо розв'язання сингулярних інтегральних рівнянь необхідно додати додаткові умови,

$$\int_{L_j} P(t) dt = 0 \quad (j = 1, 2, \dots, k),$$

які впливають з умови однозначності зміщення в області  $D$ . Вирази для зміщень мають вигляд

$$2\mu(u+iv) = \chi + \varphi(z) - z \cdot \overline{\varphi'(z)} - \overline{\Psi(z)},$$

Формули напруження нормального розриву  $\sigma_n$  і продовжного зсуву  $\tau_{ns}$  на продовженні тріщини за точку  $c_j$

$$\sigma_n + i\tau_{ns} = \pm i \left( \frac{S'(\pm 1)}{2r} \right)^{1/2} \cdot P^0(\pm 1), \quad S'(\pm 1) = \left. \frac{dS}{d\beta} \right|_{\beta=\pm 1},$$

$$P^0(\beta) = P(\beta) \cdot \sqrt{1-\beta^2}, \quad r = |t-c|.$$

Тут верхній знак відповідає кінцю тріщини  $c = b$ , нижній  $c = a$  - початку,  $\psi(c)$ - значення кута  $\psi$  в точці  $c$ ,  $t = t(\beta)$ ,  $(-1 \leq \beta \leq 1)$  - параметричне представлення  $L_j$ .

Для апробації алгоритму була розглянута задача про нерухомий диск з тріщиною, береги якої завантажені нормальним тиском  $P$ . Відповідні результати наведено на рис.1, де суцільна крива відповідає результатами робіт [1,2]; штрихова крива побудована по розв'язку інтегрального рівняння в класі функцій обмежених на кінці тріщини, що виходить на межу. Слід відзначити досить гарний збіг результатів.

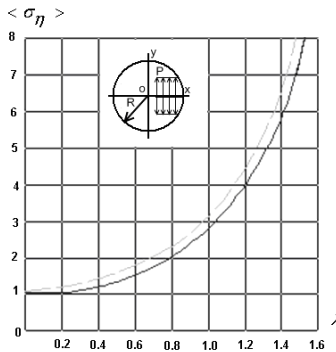


Рисунок 1 – Значення напруг навколо вершини а

#### Список літератури

1. Панасюк В.В., Саврук М.П., Дацьшин А.П. Распределение напряжений около трещин в пластинках и оболочках.- Киев: Наукова думка, 1976.-443 с.
2. Саврук М.П. Двумерные задачи для тел с трещинами. -Киев: Наукова думка, 1981.-323 с.
3. Мусхелишвили Н.И. Некоторые основные задачи математической теории упругости .- Изд. АН СССР. М., 1954.- 648 с.

НАПРУЖЕННЯ І ПЕРЕМІЩЕННЯ У СТЕРЖНІ ВИКЛИКАНІ  
РУХОМИМИ ДЖЕРЕЛАМИ ТЕПЛА.

TENSION AND MOTION IN RODS CAUSED MOVING SOURCE OF  
HEAT

*Клименко В.А., ст. викладач, Ячменьов В.О., доцент,  
Москаленко Д.Р., студент, СумДУ, Суми*

*Klimenko V.A., lecturer, Yachmenev V.A., associate professor,  
Moskalenko D.R., student, Sumy*

Процес зміни надлишкової температури  $T(x, y)$  у стержні кінцевої довжини описується рівнянням

$$\frac{\partial T}{\partial t} = a^2 \frac{\partial^2 T}{\partial x^2} + \frac{q'}{c\rho} \delta(x - v_0);$$
$$0 < x < l, \quad 0 < t < \frac{l}{v_0},$$

де  $a^2$  - коефіцієнт теплопровідності,  
 $c$  - теплоємність матеріалу,  
 $\rho$  - густина матеріалу,  
 $v_0$  - швидкість руху джерела,  
 $q'$  - інтенсивність джерела.

Розглядається тонкий стержень довжиною  $l$ , що займає область  $0 \leq x \leq l$ . Нехай  $u = u(x, t)$  - переміщення в стержні визначаються залежністю

$$\sigma = E \left( \frac{\partial u}{\partial x} - \alpha T(x, t) \right) \quad (1)$$

де  $E$  - модуль пружності,  $\alpha$  - коефіцієнт лінійного розширення матеріалу стержня. За відсутності масових сил рівняння руху має вид:

$$\frac{\partial \sigma}{\partial x} = \rho \frac{\partial^2 u}{\partial t^2}, \quad (2)$$

Виключивши  $\sigma$  із рівняння (1) і (2) отримаємо

$$\frac{\partial^2 u}{\partial x^2} = \frac{1}{c^2} \frac{\partial^2 u}{\partial t^2} + \alpha \frac{\partial T}{\partial x}, \quad (3)$$

а виключивши  $u$  із рівнянь (1) і (2)

$$\frac{\partial^2 \sigma}{\partial x^2} = \frac{1}{c^2} \frac{\partial^2 \sigma}{\partial t^2} + \rho \alpha \frac{\partial^2 T}{\partial t^2}$$

Перейдемо до розв'язку рівняння у переміщеннях (3).

Переміщення, які є розв'язком диференціального рівняння, будемо шукати у вигляді

$$u(x, t) = \sum_{n=1}^{\infty} f_n(t) \cos \frac{n\pi x}{l}.$$

Тоді рівняння

$$f_n''(t) + \left( \frac{n\pi c}{l} \right)^2 f_n(t) = -\alpha c^2 \varphi_n(t) \cdot \frac{n\pi}{l} \zeta$$

з початковими умовами

$$f_n(0) = f_n'(0) = 0.$$

мають розв'язки

$$f_n(t) = \frac{\frac{2q}{C_0 \rho l} \cdot \alpha c}{\nu_0^2 + \frac{n^2 \pi^2 a^2}{l^2}} \cdot \left\{ \frac{1}{\frac{n^2 \pi^2 a^2}{l^2} + \frac{n^4 \pi^4 a^4}{l^4}} + \frac{1}{\frac{n^2 \pi^2 \nu_0^2}{l^2} - \frac{n^2 \pi^2 c^2}{l^2}} \right\} \times$$

$$\times \left\{ c \nu_0 \cos \frac{n\pi x t}{l} - a^2 n \pi \frac{\vartheta_0}{l} \sin \frac{n\pi x t}{l} \right\} - \frac{\alpha c^2 \frac{n\pi}{l} \cdot \frac{2q}{c_0 \rho l}}{\nu_0^2 + \frac{n^2 \pi^2 a^4}{l^2}} \left\{ \frac{\nu_0 l}{n\pi} \cdot \frac{\exp\left(-\frac{n^2 \pi^2 a^2}{l^2} t\right)}{\frac{n^4 \pi^4 a^4}{l^4} + \frac{n^2 \pi^2 c^2}{l^2}} + \right.$$

$$\left. + a^2 \frac{\sin \frac{n\pi \nu_0 t}{l}}{\frac{n^2 \pi^2 \varepsilon^2}{l^2} - \frac{n^2 \pi^2 \nu_0^2}{l^2}} - \frac{\nu_0 l}{n\pi} \cdot \frac{\cos \frac{n\pi \vartheta_0}{l}}{\frac{n^2 \pi^2 l^2}{l^2} - \frac{n^2 \pi^2 \vartheta_0^2}{l^2}} \right\}$$

Тим самим отримана можливість визначити переміщення в стержні.

Отримані результати без особливих ускладнень перенесені на випадок обробки деталей періодичною системою джерел.

Фактично можуть зустрітися два випадки:

- а) два і більше джерел не знаходяться одночасно на поверхні деталі;
- б) два і більше джерел знаходяться на поверхні деталі одночасно.

У випадку а) моделювання здійснюється тією ж програмою при умові, що в процесі просування інструменту виконуються зупинки заданої тривалості за часом. У випадку б) моделювання виконується зміною інтенсивності джерела у потрібне число разів.

# МАРКІВСЬКІ МОДЕЛІ ПРИЙНЯТТЯ РІШЕНЬ НА ПРИКЛАДІ ЗАДАЧІ ІНВЕСТИЦІЇ

## MARKOV'S MODELS OF DECISION MAKING ON AN EXAMPLE OF A PROBLEM OF THE INVESTMENT

*Концевич В.В., студент, Маслов О.П., доцент, СумДУ, Суми*

*Kontchevich V.V., student, Maslov A.P., associate professor, SumSU, Sumy*

Для побудови моделі складних систем з ймовірнісним характером структури найбільш успішно застосовуються моделі на основі марківських процесів з скінченною множиною можливих станів і дискретним часом. Такі моделі є задачами математичного програмування для знаходження оптимальних рішень в багатокрокових задачах в умовах ризику. Оскільки розглядається модель з скінченною кількістю можливих станів, то вихідною інформацією є матриці ймовірності переходу з одного стану до інших, а функція мети задається за допомогою матриці заохочень (прибутків). Множину припустимих розв'язків утворюють стратегії, серед яких є оптимальна, що забезпечує максимальний очікуваний прибуток.

Прибуток на кожному кроці визначається як

$$v_j(X_{i-1}) = \sum_{k=1}^m P_{jk}(i/X_{i-1}) r_{jk}(i/X_{i-1}),$$

коли система на  $(i-1)$  кроці знаходилась в стані  $S_j$  і було прийнято  $X_{i-1}$  рішення. Величини  $P_{jk}(i/X_{i-1})$  і  $r_{jk}(i/X_{i-1})$  є елементами матриці ймовірностей і заохочень з  $(i-1)$  стану в  $j$  при рішенні  $X_{i-1}$ . З наведеного виразу випливає, що функцією мети на кожному кроці буде:

$$f_i(j) = \max_{X_i \in G} \{v_j(X_i) + \sum_{k=1}^m P_{jk}(i+1/X_i) f_{i+1}(k)\},$$

яка залежить від рішень  $X_i$ , вибраних на кожному кроці з множини  $G$ , і відповідних елементів матриць та початкових ймовірностей станів.

Марківська модель прийняття рішень була застосована для знаходження оптимальних стратегій в задачі інвестування. Розглядаючи модельну ситуацію з можливими трьома станами ситуації інвестування і горизонтом планування на три роки, отримали розв'язок, що забезпечує максимальний сукупний прибуток.

Задача розв'язувалась як задача динамічного програмування ітераціями по стратегіям. Для порівняння розглянутий розв'язок задачі з застосуванням стаціонарної стратегії.

## КОНТРПРИКЛАДИ В МАТЕМАТИЦІ COUNTEREXAMPLES IN MATHEMATICS

*Бойко О.М., студентка, СумДПУ ім. А. С. Макаренка;  
Маслов О.П., доцент, СумДУ, Суми  
Boyko O.M., student, SumSPU A.S. Makarenko;  
Maslov A.P., associate professor, SumSU, Sumy*

У лекційних курсах математики і навіть у підручниках досить рідко наводяться приклади, які можна було б назвати «експериментальними» [4], оскільки вони подають нам знайомі поняття в неочікуваних і крайніх ракурсах. Для обґрунтування істинності якогось твердження проводять певні міркування. Але, щоб переконатися у хибності, досить навести відповідний приклад – «експериментальний». Приклади, які спростовують ті або інші твердження, і називають контрприкладом.

Отже, відмінність між прикладами і контрприкладом полягає в тому, що приклади ілюструють загальні положення, а контрприклад ілюструє хибність певних тверджень [2, с. 4]. Побудова контрприкладу – це класичний спосіб заперечення гіпотези. Наприклад: «Всі прості числа непарні». Очевидно, що контрприкладом до даного твердження є число 2, яке хоч і просте, але парне.

Розглянемо вплив контрприкладів на розвиток поняття функції. Поняття функції у своєму розвитку пройшло складний шлях. Ідея залежності деяких величин сягає корінням давньогрецької науки, але там величини мали лише геометричну природу. Сам термін «функція» виник в 1694 р. в працях німецького вченого Лейбніца, але й у нього поняття функції мало дуже вузький зміст. Тільки учень Лейбніца І. Бернуллі у 1718 р. дав означення функції, незалежне від геометричних образів: «Функцією змінної величини називається кількість, яка утворена будь-яким способом із цієї змінної величини і сталих».

Наступний крок у розвитку поняття функції пов'язаний з іменем Л. Ейлера. Він дає означення функції: «Величини, які залежать від інших так, що зі зміною других змінюються й перші, прийнято називати функціями». Але воно було пов'язане з можливістю виразити функцію формулою. З точки зору математиків XVIII ст. запис

$$\begin{cases} x, \text{ якщо } x < 0 \\ x^2, \text{ якщо } x \geq 0 \end{cases}$$

визначає не одну, а дві функції.

Побудований контрприклад (означення Ейлера) свідчить про те, що означення І. Бернуллі є окремим випадком. У зв'язку з цим, знову постає питання про уточнення поняття функції. Розв'язуючи задачу про коливання струни, Д. Бернуллі отримав відповідь у вигляді так званого тригонометричного ряду. Цю ж

задачу розв'язував і французький вчений Ж. д'Аламбер. Розвиток д'Аламбера мав зовсім інший вигляд, ніж у Бернуллі, і міг задаватися різними формулами для різних значень аргументу.

Це стало підґрунтям для запеклої суперечки, в якій взяли участь математики XVIII ст. – Л. Ейлер, Ж. д'Аламбера, Д. Бернуллі та інші. Під час розв'язування даної проблеми обговорювалося поняття функції, зв'язок між функціональною залежністю і можливістю виразити цю залежність формулою.

Остаточне вирішення даного питання було отримано на початку XIX ст., коли Ж. Фур'є показав, що сума безкінечного ряду, членами якого є тригонометричні функції, може на різних проміжках виражатися різними формулами. Й. Діріхле уточнив результати Фур'є: «Змінна величина у називається функцією змінної величини  $x$ , якщо кожному значенню величини  $x$  відповідає єдине визначене значення величини  $y$ . Він розглядав таку функцію.

$$f(x) = \begin{cases} 0, & \text{якщо } x - \text{іраціональне число,} \\ 1, & \text{якщо } x - \text{раціональне число,} \end{cases}$$

яку називають функцією Діріхле. Означення Діріхле було остаточним для числових функцій числового аргументу. З іншого боку, воно дозволило будувати функції з «найхімернішими» властивостями – було побудовано ряд контрприкладів до поширених переконань про те, що таких функцій не існує.

Анрі Пуанкаре в [3, с. 357] пише: «Протягом піввіку ми бачили, як виникло безліч химерних функцій; ці нові функції немов намагались якомога менше походити на ті благородні функції, які для чогось та придатні. Такі, наприклад, функції неперервні, але без похідних. Більше того, з логічного погляду саме ці химерні функції і є загальними; а ті функції, котрі ми знаходимо без довгих пошуків, становлять начебто окремих випадок».

Подальший розвиток математики показав хибність поглядів А. Пуанкаре та ряду інших учених відносно «хімерних» функцій. Побудова та аналіз таких функцій, а також докладний аналіз таких понять, як довжина, площа, множина, інтеграл, простір, відображення сприяли побудові теорії функцій дійсної змінної, а згодом, і функціонального аналізу, який є джерелом розвитку математичної фізики, квантової механіки [1, с. 118 – 120].

Все це дає підстави зробити висновок, що побудова контрприкладів сприяла розвитку ряду важливих як для теорії, так і для практики галузей сучасної науки.

#### Список літератури

1. Виленкин Н.Я. Рассказы о множествах. 3-е издание. – М.: МЦНМО, 2005. – 150 с.
2. Кужель О.В. Контрприклади в математиці. – К.: Рад. Школа, 1988. – 96 с.
3. Пуанкаре А. О науке. – М.: Наука, 1983. – 467 с.
4. Шибинский В. М. Примеры и контрпримеры в курсе математического анализа: Учеб. пособие. – М.: Высшая школа, 2007. – 543 с.



## ВИКОРИСТАННЯ ЕЛЕМЕНТІВ ІСТОРИЗМУ ЯК ЗАСОБУ АКТИВІЗАЦІЇ НАВЧАННЯ ВИЩОЇ МАТЕМАТИКИ

### THE USING OF ELEMENTS OF A HISTORICISM AS WAY OF ACTIVIZATION OF TRAINING OF HIGHER MATHEMATICS

*Завальна Т.В., ст. викладач, Кирюшко В.С., студент,  
Безверхий Ю.В., студент, СумДУ, Суми*

*Zavalna T.V., lecturer, Kiriushka V.S., student,  
Bezverkhyy Y.V., student, SumSU, Sumy*

Для підвищення мотивації до навчання з вищої математики на лекціях, практичних та індивідуальних заняттях корисним є використання елементів історизму, які пожвавлюють виклад матеріалу, сприяють підвищенню загальної культури студентів. Про значення інтелектуальної спадщини минулого висловлювався німецький математик Готфрід Вільгельм Лейбніц (1646-1716): “Хто хоче обмежитися сучасним, без знання минулого, той ніколи сучасного не зрозуміє”.

Досвід показує, що постійні екскурси в галузь історії математичної науки дають змогу студентам набагато краще і глибше засвоювати матеріал. Неможливо досконало знати предмет і при цьому не бути обізнаним із основними етапами його розвитку. Величезний фактичний матеріал, який містить історія математики, дає можливість широкого його використання на заняттях. При вивченні курсу вищої математики біографічні відомості, історичний розвиток окремих питань, зв'язки з іншими предметами допомагають свідоміше засвоювати математичні поняття. Матеріал, який подається в динаміці його розвитку, в русі, в послідовному визріванні поглиблює розуміння, підвищує інтерес до вивчення математики. Наприклад, цікавим є питання про так звані конічні перерізи, які бажано розглянути при вивченні розділів аналітичної геометрії. Дізнавшись про їх відкриття старогрецьким вченим Менехму (4ст. до н.е.), про використання стародавніми вченими кривих для розв'язування деяких задач на побудову, про цікаві оптичні властивості, у студентів розширюється розумовий кругозір, усвідомлюється глибокий взаємозв'язок математики з іншими науками.

Відомо також, що студенти мають потяг до наслідування найкращих взірців. Йдеться про артистів, спортсменів, вчених, і цю особливість слід вміло використовувати при викладанні математики. У біографіях учених-математиків є чимало зразків втілення високих моральних людських якостей. Це може бути природним засобом естетичного виховання молоді.

Історія математики може взяти на себе значне навантаження, допомагаючи математикам вищої школи поєднувати викладання з їх культурологічним обрамленням. Важливо тільки, щоб елементи історизму природного впліталися в живу тканину викладання.

# ПРОГРАМА МОДУЛЬНОГО КОНТРОЛЮ ЗНАНЬ СТУДЕНТІВ З ВИЩОЇ МАТЕМАТИКИ В РАМКАХ КРЕДИТНО-МОДУЛЬНОЇ СИСТЕМИ

## THE PROGRAM OF THE MODULAR CONTROL OF STUDENT'S KNOWLEDGE ON HIGHER MATHEMATICS WITHIN THE LIMITS OF CREDIT-MODULAR SYSTEM

*Завальна Т.В., ст. викладач, СумДУ, Суми*  
*Zavalna T.V., lecturer, SumSU, Sumy*

Процеси європейської інтеграції охоплюють дедалі більше сфер життєдіяльності. Не стала винятком і освіта, особливо, вища школа. Поширення Болонського процесу спонукає до впровадження нових форм і систем в організації та проведенні навчальної роботи у вищій школі.

У зв'язку з переходом до кредитно-модульної системи навчання великого значення набуває програма модульного контролю знань студентів.

Педагогічний контроль з вищої математики здійснюється під час атестаційного тижня, а також проводиться у навчальні тижні. Викладач планує контроль під час практичних занять, перевіряє виконання студентами індивідуальних завдань, здійснює поточний контроль засвоєння теоретичного матеріалу та набуття практичних навичок. Контрольні роботи виконуються в письмовій формі або методом тестування. Їх доцільно планувати на індивідуальні заняття під керівництвом викладача. При цьому приділяється підвищена увага поточній роботі, нарахуванню студентом рейтингових балів за певною шкалою оцінювання, яка пропорційна до трудомісткості навчальної роботи. Розподіл рейтингових балів за видами навчальної діяльності та контрольними заходами здійснюється викладачем відповідно до вагомості цих складових у навчальному процесі. Для різних спеціальностей викладач окремо визначає рейтингові оцінки за різні види і періоди навчальної роботи. Крім накопичуваних рейтингових балів нараховуються заохочувальні рейтингові бали за додаткові види навчальної роботи, наприклад, за участь в олімпіадах з вищої математики, за доповіді на наукових конференціях, за виконання оглядово-аналітичних робіт тощо.

У програмі модульного контролю знань студентів з вищої математики містяться питання і задачі, які відносяться як до теоретичного, так і до практичного блоку дисципліни. Модульний контроль базується на контрольних тестах. Як правило, пропонується 6-8 тестових завдань теоретичного та практичного плану. Обсяг обирається таким чином, щоб студент середньої успішності виконав їх протягом двох академічних годин.

Модульний контроль навчальної діяльності студента з використанням контрольних-заликових тестів вимірює реальний рівень навчальної роботи, дозволяє максимально об'єктивно і з мінімальним впливом суб'єктивних факторів перевірити та оцінити знання і навички студентів в умовах кредитно-модульної системи при вивченні математичних дисциплін.

# ПОХІДНА, ЯК МАТЕМАТИЧНИЙ ІНСТРУМЕНТ ДОСЛІДЖЕННЯ ПОХИБКИ ВИМІРЮВАННЯ

## THE DERIVATIVE IS MATHEMATICAL INSTRUMENT OF THE RESEARCH FAULT MEASURING

*Сиротенко В.М., студент, Кошіль О.П., студент,  
Білоус О.А., доцент, СумДУ, Суми  
Sirotenko V., student, Koshil O., student,  
Bilous O., associate professor, SumSU, Sumy*

Диференційне числення є потужним математичним апаратом для аналізу та прогнозування багатьох фізичних, технічних та економічних процесів. Серед них: встановлення швидкості проходження процесу, дослідження екстремальних значень та ін.

Цікавою є задача дослідження точності оцінки об'єму круглого ділового лісу. Круглим діловим лісом звать колоди правильної форми без деревини з відносно невеликою різницею ( $D/d < 2$ ) діаметрів товстого ( $D=2R$ ) і тонкого ( $d=2r$ ) кінців. Так, при визначенні об'єму, використовують спрощену формулу  $V=L \cdot S$ , де  $L$  – довжина колоди,  $S$  – площа серединного перерізу. Це приблизна формула, але саме її використовують деревообробні підприємства.

За законом стереометрії об'єм зрізаного конуса має вираз:

$$V = \frac{1}{3} \pi L (R^2 + rR + r^2) \quad (1)$$

$V_1 = \pi L \left( \frac{R+r}{2} \right)^2$  (2),  $\Delta V = V - V_1 = \frac{\pi L}{12} (R-r)^2$ ,  $V > V_1$ , де  $V_1$  – об'єм колоди за спрощеною формулою (2). Спрощена формула дає знижене значення величини об'єму порівняно з формулою (1).

Зробимо аналіз ефективності застосування спрощеної формули.

Нехай  $\frac{R}{r} = x$ ,  $f(x) = \frac{\Delta V}{V_1} = \frac{1}{3} \left( \frac{x-1}{x+1} \right)^2$ . Проаналізуємо цю функцію. Так,

відносна похибка не залежить від довжини і визначається відношенням  $\frac{R}{r}$ .

$f'(x) > 0$ , при  $x > 1$ . Функція зростає на проміжку  $[1; 2]$ ,

$\frac{\Delta V}{V_1} < f(2) = \frac{1}{27} \approx 0,037$ . Отже, відносна похибка не перевищує 3,7%.

У практиці така похибка припустима. Таким чином, на перший погляд невірна формула, але проста у застосуванні при масовому врахуванні лісовини дає похибку при обчисленні яка не перевищує 4%, що є цілком придатним результатом.

ПИТАННЯ КРИВИЗНИ ПРИ ПРОЕКТУВАННІ  
ЗАЛІЗНИЧНИХ КОЛІЙ

THE QUESTION OF THE CURVATURE  
BY PROJECTION RAILWAY

*Оверченко В.В., студент, Мандрыка А.А., студент,  
Білоус О.А., доцент, СумДУ, Суми  
Overchenko V., student, Mandryka A., student,  
Bilous O., associate professor, SumSU, Sumy*

Математична модель в механіці - це замкнута система математичних співвідношень, що дозволяє з прийнятною точністю вивчати особливості поведінки даного об'єкту, що цікавлять дослідника. Результати таких досліджень ефективно використовуються в промисловості, транспорті та ін. Цікавим є застосування кривизни при проектуванні залізничних колій.

З механіки відомо, що:

- 1) Точка  $M$ , яка рівномірно рухається зі швидкістю  $V$  по плоскій кривій  $L$  в кожний момент часу має прискорення  $\omega = KV^2$ , де  $K$ -кривизна лінії  $L$  в тій точці, де на даний момент знаходиться точка  $M$ . Дане прискорення (зветься нормальним), напрямлено по нормалі до  $L$  від точки  $M$  до відповідного центра кривизни. Якщо лінія  $L$  пряма, то  $K=0$  і нормальне прискорення відсутнє.
- 2) Якщо точка  $M$ , що рухається має масу  $m$  і будь-який момент має прискорення  $\omega$ , тоді у той момент на  $M$  діє сила  $F = m\omega$ , причому вона має теж саме направлення що і прискорення  $\omega$ .

При переїзді залізничного потяга з прямої колії, де  $K=0$ , на ділянку з значенням кривизни  $K = \frac{1}{R}$  він миттєво отримує прискорення  $\frac{V^2}{R}$ .

З наведених даних можна зробити висновок про те, що в момент переїзду через стик між прямою та закругленою колією на потяг миттєво починає діяти сила  $F = m \frac{V^2}{R}$ . Таке явище називають ударом.

При таких умовах і потяг, і колії одночасно отримують удар, який при великій масі та швидкості може призвести до руйнації колій та катастрофи.

Для уникнення можливих негативних наслідків, між прямолінійним та закругленими ділянками встановлюють "перехідну криву". Причому її кривизна поступово змінюється від  $K=0$  до  $K = \frac{1}{R}$ . Такий прийом дозволяє досягти плавний переїзд потягом критичної ділянки. Як правило, в якості перехідної кривої обирають кубічну параболу  $y = ax^3$ .

## „М'ЯКІ" І „ЖОРСТКІ" МАТЕМАТИЧНІ МОДЕЛІ

### "SOFT" AND "HARD" MATHEMATICAL MODELS

*Ніколенко В.В., ст. викладач, Камінська Я., студентка, СумДУ, Суми*

*Nikoleenko V.V., lecturer, Kaminska J., student, SumSU, Sumy*

Можливість застосування математичної теорії м'яких моделей в економічних, екологічних і соціологічних задачах відкрита відносно недавно. В найпростішій моделі боротьби двох противників (моделі Пітера Ланкастера)

$$\begin{cases} \dot{x} = -by, \\ \dot{y} = -ax, \end{cases}$$

$x, y$  -чисельність армій,  $a, b$  -потужність зброї армій. Така жорстка модель допускає точний розв'язок  $ax^2 - by^2 = const$ . Та зрозуміло, однак, що така модель ідеалізована і було б не доречно застосовувати її до реальної ситуації. Виникає питання- як зміниться висновок, якщо модель буде в деякій мірі іншою. Наприклад, коефіцієнти  $a, b$  можуть бути не строго постійними, а залежати від  $x, y$ ,

$$\begin{cases} \dot{x} = -b(x, y)y, \\ \dot{y} = -a(x, y)x, \end{cases}$$

вона вже не розв'язується явно.

Однак в математиці є методи, що дозволяють робити висновки загального характеру навіть не знаючи точно явного вигляду функцій.

Розглядається модель Мальтуса  $\dot{x} = kx$  (для росту населення Землі). Розглядається застосування логістичної моделі в екології, на прикладі якої досліджуються стани систем та оптимізація їх параметрів. Показано як оптимізація параметрів може приводити до зникнення системи внаслідок виникаючої із-за оптимізації нестійкості. Стійкість повертається, коли жорстке планування замінити оберненим зв'язком. На прикладі моделі Лотка-Вольтерра

$$\begin{cases} \dot{x} = ax - cxy, \\ \dot{y} = -bx + dx \end{cases}$$

(боротьби за існування) розглянуто, що жорстку модель завжди треба досліджувати на структурну стійкість отриманих при її вивченні результатів по відношенню до малих змін моделі (роблячих її м'якою).

## ОЦІНКА СТІЙКОСТІ ОСНОВНИХ СИСТЕМ МІСТА

### EVALUATION OF STABILITY OF MAJOR SYSTEMS OF THE CITY

*Ніколенко В.В., ст. викладач, Петрушенко М., студент, СумДУ, Суми*

*Nikoleenko V.V., lecturer, Petrushenko M., student, SumSU, Sumy*

Оскільки місто і його підсистеми являються складними відкритими нерівноваговими системами, що постійно взаємодіють як між собою так і з зовнішнім середовищем, то в них так чи інакше присутні нелінійні процеси. Тому для оцінки стійкості запропоновано використати принципи і методи нелінійної термодинаміки і теорії катастроф.

Стійкість основних міських систем запропоновано визначити за допомогою потенціальної функції (або термодинамічного потенціала). Потенціальна функція характеризує швидкість зміни деякої ресурсної функції системи і тотожно рівна ентропії відкритої системи.

Реакція нерівновагової системи на зовнішню дію проявляється як динамічна зміна стану системи, в процесі якого вона намагається мінімізувати цю потенціальну функцію ( $\psi$ ). Стійкість поточного стану системи визначається виглядом потенціальної функції  $\psi$ . В залежності від нього можна робити висновки щодо стійкості чи нестійкості системи, про те знаходиться вона в області локальної чи глобальної стійкості, визначати параметри стаціонарного стану.

Методика оцінки структурної стійкості основних підсистем міста за допомогою побудови потенціальних функцій заключається в наступному. Для кожної із підсистем слід побудувати потенціальну функцію, використовуючи поліномну модель четвертого степеня, визначену в теорії катастроф як „катастрофа сборки”:

$$\psi(z, x) = z_0 + z_1x + z_2x^2 + z_3x^3 + z_4x^4.$$

Потенціальна функція будується на основі статистичних даних, тому дуже важливо мати значення відповідних показників та емпіричним шляхом знайти взаємозв'язок показників, тобто визначити розрахункові балансові рівняння.

Експериментально отримане рівняння потенціальної функції для даної підсистеми має вигляд:

$$\psi(v) = 0,004v^4 - 0,154v^3 + 2,030v^2 - 11,836v + 25,958.$$

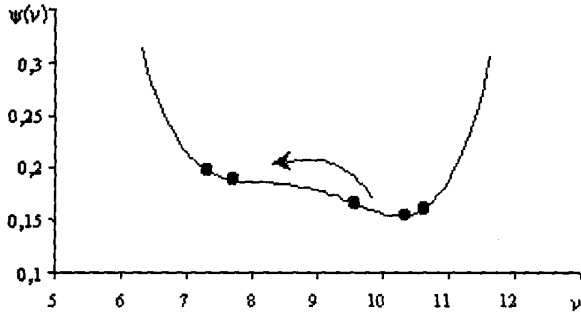


Рисунок 1

Як видно із рис.1, еволюція підсистеми намагається вийти із області глобальної стійкості, в якій знаходилась в період з 1996 по 1998 р. За 1999-2000 рр. в підсистемі «освіта» відбулися зміни, в результаті чого утворився пагін катастрофи. Цей новий стан являється метастабільним, і можна сказати, що в даний момент підсистема знаходиться в області локальної стійкості.

Таким же чином розглядалась підсистема „екологія „, для чого використали наступні статистичні показники: ВВ-викиди шкідливих відходів в атмосферу (тис. т); СВ-викиди стічних вод(млн.м<sup>3</sup>); Ч-чисельність населення (тис. чол.);У-кількість померлих від хвороб (чол./100 000 чол.)

Балансові рівняння:  $\psi = \text{ВВ}/\text{Ч}$ -доля викидів шкідливих відходів в атмосферу на душу населення (т/чол.);  $R = \text{СВ} + \text{ВВ}$ -загальне забруднення (сума викидів в атмосферу і стічних вод);  $s = \text{У}/R$ -відношення кількості померлих від хвороб до показника загального забруднення навколишнього середовища.

Потенціальна функція для даної підсистеми має вигляд:

$$\psi(s) = 1,191s^4 - 12,301s^3 + 47,476s^2 - 81,165s + 51,892. (\text{Рис.2})$$

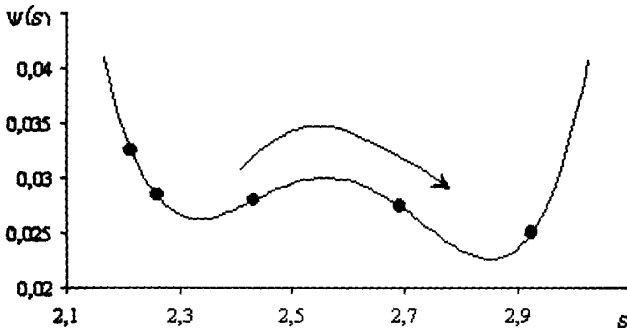


Рисунок 2

## ДЕЯКІ АСПЕКТИ ПРОБЛЕМНОГО НАВЧАННЯ

### SOME ASPECTS OF PROBLEMS RELATED STUDIES

*Захарченко Н. М., асистент, СумДУ, Суми*  
*Zakharchenko N. N., assistant, SumSU, Sumy*

Ми живемо в час, коло вища освіта в усьому світі швидко реформується. Реформується як за змістом, так і за формою. Причому реформа форми, тобто – навчального процесу – є сьогодні домінуючою стороною змін. Цей процес має привести до заміни старої форми забезпечення навчання для утвердження нового змісту.

Американські вчені Роберт Бар та Джон Так запропонували концепцію у якій студент стає об'єктом навчання, а викладач уже не стільки навчас, як допомагає вчитись студентові самостійно. Цю концепцію вони назвали «ною парадигмою вищої освіти». Стара парадигма – це здійснювати навчання, нова – навчити вчитись. За новою парадигмою викладачі створюють активне навчальне середовище для студентів, але самі зовсім не обов'язково повинні бути присутніми в окремих формах навчальної активності. Головне - сформувати потяг і творче відношення до навчання, створити для цього відповідні умови, організувати вмотивовану самостійну роботу.

В умовах входження України до європейського освітнього простору розуміння самостійної роботи студентів стає іншим. Самостійність у здобутті проявляється лише завдяки власній діяльності, з появою внутрішньої потреби у знаннях, пізнавальних інтересів, захопленості. Самостійність передбачає оволодіння складними вміннями і навичками бачити зміст та мету роботи, організувати власну самоосвіту, вміння по новому підходити до вирішуваних питань, пізнавальну і розумову активність і самостійність, здатність до творчості.

Якщо ми зробимо невеличкий екскурс в історію зародження *проблемного навчання*, то побачимо, що ця технологія отримала розповсюдження в 20-30 роках, як за кордоном, так і СРСР („комплекс-проекти”), вона заснована на теоретичних положеннях американського філософа, психолога, педагога Дж. Дьюї.

Проблемне навчання - це така організація процесу навчання, в основі якої лежить утворення в навчальному процесі проблемних ситуацій, визначенні і вирішенні студентами проблем. Проблемне навчання полягає в тому, що у процесі розв'язання спеціально розробленої системи проблем і проблемних задач *відбувається оволодіння досвідом творчої діяльності, творче засвоєння знань і способів діяльності, а отже і розвиток особистості, формування її пізнавальних і творчих здібностей.*

Основними поняттями, проблемного навчання є: проблема, проблемна ситуація і проблемна задача.



