

Министерство образования  
и науки Украины

Донбасского государственного  
технического университета

**СБОРНИК  
НАУЧНЫХ  
ТРУДОВ**

**ВЫПУСК 21**



МИНИСТЕРСТВО ОБРАЗОВАНИЯ И НАУКИ УКРАИНЫ

**СБОРНИК НАУЧНЫХ ТРУДОВ  
ДОНБАССКОГО ГОСУДАРСТВЕННОГО  
ТЕХНИЧЕСКОГО УНИВЕРСИТЕТА**

Издается с июня 1999 года

**Выпуск 21**

Алчевск  
2006

**УДК 622(06) + 669(06) + 69(06) + 621.3 + 621.37**  
**ББК Ия 54 + КЗя54 + Ня 54**  
**С 41**

*Сборник включен в перечень научных изданий ВАКа Украины, в котором могут публиковаться основные результаты диссертационных работ*  
*Свидетельство Госкомтелерадио Украины о государственной регистрации печатного средства массовой информации*  
*серия КВ, № 10807, от 27.12.2005*

*Рекомендовано ученым советом ДонГТУ*  
*(Протокол № 6 от 30.06.06.)*

***Главный редактор***

**Заблодский Н. Н. – канд. техн. наук**

***Редакционная коллегия:***

А. И. Акмаев – докт. экон. наук,  
С. Н. Петрушов – докт. техн. наук,  
Г. Г. Литвинский – докт. техн. наук,  
Р. А. Фрумкин – докт. техн. наук,  
Н. К. Клишин – докт. техн. наук,  
З. Л. Финкельштейн – докт. техн. наук,  
А. Б. Зеленов – докт. техн. наук,  
Ю. С. Денищик – докт. техн. наук,  
В. А. Ульшин – докт. техн. наук,  
В. А. Луценко – канд. техн. наук,  
А. И. Давиденко – канд. техн. наук,  
В. Н. Ульяницкий – канд. техн. наук,  
С. А. Скомская – нач. информ. отдела

**С41            **Сборник научных трудов Донбасского государственного технического университета.** Вып. 21 – Алчевск: ДонГТУ, 2006 – 254 с.**

В сборнике помещены статьи, описывающие современные научные тенденции в разработке полезных ископаемых, металлургии, строительстве, электротехнике и радиотехнике.

Для научных сотрудников, аспирантов, студентов высших учебных заведений.

УДК 622(06) + 669(06) + 69(06) + 621.3 + 621.37  
ББК Ия 54 + КЗя54 + Ня 54  
© ДонГТУ, 2006

Адрес электронной почты: [info@dmmti.edu.ua](mailto:info@dmmti.edu.ua)

РАЗРАБОТКА  
ПОЛЕЗНЫХ  
ИСКОПАЕМЫХ

*Канд. техн. наук, доц. Амосов В. О.  
асистент Марусей О. В.  
(ДонДТУ, м. Алчевськ, Україна)*

## **ПІДВИЩЕННЯ ЕФЕКТИВНОСТІ РОБОТИ ДЮЧОГО ВЕНТИЛЯТОРА ГОЛОВНОГО ПРОВІТРЮВАННЯ**

*Наведені результати досліджень, дозволяють істотно підвищити ефективність роботи вентилятора, розроблена схема управління вентилятором з регульованою частотою обертання ротора*

### **Проблема і її зв'язок з науковими й практичними завданнями.**

Реконструкція вугільної промисловості ставить перед гірниками безліч актуальних та важливих проблем економічного та соціального характеру. Однією з них є технічне переобладнання шахти зі застосуванням досконалого та економічного устаткування.

Ця проблема приймає ще більше значення для вентиляційних установок головного провітрювання (ВУГП), які є більш енергоємними з усіх електроспоживачів шахти. Тому велике значення приділяється роботі вентилятора головного провітрювання з якомога можливо більшим коефіцієнтом корисної дії (ККД) для зменшення витрат на електроенергію.

Вугільна шахта відрізняється притаманною кожному гірничому підприємству особливістю постійної зміни положення робочого місця очисних та підготовчих виробок, а також з втратою поперечного перерізу транспортних вентиляційних та допоміжних виробок, що пов'язано з посилюванням гірничого тиску. У шахті також нерідкі випадки втрати утримання кріплення виробок, що супроводжується частковим або повним обваленням породи і завалами перерізу виробок. Усе це призводить до зміни параметрів вентиляційної мережі і шахти, з'являються випадки розташування у вузьких місцях транспортних засобів, а також постійно змінюється значення втрат повітря між гірничими виробками і у вентиляційних спорудах. Постійна зміна параметрів вентиляційної мережі шахти змінює положення робочої точки на характеристиці вентилятора, що може привести до роботи устаткування за зоною економічного використання [1, 2].

**Аналіз досліджень і публікацій.** Аналіз вітчизняних і закордонних досліджень показує, що для забезпечення роботи за весь час екс-

платуації ВУГП в економічній частині характеристики з найбільшим ККД розроблені й знайшли практичне використання різні засоби регулювання ВУГП [3].

Вентилятор повинен також забезпечувати надійність та безперервність роботи. Тому велике значення мають питання економічного обґрунтування та вибору електроприводу і схем живлення [4].

Шахтні вентиляційні установки головного провітрювання являються одним з найбільш енергомістських споживачів електричної енергії серед діючих на сьогодні вугільних шахт, тому електропривод к ним необхідно вибирати у тісному зв'язку з питанням електропостачання шахти з урахуванням підвищення шахтного коефіцієнта потужності [4].

Найбільш вигідний варіант визначається розрахунками. Частіше електропривод потужних шахтних ВУГП базується на синхронних двигунах, однак в окремих випадках економічно ефективнішим є використання асинхронних двигунів з фазним ротором [5].

**Постановка завдання.** Досліджувати й розробити ефективну схему регулювання режиму роботи ВУГП, що забезпечує підвищення його ККД.

**Виклад матеріалу і його результати.** При виборі параметрів електроприводу шахтних ВУГП повинні бути врахованими деякі вимоги : потужність обираемого електродвигуна повинна бути більшою, ніж більша вимагаемая потужність за весь час розрахункової роботи ВУГП; втрата напруги при пуску ВУГП не повинна перебільшувати значень, допустимих для нормальної роботи інших споживачів електричної енергії, які живляться від того ж близького джерела, що й проектуемий електропривод; обертаючий момент, розвинений обраним електродвигуном, повинен забезпечити нормальний запуск на протязі усього часу розгону. Обрані двигуни треба перевірити по умовам нагріву при запуску, тому що шахтні ВУГП мають відносно великі пускові моменти.

Однією з основних вимог до ВУГП є необхідність тривалої роботи з номінальним навантаженням, крім того, електропривод повинен забезпечувати пуск і розбіг вентилятора з великим динамічним моментом інерції до номінальної швидкості обертання. Потужність приводного двигуна взагалі визначають за формулою :

$$N_{\text{д.н.}} \geq K \cdot N_{\text{в.маx}} \cdot \left( \frac{n_{\text{д.н.}}}{n_{\text{в.н.}}} \right)^3 \text{ кВт}, \quad (1)$$

де  $N_{\text{д.н.}}$  – номінальна потужність приводного електродвигуна;  
 $K = 1.1 \div 1.2$  – коефіцієнт запасу потужності електродвигуна;

$N_{B.MAX}$  – найбільша потужність на валу вентилятора, кВт;  
 $n_{Д.Н.}$  – номінальна частота обертання електродвигуна, об/хв;  
 $n_{В.Н.}$  – номінальна частота обертання вентилятора, об/хв.

Не дозволяється при одній номінальній частоті обертання обирати двигун з номінальною потужністю меншою, ніж найбільша потужність на валу вентилятора, відповідаючий цій частоті обертання, навіть тоді, коли фактична потужність на його валу, визначена параметрами провітрювання шахти, значно менша найбільшої потужності на валу вентилятора. В іншому разі незаплановані зміни характеристики шахтної мережі (закорочування вентиляційного струменю й т.п.) може привести до перевантаження приводного електродвигуна й виходу його з роботи.

Статистичні дослідження параметрів провітрювання діючих вугільних шахт за довгий час їх експлуатації, проведені інститутами «Донгіпровуглемаш», ВНДІГМ ім. М.М. Федорова, показали [3] :

- стохастичний характер їх змін;
- близько 40 % вугільних шахт мають великий діапазон змін

кількості повітря, що подається у підземні виробки для їх провітрювання; тиск (депресія) для переміщення повітря по виробкам змінюється в два рази й більше.

Статистичними дослідженнями ефективності діючих шахтних вентиляторів встановлено, що більш половини з них, а також 35 % найбільш великих з них експлуатуються з ККД менш, ніж 0,6. В багатьох випадках параметри провітрювання шахти хоч і змінюються у невеликих межах, але знаходяться у нижній частині зони економічної роботи вентилятора з аеродинамічним регулюванням, або спиняються за її межами.

Експлуатація вентилятора, якій має велику енергомісткість та постійно цілодобово працює з низьким ККД, приводить до великого споживання електроенергії.

Одним з основних напрямків удосконалення існуючого електроприводу є створення вентиляторів головного провітрювання з великою глибиною економічного регулювання їх подачі та тиску (депресії).

Дослідження необхідної глибини регулювання вентиляторів вказали, що діапазон регулювання необхідних параметрів провітрювання вугільних шахт може бути забезпечений вентиляторами при регулюванні частоти обертання їх ротора від  $n_H$  до  $0.5 \cdot n_H$ . В реальних умовах на шахті ім. Г. Г. Капустіна використовується для провітрювання шахти вентилятор ВЦ–31,5 з регулюванням осьовим направляючим апаратом ОНА (рис. 1). Як видно з рис. 1, робота вентилятора характеризується низьким ККД (не більш 65 %). Для приводу вентиляторної установки

використовується асинхронний двигун з фазним ротором типу АКН-2-15-69-10УХЛ4 напругою 6 кВ, потужністю  $P_{дв} = 800$  кВт [6].

Для запуску електродвигуна використовуються роторні резистори, які набрані у секції та підключені до станції управління.

Але у дійсних умовах не зроблені розрахунки по можливості використання станції роторних резисторів вентиляторів для регулювання частоти обертання ротора ВУГП з метою зменшення витрат електроенергії і підвищення ККД установки. Крім того, роторна станція використовується лише для запуску вентилятора.

Розрахунки вказали на те, що для чинних умов експлуатації необхідно прийняти двигун на напругу 10 кВ типу АКД-2-17-76-10УХЛ4, потужністю  $P_{дв} = 800$  кВт.

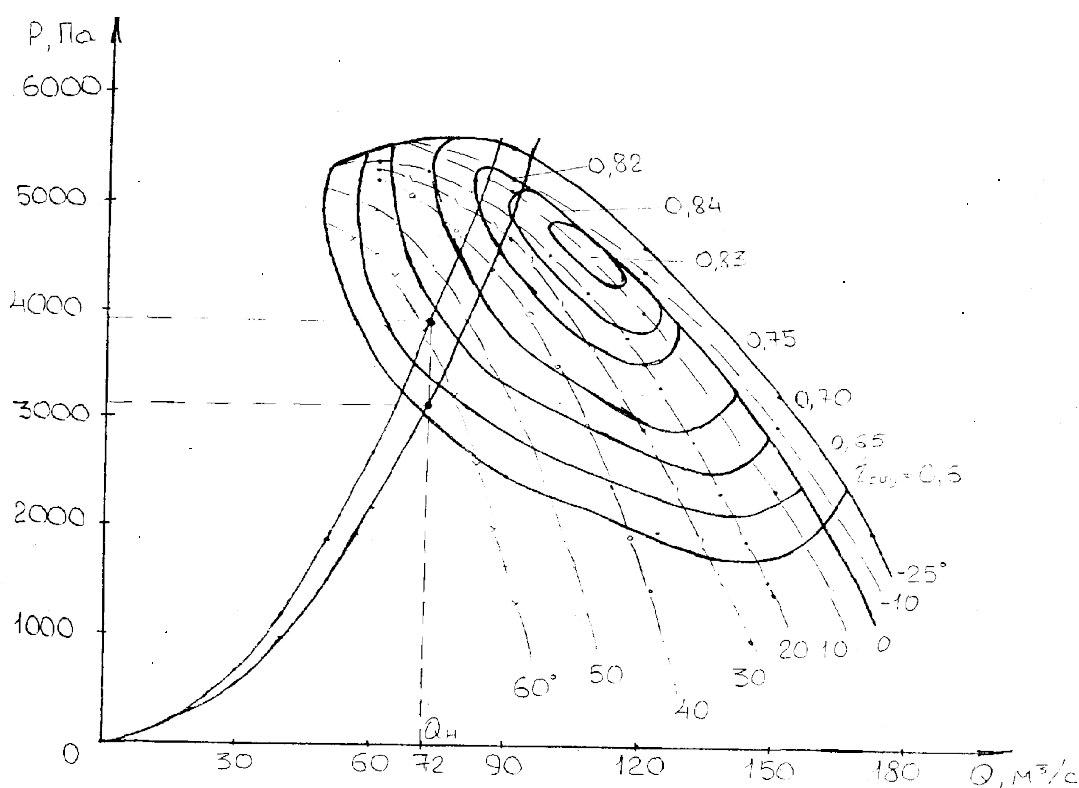


Рисунок 1 – Аеродинамічні характеристики вентилятора ВЦ-31,5 при регулюванні осьовим напрямляючим апаратом ОНА

У зв'язку з тим, що ККД вентилятора дуже низький ( $\approx 60\%$ ) через відносно невелику глибину регулювання подачі та тиску вентилятора (депресії) за допомогою осьового напрямляючого апарата ОНА, то для зменшення затрат електроенергії та збільшення ефективності регулювання зазначеними параметрами приймаємо для регулювання асинхронний вентиляльний каскад (АВК). Багатокількісні дослідження вказують на



необхідність використання для вентиляторів каскадних схем підключення асинхронних електродвигунів, у яких потужність пристроїв для регулювання швидкості складають тільки частину потужності двигуна. Найкращі показники у цьому випадку мають каскади з удосконаленими статичними тиристорними перетворювачами потужності – АВК. Простота цієї схеми, можливість комплектації з серійних тиристорних перетворювачів, роблять цю схему легковикористовуємою для модернізації діючих установок. У реальних умовах при дуже низькому ККД вентилятора (60 %) треба застосовувати систему регулювання по мережі АВК. Управління тиристорними перетворювачами виконується системою імпульсно-фазового управління СІФУ, виконаною по трифазній схемі (рис.2). СІФУ використовується у реверсивних тиристорних перетворювачах при лінійному та нелінійному урахуванні груп вентиляторів перетворювача, а також при окремому управлінні групами. Схема забезпечує регулювання кута управління вентиляторів однієї з двох груп мостового інвертору. Управління кола анодної групи інвертору замкнено на резисторах R1 та R2, а управління катодною групою виконується задатчиком інтенсивності, виконаним на напівпровідних тріодах ПТ1 та ПТ2. На початку процесу гальмування при замиканні контактора КДТ з резистора R18 знімається напруга, що відповідає величині електрорухоючої сили. Однак, час гальмування приводу регулюється зменшенням постійного заряду конденсатора С13 за допомогою резисторів R12 та R13. При збільшенні напруги на конденсаторі транзистори ПТ1 та ПТ2 відкриваються і напруга збільшується. На вхід пропорційного регулятора струму також підводиться напруга відносно швидкості обертання двигуна. Сигнал обратного зв'язку сумується з завданням на резисторі R16: назустріч йому у двигуновому режимі і разом у режимі гальмування. Сумарний сигнал зрівнюється з відносною напругою у колі діодів Д10, Д11, базі тріодів ПТ3, ПТ4, котрі виконують функцію ключів в колах накопичувачів С5 та С6 й вихідних трансформаторах Тр8, Тр9. При досягненні заданої швидкості реле РДТ, яке контролює швидкість двигуна, вимикається, і розмикає коло контактора КП1, вимикаючи динамічне гальмування.

Розрахунок аеродинамічних характеристик вентилятора відбувається за формулами подібності лопасних машин :

$$\frac{H_H}{H_M} = \left( \frac{n_H}{n_M} \right)^2, \quad (2)$$

$$\frac{Q_H}{Q_M} = \frac{n_H}{n_M}, \quad (3)$$

де  $Q_M, n_M$  – відносно продуктивність та тиск вентилятора при зміні режиму роботи відносно до номінального;  
 $Q_H, n_H$  – відносно продуктивність та тиск вентилятора у номінальному режимі роботи.

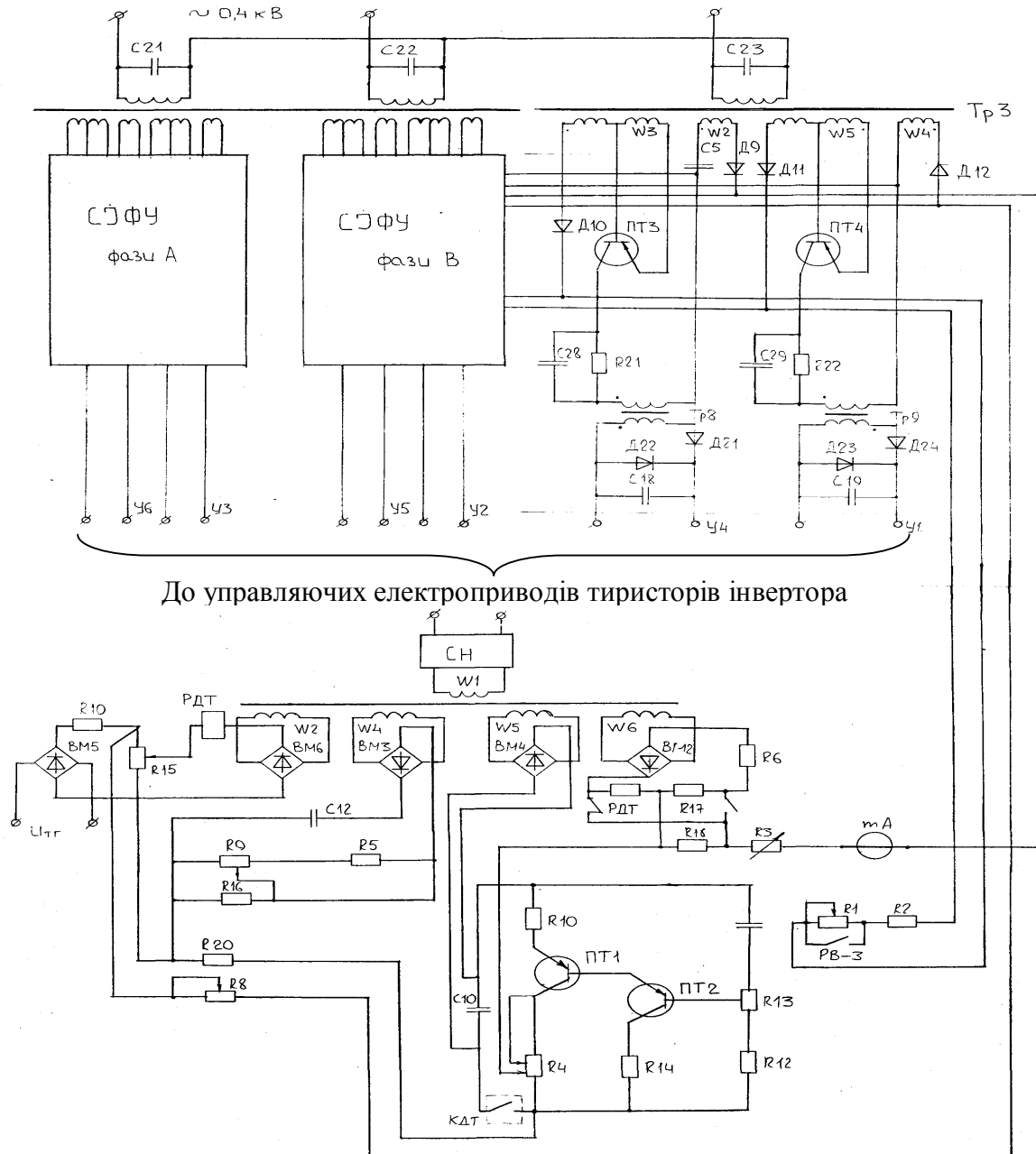


Рисунок 2 – Система імпульсно-фазового управління (СІФУ) інвертора

Підставляючи значення частоти обертання робочого колеса вентилятора  $n_M$  при застосуванні АВК у формули (2) та (3), виконаємо розрахунок аеродинамічних характеристик вентилятора на окремі значення частоти  $n_M$ . Результати розрахунків приведені на рисунку 3. Як видно, ККД вентилятора при застосуванні АВК підвищується з 60 до 81 відсотка, що впливає на зріст ефективності роботи вентилятора.

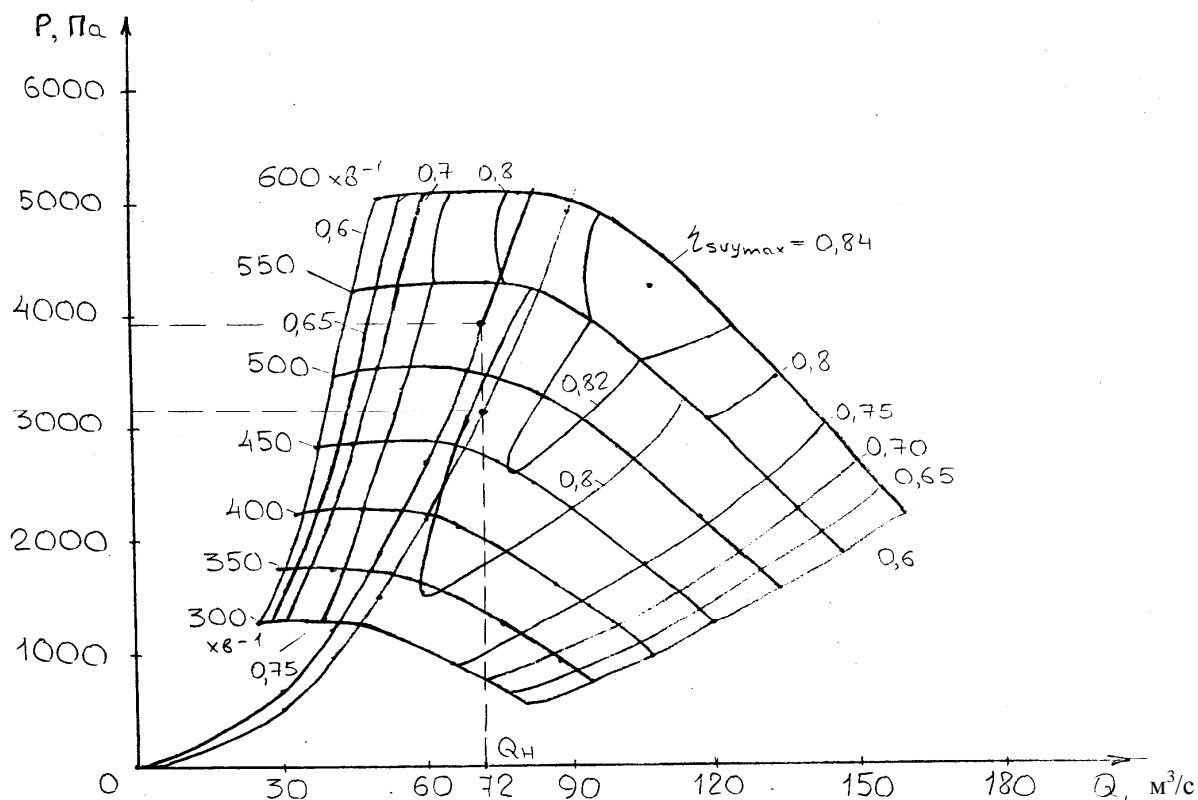


Рисунок 3 – Аеродинамічні характеристики вентилятора ВЦ-31,5 при регулюванні асинхронно-вентильним каскадом

**Висновки й напрямки подальших досліджень.** Отримані результати досліджень показують, що застосування системи регулювання АВК істотно підвищує ефективність існуючих на шахтах ВУГП. Надалі необхідно досліджувати можливість застосування АВК на ВУГП, на яких застосовані менш ефективні способи регулювання режимів (наприклад, за допомогою закритків, направляючого апарата й ін.).

*Приведены результаты исследований, позволяющие существенно повысить эффективность работы вентилятора, разработана схема управления вентилятором с регулируемой частотой вращения ротора.*

*The results of researches allowing essentially to increase an overall performance of the ventilating fan are instanced, the circuit design of steering by the ventilating fan with an adjustable rotational speed of a rotor is developed.*

### **Бібліографічний список**

1. *Правила безпеки у вугільних шахтах.* – К.: Держнаглядохоронпраці, 2000. – 496 с.
2. *Керівництво по проектуванню вентиляції вугільних шахт.* – М.: Надра, 1975. – 238 с.
3. *Шахтні вентиляційні установки головного провітрювання.* / Під загал. ред. Г. А. Бабака. – М.: Надра, 1982. – 296 с.
4. *Разумний Ю.Т., Шкрабець В.П. Підвищення ефективності електропостачання вугільних шахт.* / Ю.Т. Разумний, В.П. Шкрабець. – К.: Техніка, 1986. – 136 с.
5. *Чершаних В.М. Системи електроприводу і автоматики шахтних стаціонарних машин та установок* / В.М. Чершаних, Д. І. Родькин, В.В. Каневський. – М.: Надра, 1976. – 398 с.
6. *Морозов Н. В. Довідник по електропостачанню вугільних шахт.* / Н. В. Морозов. – М.: Надра, 1984. – 405 с.

*Канд. техн. наук, доц. Корнеев С. В.  
(УИПА, горный факультет, г. Стаханов, Украина)*

## **ТЕХНИЧЕСКИЕ ТРЕБОВАНИЯ К СИСТЕМЕ АДАПТАЦИИ ШАХТНЫХ СКРЕБКОВЫХ КОНВЕЙЕРОВ**

*Обґрунтовано технічні вимоги до системи адаптації шахтних скребкових конвеєрів, наведено структуру її програмного забезпечення*

**Проблема и ее связь с научными и практическими задачами.** Повышение энерговооруженности современного выемочного оборудования угольных шахт в сложных условиях Донбасса не привело к существенному увеличению нагрузки на комплексный механизированный очистной забой, которая по данным Минтопэнерго Украины в среднем не превышает 800 т в сутки. При этом работа забойных скребковых конвейеров (ЗСК), способных обеспечить суточную нагрузку до 20 тыс. т, с неполной весовой нагрузкой является причиной повышения коэффициента тары, чрезмерного потребления электроэнергии и снижения ресурса.