Під *проблемною ситуацією* розуміють усвідомлені студентами інтелектуальні ускладнення в поясненні яких-небудь явищ або процесів, розв'язання яких потребує: проведення пошуків (самостійних або під керівництвом педагога). Тут важливо підкреслити, що суть інтелектуальних ускладнень полягає не в тому, що студент, наприклад, забув формулу і намагається її пригадати, а в тому, що ситуація породжує інформацію, яка знаходиться в протиріччі із попередніми знаннями цього студента. Таким чином, початок усякого мислення – в проблемній ситуації. Однак те, що є проблемним для одного, може не бути проблемним для іншого. Кожна людина бачить тим більше нерозв'язаних проблем, чим ширше коло її знань. Отже, проблемна ситуація характеризує певний психічний стан студента, що виникає під час виконання завдання і допомагає йому усвідомити суперечність між необхідністю виконати завдання і неможливістю здійснити це за допомогою наявних знань.

Створювати проблемні ситуації істотно допомагають так звані *проблемні задачі* (запитання), які спеціально конструюються з навчальною метою і включаються в певний момент у навчальний процес. Відповідь на репродуктивні питання спирається на відомі студентові знання, в тому випадку як для відповіді на проблемне питання знань у студента недостатньо. Але незважаючи на різницю між видами питань, завжди треба пам'ятати ряд вимог, що пред'являються до постановки питання.

Технологічна схема проблемного навчання така: викладач створює проблемну ситуацію, направляє студентів на її вирішення, організує пошук рішення. Таким чином, студент стає в позицію суб'єкта свого навчання і, як результат, у нього з'являються нові знання, він оволодіває новими способами дій. Важкість управління проблемним навчанням у тому, виникнення проблемної ситуації – акт індивідуальний, тому це вимагає від викладача використання диференційного та індивідуального підходу.

Проблемна ситуація – стан інтелектуального утруднення, коли людина не може досягнути мети ( пояснити явище, розв'язати задачу), відомим способом і повинен шукати нові шляхи. Якщо у людини з'являється бажання знайти відповідь на нез'ясоване питання, говорять про *виникнення* проблемної ситуації. *Створення* проблемної ситуації має відношення до викладачів, тобто саме викладач за допомогою дидактичних засобів створює ситуацію утруднення в процесі навчання.

Як ми бачимо в наш часі під проблемним навчанням розуміється така організація навчальних занять, яка припускає створення під керівництвом викладача проблемних ситуацій і активну самостійну діяльність студентів по їх вирішенню, в результаті чого і відбувається творче оволодіння професійними знаннями, навичками, вміннями та розвиток розумових здібностей. Проблемне навчання організовано на отриманні нових знань за допомогою розв'язання теоретичних і практичних проблем. Таке навчання допоможе студентові вмотивувати та організувати свою самостійну роботу.

# УЗАГАЛЬНЕННЯ ПРИ РОЗВ'ЯЗАННІ ЗАДАЧ ЗА ДОПОМОГОЮ ДИФЕРЕНЦІАЛЬНОГО ТА ІНТЕГРАЛЬНОГО ЧИСЛЕННЯ

## GENERALIZATION IN SOLVING PROBLEMS USING DIFFERENTIAL AND INTEGRAL CALCULUS

*Одарченко Н.І., доцент, Мошна С., студент, Власенко В., студент,  
СумДУ, Суми*

*Odarchenko N.I., associate professor, Moshna S., student,  
Vlasenko V., student, SumSU, Sumy*

Велика роль у формуванні майбутньої професійної діяльності належить задачам прикладної спрямованості.

На лекційних та практичних заняттях студенти вивчають означення похідної та інтеграла, виходячи із задач, що приводять до цих понять. Потім формулюються теореми існування похідної та первісної функції, правила диференціювання та інтегрування функцій.

Але при розв'язанні практичних задач за допомогою диференціального та інтегрального числення студентами застосовуються аналогії, узагальнення. Уміння проводити раціональні міркування – важливий компонент загальної інтелектуальної культури сучасної людини, а його формування є значним резервом посилення прикладної спрямованості навчання математичних дисциплін. Як писав з цього приводу відомий математик і педагог Д.Пойа, вміння розв'язувати прикладні задачі «потребує певних розумових навичок, певного складу розуму, який ми у повсякденному житті називаємо здоровим глуздом... Прищепити здоровий глузд і корисні розумові навички не так уже й просто, - але якщо це викладачеві вдається, то цим він робить реальну послугу своїм студентам, чим би вони в подальшому не займалися».

Наводимо приклади таких задач з практичним змістом, при розв'язанні яких студентами були побудовані загальні алгоритми розв'язків із застосуванням теоретичних та практичних умінь та навичок диференціального та інтегрального числень.

Задача 1. Визначити радіуси кривизни у вершинах еліпса  $x = a \cos t$ ,  $y = a \sin t$ .

Задача 2. У яких точках параболу  $y = \sqrt{2}x^2$  радіус кривизни дорівнює 1?

Задача 3. Визначити роботу, що необхідна для запуску ракети вагою  $P = 15$  т з поверхні землі на висоту 2000 км.

Задача 4. Прямокутний резервуар з площею горизонтального перерізу  $S = 6$  м<sup>2</sup> наповнений водою до висоти  $H = 5$  м. Протягом якого часу вся вода витече через невеликий отвір у його дні площею  $S = 0,01$  м<sup>2</sup>.

Розв'язуючи такі задачі, студенти складають математичні моделі, враховуючи реальні ситуації, що описані в задачі.

## ВЫПУКЛЫЕ ФУНКЦИИ CONVEX FUNCTIONS

*Серобаба Н., студент, Малютин К.Г., профессор, СумГУ, Сумы*  
*Serobaba N., student, Maluyutin K.G., professor, SumSU, Sumy*

Выпуклые функции играют важную роль в математическом анализе. Обладая, по сравнению с другими функциями, наиболее простой структурой, они достаточно просты в изучении и удобны при построении различных математических теорий. Кроме того, класс выпуклых функций – это простейший класс субгармонических функций. Поэтому с развитием математики интерес к этому классу функций не ослабевает. В докладе представлены некоторые свойства выпуклых функций, которые не нашли достаточного отражения в литературе. Особое внимание уделяется определению выпуклой функции с помощью обобщенного оператора Лапласа. Пусть  $f(x)$  есть функция, определённая на интервале  $(a, b)$ , однозначная и интегрируемая по Лебегу на любом отрезке, лежащем внутри  $(a, b)$ . Рассмотрим выражение

$$\tilde{\Delta}_\varepsilon f(x_0) = \frac{1}{2\varepsilon} \int_{x_0 - \varepsilon}^{x_0 + \varepsilon} f(x) dx - f(x_0),$$

где  $(x_0 - \varepsilon, x_0 + \varepsilon) \subset (a, b)$ . Выражения

$$\tilde{\Delta}_* f(x_0) = \lim_{\varepsilon \rightarrow 0} \left[ \tilde{\Delta}_\varepsilon f(x_0) : \frac{\varepsilon^2}{6} \right], \quad \tilde{\Delta}^* f(x_0) = \overline{\lim}_{\varepsilon \rightarrow 0} \left[ \tilde{\Delta}_\varepsilon f(x_0) : \frac{\varepsilon^2}{6} \right]$$

называются обобщёнными параметрами в смысле Лапласа, соответственно нижним и верхним, от функции  $f(x)$  в точке  $x_0$ .

**Определение 1.** Мы скажем, что функция  $f(x)$  является выпуклой в точке  $x_0$ , если  $\tilde{\Delta}_* \geq 0$

Для обоснования введенного определения мы доказываем следующую теорему:

**Теорема 1.** *Определение 1 совпадает с обычным определением выпуклости.*

### Список литературы

1. Кудрявцев Л.Д. Курс математического анализа. Т. 1. – М.: Высшая школа, 1981.
2. Привалов И.И. Субгармонические функции. – М.: ОНТИ-НКТП, 1937.

КОНТРПРИМЕРЫ В КЛАССИЧЕСКИХ ТЕОРЕМАХ КОШИ И ЛЕЙБНИЦА  
COUNTEREXAMPLES IN THE CLASSICAL THEOREMS OF CAUCHY AND  
LEIBNIZ

*Борщенко Д., студент, Малютин К.Г., профессор, СумГУ, Сумы*  
*Borschenko D., student, Malyutin K.G., professor, SumSU, Sumy*

В доказательстве классических теорем Коши и Лейбница о сходимости рядов существенную роль играет условие монотонности членов ряда. Приведены примеры, показывающие, что при невыполнении этих условий теоремы становятся неверны. Докзано следующее обобщение теоремы Коши.

**Теорема 1.** *Если функция  $f(x)$  определенная при всех  $x \geq 1$ , неотрицательная, то ряд*

$$\sum_{n=1}^{\infty} f(n) \quad (1)$$

*Может расходится, а интеграл*

$$\int_1^{+\infty} f(x) dx \quad (2)$$

*сходится. Наоборот, интеграл (2) может расходится, а ряд (1) сходится.*

Аналогичный результат имеет место и для признака Лейбница сходимости знакочередующегося ряда. Точнее, если члены ряда

$$\sum_{n=1}^{\infty} (-1)^{n-1} a_n \quad (3)$$

удовлетворяют условиям:

$$a_n > 0 \text{ и } \lim_{n \rightarrow \infty} a_n = 0,$$

то ряд (3) может как сходится, так и расходится.

Таким образом, если в интегральном признаке Коши сходимости числового ряда с положительными членами отбросить услови монотонности:

$$f(x) \downarrow 0, \quad x \rightarrow \infty,$$

то этот признак является неверным. Аналогично, в теореме Лейбница условие

$$a_n \downarrow 0, \quad n \rightarrow \infty,$$

также является существенным.

Показано, что невозможно сформулировать признаки, аналогичные признакам Коши и Лейбница, на уровне необходимых и достаточных условий.

**МАШИНОЗНАВСТВО  
ТА ОПІР МАТЕРІАЛІВ**

## О ФИЗИКО-МЕХАНИЧЕСКИХ СВОЙСТВАХ ПЕНОСТЕКЛА

### ABOUT PHYSICAL-MECHANICAL PROPERTIES OF FOAMGLASS

*Каринцев И.Б., профессор, Каринцева А.И., зав. лаб., СумГУ, Сумы*

*Karintsev I.B., professor, Karintseva A.I., head of lab., SumSU, Sumy*

По заданию НПП "Технология" (г.Конотоп) в научно-исследовательской лаборатории механических испытаний были проведены физико-механические испытания пеностекла, которое является хорошим теплоизоляционным материалом, полученным путем вспенивания порошка силикатного стекла и газообразователя с последующим отжигом. Благодаря своей ячеистой структуры и составу пеностекло является жестким и безусадочным материалом. Поэтому пеностекло находит широкое применение в строительных и жилищно-коммунальных комплексах, в химической и нефтехимической отраслях и т.д.

Испытания проводились с целью определения плотности, пределов прочности на сжатие, растяжение и изгиб, теплопроводности, водопоглощения, паропроницаемости и химической стойкости.

Как показали наши исследования, предел прочности на сжатие зависит от плотности материала и изменяется от 5 до 75 кг/см<sup>2</sup>. Обладая высокой прочностью на сжатие (в 10 раз больше чем у лучших волокнистых утеплителей на базальтовой основе) использование пеностекла позволяет в перекрытиях отказаться от армированных стяжек поверх утеплителя, что позволяет значительно снизить объемы бетонных работ.

Согласно протоколу испытаний, коэффициент водостойкости (размягчения) пеностекла равен 0,95, что соответствует характеристикам гранита.

Химическая стойкость пеностекла соответствует стойкости стекла, т.е. оно инертно в средах за исключением растворов сильных щелочей и плавиковой кислоты. Химическая стойкость материала наряду с его жесткостью, не горючестью, легкости дает его незаменимым для использования в качестве теплоизоляции в агрессивных средах.

Показано, что основные уникальные свойства пеностекла в сравнении с традиционными теплоизоляционными материалами заключаются в низкой теплопроводности при высокой прочности и удобстве обработки и монтаже при экологической безопасности и долговечности. Кроме того пеностекло не содержит органических соединений. Именно поэтому, этот материал недоступен для грызунов и не может являться укрытием для насекомых.

Все это позволяет считать решение производства пеностекла одним из основных путей развития промышленности теплоизоляционных материалов в нашей стране.

ДИВЕРГЕНЦИЯ ЦИЛИНДРИЧЕСКОЙ ПАНЕЛИ, ОБТЕКАЕМОЙ  
ПОТОКОМ ВЯЗКОЙ НЕСЖИМАЕМОЙ ЖИДКОСТИ  
THE DIVERGENCE OF CYLINDRICAL PANEL IN VISCOUS  
INCOMPRESSIBLE LIQUID FLOW

*Каринцев И.Б., профессор, Фишер В.В. студент, СумГУ, Сумы*  
*Karintsev I.B., professor, Fisher V.V., student, SumSU, Sumy*

Рассматривается случай статической потери устойчивости цилиндрической панели под влиянием гидродинамических сил, действующих на стенку со стороны потока вязкой несжимаемой жидкости.

Дифференциальное уравнение изгиба пластины для этого случая принимает вид

$$D \frac{d^4 w}{dx^4} + p(x) = 0,$$

где:  $D \frac{Eh^3}{12(1-m)}$  - цилиндрическая жесткость панели;

$p(x) = \frac{k_p}{l} \frac{dw}{dx}$  - гидродинамическое давление, действующее на панель;

$k_p = \frac{Dp_l}{2}$  - коэффициент жесткости от осевого перепада давления  $Dp$ .

В безразмерном виде это уравнение примет вид

$$\frac{d^4 w}{dx^4} + k^3 \frac{dw}{dx} = 0, \quad \text{где } k^3 = \frac{k_p l^3}{D}.$$

Граничные условия: при  $x = 0$ ;  $\frac{d^2 w}{dx^2} = \frac{d^3 w}{dx^3} = 0$ , при  $x = 1$ ;  $w = \frac{dw}{dx} = 0$ .

Общее решение дифференциального уравнения

$$w = c_1 + c_2 e^{-kx} + e^{\frac{kx}{2}} \left( c_3 \sin \frac{\sqrt{3}}{2} kx + c_4 \cos \frac{\sqrt{3}}{2} kx \right).$$

Используя граничные условия, получим систему 4-х алгебраических уравнений. Приравнявая определитель этой системы нулю, получим трансцендентное уравнение

$$\cos \frac{\sqrt{3}}{2} k = -\frac{1}{2} e^{-\frac{3}{2}k},$$

в результате решения которого, получим  $k = 1,85$ . Тогда критический перепад давления, вызывающий дивергенцию, определится следующей

формулой 
$$Dp = \frac{2k_p}{l} = 12,66 \frac{D}{l^3}.$$

## АНАЛІЗ ПРАЦЕЗДАТНОСТІ ОПОР Р-К-Р ТРИШАРОШКОВИХ БУРОВИХ ДОЛІТ

### ANALYSIS OF THE THREE-CONE ROCK BITS R-B-R BEARINGS WORKING CAPACITY

*Яким Р. С., доцент, ІФНТУНГ, Івано-Франківськ*  
*Yakym R.S., associate professor, IFNTUOG, Ivano-Frankivsk*

Аналізу працездатності сучасних опор шарошkových доліт з підшипниками кочення, виконаних за схемою ролик-кулька-ролик (Р-К-Р), присвячено роботи [1-3] та ін. Проте явища в опорах кочення, що визначають їх працездатність вивчені ще недостатньо. Перші вагомі дослідження якісного аналізу розподілу навантаження між підшипниками опори шарошки показують [1, 2], що навантаження між підшипниками розподіляється нерівномірно. У результаті проведеного аналізу роботи шарошkových доліт як у стендових, так і в експлуатаційних умовах зафіксовано швидкий вихід з ладу роликowych підшипників, які призначені для експлуатації в умовах дії тільки радіальних навантажень, і є дуже чутливими до зміни напрямку робочого навантаження. Причиною відмов у більшості випадків є зношування роликів по діаметру і ширині бігової доріжки, що приводить до значного проковзування, розвороту роликів й заклинювання шарошок на опорах [3]. Необхідно зауважити, що при осьовому навантаженні на комплекти 60-70 кН. і швидкості обертання шарошок порядку 100 об/хв. вже після 30-40 год. на бігових доріжках цапфи виникають значні контактні руйнування. Отже, у навантаженій зоні цапфи лапи виникають опори руху тіл кочення, що призводить до розбалансування руху роликowych рядів. В цей час, як правило, ролики зазнають значних контактних навантажень. Як правило, поверхня тіл кочення вкрита пітінгами і слідами втомного контактного руйнування. За таких умов ролики набувають бочкоподібної форми і є частими випадки затискання роликів між буртами. Збільшення зазорів в опорі, значні вібрації та ударні навантаження спричинюють втрату стійкості до самовстановлення роликів. Тобто досягається межа, за якою ролик не повертається у нормальну орієнтацію. Відтак створюються умови для розвороту роликів в постелі бігової доріжки. Як правило, це явище пов'язано з зносом ролика по торцях, утворення фасок в основі. Далі ролик котиться і ковзає у перекошеному стані і фаски по основі працюють з біговою доріжкою шарошки, а твірна інтенсивно зношується об бігову доріжку цапфи лапи, тим самим ролик набуває 8-ми подібної форми. Якщо втрата стійкості ролика настає швидше, ніж він набуде заокруглення по торцях основ, то він може бути затисненим між буртами шарошки чи цапфи лапи. Такі ролики зазнають інтенсивного зносу від ковзання по одній бігівій доріжці і від тертя сусідніх роликів, які будуть ним гальмуватися. У результаті ковзання затиснутого ролика в опорі виникають значні



температури, що інтенсифікує знос і пластичні процеси в контактуючих деталях. Також встановлено, що у випадку крихкого руйнування тіл кочення їх фрагменти призводять до раптової втрати працездатності опори. Проте, можливі випадки „перемелювання” дрібних фрагментів і подальше функціонування опори, що потребуватиме значного підведення потужності до долота. У випадках розколювання роликів на приблизно однакові фрагменти останні набувають округлої форми і продовжують виконувати роль тіл кочення, при цьому, як правило, бігові доріжки цапфи лапи зазнають значних руйнувань не тільки в навантаженій зоні. Ці фрагменти порушують нормальний рух цілого підшипникового ряду, сприяючи розвертанню інших роликів. Коли ролики зазнають значного зносу і руйнувань їх рух стає настільки розбалансованим, що вони можуть здійснювати не тільки один розворот. Такі ролики можуть по парі орієнтуватися перпендикулярно до осі бігової доріжки, відтак в опорі інтенсифікуються процеси ковзання і руйнування, спостерігається різке підвищення температури цілого вузла.

Отже, встановлено, що аналізована конструкція Р-К-Р відкритих опор шарошкових доліт не забезпечує надійність роботи периферійного роликового підшипника. Тому для підвищення працездатності опор необхідно розв'язати проблему стійкості до контактного руйнування бігових доріжок і тіл кочення. Важливим є вдосконалення конструкції опори з метою забезпечення компенсації неоднорідного навантаження роликів по довжині та підвищення їх здатності до самовстановлення і відновлення нормальної кінематики їх руху. Тут ефективним може бути введення в конструкцію елементів, що компенсують навантаження та стабілізують рух тіл кочення, а також вдосконалення осьових підшипників ковзання.

#### Список літератури

1. Виноградов В.Н. Исследование нагруженности подшипников опоры шарошечного долота поляризационно-оптическим методом / В.Н. Виноградов, А.Ф. Брагин, Пяльченков В.А., Боднарчук В.А. / Повышение эффективности технологических процессов газонефтяной и нефтеперерабатывающей промышленности путем обеспечения долговечности оборудования и инструмента / Под ред. В. Н. Виноградова // Труды Московского института нефти и газа им. И. М. Губкина. – Вып. 202. – 1987. – С. 3 – 9.
2. Пяльченков В. А. Повышение работоспособности шарошечных долот путем рационального распределения нагрузок по элементам вооружения: дис. ... кандидата техн. наук: 05.04.07 / Пяльченков Владимир Александрович. – М., 1983. – 216 с.
3. Яким Р.С. Вплив експлуатаційних параметрів навантаження в роликовому підшипнику тришарошкового бурового долота на його роботу / Р. С. Яким // Розвідка та розробка нафтових і газових родовищ. – 2007. – № 1 (22). – С. 38 – 43.

ДОСЛІДЖЕННЯ ЗАЛЕЖНОСТІ НАПРУЖЕНЬ В МУФТОВОМУ  
РІЗЬБОВОМУ З'ЄДНАННІ НАСОСНИХ ШТАНГ ВІД ХАРАКТЕРИСТИК  
МАТЕРІАЛІВ ДЕТАЛЕЙ З'ЄДНАННЯ  
THE STRESS DEPENDANCE RESEARCH OF PUMP ROD THREAD  
CONNECTION ON ITS COMPONENT MATERIAL PROPERTIES

*Копей В.Б., доцент, Панчук А.Г., доцент, ІФНТУНГ, Івано-Франківськ*  
*Kopey V.B., associate professor, Panchuk A.G., associate professor,*  
*IFNTUOG, Ivano-Frankivsk*

Експлуатація свердловинних штангових насосних установок для видобутку нафти часто ускладнена відмовами колони насосних штанг, серед яких дуже поширені втомні руйнування муфтового різьбового з'єднання штанг. Відомо, що в різьбових з'єднаннях такого типу (ГОСТ 13877-96) навантаження по виткам різьби розподіляється нерівномірно [1]. Найбільш небезпечними зонами, де можлива поява втомних тріщин, є зарізьбована канавка ніпеля, перші впадини різьби ніпеля і остання робоча впадина різьби муфти [2]. Відомо також, що величина нерівномірності напружень в з'єднанні залежать від матеріалів його деталей [2]. ГОСТ 13877-96 рекомендує виготовляти штанги зі сталей 40, 20Н2М, 30ХМА, 15Н3МА, 15Х2НМФ, 15Х2ГМФ, 14Х3ГМЮ, а муфти - 20Н2М, 20ХН2М (для штанг зі сталі 15Н3МА), 40, 45. Авторами поставлена задача виявити залежність напружень в небезпечних зонах з'єднання від характеристик сталей деталей.

Значення еквівалентних напружень за критерієм Мізеса-Губера в небезпечних зонах розраховувались методом скінченних елементів програмою Abaqus®. Досліджувалось стандартне муфтове з'єднання штанг діаметром 19мм. Осесиметрична скінченно-елементна модель з'єднання [3] дозволяє враховувати пластичність матеріалів та контакт між витками різьби. Згвинчування моделювалось шляхом видовження упорного торця муфти на величину згвинчування 0,1мм. До з'єднання прикладалось зовнішнє навантаження розтягу, яке створює в тілі штанги напруження 276 МПа. Матеріал деталей з'єднання - сталь з такими механічними характеристиками: модуль пружності  $2,1 \cdot 10^{11}$  Па, коефіцієнт Пуассона 0,28. Характеристики пластичності (ГОСТ 13877-96) вводяться в Abaqus® у вигляді пластичної ділянки істинної діаграми деформування, яка задавалась у вигляді степеневі залежності (ділянка  $\sigma_m - \sigma_0$ ). Для автоматизації побудови геометричної моделі і моделей матеріалів використовувалась програма-сценарій мовою Python.

Результати досліджень наведено в табл.1. Виявлено, що зі збільшенням міцності сталі ніпеля напруження в небезпечних зонах з'єднання зростають, а нерівномірність розподілу навантажень по виткам різьби ніпеля підвищується, особливо при малих зовнішніх навантаженнях. Підвищення міцності сталі муфти практично не впливає на напруження в небезпечних зонах ніпеля, проте підвищуються напруження в останній робочій западині муфти.

Таблиця 1 - Залежність еквівалентних напружень (МПа) в місцях концентрації напружень муфтового різьбового з'єднання насосних штанг діаметром 19 мм (ГОСТ 13877-96) від матеріалів деталей з'єднання

Сталь ніпеля	40	20Н2М	15Н3МА	14Х3ГМЮ
Без зовнішнього навантаження, величина згвинчування 0.1мм Для сталей муфти 40, 20Н2М, 15Н3МА*, 14Х3ГМЮ* (в середньому)				
Зарізьбова канавка ніпеля	339	391	446	463
Перша впадина різьби ніпеля	375	424	512	617
Остання робоча впадина різьби муфти	196			
Зовнішнє навантаження, яке відповідає напруженню в тілі штанги 276 МПа Для сталей муфти 40, 20Н2М, 15Н3МА*, 14Х3ГМЮ* (в середньому)				
Зарізьбова канавка ніпеля	366	416	503	585
Перша впадина різьби ніпеля	408	453	533	642
Сталь муфти	Остання робоча впадина різьби муфти			
40	341	350	360	362
20Н2М	383	396	404	406
15Н3МА*	426	445	463	467
14Х3ГМЮ*	460	489	510	515

\*Не рекомендується ГОСТ

Зауважимо, що отримані результати мають орієнтовний характер. Для їх уточнення необхідно в моделях для кожної комбінації матеріалів ніпеля і муфти створювати оптимальний момент згвинчування шляхом підбору величини згвинчування [4].

Висновки. Результати дослідження можуть бути використані для обґрунтування вибору матеріалів муфтового різьбового з'єднання насосних штанг з врахуванням умов його роботи.

#### Список літератури

1. Биргер, И. А. Резьбовые и фланцевые соединения / И.А. Биргер, Г.Б. Иосилевич – М. : Машиностроение, 1990. – 368 с.: ил.
2. Копей, В.Б. Підвищення ресурсу штангової колони при видобутку парафінистих нафт: дис. ... канд. техн. наук: 05.05.12: захищена 16.11.04: затв. 09.03.05 / Копей Володимир Богданович. – Івано-Франківськ, 2004. – 175 с.
3. Копей, В.Б. Застосування системи CAD/FEA для розрахунку і оптимізації різьбових з'єднань нафтогазового обладнання / В.Б. Копей // Розвідка та розробка нафтових і газових родовищ. - № 3(32). - 2009. - С. 43-49.
4. Копей, Б.В. Оптимізація затягнення різьб при згвинчуванні насосних штанг / Б.В. Копей, В.В. Михайлюк, В.Б. Копей // Науковий вісник Національного технічного університету нафти і газу. - № 2(18). - 2008. - С.32-39.

К ВОПРОСУ ОБ ОПРЕДЕЛЕНИИ КРИТИЧЕСКОЙ  
СИЛЫ ПРИ ПРОДОЛЬНОМ ИЗГИБЕ

SEVERAL ASPECTS OF THE BUCKLING FORCE DETERMINATION  
PROBLEM

*Корсун М.Г., преподаватель, КИ СумГУ, Сумы*

*Korsun M.G., lector, KI SumSU, Sumy*

Рассматривается стержень под действием сжимающей силы, один конец которого жестко защемлен, другой шарнирно оперт. Дифференциальное уравнение изгиба такого стержня определяется уравнением

$$y^{IV} + \frac{P}{EI} y^{II} = 0,$$

с граничными условиями:  $y(0)=y'(0)=0$ ;  $y(l)=y'(l)=0$ .

Общее решение имеет вид

$$y=C_1+C_2x+C_3\cos ax+C_4\sin ax.$$

После подстановки граничных условий приходим к системе двух алгебраических уравнений

$$C_1(1-\cos al)+C_2\left(1-\frac{\sin al}{a}\right)=0,$$

$$C_1\cos al+C_2\frac{\sin al}{a}=0.$$

Приравняв определитель этой системы нулю, получим трансцендентное уравнение

$$\tan al = al,$$

откуда  $al = \frac{p}{0,7}$  - наименьший положительный корень.

В результате приходим к известной из сопротивления материалов формуле

$$P_{кр} = \frac{p^2 EI_{\min}}{(0,7l)^2}.$$

# О КАЖУЩЕМСЯ ПАРАДОКСЕ В ТЕОРИИ ПОПЕРЕЧНОГО ИЗГИБА AN APPARENT PARADOX OF THE LATERAL BENDING THEORY

*Корсун М.Г., преподаватель, КИ СумГУ, Сумы*  
*Korsun M.G., lector, KI SumSU, Sumy*

Для балки, показанной на рисунке, согласно технической теории изгиба можно найти прогиб конца в виде

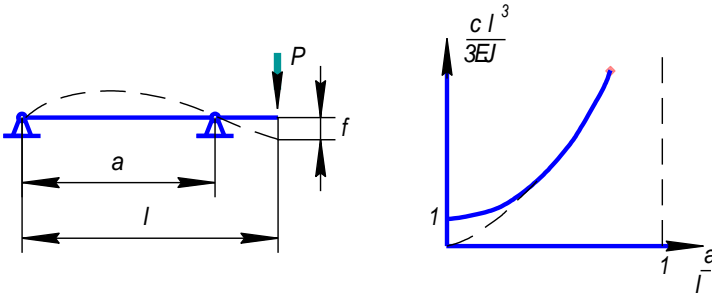
$$f = Pl(1 - a)^2 / 3EI ,$$

где коэффициент жесткости определяется выражением

$$c = 3EI / l(1 - a)^2 .$$

Если привести к безразмерному виду, то будем иметь

$$cl^3 / 3EI = 1 / (1 - (a/l))^2 (1 - a/l)^2 .$$



Легко видеть, что при  $a \rightarrow 0$  коэффициент жесткости оказывается отличным от нуля - ведь в этом предельном случае обе опоры точно совпадают и система из геометрически неизменяемой превращается в механизм, неспособным сопротивляться, т.е. жесткость должна быть равной нулю.

Этот парадокс объясняется следующим образом. При  $a \rightarrow 0$  начинают увеличиваться опорные реакции. Однако при больших поперечных силах нельзя пользоваться обычной теорией изгиба. Если приближенно учесть сдвиг, то получим другое выражение для коэффициента жесткости.

$$c = 3EI / [l(\ell - a)^2 (1 + 3Er^2 / a\ell G)] ,$$

где  $G$  - модуль сдвига,  $r$  - радиус инерции сечения балки.

# КОНЕЧНО-ЭЛЕМЕНТНЫЙ АНАЛИЗ НДС ВРАЩАЮЩЕГОСЯ ЗУБЧАТОГО КОЛЕСА, ПОСАЖЕННОГО НА ВАЛ С НАТЯГОМ

## FINITE ELEMENT ANALYSIS OF STRESSED STRAIN STATE FOR ROTATABLE WHEEL WITH INTERFERENCE FIT ON THE SHAFT

*Стрелец В.В., доцент, Перепадя А.В., студент, СумГУ, Сумы*  
*Strelets V.V., associate professor, Perepadya A.V., student, SumSU, Sumy*

Для решения практических проблем прочности разработаны хорошо зарекомендовавшие себя методы сопротивления материалов и строительной механики. Однако эти методы применимы, как правило, лишь к телам простой конфигурации. Они зачастую оказываются бессильными, если требуется найти распределение напряжений в сложной реальной конструкции, например, в зубчатом колесе. Тогда используют численные методы, среди которых в современных CAD/CAE/CAM-системах предпочтение чаще отдается методу конечных элементов (МКЭ) как наиболее гибкому и универсальному. Область применения МКЭ не ограничивается задачами прочности, она охватывает широкий круг разнообразных технических проблем, включая задачи теплопередачи, расчета гидроаэродинамических полей и т.д.

Применение МКЭ способствует повышению точности расчетов деталей машин при проектировании, сокращает сроки доводки изделий, обеспечивает требуемое качество продукции, позволяет отказаться от проведения некоторых видов дорогостоящих прочностных испытаний.

Данная работа посвящена анализу НДС вращающегося цилиндрического зубчатого колеса, посаженного на вал с натягом, с помощью прикладной программы, реализующей МКЭ в перемещениях в осесимметричной постановке. При этом решались следующие задачи.

1 Определялось влияние формы ступицы на НДС стального колеса при его посадке на вал с натягом.

2 Определялось НДС вращающегося колеса без натяга и с натягом. Оценивался запас прочности ступицы, диска и венца колеса при рекомендуемых в литературе соотношениях размеров этих частей колеса.

3 Анализировалось влияние материала колеса на его НДС путем выполнения расчетов для стальных и чугунных колес.

4 Определялись предельные осевые силы и вращающие моменты, которые выдерживает вращающееся прессовое соединение колеса с валом. Делались выводы о способах фиксации колеса на валу с помощью упорного бурта и шпонки.

5 Оценивалось влияние нагрева соединения вал-колесо до  $+100^{\circ}\text{C}$  на изменение натяга и, следовательно, передаваемый вращающий момент.

Решение практической задачи на ПК с использованием математической модели микроуровня подтвердило эффективность МКЭ в задачах проектирования и прочностного анализа деталей машин.

# ПРОЕКТ ПОДВЕСНОГО КОНСОЛЬНОГО КРАНА С РУЧНЫМ И МЕХАНИЧЕСКИМ ПРИВОДОМ ОСНОВНЫХ МЕХАНИЗМОВ

## DESIGN OF HANGING JIB CRANE WITH MANUALLY AND MOTOR DRIVE OF THE MAIN DEVICES

*Стрелец В.В., доцент, Богущ Р.В., студент, СумГУ, Сумы*

*Strelets V.V., associate professor, Bogush R.V., student, SumSU, Sumy*

В условиях и на площадях небольших предприятий, мастерских и торговых складов для работы с грузами оправдано применение компактных консольных кранов. Простота конструкции, низкая стоимость и удобства эксплуатации составляют основные преимущества консольного крана.

В данной работе рассмотрен проект крана на колонне, которая крепится болтами к потолку или к другим строительным конструкциям в верхней части зданий. Основу сварной металлоконструкции крана составляют вращающаяся в подшипниках вертикальная колонна и горизонтальная консольная стрела, поддерживаемая растяжками.

Механизмы поворота крана, передвижения грузоподъемной тележки и подъема груза спроектированы в двух исполнениях: ручном и механическом (с электродвигателем). Крепление механизмов осуществляется на колонне и стреле, а их управление происходит с пола (в ручном варианте – с помощью грузовой цепи). В зависимости от требований заказчика предусмотрена компоновка крана механизмами любого исполнения и в любом их сочетании.

Для механизма поворота крана, т.е. поворота колонны, спроектированы закрытые червячные передачи, имеющие разные размеры в ручном и механическом вариантах. Дополнительно предусмотрена возможность замены закрытой червячной передачи открытой. Для механизмов перемещения тележки и подъема груза спроектированы двухступенчатые открытые и закрытые цилиндрические зубчатые передачи, соответственно для ручного или механического привода. По каталогам был определен ряд стандартных двухступенчатых горизонтальных цилиндрических редукторов, которые можно использовать в механическом варианте.

Были также выполнены проектировочные прочностные расчеты колонны и стрелы, резьбовых и сварных соединений крана. Подобраны электродвигатели, муфты, тормозные и стопорные устройства, применяемые во всех механизмах. Определены размеры и типы цепей, канатов, барабанов. Рассчитан полиспаст и выбрана конструкция крюковой обоймы для подъема груза.

Выполненные расчеты позволили спроектировать подвесной консольный кран со следующими характеристиками: грузоподъемность – 15 кН; высота подъема груза – 3,5 м; вылет крана – 3,6 м; скорость подъема механическим приводом – приблизительно 15 м/мин.

# ОПТИМИЗАЦИЯ НАГРУЖЕНИЯ СТАТИЧЕСКИ НЕОПРЕДЕЛИМОЙ АРКИ ПОД ДЕЙСТВИЕМ ПРИСОЕДИНЁННОЙ МАССЫ ПОСТОЯННОГО ВЕСА

## THE LOAD OPTIMIZATION OF THE STATICALLY INDETERMINATE ARCH UNDER CONSTANT ADDITIONAL MASS LOAD

*Жигилий Д.А., ассистент, Левченко Е.В., студент, СумГУ, Сумы*  
*Zhigiliy D.A., assistant, Levchenko E.V., student, SumSU, Sumy*

Жёстко защемлённая обоими концами арка в виде полуокружности радиуса  $R$  постоянной изгибной жёсткости  $EI_x$  находится под действием груза постоянного веса  $Q$ . Груз равномерно распределён  $\left( q = \frac{Q}{(\pi - 2\alpha)R} \right)$  по поверхности дуги  $\pi - 2\alpha$  арки. Рассмотрим силовую схему, предполагая, что элементы весовой нагрузки не взаимодействуют между собой, т.е. лента веса  $Q$  не имеет жёсткостей ни изгибной  $EI_x|_{\text{груза}} \rightarrow 0$ , ни на растяжение и сжатие  $EA|_{\text{груза}} \rightarrow 0$ , а лишь с поверхностью арки без проскальзывания. Следовательно, подобную нагрузку следует моделировать присоединённой к нейтральной линии балки массой. В работе определён угол  $\alpha$ , при котором в сечениях балки возникают наименьшие максимальные изгибные нормальные напряжения.

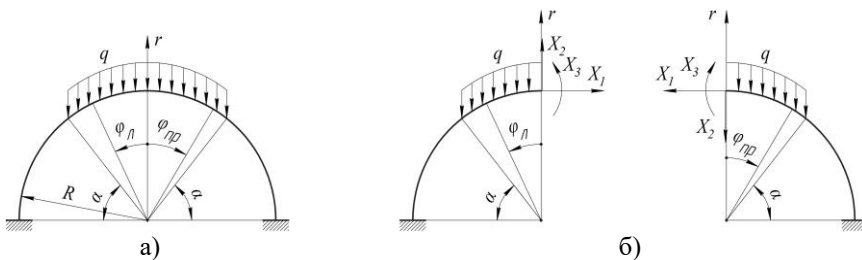


Рисунок 1- Расчётные схемы арки: а) заданная; б) эквивалентная

Для этого в работе найдены «лишние» реакции 3 раза статически неопределимой упругой системы методом сил из системы канонических уравнений:

$$\begin{cases} \Delta_{1P} + \delta_{11}X_1 + \delta_{12}X_2 + \delta_{13}X_3 = 0; \\ \Delta_{2P} + \delta_{21}X_1 + \delta_{22}X_2 + \delta_{23}X_3 = 0; \\ \Delta_{3P} + \delta_{31}X_1 + \delta_{32}X_2 + \delta_{33}X_3 = 0. \end{cases}$$



Воспользовавшись симметрией левых и правых частей записаны

$$\text{выражения грузовой } M_P(\alpha, \varphi) = \begin{cases} \int_0^{\varphi} qR^2(\sin(\varphi) - \sin(\beta))d\beta \text{ нпу } 0 \leq \varphi \leq \frac{\pi}{2} - \alpha \\ 0 \\ \int_0^{\frac{\pi}{2} - \alpha} qR^2(\sin(\varphi) - \sin(\beta))d\beta \text{ нпу } \frac{\pi}{2} - \alpha \leq \varphi \leq \frac{\pi}{2} \end{cases}$$

и единичных эпюр  $\bar{M}_1(\varphi) = -1 \cdot R(1 - \cos(\varphi))$  и  $\bar{M}_3(\varphi) = 1$ , а также косои симметрией  $\bar{M}_2^x(\varphi) = 1 \cdot R \sin(\varphi)$ ,  $\bar{M}_2^{np}(\varphi) = -1 \cdot R \sin(\varphi)$  найдены коэффициенты канонических уравнений метода сил с помощью интегралов

Мора  $\Delta_{ij} = \int_l \frac{M_j \cdot \bar{M}_i}{EI_x} dl$   $i=1,2,3$ ;  $j=1,2,3,P$ , взятых по всей длине дуги арки.

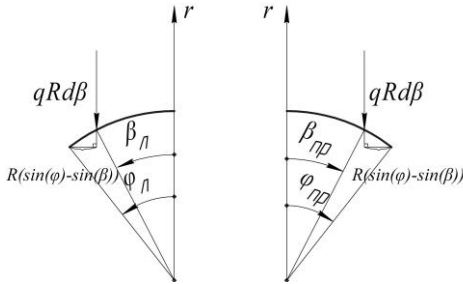


Рисунок 2 - Построение грузовой эпюры

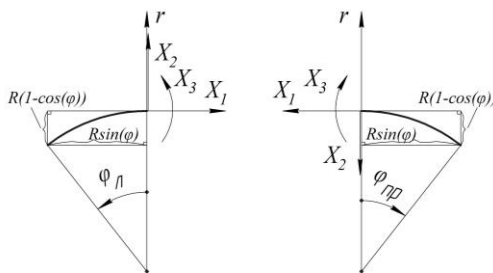


Рисунок 3 - Построение единичных эпюр

По формулам Крамера решена система линейных уравнений и найдена суммарная эпюра  $M_{sum} = M_P + X_1 \bar{M}_1 + X_2 \bar{M}_2 + X_3 \bar{M}_3$ . Произведена минимизация функции  $f(\alpha) = |M_{sum}|_{\max}$  методом перебора.

# ОПТИМИЗАЦИЯ НАГРУЖЕНИЯ СТАТИЧЕСКИ НЕОПРЕДЕЛИМОЙ АРКИ С ПРОМЕЖУТОЧНЫМ ШАРНИРОМ ПОД ДЕЙСТВИЕМ ПРИСОЕДИНЁННОЙ МАССЫ ПОСТОЯННОГО ВЕСА

## THE LOAD OPTIMIZATION OF THE STATICALLY INDETERMINATE ARCH WITH INTERMEDIATE HINGE UNDER CONSTANT ADDITIONAL MASS LOAD

*Жигилий Д.А., ассистент, Курилов В. В. студент, СумГУ, Сумы*  
*Zhigiliy D.A., assistant, Kurilov V.V., student, SumSU, Sumy*

Жёстко защемлённая обоими концами арка в виде полуокружности радиуса  $R$  постоянной изгибной жёсткости  $EI_x$  находится под действием груза постоянного веса  $Q$ . На вершине полуокружности расположен промежуточный шарнир. Такая система моделирует начальный этап разрушения арки, когда вследствие образования трещины перестаёт передаваться изгибающий момент. Груз равномерно распределён

по поверхности дуги  $\pi - 2\alpha$  арки. Рассмотрим силовую

$$\left( q = \frac{Q}{(\pi - 2\alpha)R} \right)$$

схему, предполагая, что элементы весовой нагрузки не взаимодействуют между собой, т.е. лента веса  $Q$  не имеет жёсткостей ни изгибной  $EI_x|_{груза} \rightarrow 0$ , ни на растяжение и сжатие  $EA|_{груза} \rightarrow 0$ , а лишь с поверхностью арки без проскальзывания. Следовательно, подобную нагрузку следует моделировать присоединённой к нейтральной линии балки массой. В работе определён угол  $\alpha$ , при котором в сечениях балки возникают наименьшие максимальные изгибные нормальные напряжения.

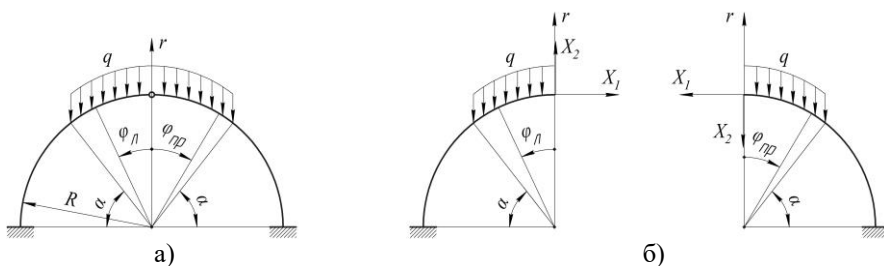


Рисунок 1 - Расчётные схемы арки: а) заданная; б) эквивалентная

Внесение промежуточного шарнира понижает степень статической неопределённости балки до 2. «Лишние» реакции 2 раза статически неопределённой упругой системы найдены методом сил из системы канонических уравнений:

$$\begin{cases} \Delta_{1P} + \delta_{11}X_1 + \delta_{12}X_2 = 0; \\ \Delta_{2P} + \delta_{21}X_1 + \delta_{22}X_2 = 0. \end{cases}$$

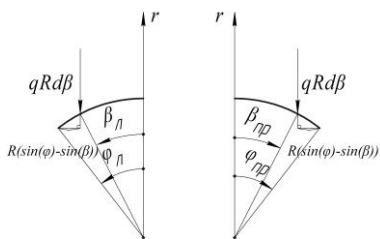


Рисунок 2 - Построение грузовой эпюры.

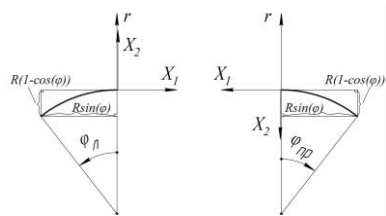


Рисунок 3 - Построение единичных эпюр

Воспользовавшись симметрией левых и правых частей записаны выражения грузовой и единичной эпюры

$$M_P(\alpha, \varphi) = \begin{cases} \int_0^{\varphi} qR^2(\sin(\beta) - \sin(\varphi))d\beta npi & 0 \leq \varphi \leq \frac{\pi}{2} - \alpha \\ 0 & \\ \int_{\frac{\pi}{2} - \alpha}^{\frac{\pi}{2}} qR^2(\sin(\beta) - \sin(\varphi))d\beta npi & \frac{\pi}{2} - \alpha \leq \varphi \leq \frac{\pi}{2} \end{cases}$$

$\bar{M}_1(\varphi) = -1 \cdot R(1 - \cos(\varphi))$ , а также косо́й симметрией  $\bar{M}_2^{\prime}(\varphi) = 1 \cdot R \sin(\varphi)$ ,  $\bar{M}_2^{np}(\varphi) = -1 \cdot R \sin(\varphi)$  найдены коэффициенты канонических уравнений

метода сил с помощью интегралов Мора  $\Delta_{ij} = \int_l \frac{M_j \cdot \bar{M}_i}{EI_x} dl$   $i = 1, 2$ ;  $j = 1, 2, P$ ,

взятых по всей длине дуги арки. По формулам Крамера решена система линейных уравнений и найдена суммарная эпюра

$$M_{sum} = M_P + X_1 \bar{M}_1 + X_2 \bar{M}_2.$$

Произведена минимизация функции  $f(\alpha) = |M_{sum}|_{\max}$  методом перебора.

# ОПТИМИЗАЦИЯ ВЗАИМОДЕЙСТВИЯ СТАТИЧЕСКИ НЕОПРЕДЕЛИМОЙ АРКИ И ПЛОСКОЙ РАМЫ ПОД ДЕЙСТВИЕМ ВЕСОВОЙ НАГРУЗКИ

## THE INTERACTION OPTIMIZATION OF THE STATICALLY INDETERMINATE ARCH AND PLANE FRAME UNDER CONSTANT WEIGHT LOAD

*Жигилий Д.А., ассистент, Жулёв А.А., студент, СумГУ, Сумы*  
*Zhigiliy D.A., assistant, Zhulyov A.A., student, SumSU, Sumy*

Жёстко защемлённая обоими концами арка в виде полуокружности радиуса  $R$  постоянной изгибной жёсткости  $EI_x$  находится под действием груза постоянного веса  $Q$ , передающего нагрузку через плоскую раму того же поперечного сечения. Груз равномерно распределён  $\left( q = \frac{Q}{2R \cos(\alpha)} \right)$  по поверхности горизонтального пролёта плоской рамы. Силы взаимодействия между аркой и рамой, в предположении отсутствия между ними трения, будут проходить по нормали к поверхности рамы, т.е. вдоль радиуса полуокружности в точке соприкосновения (рис. 1, а)). Очевидно, что наименьшие изгибные напряжения в раме возникнут при минимальной длине вертикального стержня рамы, однако она ограничена высотой сегмента арки. В работе определён угол  $\alpha$ , при котором арка и рама равнопрочны, если их нормальные сечения одинаковы и изгиб происходит в одинаковых главных плоскостях, а высота рамы близка к высоте соответствующего сегмента арки.

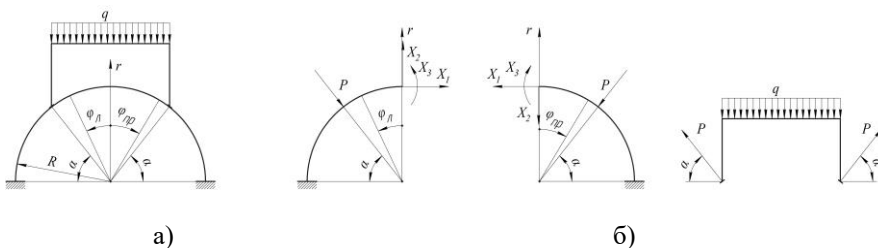


Рисунок 1 - Расчётные схемы арки и рамы: а) заданная; б) эквивалентные

Максимальный изгибающий момент для рамы с использованием симметрии системы  $\left( P = \frac{Q}{2 \sin(\alpha)} \right)$  составит

$$M_{\max}^{\text{рамы}}(\alpha) = \frac{Q}{2} \operatorname{ctg}(\alpha) R (1 - \sin(\alpha)) + \frac{QR \cos(\alpha)}{4}.$$

Отброшенные реакции 3 раза статически неопределимой арки найдены методом сил из системы канонических уравнений:

$$\begin{cases} \Delta_{1P} + \delta_{11}X_1 + \delta_{12}X_2 + \delta_{13}X_3 = 0; \\ \Delta_{2P} + \delta_{21}X_1 + \delta_{22}X_2 + \delta_{23}X_3 = 0; \\ \Delta_{3P} + \delta_{31}X_1 + \delta_{32}X_2 + \delta_{33}X_3 = 0. \end{cases}$$

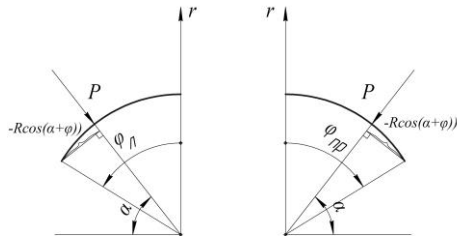


Рисунок 2 - Построение грузовой эпюры

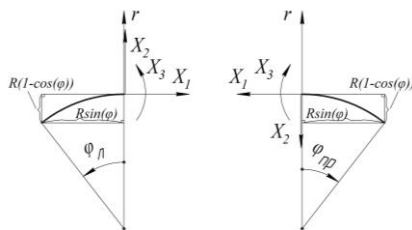


Рисунок 3 - Построение единичных эпюр

Воспользовавшись симметрией левых и правых частей записаны

выражения грузовой  $M_P(\alpha, \varphi) = \begin{cases} 0 \text{ при } 0 \leq \varphi \leq \frac{\pi}{2} - \alpha \\ \frac{QR \cos(\alpha + \varphi)}{2 \sin(\alpha)} \text{ при } \frac{\pi}{2} - \alpha \leq \varphi \leq \frac{\pi}{2} \end{cases}$  и

единичных эпюр  $\bar{M}_1(\varphi) = -1 \cdot R(1 - \cos(\varphi))$  и  $\bar{M}_3(\varphi) = 1$ , а также косои симметрией  $\bar{M}_2^l(\varphi) = 1 \cdot R \sin(\varphi)$ ,  $\bar{M}_2^{np}(\varphi) = -1 \cdot R \sin(\varphi)$  найдены коэффициенты канонических уравнений метода сил с помощью интегралов

Мора  $\Delta_{ij} = \int_l \frac{M_j \cdot \bar{M}_i}{EI_x} dl$   $i = 1, 2, 3$ ;  $j = 1, 2, 3, P$ , взятых по всей длине дуги

арки. По формулам Крамера решена система линейных уравнений и найдена суммарная эпюра  $M_{sum} = M_P + X_1 \bar{M}_1 + X_2 \bar{M}_2 + X_3 \bar{M}_3$ . Произведена

минимизация функции  $f(\alpha) = \left| M_{sum} \right|_{\max} - \left| M_{\max}^{рам} \right|$  методом перебора.

# ОПТИМИЗАЦИЯ НАГРУЖЕНИЯ СТАТИЧЕСКИ НЕОПРЕДЕЛИМОЙ АРКИ ПОД ДЕЙСТВИЕМ ВЕСА ЛЕНТЫ БЕСКОНЕЧНОЙ ЖЁСТКОСТИ НА РАСТЯЖЕНИЕ

## THE LOAD OPTIMIZATION OF THE STATICALLY INDETERMINATE ARCH UNDER INFINITE TENSION STIFFNESS STRIP WEIGHT LOAD

*Жигилий Д.А., ассистент, Лисовенко Д. В., студент, СумГУ, Сумы*  
*Zhigilyi D.A., assistant, Lisovenko D.V., student, SumSU, Sumy*

Жёстко защемлённая обоими концами арка в виде полуокружности радиуса  $R$  постоянной изгибной жёсткости  $EI_x$  находится под действием груза постоянного веса  $Q$ . Груз равномерно распределён по поверхности дуги  $\pi - 2\alpha$  арки. Рассмотрим силовую схему, предполагая, что элементы весовой нагрузки взаимодействуют между собой, причём лента веса  $Q$  имеет бесконечную жёсткость на растяжение  $EA|_{\text{груза}} \rightarrow \infty$ , изгибная жёсткость отсутствует  $EI_x|_{\text{груза}} \rightarrow 0$ , а с поверхностью арки отсутствует трение – есть лишь нормальная реакция поверхности арки. В работе определён угол  $\alpha$ , при котором в сечениях балки возникают наименьшие максимальные изгибные нормальные напряжения.

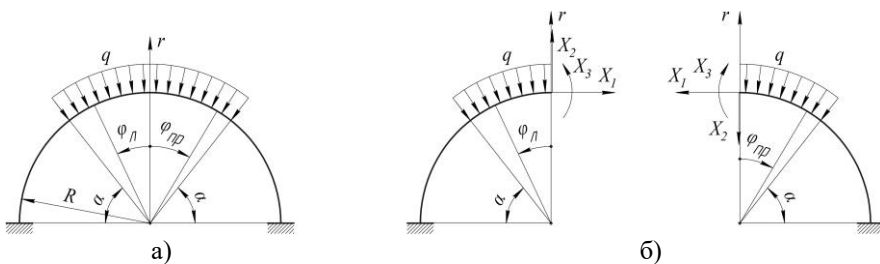


Рисунок 1 - Расчётные схемы арки и рамы: а) заданная; б) эквивалентные

Для этого в работе найдены «лишние» реакции 3 раза статически неопределимой упругой системы методом сил из системы канонических уравнений:

$$\begin{cases} \Delta_{1P} + \delta_{11}X_1 + \delta_{12}X_2 + \delta_{13}X_3 = 0; \\ \Delta_{2P} + \delta_{21}X_1 + \delta_{22}X_2 + \delta_{23}X_3 = 0; \\ \Delta_{3P} + \delta_{31}X_1 + \delta_{32}X_2 + \delta_{33}X_3 = 0. \end{cases}$$

Из симметрии левых и правых частей получены выражения грузовой

$$M_P(\alpha, \varphi) = \begin{cases} \int_0^{\varphi} qR^2 \cos(\beta) \cos(\alpha + \varphi) d\beta \text{ нпу} & 0 \leq \varphi \leq \frac{\pi}{2} - \alpha \\ 0 & \\ \int_0^{\frac{\pi}{2} - \alpha} qR^2 \cos(\beta) \cos(\alpha + \varphi) d\beta \text{ нпу} & \frac{\pi}{2} - \alpha \leq \varphi \leq \frac{\pi}{2} \end{cases} \quad \text{и единичных эпюр}$$

$\bar{M}_1(\varphi) = -1 \cdot R(1 - \cos(\varphi))$  и  $\bar{M}_3(\varphi) = 1$ , а также косо́й симметрией  $\bar{M}_2^n(\varphi) = 1 \cdot R \sin(\varphi)$ ,  $\bar{M}_2^{np}(\varphi) = -1 \cdot R \sin(\varphi)$  найдены коэффициенты канонических уравнений метода сил с помощью интегралов Мора

$$\Delta_{ij} = \int_l \frac{M_j \cdot \bar{M}_i}{EI_x} dl \quad i = 1, 2, 3; \quad j = 1, 2, 3, P, \text{ взятых по всей длине дуги арки.}$$

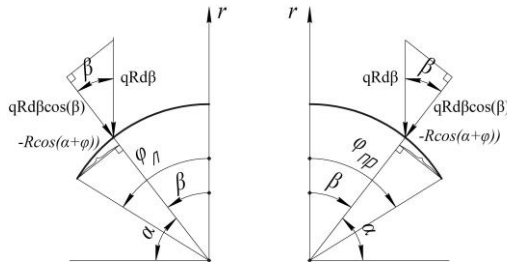


Рисунок 2 - Построение грузовой эпюры

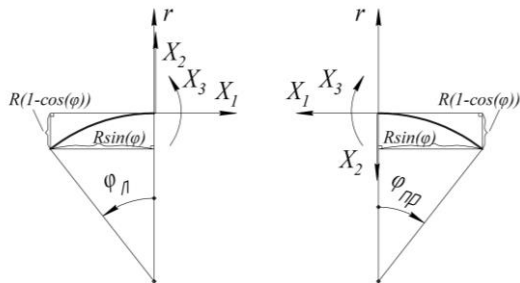


Рисунок 3- Построение единичных эпюр.

По формулам Крамера решена система линейных уравнений и найдена суммарная эпюра  $M_{sum} = M_P + X_1 \bar{M}_1 + X_2 \bar{M}_2 + X_3 \bar{M}_3$ . Произведена минимизация функции  $f(\alpha) = |M_{sum}|_{\max}$  методом перебора.

# ОПТИМИЗАЦИЯ ГЕОМЕТРИИ СТАТИЧЕСКИ НЕОПРЕДЕЛИМОЙ АРКИ ПОД ДЕЙСТВИЕМ ПРИСОЕДИНЁННОЙ МАССЫ ПОСТОЯННОГО ВЕСА

## THE GEOMETRY OPTIMIZATION OF THE STATICALLY INDETERMINATE ARCH UNDER CONSTANT ADDITIONAL MASS LOAD

*Жигилий Д.А., ассистент, Коваленко А.С., студент, СумГУ, Сумы*  
*Zhigiliy D.A., assistant, Kovalenko A.S., student, SumSU, Sumy*

Жёстко защемлённая обоими концами арка в виде дуги  $\pi - 2\alpha$  радиуса  $R$  постоянной изгибной жёсткости  $EI_x$  находится под действием груза постоянного веса  $Q$ . Груз равномерно распределён  $\left( q = \frac{Q}{(\pi - 2\alpha)R} \right)$  по всей поверхности дуги арки. Рассмотрим силовую схему, предполагая, что элементы весовой нагрузки не взаимодействуют между собой, т.е. лента веса  $Q$  не имеет жёсткостей ни изгибной  $EI_x|_{\text{груза}} \rightarrow 0$ , ни на растяжение и сжатие  $EA|_{\text{груза}} \rightarrow 0$ , а лишь с поверхностью арки без проскальзывания. Следовательно, подобную нагрузку следует моделировать присоединённой к нейтральной линии балки массой. В работе определён угол  $\alpha$ , при котором в сечениях балки возникают наименьшие максимальные изгибные нормальные напряжения.

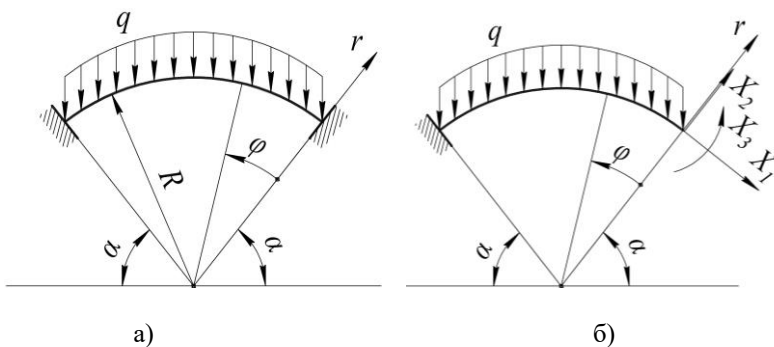


Рисунок 1 - Расчётные схемы арки и рамы: а) заданная; б) эквивалентная

Для этого в работе найдены «лишние» реакции 3 раза статически неопределимой упругой системы методом сил из системы канонических уравнений:



$$\begin{cases} \Delta_{1P} + \delta_{11}X_1 + \delta_{12}X_2 + \delta_{13}X_3 = 0; \\ \Delta_{2P} + \delta_{21}X_1 + \delta_{22}X_2 + \delta_{23}X_3 = 0; \\ \Delta_{3P} + \delta_{31}X_1 + \delta_{32}X_2 + \delta_{33}X_3 = 0. \end{cases}$$

Записаны выражения грузовой  $M_P(\varphi) = \int_0^\varphi qR^2(\sin(\beta) - \sin(\varphi))d\beta$  и единичных эпюр  $\bar{M}_1(\alpha, \varphi) = -1 \cdot R(1 - \cos(\varphi))$ ,  $\bar{M}_2(\varphi) = 1 \cdot R\sin(\varphi)$  и  $\bar{M}_3(\varphi) = 1$ , найдены коэффициенты канонических уравнений метода сил с помощью интегралов Мора  $\Delta_{ij} = \int_l \frac{M_j \cdot \bar{M}_i}{EI_x} dl$   $i=1,2,3$ ;  $j=1,2,3,P$ , взятых по всей длине дуги арки.

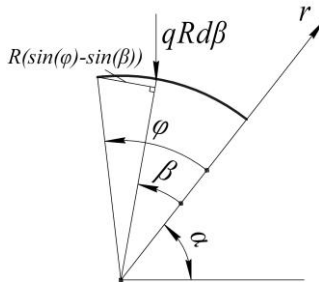


Рисунок 2 - Построение грузовой эпюры.

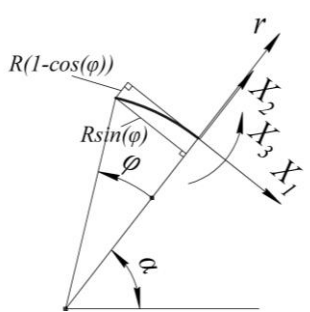


Рисунок 3 - Построение единичных эпюр

По формулам Крамера решена система линейных уравнений и найдена суммарная эпюра  $M_{sum} = M_P + X_1\bar{M}_1 + X_2\bar{M}_2 + X_3\bar{M}_3$ . Произведена минимизация функции  $f(\alpha) = |M_{sum}|_{max}$  методом перебора.

# НЕСКОЛЬКО ПРИБЛИЖЕННЫХ РЕШЕНИЙ УТОЧНЁННОГО ДИФФЕРЕНЦИАЛЬНОГО УРАВНЕНИЯ УПРУГОЙ ЛИНИИ

## SEVERAL APPROXIMATE SOLUTIONS OF THE IMPROVED ELASTIC CURVE DIFFERENTIAL EQUATION

*Павленко И.В., Жигилий Д.А., ассистенты, Ткач П.Ю., студент,  
СумГУ, Сумы*  
*Pavlenko I.V., Zhigiliy D.A., assistants, Tkach P.Y., student, SumSU, Sumy*

При расчёте конструкций важна не только её прочность, но и жёсткость – деформация в заранее заданных пределах. Это заставляет оценивать влияние разного рода допущения, принятые при выводе формул, в частности, для деформаций балки.

Под действием внешних сил, расположенных в одной из главных плоскостей прямой балки, её ось искривляется в той же плоскости; при этом точки оси перемещаются. Изогнутая ось балки называется упругой линией, а перемещения точек оси балки по нормали к её недеформированной оси называются прогибами балки.

При изгибе сечения балка приобретает некоторые прогибы и углы поворота. Для адекватного их определения следует решить задачу Коши для дифференциального уравнения упругой линии, в нашем случае – двухопорной балки, нагруженной равномерно распределенной нагрузкой (рис.1):

$\frac{1}{\rho} = \frac{M_x}{EI_x}$ , где  $\rho$  - радиус кривизны оси,  $M_x$  - функция изгибающих моментов, а  $EI_x$  - жёсткость сечения балки при изгибе в плоскости действия  $M_x$ .

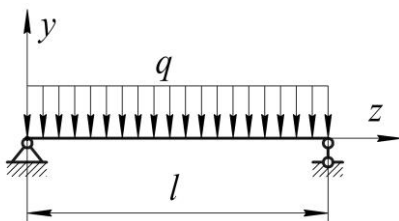


Рисунок 1 - Двухопорная балка, нагруженной равномерно распределенной нагрузкой

Из математического анализа известна зависимость  $\frac{1}{\rho} = \frac{y''}{\sqrt{(1+y'^2)^3}}$ . В

сопротивлении материалов принято линейное приближение:  $\frac{1}{\rho} \approx y''$ ,

следовательно  $y'^2 \ll 1$  и  $y' = tg(\theta) \approx \theta$ . Представляет интерес оценка влияния этих допущений на прогибы балки. Ранее в работе [1] точная зависимость  $\frac{1}{\rho} = \frac{y''}{\sqrt{(1+y'^2)^3}}$  раскладывалась в полиномиальный ряд. В

данной работе предлагается первоначальная замена переменной  $y' = tg(\theta)$ , что соответствует геометрическому смыслу производной,  $\frac{1}{\rho} = \frac{y''}{\sqrt{(1+y'^2)^3}} = \frac{tg'(\theta)}{\sqrt{(1+tg^2(\theta))^3}} = \cos(\theta)\theta'$  с последующим разложением в

ряд Маклорена по углу поворота сечения  $\theta$ :

$$\begin{aligned} \frac{M_x}{EI_x} = & \theta'(\cos(0) + \frac{\cos'(0)}{1!}(\theta-0) + \frac{\cos''(0)}{2!}(\theta-0)^2 + \frac{\cos'''(0)}{3!}(\theta-0)^3 + \frac{\cos^{IV}(0)}{4!}(\theta-0)^4 + \\ & + \frac{\cos^V(0)}{5!}(\theta-0)^5 + \frac{\cos^{VI}(0)}{6!}(\theta-0)^6 + \frac{\cos^{VII}(0)}{7!}(\theta-0)^7 + \frac{\cos^{VIII}(0)}{8!}(\theta-0)^8 + \\ & + \frac{\cos^{IX}(0)}{9!}(\theta-0)^9 + \frac{\cos^{X}(0)}{10!}(\theta-0)^{10} + \frac{\cos^{XI}(0)}{11!}(\theta-0)^{11} + \frac{\cos^{XII}(0)}{12!}(\theta-0)^{12} + \dots + (-1)^n \frac{\theta^{2n}}{(2n)!} + \dots \end{aligned}$$

Для двухопорной балки нагруженной равномерно распределенной нагрузкой:

$$M_x(z) = \frac{q}{2}(l^2 - z^2) = \frac{ql^2}{2} \left( 1 - \left( \frac{z}{l} \right)^2 \right).$$

Решаются уравнения 2-х приближений:

$$\frac{M_x(z)}{EI_x} = \theta' \left( 1 - \frac{\theta^2}{2} + \frac{\theta^4}{24} \right); \quad \frac{M_x(z)}{EI_x} = \theta' \left( 1 - \frac{\theta^2}{2} + \frac{\theta^4}{24} - \frac{\theta^6}{720} \right).$$

Последовательным интегрированием с граничными условиями  $y(0)=0$  и  $y(l)=0$  численно решается задача Коши для этих двух уточненных уравнений, если  $y' = tg(\theta)$ . Дана процентная оценка расхождения прогибов в зависимости от  $\frac{ql^3}{2EI_x}$ .

#### Список литературы

1. Жигилий Д.А., Ткач П.Ю. Определение перемещений в балках постоянного сечения методом непосредственного интегрирования уточнённого дифференциального уравнения упругой линии. Матеріали науково-технічної конференції, співробітників, аспірантів і студентів факультету технічних систем та енергоефективних технологій. - Суми: Вид-во СумДУ, 2009.- Ч. II, Вип. 11. - 139.

# КИНЕМАТИКА АВТОМОБИЛЬНОГО ДИФФЕРЕНЦИАЛА MOTOR-CAR DIFFERENTIAL KINEMATICS

*Никитин М.А., доцент, Чубун М.А., Коваленко А.С., студенты, СумГУ, Сумы*  
*Nikitin M.A., associate professor, Chubun M.A., Kovalenko A.S., students, SumSU,*  
*Sumy*

Существуют зубчатые механизмы у которых оси неподвижны .Степень подвижности таких механизмов равна единице. К ним относятся различного рода редукторы, мультипликаторы и коробки скоростей. Кроме названных существуют механизмы у которых оси одного или нескольких колес перемещаются в пространстве. К ним относятся планетарные и дифференциальные. Планетарные механизмы имеют неподвижное звено, а степень свободы равную единице.У дифференциальных механизмов все звенья подвижны и степень свободы равна двум. Для получения определенности движения всех звеньев таких механизмов необходимо иметь заданными законы движения двух звеньев. Для получения формулы, связывающей угловые скорости звеньев дифференциала применим метод Виллиса, основанный на принципе обращенного движения, т.е. всему механизму сообщается движение равное угловой скорости водила, но с обратным знаком. Тогда дифференциальный механизм превратится в обыкновенный у которого водило будет остановлено.

Кинематику такого механизма рассмотрим на примере автомобильного дифференциала (рис. 1). Передаточное отношение

$$u_{34} = n_3 - n_2 / n_4 - n_2 \quad (1)$$

Так как число зубьев на колесах 3 и 4 одинаковое, то  $u_{34}^{(2)} = -z_4 / z_3 = -1$ .

Перепишем уравнение (1)

$$n_3 - n_2 = n_2 - n_4, \quad (2)$$

$$\text{или} \quad 2n_2 = n_3 + n_4. \quad (3)$$

Эта формула связывает обороты левого и правого колес.

В уравнении (3) известны обороты водила 2 и две неизвестные величины- обороты колес  $n_3$  и  $n_4$  . Определенность движения колес будет зависеть от условий движения машины. При прямолинейном движении  $n_3 = n_4$  уравнение (3) решается. При повороте машины по какому-либо радиусу (рис.2) колеса вращаются с разными скоростями, а числа оборотов связаны зависимостью

$$\frac{n_3}{n_4} = \frac{\left( R + \frac{B}{2} \right)}{\left( R - \frac{B}{2} \right)}. \quad (4)$$

Числа оборотов колес пропорциональны радиусам движения.

Совместное решение уравнений (3) и (4) дает возможность решить задачу по определению частот движения колес.

# УСЛОВИЯ ПРОЕКТИРОВАНИЯ СООСНЫХ ПЛАНЕТАРНЫХ МЕХАНИЗМОВ

## COAXIAL PLANETARY TRAIN DESIGN ENVIRONMENT

*Никитин М.А., доцент, Бурый Р.В. студент, СумГУ, Сумы*

*Nikitin M.A., associate professor, Buriy R.V., student, SumSU, Sumy*

В машиностроении и приборостроении важной проблемой является выбор рациональных схем планетарных передач и подбор чисел зубьев колес. Приоритетными являются простые и технологичные схемы. При этом учитываются кинематические, конструктивные и производственные условия.

В планетарных механизмах устанавливают обычно несколько симметрично расположенных сателлитов, с целью уравнивания волида, передачи большей мощности и разгрузки центральных подшипников.

Для кинематических расчетов достаточно рассмотреть только один сателлит так как остальные пассивны. Числа зубьев центральных колес и сателлитов подбираются так, чтобы кроме условия соосности и воспроизведения редуктором заданного передаточного отношения было выполнено условие "соседства". При размещении сателлитов на общей окружности их центров не должно быть наложения окружностей вершин зубьев смежных сателлитов. Рассмотрим это условие, воспользовавшись рисунком 1. Принимаем, что сателлиты расположены в одной плоскости и они находятся в предельном соседстве. То есть окружности выступов головок соприкасаются. Угол между осями сателлитов и осью А составляет  $2\pi/k$ , где  $k$  – число сателлитов.

Рассмотрим  $\triangle ABC$ . Чтобы сателлиты не соприкасались необходимо выполнить условие  $BC > 2ra_2$ . Восстановим перпендикуляр из точки А к отрезку ВС. Тогда  $BC=BD+DC$ , отрезки ВД и ДС равны. Из  $\triangle ABD$  найдем отрезок  $BD = (r_{w_1} + r_{w_2}) \sin \pi / k$ .