Неблагоприятное соотношение между прочностными параметрами силовой системы конвейера (ССК) и нагрузками при экстренных торможениях тягового органа (ТО), которое складывается в случае применения мощных, до 350 кВт и более, двухскоростных асинхронных электродвигателей (АД) и исключения гидромурфта, приводит к снижению надежности ССК.

Таким образом, потребность в системе адаптации конвейера (САК), которая при случайном характере условий эксплуатации позволила бы приводить скорость конвейера в соответствие реальным грузопотокам, а также могла бы удовлетворять внутренне противоречивому требованию повышения тяговой способности привода и надежности ССК, очевидна.

**Анализ исследований и публикаций.** На несоответствие параметров ЗСК, оборудованных асинхронным приводом с гидромурфтами, реальным условиям эксплуатации и снижение вследствие этого эффективности конвейеров, впервые указывается в работе [1]. Отмечается, что важным резервом повышения эффективности ЗСК является их адаптация к условиям эксплуатации, которая может быть достигнута благодаря комплексному применению настраиваемых или управляемых средств адаптации (СА). Систематизация и технически реализуемые адаптаци-

онные функции СА рассмотрены в работе [2]. Концепция адаптации [3] содержит принципы построения системы адаптации конвейера (САК). Предложена структура автоматизированной САК, состоящей из СА, системы автоматического управления (САУ) средствами адаптации, внешней системы управления (ВСУ), формирующей задающие воздействия для САУ средствами адаптации и/или параметры настройки самоуправляемых СА, системы контроля и передачи информации. Расчеты критериев адаптации [4], проведенные для типичных условий эксплуатации, доказывают целесообразность применения отдельных СА и экономическую эффективность реализации их основных адаптационных функций. Для практического использования результатов исследований необходима разработка технических требований к САК, что позволило бы приступить к ее созданию и последующей эксплуатации.

**Постановка задач.** В настоящей работе решаются следующие взаимосвязанные задачи:

- обоснование требований к САК и ее ВСУ;
- разработка структуры и содержания программного обеспечения САК.

Изложение материала и результаты. Система адаптации конвейера обосновывается и строится на этапе его проектирования, а реализуется в процессе эксплуатации. САК является эффективной, если в результате ее применения достигаются поставленные цели, в частности, обеспечивается удовлетворительный экономический эффект при эксплуатации конвейера. Адаптационные функции СА конвейера и цели адаптации отражены на рис. 1, где приняты обозначения: ИО – исполнительный орган; ТП – тепловые перегрузки; Тр – трансмиссия; УИ – усталостный износ; ФИ – физический износ.

Существующие и перспективные СА, а также их функции, в том числе и адаптационные, приведены в таблице 1, где приняты следующие обозначения: АПРН – асинхронный привод с регулируемым напряжением; АЧРП – асинхронный частотно-регулируемый привод; ВИП – вентильно-индукционный привод; ГМ – гидромуфта; ГНУ – гидравлическое натяжное устройство; ДР – дифференциальный редуктор; ДТ – динамическое торможение АД; ППТ – привод постоянного тока; МРЭ – муфта с разрушаемым элементом; ОГП – объемный гидравлический привод; ЭМС – электромагнитная муфта скольжения; ЭМТ – электромагнитный индукционный тормоз; ЭПМ – электромагнитная порошковая муфта; ЭФМ – электромагнитная фрикционная муфта; ФМ – фрикционная муфта предельного момента.



Рисунок 1 - Функции и назначение средств адаптации скребковых конвейеров

Системе адаптации с учетом технических возможностей СА в общем случае предписывается: 1) ограничение нагрузок в ССК в режимах тяжелого пуска, монтажного натяжения или внезапного заклинивания ТО; 2) предотвращение с задержкой времени, позволяющей реализовать тяговые возможности привода при экстренных перегрузках, опрокидывания АД при длительных перегрузках; 3) с целью ограничения пусковых токов и продолжительности их действия сокращение числа пусков и включение без нагрузки (возможно, поочередное) АД с последующим присоединением к ним трансмиссии и ТО; 4) выравнивание нагрузок между приводными блоками; 5) исключение попадания под очистной комбайн находящихся на конвейере негабаритов; 6) управление скоростью конвейера путем ее согласования с производительностью комбайна, исходя из условий максимального заполнения желоба и непересыпания груза через борт конвейера; 7) ограничение тепловых нагрузок в элементах ССК; 8) безопасное монтажное натяжение ТО до заданного уровня; 9) снижение уровня натяжения ТО путем его регулирования; 10) пуск при повышенных предпусковых сопротивлениях движению ТО; 11) исключение ударов в трансмиссии при выборе зазоров в процессе пуска.

Таблица 1 – Технически реализуемые функции средств адаптации скребковых конвейеров

СА	Функции в рабочем режиме						Пусковые функции	Защита от экстренных пегрузок	Превентивная защита	
	Регулирование		Выравнивание нагрузок в приводе	Демпфирование колебаний трансмиссии	Демпфирование колебаний ТО	Защита от длительных перегрузок				
	натяжения ТО	скорости				с задержкой времени				без задержки времени
МРЭ	-	-	-	-	-	-	-	+	-	
ФМ	-	-	-	-	-	-	+(-)	- (+)	-	
ГНУ	+	-	-	-	+	-	-	+	-	
ГМ постоянного заполнения	-	-	-	+	-	-	+	+	-	
Регулируемые ГМ	-	-	+	+	-	-	+	+	-	
ЭФМ	-	-	-	-	-	+	+	+	+	
ЭПМ	-	+	-	-	-	+	+	+	+	
ЭМС	-	+	+	+	-	+	+	+	+	
ЭМТ с ДР	-	+	+	+	-	+	+	+	+	
ДТ	-	-	-	-	-	-	-	+	+	
Многоскоростные АД	-	+	-	-	-	-	-	+	-	
АЧРП	-	+	+	-	-	-	-	-	-	
АПРН	-	+	+	-	-	-	-	+	-	
ОГП	-	+	+	+	-	-	-	+	+	
ППТ	-	+	+	+	-	-	+	+	-	
ВИП	-	+	+	+	-	-	+	+	+	
Дополнительный АД с ДР	-	+	-	-	-	-	+	-	-	

Выбор при проектировании ЗСК состава, структуры и набора адаптационных функций САК, а также определение параметров адаптации, отвечающих тем или иным режимам работы конвейера и условиям его эксплуатации, осуществляются на основании критериев адаптации, рассчитываемых для заданной области применения конвейера. Расчеты критериев и параметров адаптации проводятся во ВСУ, содержащей необходимое программное обеспечение (ПО). Алгоритмы, на которых основывается программное обеспечение приведены в монографии [4]. При этом ВСУ в общем случае призвано выполнять: 1) ввод данных, позво-



ляющих идентифицировать конвейер, ССК, САК и условия эксплуатации; 2) хранение необходимого объема оперативной информации об условиях эксплуатации ЗСК, поступающей от датчиков контроля условий эксплуатации и технического состояния ССК; 3) статистическую обработку оперативной информации для определения законов распределения таких случайных величин, как скорость конвейера, мощности, потребляемые АД, напряжения, подводимые к АД, и пр.; 4) определение суммарного количества перевезенного груза (или машинного времени конвейера) и периодическое уточнение с учетом интенсивности износа конструктивных элементов ССК законов распределения их прочностных параметров; 5) расчет критериев адаптации, отвечающих рабочему режиму работы ЗСК, для определения на их основании рациональных законов управления скоростью, а также для установления целесообразности регулирования натяжения ТО и выравнивания нагрузок между приводными блоками; 6) формирование задающих воздействий для САУ конвейера в рабочем режиме работы; 7) расчет критериев адаптации для переходных режимов работы ЗСК и определение оптимальных (рациональных) значений параметров настройки самоуправляемых СА или задающих воздействий для САУ управляемыми СА.

ВСУ необходимо создавать на начальных этапах проектирования, после чего она, оказывая влияние на процесс проектирования, корректируется, приобретая качества, необходимые для последующей эффективной эксплуатации конвейера.

Программное обеспечение САК должно содержать пакет программ, назначением которых является: 1) формирование исходных данных для решения конкретных задач адаптации; 2) обработка, в том числе и статистическая, задаваемой оператором априорной и поступающей от датчиков текущей информации об условиях эксплуатации и фактическом техническом состоянии ССК; 3) расчет критериев адаптации; 4) расчет параметров адаптации; 5) индикация результатов расчетов.

Оператором на основании результатов расчетов осуществляется: 1) оценка эффективности управления скоростью конвейера в функции скорости подачи комбайна и выбор режима управления (следящего или ступенчатого); 2) установление целесообразности выравнивания нагрузок между приводами или приводными блоками; 3) определение целесообразности регулирования натяжения ТО; 4) оценка эффективности защиты от экстренных перегрузок; 5) настройка самоуправляемых СА.

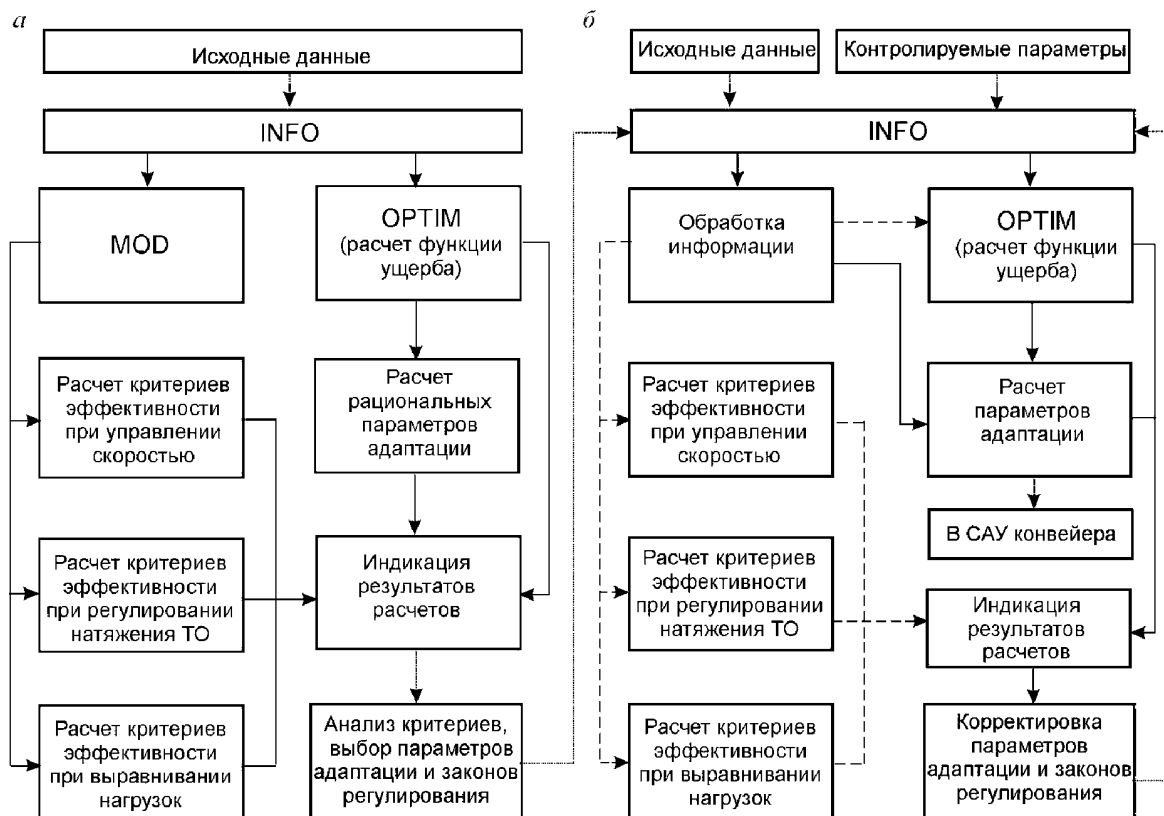


Рисунок 2 - Структура программного обеспечения системы адаптации конвейера: *а* - на этапе проектирования и ввода в эксплуатацию; *б* - при эксплуатации

Разработанные варианты ПО, структура и конфигурация которых отражена на рис. 2, содержат программы: INFO, MOD, ОПТИМ и др. Внутренние связи между блоками (программами) ПО, которые могут устанавливаться посредством INFO по мере надобности или по желанию оператора, изображены штриховыми линиями. Пунктирными линиями показаны информационные связи, осуществляемые оператором или системой преобразования сигналов и передачи их от датчиков к ПО или от ПО в САУ конвейера. Тонированные блоки соответствуют операциям, совершаемым вне ПО. Рисунки 2, *а* и 2, *б* отражают принципиальное отличие схем ПО, применяемого на разных этапах жизненного цикла ЗСК. При проведении расчетов на этапе проектирования (см. рис. 2, *а*) используется априорная информация, относящаяся ко всей области применения конвейера. Расчеты при вводе в эксплуатацию (также см. рис. 2, *а*) основываются на априорной информации, относящейся к конкретному ЗСК в определенных условиях эксплуатации. При расчетах, проводимых на этапе эксплуатации ЗСК (см. рис. 2, *б*), информация является апостериорной и уточняется по мере эксплуатации. Если на этапе проектирования ЗСК с помощью ПО, прежде всего, определяются и

анализируются критерии адаптации, то при его эксплуатации основной, а возможно и единственной задачей ПО является определение параметров адаптации.

Программа INFO служит для задания типа конвейера, его технических характеристик, конструктивных и режимных параметров, для формирования исходных данных для программ OPTIM, MOD и др., установления связей между отдельными программами, т.е. формирования конфигурации ПО. На этапе эксплуатации конвейера программа INFO осуществляет также формирование статистических рядов из последовательности значений контролируемых параметров (скорости конвейера, мощностей, потребляемых двигателями, и пр.). Программа INFO позволяет вводить информацию в автоматическом режиме от системы контроля параметров конвейера или в ручном режиме оператором.

Программа MOD на основании задаваемых вероятностных характеристик случайного забойного грузопотока, поступающего на конвейер от очистного комбайна, позволяет производить имитационное моделирование грузопотока, определять текущие значения количества груза на конвейере, скорости движения ТО и нагрузок в приводе конвейера (тягового усилия и потребляемой мощности), а также производить их статистическую обработку, в результате которой устанавливаются средние арифметические значения, оценки среднеквадратических отклонений и гистограммы. Полученные статистические данные используются для расчета критериев адаптации при управлении скоростью, регулировании натяжения ТО и выравнивании нагрузок между приводами или приводными блоками. Программа MOD включает процедуру определения неопределенных коэффициентов, необходимых для расчета реализаций забойного грузопотока. Коэффициенты определяются в результате решения системы нелинейных алгебраических уравнений итерационным методом Ньютона.

Система однородных линейных алгебраических уравнений, которая образуется на каждом шаге приближений, решается по компактной схеме исключения неизвестных.

Программа OPTIM предназначена для моделирования функции ущерба при экстренных перегрузках и определения оптимальных или рациональных значений параметров настройки самоуправляемых СА или задающих воздействий для САУ средствами адаптации, осуществляющими защиту ССК от перегрузок. Программа OPTIM содержит стандартные программы рандомизации случайных чисел, пакет программ SKONV, программу определения затрат времени при поиске препятствия движению ТО способами половинного деления или тестирующего пуска.

Пакет программ SKONV предназначен для расчета динамических процессов, протекающих в ССК, оборудованных наиболее распространенными средствами адаптации. Пакет программ SKONV, а также программы для расчета эффективности ЗСК, оснащенных СА, размещены в Интернете по адресу [www.skonv-raschet.narod.ru](http://www.skonv-raschet.narod.ru). Пакет программ содержит: 1) программы расчета динамики силовой системы (в дальнейшем «программы») и файлы исходных данных (gm.exe, gm\_0000.inp – для скребковых конвейеров с цилиндро-коническими редукторами и гидромуфтами; efm.exe, efm\_0000.inp – для скребковых конвейеров с цилиндро-коническими редукторами и электромагнитными фрикционными муфтами; ems.exe, ems\_0000.inp – для скребковых конвейеров с цилиндро-коническими редукторами и электромагнитными муфтами скольжения; emt.exe, emt\_0000.inp – для скребковых конвейеров с дифференциальными редукторами и электромагнитными индукционными тормозами); 2) управляющую программу – табличный редактор-загрузчик skonv.exe (в дальнейшем «редактор»); 3) программу draw.exe графического представления результатов расчета.

Каждая программа расчета динамики конвейера использует программные модули для решения системы дифференциальных уравнений методом Рунге-Кутты 4-го порядка и для аппроксимации зависимостей, представленных в виде таблиц, кубическими уравнениями.

**Выводы и направление дальнейших исследований.** Важным резервом повышения эффективности шахтных скребковых конвейеров является их адаптация к реальным условиям эксплуатации и их фактическому техническому состоянию. Для практической реализации концепции адаптации разработаны технические требования к системе адаптации, структура и содержание ее программного обеспечения. Направлением дальнейших исследований, связанных с созданием системы адаптации, является обоснование типа средств адаптации, формирование адаптационных свойств, а также определение рациональных параметров системы и средств адаптации.

*Обоснованы технические требования к системе адаптации шахтных скребковых конвейеров, приведена структура её программного обеспечения*

*Technical requirements to the system of the flight conveyors' adaptation are proved, the structure of it's software support is given*

### **Библиографический список**

1. Корнеев С.В., Дьяченко В.В. Адаптация силовой системы скребкового конвейера к условиям горного производства // Уголь Украины. – 1999. – №4. – С. 31-34.

2. Корнеев С.В. Систематизация средств защиты забойных скребковых конвейеров от перегрузок // Уголь Украины. – 2000. – №12. – С.31-33.

3. Корнеев С.В. Концепция адаптации забойных скребковых конвейеров// Наукові праці Донецького національного технічного ун-ту. Вип. 99, серія гірничо-електромеханічна. – Донецьк: ДонНТУ, 2005. – С. 130-137.

4. Корнеев С.В., Ширин Л.Н., Плетнев М.В. Адаптация шахтных скребковых конвейеров к условиям производства. – Луганск: Книжковий світ, 2005. – 264 с.

*Канд. техн. наук, доц. Ларченко В. Г.,  
канд. техн. наук, доц. Черных О. А.  
(ДонГТУ, г. Алчевск, Украина)*

## **МОДЕЛИРОВАНИЕ НАПРЯЖЕНИЙ И СДВИЖЕНИЙ ПОДРАБОТАННОЙ ТОЛЩИ ГОРНЫХ ПОРОД МЕТОДОМ КОНЕЧНЫХ ЭЛЕМЕНТОВ**

*Приведені результати математичного моделювання головних напружень і сдвигов слоїв подробленої товщі гірничих порід методом кінцевих елементів у переміщеннях.*

*The article presents the results of the mathematical modeling main strengths and shifts of the worked rock thickness by means of the method of final elements.*

### **Проблема и ее связь с научными и практическими задачами.**

Основным энергетическим сырьем Украины является уголь, разведанные запасы которого по оценке специалистов составляют более 45 млрд. тонн.

Добыча угля подземным способом сопровождается непрерывным увеличением глубины разработки, что вызывает увеличение напряженного состояния горного массива и, как следствие, приводит к активизации сдвижений и деформаций пород вокруг очистной выработки. Большинство шахт Западного Донбасса разрабатывают сближенные пласты, при отработке которых вокруг очистных выработок образуются различные по знаку и величине деформаций зоны сдвижения, что необходимо учитывать при выборе оптимального расположения вскрывающих и подготовительных выработок и прогнозе их устойчивости. Все вертикальные стволы охраняются предохранительными целиками, в которых только в Украинском Донбассе законсервировано более 220 млн. тонн угля. Кроме того, в Западном Донбассе под различными промышленными, гражданскими сооружениями, коммуникациями и природными объектами находится более 400 млн. тонн угля, отработка которого с полным обрушением кровли может вызвать опасные деформации подрабатываемых объектов. Поэтому исследования напряженного состояния горного массива, параметров зон сдвижения и стадий деформирования толщи пород вокруг очистной выработки, а также параметров про-

цесса сдвижения земной поверхности при разработке свиты пластов являются актуальными и имеют научное и практическое значение и выполняются в соответствии с гос.бюджетной темой № 144.

**Анализ исследований и публикаций.** Перечисленные исследования могут быть выполнены различными методами. Самым достоверным является метод комплексных натуральных инструментальных частотных наблюдений, позволивший получить качественную и количественную характеристику параметров процесса сдвижения подработанного массива пород над движущимся очистным забоем в главном сечении мульды сдвижения при глубинах подработки до 300 м [1-3]. Этот метод является очень трудоемким, требует длительных и точных комплексных наблюдений, особенно при больших глубинах подработки, почему его применение в настоящее время без должного финансирования не представляется возможным.

Поэтому для исследования напряженного состояния пород и параметров сдвижения подработанной толщи все чаще применяется теоретический метод исследования и математическое моделирование столь сложного процесса. Наиболее предпочтительной для расчета параметров сдвижений и деформаций слоистой толщи пород является гипотеза изгиба тонких плит (слоев) в зоне плавного прогиба [4], которая расположена выше кровли разрабатываемого пласта на расстоянии, кратном  $16 \div 40$  вынимаемой мощности пласта. Применение этой гипотезы требует точных прочностных характеристик слоев горных пород и совместного решения большого числа уравнений, пропорционального количеству слоев подработанной толщи. Идеализация расчетной схемы в первом приближении позволила получить качественную характеристику геомеханических процессов, но приводит к значительным отклонениям от результатов натуральных наблюдений. Поэтому результаты теоретических расчетов требует сопоставления с данными натуральных маркшейдерских наблюдений, уточнения методики и исходных параметров, что позволит достичь адекватности натурным условиям.

**Постановка задачи.** Исследовать главные напряжения и оседания слоистой толщи горных пород вокруг очистной выработки при пологом залегании методом конечных элементов.

**Изложение материала и его результаты.** Расчет главных напряжений горных пород вокруг очистной выработки и сдвижений слоистой подработанной толщи пород выполнен программным комплексом «Лира 9».

В основу расчета положен метод конечных элементов (КЭ) в перемещениях. В качестве основных неизвестных приняты оседания слоев

по оси Z и горизонтальные сдвиги по оси X. В расчетную схему включены следующие типы элементов:

Тип 262 – двухузловой КЭ односторонней упругой связи между узлами, который является нелинейным и предназначен для моделирования односторонней (воспринимающей растяжение или сжатие) линейной связи. Направление связи определяется в соответствии с координатами узлов, описывающих данный КЭ.

Тип 284 – физически нелинейный универсальный прямоугольный КЭ плоской задачи (слой), который предназначен для моделирования односторонней работы слоев пород на сжатие с учетом сдвига по схеме плоской деформации в соответствии с законом Кулона. Данный КЭ применяется в нелинейном шаговом процессоре при расчетах параметров горных выработок и тоннелей. При моделировании нелинейного нагружения должно быть задано большое количество итераций.

Физически нелинейный универсальный прямоугольный КЭ плоской задачи воспринимает: NX – нормальное напряжение вдоль оси XI; NY – нормальное напряжение вдоль оси YI (для случаев плоской деформации); NZ – нормальное напряжение вдоль оси ZI; TXZ – сдвигающее напряжение.

Жесткости элементов задаются: E – модулем деформации слоев;  $\nu$  – коэффициентом Пуассона; D – шириной выработанного пространства;  $R_C$  – напряжением сдвига;  $R_S$  – предельным напряжением при растяжении;  $f$  – углом внутреннего трения в градусах.

Перечисленные параметры жесткости элементов взяты в соответствии с результатами механических испытаний в горно-геологических условиях шахт Западного Донбасса. Если главные напряжения  $\sigma_1$  и  $\sigma_2$  удовлетворяют неравенствам:  $\sigma_1 \leq R_S$ ,  $\sigma_2 \leq R_S$ ,

$\sigma_1 - \sigma_2 \leq -\sin f (\sigma_1 + \sigma_2) + 2R_C \cos f$ , то производится линейный расчет. В противном случае происходит итерационный процесс.

Координаты узлов и нагрузки описаны в декартовой системе координат, где перемещения точек имеют следующую индексацию:

X – линейное перемещение точек по оси X, т.е. горизонтальные сдвиги; Z – линейное перемещение по оси Z, оседания точек массива (рис. 1, 2). Подработанная толща пород представлена из 8 слоев, выполнено 11 загрузок. Последовательно выполнялось накопление нагрузок расчетной схемы, формирование и разложение матрицы жесткости основной схемы расчета, вычисления главных напряжений (рис. 3,4) и перемещений при математическом моделировании процесса сдвига подработанной толщи пород. Результаты расчетов представлены таблицами и графически (рис. 1-4), которые имеют хорошую сходимость с натурными наблюдениями [1,2].