Основное условие соседства примет вид

$$2(r_{w_1} + r_{w_2}) \sin \frac{\pi}{k} > 2ra_2,$$

где  $r_{w_1}, r_{w_2}$  - радиусы начальных окружностей колеса 1 и 2.

Это же условие можно выразить через число зубьев при условии, что колеса стандартные.

$$(z_1 + z_2) \sin \pi / k > z_2 + 2,$$
$$\sin \frac{\pi}{k} > \frac{z_2 + 2}{z_1 + z_2}. \quad \text{или}$$

Последнее выражение носит название условия соседства.

# УСЛОВИЕ СБОРКИ СООСНЫХ ПЛАНЕТАРНЫХ МЕХАНИЗМОВ

## COAXIAL PLANETARY TRAIN ASSEMBLY CONDITIONS

*Никитин М.А., доцент, Касым Р.Т., студент, СумГУ, Сумы*

*Nikitin M.A., associate professor, Kasiym R.T., student, SumSU, Sumy*

Основным условием проектирования планетарной передачи является обеспечение заданного передаточного отношения, подбор чисел зубьев колес и определение числа сателлитов. Решение этих задач предусматривает выполнения трех условий: 1 – условия соосности, 2 – условия соседства и 3 – условия собираемости (сборки).

По первому условию определяются числа зубьев сателлита. Если оно окажется дробным, то выбирается ближайшее меньшее целое число, а соосность обеспечивается путем подбора коэффициентов смещения по заданному межосевому расстоянию. Следующий этап проектирования заключается в определении максимально допустимого числа сателлитов из условия соседства. Последний этап проектирования заключается в выполнении условия собираемости (сборки). Рассмотрим это условие с помощью рисунка 2.

При сборке планетарного механизма первый поставленный сателлит определяет взаимное расположение центральных колес. При четном числе зубьев сателлита колеса 1 и 3 займут определенное расположение друг относительно друга. Если повернуть колесо 1 на угол  $\varphi$ , равный угловому шагу, то его величина будет равна  $\varphi_1 = 2\pi / z_1$ . При этом ось сателлита и водила повернется на угол  $\varphi_H$  равный

$$\varphi_H = \varphi_1 u_{H_1}^{(3)}. \quad (1)$$

Тогда место первого зуба колеса 1 займет 2-й зуб, а между центральными колесами 1 и 3 можно вставить еще один сателлит в параллельной плоскости. Теоретически сателлитов можно поставить

$$K_m = 2\pi / \varphi_n. \quad (2)$$

Подставим в уравнение (2) значение угол  $\varphi_H$  из уравнения (1), тогда

$$K_T = 2\pi / \varphi_1 u_{H_1}^{(3)}, \quad (3)$$

так как  $u_{H_1}^{(3)} = z_1 / (z_1 + z_3)$ , то  $K_m = z_1 + z_3$ .

Практически число сателлитов будет меньше, а условие сборки примет вид:

$$K = (z_1 + z_3) / n.$$

где  $n$  – число зубьев на которое поворачивает сателлит.

# АНАЛИЗ НАПРЯЖЕННО-ДЕФОРМИРОВАННОГО СОСТОЯНИЯ СТАТИЧЕСКИ НЕОПРЕДЕЛИМЫХ СТЕРЖНЕВЫХ КОНСТРУКЦИЙ

## ANALYSIS OF STATICALLY INDETERMINATE BEAM CONSTRUCTIONS DEFLECTED MODE

*Катаржнов С.И., доцент, Маевский А.В., студент, СумГУ, Сумы*  
*Katarzhnov S.I., associate professor, Maevsky A.V., student, SumSU, Sumy*

Для анализа напряженно-деформированного состояния стержневых статически неопределимых конструкций необходимо составлять системы уравнений, часть из которых представляют собой уравнения статики, а часть, так называемые, дополнительные уравнения. Дополнительные уравнения получают с использованием либо метода сил, либо метода перемещений или рассмотрением непосредственно совместности деформаций элементов конструкций.

Следует отметить, что при получении уравнений равновесия для статически неопределимых конструкций необходимо учитывать некоторые особенности, которые отличают этот случай от случая статически определимых систем. Если в статически определимых системах направления реакций связей можно указывать с некоторой произвольностью, то в статически неопределимых системах направления реакций связей взаимно обусловлены и должны соответствовать возможному деформированному состоянию.

Понятие возможного деформированного состояния используется также при составлении дополнительных уравнений – совместности деформаций.

В данной работе обсуждаются некоторые вопросы, связанные с методикой составления дополнительных уравнений на основе использования непосредственно возможного деформированного состояния статически неопределимой стержневой системы.

В отдельных случаях вид деформированного состояния системы очевиден. В общем случае изображая деформированное состояние, надо иметь критерий того, что используемое деформированное состояние стержневой статически неопределимой системы соответствует возможному деформированному состоянию. Иначе решение будет ошибочным.

Таким образом, в предлагаемой работе для стержневой статически неопределимой системы общего вида делается проверка необходимости согласования направлений реакций связей при составлении уравнений равновесия, а также на основе анализа различных деформированных состояний дан критерий соответствия деформированных состояний возможному.

Анализ показал, что при изображении возможного деформированного состояния надо ставить в соответствие перемещения элементов или узлов стержневой конструкции, отвечающие всем степеням свободы, которые эти элементы или узлы имеют.

## МЕТОД ПОСТРОЕНИЯ ЭПЮР ИЗГИБАЮЩИХ МОМЕНТОВ

## THE METHOD OF BENDING MOMENT DIAGRAM PLOTTING

*Зайцев И.Г., доцент, Гончаренко И.Г., студент, СумГУ, Сумы*

*Zaitsev I.G., associate professor, Goncharenko I.G., student, SumSU, Sumy*

При расчете на прочность и жесткость балочных, рамных и других конструкций необходимо иметь значение максимального изгибающего момента и сечение в котором он действует. Для этой цели обычно строятся эпюры поперечных сил и изгибающих моментов.

Для построения этих эпюр, как правило, пользуются традиционным методом. Разбивают конструкцию на участки. Вычисляют значение поперечной силы ( $Q_y$ ) и изгибающего момента ( $M_x$ ) в характерных сечениях. Согласно полученным результатам строят эпюры. После построения эпюр на основании дифференциальных зависимостей

$$q = \frac{dQ_y}{dz}; \quad Q_y = \frac{dM_x}{dz}; \quad q = \frac{d^2M_x}{dz^2} \quad (1)$$

производится контроль правильности построения.

Если проинтегрировать второе выражение из соотношений (1), то получим

$$M_x = \int_0^z Q_y dz = \sum S_i + M \Big|_{z=a_i}, \quad (2)$$

где  $S_i$  – площади эпюры  $Q_y$  на характерных участках.

$M \Big|_{z=a_i}$  – сосредоточенные моменты при  $z = a_i$ .

Так как при  $q = \text{const}$  эпюра  $Q_y$  ограничена только прямыми линиями, то необходимо вычислять площади прямоугольников трапеций или треугольников, что не требует сложных вычислений.

В работе приводится пример построения эпюры изгибающих моментов для балки предложенным и традиционным методом.

В результате построений получены идентичные эпюры изгибающих моментов.

### Список литературы

1. Писаренко Г.С. Сопrotивление материалов – Киев: Изд-во Вища шк., 1992. - 775 с.
2. Каринцев И.Б. Сопrotивление материалов – Сумы: Изд-во СумГУ, 2003. - 174 с.



# ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНАЯ ПРОВЕРКА МОМЕНТА ИНЕРЦИИ МЕХАНИЗМА

## THE MECHANISM MOMENT OF INERTIA EXPERIMENTAL CHECK-UP

*Зайцев И.Г., доцент, Обравит Ю.А., студент, СумГУ, Сумы*

*Zaitsev I.G., associate professor, Obravit U.A., student, SumSU, Sumy*

Основной задачей регулирования движения любого механизма является обеспечение заданных угловых скоростей ведущего звена, т.е. выполнение условия

$$\delta \leq [\delta] , \quad (1)$$

где  $\delta = \frac{w_{\max} - w_{\min}}{w_{cp}}$  - коэффициент неравномерности движения.

$[\delta]$ - нормируемое значение коэффициента неравномерности движения ведущего звена.

Обычно для выполнения условия (1) приходится увеличивать приведенный момент инерции ведущего звена. Это достигается закреплением на валу ведущего звена маховика.

Момент инерции маховика ( $I_m$ ) определяется в процессе динамического анализа механизма [1].

На основании полученного момента инерции маховика определяются его параметры, после чего изготавливается сам маховик.

После изготовления маховика целесообразно проверить его момент инерции. Для этого можно использовать метод дополнительного маятника, который жестко соединяется с маховиком и насаживается на ось вращения.

Уравнение вращательного движения системы, согласно уравнению моментов, имеет вид [2]:

$$I_z \varepsilon = \sum_{k=1}^n F_k r_k , \quad (2)$$

где  $I_z$  – момент инерции системы относительно оси вращения;  $\varepsilon$  - угловое ускорение.

Если отклонить маятник на малый угол  $\varphi$ , то вся система придет в колебательное движение, и дифференциальное уравнение вращения системы вокруг неподвижной оси заносится в виде :

$$I_z \frac{d^2}{dt^2} = mg \sin \varphi , \quad (3)$$

где  $m$  - масса маятника, (массой стержня пренебрегаем).

$\ell$  - длина маятника;

$I_z$  – суммарный момент инерции маховика и груза маятника относительно оси вращения.

При малых углах отклонения  $\varphi$  можно принять с достаточной для технических расчетов точностью  $\sin\varphi \approx \varphi$ . Тогда уравнение (3) переписывается следующим образом:

$$\frac{d^2 \varphi}{dt^2} + \frac{mg\ell}{I_z} \varphi = 0. \quad (4)$$

Это линейное однородное дифференциальное уравнение второго порядка является уравнением свободных колебаний без учета сил трения в системе:

$$\frac{d^2 \varphi}{dt^2} + k^2 \varphi = 0. \quad (5)$$

$k$  – частота колебаний,

$$k^2 = \frac{mg\ell}{I_z}.$$

Период колебаний

$$T = \frac{2\pi}{k} = 2\pi \sqrt{\frac{I_z}{mg\ell}}. \quad (6)$$

Из уравнения (6) имеем :

$$I_z = \left( \frac{T}{2\pi} \right)^2 mg\ell. \quad (7)$$

Так как

$$I_z = I_M + mg\ell,$$

то окончательно

$$I_M = \left( \frac{T}{2\pi} \right)^2 mg\ell - m\ell^2. \quad (8)$$

#### Список литературы

1. Артоболевский И.И. Теория механизмов и машин – М.:Наука, 1988.- 640 с.
2. Тарг С.М. Краткий курс теоретической механики. 3-е изд. - М.: Госфизматгизд. - 1963. - 480 с.

## РАЗБИЕНИЕ ОБЩЕГО ПЕРЕДАТОЧНОГО ОТНОШЕНИЯ В ДВУХСТУПЕНЧАТОМ РЕДУКТОРЕ С РАЗДВОЕНИЕМ СТУПЕНЕЙ

### SPLITTING OF THE GENERAL TRANSFER RELATION IN THE TWO- LEVEL REDUCER WITH BIFURCATION OF STEPS

Курочкин В.Б., доцент, Криштон И.В., Иванов Е.В., Жиленко А.И., студенты,  
СумГУ, Сумы

*Kurochkin V.B., associate professor, Krishtop I.V., Ivanov E.V., Gilenko A.I.,  
students, SumSU, Sumy*

Основными параметрами редукторов с раздвоением ступеней (рис.1,2) являются общее передаточное отношение и частные передаточные числа первой и второй ступени. От выбора численных значений этих параметров зависят как геометрические размеры редуктора, так и напряжения в зубчатых зацеплениях.

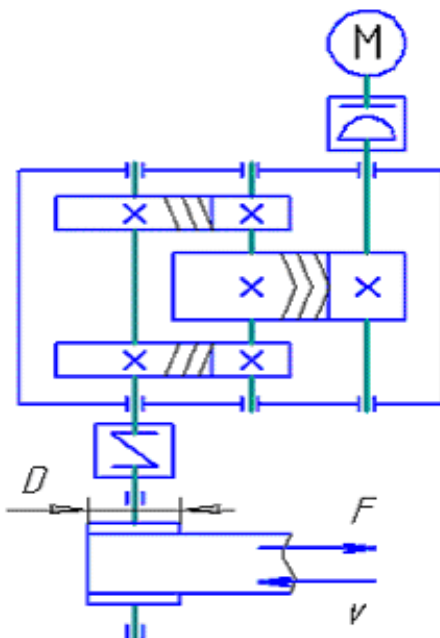


Рисунок 1 - Кинематическая схема привода ленточного конвейера с раздвоенной тихоходной ступенью

Межосевые расстояния определяются по формулам:

$$a_1 = K_a \cdot (u_1 + 1) \cdot \sqrt[3]{\frac{T_2 \cdot K_{H\beta}}{[\sigma_H]^2 \cdot u_1^2 \cdot \Psi_{ba}}}, \quad a_2 = K_a \cdot (u_2 + 1) \cdot \sqrt[3]{\frac{T_3 \cdot K_{H\beta}}{[\sigma_H]^2 \cdot u_2^2 \cdot \Psi_{ba}}}.$$

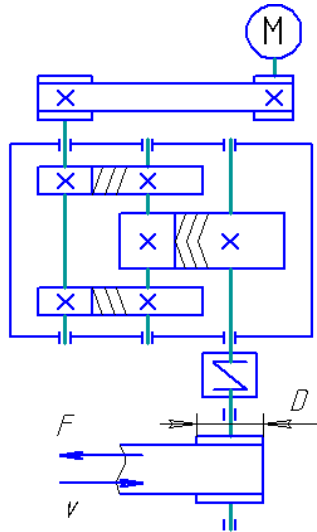


Рисунок 2 -Кинематическая схема привода ленточного конвейера с раздвоенной быстроходной ступенью

В стандартных редукторах соотношение межосевых расстояний тихоходной и быстроходной ступени  $\frac{a_T}{a_B} = 1,56 \dots 1,60$ .

После выполнения операции деления и приравнивания результата деления среднему значению  $a_T / a_B = 1,58$  получим формулы для определения передаточных чисел быстроходной  $u_1$  и тихоходной  $u_2$  ступени:

$$u_1 = \frac{u - 1,58 \cdot \sqrt[3]{u}}{1,58 \cdot \sqrt[3]{u} - 1}, \quad u_2 = \frac{u \cdot (1,58 \cdot \sqrt[3]{u} - 1)}{u - 1,58 \cdot \sqrt[3]{u}},$$

где  $u$  – общее передаточное отношение редуктора.

Выбор передаточных чисел по полученным формулам необходим при проектировании редукторов с нормальными межосевыми расстояниями по ГОСТ 2185-66, что важно для унификации размеров корпусов. Выбранные значения передаточных чисел обеспечивают равнопрочность зубчатых зацеплений обеих ступеней, повышают долговечность работы зубчатых передач и увеличивают ресурс редуктора.

# ВЛИЯНИЕ ТЕРМООБРАБОТКИ НА МЕЖОСЕВОЕ РАССТОЯНИЕ В ЦИЛИНДРИЧЕСКИХ РЕДУКТОРАХ С ВНУТРЕННИМ ЗАЦЕПЛЕНИЕМ

## INFLUENCE OF HEAT TREATMENT ON INTERAXAL DISTANCE IN CYLINDRICAL REDUCERS WITH INTERNAL GEARING

*Курочкин В.Б., доцент, Иваняна А.В., Белодед А.В., студенты, СумГУ, Сумы*  
*Kurochkin V.B., associate professor, Ivaniya A.V., Beloded A.V., students, SumSU, Sumy*

Определение межосевого расстояния в редукторах с внутренним зацеплением (рис. 1), в которых зубчатые колеса изготовлены из улучшенной стали, не вызывает затруднений. Условия прочности по контактным напряжениям и по напряжениям изгиба соблюдаются. При закалке колес часто нарушается условие прочности в расчете на изгибные напряжения. Это приводит к необходимости увеличения модуля передачи, межосевого расстояния и корректировки расчета на контактные напряжения. Взаимное влияние обоих видов расчета вызывает определенные трудности в проектировании редуктора.

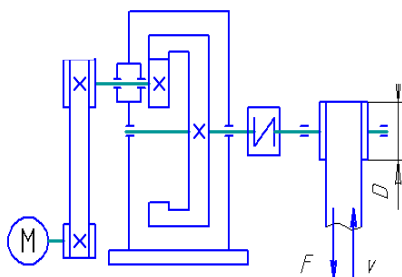


Рисунок 1 - Кинематическая схема привода ленточного конвейера

Используем формулу для определения межосевого расстояния по допускаемому контактному напряжению, подставим в эту формулу выражение для момента из соотношения для изгибных напряжений и получим формулу для расчета межосевого расстояния

$$a = \sqrt{K_a^3 \cdot (u-1)^3 \cdot \frac{[\sigma_F] \cdot z_1 \cdot m^2 \cdot K_{H\beta}}{2 \cdot [\sigma_H]^2 \cdot u \cdot Y_F \cdot K_F}}$$

Полученной формулой рекомендуется пользоваться при нарушении условия прочности зубчатых колес по изгибным напряжениям.

Полученные результаты целесообразно использовать в курсовом проектировании приводов ленточных конвейеров.

## ОСОБЕННОСТИ РАСЧЕТА РЕСУРСА И ЗАПАСА ПРОЧНОСТИ ПЕРЕДАЧ ГИБКОЙ СВЯЗЬЮ

### FEATURES OF CALCULATION OF THE RESOURCE AND SAFETY FACTOR OF TRANSFERS BY FLEXIBLE CONNECTION

*Курочкин В.Б., доцент, Пилипенко А.В., Салтанов С.И., студенты,  
СумГУ, Сумы*  
*Kurochkin V.B., associate professor, Pilipenko A.V., Saltanov S.I., students,  
SumSU, Sumy*

Надежность работы привода ленточного конвейера(рис. 1) в значительной степени зависит от ресурса ременной передачи и коэффициента запаса прочности цепной передачи. Большое количество опытных данных и эмпирических коэффициентов снижают точность расчета этих параметров и требуют уточнения соответствующих методик.

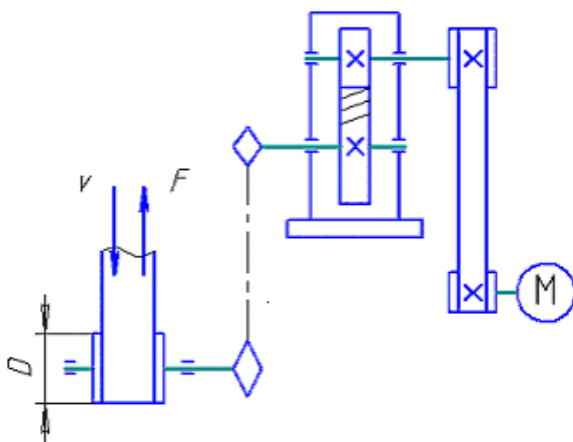


Рисунок 1 - Кинематическая схема привода ленточного конвейера, содержащая одноступенчатый редуктор, ременную и цепную передачи

Надежность ременных передач можно оценить косвенно по долговечности работы ремней. Ресурс ременной передачи определяется по формуле

$$H_0 = \frac{N_{0ц} \cdot L \cdot \left( \frac{\sigma_{-1}}{\sigma_{\max}} \right)^8}{60 \cdot \pi \cdot d_1 \cdot n_1} \cdot C_i \cdot C_H \geq [H],$$

где  $N_{0и} = (2,5 \dots 4,6) \times 10^6$  - базовое число циклов;

$L = 0,4 \dots 1,8$  м - длина ремня;

$\sigma_{-I} = 7$  МПа - предел выносливости для ремня;

$\sigma_{max}$  - максимальное расчетное напряжение в сечении ремня;

$d_I = 40 \dots 500$  мм - диаметр ведущего шкива;

$n_I = 50 \dots 3000$  об/мин - частота вращения ведущего шкива;

$C_i = 1,5 \cdot \sqrt[3]{i} - 0,5$  - эмпирический коэффициент;

$C_H = 1,0$  - коэффициент нагрузки для ленточных конвейеров;

$[H] = 1000 \dots 5000$  ч - допускаемый рабочий ресурс.

Таким образом, ресурс работы зависит от эксплуатационных и конструктивных параметров ременной передачи. Анализ методики расчета рабочего ресурса показал, что данная формула справедлива как для клиноременной, так и поликлиновой передачи.

Для оценки надежности работы цепных передач используется соотношение для запаса прочности, величина которого зависит от приложенных сил, допустимой предельной нагрузки и условий эксплуатации передачи. Данная формула имеет вид:

$$s = \frac{Q}{k_D \cdot F_t + F_v + F_f} \geq [s],$$

где  $Q = 9,1 \dots 454$  кН - предельная разрушающая нагрузка для роликовой или зубчатой цепей;

$k_D = 1,0$  - динамический коэффициент нагрузки для ленточных конвейеров;

$F_t$  - расчетная окружная сила, зависящая от передаваемой мощности и частоты вращения вала;

$F_v = 2 \cdot q \cdot v^2$  - центробежная сила;

$q$  - погонная масса цепи;

$v$  - скорость цепи;

$F_f = 9,81 \cdot k_f \cdot q \cdot a$  - сила, возникающая от провисания цепи;

$[s] = 7,1 \dots 40$  - нормативный коэффициент запаса прочности роликовых и зубчатых цепей.

Анализ формулы показывает, что величина коэффициента запаса прочности в основном зависит от окружной силы, т.е. от передаваемой мощности. Нормативный коэффициент запаса прочности незначительно отличается для роликовых и зубчатых цепей.

Полученные данные могут быть использованы в курсовом проектировании при разработке приводов ленточных конвейеров, а также для повышения надежности работы ременных и цепных передач.

# МИНИМИЗАЦИЯ ГАБАРИТНЫХ РАЗМЕРОВ ПРИВодОВ, СОДЕРЖАЩИХ КОНИЧЕСКИЕ РЕДУКТОРЫ

## MINIMIZATION OF OVERALL DIMENSIONS OF THE DRIVES CONTAINING CONIC REDUCERS

Курочкин В.Б., доцент, Спивак Е.С., Ткач П.Ю., Поздняков К.А., студенты,  
СумГУ, Сумы

Kurochkin V.B., associate professor, Spivak E.S., Tkach P.U., Pozdnjakov K.A.,  
students, SumSU, Sumy

Основными параметрами коническо-цилиндрических приводов ленточных конвейеров являются передаточные числа зубчатых передач. От выбора численных значений этих чисел зависят как делительные диаметры зубчатых колес, так и геометрические размеры привода.

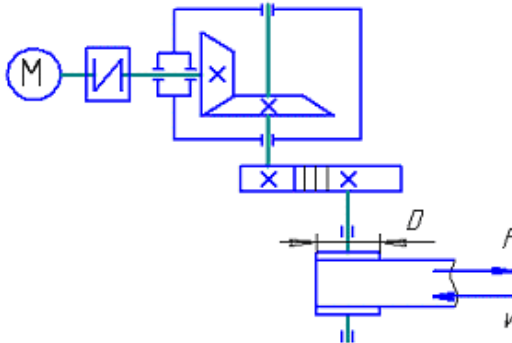


Рисунок 1 - Кинематическая схема привода ленточного конвейера

Внешний делительный диаметр конического колеса и межосевое расстояние цилиндрической передачи определяются по формулам:

$$d_{e2} = K_d \cdot \sqrt[3]{\frac{T_2 \cdot K_{H\beta} \cdot u}{[\sigma_H]^2 \cdot u_2 \cdot (1 - 0,5 \cdot \Psi_{bR_c})^2 \cdot \Psi_{bR_c}}}, \quad a_w = K_a \cdot (u_2 + 1) \cdot \sqrt[3]{\frac{T_2 \cdot K_{H\beta}}{[\sigma_H]^2 \cdot u_2 \cdot \Psi_{ba}}},$$

где  $u$  и  $u_2$  – передаточные числа соответственно конической и цилиндрической передач.

Минимальные размеры редуктора можно получить, если передаточные числа цилиндрической и конической передач выбрать равными:

$$u_{2opt} = 0,65 \cdot (1,78 \cdot \sqrt[3]{u} + 1,54) \quad \text{и} \quad u_{1opt} = \frac{u}{u_{2opt}}$$

Полученные результаты целесообразно использовать при проектировании приводов ленточных и цепных конвейеров.



# ПРОГРАММА РАСЧЕТА НЕСУЩЕЙ СПОСОБНОСТИ СТЕКЛОПЛАСТИКОВОЙ ОБОЛОЧКИ

## BEARING ABILITY CALCULATION PROGRAM OF FIBERGLASS COVER

*Стрелец А.В., аспирант, Фишер Д.А., студент, СумГУ, Сумы*

*Strelets A.V., postgraduate student, Fisher D.A., student, SumSU, Sumy*

С каждым годом армированные пластмассы находят все более широкое применение в качестве конструкционных материалов, благодаря высокой удельной прочности, радиотехническим, электроизоляционным и другим свойствам. В разных отраслях промышленности используются армированные цилиндрические оболочки, которые образованы методом намотки однонаправленной ленты.

Основная задача состоит в правильном выборе характера анизотропии многослойной оболочки из стеклопластика и расчете оболочки на несущую способность. Такую задачу можно решить с помощью компьютерной программы.

Разработана программа на объектно-ориентированном языке Java (версия 1.4), позволяющая определять несущую способность для различных вариантов оболочек, намотанных однонаправленной лентой, в зависимости от характера армирования.

Программа использует начальные данные: количество слоев, углы намотки слоев однонаправленной ленты  $\varphi_1, \varphi_2$ , радиус оболочки  $R$ , толщину слоев армирования, физические характеристики при растяжении ленты вдоль волокон и поперек волокон.

Программа определяет разрушающие давления по слоям оболочки. Так же в зависимости от возможной схемы армирования оболочки из стеклопластика программа считает усредненные упругие постоянные, модули упругости  $E_1, E_2, E_3$ , модули сдвига  $G_{12}, G_{13}, G_{23}$ , коэффициенты Пуассона  $\nu_{12}, \nu_{21}, \nu_{23}, \nu_{31}, \nu_{13}, \nu_{31}$ . В основу такого расчета положен принцип суммирования повторяющихся элементарных слоев.

Программа имеет удобный графический интерфейс для ввода и вывода данных и позволяет определять разрушающие давления в каждом слое оболочки, общую предельную нагрузку и предельные напряжения для оболочек, находить упругие постоянные в зависимости от схемы армирования.

**ТЕХНОЛОГІЯ КОНСТРУКЦІЙНИХ МАТЕРІАЛІВ  
ТА МАТЕРІАЛОЗНАВСТВО**

# СРЕДНЕИНТЕГРАЛЬНЫЙ КПД БЕССТУПЕНЧАТЫХ ДВУХПОТОЧНЫХ ТРАНСМИССИЙ ШАХТНОГО ДИЗЕЛЕВОЗА

## CRITERION OF GENERAL EFFICIENCY ARE VALIDATED TWO- PARAMETRIC TRANSMISSION OF THE MINE LOCOMOTIVE

*Таран И.А., доцент, НГУ, Днепрпетровск*

*Taran I.O., associate professor, NMU, Dnepropetrovsk*

Категория КПД имеет чрезвычайно глубокий физический и технико-экономический смысл, относящийся, и к рассматриваемым в работе гидрообъемно-механическим (ГОМТ) и электромеханическим трансмиссиям шахтных дизелевозов (ШД). Во-первых, КПД на прямую связан с производительностью тягово-транспортного средства (ТТС), а следовательно с прибылью. Во-вторых, значение КПД прямо или косвенно определяет топливно-энергетические затраты силовой установки, т.е. расход топлива. В-третьих, чем ниже КПД, тем больше потери на сухое, жидкостное и гидромеханическое трение, тем больше непроизводительные утечки рабочей жидкости в трансмиссии и, в конечном итоге, тем больше износ деталей и узлов, ниже их надежность. Наконец, категория КПД имеет ярко выраженный экологический аспект, чем выше КПД трансмиссии, тем меньше затраты горюче-смазочных материалов и меньший объем вредных выбросов в окружающую среду, в частности, в шахтные выработки. В высшей степени удобно управление бесступенчатыми трансмиссиями в сочетании с их высоким КПД несомненно улучшает эргономические характеристики, что положительно сказывается на условиях труда машинистов ШД и способствует повышению производительности труда. Можно констатировать, что КПД – это категория, которая очень точно и интегрально объединяет в себе основные технико-экономические, экологические и эргономические аспекты работы любого ТТС.

В работе вводится критерий оптимальности по среднеинтегральному КПД применительно к бесступенчатым гидрообъемно-механическим или электромеханическим трансмиссиям шахтных дизелевозов. Физический смысл введенного критерия отражает возможности бесступенчатых ГОМТ ШД по среднему КПД в заданном скоростном диапазоне. Это весьма важно при сравнении альтернативных вариантов трансмиссий. Чем больше значение рассмотренного критерия, тем более производительна и экономична по КПД трансмиссия и тягово-транспортная машина в целом. Например, для поезда массой 70 т в технологичном режиме перевозки груза (локомотив массой 10 т и 10 груженых вагонеток общей массой 60 т) при постоянном коэффициенте сцепления и стабильной скорости  $V = 18$  км/ч по горизонтальному участку пути ГОМТ должна быть оценена и при необходимости оптимизирована по введенному критерию, т.к. в этом случае особенно важен КПД трансмиссии и технологический процесс достаточно стабилен. Геометрический смысл введенного критерия – площадь

криволинейной трапеции под графиком КПД ГОМТ в интервале скоростей  $V_1$  и  $V_2$ , деленная на величину этого интервала и трансформирующаяся в среднеинтегральный КПД на рабочем интервале скоростей. На рис. 1 приведены результаты применения критерия средне интегрального КПД к бесступенчатой двухпоточной ГОМТ дизелевоза, предложенной автором и подробно исследованной в [1].

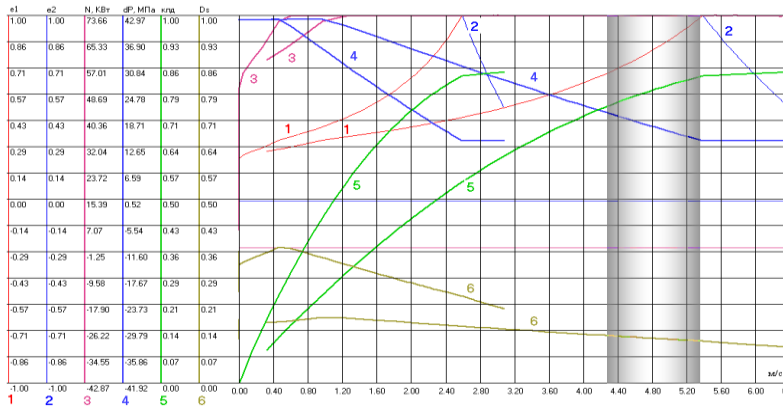


Рисунок 1 – Среднеинтегральный КПД ГОМТ шахтного дизелевоза.

На рис. 1 кривые 1, 2 – регулировочные характеристики ГОМТ на тяговом и транспортном диапазонах; 3 – мощность двигателя; 4 – зависимости давления в ГОП от скорости; 5 – общий КПД ГОМТ и 6 – значения динамического фактора. Применительно к бесступенчатым двухпоточным ГОМТ и электромеханическим трансмиссиям ШД, работающего в относительно стабильном технологическом процессе, такая постановка вполне правомерна и позволяет: а) в режиме диалога с ПЭВМ определить наиболее рациональное множество конструктивных параметров трансмиссии с точки зрения максимума среднеинтегрального КПД; б) применить на основе известных регулярных методов оптимизации разработанную с участием автора технологию структурного и параметрического синтеза бесступенчатых трансмиссий; в) производить мониторинг альтернативных вариантов схемных решений трансмиссий еще на этапе проектирования и научно обосновано выбирать наиболее эффективную трансмиссию, что позволяет существенно снизить денежные и временные затраты на проектирование новых и доводку уже созданных трансмиссий.

#### Список литературы

1. Таран И.А. Научное обоснование рациональной структуры и конструктивных параметров бесступенчатых трансмиссий шахтных дизелевозов // Науковий вісник НГУ. – 2009. – №12. – С. 43-46.

ХОЛОДНОДЕФОРМИРОВАННЫЙ АРМАТУРНЫЙ ПРОКАТ ИЗ  
КАТАНКИ С КАРБОНИТРИДНЫМ УПРОЧНЕНИЕМ  
COLD-ROLLED REINFORCEMENT FROM HOT ROLLED ROD  
STRENGTHENED BY CARBONITRIDES

*Ивченко А.В., ст. научный сотрудник, Рабинович А.В., профессор,  
Бубликов Ю.А., доцент, Амбразей М.Ю., научный сотрудник,  
НМетАУ, Днепрпетровск*  
*Ivchenko A.V., senior scientific officer, Rabinovich A.W., professor,  
Bublikov Yu.A., associate professor, Ambrazhey M.Yu., scientific officer,  
NMetAU, Dnepropetrovsk*

Одним из эффективных направлений снижения металлоемкости железобетонных строительных конструкций без потери их надежности и долговечности является применение арматурного проката класса прочности В500С, В600 (ДСТУ ENV 10080, [1] и др.), произведенного путем дополнительной холодной пластической деформации круглой гладкой заготовки повышенной прочности в мотках (катанки).

Альтернативой получения катанки повышенной прочности с частичным использованием традиционных технологических решений является сквозная технология, основанная на применении низколегированных конструкционных сталей с карбонитридным упрочнением (КНУ) со «сверхравновесным» содержанием азота, в которых содержание базовых элементов (С, Si, Mn) соответствует рядовым маркам сталей Ст1-Ст3, а расходные коэффициенты при переделе находятся на уровне полуспокойного металла за счет образования рассредоточенной усадочной раковины. Сущность технологии, широко опробованной в промышленных условиях, заключается в микролегировании стали азотом до концентрации, превышающей его растворимость в твердом металле при температуре кристаллизации, в комплексе с титаном и алюминием. При этом удорожание на микролегирование не превышает 2% от стоимости проката. Независимо от степени легирования предлагаемых сталей этого класса основной вклад в обеспечение комплекса перечисленных выше требований вносят избыточные карбонитридные фазы, регулирующие зеренную микроструктуру металла. При этом замена широко используемого для этих целей дорогостоящего и дефицитного ванадия принципиально изменяет механизм формирования микроструктуры, т.к. образование нанонитридных включений титана происходит уже при температуре ликвидус, что предусматривает получение мелкодисперсной литой структуры и позволяет эффективно ограничить рост зерна аустенита при последующих нагревах. Проведенными исследованиями установлено, что образование нитридов титана в жидкой низколегированной стали происходит уже при его содержании  $\geq 0,006\%$  и концентрации азота выше 0,010%. Ввод алюминия (0,02-0,04%) позволяет провести не только глубокое раскисление стали, но и

обеспечить формирование однородной мелкодисперсной феррито-перлитной структуры за счет образования нитридов алюминия. При этом образование нитридов алюминия происходит только в твердом состоянии в процессе горячей деформации или при термической обработке. Кроме того, указанный уровень концентрации алюминия гарантирует исключение старения продукции из катанки в процессе длительной эксплуатации.

С целью проверки высказанных выше положений, на метизном предприятии холодной пластической деформации для производства арматурного проката с трехсторонним профилем по DIN 488 были подвергнуты образцы катанки диаметром 8 мм из стали с КНУ. Химический состав проката Ø8 мм из опытной стали с КНУ приведен в таблице 1, результаты испытаний механических свойств в исходном горячекатаном состоянии и холоднодеформированном состоянии представлены в табл. 2.

Таблица 1 – Химический состав опытной стали

Марка стали	Химический состав, % мас.							
	C	Mn	Si	S	P	Cr	Ni	Cu
СтЗсп	0,19	0,62	0,30	0,010	0,016	0,22	0,13	0,18

Уровень микролегирования стали титаном и алюминием соответствовал указанным выше пределам. Содержание азота рассчитывалось по уравнениям полученным в работе [2].

Таблица 2 – Механические свойства проката из стали СтЗ с КНУ

Марка стали	Диаметр проката, мм	Механические свойства				
		$\sigma_{0,2}$ , Н/мм <sup>2</sup>	$\sigma_B$ , Н/мм <sup>2</sup>	$\sigma_B/\sigma_{0,2}$	$\delta_5$ , %	$\delta_p$ , %
СтЗсп	8 (г/к)	365	537	1,56	36,5	18,3
СтЗсп	7,5 (х/д)	512	611	1,20	20,7	6,0
СтЗсп	6 (х/д)	632	728	1,19	14,2	2,7

В результате проведенных исследований показано, что основными достоинствами применения низколегированной стали с карбонитридным упрочнением для производства холоднодеформированного арматурного проката является получение повышенной прочности исходной заготовки (катанки) с пределом текучести 360-430 Н/мм<sup>2</sup> за счет микролегирования рядовой углеродистой стали СтЗсп азотом, титаном и алюминием, а ее дальнейшая холодная пластическая прокатка позволяет получить арматурный проката класса В500С, В600 даже при небольших степенях деформации ( $\epsilon \sim 0,1$ ).

#### Список литературы

1. Мадатян С. А. Арматура железобетонных конструкций. – М.: Воентехлит, 2000.-256 с.
2. Теоретические основы и технология оптимального микролегирования электростали азотом, титаном и алюминием / А. В. Рабинович, Г. Н. Трегубенко, М. И. Тарасьев и др. // Зб. наукових праць “Сучасні проблеми металургії”. Т. 7. – Дніпропетровськ: Системні технології, 2005. – С. 97-107.

МАТЕМАТИЧНА ОБРОБКА РЕЗУЛЬТАТІВ ЕКСПЕРИМЕНТІВ ПРИ  
ОТРИМАННІ СТЕКОЛ ДЛЯ БІОТЕХНОЛОГІЇ

MATHEMATICAL PROCESSING OF RESULTS OF EXPERIMENTS AT  
OBTAINING OF GLASSES FOR BIOTECHNOLOGY

*Толстоусова О.В., асистент; Ситник Р.Д., професор,  
Данилов І.П., доцент, Щолок В.С, магістр, НТУ «ХПІ», Харків*

*Tolstousova O.V., assistant, Symnik R.D., professor,  
Danilov I.P., associate professor, Scholok V.S., graduate student,  
NTU «KhPI», Kharkiv*

Отримання біологічно активних стекол складається з наступних основних етапів: підготовка поверхні натрійкальційсилікатних та алюмоборосилікатних стекол; активація поверхні стекол в розплавах солей літію; хімічне модифікування поверхні стекол за допомогою кремнійорганічної речовини; іммобілізація ферменту на поверхню стекол.

Визначення необхідної кількості функціональних груп на поверхні хімічно модифікованого неорганічного носія (стекло, силікагель) базується на методі зворотного кислотно-лужного титрування. Для цього проводиться від 3 до 50 паралельних дослідів, які виконуються в однакових умовах.

Математичний аналіз отриманих експериментальних даних потребує перевірки гіпотези про відтворюваність дослідів за допомогою критерію Кохрена [1, 2, 3].

Так, наприклад, для визначення кількості функціональних груп на поверхні неорганічного носія було проведено три серії дослідів по три паралельних дослідів у кожній.

Вважається, що умови проведення різних серій дослідів відрізняються. Розраховано середні арифметичні 3-х серій:

$$\begin{aligned}y_{\text{сер } 1} &= 0,753, \\y_{\text{сер } 2} &= 0,756, \\y_{\text{сер } 3} &= 0,753.\end{aligned}$$

Оцінку дисперсій для всіх серій визначали за формулою (1):

$$S_j^2 = \frac{1}{k-1} \sum_{i=1}^k (y_{ij} - y_{\text{сер } j})^2. \quad (1)$$

Отже,

$$S_1^2 = \frac{(0,75 - 0,753)^2 + (0,75 - 0,753)^2 + (0,76 - 0,753)^2}{3-1} = 0,0000335.$$

Визначено  $S_1^2 = 0,0000335$ , аналогічно розраховували  $S_2^2 = 0,000068$ ,  $S_3^2 = 0,0000335$ .

Розрахункове значення критерія Кохрена визначали за формулою (2):

$$G_p = \frac{\max S_j^2}{\sum_{j=1}^3 S_j^2} \quad (2)$$

$$G_p = 0,000068 / (0,0000335 + 0,000068 + 0,0000335) = 0,5037.$$

Так,  $G_p = 0,5037$ .

Число ступенів свободи  $f_j$  визначали за формулою (3):

$$f_j = k - 1 \quad (3)$$

Отже,  $f_j = 3 - 1 = 2$ .

Для відповідного рівня значимості 0,05, кількості дослідів  $N = 3$  та числа ступенів свободи  $f_j = 2$ , знаходили  $G_{\text{табл}} = 0,871$  [1].

Таким чином, можна прийняти гіпотезу про відтворюваність дослідів, так як,  $G_p < G_{\text{табл}}$  ( $0,5037 < 0,871$ ). В такому разі оцінки всіх дисперсій всіх серій дослідів вважаються однорідними, тобто вони належать до однієї генеральної сукупності [1, 2, 3].

На підставі однорідних оцінок дисперсій розраховано величину відтворюваності дослідів за формулою(4) [1]:

$$S_y^2 = \frac{1}{N} \sum_{j=1}^N S_j^2 \quad (4),$$

з якою пов'язано число ступенів свободи  $f_y$ . (5):

$$f_y = N (k-1), \quad (5),$$

де  $N$  – число серій паралельних дослідів,  $k$  – число паралельних дослідів в кожній серії, так  $f_y = 6$ .

Отже, визначено  $S_y^2 = 0,000045$ .

#### Список літератури

1. Третьяк Л.Н. Обработка результатов наблюдений. Учебное пособие. – Оренбург: ГОУ ОГУ, 2004. – 171 с.
2. Биологическая статистика. Изд-е 3-е, испр. - Минск: Высшая школа, 1973. – 320 с., с илл.
3. Гмурман В.Е. Теория вероятностей и математическая статистика. Изд. 4-е, доп. Учебное пособие для вузов. – М.: Высшая школа, 1972, –368 с., с илл.



# ЗАХИСНІ ВЛАСТИВОСТІ ЛІТІЙВМІСНОГО ПОВЕРХНЕВОГО ШАРУ СИЛІКАТНОГО СКЛА

## PROTECTIVE PROPERTIES OF LITHIUMCONTENT A BANKET OF SILICATE GLASS

*Ситник Р.Д., професор, Дороніна В.А., ст. викладач, НТУ «ХПИ»;  
Доронін Є.В., доцент, ХНАМГ, Харків*

*Sytник R.D., professor, Doronina V.A., lecturer, NTU "KPI";  
Doronin E.V., associate professor, KSAME, Kharkov*

Зміни структури і дефектності поверхневого шару силікатного скла в значному ступені впливають на фізико–механічні властивості та функціональні властивості стекол.

Дана робота присвячена вивченню міцносних характеристик синтезованого літійвмісного поверхневого шару листового термічно полірованого натрієвокальцієвосилікатного скла (ТПС) флоат–методом. Обробка «атмосферної» поверхні ТПС здійснювалася розробленими колоїдними розчинами (КР) систем  $\text{Li}_2\text{O} - \text{SiO}_2$ ,  $\text{Li}_2\text{O} - \text{K}_2\text{O} - \text{SiO}_2$  за золь–гель технологією. Досліджувався вплив технологічних параметрів підготовки поверхні ТПС перед обробкою КР, складів розроблених КР і технологічних режимів формування літійвмісного поверхневого шару на експлуатаційні властивості скла.

З метою вивчення впливу складу КР на міцність скла при центральному симетричному вигині (міцність поверхні) були проведені випробування ТПС, обробленого розчинами, які вміщували солі літію з різними аніонними складовими (рис.). В результаті випробувань було встановлено, що міцність поверхні скла, обробленої в нітратній системі, мала максимальне значення в умовах термічної обробки скла при 300 °С та різке зниження міцності в інтервалі температур 300 – 400 °С. При подальшому підвищенні температури міцність збільшувалася, досягаючи значень, які дорівнювали міцності термічно обробленого скла при температурі 300 °С. Зниження міцності в інтервалі температур 300 – 400 °С пов'язано з розпушенням структури поверхневого шару за рахунок розкладу нітратів.

При проведенні випробувань стекол, поверхня яких була оброблена хлорвмісними КР, було встановлено, що тенденція зміни поверхневої міцності в значній мірі відрізняється від поверхні скла, обробленого нітратвмісним середовищем. На кривій міцності спостерігається тенденція різкого зростання міцносних показників в інтервалі температур 400 – 500 °С, що викликано збільшенням концентрації іонів літію в поверхневому шарі. Хлоридна складова не оказує впливу на міцносні характеристики аж до температури розпаду, чим й викликано деяке зниження міцності в інтервалі

температур 500 – 600 °С.

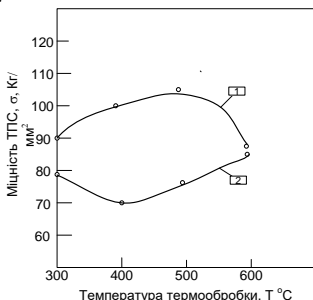


Рисунок – Залежність міцності ТПС від аніонної складової КР при різній термообробці: 1 – хлоридні КР; 2 – нітратні КР.

Був вивчений вплив різновікових складів КР на міцність силікатного скла (табл.).

Таблиця – Зміна міцносних характеристик ТПС, оброблених хлоридними КР

Склад КР, мас. %	Вік КР, діб	Маса нанесеного шару, $m \cdot 10^{-2}$ , г	Міцність при ц.с.в., $\sigma$ , кг/мм <sup>2</sup> при температурі обробки, °С			
			300	400	500	600
5Li <sub>2</sub> O – 95 SiO <sub>2</sub>	3	4,64	107,54	88,75	138,31	124,34
	5	4,96	127,42	125,19	149,48	164,63
10Li <sub>2</sub> O – 90SiO <sub>2</sub>	3	4,67	63,66	79,52	114,55	68,25
	5	5,09	71,76	127,66	115,02	116,56
15Li <sub>2</sub> O – 85SiO <sub>2</sub>	3	4,71	76,77	51,22	94,24	89,69
	5	5,12	84,61	77,15	136,56	99,84
20Li <sub>2</sub> O – 80SiO <sub>2</sub>	3	4,96	78,27	88,75	106,50	88,18
	5	5,22	97,51	133,38	116,67	91,12
100SiO <sub>2</sub>	3	–	130,87	103,09	114,45	133,86
Вихідне скло	–	–	90,16	88,76	92,44	94,88

Підвищення міцносних характеристик стекел, оброблених КР у віці 3 – 5 діб, залежить від збільшення об’ємної частки дисперсної фази золю.

Таким чином, при проведенні досліджень механічних властивостей поверхні ТПС, оброблених літійвмісними КР, був встановлений вплив складу КР. Зниження міцності поверхні стекел пов’язано з розпадом аніонної складової солей (нітратної, хлоридної), а підвищення – з концентрацією іонів літію в поверхневому шарі скла. Міцність ТПС при центральному симетричному вигині з синтезованим літійвмісним поверхневим шаром збільшується у 0,8 – 1,5 рази.

ЛЕГКОРОЗЧИНІ ПОЛІМЕРИ ПОЛІАКРИЛАМІДУ ДЛЯ  
ІНТЕНСИВНИХ ТЕХНОЛОГІЙ ТЕКСТИЛЬНОЇ ТА ХІМІЧНОЇ  
ПРОМИСЛОВОСТЕЙ, СІЛЬСЬКОГО ГОСПОДАРСТВА

READILY SOLUBLE POLYMERS OF POLYACRYLAMIDE FOR INTENSIVE  
TECHNOLOGIES OF TEXTILE AND CHEMICAL INDUSTRIES,  
AGRICULTURE.

*Гнідець В.П., доцент, ХНТУ, Херсон;*  
*Воцелко С.К., ст. науковий співробітник, Литвинчук О.О., ст. науковий*  
*співробітник, Патыка В.П., академік УААН, зав. відділом,*  
*ІМВ НАН У, Київ;*  
*Сарібеков Г.С., проректор з НР і ЗЗ, ХНТУ, Херсон*

*Hnidets V.P., senior lecturer, KNTU, Kherson;*  
*Votselko S.K., senior scientific officer, Litvinchuk O.O., senior scientific officer,*  
*Patyka V.P., academician VAAS, department head, IMV NASU, Kyiv;*  
*Saribekov G.S., pro-rector, KNTU, Kherson*

Авторським колективом Херсонського національного технічного університету та Інституту мікробіології та вірусології НАН України розроблені технології одержання та застосування легкокорозивних препаратів на основі поліакриламідів для інтенсивних технологій підприємств текстильної й хімічної промисловості, сільського господарства.

Препарати, виготовлені за даними технологіями, застосовуються в:  
**текстильній промисловості** для :

1) процесів шліхтування й емульсування ткацьких основ із лляних, бавовняних, віскозних, вовняних і змішаних ткацьких основ.

Рецептури складів шліхти із застосуванням препаратів ЕПАА при заміні 30-50 % традиційних препаратів для шліхтування (крохмалю, полівінілового спирту й інших) знижують на 10-20 % економічні витрати на процес шліхтування й

- мають меншу в'язкість
- підвищену адгезію до ниток текстильної основи
- менше обсіпання шліхти в процесі ткацтва
- шліхта легко видаляється при розшліхтовуванні
- пряжа має підвищені на 15-25 % показники міцності й еластичності
- виробничі випробування препаратів при шліхтуванні основ із лляних, бавовняних, віскозних і вовняних ниток показали зниження обривності на 25-30% .

2) При заключній обробці текстильних матеріалів застосування препаратів ЕПАА в концентрації 20-40 г/л

-надає тканинам приємний м'який гриф і зовнішній вигляд

-дозволяє в 1, 5-2 рази знизити вміст вільного формальдегіду на готових текстильних матеріалах.

3) При друкуванні тканин вони забезпечують необхідну якість приклеювання тканини та не мають недоліків клеїв на декстриновій основі використовуються в якості загущувачів для друкування текстильних матеріалів дисперсними барвниками.

**У побутовій хімії та хімічній технології вони використовуються** для процесів підкромалювання й поліпшення брудовидалення з текстильних матеріалів та виробів з бавовняних, лляних, синтетичних, штучних і змішаних тканин при побутових праннях, праннях у пральнях і хімчистках. Побутові засоби зменшують здатність тканин до забруднення, змінання й деформації виробів, сприяють видаленню забруднень при пранні, поліпшують прасування білизни.

у клеях на основі сечовиноформальдегідних смол для виробництва фанери, деревиноволокнистих і деревиностружкових плит, що дозволяє знизити виділення вільного формальдегіду на 30 –40 %.

у рідких і сухих випускних формах клеїв для побутових і будівельних потреб.

**У сільському господарстві** препарати застосовуються як прилипачі для закріплення на рослинах і насінні протруйників, стимуляторів росту й бактеріальних добрив, пестицидів. Госхімкомісія України надала дозволу на постійне використання їх у якості липкогенних речовин у рослинництві.

-Препарати сприяють рівномірному нанесенню на насіння й рослини агрохімікатів, зменшенню поразки сільськогосподарських культур шкідниками й хворобами та підвищенню врожайності, при зменшенні норм використання пестицидів ( на 30-50%) без зниження їхньої захисної дії.

-Застосування препаратів зменшує шкідливий вплив отрутохімікатів на навколишнє середовище більш ніж в 1,5 - 2 рази.

-Водні розчини препаратів на насінні зернових, зернобобових та технічних культурах утворюють водопроникну плівку, а в суміші з пестицидами й стимуляторами росту знижують захворюваність рослин на вірусні інфекції й ушкодження їх шкідниками та забезпечують підвищення врожаю на 10-20%, зменшують на 15 - 25 % втрати рапсу від розтріскування бобів при збиранні врожаю.

-Економічна ефективність використання препаратів у якості плівкоутворювачів для обробки насіння перед сівбою протруйниками й фунгіцидами знижує витрати пестицидів в 1,5 - 2 рази в процесі обробки.

Технології одержання легкорозчинних полімерів на основі поліакриламід у являлися складовою частиною циклу робіт, відзначених Державною премією України в галузі науки й техніки, нагороджені бронзовою медаллю на виставці інновацій у Німеччині.

# ЛАЗЕРНЕ МОДИФІКУВАННЯ ТРИБОСИСТЕМ ДИЗЕЛІВ

## LASER MODIFICATION OF TRIBOSYSTEM DIESELS

*Барановський Д.М., доцент,*

*КДУ імені Михайла Остроградського, Кременчук*

*Baranovskyi D.M., associate professor, KMOSU, Kremenchuk*

На основі теорій термодинаміки, теорій Пригожина та Ляпунова встановлено можливість проходження процесу самоорганізації дисипативних структур в трибосистемах дизелів, при утворенні на їх контактуючих поверхнях вторинних структур.

Для протікання процесу самоорганізації необхідно на одному з контактуючих тіл трибосистем довести структуру матеріалу до максимальної кількості рухомих дислокацій, тим самим зменшити кількість нерухомих. На вторинних структурах, які можна заздалегідь утворити (існує багато методів) або які самі утворюються, повинні утворюватися вільні місця – вакансії, для виходу рухомих дислокацій на поверхню цих вторинних структур.

Такого ефекту можна досягти при використанні технологій лазерного модифікування.

Застосування дискретного лазерного модифікування робочих поверхонь трибосистем дизелів з основним елементом вуглецем у вигляді вуглекислого газу та природного графіту з ніобієм, може надати можливість здійснити вищезазначене.

В процесі нагрівання матеріалу лазерним променем виникає потреба розгляду таких характеристик, як розподіл температури та напружений стан поверхневого шару, які можна одержати розв'язавши рівняння теплопровідності.

Об'єднавши вираз для визначення інтенсивності зношування трибосистем дизелів та вираз, що показує залежність густини рухомих дислокацій на поверхні матеріалу від параметрів лазерного модифікування було отримано залежність інтенсивності зношування модифікованих лазерним випромінюванням трибосистем дизелів у залежності від багатьох параметрів:

$$I = \frac{1}{n} \sqrt{\frac{\lambda^*}{Tv} \sum_{i=0}^k a_i \delta^i} \left( \frac{(kPv)^2}{\lambda} - \left( \frac{\chi^2 q_0^2 K_n^2 m^2}{\eta^2 m^2 b^2 \lambda^2 k_0^2 \left( 1 - \frac{2,5kT}{Gb^3} \ln \frac{\dot{\epsilon}_0}{\dot{\epsilon}_i} \right)} \right)^2 \left\{ \frac{1+\mu}{3\chi\sqrt{\pi\chi t}} {}_2F_1\left(\frac{3}{2}; 2; -\frac{1}{4k_0\chi t}\right) - \sqrt{\frac{t}{\chi\pi}} \frac{2k_0}{1+4k_0\chi t} - \frac{\mu-1}{2\chi} \left[ \sqrt{\pi k_0} - \frac{1}{\sqrt{\pi\chi t}} {}_2F_1\left(\frac{1}{2}; 1; \frac{3}{2}; -\frac{1}{4k_0\chi t}\right) \right]^2 v_{gs} - \rho_s \cdot v_{sg} \right\} grad\rho \right)^{\frac{1}{2}}$$

Отриманий вираз вказує на те, що при лазерному модифікуванні поверхонь трибосистем дизелів можна досягти проходження процесів самоорганізації у їх сполученні.

# МИКРОЛЕГИРОВАННАЯ МАШИНОСТРОИТЕЛЬНАЯ СТАЛЬ ДЛЯ ПРОИЗВОДСТВА ИЗДЕЛИЙ ПО ЭНЕРГОСБЕРЕГАЮЩЕЙ ТЕХНОЛОГИИ

## MICROALLOYING MACHINE-BUILDING STEEL FOR PRODUCTION OF WARES ON ENERGY-SAVING TECHNOLOGY

*Павленко Ю.А., доцент; Грищенко Ю.Н., ст. научный сотрудник,  
Мохаммед Ахмед Абделькарим, аспирант, Острейко П.Е., студент,  
НМетАУ, Днепропетровск*

*Pavlenko Y.A., associate professor, Gryshchenko Y.N., senior scientific officer,  
Mohammed Ahmed Abdelkarim, postgraduate student; Ostreyko P.E., student,  
NMetAU, Dnepropetrovsk*

В Национальной металлургической академии Украины разработана микролегированная машиностроительная среднеуглеродистая сталь и технология производства изделий из этой стали, которая позволяет изготавливать детали машин и механизмов без применения классической термической обработки (нормализация – закалка – отпуск).

Разработанную микролегированную сталь выплавляли на Санкт-Петербургском тракторном заводе в 90-тонной основной мартеновской печи с вводом легирующих и модифицирующих добавок в ковш на выпуске. Сталь разливали в уширенные сверху изложницы с утеплением прибыльной части. Полученный металл прокатали на круглую заготовку Ø 65 мм. Круглую заготовку передали на Минский тракторный завод для проведения экспериментов по производству деталей трактора «Беларусь» с применением энергосберегающей технологии.

Состав микролегирующих позволяет не только получать мелкозернистую структуру изделий в процессе пластической деформации заготовки, но и зафиксировать её методом регулируемого охлаждения от температур конца пластической деформации. Разработанная сталь предназначена заменить известные и широко применяемые стали типа: сталь 45, сталь 40Х и сталь 38ХГС при производстве деталей автомобилей и сельхозтехники. Микролегированная сталь для производства деталей методом контролируемойковки-штамповки была зарегистрирована и получила условную марку АЦ35ХГАФТ. Из полученной стали изготовили серийные детали трактора «Беларусь» (кронштейн гидроцилиндра, рычаг передний, шатун двигателя и др.) по разработанной технологии (без использования классической термической обработки, обычно применяемой для деталей из стандартных сталей). Классическая термическая обработка, применяемая для деталей из стандартных сталей состоит из операций:

1. Нормализация – нагрев до 900 °С, выдержка в печи в течение 3-х часов и охлаждение в коробах на воздухе.

2. Нагрев под закалку до 840-860 °С, выдержка в печи в течение 3-х часов и закалка в минеральное масло.

3. Нагрев для высокотемпературного отпуска до 650 °С, выдержка в течение 3-х часов и охлаждение на воздухе.

Изготовленные детали из опытной стали АЦ35ХГАФТ подвергали регламентированному охлаждению от температуры конца горячейковки в воду, с последующим охлаждением в коробах до комнатной температуры и высокотемпературного отпуска (в течение 2-х часов). Качество обработки резанием опытного металла и сталей стандартного состава испытывали в механической лаборатории Санкт-Петербургского тракторного завода по стандартной методике. Полученные сравнительные и опытные детали подвергали окончательной механической обработке резанием на станках-автоматах в условиях Минского тракторного (кронштейн гидроцилиндра) и Минского моторостроительного (шатун двигателя) заводов.

При изготовлении серийных деталей трактора «Беларусь» на станках-автоматах (кронштейн гидроцилиндра и шатун двигателя) провели сравнительное исследование параметров обрабатываемости резанием. Фиксировали параметры нагрузки на приводе двигателя станка и визуально определяли качество поверхности изделий, а также вид и свойства стружки.

При лабораторных и промышленных испытаниях было установлено, что опытные детали показали обрабатываемость резанием не хуже, чем у стандартных деталей из сталей 45 и 40Х (прошедших классическую термообработку), а в некоторых случаях превосходили её. Комплекс физико-механических свойств опытных деталей полностью отвечал требованиям соответствующих ГОСТов.

Изготовление серийных деталей из стали АЦ35ХГАФТ позволяет исключить из технологического цикла такие энергоёмкие операции как нагрев под нормализацию и закалку в масло. Следует отметить, что закалка в масло разогретых до 850 °С деталей - процесс при котором в атмосферу цеха выбрасываются вредные испарения, а пространство вокруг закалочных баков покрыто пролитым минеральным маслом, что сильно усложняет экологическую обстановку в цехах.

Испытания готовых серийных деталей трактора «Беларусь» показали, что детали из опытной стали, изготовленные по разработанной технологии, имеют комплекс физико-механических свойств аналогичный стандартным. Они не уступают изделиям из стандартных сталей изготовленным по стандартной технологии, но производятся с меньшими энергетическими затратами.

Разработка защищена авторскими свидетельствами СССР.

Анализ состояния производства микролегированных и модифицированных сталей в условиях заводов Украины показал, что даже в условиях энергетического кризиса национальные производители используют устаревшие энергоёмкие технологии. Практически микролегированные стали в Украине не производятся и не используются в машиностроении.

## РОЗРОБКА РАЦІОНАЛЬНОГО СПОСОБУ МЕТАЛІЗАЦІЇ ЗАЛІЗОРУДНОЇ СИРОВИНИ ЗА УЧАСТЮ БУРОГО ВУГІЛЛЯ

### DEVELOPMENT OF RATIONAL METHOD OF IRON-ORE RAW MATERIALS WITH USING THE BROWN COAL

*Власенко В.М., доцент, Гришин О.М., доцент, Кравець А.І., студент,  
НМетАУ, Дніпропетровськ*

*Vlasenko V.M., associate professor, Grishin O.M., associate professor,  
Kravets A.I., student, NMetAU, Dnepropetrovsk*

У вирішенні проблеми покращення якості сталі значна роль належить способам позадоменного одержання заліза, продукція яких істотно відрізняється чистотою за вмістом шкідливих речовин. Вони, здебільшого, базуються на процесах металізації залізорудної сировини при помірних температурах (без плавлення) з використанням недефіцитних газоподібних та твердих відновлювачів. Одночасне залучення в процес газового та вуглецевого відновників приводить до розвитку комплексного відновлення заліза, яке разом з підвищенням тиску газів являється ефективним засобом інтенсифікації процесів металізації залізорудної сировини [1-3]. Такі процеси реалізуються з меншими капітальними витратами і можуть стати основою для створення енергозберігаючих технологій.

В зв'язку з зазначеним в роботі досліджені кінетичні закономірності прямого відновлення залізорудних матеріалів сирим бурим вугіллям Олександрійського родовища. З літератури відомі високі відновлювальні властивості бурих вугілля [4]. Нагрівання до температури 800-900<sup>o</sup>C без доступу повітря супроводжувалося виділенням з вугілля значної кількості вологи і реакційноздатних летких речовин (55-58 % за масою) та утворенням високоактивного твердого пористого залишку з вмістом вуглецю понад 80%.

Відновленню піддавалися окатиші, виготовлені з магнетитової руди, або залізвмісних відходів (шламів, пилу), які засипалися шаром бурого вугілля в реакторі з жароміцної нержавіючої сталі із закритим дном. Експерименти вели при температурах 950-1050<sup>o</sup>C в умовах нормального та підвищеного тиску газової фази. Нагрівання шихти приводило до майже одночасного розвитку в реакційному просторі процесів термічної деструкції вугілля та відновлення заліза з оксидів. В таких умовах пряме відновлення заліза бурим вугіллям трансформувалося в комплексне – газоподібними та твердим продуктами його термічної деструкції. Підйом тиску газів створювали шляхом накопичення парогазових продуктів термічної деструкції вугілля в герметизуємому реакторі та підтримували на рівні 0,2; 0,4; 0,6; 0,8; 1,0 МПа. Закривати вихід з реактора починали після нагрівання шихти до 500<sup>o</sup>C з метою видалення з реактора парогазової фази (H<sub>2</sub>O<sub>пара</sub>, CO<sub>2</sub>, смоли), що виділилася при цьому з вугілля, внаслідок її дуже низької відновлювальної здібності.



В результаті проведених досліджень виявлена можливість прискореної металізації залізородних матеріалів бурим вугіллям в умовах підвищення тиску газів до рівня 0,4-0,6 МПа; подальше збільшення тиску було малоефективним. Тривалість глибокої металізації окатишів при температурі 1000°C скорочувалася майже в 1,5 рази в порівнянні з нормальним тиском газів. Одночасно на 50-57% зростала міцність металізованих окатишів на роздавлювання. Ця картина пояснюється більш ранньою появою металевого заліза, його спіканням та рекристалізацією в умовах високої температури.

В промислових умовах організація такого процесу можлива у вертикальному реакторі, що обігривається через стінку за рахунок електричної енергії, або шляхом спалювання невикористаних на відновлення легких продуктів. Співвідношення мас вугілля та заліза в шихті відповідно до лабораторних умов дорівнювало 1,25; відношення C/O = 3,2. У виробничих умовах ці параметри повинні бути скоректовані з урахуванням об'єму реактора та хімічного складу компонентів шихти. Продукт відновлення - губчасте залізо - після магнітної сепарації може використовуватися для виплавки якісної сталі у дугових електричних печах.

Економічна ефективність запропонованого способу металізації залізородної сировини визначається інтенсивним протіканням процесу комплексного відновлення, який організується за участю недефіцитного бурого вугілля; створенням в реакторі необхідного тиску газів без примусового компресування; можливістю утилізації парогазових продуктів процесу для потреб хімії та енергетики, а також повторним застосуванням невикористаного вуглецевого залишку в якості палива або твердого відновника.

#### Список літератури

1. Некоторые кинетические закономерности газовой-углеродной системы восстановления железородных материалов / В.К. Симонов, Т.Е. Нижегородова, Л.Н. Руденко, В.Н. Власенко // Научн. труды МИСиС, №149: Физико-химические исследования процессов восстановления окисных систем. - М. - 1983. - С.13-24.
2. Физико-химические закономерности восстановления железородных материалов водородом и окисью углерода при различных давлениях / С.Т. Ростовцев, Т.Е. Нижегородова, В.К. Симонов, Л.И. Медведева // Интенсификация восстановительных процессов. Диффузионно-химические аспекты. - М.: Наука, 1980. - С. 52-67.
3. Симонов В.К., Власенко В.Н. Интенсификация углеродной системы восстановления железа путем повышения давлений газовой фазы и применения катализаторов // Физико-химические исследования малоотходных процессов в электротермии / Под ред. Н.П. Лякишева и др. - М.: Наука, 1985.- С.231-239.
4. Кудрявцев В.С., Пчелкин С.А. Использование некоксующихся углей в черной металлургии. – М.: Металлургия, 1981. – 168 с.

# ПОВЫШЕНИЕ УРОВНЯ ИСПОЛЬЗОВАНИЯ ЭНЕРГЕТИЧЕСКОГО ПОТЕНЦИАЛА И ПРИОБРЕТЕННЫХ СВОЙСТВ МАТЕРИАЛОВ ИЗ УГЛЕРОДСОДЕРЖАЩИХ ОТХОДОВ

## INCREASING OF THE LEVEL ENERGY POTENTIAL AND ACQUIRING PROPERTIES OF THE MATERIALS FROM THE CARBONACEOUS WASTES

*Мешалкин А.П., ассистент, Павленко Ю.А., доцент, Логвинов Р.В., студент, Юшкевич К.О., студент, НМетАУ, Днепрпетровск*

*Mishalkin A.P., assistant, Pavlenko Y.A., associate professor, Logvinov R.V., student, Yshkevich K.O., student, NMetAU, Dnepropetrovsk*

Наиболее рациональным направлением повторного использования металлургических отходов является применение полупродуктов, полученных путем комплексной тепловой или восстановительно – тепловой обработки отходов ряда производств, определяющей их свойства и назначение [1].

На основании проведенных теоретических и экспериментальных исследований разработаны эффективные технологические схемы получения новых материалов на основе шламов сталеплавильного производства, пылевидных отходов производства извести и углеродсодержащих отходов.

Эффективность получения и применения новых полупродуктов с заданными или ожидаемыми свойствами и назначением определяется наличием предварительной стадии реагирования исходных компонентов – отходов при максимальном использовании их внутреннего энергетического потенциала.

Результаты исследований кинетики пиролиза лигно-шламовых смесей [2] реализованы при разработке составов и способов получения ТИС и ШОС для изоляции зеркала жидкой стали в стальковше, изложнице, промковше и кристаллизаторе МНЛЗ, а эффективность их применения подтверждена опытно промышленными испытаниями, проведенными на металлургических заводах Украины, России и Белоруссии.

Отличительной характеристикой состава опытных ТИС и ШОС является наличие в них пиролизного углерода, регулирующего скорость плавления минеральной основы и выполняющего теплоизоляционные, защитно-смазывающие функции, а также органических летучих и смол в качестве связующего, экзотермического компонента и дополнительного источника углерода.

С использованием отходов производства извести, пыли, шламов сталеплавильного производства и гидролизного лигнина разработаны способы получения «черной извести», лигношламоизвестковых (ЛШИ) брикетов и самообжигающихся материалов [3, 4]. Ввод порошкообразной «черной извести» в конвертерную ванну способствует раннему наведению активного основного шлака и более полному удалению серы и фосфора.

Регулируемое в процессе ее получения соотношение  $\text{CaO}/\text{C}$  позволяет совмещать эти процессы во времени по ходу продувки конвертерной ванны и при необходимости эффективно науглероживать металл [5]. Использование в конвертерном процессе ЛШИ - брикетов, содержащих  $\text{CaO}$ ,  $\text{C}$ ,  $\text{Fe}$ , и  $\text{FeO}$ , обеспечивает более ровный ход процесса без значительных колебаний уровня ванны и выбросов шлакометаллической фазы. Достигается и более высокая степень завершенности основных металлургических реакций. Теоретически обоснована и экспериментально подтверждена эффективность ввода в струе несущего газа порошкообразного пиролизованного ЛШИ - полупродукта с регулируемым, в зависимости от решаемой технологической задачи, соотношением указанных компонентов.

Перспективным ресурсосберегающим и энергоэффективным способом тепловой обработки техногенных отходов является реализация низкотемпературной схемы пиролиза отходов с достижением более высокого содержания активного пиролизного углерода в полупродукте и использованием отходящих пирогазов в качестве дополнительного топлива в процессе сушки и нагрева исходных компонентов шихты.

Устойчивое развитие черной металлургии Украины в условиях ее зависимости от мировых кризисных явлений при современном уровне использования вторичных отходов требует проведение дальнейших исследований по разработке новых эффективных материалов с решением задач ресурсосбережения и экологии промышленных регионов страны.

#### Список литературы

1. Энергоресурсосберегающие технологии получения и применения порошкообразных материалов заданных свойств в черной металлургии / Мешалкин А.П., Колбин Н.А., Гришин А.М. [и др.] // Бюллетень «Черная металлургия». – 2009.- С. 76-78.
2. Исследование кинетики пиролиза лигно-шламовых смесей / Виниченко Н.И., Киричук В.М., Мешалкин А.П. // Изв. ВУЗов Черная Металлургия.- 1992. - № 1.- с. 6-8.
3. А.с. SU. № 1474118 С 04 В 2/02. Способ получения извести / Виниченко Н. И., Костелов О. Л., Рочняк В. К., Мешалкин А. П. и др., заяв.22. 11. 86г., опубл. 23. 04.89. Бюл. №15.
4. Патент на винахід № 86714 «Спосіб одержання теплоізолюючої суміші, що самообпалюється». № а 200800047. Мішалкін А.П., Колбін М.О., Камкіна Л.В., Камкін В.П., Мішалкін В.А., Анкудінов Р.В. Рішення від 12.05. 2009, Бюл. № 9.
5. The effect of Reaction Zone Interaction on the De-S and De-P Processes at the Gas-Powder Blowing in the Combined Blowing Converters / Олександр Величко, Анатолий Мешалкин, Людмила Камкина. // Nove technologie i osiagniecia w metalurgii i inzynierii materialowej. Czestochowa: Wydawnictwo Politechnikiej - 2008.- p. 528-531. - ISBN 978-83-7193-372-1.