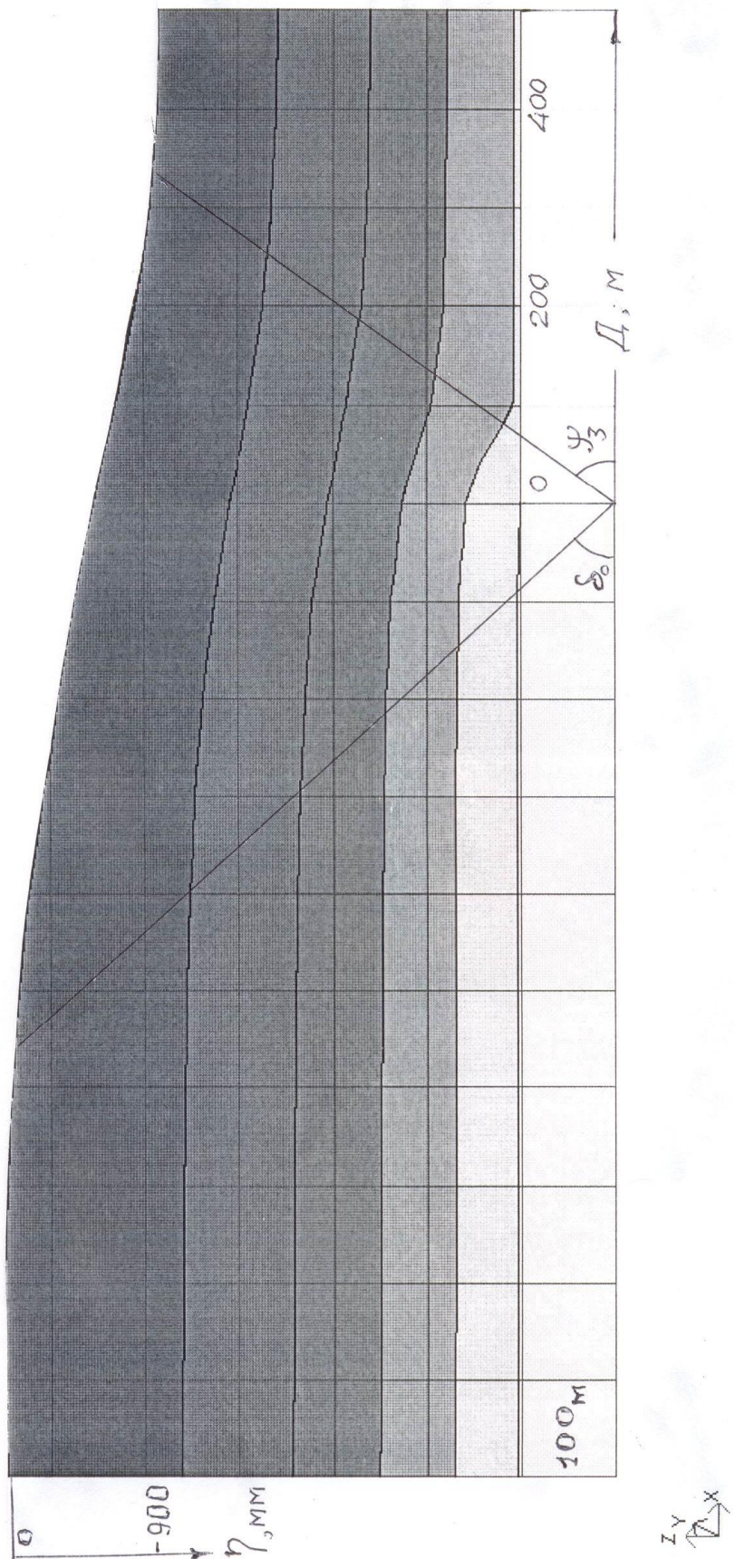


Рисунок 1 – Графики оседаний подработанной толщи пород

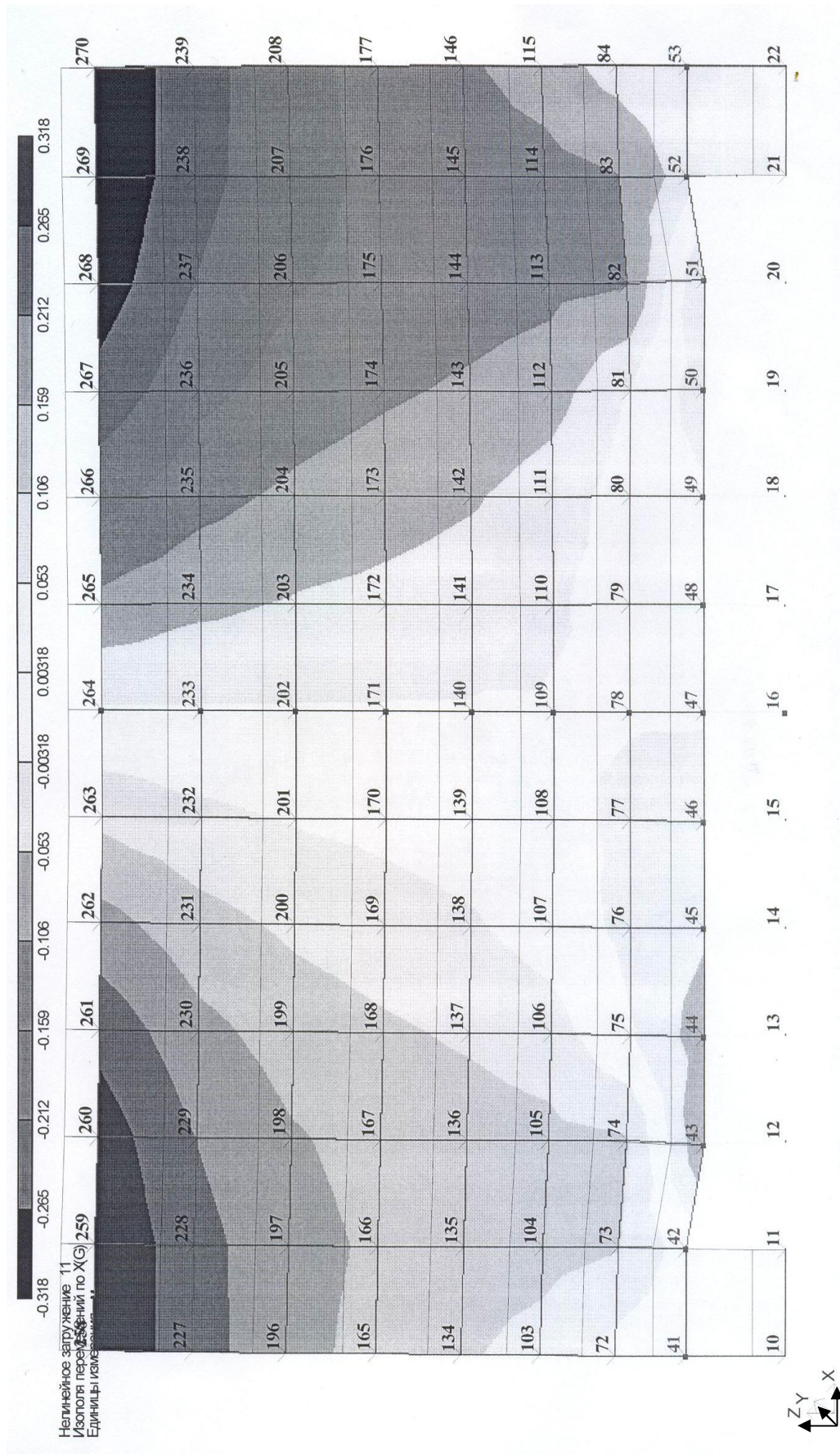


Рисунок 2 – Графики горизонтальных сдвижений подработанной толщи пород

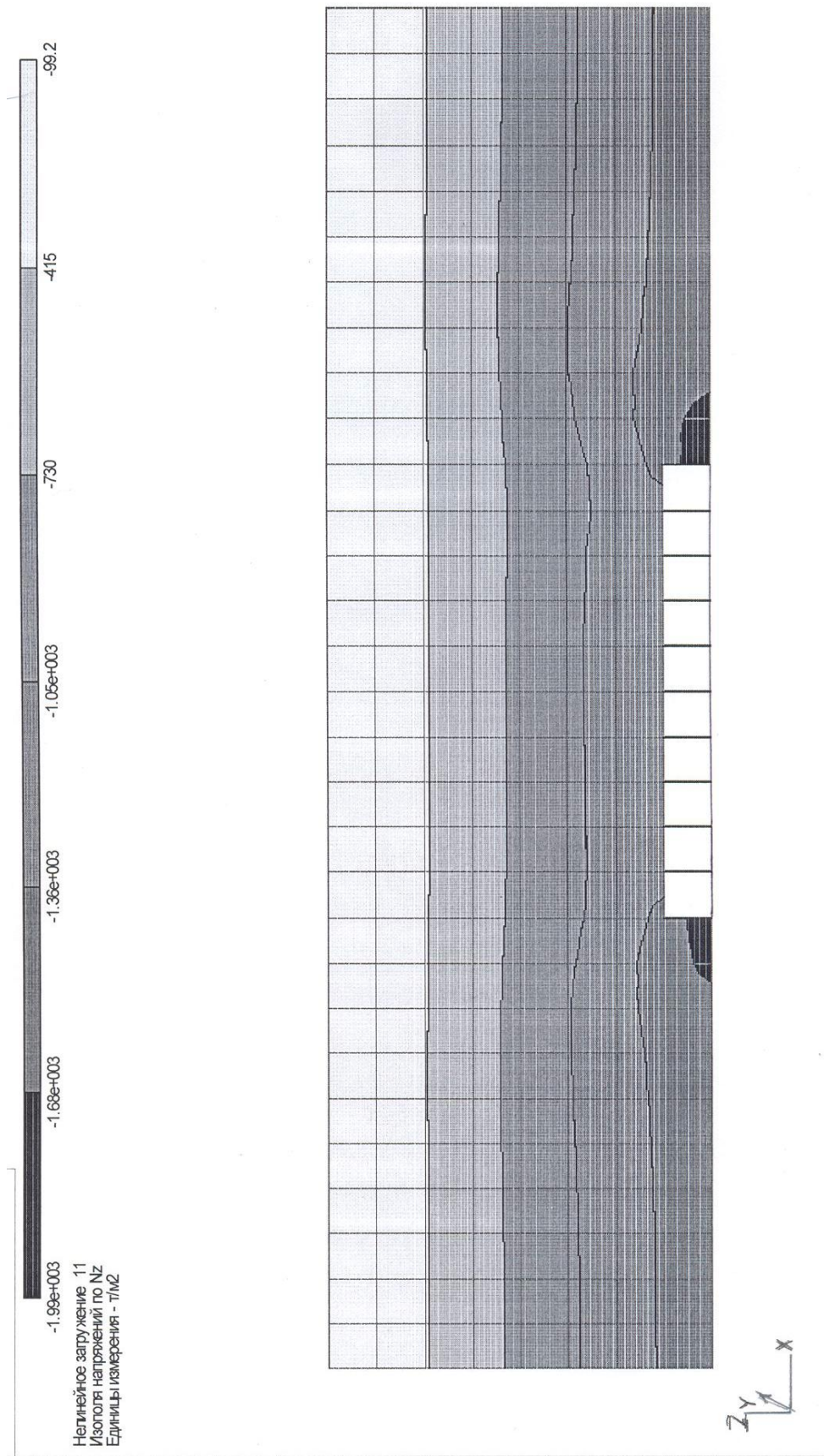


Рисунок 3 – Графики главных вертикальных напряжений подработанной толщи пород

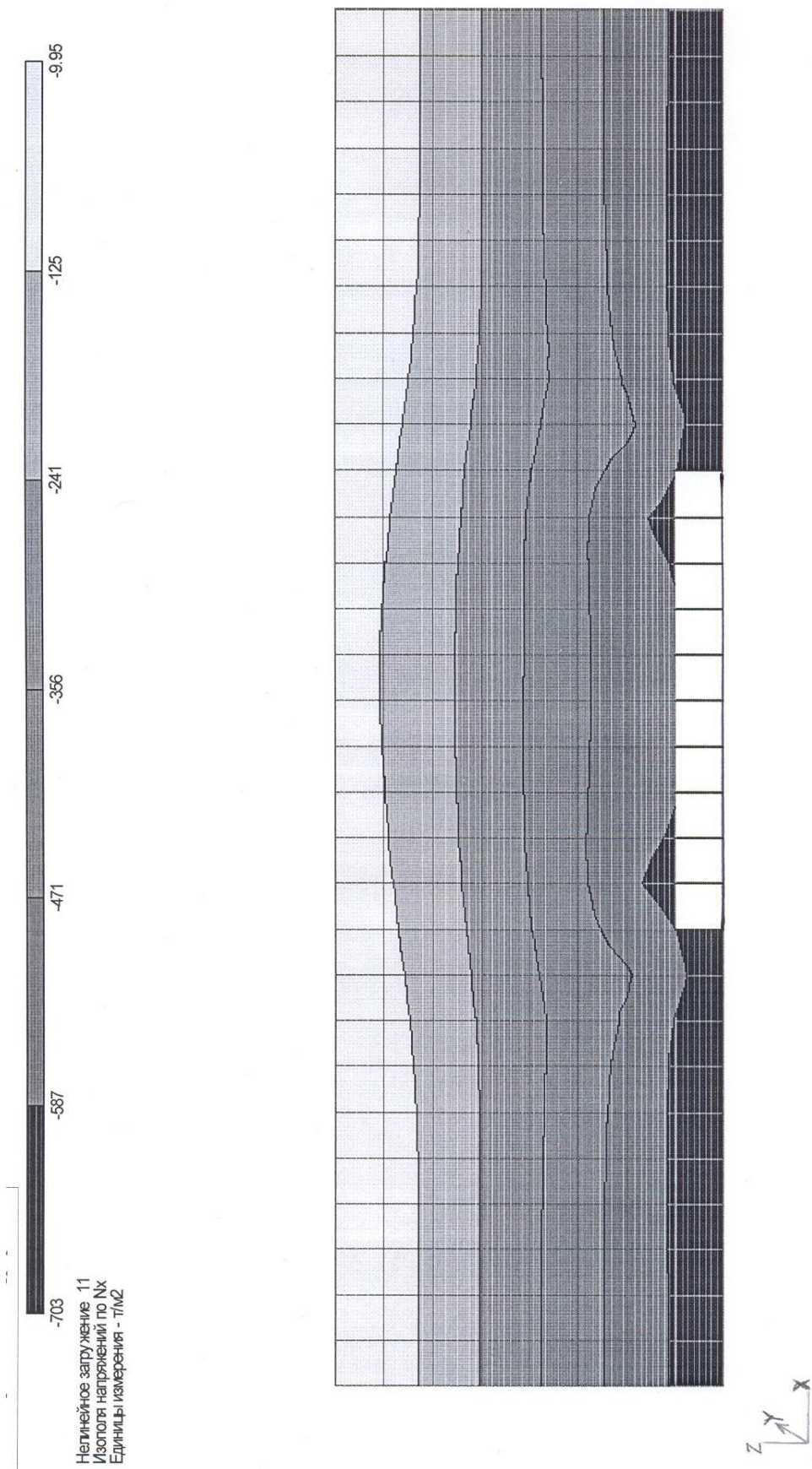


Рисунок 4 – Графики главных горизонтальных напряжений подработанной толщи пород

**Выводы.** 1. Моделирование напряжений и сдвижений подработанной толщи горных пород методом конечных элементов в перемещениях является полностью оправданным и эффективным.

2. Совершенствование и использование данного метода позволит установить новые зависимости параметров сдвижения подработанной толщи пород от глубины подработки, крепости и литологии горных пород, что необходимо знать при выборе оптимального расположения вскрывающих и подготовительных выработок, обеспечения их длительной сохранности, а также позволит сократить потери угля в предохранительных целиках под вертикальные стволы.

*Приведены результаты математического моделирования главных напряжений и сдвигов слоев подработанной толщи горных пород методом конечных элементов в перемещениях*

*The article presents the results of the mathematical modeling of main strengths and shifts of the worked rock thickness by means of the method of final elements*

#### **Библиографический список**

1. Ларченко В.Г. Сдвигения и деформации подработанного массива горных пород // Зб. доповідей Міжнародної науково-технічної конференції “Сталій розвиток гірничо-металургійної промисловості”, МОНУ, КТУ, том 1, 2004.-С. 93-96.

2. Ларченко В.Г. Исследование закономерностей и зависимостей максимальных деформаций земной поверхности при разработке свиты угольных пластов // Разработка рудных месторождений, МОНУ, КТУ, вып.89, Кривой Рог, 2005.-С.59-61.

3. Ларченко В.Г., Бородин Н.В. Рекомендации по планированию горных выработок под объектами земной поверхности // Сб. научн. трудов, вып.19 – Алчевск: ДонГТУ, 2005.-С.55-63.

4. Ларченко В.Г., Короткова С.Е. Расчет напряжений и деформаций толщи горных пород, покрытых мощными четвертичными отложениями // Сб. научн. трудов ДонГТУ, вып.20 - Алчевск: ДонГТУ, 2005.-С. 139-150.

*Аспирант Касьян С. И.  
(ДонГТУ, г. Алчевск, Украина)*

**ИССЛЕДОВАНИЕ  
НАПРЯЖЁННО-ДЕФОРМИРОВАННОГО СОСТОЯНИЯ  
МАССИВА ГОРНЫХ ПОРОД ВОКРУГ ПОДГОТОВИТЕЛЬНОЙ  
ВЫРАБОТКИ ОТ ВЛИЯНИЯ ДВУХ ЛАВ**

*Досліджений процес руйнування масиву гірничих порід навколо виробок, що повторно використовуються, побудовано графіки залежності деформацій від напруг.*

**Проблема и связь с научными и практическими задачами.**

С увеличением глубины разработки и соответственно с повышением горного давления работы по добыче полезного ископаемого усложняются, это приводит к образованию все больших зон потери устойчивости (ЗПУ) вокруг подготовительных выработок, и особенно это сказывается на повторно используемых выработках, которые на шахтах Украины составляют свыше 11 тыс. км [1], трудоемкость их поддержания 53 чел.-дня на 1000 т угля. Поэтому изучение процесса разрушения массива горных пород вокруг повторно используемой выработки, с целью упрочнения горных пород в ЗПУ, является вопросом актуальным.

**Анализ исследований и публикаций.**

Изучению проявления горного давления в подготовительной выработке уделено огромное внимание, т.к. это имеет решающее значение для её устойчивости и сохранности. На степень устойчивости влияет ряд факторов: крепость пород, степень нарушенности массива пород трещинами, раскрытие трещин, шероховатость стенок трещин, заполнение трещин, обводненность пород и др. Совокупность влияния всех этих факторов и определяет показатель устойчивости пород [2], а соответственно и состояние выработки.

Вокруг подготовительной выработки образуются зоны разрушенных пород. Автором работы [3] рассмотрены некоторые факторы, оказывающие влияние на эти зоны. Такие факторы как глубина разработки и прочность вмещающих пород оказывают значительное влияние на размер зоны разрушенных пород вокруг выработок, но являются практически неуправляемыми – задаются условиями разработки и местом расположения выработки, поэтому эффективное воздействие на рост

зон разрушенных пород возможно только за счёт изменения величины эффективного напряжения, которая в свою очередь зависит от отпора крепи, остаточной прочности пород в зоне разрушения, путём введения крепи в работу с момента её установки и повышения её несущей способности, а также повышения остаточной прочности разрушенных пород техническими и технологическими средствами.

Сохранение устойчивости повторно используемой выработки является задачей сложной, но необходимой, так как это экономически выгодно по сравнению с проведением новой выработки. При изучении эффекта саморасклинивания [4], был сделан вывод что после прохода первой лавы этот эффект не наблюдается и для сохранения эффекта саморасклинивания огромное внимание необходимо уделять охранным сооружениям: они должны обладать большой жесткостью в вертикальном направлении и не меньшим сопротивлением в горизонтальном направлении. Это достигается путем сквозной сшивки охранных сооружений металлическими стержнями с резьбовым стягиванием в горизонтальном направлении вдоль длины лавы, что повышает устойчивости выработки в 1,2 – 1,5 раза.

Исследование напряженно деформированного состояния массива и механизма разрушения пород вокруг выработки в зоне влияния двух лав применительно к упрочнению пород не исследованы.

#### **Постановка задачи.**

Исследовать процесс разрушения массива горных пород вокруг повторно используемой выработки от влияния двух лав методом конечных элементов.

#### **Изложение материала и его результаты.**

Для исследования напряженно-деформированного состояния массива горных пород вокруг подготовительной выработки от влияния двух лав была составлена объёмная модель, которая представляет собой горный массив, представленный 52818 объёмными элементами, в котором проведена подготовительная выработка шириной 5 м и высотой 3,4 м, по пласту мощностью 1 м, со смешанной подрывкой боковых пород. Охрану выработки осуществляется железобетонными тумбами (БЖБТ), с целью повторного использования выработки; расстояние между лавами 500 м. Размеры модели следующие: вдоль выработки 1110 м, вдоль лав 395 м, глубина разработки пласта 580 м, от поверхности до граничных элементов модели 926 м.

При изучении вертикальных напряжений, было установлено, что впереди очистных забоев опережающей и отстающей лав эти напряжения превышают гидростатические; детальные исследования напряженного состояния проведены на расстояниях от лав +25...-22,5 м.

Для оценки устойчивости пород были рассчитаны эквивалентные напряжения по теории Мора, по результатам анализа которых определены параметры зон потери устойчивости.

На рисунках 1, 2 приведены изополя эквивалентных напряжений на линии очистных забоев опережающей и отстающей лав соответственно.

При анализе эквивалентных напряжений впереди опережающей лавы видно, что зона потери устойчивости сконцентрирована по пласту со стороны лавы, с максимальными сжимающими напряжениями 10 МПа. По породному контуру выработки, и в почве видны зоны потери устойчивости от растягивающих напряжений. На линии очистного забоя отстающей лавы просматривается такая же картина, но максимальные напряжения зоны потери устойчивости от сжимающих напряжений составляет 17 МПа, а растягивающих, расположенных по периметру выработки, достигают 6,7 МПа.

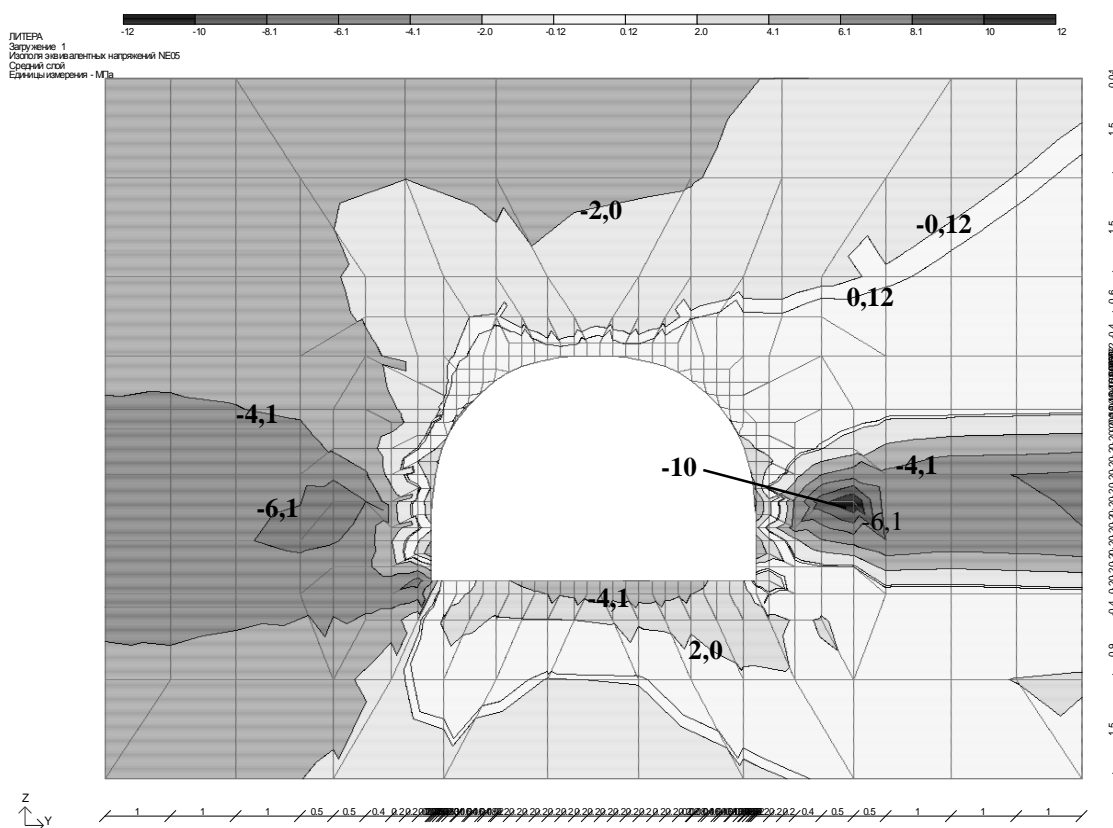


Рисунок 1 – Изополя эквивалентных напряжений на линии очистного забоя опережающей лавы



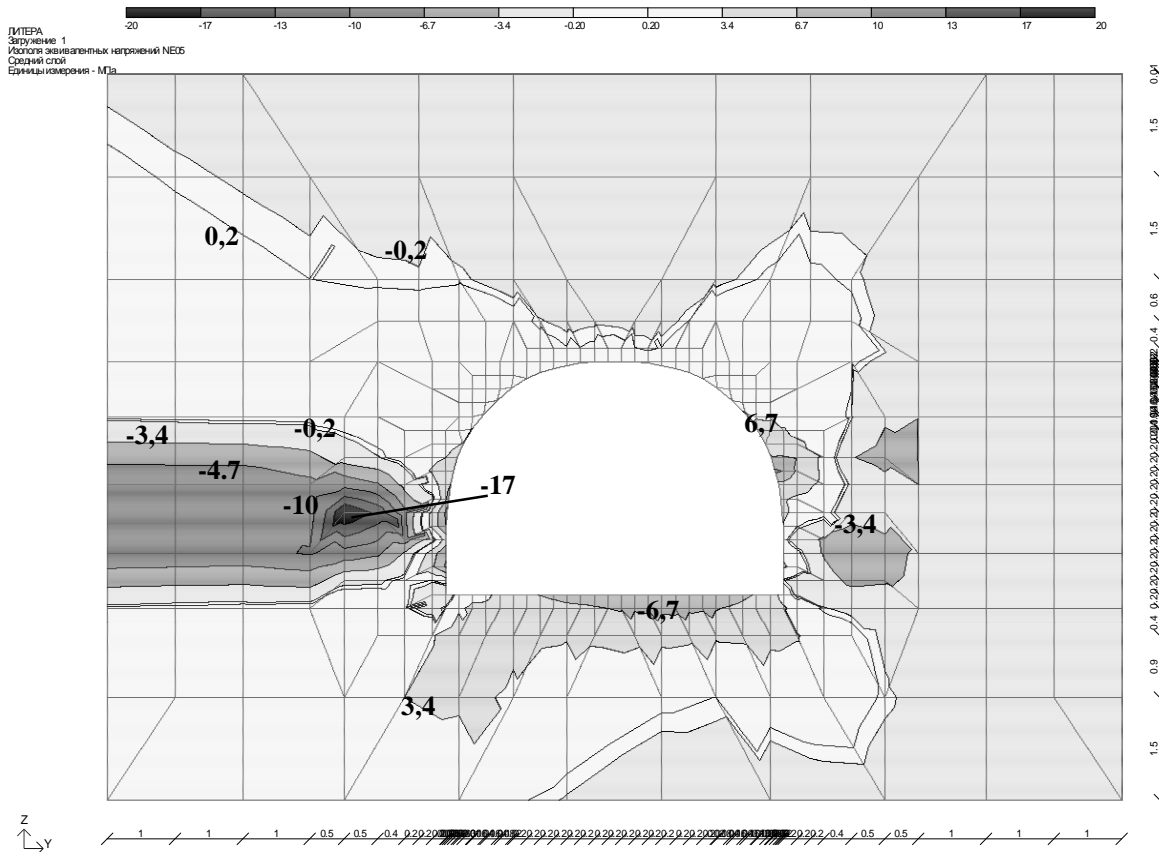


Рисунок 2 – Изополя эквивалентных напряжений на линии очистного забоя отстающей лавы

Задача о изучении процесса разрушения горных пород в окрестности выработки для нелинейно деформируемого упругого массива решена для участков, размеры которых определены с учетом зон потери устойчивости и в которых выделены области с 9843 объемными элементами, а граничным узлам уменьшенных моделей заданы перемещения по трем направлениям (OX, OY, OZ) полученные при решении задачи из общей модели. Нагружение модели производилось в 5 шагов, по 20 % от максимальной нагрузки каждый. Просчет осуществлялся отдельно в окрестности влияния опережающей и отстающей лав.

Динамика разрушения изучена на различных расстояниях от лав. Детальный анализ выполнен в сечениях на расстояниях 7,5 м перед лавами, на линии очистных забоев и над крепью лавы, т.е. на расстоянии 2,5 м за ее забоем.

На рисунке 3 показаны области разрушения элементов на линии очистных забоев опережающей и отстающей лав, а также номера элементов, для которых детально исследовались зависимости деформаций от напряжения. Основные преобладающие разрушения в окрестности опережающей лавы это: разрушение основного материала по первой

главной площадке ( ▨ ), которые наблюдались как правило в почве выработки; разрушения основного материала при сжатии ( ▩ ), наблюдаемые по пласту, разрушения основного материала при растяжении и сжатии ( ▧ ), сосредоточенные в боках выработки, непосредственно над пластом, также разрушения элемента при сжатии ( ▫ ) по угольному пласту, и разрушение элементов при сжатии и растяжении **Ошибка! Ошибка связи.**

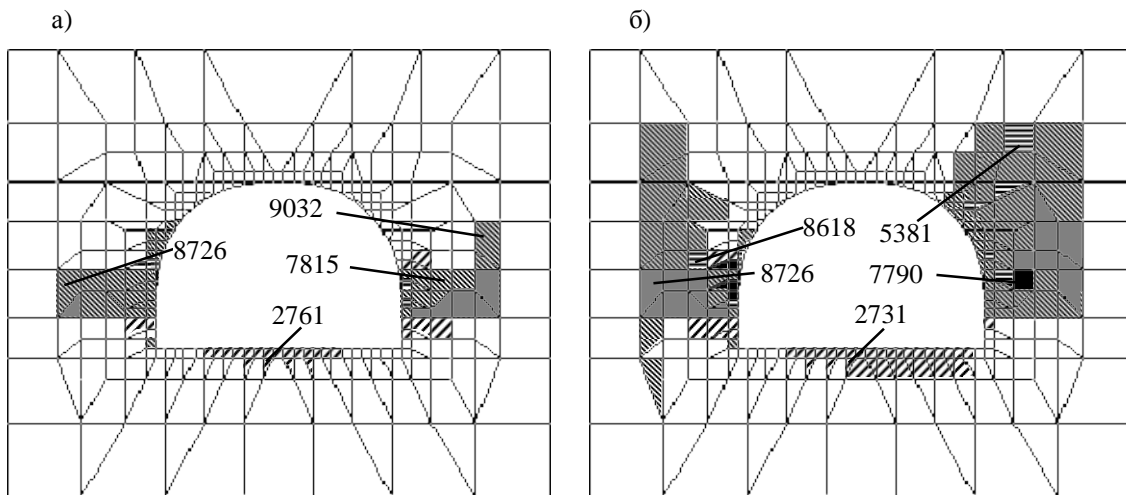


Рисунок 3 – Разрушения горного массива при максимальном нагружении модели вокруг подготовительной выработки на линиях очистных забоев лав: а) опережающей и б) отстающей

После рассмотрения процесса разрушения по мере нагружения массива, для выделенных ранее элементов построены графики зависимостей между деформациями и напряжениями по шагам.

В угольном пласте со стороны опережающей лавы рассматриваемый элемент 7815 расположен на расстоянии 0,8 м от выработки по пласту и на линии очистного забоя. Разрушение его началось со второго шага, где напряжения составили:  $N_x = -6,42$  МПа;  $N_y = -16,23$  МПа;  $N_z = -6,87$  МПа, а уже при нагружении модели на 80 % (4 шаг) напряжения стабилизировались, т.е. разрушение основного материала при сжатии прекратилось (рисунок 4), а деформации продолжали расти и при максимальном нагружении составили:  $\epsilon_x = 0,088 \cdot 10^{-3}$ ;  $\epsilon_y = 0,72 \cdot 10^{-3}$ ;  $\epsilon_z = -14,67 \cdot 10^{-3}$ .

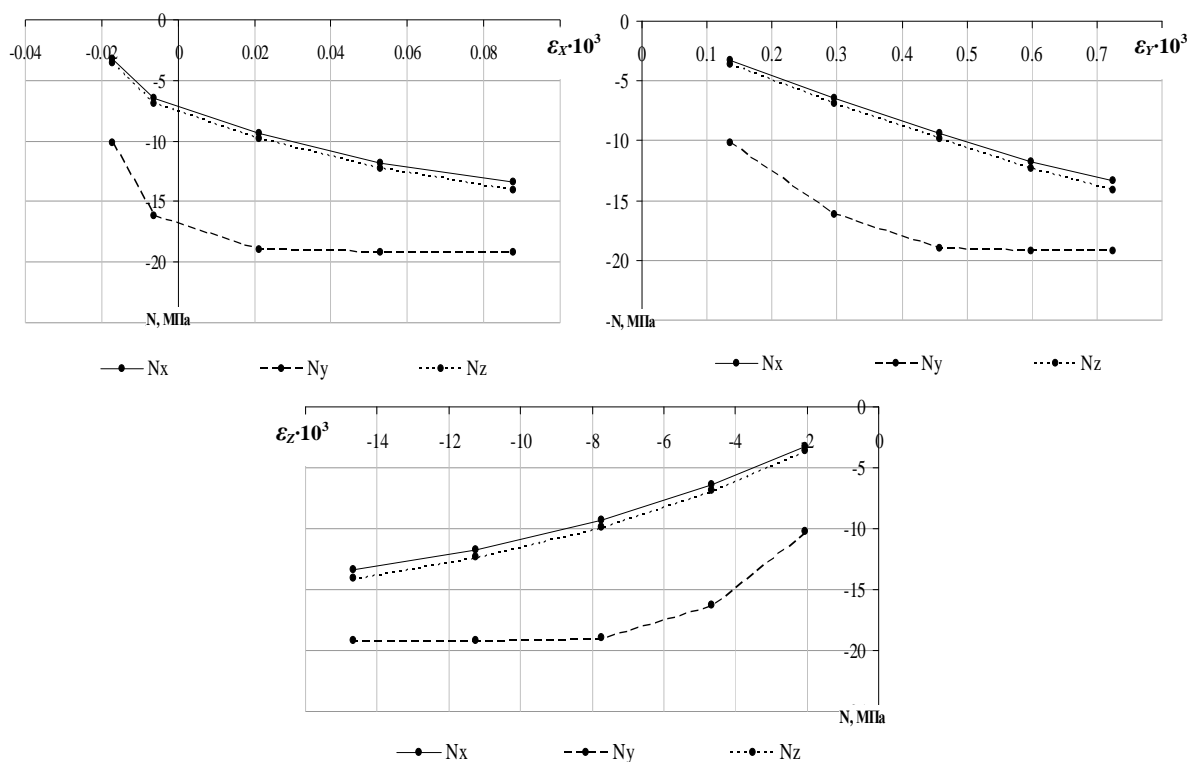


Рисунок 4 – Зависимость между горизонтальными ( $\epsilon_x$ ,  $\epsilon_y$ ) и вертикальными ( $\epsilon_z$ ) относительными деформациями и горизонтальными ( $N_x$ ,  $N_y$ ) и вертикальными ( $N_z$ ) напряжениями в элементе 7815

В глубине массива, в элементе 8726 после третьего шага, произошло разрушение основного материала при сжатии и горизонтальные относительные деформации ( $\epsilon_y$ ) резко уменьшились. В кровле со стороны лавы (элемент 9032) наблюдается разрушение основного материала при сжатии, что подтверждается плавным ростом деформаций, сопровождающийся увеличением сжимающих напряжений (рисунок 5, а).

В почве подготовительной выработки (элемент 2761) происходит также рост горизонтальных напряжений и горизонтальных деформаций по мере нагружения (рисунок 5, б), а вертикальные напряжения после 60 % нагружения изменялись из растягивающих на сжимающие, вертикальные же деформации практически отсутствовали.

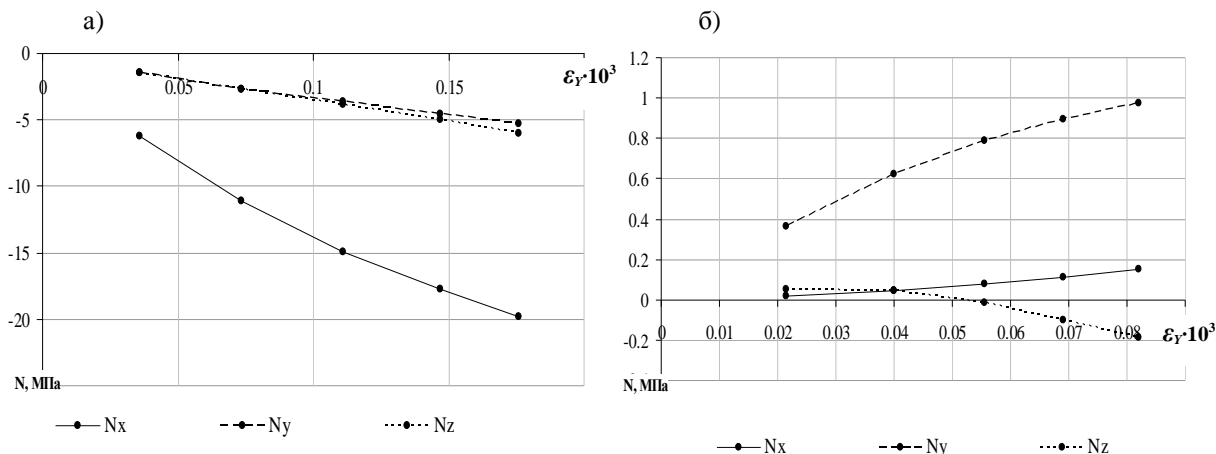


Рисунок 5 – Зависимость между горизонтальными ( $\epsilon_\gamma$ ) относительными деформациями и горизонтальными ( $N_x$ ,  $N_y$ ) и вертикальными ( $N_z$ ) напряжениями в элементах: а) 9032; б) 2761

По пласту на линии очистного забоя отстающей лавы рассматривался элемент 8726, расположенный на расстоянии 1,75 м от выработки, в котором уже после второго шага произошел спад напряжений, особенно явно выраженный на горизонтальных напряжениях ( $N_y$ ) (рисунок 6).

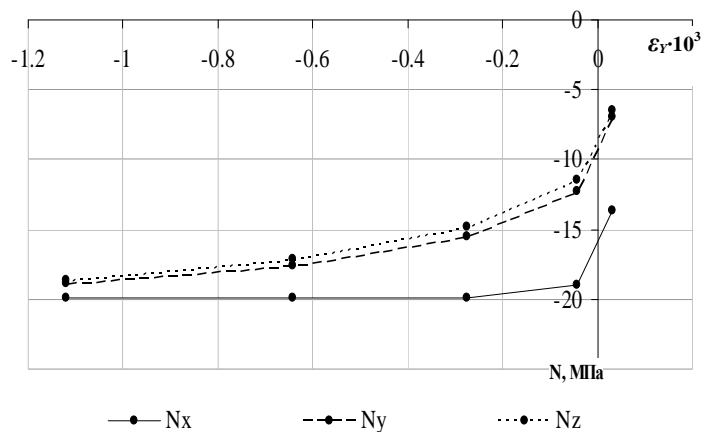


Рисунок 6 – Зависимость между горизонтальными ( $\epsilon_\gamma$ ) относительными деформациями и горизонтальными ( $N_x$ ,  $N_y$ ) и вертикальными ( $N_z$ ) напряжениями в элементе 8726

В кровле разрабатываемого пласта (элемент 8618) картина напряжений относительно горизонтальных деформаций стабилизируется уже после 40 % нагружения модели (рисунок 7, а), а относительно верти-

кальных напряжений стабилизация напряжений происходит после 60 % нагружения модели (третий шаг).

В кровле обрушенных пород (элемент 5381) основной материал элемента разрушился при растяжении и сжатии с почти пропорциональным увеличением деформаций от напряжений (рисунок 7, б), с максимальными величинами напряжений:  $N_x = -9,61$  МПа;  $N_y = -3,56$  МПа;  $N_z = -3,44$  МПа, и деформаций:  $\varepsilon_x = 0,023 \cdot 10^{-3}$ ;  $\varepsilon_y = 0,5 \cdot 10^{-3}$ ;  $\varepsilon_z = -3,55 \cdot 10^{-3}$ .

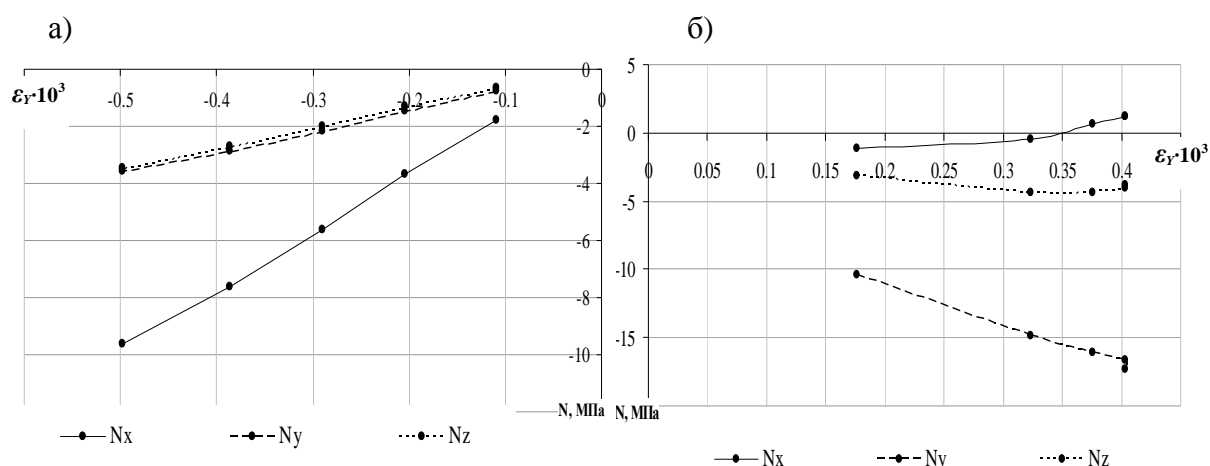


Рисунок 7 – Зависимость между горизонтальными ( $\varepsilon_y$ ) относительными деформациями и горизонтальными ( $N_x$ ,  $N_y$ ) и вертикальными ( $N_z$ ) напряжениями в элементах: а) 8618; б) 5381

На линии очистного забоя отстающей лавы со стороны обрушенных пород (элемент 7790 – верх железобетонной тумбы) после максимального нагружения разрушился от сжатия и растяжения, но уже после третьего шага, когда произошло разрушение основного материала от сжатия, горизонтальные напряжения значительно уменьшились и почти прекратились (рисунок 8).

В почве подготовительной выработки на уровне отстающей лавы картина идентична с результатами на уровне опережающей лавы.

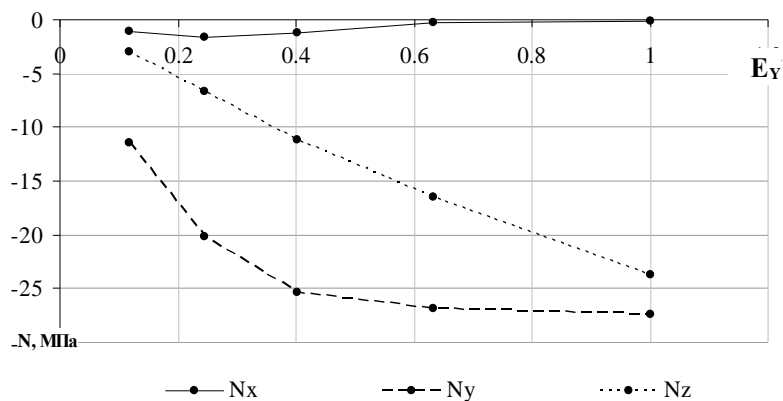


Рисунок 8 – Зависимость между горизонтальными ( $\epsilon_y$ ) относительными деформациями и горизонтальными ( $N_x$ ,  $N_y$ ) и вертикальными ( $N_z$ ) напряжениями в элементе 7790

После чего сделан анализ изменения относительных деформаций по мере приближения к очистному забою в нижнем элементе кровли отстающей лавы (рисунок 9). При приближении к очистному забою на расстоянии 7,5 м и до забоя лавы сжимающие деформации вдоль выработки уменьшились с  $-0,08 \cdot 10^{-3}$  до  $-0,03 \cdot 10^{-3}$ , а в призабойном пространстве возникли растягивающие деформации, которые составили  $0,08 \cdot 10^{-3}$ , такое возникновение растягивающих деформаций может привести к вывалу, если кровля не упрочнена. Растягивающие горизонтальные деформации перпендикулярно выработки по мере приближения лавы увеличились с  $0,125 \cdot 10^{-3}$ , на расстоянии 7,5 м, до  $0,145 \cdot 10^{-3}$  на линии очистного забоя, после чего в призабойном пространстве уменьшились до  $0,13 \cdot 10^{-3}$ . Что же касается относительных вертикальных деформаций, то на расстоянии 7,5 м они отсутствовали, после чего начали расти сжимающие деформации, составляющие на линии очистного забоя  $-0,033 \cdot 10^{-3}$ , а в призабойном пространстве продолжали расти и достигли  $0,063 \cdot 10^{-3}$  над крепью лавы (-2,5 м).

В результате исследований было установлено, что вокруг повторно используемой выработки разрушения происходят сначала по угольному пласту, причем с преобладающим разрушением основного материала от сжатия, результатом чего является повышенные деформации элементов, а затем разрушения переходят в кровлю пласта и частично в почву. По мере нагружения модели меняется вид разрушения и, как правило, после третьего шага возникает разрушение непосредственно элемента, при превышении предела прочности на сжатие в данном элементе, т.е. угольный пласт на глубину 2,8 м полностью разрушен при сжатии.

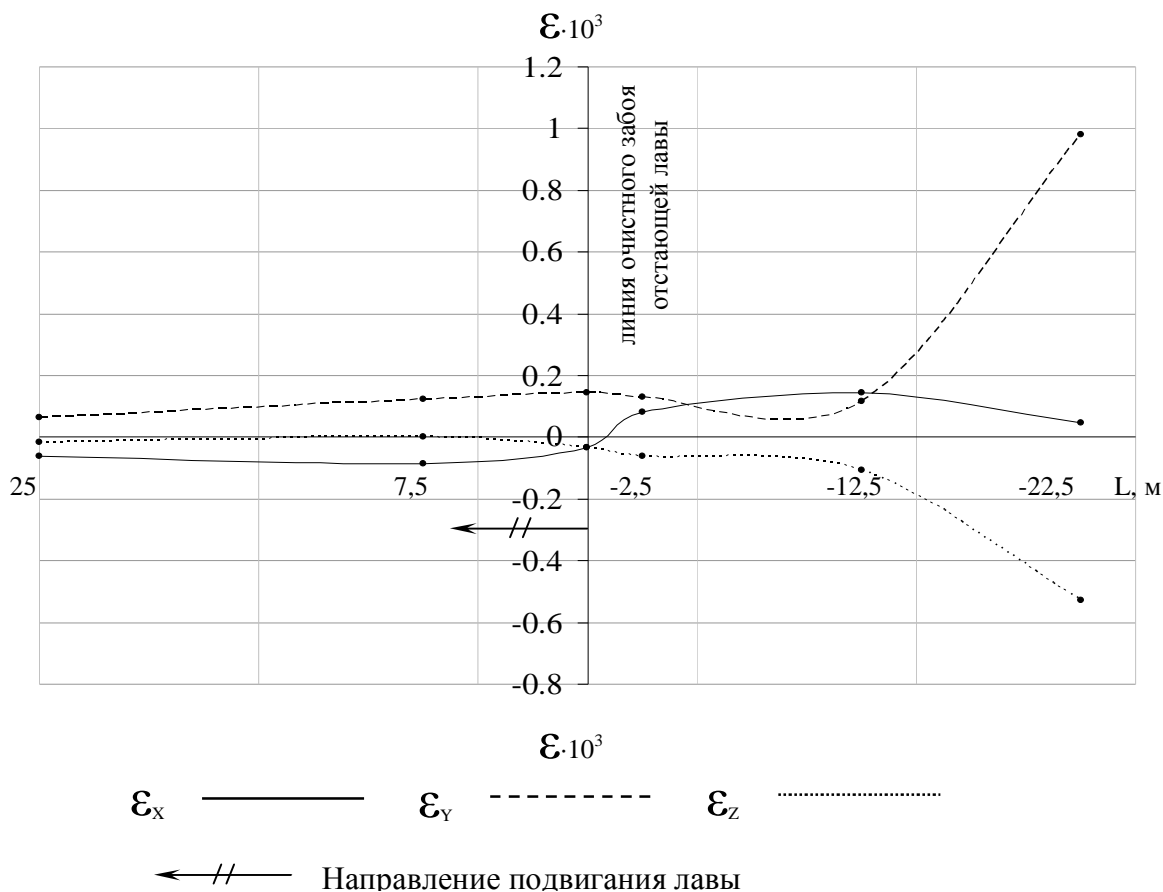


Рисунок 9 – Зависимость изменения относительных деформаций в нижнем слое кровли выработки ( $\epsilon$ ) от расстояния до отстающей лавы ( $L$ )

В результате проделанной работы сделан вывод о том, что угольный пласт и кровля разрушаются под действием сжимающих напряжений, превышающих предел прочности пород. Возникающие относительные деформации растяжения, направленные в сторону выработки, достигают в кровле  $\epsilon_y = 1,125 \cdot 10^{-3}$  впереди отстающей лавы, на участке 7,5 – 0 м они возрастают на величину  $0,02 \cdot 10^{-3}$ ; в призабойном пространстве растягивающие деформации достигают  $\epsilon_x = 0,081 \cdot 10^{-3}$ , что на два порядка меньше чем относительные деформации скрепляющих составов, т.е. упрочненные породы впереди лавы не будут разрушены над призабойным пространством.

*The process of destruction of array of mountain breeds of the around repeatedly used making is explored, the graphs of dependences of deformations from tensions are built.*

*Исследован процесс разрушения массива горных пород вокруг повторно используемых выработок, построены графики зависимостей деформаций от напряжения.*

### **Библиографический список**

1. *Обобщение опыта крепления и охраны подготовительных выработок. Егоров С. И., Халимендик Ю. М., Курченко Э. П., Андриенко В. М., Сторчак И. И., Иваненко Л. Г. // Уголь Украины. – 2002. – №5. – С. 19 – 21.*

2. *Булычёв Н.С. Механика подземных сооружений. – М.: Недра, 1982. – 270 с.*

3. *Касьян Н. Н. Оценка влияния различных факторов на величину зоны разрушенных пород вокруг выработок. // Известия Донецкого горного института. – 1997. -№1(5). – С. 63 – 67.*

4. *Механизм деформирования пород, вмещающих повторно используемую выработку. Назимко В.В., Сажнев В.П., Сугаков В.А., Лозовский С.П. // Известия Донецкого горного института. – 1996. - №2(4). – С. 60 – 67.*



*Ассистент Моисеенко Е. В.  
(ДонГТУ, г.Алчевск, Украина)*

## **ПРОБЛЕМЫ ИСПОЛЬЗОВАНИЯ ТРИГОНОМЕТРИЧЕСКОГО НИВЕЛИРОВАНИЯ ДЛЯ ИССЛЕДОВАНИЯ УСТОЙЧИВОСТИ НЕФТЕПРОВОДОВ НА ПОДРАБАТЫВАЕМЫХ ТЕРРИТОРИЯХ ПРИ РЕСТРУКТУРИЗАЦИИ ШАХТ**

*Реструктуризация шахт приводит до подтопления территорий та до активізації процесу зрушення гірничих порід та земної поверхні. При цьому стійкість нафтопроводів в краєвій частині мульди зрушення різко погіршуються. В цих умовах для спостереження посування земної поверхні запропоновано метод тригонометричного нівелювання реперів, що розташовані не традиційно по краям лінії, а по сітці квадратів, на значно пересічній місцевості. Аналізується її точність та запропоновано метод спостережень та розрахунків.*

### **Введение**

Современное состояние земной поверхности на территории Луганской области претерпевает значительные изменения. Причиной тому явилась реструктуризация шахт с прекращением откачки подземных вод. Выход вод на вышележащие горизонты спровоцировал процесс подтопления промышленных сооружений, железных дорог, сельхозугодий, а также склонов балок с перепадом высот до сотен метров, по которым проложены ветки нефтепроводов, газопроводов и водопроводов. Во многих случаях значительная часть указанных территорий ранее подрабатывалась или подрабатывается в настоящее время. Ранее произведенные наблюдения за сдвижением горных пород и земной поверхности в условиях откачки вод послужили основой для разработки мер охраны сооружений для ранее существовавших условий. Резкое изменение физико-механических свойств горных пород в период подтопления привело к нарушению устойчивости сооружений, к разрыву нефтепроводов, к нарушению экологического состояния значительных территорий. В создавшихся условиях прежние методы маркшейдерских наблюдений за сдвижением земной поверхности и устойчивостью нефтепроводов оказались недостаточными. На основе восемнадцатилетнего опыта наблюдений был разработан, проанализирован и внедрен метод усовершенствованного тригонометрического нивелирования на пересеченной мест-

ности по сетке квадратов с использованием высокоточных электронных тахеометров и усовершенствованной методикой обработки результатов с учетом рефракции.

#### **Обзор публикаций по теме**

Попов В.Н. [1] приводит результаты тригонометрического нивелирования при наблюдении за осадками передвижных железнодорожных путей на деформируемых отвалах на участках их подъема и спуска при перепаде высот 35-40м. Длины измерялись параллактическим методом с постоянным базисом равным 24м. Зенитные расстояния измерялись двумя теодолитами Т2 одновременно в прямом и обратном направлениях по трем нитям.

После обработки измерений получены результаты: средняя квадратическая ошибка параллактического угла  $0,24 - 0,64''$ , средняя квадратическая ошибка определения длин линий  $0,25 - 1,39$ мм при длинах от 70 до 103 м, средняя квадратическая ошибка зенитного расстояния  $0,47 - 0,82''$ , средняя квадратическая ошибка превышения, полученного из тригонометрического нивелирования,  $0,5 - 2,1$  мм, при заданной по нормативным документам 5мм. Результаты показывают, что в труднодоступных местах тригонометрическое нивелирование короткими лучами можно использовать совместно с геометрическим нивелированием на горизонтальных участках при наблюдении за осадками рельсовых передвижных путей на деформируемых отвалах с удовлетворительной точностью без применения дорогостоящих электронных тахеометров.