ВЛИЯНИЕ КАТАЛИТИЧЕСКИХ ДОБАВОК НА СКОРОСТЬ И  
ТЕМПЕРАТУРНО-ТЕПЛОВУЮ РЕЖИМ ВОССТАНОВЛЕНИЯ ЖЕЛЕЗА И  
ХРОМА ИЗ ОКСИДНЫХ ФАЗ

THE AFFECT OF CATALYTIC ADDITIVES ON THE SPEED AND THE  
TEMPERATURE-THERMAL EFFECT OF REDUCTION OF IRON AND  
CHROMATE FROM THE OXIDATION STATE

*Гришин А.М., доцент, Симонов В.К., доцент, Власенко В.Н., доцент,  
НМетАУ, Днепрпетровск*

*Grishin A.M., associate professor, Simonov V.K., associate professor,  
Vlasenko V.N., associate professor, NMetAU, Dnepropetrovsk*

Изучена кинетика газового, углестермического и газовой-углестермического (комплексного) восстановления железа и хрома в условиях химико-каталитического воздействия на реагирующую систему. Исследования показали возможность двоякого влияния испытанного воздействия на развитие процесса:

- интенсификацию восстановления рудных материалов на заданном температурном уровне;
- значительное снижение температурного уровня восстановления при сохранении первоначальной скорости процесса.

Так установлено, что ввод в шихту 1%  $K_2CO_3$  позволяет сократить продолжительность практически полной металлизации магнетитового концентрата в потоке конвертированного природного газа при  $1000^{\circ}C$  на ~ 15%. С другой стороны в присутствии того же количества катализатора скорость процесса при  $900^{\circ}C$  остается на уровне, зафиксированном при  $1000^{\circ}C$  в отсутствие каталитических добавок.

Сходная картина имела место в случае углестермического восстановления  $Cr_2O_3$ . А именно, ввод в шихту 1%  $K_2CO_3$  позволил сократить продолжительность полного восстановления оксида при  $1400^{\circ}C$  на более чем 20% либо снизить температуру организации процесса на  $\sim 100^{\circ}C$ .

Комплекс исследований, включающих измерение адсорбции  $H_2$ ,  $CO$ ,  $H_2O$  и  $CO_2$  методом газовой хроматографии, изучение скорости поверхностных реакций, электропроводности и удельной поверхности оксидных фаз, электронную микроскопию структуры последних позволил развить представления о механизме действия каталитических добавок в ходе восстановления оксидов железа и  $Cr_2O_3$ . На основе результатов выполненных исследований с учетом фундаментальных положений физики твердого тела и теории хемосорбции на поверхности оксидов-полупроводников (к числу которых принадлежат оксиды железа и  $Cr_2O_3$ ) были сделаны следующие выводы:

- растворение калия (либо натрия) в кристаллической решетке оксидных фаз благоприятствует адсорбции  $H_2$ ,  $CO$  на их поверхности и

способствует десорбции  $\text{H}_2\text{O}$  и  $\text{CO}_2$ . Одновременно ослабляются химические связи  $\text{Me-O}$ , облегчая образование новых фаз в ходе восстановления. Как следствие растет пористость и поверхность, доступная газам, интенсифицируется внутридиффузионный газообмен.

- сосредоточение наночастиц щелочных металлов в приповерхностных слоях оксидов обеспечивает эффективность действия катализатора даже в условиях высоких температур.

Экспериментально установлено, что позитивное влияние щелочных металлов распространяется на газификацию различных форм  $\text{C}_{\text{тв}}$  как звена углестермического и комплексного восстановления железа и хрома. Эффект интенсификации процесса связан с растворением атомов  $\text{K}$  или  $\text{Na}$  в углеродистом восстановителе, ослаблением и обрывом связей  $\text{C-C}$ . Измерены различные виды адсорбции  $\text{CO}_2$  и  $\text{H}_2\text{O}$  на поверхности образцов низко- и высокореакционного углерода, не промотированных добавкой катализатора и в его присутствии. Выявлен каталитический эффект появления металлического железа на звено газификации  $\text{C}_{\text{тв}}$  различной реакционной способности. Однако достигаемая степень ускорения неодинакова, она сильно зависит от свойств  $\text{C}_{\text{тв}}$  и совершенства контакта углеродистой и металлической фаз.

Углублены существующие представления о механизме каталитического действия металлической фазы. Они связаны с растворением атомов  $\text{Fe}$  в кристаллической решетке углерода, а также с переносом атомов  $\text{O}$  с поверхности  $\text{Fe}_{\text{мет}}$  на поверхность  $\text{C}_{\text{тв}}$  и растворением их в решетке последнего. Важен еще один аспект рассматриваемого механизма каталитического действия металлической фазы. В силу акцепторного характера хемосорбции молекул  $\text{CO}_2$  и образования железо – кислородных комплексов в металле возникает дефицит электронов. Он может распространяться на примыкающие зерна графита, так как работа выхода из  $\text{Fe}_{\text{мет}}$  и  $\text{C}_{\text{тв}}$  практически одинакова: 4,40-4,71 и 4,45-4,81 эВ соответственно. Потеря кристаллической решеткой графита части коллективизированных  $\pi$  - электронов является своего рода подготовкой к его окислению; происходит ослабление межуглеродных связей, способствующее разрушению кето – групп.

#### Список литературы

1. Волькенштейн Ф.Ф. Электронные процессы на поверхности полупроводников при хемосорбции. – М.: Наука, 1987. – 432 с.
2. Симонов В.К., Гришин А.М., Власенко В.Н. Исследование адсорбционно-химических взаимодействий в реакциях восстановления оксидов железа // Теория и практика металлургии. – 2003. – № 1. – С.9-15.
3. Симонов В.К., Гришин А.М., Руденко Л.Н. Влияние химико-каталитических воздействий на развитие адсорбционных процессов при газовом восстановлении оксидов железа // Известия вузов. Черная металлургия.–2004. - № 6.– С. 3-7.
4. Физико-химические свойства окислов: Справочник / Под ред. Самсонова Г.В. – М.: Металлургия, 1978. – 472 с.

## ПОДГОТОВКА ЗАМАСЛЕННОЙ ОКАЛИНЫ К ИСПОЛЬЗОВАНИЮ ПРИ ПРОИЗВОДСТВЕ АГЛОМЕРАТА

### PREPARATION OF ROLLING SCALE FOR THE USE AT PRODUCTION OF SINTER

*Камкин В.П., ст. научный сотрудник, Колбин Н.А., ассистент,  
Квичанская М.И., научный сотрудник, НМетАУ, Днепропетровск*

*Kamkin V.P., senior scientific officer, Kolbin N.A., assistant,  
Kvichanskaya M.I., scientific officer, NMetAU, Dnepropetrovsk*

В настоящее время утилизацию замасленной прокатной окалины ведут путем смешивания ее с торфом и следующей подачей смеси в шихту агломерационного цеха металлургического производства.

Практика аглопроизводства показывает, что ввод в аглошихту значительных количеств замасленной окалины без ее предварительной подготовки приводит к нежелательным последствиям.

Замасленная окалина представляет собой тройную систему "твердые частицы оксидов железа - вода - технологические смазки", обладающую одновременно как гидрофильными (окалина - вода), так и гидрофобными свойствами (масло - вода), что затрудняет очистку ее от масел. Обычные методы оттаивания непригодны для отделения масла от окалины. Лабораторные опыты [1] показали, что даже после сорокадневного оттаивания в открытых сосудах из суспензии выделяется не более 1,5 % масла и до 8 % воды.

По химическому и фракционному составу замасленная окалина может служить эффективным заменителем железорудного концентрата. Так, в частности, по данным [1], в ней содержится 70,45 % Fe<sub>общ.</sub>, 1,17 % CaO, 0,21 % MgO; замасленная окалина представлена мелкодисперсными частицами (до 90 % фракции менее 1 мм).

Для того, чтобы иметь четкое представление о возможности использования замасленной окалины в агломерационном процессе были проведены ряд экспериментов по определению тепловой обработки замасленной окалины, температур вспышки и воспламенения масел, а также исследование процессов окомкования и спекания агломерационных шихт с различным содержанием подготовленной окалины.

Исследования поведения замасленной окалины как одного из компонентов аглошихты в процессе спекания проведены в работах [2,3].

Проведены исследования по спеканию аглошихты с добавкой подготовленной замасленной окалины прокатных цехов [4]. Подготовка заключалась в добавке к окалине негашеной извести (20 % по массе), тщательном перемешивании смеси и выдержке ее в течение 15 суток.

Полученная смесь окалины с известью содержала 46,36 % Fe, 1,59 % SiO<sub>2</sub>, 14,4% CaO, 12,33 % п. п., 7 % H<sub>2</sub>O и представляла собой сыпучий материал крупностью менее 3 мм.

Экспериментами показано, что ввод замасленной окалины в шихту способствует снижению расхода твердого агломерационного топлива, т. к. окисление окалины в процессе агломерации сопровождается выделением значительного количества тепла. Согласно данным [5], окисление ~10 % окалины по количеству выделившегося тепла эквивалентно сжиганию 1 % углерода топлива.

Таким образом, вводимая в шихту окалина служит не только эффективным заменителем концентрата, но и способствует существенной экономии твердого агломерационного топлива.

#### Список литературы

1. Кравцов В.М. О методике определения масла и воды в окалине прокатных цехов / В.М. Кравцов, К.А. Мусиенко, А.С. Ваксман // Тезисы докл. Респ. н.-т. конф. «Теоретические основы и технология подготовки металлургического сырья к доменной плавке». - Днепропетровск: ДметИ. - 1980.- С. 89-92.
2. Сигов А.А. Анализ температурных кривых при агломерации // Известия ВУЗов. Черная металлургия.- 1959.- №1.-С. 13-22.
3. Хайдуков В.П. Изменение структуры зоны сушки и газопроницаемости слоя агломерационной шихты в процессе спекания // Обогащение руд черных металлов. -М.: Металлургия. – 1972.- №1.- С. 103-110.
4. Колесанов Ф.Ф. Использование подготовленной замасленной окалины прокатных цехов в агломерационной шихте/ Ф.Ф. Колесанов, В.М. Кравцов, Л.А. Горский // Бюлл. ин-та "Черметинформация". Черная металлургия. – 1975. - № 4.- С. 37-38.
5. Вегман Е.Ф. Краткий справочник доменщика. - М.: Металлургия.- 1981. - 240 с.

ИЗМЕНЕНИЕ ГАЗОНАСЫЩЕННОСТИ ВЫСОКОПРОЧНОЙ КАНАТНОЙ  
СТАЛИ ПРИ ВНЕПЕЧНОЙ ОБРАБОТКЕ  
CHANGING OF GAS SATURATION IN HIGH-STRENGTH ROPE-STEEL  
DURING LADLE TREATMENT

*Пройдак Ю.С., профессор, Стогний Ю.Д., аспирант,  
Камкина Л.В., профессор, Грищенко Ю.Н., ст. научный сотрудник,  
Валид Абдалла, аспирант, НМетАУ, Днепрпетровск*

*Projdak Y.S, professor, Stogniy Y.D., postgraduate student,  
Kamkina L.V., professor, Gryshchenko Y.N, senior scientific officer,  
Valid Abdalla, postgraduate student, NMetAU, Dnepropetrovsk*

Выплавку высокопрочной канатной стали типа С82D осуществляли в современной 100 т ЭДП с вдуванием кислорода и углерод содержащих компонентов. Для минимизации содержания азота в металле использовали кислород и исходные материалы с низким содержанием азота, плавку вели на вспененном шлаке. Для контроля газонасыщенности стали в процессе производства производили отбор проб по всем стадиям технологического цикла.

Установлено, что на выпуске из ЭДП содержание азота в металле колеблется в пределах 0,0035-0,009 (среднее - 0,006%), что свидетельствует от эффективности применяемых мер от насыщения металла азотом. Окисленность стали на выпуске высока и находится в диапазоне 572 - 2092 ppm (средняя - 1280 ppm), что обусловлено вдуванием в печь для интенсификации плавки значительных количеств кислорода.

Экспериментально определено содержания газов в стали при использовании трех схем организации внепечной обработки ДСП-УКП, ДСП-VD-УКП; ДСП-УКП-VD. В период опытной кампании при схеме внепечной обработки ДСП-УКП-VD содержание активного кислорода на УКП составляло 23 ppm, а после вакуумирования - 17 ppm. Общее содержание кислорода в готовой катанке составило 27 ppm, а содержание водорода в металле на разливке по различным схемам внепечной обработки колебалось в пределах 9-17 ppm. Показано, что содержание азота в готовом сорте, произведенном без вакуумирования несколько выше, чем в остальных случаях, однако, повышение содержания происходит на МНЛЗ и не связано со схемой внепечной обработки. Следует учитывать и то, что для металлопродукции малых сечений, проблема водорода не стоит остро, поскольку атомы водорода обладают высокой подвижностью и быстро покидают металл небольших сечений при выдержке при повышенной температуре и, даже, при обычном вылеживании.

Выполненные исследования показывают, что в отсутствие особых требований по содержанию газов, может быть рекомендовано исключение вакуумной обработки из технологического цикла производства высокоуглеродистой катанки, что обеспечивает существенное снижение ее себестоимости.



# АНАЛИЗ ТЕХНОЛОГИИ ВНЕПЕЧНОЙ ОБРАБОТКИ ДЛЯ ПОЛУЧЕНИЯ НИЗКОУГЛЕРОДИСТОЙ СТАЛИ С НИЗКИМ СОДЕРЖАНИЕМ НЕМЕТАЛЛИЧЕСКИХ ВКЛЮЧЕНИЙ

## ANALYSIS OF TECHNOLOGY OF LADLE TREATMENT FOR RECEIVING LOW-CARBON STEEL WITH LOW CONTENT OF NON-METALLIC INCLUSIONS

*Стогний Ю.Д., аспирант, Камкина Л.В., профессор,  
НМетАУ, Днепропетровск*

*Stogniy Y.D., postgraduate student, Kamkina L.V., professor,  
NMetAU, Dnepropetrovsk*

Наличие неметаллических включений в стали приводит к снижению ее механических и технологических свойств (понижению пластичности, относительного сужения, ударной вязкости, усталостной прочности, коррозионной стойкости и износостойкости). Для низкоуглеродистой стали, которая в последствии подвергается глубокой вытяжке проблема неметаллических включений особенно выражена, т.к. они являются очагами концентраций напряжений, что приводит к росту обрывности проволоки при волочении. Следовательно, технология производства стали должна обеспечивать такой состав неметаллической фазы, который позволит ей деформироваться одновременно с деформированием стали и предотвратит разрушения во время холодной и горячей деформации.

Проведенный анализ литературных источников и статистический анализ плавок позволил выявить факторы влияющие на загрязненность стали неметаллическими включениями:

- температурный режим ковшевой обработки;
- интенсивность и длительность продувки металла аргоном;
- режим ввода и состав присадок.

Значительное влияние на формирование неметаллической фазы в стали оказывает химический состав и состояние покровного шлака (высокие концентрации CaO и низкие FeO способствуют торможению процессов вторичного окисления). В последнее время большое внимание уделяется влиянию соотношения (CaO)/(Al<sub>2</sub>O<sub>3</sub>) в шлаке на состав неметаллической фазы. Также существенное влияние оказывает жидкоподвижность и гомогенность шлаковой фазы. Высокой ассимиляции неметаллических включений способствует высокая жидкоподвижность шлака с пониженной вязкостью.

Проанализировано влияние легирования и модифицирования стали на её структуру и механические и пластические свойства. Выявлено, что росту термоциклической прочности способствует микролегирование Ti, Nb и V, что обусловлено измельчением ферритного зерна. Термодинамическая оценка

показала, что в сравнении с титаном у ванадия большая склонность к карбидообразованию, т.е. способствует росту цементита в стали, что приводит к росту прочности и снижению пластичности стали. Исследование влияния присадок хрома на свойства низкоуглеродистой стали показали незначительное снижение прочности и умеренный рост пластичности.

В последнее время широкого распространения получило модифицирование стали резкоземельными и щелочноземельными металлами, что обусловлено их способствием росту дисперсности дендритной структуры стали, что приводит к снижению ликваций. Также присадки р.з.м и щ.з.м. способствуют глобуляризации неметаллических включений, что обеспечивает улучшение эксплуатационных свойств готовой продукции.

Наибольший вред на качество низкоуглеродистой стали оказывают глиноземистые включения, что обусловлено их строчечной формой. Для определения возможности исключения предварительного раскисления стали алюминием, что позволит снизить содержание в стали глиноземных включений и при этом обеспечит требуемые концентрации углерода (менее 0,01%) была проведена термодинамическая оценка возможности протекания реакции раскисления металла углеродом. Проведенные расчеты позволили выявить параметры, при которых возможно протекание реакции вакуум-углеродного раскисления, а именно при температурах выше 1600°C и давлении ниже 100 мбар.

Проведенный анализ опытных плавов СЗАО ММЗ показал, что путем вакуумного обезуглероживания металла возможно получение требуемого низкого содержания углерода (менее 0,01%) как при вакуумировании металла с предварительным раскислением алюминием, так и без ввода последнего.

Результаты исследований могут быть использованы при разработке оптимальной технологии производства низкоуглеродистой стали с заданными свойствами и низким содержанием неметаллических включений.

#### Список литературы

1. Современные проблемы металлургии и материаловедения стали / Е.Х. Шахпазов, А. И. Зайцев, И. Г. Родионова // Металлург. – 2009. - №4. – С. 25-31.
2. Влияние технологии внепечной обработки на загрязненность стали неметаллическими включениями / А.В. Зиборов, В.В. Зырянов, М.С. Кузнецов, С.А. Кулагин, А.В. Куклев, А.М. Лонгинов, В.В. Соснин // Металлург. – 2008. - №3. – С. 39 - 40.
3. Особенности состава и структуры экзогенных включений в стали и причины их образования / Л.А. Моисеева, Б.П. Моисеев // Сталь. – 2007. - №7. – С. 22 - 28.
4. Производство стали с заданными характеристиками неметаллических включений / А.А. Асламенко, Д.А. Пономаренко // Электрометаллургия.- 2009. - №2. – С. 15 - 22.

**ЗАСТОСУВАННЯ СУЧАСНИХ МЕТОДІВ ГРАНУЛЯЦІЇ У  
ВИРОБНИЦТВІ ВИБУХОВИХ СУМІШЕЙ**

**APPLICATION OF MODERN METHODS OF GRANULATION IN  
MANUFACTURE OF EXPLOSIVE MIXES**

*Скега О.В., студент, Павленко О.В., ст. викладач,  
Проценко О.М., ст. викладач, Шосткинський інститут СумДУ, Шостка*

*Skega O.V., student, Pavlenko O.V, lecture, Protsenko O.M., lecturer,  
Shostka Institute of SumSU, Shostka*

У виробництві промислових вибухових речовин і змішаних ракетних палив для підвищення енергетики горіння використовується активованій алюміній. При цьому до нього пред'являються певні вимоги, пов'язані з особливістю пакування й застосування. Зокрема, для алюмінієвих гранул необхідна велика активність поверхні й сферична форма часток. Розміри гранул можуть коливатися в межах від 10 до 80 мкм. Зазначені особливості створюють певні труднощі у виробництві гранульованого алюмінію й вимагають застосування спеціальних технологій.

На теперішній момент існує кілька основних методів виробництва гранул металів, характеристики яких могли б відповідати зазначеним вимогам. Одним з методів є метод відцентрового розпилення, що відомий досить давно, однак лише недавно став застосовуватися й для виробництва металевих порошків і гранул. Він полягає в тому, що рідкий метал розливають на обертовий диск або чашу. Під дією відцентрової сили розплав розтікається у вигляді тонкої плівки, а на кромці диску розділяється на цівки, які далі розпадаються на краплі. Розмір крапель залежить від частоти обертання, радіуса диску й поверхневого натягу металу.

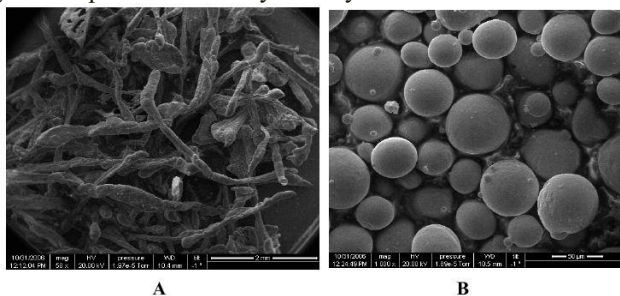


Рисунок 1 - Форми часток гранул алюмінію, отримані відцентровим розпиленням: А – у середовищі повітря, В – в азоті

До альтернативних методів одержання гранульованого алюмінію належить розпилення розплаву. Існують методи розпилення водою й газом. Найпоширеніше розпилення газовим потоком. За такою схемою розпилення на вільно стікаючий струмінь металевого розплаву спрямовано під кутом до

його осі кільцевий газовий потік, створюваний соплами, що як би охоплюють струмінь металу. У місці сходження всіх струменів газового потоку, названому «фокусом розпилення», відбувається руйнування струменя розплаву в результаті відриву від нього окремих крапель.

За умов розпилення інертним газом форма часток одержуваного порошку завжди сферична, іноді із прилиплими частками - «супутниками». Сферична форма забезпечує більш високу щільність пакування.

Виробництво порошоків і гранул алюмінію сполучено з безпекою вибуху дрібних фракцій порошку, які завжди присутні при газовому розпиленні. Для безпеки процесу потрібне розпилення алюмінію в середовищі азоту, що містить кисень не більше 10%. Для створення таких газових середовищ застосовують дорогі розділові системи, які за вартістю іноді перевершують вартість розпилюючого встаткування. У відцентровому розпиленні небезпечні пилові фракції практично не утворюються. А при грануляції в азоті витрати цього газу дуже малі, тому й вартість газового пристрою невелика, а процес виробництва більш безпечний.

Розмір гранул металу є основною характеристикою кінцевого продукту. За результатами досліджень розподілу часток за розміром розпилення газом і водою дають широкий розкид часток за фракційним складом, відцентрове розпилення дозволяє одержувати більш вузький розкид за фракціями для дрібних порошоків. Цей метод дозволяє виробляти частки з високою однорідністю за розмірами, для легкоплавких металів можна одержувати дрібні порошки (менш 40 мкм) за частот обертання (більш 40 тис. об/хв).

Таким чином, проаналізувавши вище наведені дані можна зробити висновок про те, що застосування існуючих методів гранулювання легкоплавких металів, а зокрема алюмінію, доцільно у виробництві вибухових сумішей і змішаних ракетних палив. З розглянутих методів найбільш прийнятним для умов виробництва й технологічного процесу є відцентрове розпилення в азоті, даний метод менш вибухонебезпечний і дозволяє одержувати гранули алюмінію сферичної форми необхідного ступеня дисперсності.

#### Список літератури

1. Федорченко, И.М. Порошковая металлургия / И.М. Федорченко, И.Н. Францевич, И.Д. Радомысельский. – К.: Наукова думка, 1985. – 624с.
2. German, R.M. Powder Metallurgy Science / R.M. German - Princeton: MPIF, 1989. – 279р.
3. Гопиенко, В.Г. Новые технологические процессы получения порошковой продукции из алюминия и его сплавов / В.Г. Гопиенко, В.П. Черепанов, Е.А. Савченко // Цветные металлы. – 1991. - №2. – С.10-15.
4. Терновой, Ю.Ф. Инженерные расчёты технологических процессов распыления расплавленных металлов / Ю.Ф. Терновой, С.С. Кудиевский, Н.Н. Пашетнева. – Запорожье: Изд-во ЗГИН, 2005. – 149с.

# КОЛОРУВАННЯ ТА НАДАННЯ АНТИМІКОТИЧНИХ ВЛАСТИВОСТЕЙ ПОЛІАМІДНИМ ВОЛОКНАМ

## COLOURING AND GIVING OF ANTIMYCOTIC PROPERTIES TO POLYAMIDE FIBRES

*Кругленко Н. В., асистент, Сумська О. П., доцент, ХНТУ, Херсон*

*Kruglenko N.V., assistant, Sumskaya O.P., associate professor, KNTU, Kherson*

Одним з головних напрямів захисту людини та профілактики шкіряних захворювань є використання текстильних матеріалів з антимікотичною обробкою.

З огляду на економічні та екологічні фактори була поставлена задача розроблення способу одночасного забарвлення та антимікотичної обробки текстильних виробів із синтетичних волокон. У якості протигрибкової сполуки використано похідне акридину – 2-етоксі-6,9-діаміноакридинію-3-нітроантранілат (102-СГ). Препарат має виражені антибактеріальні та протигрибкові властивості. Характерною особливістю вказаної речовини є наявність хромофорної системи, тому доцільно використовувати її у якості барвника для синтетичної складової текстильного матеріалу – поліаміду. Для колорування трикотажних виробів з поліамідних волокон запропоновано склад, що містить: речовину 102-СГ – 2% від маси оброблюваного матеріалу, ПАР – 0,5 г/л, при модулі ванни 40. У результаті фарбування поліаміду отримали забарвлення, колористичні показники якого відповідають жовтому кольору, порівняльну характеристику проводили із трикотажем забарвленим дисперсним жовтим за стандартною технологією. Для забезпечення модної гама кольорів, фарбувати поліамідні волокна доцільно сумішню барвників. Для одержання стабільних результатів у суміші підбирають барвники основних кольорів (тріаду): жовтий, червоний і синій. Встановлено, що у тріаді можливо використовувати препарат 102-СГ у концентраціях нижчих за концентрацію барвника дисперсного жовтого. Фунгіцидна активність текстильних матеріалів перевірялась на рідкому та щільному середовищі Сабуро (методом дифузії в агар). Діаметр зони затримки росту грибів, на зразку обробленому сполукою 102-СГ склав більше 2 мм, що відповідає найвищому балу «5», крім того на рідкому середовищі Сабуро зафіксовано відсутність росту грибової мікрофлори. Контрольний зразок мав інші, значно гірші показники, а саме на щільному середовищі Сабуро – «1» балл, а на рідкому – спостерігався значний ріст патогенної мікрофлори.

Таким чином, пропонується спосіб надання антимікотичних властивостей трикотажним виробам у процесі фарбування, здійснюється одностадійно, шляхом використання 2-етоксі-6,9-діаміноакридинію-3-нітроантранілату. Зазначена сполука рівномірно зафарбовує поліамід у жовтий колір та надає обробленим волокнистим носіям високу фунгіцидну активність по відношенню до патогенних грибів роду *Candida albicans* ССМ 885.

# КАРБІДНІ ПОКРИТТЯ НА СТАЛЯХ ТА ТВЕРДИХ СПЛАВАХ

## KARBIDNI OF COVERAGE ON STEELS AND CARBOLOIES

*Дегула А.І., асистент, Кравченко А.С., студент, СумДУ, Суми*

*Degula A.I., assistant, Kravchenko A.S., student, SumSU, Sumy*

Останнім часом знайшли широке застосування тугоплавкі сполуки, які в якості захисних покриттів підвищують роботоздатність деталей машин, інструменту, оснастки в умовах тертя ковзання, кавітації, дії високих температур та агресивних середовищ. Сюди можна віднести одно - та багат шарові покриття на основі карбідів, нітридів, боридів перехідних металів IV-VI груп періодичної системи отримані методами хіміко-термічної обробки. В промисловості існує велика кількість методів по нанесенню на вироби різноманітних покриттів. Кожен з них, маючи певні особливості, забезпечує отримання покриттів, які відрізняються за складом, структурою, щільністю, адгезією з основою і різними фізичними властивостями. Слід зазначити, що дифузійні покриття, на відміну від покриттів отриманих іншими методами, характеризуються високим комплексом властивостей, стабільністю результатів, високою адгезією з основою за рахунок значного проникнення насичуючих елементів в основу, а елементів основи в покриття.

З метою отримання даних, що до широкого комплексу властивостей матеріалів з нанесеними покриттями в якості об'єктів дослідження були обрані тверді сплави ВК8 і Т15К6 та вуглецеві сталі. Основними вимогами до твердих сплавів, які використовуються для ріжучого інструменту, являються висока міцність та твердість. Вуглецеві сталі, після відповідної термічної обробки, використовують для різноманітних деталей в усіх галузях машинобудування.

В якості зразків для нанесення покриттів були використані стандартні твердосплавні ріжучі пластини для механічної обробки і сталеві паралелепіпеди (15x10x5мм). Безпосередньо перед нанесенням покриттів зразки обезжирювали в одному з органічних розчинників: чотирихлористому вуглеці чи етиловому спирті.

В якості вихідних реагентів, застосовували порошки технічно чистого титану, хрому, ванадію та активатор чотирихлористий вуглець. Для підвищення вуглецевальної здатності насичуючого середовища в реакційний простір додатково вводили деревне вугілля.

Відомо, що фазовий склад і основні характеристики карбідних покриттів (товщина, мікротвердість, мікрокрихкість та ін.) визначаються температурно-часовими умовами ведення процесу насичення і кількістю вихідних реагентів. Тому при розробці нових методів насичення необхідно було встановити оптимальні технологічні параметри процесу.

Максимальна товщина покриттів на основі карбідів титану і ванадію на поверхні вуглецевих сталей досягається при вмісті вуглевісної домішки

0,015-0,02 кг/м<sup>2</sup>, для покриттів на основі карбиду хрому 0,02-0,03 кг/м<sup>2</sup>. При меншому вмісті карбюризатору у складі вихідних реагентів в покриттях спостерігається утворення інтерметалідів, що зумовлено недостатньою кількістю вуглецю для формування карбідного покриття на кінцевому етапі процесу.

Критерієм при підборі витрат чотирьохлористого вуглецю слугувала товщина покриття і стан його поверхні. При нанесенні покриття на основі карбиду титану TiC оптимальна кількість CCl<sub>4</sub> складала 0,54-0,64 л/м<sup>3</sup>. Для покриттів на основі карбиду ванадію VC цей показник більший і становить 0,64-0,7 л/м<sup>3</sup>, а для хромових покриттів 0,7-0,9 л/м<sup>3</sup>.

Карбідні шари, після травлення 3% розчином азотної кислоти в етиловому спирті, виявляються і у вигляді світлої полоси з чіткою границею розділу карбід-основа.

Рентгеноструктурним аналізом встановлено що на сталях та твердих сплавах утворюються покриття на основі карбиду хрому Cr<sub>23</sub>C<sub>6</sub> після хромування, карбиду титану TiC після титанування і карбиду ванадію VC після ванадіювання.

Результати дослідження фазового складу отриманих покриттів показали, що матеріал основи впливає на формування як фазового складу так і параметри кристалічних ґраток отриманих фаз, зі збільшенням вмісту вуглецю в сталі періоди кристалічних ґраток карбідів TiC, VC зростає.

Результати проведених досліджень можуть слугувати основою для розробки нових процесів дифузійної металізації, покращення фізико-механічних і експлуатаційних властивостей захисних покриттів, ефективно керувати структурою і властивостями поверхневих шарів на всіх технологічних етапах їх утворення. Дослідження цих процесів і встановлення таких закономірностей дозволить прогнозувати властивості покриттів і оптимізувати технологічні режими обробки.

#### Список літератури

1. Диффузионные карбидные покрытия / В.Ф. Лоскутов, В.Г. Хижняк, Ю.А. Куницкий, М.В. Киндрачук. – К.: Техника, 1991.
2. Химико-термическая обработка металлов и сплавов / Справочник под ред. Г.В.Борисенко. – М.:Металлургия, 1981.
3. Лоскутов В.Ф. Карбидные покрытия на сталях / В.Ф. Лоскутов // Вести КПИ. сер. Машиностроение. - 1984. - Вып.21. - С.44-48.
4. Сігова В.І. Термодинамічні умови отримання комплексних покриттів / В.І. Сігова, В.Г. Хижняк, А.І. Дегула // Вісник Сумського державного університету. №2. – Суми 2007. – с.63-67

# КОМПЛЕКСНЕ ХРОМОТИТАНУВАННЯ В ОДНОМУ ТЕХНОЛОГІЧНОМУ ЦИКЛІ

## COMPLEX CHROMOTITANING IN ONE TECHNOLOGICAL CYCLE

*Дегула А.І., асистент, Ушкалова О.В., студент, СумДУ, Суми*

*Degula A.I., assistant, Ushkalova O.V., student, SumSU, Sumy*

В теперішній час все більше уваги приділяється вирішенню проблем підвищення працездатності машин і інструментів, що в свою чергу дозволяє економити матеріали і трудові ресурси. Ці питання примушують шукати нові напрями розробки технологій поверхневого зміцнення і удосконалювати ті, що вже існують.

До властивостей сучасних деталей машин, інструментів, оснастки висувають наступні вимоги: високу мікротвердість, хімічну стабільність при високих температурах, достатню зносостійкість. Маловірогідно, що однорідні по перерізу матеріали будуть відповідати висунутим вимогам. Реалізація наведених властивостей може бути досягнута лише композицією покриття-основа. До найбільш перспективних матеріалів захисних покриттів відносять карбіди та нітриди перехідних металів IV-VI груп періодичної системи. Крім необхідної зносостійкості ці матеріали повинні забезпечувати стабільність існування композиції покриття – сталь, або покриття-твердий сплав, опір механічним та термічним навантаженням, достатню адгезію покриття з основою. Дуже важливою є задача оптимізації як структури, властивостей захисних покриттів, так і умов їх експлуатації.

Серед безлічі типів дифузійних захисних покриттів, які надають матеріалу високу твердість, міцність, зносостійкість і жаростійкість, перспективними є покриття на основі карбіду титана TiC. Але в процесі експлуатації, унаслідок слабкої адгезії, можливе відшаровування карбідного шару від основи.

Для вирішення цієї проблеми був запропонований метод послідовного насичення поверхні металу хромом і титаном в одному технологічному циклі, який дозволяє значно підвищити адгезію дифузійного шару. Суть методу полягає в послідовному введенні в реакційний простір порошку хрому, а потім порошку титану без розгерметизації реакційної камери.

Після проведення експерименту, рентгеноструктурним аналізом встановлено, що на сталях і твердих сплавах утворюються багатшарові покриття на основі карбідів Cr<sub>23</sub>C<sub>6</sub> і TiC. Карбід титану, товщиною 3-8 мкм розташований на зовнішній стороні карбідної зони. Після хромування утворюється покриття, що складається з карбідів Cr<sub>7</sub>C<sub>3</sub> і Cr<sub>23</sub>C<sub>6</sub>.



При комплексному насиченні, карбід титану утворюється як за рахунок вуглецю основи, так і вуглецю покриття. Карбід  $\text{Cr}_7\text{C}_3$  дисоціює з утворенням  $\text{Cr}_{23}\text{C}_6$  і вуглецю С, який дифундує поверхні і взаємодіє з титаном.

Мікрорентгеноспектральний аналіз показав, що титан практично не дифундує крізь шар карбиду хрому, а присутність хрому в зоні карбиду титану не перевищувала 2%(мас.).

Методом дюрOMETричного аналізу було встановлено, що мікротвердість шару карбиду хрому  $\text{Cr}_{23}\text{C}_6$  і карбиду титану  $\text{TiC}$  при комплексному покритті складають відповідно 16,0-16,5 ГПа і 32,5-34 ГПа.

Таблиця 1 – Фазовий склад і властивості покриттів на твердих сплавах ВК8 і Т15К6

Вид обробки	Марка сплаву	Фазовий склад	Період кристалічної ґратки, нм	Товщина, мкм	Мікро твердість, ГПа
Титанування	ВК8	TiC	0,4323	6,0	35,5
	Т15К6	TiC	0,4326	5,5	35,0
Хромо титанування	ВК8	TiC	0,4288	3,0	33,0
		$\text{Cr}_{23}\text{C}_6$	1,0668	4,5	16,0
	Т15К6	TiC	0,4315	3,0	32,5
		$\text{Cr}_{23}\text{C}_6$	1,0665	4,0	16,5

\*- температура процесу 1050°C, тривалість насичення 2 години при титануванні і 3 години при хромотитануванні

Слід сказати, що зменшення мікротвердості карбиду титану порівняно з мікротвердістю при однокомпонентному насиченні обумовлене недостатньою кількістю вуглецю для його утворення.