#### **Обзор литературы по вопросам нивелирования**

Тригонометрическое нивелирование применялось для наблюдений за подвижками земной поверхности в районе вулкана Толбачик. Автор В.И. Кафтан [2] отмечает, что на основании долговременных исследований движения земной коры тригонометрическим нивелированием установлено, что в гористой местности благодаря применению особой методики, точность его гораздо повышается. Автор отмечает также, что „оно используется редко и недостаточно эффективно”. Далее отмечается, что тригонометрическое нивелирование „позволяет получать достоверную информацию о движении земной поверхности”. Тем не менее имеются вполне убедительные доказательства эффективности применения тригонометрического нивелирования с применением точных приборов при изучении „быстрых вертикальных движений земной поверхности, особо в районах активного вулкана”. Вертикальные сдвигения в таких районах достигают „нескольких дециметров и даже метров”. При этом автор ссылается как на отечественных исследователей, так и на зарубежных.[3,4,5,6,7]

Тригонометрическое нивелирование с успехом применялось при исследованиях на Камчатке [6], в исследованиях [5,7] и рекомендуется Методическим руководством [3]. Точность тригонометрического нивелирования на равнинной местности гораздо ниже геометрического нивелирования. Это отмечают практически все исследователи [2,7]. Однако, применение геометрического нивелирования на плоскостях с углом падения  $2 - 8^\circ$  резко снижает его точность, увеличивается количество стоянок, ухудшаются условия взятия отсчетов. Играет отрицательную роль и временной характер. Если тригонометрическое нивелирование можно снять с 4–5 точек за 1 час, то геометрическим – 2.

Исследователями Изотовым А. А. [4] и Градилеком Л. [8] установлены закономерности уменьшения колебаний атмосферной рефракции с увеличением эквивалентных и абсолютных высот линии визирования. Определено время суток, в течение которого коэффициент рефракции изменяется в наименьшей степени. Следовательно, в период выгоднейшего времени наблюдений в гористой и резко пересеченной местности определение вертикальных смещений тригонометрическим нивелированием может быть произведено „с более высокой точностью, чем на равнине”. [2]

Гипотеза о „постоянстве угла рефракции одного и того же направления от эпохи к эпохе” была проверена путем статистического анализа 298 полных углов рефракции на трех геодинамических полигонах в течение двух, трех, и четырех эпох наблюдений с интервалом 14 лет. Исследования показали тесную взаимную корреляцию смежных по времени значений  $\sigma$ . Результаты статистического анализа подтвердили возможность определения долгосрочных вулканических движений тригонометрическим нивелированием.

Изотов А. А. предложил особую обработку тригонометрических данных – уравнивание разности повторных измерений [4] для определения движений земной поверхности. Этот метод был применен при обработке плановых сетей по результатам тригонометрического нивелирования.

На основе способа уравнивания разработана методика поэтапного анализа поверхности методом тригонометрического нивелирования с равной векторной картиной смещений по нескольким группам пунктов: малоустойчивым, среднеустойчивым и взаимоустойчивым. Основой для анализа являются пункты устойчивой сети.

Применим метод тригонометрического нивелирования и для определения объемных величин сдвигения, что позволяет решать задачи устойчивости откосов. Так Кафтан В. И. дает решение задачи объемов сдвижений по треугольнику с оценкой точности. Полученные объемы

масс сдвижения легко увязываются с так называемыми резервуарами воды над, которыми идет сдвижение. Эти же объемы легко увязать с объемами выемки угля в шахтах.

Изотов А. А., Кафтан В. И., Герасименко М. Д., Градилек Л., Торж В. [3 - 8] утверждают, что при значительных вертикальных подвижках. Достигающих 0,5 и более метров точность тригонометрического нивелирования на пересеченной местности может составить 5 – 7% по сравнению с геометрическим нивелированием, где точность должна быть гораздо выше. Однако таких сравнений в работах указанных авторов нет. В целом, анализируемые работы отмечают, что применение тригонометрического нивелирования для научных целей связанных со сдвижением земной поверхности возможно и дает хорошие результаты, особенно с точки зрения динамики процесса. По мнению авторов, применение актуальных методов наблюдений, позволяющих производить уравнивания на высоком уровне, с применением высокоточных приборов, применение тригонометрического нивелирования более экономично по времени производства.

Хренов Л.С. в статье «Электронно-оптические приборы» по материалам 167 заседания семинара секции инженерной геодезии и маркшейдерии НТС ГУГК, отмечает, что доклад Разумцева С.В. «Применение электронных светодальномеров и тахеометров при геодезических измерениях» был рассмотрен и одобрен. Светодальномеры (на 1991г) СТ-5, МДГМ, Та-3, Ренота, Рета, Геодиметр 14А обеспечивают точность измерения длин 1 – 10мм. Эти тахеометры находят широкое применение для создания плано-высотной основы для карьеров (Диковенко В. И., Гавриленко Ю. К.), для наблюдений за деформациями сооружений. За последние 15 – 20 лет иностранные фирмы выпустили ряд тахеометров с высокой производительностью и точностью измерения горизонтальных, вертикальных углов, расстояний и превышений.

Калучин Ю.В. [9] утверждает, что в практике тригонометрического нивелирования короткими лучами (до 100м) расстояния измерять светодальномерами, на которые указывает Хренов Л. С. – нерентабельно. В этих случаях расстояния удобно определять по вертикальному базису. По измеренным зенитным расстояниям можно вычислять превышения. Погрешность измерения расстояния зависит, как от величины и точности измерения базиса, так и от величины зенитных расстояний и точности их измерения. Автором установлено, что погрешность определения длин (при базисе 2,5 м, при измерении зенитного расстояния с ошибкой  $m_{\Delta Z}=2''$  и при погрешности отсчитывания  $m_b=0,05$ ) составляет порядка 2-4 мм. Автор утверждает, что тригонометрическое нивелирование с

использованием вертикального базиса можно шире применять в геодезических работах.

К аналогичным выводам пришел и болгарский геодезист Димитров Г., используя вертикальную базу при определении расстояния и превышения [10].

Авторы Гайрабеков И. Г., Сианисян С. С., Абрамова М. Е. [11], на основании работ на чечено-ингушском геодинамическом полигоне установили, что влияние рефракции тем сильнее, чем больше превышение по секции, однако оно практически исключается при нивелировании замкнутых полигонов. Наиболее благоприятным временем наблюдений авторы считают до 11 часов и с 16 часов. Оптимальной, при незначительном влиянии рефракции порядка 1 мм, является длина визирного луча до 50м. Поправки за рефракцию определяют по специальным формулам с учетом длины плеча, температуры. Утверждают, что специальных полевых измерений не надо, однако, при длине луча более 50м, такое утверждение некорректно.

#### **Выводы по обзору литературных источников:**

1. При наблюдениях за сдвижением земной поверхности на пересеченной местности, метод тригонометрического нивелирования дает сравнительно высокие по точности результаты, экономичен во времени и с меньшими затратами труда.

2. При усовершенствовании методик наблюдений, возможно повышение точности, получаемых результатов определения относительных сдвижений реперов.

3. Метод тригонометрического нивелирования позволяет применять высокоточные электронные приборы, а также вертикальные базисные рейки.

4. Производство дополнительных измерений позволяет учесть влияние атмосферных условий и рефракций на результаты.

#### **Постановка задачи исследований**

Нефтепровод представляет собой сложное конструктивное сооружение из отдельных отрезков труб длиной от 500 до 1200 м и диаметром 600 -1200 мм, диаметр стенок до 15мм. Трубы, слагающие участок, сварены под различными углами, в зависимости от плановых поворотов. Вертикальная амплитуда по профилю достигает 40 – 80 м. Одновременно прямолинейный участок сваренных труб может находиться как на синклинальной, так и на высоте антиклинальной складки. Кроме этого, этот же участок может проходить на подрабатываемой территории, так и на неподрабатываемой. Просадки земной поверхности над горными работами, сдвигание по складкам оползнеопасных участков, попадание в целом всей нитки нефтепровода под влияние подтопления, приводит к

разрушению трубопровода. За последние 20 лет на участке Лисичанск – Россия было 4 крупных разрушения: над горными работами шахты Тошковская, разрушение без разлива нефти над горными работами шахты Ворошиловская и над горными работами г. Краснодона. Все разрывы проходили по краевым частям мульды сдвижения практически у границ шахтного поля, т.е. на контакте с барьерным целиком между шахтами. В трех из четырех случаях разрывы происходили на крыльях антиклинальных складок. 10 серий опытов на разрыв ленты из бумаги в 99.5 случаях показали на разрыв в месте зажатия бумаги, а не в середине.

В течение восьми лет на шести участках нефтепровода Лисичанск – Россия и на трех участках Лисичанск – Кременчуг проводились наблюдения геометрическим нивелированием за устойчивостью земной поверхности и откосов. Расстояние между реперами принято 30м. На отдельных участках по балкам между двумя реперами производились три установки штатива. Анализ точности показал, что среднеквадратическая погрешность передачи отметки или определения превышения составляет 3.75мм. Особо неблагоприятные условия при ветре и ветреном солнце. Как обычно по балкам имеется значительная травяная растительность высотой до 0.45 – 0.55 м, что уменьшает обзорность реек.

Под руководством докт. техн. наук Буянова А. Д. научный коллектив кафедры маркшейдерии ДонГТУ, г. Алчевска произвел обследование 175 км трассы нефтепровода, дал анализ геологического, тектонического и стратиграфического состава пород, а также современных гидрогеологических процессов. Дополнительно намечено пять особо опасных мест по трассе, как подработанных горными работами, так и водозаборами. Установлено, что применяемая маркшейдерской службой методика определения деформаций земной поверхности по линиям реперов по простираанию и по падению не отражает действительного состояния процесса сдвижения, особенно на пересеченной местности и в краевой части мульды сдвижения.

Исходя из вышеизложенного и из обзора литературы, ставится научная задача разработки принципиально новой как схемы наблюдения, так и методики наблюдения различными приборами с учетом рефракции. Как исходный должен быть принят метод расчета превышений и их анализ.

#### *Предлагаемые схемы наблюдений*

Выше было отмечено [1,2,5], что в определенных условиях тригонометрическое нивелирование по точности не уступает геометрическому нивелированию. Для этого необходимо создать целый комплекс или механизм, способствующий получению достоверных исходных данных

в поле. Способствующим этому является рельеф по трассе нефтепровода именно в тех местах, где необходимо производить исследования. В большинстве случаев по трассе границами разработок являются ослабленные зоны в массиве, вызванные определенными тектоническими явлениями. На поверхности такие ослабления проявляются в виде балок, через которые проходит нефтепровод. Это способствует тому, что опасный участок на одном склоне наблюдается с противоположного, незатронутого процессом сдвижения от подземных работ. Тогда предлагается для наблюдения несколько схем.

*Схема 1.* На опасном склоне закладывается площадная наблюдательная станция с расстоянием между реперами 30 – 50 м. В зависимости от размеров откоса это будет участок от  $250 \times 250$  до  $400 \times 350$  м, что в целом представит станцию от 25 до 50 реперов. Каждый репер закладывается в соответствии с существующими требованиями. Исходя из опыта, по непахотным и не покосным склонам закладка рабочих реперов упрощается. Для этого используются уголки, металлические штыри и деревянные колья длиной до 60 м, забивные, не бетонированные. Угловые реперы всех квадратов и базовый репер на вершине другого, противоположного склона бетонированы, глубина закладки 1.1 м, ниже уровня промерзания. По этой схеме наблюдения ведутся с установкой приборов на базовый репер, а на рабочие репера устанавливают или отражатели или при съемке электронными тахеометрами, или базовые рейки, при съемке длин и зенитных расстояний теодолитом 2Т2. При этом, методом тригонометрического нивелирования снимаются только контурные реперы, а методом геометрического нивелирования – реперы по горизонтальным линиям. Все работы производятся дважды. Для исключения влияния рефракции производят соответствующие определения между угловыми точками и базовой точкой. Обработка производится по формулам тригонометрического и геометрического нивелирования с уравниванием по контуру и по горизонтальным линиям сетки квадратов. Такая схема приемлема в том случае, если есть возможность применить геометрическое нивелирование.

*Схема 2.* Отличие второй схемы от первой заключается в том, что на противоположном склоне закладываются два опорных репера, т.к. конфигурация сдвигающейся поверхности в краевой части мульды затруднительна для охвата наблюдениями всех угловых точек квадратов и линия квадратов вытянута вдоль границ мульды сдвижения. Тогда наблюдения ведутся с двух опорных реперов с включением дополнительных средних реперов по верхней и нижней линии квадратов. При возможности наблюдения ведутся по полной программе с каждого репера с нивелированием реперов по горизонтальным линиям или тригономет-

рическим или геометрическим способом. Обработка результатов ведется с двух базовых реперов с использованием весов, отражающих расстояния от базовых реперов до реперов на сетке квадратов.

*Схема 3.* Особенностью этой схемы является схема квадратов, вытянутая по границе мульды сдвига с учетом активизации процесса сдвига от соседних лав и наличия второй нитки нефтепровода, проложенной на расстоянии до 150 м от первой. В данном случае наблюдения ведутся с трех базовых реперов с обработкой наблюдений как трех составляющих: по схеме 1, как двух квадратов, составляющих контур всей площадной станции, по схеме 2 или по схеме 3, как сложная система с различными весами и с усреднением результатов.

К настоящему времени произведены испытания схемы 1 с одной стоянки. Измерение расстояний и превышений производилось электронным тахеометром на 1 и 3 отражателя. Измерения производились только по верхней кромке откоса со станции на противоположном берегу одного из заливов водохранилища с целью определения подвижек береговой линии, расположенной по одному из сторон ослабленной зоны тектонического нарушения. Между конечными реперами проложен нивелирный ход. Разница между отметками конечных реперов двумя способами составила 3,6 см, что говорит о том, что методику измерений необходимо совершенствовать.

### **Выводы**

Целью настоящей статьи явилось решение проблемы использования тригонометрического нивелирования для устойчивости нефтепроводов и земной поверхности на подрабатываемых территориях при реструктуризации шахт. Произведен обзор литературных источников по указанной теме. Многие авторы занимались вопросом применения тригонометрического нивелирования в различных областях геодезических исследований и пришли к мнению, что в определенных условиях применение тригонометрического нивелирования индивидуально или совместно с геометрическим нивелированием приносит положительные результаты как с точки зрения экономии времени, так и с точностных оценок. На основании некоторого опыта и собственных соображений для наблюдения за сдвижением земной поверхности и нефтепровода в краевой части мульды сдвига предложено три схемы наблюдений по площадным станциям реперов. При этом предложено три схемы: с одной, двумя и тремя базовыми точками с определением отметок контурных реперов тригонометрическим нивелированием, и по горизонтальным линиям – геометрическим нивелированием с обработкой как равноточных, так и неравноточных наблюдений с использованием весов



и наблюдений, способствующих уменьшать влияние рефракции. Теоретическая часть схемы 1 прошла практическое испытание при определении подвижек береговой линии водохранилища.

*Реструктуризация шахт ведет к подтоплению территории и к активизации процесса сдвижения горных пород и земной поверхности. При этом устойчивость нефтепроводов в краевой части мульды сдвижения резко ухудшается. В этих условиях для наблюдений подвижек земной поверхности предложен метод тригонометрического нивелирования реперов, расположенных не традиционно по прямым линиям, а по сетке квадратов, на значительно пересеченной местности. Анализируется его точность и предложены методы усовершенствования наблюдений и расчетов.*

*The re-structuring of mines conducts to underflooding of territory and to activization of process strata movement and terrestrial surface. Thus the stability of oil pipelines in a regional part subsidence trough is sharply worsened. In these conditions for supervision of motions a earth surface the method trigonometrical levelling of points, located not traditionally on direct lines, and on a grid of squares, on the considerably crossed district is offered. Its accuracy is analyzed and the methods of improvement of supervision and accounts are offered.*

### **Библиографический список**

1. Попов В.Н. Наблюдения за осадками железнодорожных путей на деформируемых отвалах. // Геодезия и картография. - 1990. -, №11. - с.9.

2. Кафтан В.И. Анализ тригонометрического нивелирования в районе вулкана Толбачек // Геодезия и картография. №1, 1991, ГУГК и ВОТАК, с. 32 – 36.

3. Геодезические методы изучения деформаций земной коры на геодинамических полигонах: Метод. Руков. – М.: изд. ЦНИИГА и К, 1985, - 113с.

4. Изотов А.А., Пеллинек Л.П. Исследование земной рефракции и методы геодезического нивелирования// Тр. ЦНИИГА и К. – 1955. – Вып. 102. – 176 с.

5. Torge W/ Regional local vertical crystal movements in Northern Iceland, 1965 – 1980 // Journal of geophysical research. – 1985/ - Vol. 90, NB 12/ - P/ 10.173 – 10.177/

6. The study of deformations of the earth's surface on Kamchatka Peninsula by repeated geodetic measurements / S.A. Fedotov, S.B. Zolotarskaya,

*M.A. Maquskin et al / Journal of geodynamics. – 1988/ - Vol. 9. N 2 – 4. – P. 237/*

*7. Bjornsson A. Dynamics of crustal rifting in NE Iceland. // Journal of geophysical research/ - 1985/ - Vol. 90, NB 12 – P. 10.151 – 10.162.*

*8. Hrdilek L. Three – dimensional terrestrial triangulation/ - Stuttgart^ Konrad Wittewerlag/ 1986/ - 250 p.*

*9. Калугин Ю.В. О точности расстояний по вертикальному базису. // Известия ВУЗ. Геодезия и аэросъемка. М.: МИИГА и К, №2, 1984г. – с. 35 – 39.*

*10. Димитров Г. Върху няком грешки при паралактическом определении на къси расстояния и превышения с вертикална база. – Геод. Картограф. Землеустройство, 1975, 15, №4 – с. 17 – 19.*

*11. Гайрабеков И.Г., Сианисян С.С. , Абрамова М.Е. Учет влияния рефракции при нивелировании на геодинимических полигонах // Геодезия и картография, №9 – 10, Геодиздат, 1992. – с. 24 – 26.*

*Аспирант Корсун В. А.  
(«Донбассуглеавтоматика», г. Донецк, Украина)*

## ПРИМЕНЕНИЕ РЕГУЛИРУЕМОГО ЭЛЕКТРОПРИВОДА НА УГОЛЬНЫХ ШАХТАХ

*Приведені обґрунтування необхідності застосування регульованого електроприводу для вентиляційних, компресорних, підйомних насосних та конвеєрних установок вугільних шахт на базі досвіду впровадження*

**Проблема и ее связь с научной или практической задачей.** В условиях, когда на Украине уголь является практически единственным энергоносителем, вопросы энергосбережения и экономии при эксплуатации горно-шахтного оборудования приобретают большое значение. Учитывая, что основные потребители электроэнергии на угольных шахтах — подъемные, вентиляторные, водоотливные и компрессорные установки (на их долю приходится до 65—80% общего объема энергопотребления), то изыскание резервов для снижения расхода электроэнергии представляет практический интерес. В настоящее время для обеспечения пиковых нагрузок в указанных установках используют электроприводы с большим запасом по мощности. При этом продолжительность пиковых нагрузок составляет 15 -20% от общего времени работы, что приводит к низкой эффективности использования электроэнергии (до 40%). Отсюда следует, что один из основных резервов сбережения электрической энергии заключен в применении энергосберегающих электроприводов. Наиболее радикальным, дающим большую экономию электроэнергии способом (до 30-50%) является оснащение электродвигателей частотными преобразователями, позволяющими регулировать частоту их вращения в зависимости от реальной нагрузки. При этом не требуется замена установленного электродвигателя, что особенно актуально при реконструкции объектов. Важным достоинством регулируемого электропривода (ЭП) является снижение величины пусковых токов электродвигателей и динамических воздействий на технологическое оборудование, исключение из работы дросселей, заслонок и различного рода клапанов, продление срока службы механизмов.

**Анализ исследований и публикаций.** Применение современных электроприводов в сочетании с широкими возможностями автоматизации может обеспечить оптимальное использование энергетических ресурсов [1,2]. Несмотря на кажущуюся значительную стоимость современных преобразователей, окупаемость вложенных средств за счёт экономии энергоресурсов и других составляющих эффективности не превышает в среднем 1,5 года. Это вполне приемлемые сроки, а, учитывая многолетний ресурс работы подобной техники, можно подсчитать ожидаемую экономию на длительный период и принять правильное решение. Уже сегодня в нашей стране существует значительный опыт внедрения и эксплуатации систем с частотным регулированием, проработаны организационные и схемотехнические аспекты их применения. Разработаны и апробированы различные методики по определению экономического эффекта от внедрения частотно-регулируемых приводов и по расчету требуемой мощности преобразователя. В табл. 1 приведены величины возможной экономии электрической энергии при использовании регулируемого электропривода в шахтных машинах и механизмах.

Таблица 1 – Экономия электроэнергии при использовании регулируемого электропривода

Тип механизма	Экономия электроэнергии, %
Главные вентиляторные установки	50
Компрессорные установки	40
Подъемные установки	15-25
Подземный транспорт	30-80
Водоотливные установки	30

Учитывая, что эти механизмы составляют более 50% от общего числа используемых электроприводов, данное направление является приоритетным для внедрения регулируемого электропривода.

**Постановка задачи.** Исследовать технико-экономические показатели регулируемых электроприводов шахтных стационарных установок на базе опыта внедрения энергосберегающих технологий.

**Изложение материала и результаты.** В настоящее время существует потребность в анализе опыта использования ЭП в различных технологических процессах и установках на угольных шахтах.

**Регулируемый электропривод вентиляторов главного проветривания.** В соответствии с тем, что в процессе эксплуатации шахты изменяется топология горных выработок, производственная мощность шахты и газовыделения, требуемый вентиляционный режим

отличается от проектного, так как мощность двигателей вентиляторов выбрана с учетом развития шахт. Фактически мощность двигателей, а, следовательно, и производительность вентиляторов выше, чем необходимо на данный момент. Производительность вентиляторных установок на шахтах, в основном, регулируется механическими методами:

- при номинальной скорости вращения изменением угла установки лопаток на рабочем колесе в осевых вентиляторах;
- изменением угла установки лопаток осевого направляющего аппарата центробежных вентиляторов.

Данные способы регулирования обуславливают нерациональный расход электроэнергии. Решить данную проблему можно с помощью регулирования скорости двигателей. Регулирование скорости обеспечивает снижение потребления электроэнергии двигателями пропорционально их скорости вращения.

Применение преобразователя частоты (ПЧ) для управления производительностью вентиляторных установок главного проветривания обеспечит:

1. Возможность регулирования производительности вентилятора главного проветривания при полностью открытых шиберов за счет изменения частоты вращения приводного электродвигателя и их работу в наиболее экономичном режиме потребления электроэнергии.

2. Плавный пуск и разгон электродвигателя вентилятора до заданной скорости, исключающий динамические и пневматические удары в вентиляционной системе.

3. Снижение электродинамических ударных нагрузок в трансформаторно-фидерных цепях при пуске.

4. Увеличение межремонтных циклов и надежности электрического коммутационного оборудования.

5. Автоматическое переключение рабочего вентилятора в режиме АВР (автоматическое включение резерва) при аварийном отключении питающей секции с переводом питания вентилятора от резервной секции.

6. Обеспечение возможности автоматического регулирования производительности вентиляционной установки по сигналу задания скорости от внешней системы регулирования (например, в алгоритме зависимости от уровня выделения метана, зависящего от атмосферных и горно-геологических факторов).

7. Система обеспечивает возможность переключения в штатный (до модернизации) режим или работу с использованием частотно-регулируемого электропривода.

Внедрение частотно-регулируемого электропривода ПЧВС (АО «Укрэлэтекс») вентилятора главного проветривания типа ВРЦД-4,5 на шахте «Западно-Донбасская» позволило экономить до 2 млн. грн. в год.

**Регулируемый электропривод компрессорных установок.** Работа поршневого компрессора существенно отличается от работы механизмов с вентиляторной характеристикой, так как момент сопротивления на его валу можно считать постоянным.

Однако производительность компрессора  $Q$  ( $\text{м}^3/\text{мин}$ ) зависит от числа оборотов его вала. При регулировании производительности компрессора изменением числа оборотов его вала изменяется и мощность, потребляемая из сети электродвигателем, приводящим компрессор в движение. Из-за неравномерности потребления сжатого воздуха при работе компрессора иногда приходится открывать спускной клапан в ресивере компрессора. Применение частотно-регулируемого привода позволяет экономить электроэнергию, поддерживая оптимальное давление при оптимальном расходе сжатого воздуха в системах пневмоснабжения. При применении частотно-регулируемого привода для управления винтовыми компрессорами можно получить до 40% экономии электроэнергии.

Кроме получения экономии электроэнергии, применение частотно-регулируемого привода дополнительно обеспечивает:

- снижение износа коммутационной аппаратуры благодаря отсутствию больших пусковых токов при включении двигателя компрессора;
- оптимизацию давления в пневмосети и снижение утечек сжатого воздуха;
- увеличение срока службы электродвигателя благодаря снижению его нагрузки и отсутствию тяжёлых пусковых режимов.

Внедрение системы плавного пуска двигателя компрессорных агрегатов ВПУМ-6/400 (АО «Укрэлэтекс») на шахте им. Ф.Э.Дзержинского ГП «Дзержинскуголь» позволило снизить потери энергии в двигателе в 3-4 раза, по сравнению с прямым пуском.

**Регулируемый электропривод шахтных подъемных машин.** Различия в режимах работы подъемных установок, уровне управляемости, технологии работы, мощности привода определяют применение систем электропривода и позволяют в конкретном случае выбрать рациональный вариант привода.

Основным критерием выбора привода является технико-экономическое сравнение вариантов, при выполнении которого учитываются преимущества и недостатки приводов. Показателями для сравнения различных систем привода и автоматики шахтных подъемных машин являются как экономические, так и технические параметры:

- величина эффективной мощности подъемного электродвигателя;
- капитальные затраты на электрооборудование: стоимость оборудования и его монтаж, габариты и вес электрооборудования, удобство монтажа, занимаемые площади, строительные расходы, сроки окупаемости затрат;
- величина установленной мощности, коэффициент полезного действия, расход активной и реактивной мощности;
- надежность привода; простота и доступность обслуживания, стоимость простоя машины; стоимость обслуживания, ремонта и резервирования электрооборудования;
- управляемость привода, точность поддержания скорости в зависимости от пределов изменения нагрузки и других возмущающих воздействий;
- простота и надежность автоматизации, экономическая эффективность автоматизации, четкость и точность выполнения заданной диаграммы скорости, обеспечение заданной производительности и обеспечение повышения производительности подъемной установки.

При выполнении технико-экономического сравнения приводов одним из основных показателей являются капитальные затраты на электрооборудование, в которые необходимо включить стоимость электрооборудования, строительные расходы и сопутствующие капитальные вложения. В табл. 2 приведены возможные границы применения различных систем электроприводов [2].

Таблица 2 – Возможные границы применения различных систем электроприводов

Система электропривода	Мощность привода, кВт	Вид подъема			
		клетевой		скиповой	проходческий
		вспом.	главн.		
1	2	3	4	5	6
Асинхронный однодвигательный	315-1250	+	-	-	+
Асинхронный двухдвигательный	630-2500	+	-	-	+
ТП-Д или ПЧ-АД редукторный однодвигательный	315-1600	-	+	+	+
ТП-Д или ПЧ-АД редукторный двухдвигательный	630-3200	-	+	+	+
ТП-Д или ПЧ-СД безредукторный	630-6300	-	+	+	-
ПЧ-СД безредукторный	свыше 6300	-	+	+	-

НПФ «Мидиэл» создана современная система управления подъемной машиной с микропроцессорной схемой управления тиристорного преобразователя, которая включает программное обеспечение и аппаратные средства ввода-вывода. Система обеспечивает высокоэффективное регулирование скорости и вращающего момента выполняет все требования по быстрдействию и точности регулировки.

**Регулируемый электропривод конвейера.** Электропривод ленточных конвейеров угольных шахт работает с переменной нагрузкой, изменения которой достаточно трудно предсказуемы из-за случайного характера грузопотока. При этом, время работы на холостом ходу, или близком к нему, может достигать 20 - 40% от времени работы конвейера. Потребляемая конвейерным транспортом электроэнергия составляет до 15% от общей потребляемой энергии предприятием.

Применение частотно-регулируемого электропривода конвейера, обеспечивающего плавное регулирование скорости ленты, позволяет получить максимальную экономию электроэнергии при переменном грузопотоке, независимо от закона распределения грузопотока.

При сравнении различных систем электропривода: нерегулируемый, частотно-регулируемый, двухскоростной с различным соотношением номинальных частот вращения 1:2 и 1:3, установлено, что только система автоматического управления частотно-регулируемого электропривода обеспечивает поддержание постоянной погонной нагрузки конвейера. ЗАО «Донецкая инжиниринговая группа» производит работы по внедрению частотно-регулируемых приводов на основе преобразователей частоты ACS600 и ACS400 для управления электроприводом магистральных ленточных конвейеров.

**Регулируемый электропривод насосных агрегатов.** Применение частотно-регулируемого привода одним насосным агрегатом в большинстве случаев приносит дополнительную экономию электроэнергии за счет оптимальной работы системы «двигатель-насос-трубопровод».

Одним из главных преимуществ использования регулируемого электропривода насосных агрегатов является возможность адаптации его характеристик к характеристикам гидравлической сети посредством выбора рациональной номинальной скорости вращения рабочего колеса, отвечающей основному режиму работы установки. При этом номинальная скорость может быть как выше, так и ниже стандартного значения. Большинство насосов и насосных станций работает или объективно должны работать с переменной производительностью. Гидравлические способы регулирования не экономичны и не дают возможности автоматизированного регулирования.



Все эти потери активной мощности устраняются с применением частотно-регулируемого привода. Так, на станциях водоснабжения обратной функцией привода является поддержание выходного давления вне зависимости от подачи воды, причем давление можно изменять программно в зависимости от времени суток, что приведет к устранению потерь на задвижках. Контроль давления можно производить не только на напорном трубопроводе на станции, а и возле конечного потребителя, что позволит не только оперативно выявлять и устранять порывы в трубопроводах, но и снизить удельный расход электроэнергии на ПНС. Также на таких станциях возможно применение одного частотного регулятора на несколько насосных агрегатов, работающих на один трубопровод (или на несколько трубопроводов с аналогичными входными давлениями). На станциях водоотведения обратной функцией является уровень стоков в сборнике, причем этот уровень желательно поддерживать на максимально допустимом для снижения статического перепада высоты.

Кроме экономического эффекта, частотное регулирование насосов дает и другие преимущества:

- снижение нагрузки на электрическую сеть благодаря отсутствию пусковых токов двигателя;
- плавность регулирования давления по сравнению со ступенчатым его изменением при включении/выключении дополнительных насосов;
- устранение гидравлических ударов, изнашивающих трубопроводы, клапаны и насосы.

Перед началом внедрения рекомендуется провести технико-экономическое обследование, позволяющее определить не только сроки окупаемости при внедрении, но и правильно организовать технологический процесс, с учетом возможностей приводов с частотным регулированием. Целесообразно использование преобразователей частоты не в качестве элементов системы управления конкретного агрегата, а как составляющих комплексных системных решений, с подключением широкого набора средств автоматизации технологического процесса. Такие решения позволят получить дополнительный эффект, который заведомо больше простой экономии электрической энергии.

Экономическим обоснованием применения регулируемого электропривода является эффект от его реализации  $E_T$ , который определяется из выражения:

$$E_T = P_T - V_T \quad (1.1)$$

где  $P_T = \sum_{t=t_T}^{t_K} P_t a_t$ , стоимостная оценка результатов внедрения ЭП за расчетный период;

$V_t = \sum_{t=t_T} V_t a_t$ , стоимостная оценка затрат на внедрение ЭП за расчетный период;

$a_t = \frac{1}{(1+E)^{t_P-t_T}}$ , коэффициент дисконта;

$t_T$  – текущий год;

$t_K$  – конечный год расчета;

$t_P$  – расчетный год;

$E$  – норма дисконта [3].

### **Выводы и рекомендации.**

Опыт показывает, что использование преобразователей частоты необходимо не только с целью экономии электроэнергии. Основная причина применения регулируемого привода за рубежом - получение мощного инструмента управления процессами. Это касается практически всех систем, так или иначе использующих электродвигатели в качестве активного элемента.

При прямом пуске любой двигатель испытывает серьезные перегрузки, как механические, так и электрические, что отрицательно сказывается на долговечности его компонентов. Поэтому применение устройств, смягчающих этот процесс, может существенно увеличить срок службы, как двигателя, так и присоединенного к нему механизма.

В дальнейшем необходимо провести более широкие исследования показателей работы регулируемого электропривода машин и установок для разработки методов определения экономического эффекта от внедрения на шахтах с различными горно-геологическими условиями.

*Приведены обоснования необходимости применения регулируемого электропривода для вентиляторных, компрессорных, подъемных, насосных и конвейерных установок угольных шахт на базе опыта внедрения.*

*The reasons for necessity of adjustable electric drive using for ventilator, compressor, hoisting, pumping settings and conveyers of coal mines are given on the basis of the introduction experience.*

### **Библиографический список**

1. Бочаров К.П., Халимендик Ю.М., Голиков Д.В., Канин И.А., Усатов Е.С. Энергосберегающие вентиляторы ВЦД47,5У с тиристорными регулируемыми электроприводами// Уголь Украины. – 2000. – №5. – С. 26-30.

2. Машиностроение и техносфера XXI века//Материалы Международной научно-технической конференции (г. Севастополь, 8-14 сентября 2003 г.). – Донецк: ДонНТУ, 2004. – 157 с.

3. Державний стандарт України 3886-99. Енергозбереження. Системи електроприводу Метод аналізу та вибору. - К.: ДСТУ, 2000. - 65 с.



# МЕТАЛЛУРГИЯ



*Канд. техн. наук, доц. Новохатский А. М.  
(ДонГТУ, г. Алчевск, Украина)*

## **СОВЕРШЕНСТВОВАНИЕ ПОДАЧИ УГЛЕВОДОРОДНЫХ ДОБАВОК В СМЕСИ С КИСЛОРОДОМ В ГОРН ДОМЕННОЙ ПЕЧИ**

*Приведені результати теоретичних та практичних досліджень подачі вуглеводних добавок у горно доменної печі*

### **Проблема и её связь с научными и практическими задачами.**

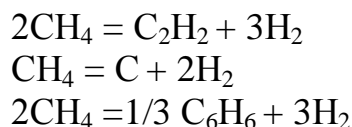
Эффективность использования углеводородных добавок в качестве заменителя кокса при выплавке чугуна в доменной печи определяется экономической ситуацией, ценами на них, коэффициентом замены кокса, окупаемостью установок.

Предельная величина эффективности подачи углеводородных добавок определяется полнотой их сгорания в фурменном очаге, распределением газов по сечению печи, степенью использования их тепловой и восстановительной энергии в сочетании с высокоинтенсивным ходом доменной плавки. С увеличением расхода дополнительного топлива эффективность использования углеводородных добавок уменьшается, поскольку снижается коэффициент замены кокса. Часть углерода подвергается пиролизу из-за несовершенства ввода топлива в фурменный прибор. Для обеспечения более полного использования углеводородных добавок необходимо обеспечить их ввод через фурменное устройство в горн печи с оптимальным соотношением скоростей струй топлива и горячего дутья.

Несовершенство способов ввода углеводородных добавок приводит к образованию сажи, которая попадает в нижнюю часть печи, где превращается под воздействием высоких температур в графит. При этом шлак становится гетерогенным, увеличивается его вязкость, уменьшается порозность столба горнового кокса и соответственно вместимость металлоприёмника, что приводит к загромождению горна доменной печи и, как следствие – ухудшению технико-экономических показателей доменной плавки.

### **Анализ теоретических и практических исследований в области совершенствования подачи дополнительного топлива в горн доменной печи.**

Подаваемый в доменные печи природный газ состоит из предельных углеводородов, в основном – метана, который является теплонеустойчивым. При высоких температурах он разрушается, переходя в более устойчивые при данной температуре газы. Так, при температуре выше  $1130^{\circ}\text{C}$ , метан начинает разлагаться согласно уравнениям:



Константы равновесия и скорости этих обратимых реакций зависят от температуры, давления, концентрации реагентов, наличия катализаторов.

Горение газового топлива представляет собой совокупность сложных аэродинамических, тепловых и химических процессов. Один из них – процесс смесеобразования – предшествует горению, осуществляется до ввода газа и окислителя в зону горения или же одновременно с подачей газа и воздуха.

В зависимости от места и метода подготовки горячей газовой смеси могут создаваться условия для кинетического и диффузионного горения. Для горения в кинетическом режиме газоздушную смесь готовят вне зоны горения. При диффузионном горении природный газ и воздух отдельно подводят к месту сгорания, где и образуется горячая смесь [1,2].

Горение протекает обычно по цепной реакции с разветвлёнными цепями, когда каждая молекула порождает ряд новых активных центров, быстро ускоряющих ход реакции, т.е. носит взрывной характер. В технических устройствах скорость сгорания лимитируется не скоростью химического регулирования, а определяется смесеобразованием – физическим процессом смешивания горючих газов с окислителем.

Состав продуктов термоокислительного пиролиза, в частности количество выделившейся сажи, определяется температурой смеси газов, отношением парциальных давлений кислорода и метана, и степенью сжатия смеси.

Чем выше температура, тем при более низком отношении  $\text{O}_2 : \text{CH}_4$  возможно выделение сажистого углерода [3]. Если это отношение больше 0,5, то при  $1200\text{--}1500^{\circ}\text{C}$  и атмосферном давлении выделение сажи в равновесном состоянии невозможно.



Термодинамический анализ показывает, что в условиях доменной печи (восстановительная атмосфера, высокие температуры) вероятность пиролиза метана с выделением сажистого углерода высока, и непрореагировавший в зоне горения природный газ, попадая в восстановительную атмосферу, находит благоприятные условия для разложения с образованием сажистого углерода.

Сажеобразование при сжигании можно было бы избегать, создав условия, способствующие быстрому окислению углеводородов. Для заметного развития реакций окисления нужно определённое время. Бурному пламенному горению предшествует индукционный период–время, необходимое для нагрева и накопления активных центров. Но так как углеводороды теплоустойчивы, они могут разрушаться раньше, особенно при высоких температурах и небольших концентрациях кислорода [4]. Следовательно, хороший контакт горючего и окислителя и хорошее смесеобразование природного газа и дутья – важнейшее условие интенсивного и полного сгорания топлива. Чем лучше контакт между природным газом и дутьём, тем быстрее и полнее протекает процесс сгорания, тем выше при одинаковых условиях температура в фурменных очагах, экономичнее и производительнее работает агрегат.

Количество природного газа, которое можно подать в печь и степень его газификации зависят от конструктивного оформления подвода дополнительного топлива, что приводит к необходимости проверки ряда конструктивных решений для вдувания природного газа в фурменный очаг горения. Предпринимались попытки вдувать газ не только через воздушные фурмы, а и через специальные устройства, установленные в горне, заплечиках и шахте. Испытание таких устройств показало их низкую стойкость и эффективность. При этом наблюдалось ухудшение использования энергии природного газа. Это было вызвано тем, что не весь газ разлагался в печи и участвовал в процессе. В колошниковом газе в этих случаях обнаруживался метан в количестве до 1,5% [5].

Максимальное распространение получили устройства подвода природного газа в воздушную фурму. Практика показала, что такой вид подвода обеспечивает более эффективное использование газа в процессе доменной плавки. Даже при вдувании дополнительного топлива в количестве более  $100 \text{ м}^3$  на тонну чугуна при работе на обычном дутье в колошниковом газе метан отсутствует. Однако, с повышением расхода природного газа, коэффициент замены кокса снижается с 0,85 до 0,65, повышается содержание водорода в колошниковом газе, усиливается пиролиз газа с выделением сажистого углерода. С одной стороны, не используется восстановительная способность водорода, с другой – в

процессах не участвует сажистый углерод, которому в горне отведена отрицательная роль.

В период отработки технологии вдувания природного газа было рассмотрено несколько вариантов его подвода через воздушные фурмы. По месту ввода газа в струю дутья они разделяются на подвод газа через водоохлаждаемую часть фурмы, во фланец фурмы и через сопло фурменного прибора.

В настоящее время наиболее широкое распространение получили первые два варианта. Это вызвано тем, что подача газа или другого топлива в сопло сопряжена с эксплуатационными трудностями.

Оценив значение равномерного смешивания природного газа с воздушным потоком в доменной печи, доменщики стали стремиться к вдуванию максимальных количеств газа. Существует два пути для достижения этой цели. Первый из них заключается в том, чтобы смешать газ и дутьё ещё в воздушной фурме, а второй – в том, чтобы потоки газа и дутья перемешать уже в горне в зонах горения перед фурмами.

Первый путь смешивания природного газа с дутьём требует сильного размытия струи газа потоком дутья для выравнивания его концентрации во всём объёме газозадушной смеси. Это достигается наиболее легко при большой длине смесителя. Максимальное удлинение участка смешивания в воздушном приборе достигается при подаче природного газа в сопло фурменного прибора. Однако при этом отмечается интенсивное горение газа уже в самой полости фурменного прибора, что осложняет его эксплуатацию и приводит к увеличению потерь тепла, снижению стойкости элементов прибора, вплоть до сгорания фурмы. Поэтому этот тип подвода углеводородных добавок не получил распространения.

Трудности эксплуатации такого типа подвода газа привели к тому, что подачу его стали осуществлять через трубку, проходящую сквозь водоохлаждаемую часть фурмы, либо через фланец фурмы. Наиболее широкое распространение получил последний вариант (рис. 1а). Остальным двум способам присущи серьёзные недостатки. Однако короткий контакт топлива с нагретым воздухом не позволяет ему полностью сгорать, что уменьшает эффективность его использования.

Для улучшения смешивания потока дутья с дополнительным топливом использовалась фурма с подводным патрубком, направленным навстречу потоку (рис. 1б). Фурма оказалась неработоспособной, поскольку топливоподводящий патрубок быстро отгорал.

На Днепродзержинском металлургическом комбинате испытывалась дутьевая фурма, имеющая щелевидный подвод углеводородного топлива (рис. 1в). При этом, безусловно, достигается более качественное

смешивание топлива с дутьём, но такая фурма сложна в изготовлении и имеет высокую вероятность давать трещины по сварным швам.

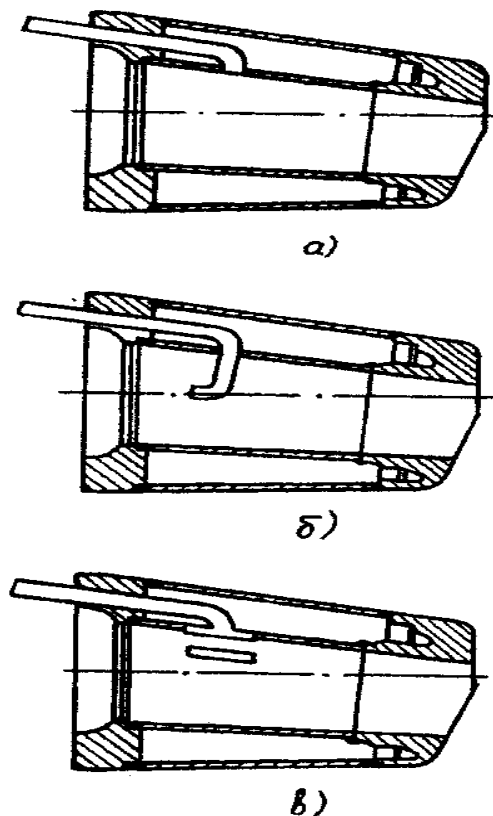


Рисунок 1 – Способы подвода топлива

**Постановка задачи.** Разработать и испытать фурму с совместным подводом природного газа и кислорода.

**Изложение материала и полученные результаты.** Накопленный опыт ввода дополнительного топлива через фурменное устройство в горн доменной печи показал, что необходимо разработать надёжную фурму, позволяющую интенсифицировать процессы смешивания топлива с дутьём, с целью рационального его использования. В Донбасском горно-металлургическом институте исследованы способы подвода топлива в полость фурмы с устройствами, позволяющими более эффективно смешать его с дутьевым потоком. Одно из устройств (рис. 2а) представляет собой традиционный патрубок подвода топлива, входящий в расположенный в полости фурмы тангенциальный распылитель. Устройство позволяет распределить топливо равномерно по сечению дутьевого потока и повысить степень его использования. Но фурма имеет не-

достаток: в течение двух недель эксплуатации тангенциальный распылитель отгорел из-за недостаточной интенсивности охлаждения.

Была опробована улучшенная конструкция фурмы, которая диаметрально отличалась от предыдущего решения (рис. 2б). В охлаждаемой полости фурмы разместили два тангенциальных подвода с встречной закруткой потоков. Такая фурма проработала около 30 мин., после чего рьяная часть оплавилась и сгорела. Это произошло из-за того, что, во-первых, усилилось смешивание топлива с дутьём непосредственно в районе фланца. Горючая смесь взаимодействовала в рабочем объёме фурмы, что вызвало повышение температур в локальной зоне рабочего пространства. Во-вторых, была уменьшена степень охлаждения фурмы из-за размещения тангенциальных распылителей в её полости. Схема распылителя, расположенного внутри охлаждаемой полости фурмы, показана на рисунке 2в.

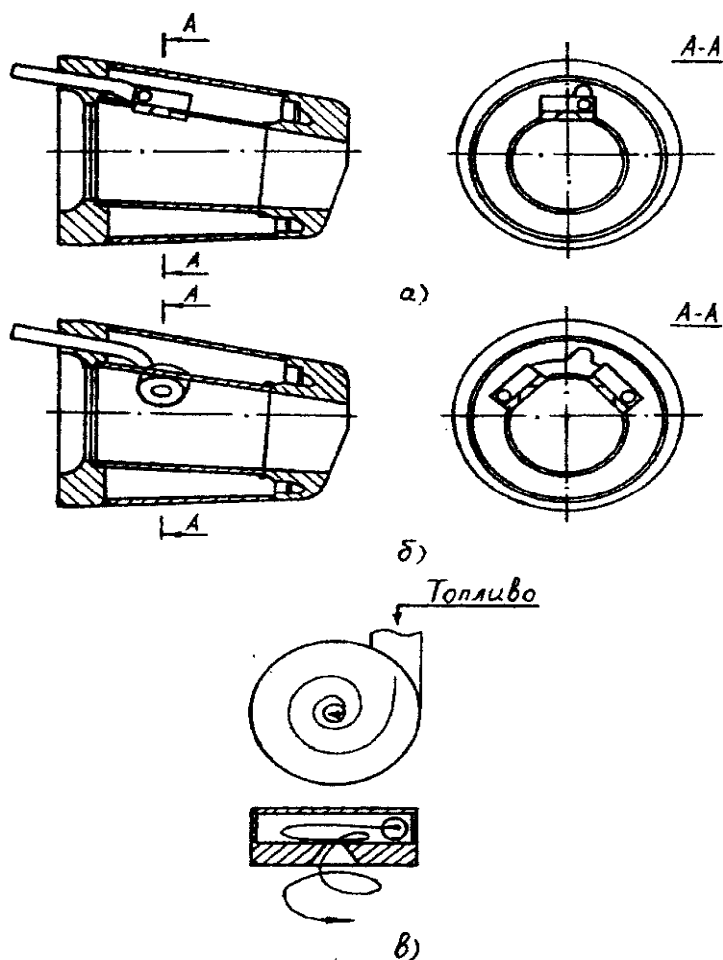


Рисунок 2 – Подводы топлива с тангенциальными распылителями

Неудачный опыт использования рассмотренных фурм показал, что дополнительное топливо на обычных фурмах полностью не сгорает, и засоряет горн печи. При проектировании новой конструкции фурмы необходимо учесть, чтобы она тщательно перемешивала топливо с кислородом, а горение взрывоопасной смеси происходило вне её пределов, а именно – в полости фурменного очага горения. Причём фурма должна сохранять существующую эффективность охлаждения, быть надёжной и взрывобезопасной.

Горение углеводородного топлива в смеси с кислородом исследовалось на огневом стенде, схема которого показана на рис. 3. Установка состоит из патрубков подвода топлива (1) и кислорода (2), устройства для регулирования расходов топлива и кислорода (3), трёх обратных клапанов (4), предназначенных для предохранения конструкции от скопления взрывоопасной смеси в рабочих полостях, и патрубка для смешивания окислителя и топлива (5). Испытания проводились на литейном дворе доменной печи, вблизи от места подвода трубопроводов компрессированного технического кислорода и топлива.

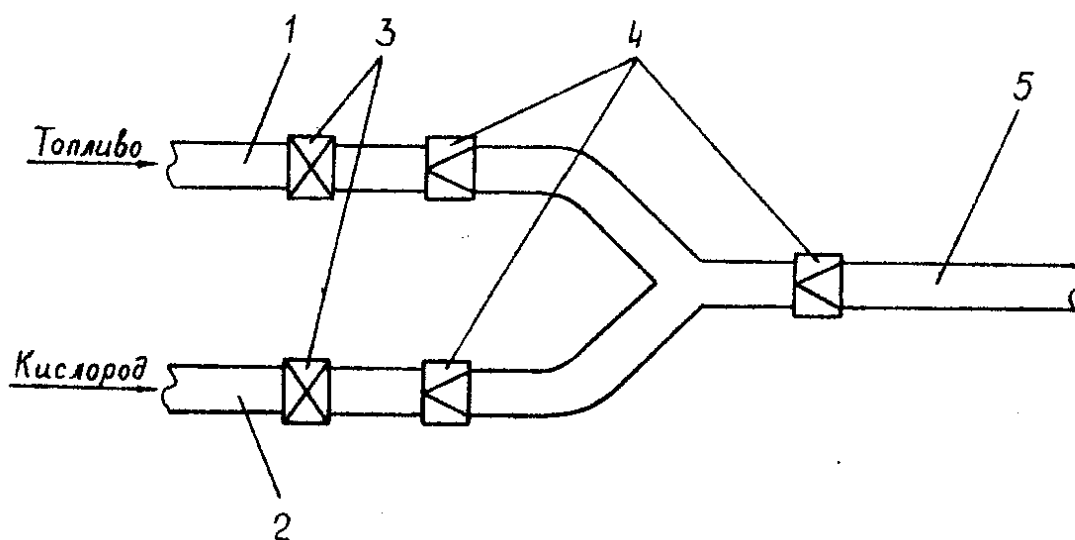


Рисунок 3– Схема огневого стенда

Первоначально подавалось топливо. На выходе из смешительного патрубка оно воспламенялось факелом. Горение топлива в кислороде воздуха происходило неустойчиво и вяло. Факел при этом имел жёлтый цвет, и температуру порядка  $1200-1300^{\circ}\text{C}$ . Для интенсификации горения через второй патрубок подавался технический кислород. Его расход постепенно изменяли от 0 до  $2\text{ м}^3$  на  $1\text{ м}^3$  топлива. С увеличением подачи кислорода цвет факела изменялся от ярко-жёлтого до бело-голубого, а

форма – от продольной до шарообразной. При максимальном расходе кислорода температура факела составляла более  $2500^{\circ}\text{C}$ , отрыв факела от среза трубки – 150мм, что явно предотвращало попадание пламени в смесительный патрубок. Горение топлива было полным и интенсивным. Проведенные испытания подтвердили работоспособность представленной конструкции для совместного подвода топлива и кислорода.

В фурме конструкции «Запорожсталь» к газоподводящему патрубку был присоединён смеситель топлива и кислорода аналогичный испытанному. На одной из доменных печей Алчевского металлургического комбината было проведено испытание экспериментальной фурмы. Вначале к пространству фурменного очага горения подавалось топливо, которое попадало в струю дутья и воспламенялось. Затем подавался кислород. Фурма проработала не более 5 мин., после чего произошёл взрыв с разрушением смесительного патрубка. Для подтверждения, что эти результаты не случайны, была изготовлена ещё одна экспериментальная фурма аналогичной конструкции. Результаты повторного испытания оказались такими же. Условия работы фурмы на доменной печи отличны от работы огневого стенда. Из-за высокого давления в очаге горения смесь топлива с кислородом взрывоопасна в закрытом пространстве (в смесительном патрубке) и имеет способность к детонационному горению. Поэтому было принято решение смешивание взрывоопасной среды производить за пределами патрубков в фурменном очаге горения.

Экспериментальный образец был изготовлен из обычной фурмы. Патрубок для подвода топлива врезан под углом  $90^{\circ}$  в непосредственной близости от фланца, а в топливоподводящую трубу коаксиально вставлена трубка из нержавеющей стали для подвода кислорода. Срез трубки располагался на одном уровне со срезом топливоподводящего патрубка.

Изготовленная фурма испытывалась на действующей доменной печи. Как и в предыдущем случае, вначале подавалось топливо. После его воспламенения добавляли кислород, изменяя его расход от 0 до  $2\text{ м}^3$  на  $1\text{ м}^3$  топлива. Визуальные наблюдения показали: в фурменном очаге при увеличении расхода кислорода цвет пламени изменился от ярко-жёлтого до бело-голубого, что свидетельствует о полном и интенсивном сгорании углеводородного топлива. Фурма испытывалась в течение двух дней и показала надёжность работы конструкции.