Це підтверджується меншим періодом кристалічної ґратки карбиду, період якої при однокомпонентному насиченні складає 4.3394 нм а при комплексному 4.3100 нм.

Вміст заліза в шарі істотно менший, ніж при однокомпонентному насиченні і складає не більше 0.5%.

Проведені експерименти мають позитивні результати і сприяють розробці оптимальних параметрів проведення технологічного процесу. Отримані покриття характеризуються високими механічними показниками і забезпечують роботоздатність деталей протягом тривалого часу.

**ПІДВИЩЕННЯ ОПОРУ УДАРНО-ЦИКЛІЧНИМ НАВАНТАЖЕННЯМ  
ТИТАНОВИХ СПЛАВІВ ПЛАСТИН КІЛЬЦЕВИХ КЛАПАНІВ**

**RESISTANCE INCREASE TO IMPACT AND CYCLIC LOAD OF TITANIUM  
ALLOYS OF RING VALVE PLATES**

*Зоренко Н.О., студент, Пчелінцев В.О., доцент, СумДУ, Суми*

*Zorenko N.O., student, Pchelincev V.O., associate professor, SumSU, Sumy*

Кільцевий клапан застосовується в компресорах високого тиску, його функцією є повне управління розподілом газу при роботі компресора. Конструктивно клапан складається з одно- або багатопрохідного сідла, обмежувача підйому і пластин (замикаючий і замочний орган) у вигляді концентричних кілець, витих пружин стиснення (рис. 1).

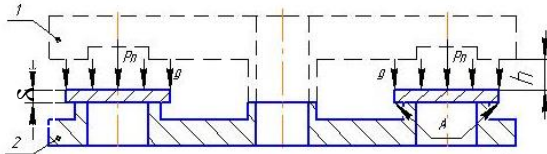


Рисунок 1 – Схема роботи кільцевого клапана: А- зона інтенсивного зносу;  $P_n$ - зусилля пружини;  $q$  – тиск газу;  $\delta$  – товщина пластини;  $h$  - висота підйому при відкритті клапана; 1 - обмежувач; 2 – сідло.

З метою обґрунтування вибору титанового сплаву, перспективного для виготовлення пластин клапанів компресорів високого тиску, проведені порівняльні випробування на опір ударно-циклічним навантаженням титанових сплавів ВТ6-С і ВТ-14 (табл. 1). Приведені титанові сплави належать до класу  $\alpha+\beta$ -сплавів і мають дрібнодисперсну структуру.

Таблиця 1 – Опір ударно-циклічеським навантаженням титанових сплавів ВТ6С і ВТ14 після різного виду шліфування

Вид обробки поверхні	Вел. навант., $\sigma_{max}$ , МПа	
	ВТ-6С	ВТ-14
Стан постачання без шліфування	360	420
Термообробка* без шліфування	430	450
Термообробка, шліфування довкруги з білого електрокорунда	330	280
Термооброблені, шліфування діамантовими сегментами: $V_{пр}=24$ /мин; $V = 25$ м/с; $t=0,010$ мм.	500	530

\*ВТ6С – гартування при  $850^{\circ}\text{C}$  у воду, відпуск при  $500^{\circ}\text{C}$  -. 2год.; ВТ14 – гартування при  $870^{\circ}\text{C}$  у воду, старіння при  $500^{\circ}\text{C}$  - 12 год.

## АНАЛІЗ АНІЗОТРОПІЇ ВЛАСТИВОСТЕЙ СТРІЧКИ ДЛЯ ВИГОТОВЛЕННЯ МЕМБРАН

### THE ANALYSIS OF ANISOTROPY OF PROPERTIES FOR THE TAPE FOR MANUFACTURING MEMBRANES

*Шумко О.П., студент, Пчелінцев В.О., доцент, СумДУ, Суми*

*Shumko O.P., student, Pchelincev V.O., associate professor, SumSU, Sumy*

Для виготовлення мембран мембранних компресорів застосовується нержавіюча мартенситостаріюча сталь перехідного класу 09X15H8Ю. В умовах експлуатації мембрана витримує значні деформації, особливо в зонах концентрації напруги, та дія високих температур 150 – 200°C може привести до самостійного деформаційного старіння, котре зазвичай супроводжується окрихчуванням сталі. Для дослідження схильності сталі до деформаційного старіння, доцільно використовувати механічні властивості  $\sigma_T$  та  $\delta\%$ .

Більшість процесів деформації мають тенденцію до породження анізотропії, що являється наслідком кристалографічної природи деформації, що створюється за допомогою здвигу та двійникування [1]. Так як мембрани виготовляються із матеріалу, що піддається циклу холодної пластичної деформації, в процесі якої формується структура і анізотропія властивостей, то представляє практичний інтерес оцінити відмінність фізико-механічних властивостей в різних зонах по ширині прокату. У роботі проведений аналіз зміни властивостей сталі 09X15H8Ю (П8) вдовж та поперек прокату, згідно встановленої практики контролю механічних властивостей.

Однак, властивості можуть не співпадати ані із повздовжнім, ані з поперечним направленням. Тому були проведені також випробування зразків, вирізаних під кутом 45° до напрямку прокату.

Значення індукції насичення розраховані по формулі:

$$B_{\max} = KV_B/S_0 ,$$

де  $K=9240$ ,

$S_0$  – переріз зразка; мм<sup>2</sup>;

$V_B$  – напруга, необхідна для насичення.

При побудові графіків зміни властивостей по ширині прокату (рис. 1, 2) були використані результати випробувань на машині ZD 10/90. Із приведених графіків видно, що центральна і гранична зони мають підвищене значення межі текучості (рис.1), а на відстані 40 – 60 мм від краю стрічки знаходиться зона із пониженням значенням межі міцності. Різниця між  $\max$  та  $\min$  значенням складає 10 – 11 кгс/мм<sup>2</sup>. Характер зміни магнітної індукції насичення подібний зміні межі текучості. Максимальні значення порядку 2200 – 2400 гаус у центральній і граничній зонах свідчать про великий вміст

магнітної фази, тобто мартенситу, у порівнянні із зоною, де значення індукції насичення дорівнює 1400гаус.

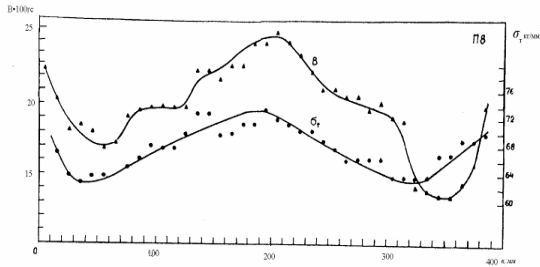


Рисунок 1 – Зміна межі текучості ( $\sigma_T$ ) та індукції насичення ( $B$ ) для зразків сталі 09X15N8Ю, що вирізані вповдовж прокату

Криві зміни властивостей (рис.2) для зразків, вирізаних впоперек напрямлення прокату, відображають зміни в центральній зоні, так як мінімальний розмір зразка для аналізу магнітної індукції насичення дорівнює 100мм.

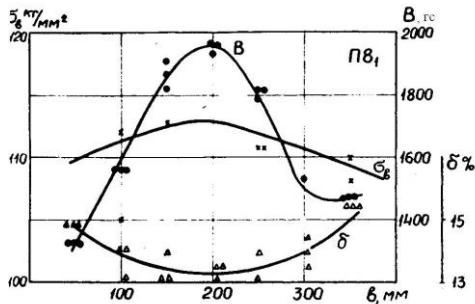


Рисунок 2 – Зміна межі міцності ( $\sigma_B$ ) відносного подовження ( $\delta$ ) і індукції насичення ( $B$ ) для зразків, що вирізані поперек напрямку прокату

Для сталі П8 в кожній із зон різниця в значеннях межі текучості складає 8 – 10кгс/мм<sup>2</sup>; межа міцності та відносне подовження менш чутливі до анізотропії. Спостерігається деяке збільшення межі міцності у сталі П8 для зразків вирізаних під кутом 45° до напрямку прокату.

Таким чином, отримані результати дозволяють заключити, що максимальна різниця в значеннях межі текучості для сталі 09X15N8Ю (ширина 400мм) може складати 20кгс/мм<sup>2</sup>. Зони та напрямлення із меншими значеннями властивостей міцності можуть являтися переважними джерелами зародження та розвитку руйнування.

#### Список літератури

1. Микляев П.Г., Фридман Я.Б. Анизотропия механических свойств материалов. – М.: Металлургия, 1969. – 269 с.

# МІКРОСКОПІЧНІ ТА МАКРОСКОПІЧНІ ДЕФЕКТИ У КРИСТАЛАХ

## THE MICROSCOPIC AND MACROSCOPIC DEFECTS IN CRYSTALS

*Ніколаєнко О.О., студент, Говорун Т.П., асистент, СумДУ, Суми*

*Nikolaenko A.A., student, Hovorun T.P., assistant, SumSU, Sumy*

Дефекти у кристалах підрозділяються на мікродефекти (порушення періодичності в розташуванні атомів, іонів та молекул у кристалічній структурі) і макродефекти (тріщини, пори та інше).

Міроскопічні дефекти є спотвореннями решіток, що охоплюють значні її зони, а тому спостерігаються в оптичні прилади:

- а) мікропори і мікротріщини;
- б) мозаїчність структури кристала;
- в) міжкристалітні граничні прошарки.

Одним із найважливіших джерел утворення субмікроскопічних і мікроскопічних тріщин (порожнин) є вакансії, які легко переміщуються. Вакансії групуються усередині кристала, головним чином біля дислокацій або інших порушень решітки, що створюють концентрацію напруг: за відомих умов вакансії скупчуються і мимовільно утворюють знехтуваних розмірів порожнини або пори; наприклад, групування вакансій в одному шарі може породити так звану «сидячу» (тобто малорухливу) дислокацію, яка сама по собі вже становить стійкий зародок мікропори.

Виникнення дефектів так званої мозаїчної структури не випадкове, бо є закономірністю розвитку кристалів. Встановлено, що і весь об'єм кристала теж не має ідеально однорідної будови, як це вважалося раніше. З'ясувалося, що кристал ніби складений із численних блоків, осі яких не строго паралельні, а утворюють дуже малі кути – порядку  $1^\circ$ . Оскільки решітки сусідніх блоків не збігаються за орієнтацією, то стулення їх зв'язане з порушенням правильності решіток.

Особливості граничних шарів найцікавіші там, де вони найбільш розвинені, - саме між кристалітами. У міжкристалітних приміжових шарах відхилення від нормальної структури значно сильніше; тут певною мірою в наявності деякі з тих особливостей, які визначають різку своєрідність зовнішніх шарів металевого стрижня як монокристала, так і полікристала. Межі між кристалітами характеризуються тим, що тут дифузія упродовжених атомів йде значно легше, ніж в товщі кристала: для переміщення атома в нове положення потрібно набагато менша енергія і коефіцієнт дифузії в приміжових шарах у багато разів вищий, ніж у самих кристалічних ґратках монокристала. Завдяки цьому атоми домішок особливо інтенсивно накопичуються на межах зерен, утворюючи міжкристалітний прошарок.

До макроскопічних дефектів належать:

- а) дефекти, що виникають при відливанні металу: пористість (дірчастість) структури, сторонні включення;

б) дефекти в результаті плющення: тріщинуватість і розшарування різного роду, текстура металу, як порушення ізотропії;

в) дефекти термічної обробки (гартування).

Пористість (дірчастість) структури отримується у литому металі як результат процесу його охолодження і кристалізації. Виникнення мікротріщинуватості необов'язкове і залежить від умов. У чистих металах цей дефект не спостерігається; але в техніці вони практично не застосовуються. Замість дрібних раковин у них може створитися, як правило, велика усадкова порожнина в центральній частині відливання.

У прокатному металі з'являються дефекти як в результаті вад відливання болванки, так і під час самого процесу плющення. Температура в кінцевій стадії плющення, а також швидкість охолодження після плющення дуже позначаються на механічних властивостях металу, тому що від температурного фактора залежить величина наклепу при пластичній деформації. Якщо при закінченні плющення температура виявиться нижче нормальної, то необхідна для отримання заданого профілю пластична деформація може бути одержана за рахунок підвищення напруг у прокатуваній смузі: матеріал стає більш наклепаним, тобто характеризується підвищенням межі міцності й текучості й пониженням деформативності.

Волосовинами називаються дрібні тріщини волосної товщини завдовжки, як правило, 20-30 мм, але іноді і 100-150 мм. Причина виникнення волосин – газові бульбашки, усадкові мікрораковини, дрібні включення (зерна шлаку). В процесі плющення метал у гарячому стані багато разів обгискається, витягується; внаслідок цього дефекти набирають зазначеної вище форми. Волосовини дуже знижують механічні властивості металу – настільки, що роблять його непридатним для застосування.

Перепал сталі – це особливий вид дефекту сталі, що виникає в процесі плющення. Якщо під час операцій нагрівання, пов'язаних з плющенням, допущена дуже висока температура (наприклад, більше 1200°C при вмісті вуглецю 1%), то на межах зерен починається окислення і часткове оплавлення. Перепалений при плющенні метал має тріщини, дрантя, іноді навіть розпадається на шматки. Перепалений метал є безумовним браком.

Сторонні включення належать до випадкових дефектів, як правило, макроскопічного характеру, що виникають при розливанні рідкого металу. Найчастіше як такі включення трапляються уламки футерівки печей, яка неминуче поступово руйнується, шматочки шлаку, іноді зола, що відноситься гарячими газами з топкового простору, дрібні частинки силікатів. Встановлено, що розподілені в металі неметалічні включення різко знижують деякі показники міцності, наприклад у 2-3 рази знижуються циклічна міцність на вигин, контактна втомна міцність.

Як висновок можна сказати, що дослідження та вивчення дефектів металургійного походження має велике практичне значення, тому що саме вони найчастіше є джерелом статичного або динамічного руйнування конструкцій.

## ДЕФЕКТИ ПРИ КРИСТАЛІЗАЦІЇ МЕТАЛІВ

### DEFECTS IN THE CRYSTALLIZATION OF METALS

*Мисливченко О.М., студент, Говорун Т.П., асистент, СумДУ, Суми*

*Myslyvchenko O.M., student, Hovorun T.P., assistant, SumSU, Sumy*

Дефектами при кристалізації металів є порушення кристалічної структури, що погіршують їх фізико-механічні властивості. Висока якість металу і виробів з нього, може забезпечуватися двома шляхами: вдосконаленням технології з метою виключення можливості появи дефектів і вдосконаленням методів контролю якості металу з метою виявлення дефектів і відбракування дефектних заготовок, напівфабрикатів і виробів.

Центри забарвлення – дефекти кристалічної решітки, що поглинають світло в спектральній області, в якій власне поглинання кристала відсутнє. Вони виявляються у багатьох неорганічних кристалах і в склі та широко поширені в природних мінералах. Центри забарвлення можуть бути зруйновані при нагріванні (термічне знебарвлення) або дії світла, відповідного спектральній області поглинання самих центрів забарвлення (оптичне знебарвлення). Під дією тепла або світла один з носіїв заряду, наприклад електрон, звільняється із дефекту, що захопив його, і рекомбінує з діркою.

Фарбування і забарвлення кристалів і аморфних тіл широко застосовується в науковому експерименті і в техніці. Воно використовується в дозиметрії ядерних випромінювань, в обчислювальній техніці (пристрій для зберігання інформації), в пристроях, де застосовуються фотохромні матеріали (сонцезахисні скельця, що темніють під дією сонячного світла і прояснюються в темноті) і ін. У археології і геології з досліджень центрів забарвлення, що виникли під дією випромінювання радіоактивних елементів, які знаходяться в товщі Землі, визначають вік глиняних виробів і мінералів. Забарвлення ряду коштовних каменів і самоцвітів пов'язане з центрами забарвлення (аметист, цитрин, алмаз, амазоніт і ін.). Деякі кристали і скло з домішковими центрами забарвлення використовуються як активне середовище в лазерах (рубін, скло з домішкою Nb та ін.).

Флокени – внутрішні тріщини дуже малої товщини (малі частки міліметра) з блискучою великокристалічною поверхнею. Виділяються круглі або овальні плями блискучого сріблясто-білого забарвлення. У повздовжньому розрізі флокени мають вигляд прямої або звивистої лінії. Довжина флокенів може бути від десятих часток міліметра до 5-10 мм, а іноді й більше.

Флокени зустрічаються, як правило, в легованих сталях з хромом, нікелем, іноді у звичайних вуглецевих сталях із вмістом марганцю близько 1%. Їх не буває у високопластичних сталях. Вони утворюються при охолодженні після плющення при температурах 100-250°C. Можливе

виникнення їх і значно пізніше (через 3-5 діб після охолодження) при звичайних температурах. Флокени також часто зустрічаються у зварних з'єднаннях. Природа виникнення флокенів ще точно не встановлена. З'ясовано, що головними факторами є наступні: а) наявність у метали розчиненого водню, який дуже знижує пластичність металу; б) структурні напруги, що викликаються різночасністю фазових перетворень, а також пов'язаними з ними об'ємними змінами; відіграють роль й інші напруги – температурні, механічні; в) охолодження металу в інтервалі 250-100°C.

Для утворення флокенів важлива сукупність цих факторів. При малому вмісті водню навіть великі напруги не приводять до утворення флокенів, тому що метал зберігає високу пластичність. У сталях, схильних до утворення флокенів, заходи, що запобігають появі цього серйозного дефекту, занадто складні: потрібні нагрівання в печах до 1100-1150°C, витримка 20-25 год і подальше охолодження в печі до 100°C.

Вакансія – дефект кристала, що є відсутністю атома або іона у вузлі кристалічної решітки. Вакансія є у всіх кристалах, як би ретельно ці кристали не вирощувалися. У реальному кристалі вакансії виникають і зникають в результаті теплового руху атомів.

Вакансії безладно переміщуються в кристалі, обмінюючись місцями з сусідніми атомами. Рух вакансій є головною причиною перемішування (самодифузії) атомів в кристалі, а також взаємній дифузії контактуючих кристалів. Кожній температурі відповідає певна рівноважна концентрація вакансій. Кількість вакансій у кристалах металів поблизу температури плавлення досягає 1-2% від загального числа атомів. При кімнатній температурі в алюмінію одна вакансія припадає на 10<sup>12</sup> атомів, а в таких металах, як срібло і мідь, кількість вакансій при кімнатній температурі ще менша. Проте, не дивлячись на малу концентрацію, вакансії істотно впливають на фізичні властивості кристала: знижують щільність, викликають іонну провідність і ін. Вакансії відіграють важливу роль в процесах термообробки, спіканні і інших процесах.

Двійкування – утворення в монокристалі областей із закономірно зміненою орієнтацією кристалічної структури. Структури двійникових утворень є дзеркальним відображенням атомної структури материнського кристала (матриці) в певній площині, або утворюються поворотом структури матриці навколо кристалографічної осі на деякий кут постійний для даної речовини, або іншими перетвореннями симетрії. Двійкування відбувається в процесі зростання кристалів через порушення в пакуванні атомів при наростанні атомного шару на зародку або на готовому кристалі (дефекти пакування), а також при зрощенні сусідніх зародків (двійники зростання).

Двійкування мають місце у всіх металах, напівпровідників і у багатьох інших кристалів і сильно впливає на механічні властивості кристалів: міцність, пластичність, крихкість, а також на електричні, магнітні і оптичні властивості, погіршує якість напівпровідникових приладів.



## К ВОПРОСУ О КАРБИДНОМ УПРОЧНЕНИИ АУСТЕНИТНЫХ ЖАРОПРОЧНЫХ СТАЛЕЙ

### TO QUESTION ABOUT CARBIDIC HARDENING OF AUSTENITIC HEATPROOF STEELS

*Соцков А.В., студент, Руденко Л.Ф., ст. преподаватель,  
СумГУ, Сумы*

*Sockov A.V., student, Rudenko L.F., lecturer,  
SumSU, Sumy*

В тяжелых условиях работы (температура выше 650-700<sup>0</sup>С, высокое удельное напряжение, радиационное загрязнение) гомогенные аустенитные стали не обеспечивают длительную и безаварийную эксплуатацию узлов и деталей.

В настоящее время для тяжелых условий работы используют аустенитные стали с карбидным упрочнением (диски и лопатки турбин, крепежные детали и др.).

Основу сталей с карбидным упрочнением составляет хромоникелевый аустенит, содержащий 0,25-0,5% С (стали 40X15M7Г7Ф2М, 37X12Н8Г8МФБ, 40X14В2М) и работающий до температур 800<sup>0</sup>С.

Длительная прочность и сопротивление усталости сталей с карбидным упрочнением в значительной степени зависят от термической обработки и условий старения.

Исследование режимов старения (карбидного упрочнения) проводилось на базе СМПО им. Фрунзе, где изготавливают узлы и детали из этих сталей.

Исследования показали, что при низкотемпературном старении 500-600<sup>0</sup>С твердение стали протекает крайне медленно, но с образованием большого количества карбидной высокодисперсной фазы. При длительных выдержках старения существенно снижаются характеристики пластичности сталей с карбидным упрочнением.

С целью получения наиболее оптимальных свойств для этих сталей были опробованы режимы двойного старения (низкотемпературного 660-680<sup>0</sup>С + высокотемпературного 770-780<sup>0</sup>С), а также одноразовое старение при температурах на 100-150<sup>0</sup>С выше рабочей температуры.

Анализ механических и технологических свойств после экспериментов показал, что оптимальным вариантом термической обработки является закалка (аустенизация) с последующим двойным старением.

## ВОЗМОЖНОСТИ ЗАКАЛКИ ИНСТРУМЕНТАЛЬНЫХ СТАЛЕЙ В МАГНИТНОМ ПОЛЕ

### THE OPPORTUNITIES OF TEMPERING TOOL STEEL IN THE MAGNETIC FIELD

*Горбенко К.О., студент, Руденко Л.Ф., ст. преподаватель,  
СумГУ, Сумы*

*Gorbenko K.O., student; Rudenko L.F., lecturer,  
SumSU, Sumy*

В настоящее время не сложилось единого мнения о возможности и области применения термической обработки в магнитном поле (ТОМП). Изучению особенностей кинетики фазовых превращений в магнитном поле посвящен ряд работ отечественных и зарубежных исследований авторов Берштейна М.Л., Садовского В.Д., Пустовойта В.Н. и др.

На базе объединения «Насосэнергомаш» были проведены эксперименты по закалке длинномерного инструмента (тонких сверл) из экономно легированных быстрорежущих сталей в магнитном поле. Для получения постоянных магнитных полей напряженностью до 2,0 МА/м применялись различные системы электромагнитов и соленоидов. В качестве источников питания электромагнитов и соленоидов применялись специально созданные тиристорные выпрямители с плавным регулированием мощности на нагрузке в интервале 0-30кВт.

Развитие мартенситного превращения в магнитном поле, как показали опыты, начинается не при температуре  $M_n$ , а при более высокой температуре в зоне, так называемой, сверхпластичности аустенита, что существенно облегчает превращение, которое происходит по схеме  $\gamma \rightarrow \dot{\alpha}. \dot{\beta} \rightarrow \alpha$  в микрообъемах аустенита с ферромагнитным упорядочением.

Этот факт имеет большое значение, так как сверхпластичность стали в температурном интервале образования мартенсита напряжения и охлаждения, обуславливает возможность бездеформационной закалки мелких стержневых деталей (в нашем случае сверл), а также уменьшает количества остаточного аустенита после закалки, что снижает время термической обработки и энергозатраты на отпуск (замена трехкратного отпуска однократным) и на проведение обработки холодом.

## АНАЛИЗ МАТЕРИАЛА И ХАРАКТЕРА ПОВРЕЖДЕНИЯ ЗУБЬЕВ ЗУБЧАТОГО ВЕНЦА ТОРСИОННОГО ВАЛА ГПА-Ц

### THE ANALYSIS OF THE MATERIAL AND CHARACTER OF DAMAGE OF COG RIM OF TORQUE ROD GPA-TS

*Чумак А.А., студент, Раб В.Н., ст. преподаватель,  
СумГУ, Сумы*

*Chumak A.A., student, Rab V.N., lecturer,  
SumSU, Sumy*

Для исследования был представлен зубчатый венец, зубья которого претерпели интенсивное повреждение при эксплуатации.

Из макрофрактографического анализа видно, что на поверхности зубьев в зонах их контакта остались следы износа, отслаивания, деформации сдвигом, схватывания, глубинного выкрашивания. Видны также цвета побежалости, возникновение которых обусловлено неравномерностью температурного воздействия в зонах контакта.

Отличительной особенностью работы зубчатых муфт по сравнению с зубчатыми передачами является постоянство зацепления между зубьями, которое предопределяет как характер нагрузки, так и повреждения.

Металлографический анализ шлифов, вырезанных из поврежденных зубьев показал, что поверхность зубьев зубчатого венца подвергалась азотированию. Неметаллические включения преимущественно оксидосиликаты второго балла согласно ГОСТ 1778-70, структура основы металла - сорбит. Глубина азотированного слоя определялась замером микротвердости по глубине и составила  $\sim 300$  мкм: микротвердость слоя  $H_{\mu} \sim 1000-1050$  кгс/мм<sup>2</sup>, а основы металла  $H_{\mu} \sim 330$  кгс/мм<sup>2</sup>.

Наблюдается зарождение усталостных трещин с поверхности, глубина которых не выходит за пределы азотированного слоя, и продукты разрушения не задерживаются, а выносятся из зоны контакта. Но наблюдается и лунки глубиной больше 400 мкм с характерными признаками пластической деформации. Там где происходит разрушение азотированных поверхностей, наблюдается процесс «схватывания» - процесс недопустимой повреждаемости поверхностей, обусловленный образованием металлических связей, их деформацией и разрушением.

Проведенный анализ показал, что материал соответствует техническим условиям. Локальные разрушения азотированной поверхности обусловлены неравномерностью напряжений в зонах контакта.

СОВРЕМЕННЫЕ МЕТОДЫ СТРУКТУРНОГО  
АНАЛИЗА ПОЛИМЕРНЫХ КОМПОЗИЦИОННЫХ МАТЕРИАЛОВ С  
МАТРИЦЕЙ ПОЛИТЕТРОФТОРЭТИЛЕНА И УГЛЕВОЛОКНИСТЫМ  
НАПОЛНИТЕЛЕМ

CURRENT METHODS OF STRUCTURAL ANALYSIS OF POLYMER  
MATRIX COMPOSITE MATERIALS WITH PTFE AND CARBON  
FIBERFILLERS

*Руденко П.В., ассистент, Петров Д.А., студент,  
СумГУ, Сумы*

*Rudenko P.V, assistant, Petrov D.A., student,  
SumSU, Sumy*

Современная промышленность выпускает десятки тысяч марок наполненных полимеров-композитов. Свойства термопластичных композитных материалов определяются свойствами полимерной матрицы и наполнителей, соотношением их содержания в композиции, характером распределения наполнителя в матрице, природой взаимодействия на границе раздела матрица-наполнитель.

В основе изучения пространственной структуры ПКМ лежат стереологические методы описания и реконструкции структуры материалов.

Основным объектом исследования в современной стереологии являются: шлиф, тонкая фольга, порошок и экстракционная реплика, а оборудованием наряду с традиционными, оптическими-просвечивающие, растровые электронные микроскопы. Современное компьютерное обеспечение позволяет автоматизировать процесс анализа изображения.

Методы оптической микроскопии использовали для анализа гранулометрического состава порошковых проб композитного материала, определении длин углеволокна (УВ) наполнителя отделенного от матрицы политетрафторэтилена (ПТФЭ) после смешения композиции и изучения структуры спрессованного и спеченного материала.

Исследования проводили на металлографическом микроскопе «Neafot» и биологическом микроскопе МБУ-4. Результаты исследования получали в виде цифровых фотографий съемкой через окуляр микроскопов цифровой фото-камерой фирмы SONY «Cyber-shot» 6.0 mega pixels.

Для определения числовых значений гранулометрических характеристик материала наполнителя использовали обработку фотографий при помощи компьютерной специализированной программы «Image Pro Plus».

# ВЛИЯНИЕ УСЛОВИЙ СМЕШЕНИЯ НА КАЧЕСТВО НАПОЛНЕННЫХ СМЕСЕЙ ПОЛИМЕРОВ

## EFFECT OF MIXING CONDITIONS ON THE QUALITY OF FILLING POLYMER BLENDS

*Руденко П.В., ассистент, Рева Е.В., студент,  
СумГУ, Сумы*

*Rudenko P.V, assistant, Reva E.V., student,  
SumSU, Sumy*

Для получения изделий со специфическими свойствами широкое применение нашли наполненные полимерные композиции. Такие композиции получают методом сухого смешения компонентов.

В работе исследовано влияние технологических условий смешения наполненных бинарных смесей полимеров на качество композиций.

В качестве полимерной матрицы выбраны бинарная система, политетрафторэтилен (фторопласт-4), наполнитель- углеродное волокно.

Наполненные (до 20% наполнителя) смеси полимеров получали путем смешения компонентов в мельнице для смешения сухих растительных проб МРП-2, Далее композиции подвергались измельчению и прессованию и спеканию.

Оценку качества смешения производили двумя способами: по насыпной плотности смеси, «выжигая» полимерную матрицу при 800°C в минимальной пробе и определяя массу оставшегося наполнителя. Гранулометрический состав углеродного наполнителя оценивали при помощи прикладной программы, сканируя пробу оставшегося после «выжигания» наполнителя.

Полученные результаты показывают, что свойства наполненных смесей полимеров находятся в прямой зависимости от качества деспергирующего смешения.

Показатели качества наполненных смесей полимеров можно регулировать методом изменения технологических параметров смешения. Причем, они заметно улучшаются при интенсификации процесса смешения.

Технологические свойства композиций типа (фторопласт-4, углеродное волокно), а также степень диспергирования и равномерность распределения вводимых в полимерную матрицу компонентов можно оценивать путем определения массы оставшегося наполнителя после «выжигания» полимерной матрицы и дальнейшего анализа гранулометрического состава. Это позволяет отказаться от трудоемких и длительных анализов, связанных с оценкой качества наполненных полимерных композиций.

## ИЗНОСОСТОЙКОСТЬ НАПЛАВЛЕННОГО МЕТАЛЛА ЛЕГИРОВАННОГО ТИТАНОМ

### WEAR RESISTANCE BUILT-UP METAL ALLOYED BY THE TITAN

*Любич А.И., доцент, Галагуз А.С., студент,  
Дудченко В.В., студент, СумГУ, Сумы*

*Lyubich A.I, associate professor, Galaguz A.S, student,  
Dudchenko V.V., student, SumSU, Sumy*

Для повышения прочностных и коррозионностойких свойств деталей машин и механизмов, работающих в условиях контактирования с различными агрессивными средами, высокотемпературными газами и абразивными частицами, в производстве разработано и опробовано ряд экономнолегированных металлов, наплавленных порошковыми проволоками. В состав таких сварочных материалов вводят в определенном соотношении титан и углерод, обеспечивающие образование в наплавленном металле мартенситно-аустенитной структуры с включениями карбидов титана, что значительно увеличит стойкость наплавленного металла к абразивному изнашиванию и значительно стабилизирует дуговой процесс.

Одним из направлений повышения износостойкости наплавленного металла может быть установление оптимального количества карбидов титана в мартенсите. Для определения состава наплавленного металла нами разработаны составы шихты порошковых проволок, содержащих в своем составе графита 25, 50, 100, 150, 200, 250 и 300 грамм и ферротитана в количестве 0, 100, 200, 300, 400, 500, 600 и 700 грамм. В качестве балласта во все составы порошковых проволок вводили железный порошок. Наплавку разработанными порошковыми проволоками выполняли в медный водоохлаждаемый кокиль. Наплавленные образцы подвергали различным испытаниям, а после отжига брали стружку для определения химического состава. За образец для сравнения по стойкости к абразивному изнашиванию был принят металл, наплавленный порошковой проволокой, имеющий наименьшее количество титана и углерода.

В результате выполненных химического анализа состава наплавленного металла, металлографических исследований, замеров твердости и определения стойкости наплавленного металла к абразивному изнашиванию было установлено, что с увеличением в наплавленном металле титана до 6,0%, а также углерода до 3,0% количество карбидов титана возрастают до 8,0%, это значительно увеличивает твердость до 60 HRC и способствует повышению износостойкости в 1,6 раза. Полученные результаты позволяют предположить, что разработка новых составов порошковых проволок с высоким содержанием титана и углерода для наплавки деталей, работающих в различных условиях абразивного изнашивания, является одним из перспективных направлений.

# РАЗРАБОТКА И ИССЛЕДОВАНИЕ НАПЛАВЛЕННОГО МЕТАЛЛА СТОЙКОГО В УСЛОВИЯХ АБРАЗИВНОГО ИЗНАШИВАНИЯ

## DEVELOPMENT AND RESEARCH OF BUILT-UP METAL PROOF IN THE CONDITIONS OF ABRASIVE WEAR

*Горбанева А.Н., студент, Любич О.Й., доцент, СумГУ, Сумы*

*Gorbaneva A.N., student, Lyubich A.I., associate professor, SumSU, Sumy*

Одной из главных задач поставленных перед наукой и промышленностью, является увеличение производительности труда с одновременным повышением качества, надежности и долговечности машин и оборудования. Решение этих задач невозможно без обеспечения выпуска высококачественных конструкционных материалов. Поэтому детали и механизмы, работающие в условиях абразивного изнашивания, подвергаются упрочнению различными способами. Одним из основных видов упрочнения является нанесение износостойкого слоя электродуговым методом.

Применяемые для упрочнения деталей различные материалы в подавляющем большинстве легированы дефицитными и дорогостоящими элементами как вольфрам, церий, бор, иттрий и др. Введение в состав износостойкого слоя в определенном соотношении таких недефицитных и недорогих элементов, как титан, углерод, хром, марганец, кремний и др. обеспечат деталям высокую сопротивляемость изнашиванию.

Вопрос разработки износостойкого слоя без применения дефицитных и дорогостоящих элементов является в настоящее время актуальным и своевременным. Поэтому задачей этой работы является разработка и исследование износостойкого слоя с введением в его состав недорогих и недефицитных элементов как титан, углерод и хром. Для расчета необходимого количества элементов в износостойком слое применяли метод планирования эксперимента Бокса-Уилсона. В результате анализа, проведенного эксперимента установлено, что износостойкость разработанного износостойкого слоя в 1,6 раза больше по сравнению с методом наплавленным сплавом «Сормайт-1».

Испытание образцов на стойкость к абразивному износу, а также определение химического состава наплавленного металла производили по известным методикам. Исследование структуры износостойкого слоя проводили с помощью оптического микроскопа «Neophot-2». На основании изученных закономерностей влияния C, Ti и Cr в пределах от 1,5 до 3,5% углерода, от 2,0 до 4,0% титана и от 10 до 20% хрома на структурообразование и свойства износостойкого слоя, разработан упрочняющий металл содержащий (в мас.%): 3,70 углерода, 4,23 титана и 21,14 хрома, превышающего наплавленный металл сплавом «Сормайт-1» в 1,6 раза.

## ДОСЛІДЖЕННЯ СТРУКТУРОУТВОРЕННЯ І СПАДКОВОСТІ ЛИТИХ СТАЛЕЙ

### STUDY STRUKTURE AND HEREDITY CAST SUSTAINABLE

*Ніконов О.С., ст. викладач; Пищик В.А., студент,  
Носонова Л.В., зав. лабораторією, СумДУ, Суми*

*Nikonorov O.S., lecturer, Pishchik V.A., student,  
Nosonova L.V., manager by the laboratory, SumSU, Sumy*

Потреби науково-технічного прогресу стимулюють інтенсивний розвиток матеріалознавства, суть якого полягає в удосконаленні наявних матеріалів і пошуку й розробці нових матеріалів з новими, у ряді випадків незвичайними властивостями. Умови ринкової економіки вимагають від машинобудівних підприємств України впровадження прогресивних технологій, що забезпечують одержання виробів необхідної якості та низької собівартості. Це досягається завдяки більш широкому використанню литих виробів замість аналогічних виробів з прокату.