Однако перепад температур между напорной и исходящей водой, идущей на охлаждение, увеличился с  $4^{\circ}\text{C}$  до  $8-9^{\circ}\text{C}$ . Процесс интенсивного горения в этом случае начинался в полости рабочего пространства фурмы, что и привело к нагреву охлаждающей воды. В этой конструкции имеются предпосылки к быстрому прогару фурмы. Испытания показали, что место и угол подвода патрубков должны быть изменены.

Эскиз разработанной конструкции фурмы (1) представлен на рис.4 [6]. В новом варианте ввод через фланец фурмы (2) патрубка с коаксиально расположенными трубками подвода (3,4) осуществлён ближе к рыльной части под углом  $30-35^{\circ}$ . При принятом угле подвода топливо смешивается с кислородом, смесь потоком дутья отклоняется к оси фурмы и выносится в очаг горения, где на расстоянии 250-300 мм от рыла фурмы происходит воспламенение и полное сгорание топлива.

Фурма имеет способность при минимальном и максимальном дутьевом режиме отклонять факел струи горячей смеси в таких пределах по сечению фурмы, при которых исключается возможность саморазрушения в результате оплавления рыла фурмы. Двенадцать экспериментальных фурм испытывались одновременно на печи объёмом  $960 \text{ м}^3$ , имеющей 14 фурменных устройств, в течение суток. Горение смеси добавочного топлива с кислородом было устойчивым. Отклонений в работе оборудования не наблюдалось.

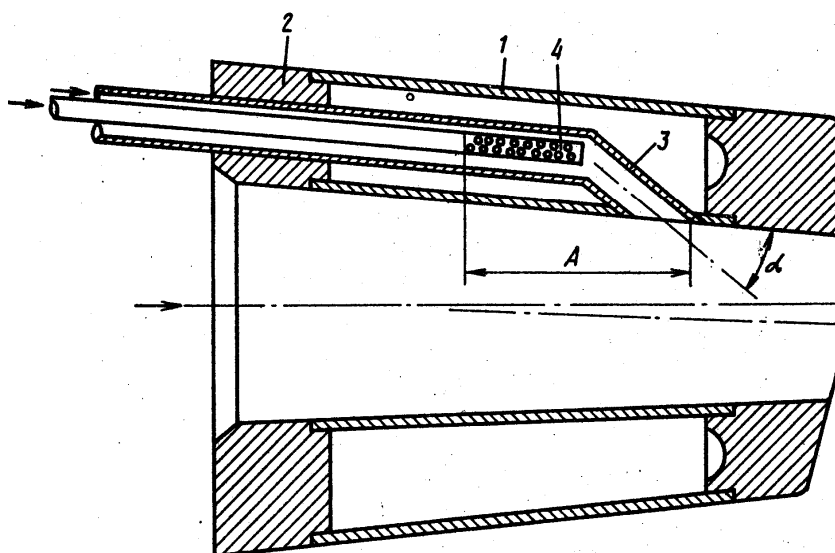


Рисунок 4 – Фурма доменной печи для совместного вдувания углеводородного топлива и кислорода

Перепад температур между напорной и исходящей водой, идущей на охлаждение экспериментальных фурм, изменялся в пределах допустимых значений ( $4-5^{\circ}\text{C}$ ). Визуальные наблюдения указывали на более интенсивное горение топлива, чем без подачи кислорода.

**Выводы.** Разработанная конструкция фурмы с использованием смеси углеводородных добавок с кислородом способствует созданию условий для полного сгорания топлива, снижению количества случаев

загромождения горна печи графитовой спелью, улучшению технико-экономических показателей металлургического агрегата.

*Приведены результаты теоретических и практических исследований подачи углеводородных добавок в горн доменной печи*

*The results of theoretical and practical investigations of feeding the hydrocarbon additives into the hearth of blast – furnace are presented.*

#### **Библиографический список**

1. Зельдович Л.Б., Воеводский В.В. Тепловой взрыв и распространение пламени в газах. – М. – 1947. – 205с.

2. Бугаёв К.М. К вопросу о пиролизе природного газа в доменной печи // *Металлургия чугуна*. – М.: – 1969. – вып.8. – С. 123-133.

3. Гриненко Б.С., Зелизный А.М. Производство ацетилена из природного газа. – Киев: Гостехиздат, 1963. – С. 19-43.

4. Товаровский И.Г., Воловик Г.А. и Бондаренко В.И. Аналитическое исследование тепловых явлений доменного процесса при варьировании параметров комбинированного дутья // *Сталь* – 1976. №10. – С. 883-888.

5. Отработка технологического процесса выплавки чугуна с использованием горячих восстановительных газов в опытно-промышленных условиях НПО «Тулачермет»: Отчёт о НИР (заключ.) / Научно-исследовательский институт чёрной металлургии имени М.П.Бардина. – № ГР 01830029916; Инв. № 02860002272. М., 1985. – 61с.

6. А.С. № 152727/ (СССР) Дутьевая фурма доменной печи / Новохатский А.М., Гордиенко В.А., Первишин С.И. и др.- Оpubл. в Бюл №45 07.12.89,МКИ.- С.21 В 7/16.



*Инженер Гусев Ю. Б.  
(ОАО «ГСКТИ», г. Мариуполь, Украина)  
Канд. техн. наук, доц. Луцкий М. Б.  
(ДонГТУ, г. Алчевск, Украина)*

## **ИССЛЕДОВАНИЕ НАПРЯЖЕННО-ДЕФОРМИРОВАННОГО СОСТОЯНИЯ МЕТАЛЛОКОНСТРУКЦИИ ПЕРЕГРУЖАТЕЛЯ ПМГ-20**

*Зроблен аналіз напружено-деформованого стану елементів металоконструкції перевантажувача ПМГ-20 від різних комбінацій діючих навантажень.*

### **Проблема и ее связь с научными и практическими задачами.**

Повышение эффективности эксплуатации рудно-грейферных перегружателей может быть достигнуто за счет увеличения надежности и срока службы их металлоконструкций. Надежность работы металлоконструкции определяется оптимальным выбором ее схемы и методики расчета на выносливость всех элементов от различного сочетания действующих на перегружатель в разных режимах работы нагрузок. Это позволяет с достаточной степенью точности определить действующие во всех элементах металлоконструкции нагрузки и напряжения, и конструктивными методами свести последние к допускаемым величинам, что является важной и практической задачей.

**Анализ исследований и публикаций.** Анализ отечественных и зарубежных аналогов перегружателей показывает, что большое внимание уделяется вопросам напряженно-деформированного состояния металлоконструкций перегружателей и их прочностных характеристик.

В работе [1] представлены различные виды металлоконструкций перегружателей. По конструктивным схемам металлоконструкций различают перегружатели жесткой и шарнирной системы.

Перегружатели жесткой системы характеризуются пространственно жесткой металлоконструкцией, исключающей смещение опор в горизонтальной плоскости.

У перегружателей шарнирной системы одна из опор жесткая, другая шарнирная. Жесткая опора соединяется с мостом жестко и образует с ним пространственную жесткую конструкцию. Шарнирная опора соединяется с мостом шарнирно, что позволяет ей компенсировать температурные деформации моста и его перекося.

**Постановка задачи.** Исследовать напряженно-деформированное состояние металлоконструкции перегружателя ПМГ – 20 с определением напряжений от действующих нагрузок в различном их сочетании.

**Изложение материала и результатов исследований.** Перегружатель ПМГ-20, обеспечивающий непрерывный технологический процесс погрузки угля в коксовые печи, входит в состав технологического оборудования алчевского коксохимического завода.

Общий вид перегружателя ПМГ-20 представлен на рисунке 1.

Мост перегружателя 1 опирается на жесткую 5 и шарнирную 8 опоры, последняя соединена с мостом шарниром 9. На консоли 3 со стороны жесткой опоры 5 расположены ремонтное помещение 4 и ремонтный кран 2. Мост перегружателя 1 выполнен из двух коробчатых балок, по верхнему поясу которых передвигается грейферная тележка 7. Мост усилен шпренгельной системой 6.

Основным методом расчета металлоконструкции перегружателя является метод предельных состояний, основы которого разработаны Н.С. Стрелецким.

За расчетные предельные состояния принимаются такие, при которых конструкция под влиянием силовых воздействий перестает удовлетворять требованиям эксплуатации.

Использование этого метода, основанного на статическом учете работы конструкции, позволяет отказаться от недостаточно обоснованного запаса прочности и открывает широкие возможности устанавливать необходимые размеры и поперечные сечения элементов металлоконструкций, исходя из конкретных условий ее эксплуатации.

Первое предельное состояние – по прочности и устойчивости форм элементов от однократного действия наибольших нагрузок, ожидаемых за срок службы крана.

Второе предельное состояние – по выносливости несущих элементов от многократного действия нагрузок.

Третье предельное состояние – по упругой деформации несущих элементов.

Основная цель расчета по методу предельных состояний – получить гарантии, что в процессе нормальной эксплуатации конструкции не наступит ни одно из описанных выше предельных состояний.

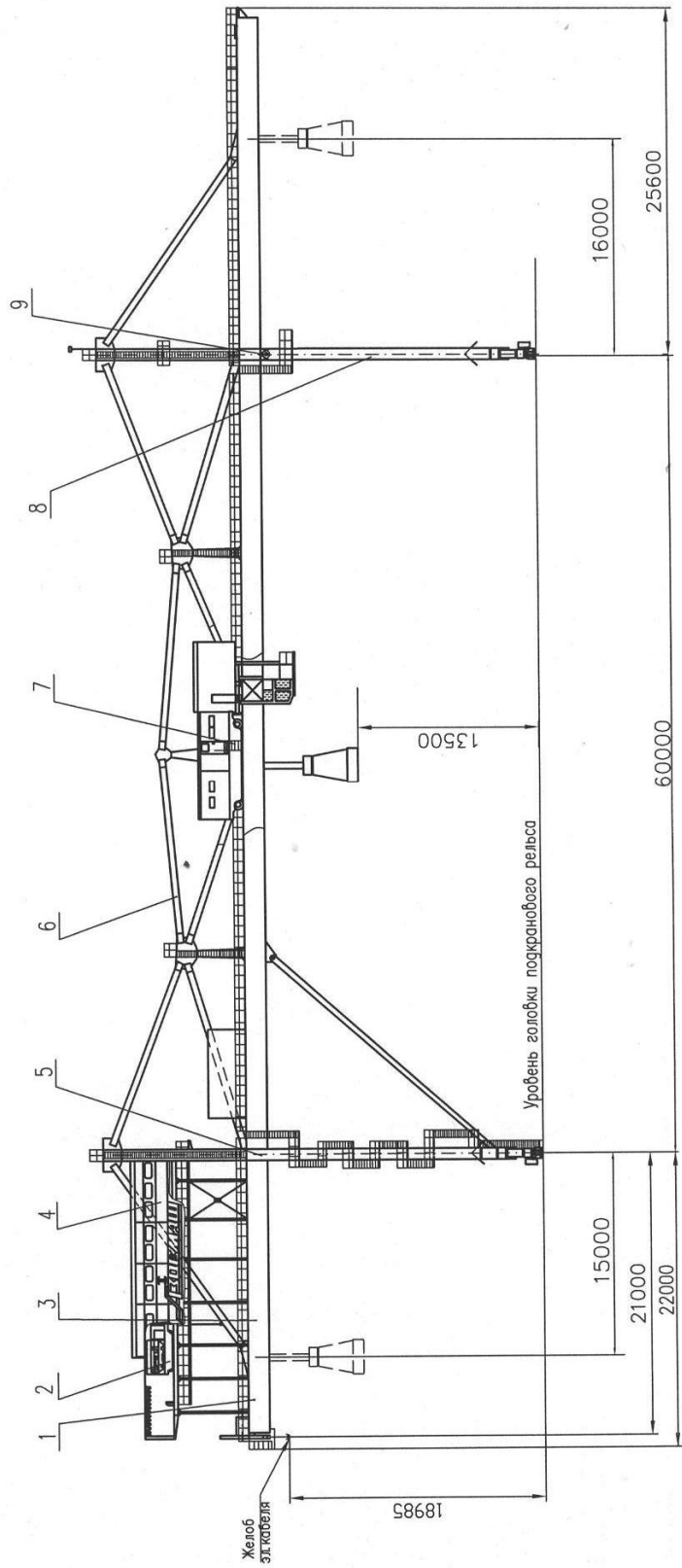


Рисунок 1 – Общий вид перегружателя ПМГ-2

При расчете стальных конструкций по методу предельных состояний должны выполняться условия:

$$\sigma_p \leq mR,$$

где  $\sigma_p$  – расчетное напряжение;

$m$  – коэффициент условия работы;

$R$  – расчетное сопротивление материала,

$$R = \frac{R^H}{k_m},$$

где  $R^H$  – нормативное сопротивление материала;

$k_m$  – коэффициент безопасности по материалу.

В расчетах на прочность и устойчивость должны учитываться следующие нормативные нагрузки:

а) весовые постоянные:

- вес стальных конструкций;

- вес механического и электрооборудования;

б) весовые подвижные нагрузки, действие которых возможно в любом сечении вдоль пролета крана:

- вес грузовой грейферной тележки  $G_m$ ;

- вес груза  $G_{gp}$  и горизонтальные силы от веса груза, возникающие при отклонении грузовых канатов (силы приложены в месте контакта ходовых колес с рельсом):

$$Q_x = Q \cdot \operatorname{tg} \alpha,$$

$$Q_y = Q \cdot \operatorname{tg} \beta,$$

где  $\alpha = 3^\circ$ ,  $\beta = 3^\circ$  – углы отклонения канатов;

в) инерционные нагрузки:

- горизонтальные инерционные нагрузки  $T$ , возникающие при разгоне и торможении тележки, принимаются для мостовых перегружателей 1/10 от суммы давлений всех колес тележки. Эти силы приложены в месте контакта ходовых колес и направлены вдоль подтележечных рельс;

- горизонтальные инерционные нагрузки  $H$ , возникающие при передвижении тележки, принимаются равными для мостовых перегружателей  $1/10$  от суммы давлений всех колес тележки. Эти силы приложены в месте контакта ходовых колес и направлены поперек подтележечных рельс;

- горизонтальные инерционные нагрузки, возникающие при разгоне и торможении крана;

г) другие нагрузки (перекос крана);

д) особые нагрузки (горизонтальные продольные нагрузки при наезде крана на упоры).

Все нормативные нагрузки принимаются с учетом коэффициентов перегрузок; динамическое воздействие груза при подъеме учитывается динамическим коэффициентом; динамическое воздействие металлических конструкций, оборудования, грузовой тележки, груза при передвижении крана учитывается коэффициентом толчков.

Расчет металлоконструкции мостового перегружателя ПМГ-20 проводится для следующих расчетных случаев:

а) рабочее состояние «подъем груза и передвижение тележки» (перегружатель находится в неподвижном состоянии, а грейферная тележка в середине пролета и в крайних положениях на консолях);

б) рабочее состояние «передвижение крана» (грейферная тележка располагается в пределах пролета или на одной из опор);

в) нерабочее состояние (перегружатель не работает и застопорен, тележка без груза расположена на одной из опор);

Деформации от нормативных нагрузок не должны превышать:

- прогиб балок моста при статическом воздействии грейферной тележки –  $1/700$  пролета;

- уклон пути на консолях, создающийся под воздействием грейферной тележки с грузом –  $0,003$  длины консоли.

Расчет от статических воздействий выполнен на программном комплексе «ЛИРА - WINDOWS» [2], разработанный НИИ автоматизированных систем в строительстве (НИИАСС) г. Киев, предназначенном для численного исследования на ЭВМ прочности и устойчивости конструкций.

«Ли́ра 9.0» – программный комплекс для расчета и проектирования конструкций. Реальная металлоконструкция перегружателя представлена в виде пространственной стержневой системы. Расчет выполнен на статические и динамические воздействия. Статические нагрузки моделируют силовые воздействия от сосредоточенных и распределенных сил и моментов. ПК «Ли́ра» реализует численный метод дискретизации сплошной среды – метод конечных элементов (МКЭ). Основными

этапами решения задач по МКЭ является синтез дискретной расчетной схемы на основе расчленения исследуемой системы на конечные элементы, построение матриц жесткости, формирование системы канонических уравнений, решение системы уравнений, вычисление значений узловых перемещений и определение компонентов напряженно-деформированного состояния исследуемой системы по перемещениям.

Расчетная схема металлоконструкции перегружателя ПМГ-20 представлена на рисунке 2.

Материал конструкции – Сталь 09Г2С. Расчетное сопротивление:

$$\sigma_p = mR,$$

где  $m$  – коэффициент условий работы;

$R$  – расчетное сопротивление материала, вычисляется как произведение нормативного сопротивления  $R_n$  и коэффициента однородности материала  $k$ .

Этот коэффициент учитывает опасность снижения способности материала сопротивляться внешним воздействиям вследствие изменчивости механических свойств

$$R = \sigma_m \cdot k = 325 \cdot 0,85 = 276 \text{ МПа},$$

$$\sigma_p = 0,9 \cdot 276 = 248 \text{ МПа}.$$

Расчет на прочность, выносливость и деформативность элементов металлоконструкции показал, что максимальные напряжения в металлоконструкции перегружателя не превышают расчетного сопротивления  $\sigma_p = 248 \text{ МПа}$ , выносливость и деформативность обеспечиваются:

$$\sigma_{max} < [\sigma_{rk}],$$

$$\frac{\Delta f}{L} = [f_{cm}],$$

$$\Delta f = 47,5 \text{ мм},$$

$$\frac{47,5}{60000} = \frac{1}{1260} < \frac{1}{700}.$$

Прогибы консолей жесткой и шарнирной опор не превышают допустимых:

- для жесткой опоры  $\Delta f/L = 0,0014 < 0,003$ ;
- для шарнирной опоры  $\Delta f/L = 0,0022 < 0,003$ .

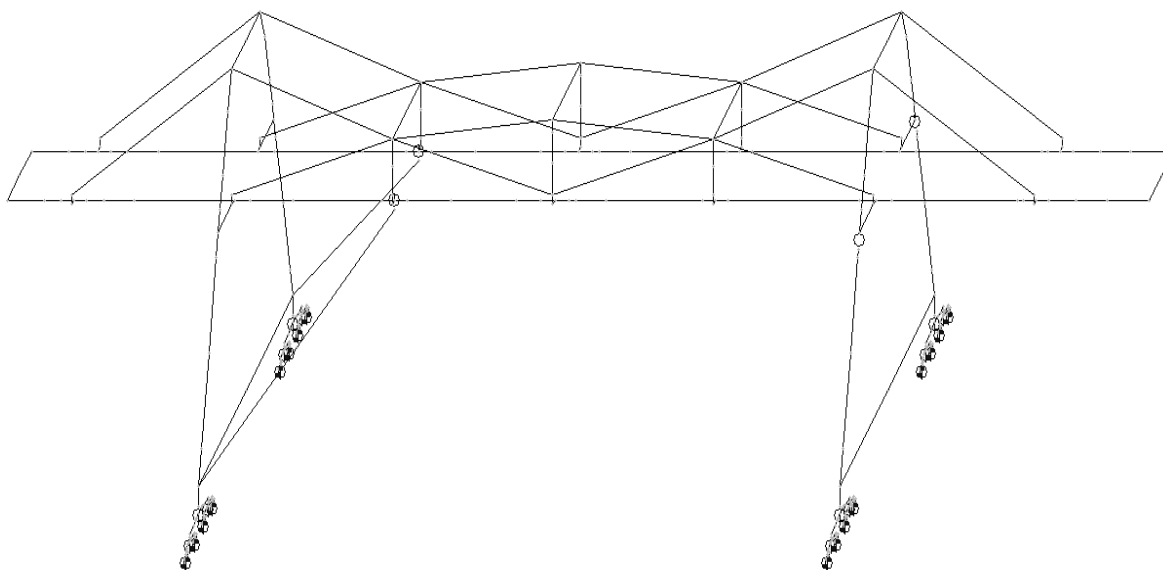


Рисунок 2 – Расчетная схема металлоконструкции перегружателя

**Выводы и направление дальнейших исследований.** Полученные результаты расчета металлоконструкции перегружателя свидетельствуют о том, что все элементы металлоконструкции удовлетворяют условию прочности и деформативности. В дальнейшем необходимо провести более детальный расчет используя конечные элементы в виде пластин.

*Произведен анализ напряженно-деформированного состояния элементов металлоконструкции перегружателя ПМГ-20 от разных комбинаций действующих нагрузок.*

*We were carried out the stressed-deformed state of “ПМГ - 20” over-loader metalwork elements for different combination of active loads.*

#### **Библиографический список**

1. Беглов Б.В. Мостовые перегружатели / Б. В. Беглов, П.И. Кох. – М.: Машиностроение, 1974. – 223 с.
2. ПК ЛИРА. Программный комплекс для расчета и проектирования конструкций / Под. ред. Академика АИН Украины А. С. Городецкого. – К.-М., 2003. – 464 с.

*Инженер Барчан Е. Н.  
(ОАО «ГСКТИ», г. Мариуполь),  
канд. тех. наук, доц. Луцкий М. Б.  
(Дон ГТУ, г. Алчевск)*

## **АНАЛИЗ КОНСТРУКЦИЙ ВЫБИВНЫХ МАШИН ЛИТЕЙНОГО ПРОИЗВОДСТВА**

*Наведено аналіз конструїї машин для вибивання лиття, які ос-  
новані на різних фізичних впливах на матеріал залитої металом форми.  
Окремі розглянуті технічні рішення можна використовувати при  
створенні нових або модернізації існуючих вибивальних установок.*

### **Проблема и ее связь с научными и практическими задачами.**

Выбивка литья является трудоемкой операцией, при выполнении которой необходимо решать целый ряд различных задач: отделение отливки от формы, дробление отделившейся формовочной смеси, уменьшение пылевыведения и ограничение шумового воздействия. При этом должна обеспечиваться надежность и долговечность работы выбивного оборудования. К настоящему времени нет четких рекомендаций по выбору оптимальных конструкций выбивных решеток для конкретных условий производства, в том числе применительно к автоматическим формовочным линиям. Их определение является важной научной и практической задачей.

**Анализ исследований и публикации.** В технической и патентной литературе описано много конструкций машин для выбивки литья, основанных на различных физических воздействиях на материал залитой металлом формы. При этом одна часть технических решений направлена на повышение эффективности работы выбивного оборудования, другая – преимущественно на защиту от шумовых или пылевых воздействий [1 - 30].

Однако комплексное решение технической задачи по созданию высокопроизводительного, но в тоже время, обладающего шумовыми характеристиками и пылевыведением в пределах санитарно - гигиенических нормативов оборудования до настоящего времени отсутствует.



**Постановка задачи.** Исследовать основные тенденции в развитии конструкции выбивного оборудования и выявить наиболее перспективные технические решения.

**Изложение материала и его результаты.** В одном из способов разрушение формы достигается под воздействием вибрации, создаваемой переменным магнитным полем [1]. В результате взаимодействия поля с частотой колебаний, совпадающей с собственной частотой колебаний отливки, возникают резонансные колебания отливки. Из-за несовпадения собственной частоты колебаний формовочной смеси и отливки на границе формовочная смесь-отливка создаются нормальные и касательные напряжения, приводящие к возникновению усилий разрушения.

Приводятся сведения о предварительном отделении отливок от формы на разделительном лотке с электронным изменением угла вибрации и с изменяемой скоростью перемещения отливки вдоль лотка. Когда температура отливки снизится до 300°С (во время ее перемещения в охлаждающей камере) производится последующая выбивка из отливок остатков формы на одном или двух наклонных вибрационных стендах [2].

В другом техническом решении выбивка также осуществляется в две стадии: вначале при движении по виброжелобу, затем на выбивной решетке [3].

Фирма «Castings Ltd» (Великобритания) использует для выбивки отливок вращающийся барабан мод. TR1500. Диаметр барабана 1500мм, длина 7м. Внутри барабана расположены наклонные ребра, благодаря которым смесь и отливки движутся вдоль продольной оси. Частота вращения барабана составляет 1,7 – 3 об/мин [4], [5].

Другой способ выбивки литейных форм [6] предусматривает помещение формы в герметичную камеру и создание в ней декомпрессии до остаточного давления 100 – 300 ГПа. Перед этим поверхность формы пропитывают водой при 100 – 90°С в количестве 0,025 – 0,150 г/см<sup>2</sup>.

Разработан также процесс вакуумного прошивания сырых песчано-глинистых форм при одностороннем вакуумировании формы, выбраны технологические и конструктивные параметры процесса. При этом процессе, как отмечает автор, газоотделение локализовано, шум отсутствует [7].

Согласно патентному решению [8] формовочную смесь с отливкой выбивают из опок ударной газовой или воздушной волной с помощью импульсной головки.

В литературе приводятся конструкции и других типов выбивных установок, в том числе дробеметных и установок выбивки выдавливанием [9], [10].

Однако, несмотря на многообразие разработанных новых способов выбивки литья, до настоящего времени механические эксцентриковые и инерционные выбивные решетки являются наиболее распространенным видом оборудования для выбивки литейных форм, так как имеют относительно простую конструкцию.

Однако и конструкция механических решеток не остается неизменной, а постоянно совершенствуется в направлении повышения эффективности их работы, плавности регулировки выбивающих усилий, снижения пыле- и шумовыделения, более полного размельчения выбитой формовочной смеси.

Значительная часть технических решений направлена на достижение оптимальных параметров работы выбивной решетки. Так фирмой «Kinergy Corp» (США) используется вибратор типа неуравновешенного вала с приводом. Собственная частота колебаний пружин, на которых установлена рабочая рама, намного выше частоты вращения вала вибратора (при работе в холостом режиме). При подаче материала частота колебаний снижается, тем самым обеспечивается автоматическая регулировка мощности, которую развивает система в соответствии с нагрузкой [11].

Фирма «Acme Conveyors» (Великобритания) выпускает выбивные решетки с двумя вибрирующими массами. В этих установках вибративный блок соединяется через пружинные амортизаторы с рабочим столом или корпусом, который в свою очередь, соединен через другие амортизаторы с неподвижной опорой [12].

Предлагаемая инерционная решетка [13] для выбивки крупных форм, содержит установленную на раме подпружиненную решетку и дополнительную решетку, установленную над основной. С целью повышения производительности и эксплуатационной надежности, дополнительная решетка установлена на основной шарнирно, посредством серьги, с возможностью смещения на половину просвета ячеек. А для выбивки прочных и особо прочных формовочных смесей рекомендуется применять инерционную выбивную решетку с вкладным полотном, хорошо зарекомендовавшую себя в работе [14], [15].