Переваги ливарних технологій ґрунтуються на можливості швидкого отримання виливків різних розмірів та ваги, наближених до форми готових виробів, низької собівартості їх виготовлення, зменшення витрат металу при механічній обробці.

Дослідження передбачало створення різних литих структур шляхом цілеспрямованого використання температурно-часових технологічних факторів і дослідження впливу структурної та фазової спадковості литих сталей (25Л, 25ХГСТЛ).

Підвищення інтенсивності тепловідбору в інтервалі швидкостей охолодження ( $V_{ox}$ ) 2...800°C/с і створення значного градієнта температур у двофазній зоні дозволяє ефективно впливати на фазово-структурний стан і властивості литих сталей, реалізуючи можливості формування дисперсної і щільної дендритної структури, дрібного грануляційного і аустенітного зерна, пригнічення проявів ліквациї і шкідливого впливу неметалевих вкраплень, підвищення легованості твердого розчину і ступеня завершеності мартенситного перетворення при охолодженні виливків.

Проведеними дослідженнями показано, що відповідні зміни залежно від умов кристалізації відбуваються на рівні тонкої кристалічної будови; підвищення швидкості охолодження призводить до зростання густоти дислокацій, викривлень кристалічної ґратки, що зумовлює більш тривале закріплення закладених при кристалізації спадкових ознак.

Дослідженнями впливу температурно-часових параметрів кристалізації на структуроутворення і фізико-механічні властивості литих конструкційних сталей встановлено, за умов регламентованої зростаючої



інтенсивності тепловідбору в інтервалі швидкостей охолодження розплаву ( $V_{ox}$ ) 2...800°C/с, закономірне подрібнення первинної литої структури.

Кількісна оцінка характеристик дендритної структури показала зростання дисперсності дендритної структури при підвищенні  $V_{ox}$  у 8-10 разів, щільності дендритної структури у 2-3 рази, залежно від хімічного складу сталей.

За звичайних умов кристалізації сталей у піщано-глинистих формах ( $V_{ox}=2^\circ\text{C}/\text{с}$ ) їх механічні властивості після гартування і низького відпуску не перевищують рівня механічних властивостей термічно зміцненого прокату аналогічних сталей. Зростання інтенсивності тепловідбору у ливарній формі під час кристалізації до  $V_{ox}= 350^\circ\text{C}/\text{с}$  забезпечує підвищення рівня механічних властивостей литих термічно зміцнених сталей до рівня властивостей термічно зміцненого прокату. А в разі підвищення інтенсивності тепловідбору при кристалізації сталей до 800°C/с механічні властивості литих сталей перевищують показники міцності ( $\sigma_b$ ,  $\sigma_t$ , твердість) зміцненого деформованого металу на 3–12% залежно від хімічного складу сталей.

Встановлено, що сталі які кристалізувались за умов повільного охолодження ( $V_{ox}=2^\circ\text{C}/\text{с}$ ) мають більший темп росту аустенітного зерна (до 21,1мкм/год) порівняно зі швидкоохолодженими (до 6,4 мкм/год при  $V_{ox}=800^\circ\text{C}/\text{с}$ ). Це додає технологічні можливості одержання спадково дрібнозернистих сталей.

Змінюючи умови кристалізації можна цілеспрямовано впливати на характеристики первинної литої структури сталей, а також на структуру і властивості виливків після зміцнюючої термічної обробки. Ефект спадкування зберігається також в разі тривалого аустенітизуючого нагріву, наступного гартування та відпуску.

Швидкоохолоджені сталі і після термічної обробки характеризуються дисперсною і гомогенною структурою з більшим ступенем реалізації мартенситного перетворення і мінімальною кількістю залишкового аустеніту. Порівняння структур литих і деформівних сталей після однакової термічної обробки показало, що структура швидкоохолоджених сталей практично не відрізняється від структури деформівних.

Результати проведених досліджень можуть слугувати основою для розробки нових процесів обробки литих виробів, покращення їх фізико-механічних і експлуатаційних властивостей, дозволяють ефективно керувати структурою і властивостями литих сталей на всіх технологічних етапах їх обробки. Дослідження цих процесів і встановлення таких закономірностей дозволить прогнозувати властивості і оптимізувати технологічні режими обробки литих виробів, визначити додаткові резерви підвищення властивостей сталі у виливках.

# ВПЛИВ ПРОЦЕСУ АНТИКОРОЗІЙНОГО АЗОТУВАННЯ НА ВЛАСТИВОСТІ ВАЛУ НАСОСА ТИПУ ЦНСс ІЗ СТАЛІ 38Х2МЮА

## THE INFLUENCE OF PROCESS NITRIDING ON TO THE PROPERTIES OF PUMP SHAFT MADE FROM 38X2MЮA GRADE STEEL

*Носонова Л.В., зав. лабораторією, Пушкар О.О., студент, СумДУ, Суми*

*Nosonova L.V., manager by the laboratory, Pushkar O.O., student, SumSU, Sumy*

Як завдання на комплексний курсовий проєкт була вибрана деталь – вал насоса ЦНСс – призначений для перекачування агресивних нафтопромислових вод. Вал насоса працює в корозійному середовищі і випробовує знакозмінну напругу, кручення.

Даний вал, швидкохідний вал, що обертається з великою швидкістю, що вимагає високої твердості у місцях посадки; перевага надається сталям, що цементуються типу 20Х, 12ХН3А, 18ХГТ або тім, що азотуються типу 38Х2МЮА.

Заводською технологією для виготовлення валу запропонована сталь 14Х17Н2. Нами була вибрана сталь 38Х2МЮА.

Нижче представлена маршрутна технологія термічної обробки валу:

1. Заготовча операція
2. Відпал для усунення флокенів 580-600°C, 55-60 хв.
3. Гартування 930 - 940°C, протягом 40-45 хв., з подальшим охолодженням в маслі.
4. Відпустк 600-650 °C, 90-120 хв. З подальшим охолодженням на повітрі.
5. Рихтування деталі.
6. Стабілізуючий відпустк 570-600°C, 45-60 хв. з подальшим охолодженням на повітрі.
5. Далі слідує остаточна механічна обробка.
6. Антикорозійне азотування – 600-700°C, 5-10 годин в газовому середовищі в герметично закритому муфелі при надмірному тиску.
7. Доведення.

Структура азотованого шару в кінцевому випадку складається з нітридів. Твердість на поверхні шару приблизно 700 HV, і 295 НВ в серцевині (структура сорбіт відпустку).

Таким чином, застосування призначеної технології хіміко-термічної обробки, яка передбачає заміну матеріалу деталі 14Х17Н2 на сталь 38Х2МЮА з подальшим антикорозійним азотуванням дозволяє отримати виріб, який відповідає технічним вимогам на виготовлення - підвищенню корозійної стійкості, надійності та зносостійкості в процесі експлуатації.

## ВПЛИВ ПРОЦЕСУ АЗОТУВАННЯ НА ВЛАСТИВОСТІ ПЛУНЖЕРА КОМПРЕСОРА ВИСОКОГО ТИСКУ

### THE INFLUENCE OF PROCESS NITRIDING ON TO THE PROPERTIES OF COMPRESSOR PLUNGER

*Носонова Л.В., зав. лабораторією, Ніконов А.С., студент, СумДУ, Суми*

*Nosonova L.V., manager by the laboratory, Nikonov A.S., student, SumSU, Sumy*

Як завдання для дипломного проектування була вибрана деталь – плунжер компресора високого тиску .

Таке устаткування, як компресор високого тиску, на сьогоднішній день знаходить своє застосування у різних галузях діяльності не тільки в нашій країні, але також і за її межами.

Плунжер – це поршень, що має порівняно невеликий діаметр, але значну довжину сприймає високий тиск газу, що діє на його торець.

Плунжер ущільнюється металевими сальниками, що розміщуються в кришці циліндра, тому поверхня плунжера зміцнюється.

Для зменшення зносу, що виникає від тертя в сальнику, плунжер азотують, забезпечуючи високу поверхневу твердість.

Для виготовлення плунжера була вибрана сталь 38Х2МЮА.

Для отримання підвищеної міцності та в'язкості серцевини для даної деталь проводили попередню термічну обробку, яка включала гартування при 930 - 950°C, протягом 50-55 хв., з подальшим охолодженням в маслі та відпуск при 570-600 °С протягом 5 - 6 год. з подальшим охолодженням на повітрі. Після такої обробки отримали структуру сорбіт відпуску з твердістю 265-330 НВ.

З метою прискорення процесу азотування його проводили у дві ступені:

I ступінь - 500-520°C, 8-10 годин; II ступінь - 560-570°C, 5-6 годин.

Для забезпечення якості дифузійного шару, оброблювані поверхні не повинні мати слідів окалини і знеуглецювання – для цього перед азотуванням їх ретельно знежирили. Поверхні, що не підлягали азотуванню захистили спеціальними обмазками. Обмазки наносили після механічної та термічної обробки безпосередньо перед азотуванням.

Процес азотування в печах США проводили в суміші аміаку та ендогазу.

При азотуванні на поверхні сформувався малопористий оксикарбонітридний шар завтовшки 0,25 – 0,3 мм. Твердість поверхневого шару після азотування склала 900 – 1000 НВ, що відповідає технічним вимогам на виготовлення даного виробу.

# АЗОТОХРОМУВАННЯ СТАЛІ У8А

## NITROGENCHROMING OF STEEL У8А

*Курило Н.А., асистент, Малишев В.Л., студент, СумДУ, Суми*

*Kurilo N.A., assistant, Malishev V.L., student, SumSU, Sumy*

Розробка нових методів з підвищення зносостійкості деталей машин, інструментів та оснастки є актуальною для сучасного виробництва. Одним із методів вирішення цього питання є нанесення захисних покриттів.

Метою роботи є розробка методу нанесення комплексних карбонітридних покриттів на основі вуглецю, азоту та хрому, дослідження складу, структури, товщини, мікротвердості та зносостійкості покриттів в умовах тертя ковзання без змащування.

Процес азотохромовання реалізовували на сталі У8А в два послідовні етапи: азотування та хромування. Азотування проводили при температурі 540 °С на протязі 36 годин в атмосфері аміаку. Хромування проводили за умов зниженого тиску в середовищі хлору при температурі 1050 °С протягом 4 годин. Як вихідні реагенти використовували порошок хрому, деревне вугілля та чотирихлористий вуглець. Випробування зносостійкості проводили на машині тертя МТ68 в умовах тертя ковзання без змащування за схемою вал вкладка. В якості контргіла використовували диск зі сталі 65Г загартована та відпущена, твердістю HRC 51. Величину зносу оцінювали важенням зразка на аналітичних вагах ВА-200 до і після випробування.

Комплексним аналізом встановлено, що після азохромовання дифузійне покриття складається трьох послідовно розташованих шарів: карбідів хрому Cr<sub>23</sub>C<sub>6</sub>, Cr<sub>7</sub>C<sub>3</sub> та нітриду хрому Cr<sub>2</sub>N. Зона карбіду хрому Cr<sub>7</sub>C<sub>3</sub> складається із стовпчастих зерен, спрямованих нормально до поверхні. Під карбідними шарами покриття після азотохромовання розміщується шар Cr<sub>2</sub>N, який виявляється у вигляді суцільної однорідної білої смуги, має чітко виражену межу поділу з основою та карбідними шарами. Товщина карбідних шарів змінюється в межах 9,0 - 12,0 мкм, нітридного – 3,5 - 4,0 мкм. ДюрOMETричним аналізом встановлено, що мікротвердість карбіду хрому Cr<sub>23</sub>C<sub>6</sub> і Cr<sub>7</sub>C<sub>3</sub> становить 18,2 і 16,2 ГПа відповідно, нітриду хрому Cr<sub>2</sub>N- 8,8 ГПа.

Азотохромовання сталі У8А приводе до підвищення зносостійкості в 1,2 рази більша ніж після хромування, в 2,7 рази ніж після азотування та в 3,5 рази ніж сталі У8А без обробки. Зрозуміло, що висока зносостійкість покриттів Cr<sub>23</sub>C<sub>6</sub>→Cr<sub>7</sub>C<sub>3</sub>→Cr<sub>2</sub>N визначається комплексом властивостей. В першу чергу низьким коефіцієнтом тертя в парі зі сталлю та значною пластичністю. Низький коефіцієнт тертя сталі У8А після азотохромовання при можна пояснити формуванням в процесі тертя вторинних фаз, які виступають в ролі змазки. За рахунок зниження коефіцієнта тертя між матеріалом і покриттям знижується температура й зусилля різання, забезпечується одержання поверхні підвищеної чистоти.

# ВДОСКОНАЛЕННЯ ТЕХНОЛОГІЇ ПІДВИЩЕННЯ ЗНОСОСТІЙКОСТІ ШТАМПОВОГО ІНСТРУМЕНТУ ІЗ СТАЛІ У8А

## IMPROVEMENT THE TECHNOLOGY OF INCREASE OF WEAR RESISTANCE OF STAMPING TOOL FROM У8А STEEL

*Гапонова О.П., асистент, Кубіков В.О., студент, СумДУ, Суми*

*Gaponova O.P., assistant, Kubikov V.O., student, SumSU, Sumy*

Боросиліцирування є однією з прогресивних технологій хіміко-термічної обробки, що приводить до підвищення твердості і зносостійкості поверхневих шарів штампового інструменту, а також забезпечує стійкість проти розплавлених металів і солей, жаро- і корозійну стійкість.

Представляє інтерес отримання дифузійних покриттів (шарів) на сталях, що поєднують в собі високі технологічні властивості боридних і силіцидних покриттів. Нами вивчена кінетика формування, структура та склад, а також механічні та фізико-хімічні властивості боридосиліцидних дифузійних покриттів на сталі У8А при сумісному насиченні бором і кремнієм.

В якості компонента, що містить бор застосовувалися суміші порошоків бору кристалічного (або феробору) з хлористим амонієм. Як кремнійвмісний компонент використовувалася суміш порошоків кремнію кристалічного (або 75%-ного феросиліцію) з хлористим амонієм. Боросиліцирування в порошках проводили при температурі 1050-1080°C в печі СНЗ 6.12.5/11 впродовж 6-8 годин. Товщина шару складала 0,3 мм.

Для виявлення структури дифузійних покриттів шліфи піддавалися травленню в реактиві 5%  $\text{HNO}_3$  в спирті.

Встановлено, що при насиченні в суміші, що містить в своєму складі більше 50% борвмісного компоненту, в покритті превалюють силіцидні фази. Боридні фази в цих випадках мають «закруглену» форму. Мікротвердість боридних фаз складає 18800-21000 МПа, а силіцидних 6800-6300 МПа. Деяке підвищення нижньої межі мікротвердості боридних фаз пояснюється більшою мірою легування їх кремнієм. Судячи по зниженню мікротвердості верхньої межі, в покритті мають місце боридні фази типу  $\text{Fe}_2\text{B}$  і відсутній моноборид заліза  $\text{FeB}$ .

Дослідження зносостійкості зразків після дифузійного борування і боросиліцирування показали, що борування приводить до підвищення зносостійкості сталі У8А при абразивному зношуванні більш, ніж в 4 рази. Це пов'язано з тим, що мікротвердість бориду, легуваного кремнієм, перевищує мікротвердість бориду, що утворюється при боруванні.

## ПОВЫШЕНИЕ КОРРОЗИОННОЙ СТОЙКОСТИ ДЕТАЛЕЙ, РАБОТАЮЩИХ В АГРЕССИВНЫХ СРЕДАХ

### THE INCREASE OF CORROSION RESISTANCE OF THE DETAILS WORKING IN CORROSIVE MEDIUM

*Гапонова О.П., ассистент, Ильченко В.Л., студент, СумГУ, Сумы*

*Gaponova O.P., assistant, Ilchenko V.L., student, SumSU, Sumy*

Для повышения надежности оборудования в условиях воздействия коррозионно-агрессивных сред, в первую очередь, необходимо подобрать высокоэффективные конструкционные материалы, методы их технологической обработки и формирования поверхности. Для этого необходима замена ряда традиционных конструкционных сталей новыми, а также расширение области применения используемых путем повышения их работоспособности.

Одним из наиболее перспективных направлений повышения надежности оборудования является нанесение на защищаемые поверхности покрытий, которые позволяют изменять химические свойства поверхности изделия, не меняя его объемных свойств.

Для повышения коррозионной стойкости детали «корпус» из стали 40X, работающей в условиях газовой коррозии нами предложен режим газового хромирования, который заключается в нагреве предварительно подготовленных деталей в печи до 1000-1050°C, выдержке при этой температуре 6-8 ч., и охлаждения. Хромирование проводили в среде  $H_2 + HCl$ , при этом, в одном конце реторты помещали феррохром, а в середине и другом конце – детали.

После насыщения стали хромом, образуется слой твердого раствора хрома в  $\alpha$  - железе глубиной 0,04-0,08 мм. Твердость слоя составила HV 1300-1400.

После травления в 2-4% - ном растворе азотной кислоты макроструктура основной части хромированного слоя выявляется в виде нетравящегося светлого слоя. После длительного травления в слое обнаруживаются слабые контуры столбчатых зерен, ориентированных перпендикулярно поверхности стали и представляющих собой твердый раствор хрома в  $\alpha$  - железе. При больших увеличениях в слое столбчатых зерен стали удастся рассмотреть вторую фазу, располагающуюся по границам столбчатых зерен (в виде тонких прожилок) и внутри зерен (в виде мелких включений) и представляющую собой железохромистые карбиды.

Контроль хромированных деталей показал, что после насыщения поверхность деталей имеет матово-серый цвет, макро- и микро дефекты не обнаружены.

# ПОВЫШЕНИЕ РАБОТОСПОСОБНОСТИ КОЛЕСА РАБОЧЕГО ЦЕНТРОБЕЖНОГО НАСОСА

## THE INCREASE OF AVAILABILITY OF THE RUNNER CENTRIFUGAL PUMP

*Гапонова О.П., ассистент, Мищенко А.В., студент, СумДУ, Суми*

*Gaponova O.P., assistant, Mishenko A.V., student, SumSU, Sumy*

Для повышения надежности нефтегазового оборудования в условиях воздействия коррозионно-агрессивных сред необходимо подобрать высокоэффективные конструкционные материалы, методы их технологической обработки и формирования поверхности.

Колесо рабочее центробежного насоса в процессе эксплуатации подвергается воздействию агрессивных сред при повышенных температурах. Поэтому основными требованиями, предъявляемыми к материалу изделия, является коррозионная стойкость и жаростойкость.

Сталь 12X18H12M3ТЛ отвечает требованиям, предъявляемым к изделию. Она относится к аустенитному классу сталей, является коррозионностойкой, жаропрочной и неподвержена межкристаллитной коррозии.

Закалка является окончательной термической обработкой, обеспечивающей необходимые эксплуатационные свойства. Ее целью является получение однородного высоколегированного аустенита, устраняющей склонность стали к межкристаллитной коррозии, которая возникает при эксплуатации готового изделия.

Сталь 12X18H12M3ТЛ является стабилизированной титаном, поэтому ее закалывают из двухфазной области аустенита и специальных карбидов TiC, с температур, которые составляют 1000-1100°C (рисунок). Более высокие температуры нецелесообразны из-за возможного роста зерна и начала растворения специальных карбидов.

После закалки сталь приобретает оптимальное сочетание характеристик механических свойств и коррозионной стойкости. Структура после закалки – мелкозернистый аустенит + карбиды + интерметаллиды.

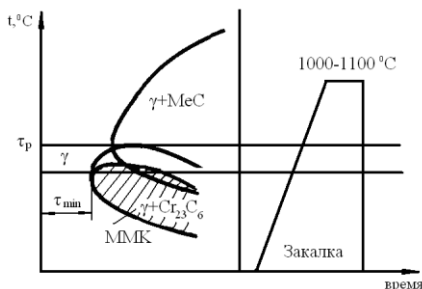


Рисунок - Схема термической обработки стали 12X18H12M3ТЛ

ОСОБЛИВОСТІ ВПЛИВУ АЗОТУ НА ВЛАСТИВОСТІ  
АБРАЗИВОСТІЙКОГО БІЛОГО ТИТАНОВМІСНОГО ЧАВУНУ ПРИ  
ЕЛЕКТРОДУГОВОМУ НАПЛАВЛЕННІ

THE FEATURES OF NITROGEN EFFECT ON ABRASIVE PERSISTENT  
WHITE CAST TITANIUM-CONTAINING IRON BY ELECTROARC  
DEPOSITION

*Марченко С.В., ст. викладач, Іванова Є.В. студент,  
Мокринська Ю.Л., студент, СумДУ, Суми*

*Marchenko S.V., lecture, Ivanova Ye.V., student,  
Mokryns'ka Y.L., student, SumSU, Sumy*

Азот в металі може знаходитися в розчиненому стані, коли його атоми впроваджено до міжвузля кристалічної решітки, в нерозчиненому (у складі азотовмісних сполук), чи як молекулярний. Дані щодо розчинності газоподібного азоту в рідкому залізі (за умови чистого Fe) показують межу 0,041-0,050% за температури 1550-1600<sup>0</sup>C [84, 85]. У твердому залізі за умови рівноваги системи розчинність азоту поступово змінюється: виключення становить  $\gamma$ -залізо, де є стрибкоподібна зміна.

Зростання вмісту вуглецю в сплаві спричинить зменшення розчинності азоту. Кремній, сірка та фосфор також суттєво зменшують розчинність. Водночас, позитивна тенденція зростання розчинності азоту в рідкому залізі спостерігається при збільшенні вмісту марганцю і, особливо, титану.

Спосіб введення азоту в сплав суттєво впливає на його максимальну розчинність. Зважаючи на те, що за умов електродугового наплавлення сплавом що містить титан, головною вимогою є потреба в ретельному захисті газовому захисті краплі рідкого металу і зварювальної ванни продуктами згоряння для можливості сполучання титану з вуглецем при наплавленні, виключається можливість легування азотом з газової фази. Єдиним способом є застосування твердої азотовмісної сполуки, що вводиться до шихти наплавленого матеріалу (дроту). В наслідок плавлення дроту електричною дугою утворюється крапля рідкого металу, що містить і азотовмісну речовину (карбамід). Знаходячись за таких температур (до 3000<sup>0</sup>C) крихти карбаміду розкладаються на аміак, вуглекислий газ і повністю дисоціюють на атомарний азот, водень який згорає. Випаровування рідкого аміаку супроводжується збільшенням об'єму у 860 разів.

Таким чином, зважаючи на швидкоплинність електродугового процесу, при кристалізації наплавленого металу створюються умови для утворення мікроскопічних замкнених об'ємів у металі що містять атомарний азот зі збільшеним тиском. Такі умови дають змогу отримати наплавлений метал, що має вміст азоту більше рівноважного, що є передумовою утворенню пересиченого твердого розчину і, за певних обставин, вторинних сполук з титаном.



## ОСОБЛИВОСТІ СТРУКТУРОТВОРЕННЯ НАПЛАВЛЕНОГО БІЛОГО ТИТАНВМІСНОГО ЧАВУНУ, ЛЕГОВАНОГО АЗОТОМ

### THE STRUCTURE FORMATION FEATURES OF BUILT-UP WHITE CAST TITANIUM-CONTAINING NITROGEN ALLOYED IRON

*Марченко С.В., ст. викладач, Петренко Є.А., студент,  
Варуха І.О., студент, СумДУ, Суми*

*Marchenko S.V., lecture, Petrenko Ye.A., student, Varuha I.O., student,  
SumSU, Sumy*

Зважаючи на результати мікροструктурного аналізу, аналітичного аналізу даних, можна окреслити таку схему утворення сполук з азотом у білому чавуні, що містить титан при електродуговому наплавленні порошковим дротом.

При надмірній кількості графіту, що є в складі порошкового дроту, в процесі електродугового переплавлення отримуємо надлишок вуглецю. Вуглець, що є складовою продуктів згоряння (газовий захист) при електродуговому переплавленні, сполучається з титаном і утворює карбід на стадії електродної краплі. Одночасно проходить процес розчинення в рідкому металі азоту, кількість якого, зважаючи на максимально допустимий вміст, високовуглецевість сплаву, є значно меншою.

При переході в твердий стан, наплавлений метал вже має первинні карбіди титану, що до того ж слугують центрами кристалізації. Також крапля рідкого металу має і розчинений азот зі складу карбаміду у кількості, що відповідає максимальній розчинності в твердому залізі у присутності визначеного вмісту легувальних елементів. При цьому, можливість утворення нітридів титану в рідкому металі, а також у твердому до певних температур є енергетично невиправданою. У твердому стані, зі зменшенням температури при певних швидкостях охолодження спостерігається виділення легувальних елементів з аустеніту. Азот та вуглець, що вивільняється, сполучатимуться з титаном, в тому числі з тим що в складі відповідного карбіду. При цьому утворюватимуться вторинні карбіди титану, карбонітриди титану або дифузія спричинить зростання вже існуючих фаз. Можливість утворення сполук титану з азотом імовірніша, ніж з вуглецем в твердому стані, і обумовлена зменшенням енергії Гіббса, проте повний перехід титану з карбіду до нітриду, зважаючи на обмеження часового інтервалу для цього, різниці енергії утворення, майже виключено.

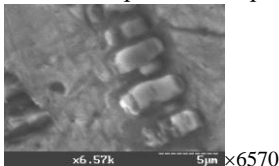


Рисунок - Первинні та вторинні фази (нітриди титану) в сплаві E350T4ACG

# ВЛИЯНИЕ ТЕХНОЛОГИЧЕСКИХ МЕТОДОВ ФОРМОВАНИЯ ЗАГОТОВОК ИЗ ПОЛИМЕРНОГО КОМПОЗИТНОГО МАТЕРИАЛА НА ОСНОВЕ ФТОРОПЛАСТА-4 НА ИХ СВОЙСТВА

## INFLUENCE OF TECHNOLOGICAL METHODS OF SHAPING OF BLANKS OF POLYMERIC COMPOSITE MATERIAL ON BASIS OF FTOROPLAST - 4 ON THEIR PROPERTIES

*Томас А.А., аспирант, УДХТУ, Днепрпетровск;  
Кравченко А.С., студент, СумГУ, Сумы*

*Tomas A.A., postgraduate student, USCTU, Dnepropetrovsk;  
Kravchenko A.S., student, SumSU, Sumy*

Обзор литературных источников показал, что хотя фторопласт-4 и относятся к термопластичным полимерам, однако из-за высокой вязкости расплава ( $10^{10}$  Па·с) не может быть переработан в изделие методами червячной экструзии или литья под давлением. Поэтому самым распространенным методом получения заготовок для данного материала и композиции на его основе является метод прессования.

Прессование представляет собой формование полимерных композитных материалов в пресс-форме под воздействием давления для получения заготовки или изделия с заданными размерами, формой и плотностью, а также определяет эффективность и возможность получать композиты с требуемыми эксплуатационными свойствами.

Сущность процесса прессования полимерных композитных материалов заключается в уменьшении его начального объема обжатием. Объем тела при прессовании изменяется в результате заполнения пустот между частицами за счет их смещения и пластической деформации и это требует разработки технологии прессования, позволяющей управлять ее параметрами.

На процесс прессования главным образом оказывают влияние такие факторы: 1) размер и форма частиц исходного материала для прессования; 2) давление, скорость и время прессования; 3) термодинамические параметры прессования и др.

Для получения управляемой технологии формования заготовок из фторопласта-4 и композиций на его основе необходимо получить уравнение регрессии (математическую модель), оценивающее вклад каждого из приведенных выше факторов на служебные свойства политетрафторэтиленовых композитов связать их с параметрами технологического оборудования. Математическая модель технологического процесса прессования даст возможность прогнозировать эксплуатационные свойства будущего композита, сделав этот участок техпроцесса получения композита управляемым.

# ВЫБОР МАТЕРИАЛА, ПОВЫШЕНИЯ ЗНАЧЕНИЙ УДАРНОЙ ВЯЗКОСТИ ДЛЯ ДЕТАЛЕЙ ТИПА «ШЕСТЕРНЯ», РАБОТАЮЩИХ В УСЛОВИЯХ СЕВЕРА

## CHOICE OF THE MATERIAL, INCREASES OF VALUES OF SHOCK VISCIDITY FOR DETAILS OF TYPE «COG-WHEEL», WORKINGS IN THE CONDITIONS OF NORTH

*Леоненко В.В., студент, Раб В.Н., ст. преподаватель, СумГУ, Сумы*

*Leonenko V.V., student, Rab V.N., lecturer, SumSU, Sumy*

Для детали типа «шестерня» предложена сталь 12Х3А и стандартный режим упрочнения: цементация → закалка → низкий отпуск. Данная сталь относится к высокопрочным цементуемым сталям, так как в процессе закалки в сердцевине образуется бейнитно-мартенситная структура, степень упрочнения которой зависит от содержания углерода, легирующих элементов, а также интенсивности охлаждения при закалке. Высокая прочность сердцевины предохраняет цементованный слой от продавливания его при больших удельных нагрузках. Это позволяет снизить глубину цементованного слоя, т.е. сократить время цементации. Но следует помнить, что наряду с повышением прочности получаем и уменьшение пластичности, вязкости, что особенно снижает значения ударной вязкости, а также порога хладноломкости, что отрицательно сказывается для деталей, работающих в условиях Севера.

Наряду с традиционными видами термической обработки для увеличения конструкционной прочности предлагается применять термоциклическую обработку (ТЦО), которая позволяет сформировать необходимую структуру. Главной особенностью ТЦО стали является отсутствие выдержек при заданной температуре. Проводится 3-5 кратный повторный нагрев по ускоренному режиму и охлаждение. Это позволяет прежде всего получить мелкозернистую структуру, что обусловлено:

А) размером исходного зерна после каждого цикла превращений;

Б) незавершением  $\gamma \rightarrow \alpha$  и  $\alpha \rightarrow \gamma$  превращений, часто продукты неполного распада аустенита имеют уникальные свойства, что необходимо проверять на практике.

Таким образом, ТЦО позволяет повысить качество, надежность и долговечность стальных конструкций; повысить ударную вязкость в 1,5-2 раза, снизить порог хладноломкости. При ТЦО уменьшается в 8-10 раз продолжительность и энергоемкость процесса.

# ИССЛЕДОВАНИЕ РОЛИ ТЕРМИЧЕСКОЙ ОБРАБОТКИ В ТЕХНОЛОГИИ ПОЛУЧЕНИЯ КАРБОФТОРОПЛАСТОВ

## RESEARCH OF THE ROLE OF THERMAL PROCESSING IN TECHNOLOGY OF RECEPTION OF FTOROPLAST

*Ильиных А.А., зав. лабораторией, СумГУ, Сумы*

*Ilyinykh A.A., manager by the laboratory, SumSU, Sumy*

С развитием производства компрессорного и насосного оборудования возникает необходимость в создании новых и усовершенствовании существующих технологий получения материалов, применяемых в узлах трения и уплотнительных элементов.

Значительную роль в продлении срока службы карбофторопластовых композитных деталей играет технология их термической обработки, которая позволяет снизить остаточные напряжения, повысить структурную однородность, стабилизировать свойства и размеры, повысить объемную и молекулярную массу, предел прочности во время сжатия и растяжения, а также улучшить физико-механические и эксплуатационные свойства изделий. Таким образом, в результате теплового воздействия на фторопластовый композит в его структуре протекают сложные физико-химические процессы, оказывающие большое влияние на его служебные свойства.

Основным видом теплового воздействия на политетрафторэтилен и его композиции является закалка, которая заключается в нагреве заготовок до температуры 360-380°C, выдержке при этой температуре (в течение 1 часа на 1 мм толщины) и быстром охлаждении заготовок в интервале температур от 327 до 350°C.

Продолжительность выдержки материала при закалке существенно влияет на свойства готовых изделий. Это обусловлено изменением в структуре полимера конфигураций макромолекул и увеличением числа прямолинейных участков, которые при охлаждении политетрафторэтилена становятся центрами кристаллизации.

Таким образом, технологические режимы термической обработки, определяют степень кристаллизации и, как следствие этого, показатели физико-механических свойств материала. Степень кристалличности спеченного политетрафторэтилена колеблется от 50 до 70% и зависит как от молекулярной массы, так и от скорости охлаждения заготовок. Большинство механических свойств фторопласта-4 с увеличением степени кристалличности ухудшаются.

Для оценки влияния технологических факторов процесса термообработки на служебные свойства углефторопласта, необходима постановка широкомасштабного эксперимента и построение математической модели процесса термической обработки.

ТЕХНОЛОГІЯ ВИГОТОВЛЕННЯ ДОСЛІДНИХ ЗРАЗКІВ  
КОМПОЗИЦІЙНОГО МАТЕРІАЛУ НА ОСНОВІ ФТОРОПЛАСТУ -4 З  
ВУГЛЕЦЕВОВОЛОКНИСТИМ НАПОВНЮВАЧЕМ ТА МЕТОДИ  
ДОСЛІДЖЕННЯ ВЛАСТИВОСТЕЙ

TECHNOLOGY SAMPLES COMPOSITE MATERIALS BASED ON RESIN  
FTOROPLAST -4 CARBONFIBERS FILLERS AND MEDODY  
EXPLORATION OF PROPERTIES

*Будник О.А., асистент, Шевченко Б.В., студент, СумДУ, Сумы*

*Budnik O.A, assistant, Shevchenko B.V, student, SumSU, Sumy*

Технологія виготовлення дослідних зразків композиційного матеріалу на основі фторопласту -4 з вуглецеволокнистим наповнювачем включає попереднє подрібнення вихідних вуглецевих волокнистих матеріалів з вуглецевої тканини УТМ-8, що проводилось в молотковій дробарці КДУ – 2.0 при 3000 об/хв. робочих органів. Та остаточне – у подовому подрібнювачі при числах обертів ножів-подрібнювачів від 500 об/хв. до 12000 об/хв.. При тонкому подрібненні вуглецевих волокон(ВВ) змінювався час подрібнення від 2 до 40 хвилин та швидкість обертання робочих органів дробарки від 500 до 12000 об/хв.

Порошок підготовленого фторопласту-4 і ВВ наповнювача, одержували та модифікували за певною технологією, змішуючи при 500 об/хв. протягом 45 хвилин.

Заготовки з одержаної за такою технологією композиції виготовляли пресуванням та спіканням за технологією переробки наповнених фторопластів.

Дослідні зразки для механічних випробувань являли собою втулки з діаметрами: зовнішній  $50\pm 0,1$  мм, внутрішній  $40\pm 0,1$  мм. Ця втулка розрізалася на токарному станку ІК62 на кільця висотою  $10\pm 0,1$  мм які і піддавалися випробуванням за стандартною методикою по ГОСТ 11262.

Експериментальні зразки для визначення інтенсивності зношування виготовлялися слюсарним способом (вручну) з втулки діаметрами: зовнішній  $80\pm 0,5$  мм, внутрішній  $60\pm 0,5$  мм, висотою  $9\pm 0,1$  мм і являли собою секторну часткову вставку.

Методика дослідження властивостей композиту та його складових включала визначення щільності  $\rho$  ( $\text{кг}/\text{м}^3$ ), міцності при розриванні  $\sigma_b$  (МПа), відносного подовження  $\delta$  (%), розподілу волокон після різних технологічних режимів подрібнення та в складі композиції, оптичні та електронномікроскопічні дослідження ВВ наповнювача та фторопластового композиту, триботехнічні дослідження одержуваних композитів та енерговитрат подрібнювача.

Наукове видання

# **Сучасні технології в промисловому виробництві**

Матеріали  
Всеукраїнської міжвузівської  
науково-технічної конференції  
(Суми, 19 – 23 квітня 2010 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. 12,56. Обл.-вид.арк. 14,92. Тираж 80 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.