Выбивная транспортирующая инерционная решетка [16] имеет двухвальный вибровозбудитель с фланцами, размещенный в корпусе. Приводной вал вибровозбудителя соединен зубчатой передачей с ведомым валом, а шейки обоих валов размещены во фланцах вибровозбудителя. При этом плавное изменение соотношения выбивного и возму-

щающего усилий позволит, как считают авторы, увеличить срок службы решетки.

При работе решеток легко уязвимыми из-за длительных вибрационных ударных нагрузок являются подшипниковые узлы. Существует ряд технических решений по усовершенствованию конструкций подшипниковых узлов.

Сообщается [17] о техническом решении для выбивки тяжелых форм массой до 10 т. Колебания решетки производятся двумя небалансовыми электродвигателями мощностью по 5 кВт. Диапазон колебаний решетки 5 – 8 мм с частотой 1500 об/мин. Решетка снабжена резиновыми амортизаторами. Под ней располагается бункер, снабженный вибротранспортером для отвода выбитой смеси.

В другой решетке [18] для уменьшения потерь энергии и увеличения срока службы, верхняя решетчатая рама снабжена устройством для крепления к ней литейных форм, а соударения происходят между верхней и нижней рамками.

В одном техническом решении [19] для увеличения надежности и долговечности подшипниковых узлов вибровозбудителя, а так же для упрощения конструкции одновальный вибровозбудитель крепится к корпусу решетки с помощью кронштейна, опорная часть которого связана с корпусом посредством упругих элементов.

Выбивная решетка другой конструкции [20] содержит корпус и источник колебаний, жестко установленный в блоке, подпружиненный с двух сторон. Для улучшений условий работы подшипников блок установлен в корпусе с возможностью свободных колебаний в горизонтальной плоскости.

В работе [21] рекомендуется вести еженедельный осмотр и обслуживание решетки, а так же модернизация узла приводного вала. При этом в 1,5 – 2 раза возрастает долговечность подшипниковых узлов.

Инерционная транспортирующая решетка для выбивки форм содержит установленные на раме полотно и вибровозбудитель, в корпусе которого на подшипниках размещены эксцентриковые валы. Для снижения ударных нагрузок в посадочных местах подшипников и корпусе вибровозбудителя, сокращения времени на регулировку скорости движения отливок и повышения выбивающего эффекта, корпус вибровозбудителя установлен на раме посредством размещенных по его периметру с наружной стороны платиков и шарнирно закрепленных башмаков, на которых установлены упругие элементы, обращенные в сторону корпуса и связанные между собой регулировочными винтами [22].

В ряде работ предпринята попытка на одном и том же оборудовании одновременно с процессом выбивки литья производить также дроб-

ление отработанной формовочной смеси. Так в конструкции выбивной решетки [23] между поперечными балками решетки и продольными пластинами установлены выступающие под ними гибкие затворные элементы, расположенные под углом  $70^\circ$  к направлению транспортирования, что предотвращает прохождение земли над ними и, задерживая выход крупных комьев формовочной смеси, способствует их дроблению.

На другой установке [24] выбивка происходит на верхнем полотне, потом комья попадают на среднее полотно, на котором производится дробление комьев смеси свободно лежащими на полотне шарами, а затем комья попадают на нижнее полотно, где производится их вторичное дробление.

Согласно другому техническому решению [25] опоки со смесью устанавливают на плоскую горизонтальную решетку, переводят эту решетку в состоянии вибрации до отделения отливки от земли, затем отливку удаляют, оставляя на ней комья смеси. Особенность способа состоит в том, что вслед за указанными операциями преобразуют плоскую горизонтальную поверхность в наклонные поверхности с возвышающимися по отношению к центру решетки краями, что ускоряет процесс дробления.

Приведено решение по снижению шума и пылевыведения при работе выбивных решеток. Предложен способ и устройство для выбивки крупных отливок [26] особенность которого состоит в том, что после заливки металла и достижения отливкой температуры  $200^\circ\text{C}$  производят дозированную подачу в материал формы охлаждающей жидкости – воды в течение времени, необходимого для достижения температуры выбивки и полного смачивания материала формы. Авторы предполагают, что в этом случае уменьшится трудоемкость выбивки отливки и снизится тепловыделение. Однако, вряд ли в этом случае можно достигнуть положительного эффекта, так как мокрая смесь будет забивать ячейки полотна выбивной решетки.

Предложенное устройство [27] для выбивки сырых песчаных глинистых форм позволяет выбивать остывшие формы и существенно снизить энергозатраты, так как при выбивке остывших форм не требуется вакуумирования всей камеры. Однако в составе автоматической формовочной линии это приведет к снижению ее производительности.

В работе [28] рассматривается решетка которая создает меньше шума. Решетка изготовлена из полых элементов заполненных чугуной дробью, что позволяет снизить уровень шума от 97 до 89 дБ.

Также для уменьшения шума предложена решетка [29], имеющая нижнее и верхнее полотно с соосными щелями. Между полотнами по-

мещены демпфирующие вещества, выполненные в виде медных труб, заполненных свинцовой дробью. Отмечается, что сэндвич-полотно значительно поглощает колебания и гасит шум, возникающий при соударении отливок с решеткой.

В другой конструкции установки [30] с целью улавливания ферромагнитных частиц (скрапа и металлических элементов формы) непосредственно при прохождении смесью полости выбивной решетки под полотном решетки установлен направляющий экран, электромагнит и дополнительный бункер. Электромагнит установлен под направляющим экраном с возможностью возвратно-поступательного перемещения, а дополнительный бункер расположен под электромагнитом.

**Выводы и направление дальнейших исследований.** До настоящего времени механические эксцентриковые, и инерционные выбивные решетки являются наиболее распространенным видом оборудования для выбивки литейных форм.

Отдельные рассмотренные технические решения рекомендуется использовать при создании новых или модернизации эксплуатируемых установок, но в каждом конкретном случае это необходимо делать на основе существующих в данном цехе условий производства.

Необходимы дальнейшие разработки по созданию новых выбивных машин, в том числе сочетающих надежность и долговечность работы с существенным улучшением санитарно-гигиенических условий труда на участках выбивки литья.

*Приведен анализ конструкции выбивных машин литейного производства, который основан на различных физических воздействиях на материал залитой металлом формы. Отдельно рассмотренные технические решения можно использовать при создании новых или модернизации существующих выбивных установок.*

*The analysis of machine structure for casting knockout, based on different physical influences upon the material of shape filled with metal is presented. Separate technical decisions are recommended for the use during modernization of existent knockout plants or at making the new ones.*

#### **Библиографический список**

1. Патент России: 2183531, МКИ В22Д 29/00. Устройство для выбивки литейных форм /В.Н. Ефимов. Опубл. 10.08.2002.
2. Lampel Reinhard Modern casting-sand separation //Cast. Plant and Technology Int. 2002. 18, № 3, с 4 – 6.

3. Заявка Японии: 59-1062, МКИ В22D 29/02. Установка для охлаждения и выбивки залитых форм Оубл. 06.01.84.
4. *Improved sand and casting separation at Casting Limited // Foundry Trade j. 1981, 151, № 3228, 964.*
5. *The latest look: castings shakeouts and extractors // Foundry Manag and Technol. 1984, 112, № 2, 22-24; 26*
6. Авторское свидетельство СССР № 1154036, МКИ В22D 29/00. Способ выбивки литейных форм/ В.С.Мысовский. Бюл. 1965, №17.
7. Штокаленко В.П. Механизм процесса вакуумного прошивания и определение рациональных параметров выбивной установки Автореферат канд. диссертации, Московский Государственный Технический Университет «МАМИ», Москва, 1999г.
8. Патент ГДР: 275598 МКИ В22D 29/00. *Verfahren and Vorrichtung zum Ausleeren von Formkasten /Paul Nicklisch, Rudiger Boettcher VEB Schnermaschinenbau Lauchhammerwert, Оубл. 06.01.1984*
9. *Knight E.S. Separating sand and castings //British Foudruman, 1979, 72, №6, p. 206-213.*
10. Авторское свидетельство СССР № 561620, МКИ В22D 29/00. Установка для выбивки литейных форм /Н.В. Коржун. Оубл. 12.07.1977.
11. *Dumbaugh G.D. One simple «Common», Drive for Foudry Vibrating Equipment //Trans. Amer. Foundrymen`s soc. Vol 94. Proc. 90-th Annu Meet, May 11-15, 1986.*
12. *Little S.D. The evolution of the foundry shakeout //Britist Foundryman, 1986, 79, № 7.*
13. Авторское свидетельство СССР № 784985, МКИ В22D 29/00. Инерционная решетка /В.К. Савин, Н.И. Машуров. Оубл. 17.12.80
14. Пономарев Н.Г. Особенности выбивки отливок из прочных форм /Н.Г. Пономарев, А.В.Кузин //Литейное производство.-1981.- №10.-С 15.
15. . Авторское свидетельство СССР № 311701 МКИ В22D 29/02. Инерционная выбивная решетка /А.С. Михеев, Н.Г. Пономарев, А.В. Смирнов 1971. Бюл. № 25.
16. Авторское свидетельство СССР № 1488123, МКИ В22D 29/02. Выбивная транспортирующая инерционная решетка /Ю.И.Карпов, Е.Ю.Карпова. 1989. Бюл. № 23.
17. *Huspackrost fur schwere Gusteile «Ind-Ans», 1978, 100, № 28, 50*
18. Сидоренко С.Н. Модернизация конструкции эксцентриковой выбивной решетки /С.Н.Сидоренко, А.Г. Савченко //Энергомашиностроение.-1988.- № 4.-С 22-23.

19. Авторское свидетельство СССР № 1235650, МКИ В22D 29/00. Выбивная инерционная решетка /Шифрин Л.М. 1986. Бюл. № 21.
20. Годес Я.Ю. Моделирование ударных систем /Я.Ю. Годес, В.В.Альтгаузен // Труды Всесоюзного научно-исследовательского и проектно-конструкторского института металлургического машиностроения.-1969.- Сб. 24- С 233 – 238 .
21. Кравченко В.И. Повышение долговечности выбивной решетки //Машиностроитель.- 1986.- № 6.-С 27 – 28.
22. Авторское свидетельство СССР № 923739, МКИ В22D 29/00. Механическая выбивная решетка /А.Ф. Лысенко. 1982. Бюл. № 16.
23. Авторское свидетельство СССР № 125860, МКИ В22D 29/00. Вибрационная решетка /Г.В.Милях. 1986. Бюл. № 35.
24. Pat. USA: № 3897910, 241-7F/BD2C 17/02 Shakeout and crasnings apparatus /Deve Yagn Оpubл. 1988.
25. Патент Германии: 2522940, МКИ В22D 29/02. Verfahren und Formasten und Zerklanera der dabei entsehenden Sandknollen /Jacob Herman . Оpubл. 9.09.1976.
26. Патент ГДР:132178, В22D 29/00. Verfahren und Vorricht und zum Entformen von frobvolumiden f reistehen den Gubstuken /Ruddek Peter, Eberlein Gurden, Kapper Kurt. Оpubл. 6.09.78
27. Авторское свидетельство СССР № 1338973, МКИ В22D 29/02. Устройство для выбивки литейных форм /В.С. Мысовский. 1987. Бюл. № 35
28. Godding R.G. Problems of knockout / R.G. Godding, F.M. Shaw // Foundry Trade j. 1979, 146, № 3165, 1409, 1412-1413
29. Pat. USA, № 3770097, 198-220 ВА В656 27/00. Vibratory conveyor with sound deadening means / Musschoff Albert. Оpubл. 6.11.1973.
30. Авторское свидетельство СССР №1235652, МКИ В22D 29/02. Установка для выбивки литейных форм / К.А.Берман .1986. Бюл. № 21.

*Аспірант Левченко О. О.  
(ДонДТУ, м. Алчевськ, Україна)*

## **СИСТЕМНИЙ ПІДХІД ТА СТРУКТУРИЗАЦІЯ РОБОТИ ОДНОВАЛКОВОЇ ЗУБЧАСТОЇ ДРОБИЛКИ**

*Розглянуто можливості вивчення технологічного процесу дроблення агломерату в одновалкової зубчастій дробарці з врахуванням системного підходу.*

**Проблема та її зв'язок з науковими та практичними завданнями.** Виробництво агломерату на металургійних підприємствах України і країн СНД є найголовнішим видом підготовки залізородної сировини до наступної доменної плавки і випуску сталі та досягає сотень млн. тон, тому оптимізація процесу одержання агломерату носить актуальний характер, так як дозволяє істотно знизити матеріальні витрати. За рахунок зменшення змісту дріб'язку на 1% можна підвищити продуктивність доменної печі і знизити витрата коксу на 0,4 - 0,7 %, при цьому, знизивши зміст фракцій 0 - 5 мм в агломераті з 14,8 до 10,6 %, досягти підвищення інтенсивності плавки на 1,7 - 2,3 % [1, 2].

**Аналіз досліджень та публікацій.** Одним з основних факторів, що впливає на ефективність роботи одновалкової зубчастої дробарки, у тому числі і на крупність готового агломерату, виступає швидкість подачі пирога агломерату в робочу зону [3]. Це пов'язано з умовою захоплення пирога зубцями ротору.

Математичний опис [4, 5] окремих етапів проходження аглопирога на шляху до робочої зони дробарки і його наступне руйнування в ній не дозволяє повною мірою вивчити технологічний процес дроблення, тому що не враховує системного підходу до конструкції самої дробарки.

**Постановка завдання.** Дослідження вивчення впливу технологічних параметрів дроблення агломерату у відповідності зі структурною схемою досліджуваного варіанта конструкції дробарки з урахуванням основних факторів, що здійснюють переважний вплив на процес.

**Викладення матеріалу та його результати.** Для більш повного вивчення впливу елементів удосконаленого технологічного процесу дроблення елементів удосконаленого технологічного процесу дроблення і конструкції дробарки [6] (Рис. 1) складемо структурну схему (Рис. 2).



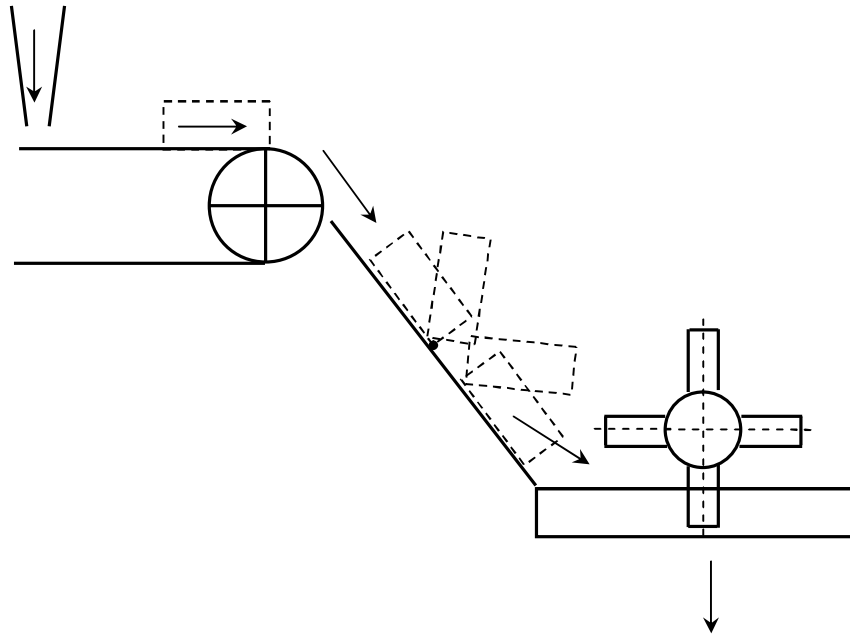


Рисунок 1 – Схема технологічного процесу дробіння агломерату

У загальному вигляді структурна схема складається із семи елементів – підсистем (1.1 - 1.7). Кожна з представлених підсистем виконує специфічні, властиві тільки їй функції, і переводить систему з попереднього даній підсистемі стану  $S_{ic}$  з параметрами  $V_n$ ,  $t_n$  и  $D_n$  в наступний її стан  $S_{i+1}$  з параметрами  $V_{n+1}$ ,  $t_{n+1}$  и  $D_{n+1}$ , де  $V_n$ ,  $t_n$  и  $D_n$  - відповідно швидкість матеріалу, час його руху і крупність у попередній підсистемі, а  $V_{n+1}$ ,  $t_{n+1}$  и  $D_{n+1}$  – швидкість матеріалу, час його руху і крупність на наступному її стані.

Можна припустити, що для технологічного процесу дроблення агломерату в одновалковій зубчастій дробарці швидкість матеріалу, час його перебування на окремих етапах (підсистемах) і крупність буде змінюватися при відомих умовах, що залежать від його місцезнаходження:

- витікання з завантажувального бункера і формування шару шихти на спікальних візках агломашини;
- транспортування на спікальних візках (під час процесу спікання) і охолодження;

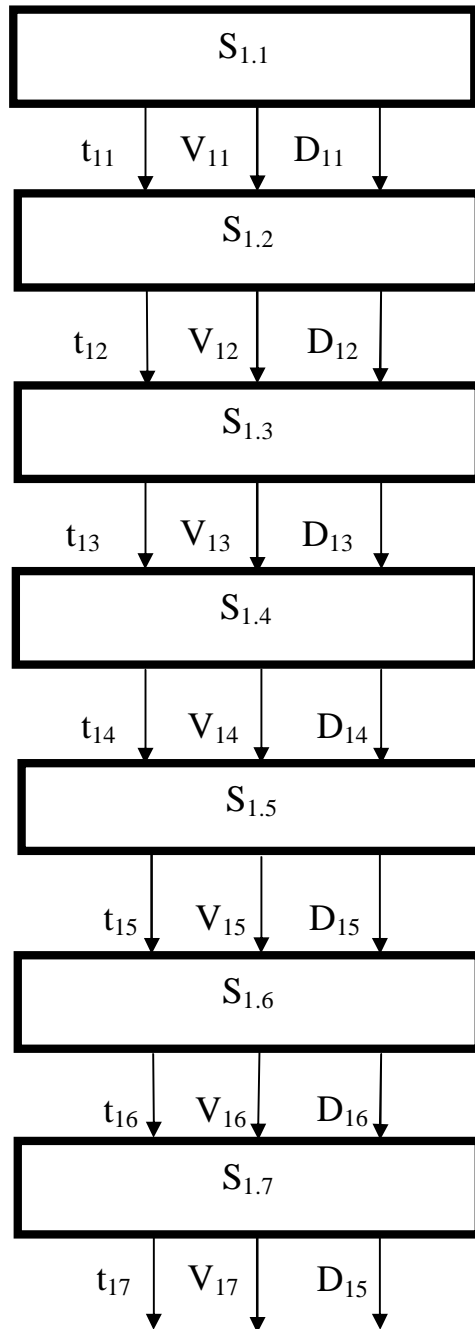


Рисунок 2 – Структурна схема одновалкової зубчастої дробарки

- руху аглоспека по похилій направляючій у дробарку;
- контакту пирога агломерату з можливим обмежуючим елементом направляючої поверхні, що, наприклад, може привести до його перекидання чи викликати додаткові впливи, які призводять до попереднього руйнування;
- взаємодії з робочими елементами зірочок зубців ротора;

- взаємодії з додатковими елементами, встановленими з метою підвищення ефективності дроблення;
- вивантаженню з дробарки.

У залежності від цих умов функції, що виконуються підсистемами зубчастої дробарки, будуть різні: 1.1 - формування вихідного потоку шихти з розвантажувального отвору бункера і її укладання на палети; 1.2 - рух аглоспеку при спіканні й охолодженні на агломашині, в період його транспортування; 1.3 - переміщення агломерату по похилій направляючій; 1.4 - контакт агломерату з додатковим пристроєм; 1.5 - взаємодія з робочими елементами в процесі дроблення; 1.6 - взаємодія з додатковими елементами, установленими для удосконалення процесу дроблення; 1.7 - вивантаження дробленого агломерату з дробарки.

Структурна схема одновалкової зубцюватої дробарки може відбивати особливості застосовуваної схеми руйнування матеріалів [6 - 9] за різними можливостями дії корисних додаткових навантажень.

Приведена структурна схема зубчастої дробарки представлена в загальному виді і не виключає виділення з її окремих випадків (багатоступінчасте дроблення і поділ потоків дробленого продукту на придатний агломерат і повернення може бути враховано дублюванням відповідних підсистем або їх перетворенням та модифікацією).

При системному аналізі дроблення агломерату параметри, що змінюються, можуть бути представлені математичними залежностями [3-5], отриманими раніше, а також у виді математичної моделі динаміки роботи дробарки [10]:

$$\left\{ \begin{array}{l} \overset{\bullet\bullet\bullet}{M}_{12} - \frac{M_H}{I_2(\omega_0 - \omega_H)} \overset{\bullet\bullet}{M}_{12} + \beta_{12}^2 \overset{\bullet}{M}_{12} + \beta_{12}^2 \frac{M_H}{(I_1 + I)(\omega_0 - \omega_H)} M_{12} - \\ - C_{12} \frac{\overset{\bullet}{M}_{23}}{I} - \beta_{12}^2 \frac{M_H}{(I_1 + I)(\omega_0 - \omega_H)} M_{23} = C_{12} \frac{\overset{\bullet}{M}_2}{I} + \beta_{12}^2 \frac{M_H}{(I_1 + I)(\omega_0 - \omega_H)} M_2 \\ \overset{\bullet\bullet}{M}_{23} + \beta^2 M_{23} - \frac{C_0}{I} M_{12} - \frac{C}{I} M_{34} = -\frac{C}{I} M_2 + \frac{C}{I} M_3 \\ \dots\dots\dots \\ \overset{\bullet\bullet}{M}_{89} - \frac{C}{I} M_{78} + \beta^2 M_{89} - C \frac{M_{9,10}}{I} = -C \frac{M_8}{I} + C \frac{M_9}{I} \\ \overset{\bullet\bullet}{M}_{9,10} - \frac{C}{I} M_{89} + \beta^2 M_{9,10} = -\frac{C}{I} M_9 + C \frac{M_{10}}{I} \end{array} \right.$$

**Висновки та напрямки подальших досліджень.** Таким чином, для більш повного вивчення процесів, що відбуваються при дробленні агломерату необхідне застосування методу системного підходу; структурна схема одновалкової зубчастої дробарки враховує основні фактори, що переважно впливають на процес дроблення (швидкість руху агломерату, час перебування його на окремих підсистемах, крупність, місцезнаходження в структурі системи); досліджувані параметри можуть бути представлені різними математичними залежностями, кожна з яких, що отримана раніше, відображає початкові умови для наступної підсистеми. В подальшому необхідно надати рекомендації, щодо встановлення технологічних параметрів роботи одновалкових зубчастих дробарок з урахуванням отриманих результатів.

*Рассмотрены возможности изучения технологического процесса дробления агломерата в одновалковой зубчатой дробилке с учетом системного подхода.*

*Opportunities of studying of technological process of crushing of agglomerate in a gear crusher are considered in view of the system approach.*

#### **Бібліографічний список**

1. *Интенсивная механическая обработка агломерата. Теория, оборудование, технология. Борискин И.К., Арыков Г.А., Пыриков А.Н.М.: МИСИС, 1998. -248 с.*

2. *Вегман Е. Ф. Окускование руд и концентратов. – М.: Металлургия, 1968. – 258 с.*

3. *Левченко О.О. Аналіз умов подання пирога агломерату в одновалкову зубчасту дробарку. Сборник научных трудов ДонГТУ. Вып 19. – Алчевск: ДонГТУ, 2005. – С. 323 – 330.*

4. *Левченко О.О. Особливості визначення крупності дробленого агломерату. Сборник научных трудов ДонГТУ. Вып 20. – Алчевск: ДонГТУ, 2005. – С. 240 – 245.*

5. *Алтухов В.М., Левченко О.А. Пути повышения эффективности дробления агломерата в одновалковой зубчатой дробилке. // Науч. техн. сб. КТУ "Разработка рудных месторождений". № 89. – Кривой Рог: КТУ, 2005. – С. 151 – 154.*

6. *Левченко О.О., Алтухов В.М., Тринєєв Є.Т., Левченко Е.П. Спосіб дроблення агломерату в одновалковій зубчастій дробарці. Деклараційний патент на корисну модель № 9865, Україна, МКИ В 02 С 4/10. Опубл. 17.10.05 Бюл. № 10.*

7. Алтухов В.М., Левченко О.О. Спосіб попереднього дроблення агломерату. Деклараційний патент на корисну модель № 9901, Україна, МКІ В 02 С 4/10. Опубл. 17.10.05 Бюл. № 10.

8. Алтухов В.М., Левченко О.О., Кір'язєв П.М. Пристрій для попереднього дроблення агломерату. Деклараційний патент на корисну модель № 12363, Україна, МКІ В 02 С 11/00. Опубл. 15.02.06 Бюл. № 2.

9. Алтухов В.М., Левченко О.О. Спосіб дроблення агломерату в одновалковій зубчастій дробарці. Деклараційний патент на корисну модель № 9843, Україна, МКІ В 02 С 4/10. Опубл. 17.10.05 Бюл. № 10.

10. Левченко О.О., Галич В.А. Моделювання процесу роботи одновалкової зубчастої дробарки. // Науч. техн. сб. КТУ "Разработка рудных месторождений". № 13. – Кривой Рог: КТУ, 2006. – С. 100 – 103.

*Старший преподаватель Пупков В. С.  
(ДонДТУ, г. Алчевск, Украина)*

## **ИСПОЛЬЗОВАНИЕ СТАНДАРТНЫХ АППАРАТНЫХ СРЕДСТВ ЭВМ ДЛЯ РЕГИСТРИРОВАНИЯ ВОЛНОВЫХ ПРОЦЕССОВ В ЖИДКОСТИ**

*Розроблено вимірювальний комплекс для реєстрації хвильових процесів у рідині, заснований на використанні АЦП звукової карти.*

### **Проблема и ее связь с научными и практическими задачами.**

Широкое использование систем сбора информации основанных на ЭВМ является одной из основных тенденций развития экспериментальных исследований. Применительно к гидромеханическим процессам такой подход целесообразно использовать при исследовании волновых явлений. Связано это с тем, что, вследствие их быстротечности, прямая регистрация измеряемых параметров не возможна. Поэтому, для дальнейшего анализа, необходимо фиксировать значительный объем информации. Применение ЭВМ позволяет не только успешно решать такую задачу, но и значительно упрощает их дальнейшую обработку. Широкому использованию ЭВМ для организации измерительного комплекса препятствует относительно высокая стоимость плат сбора данных, что в совокупности с недостаточным финансированием науки практически исключает использование ЭВМ при проведении экспериментальных исследований волновых процессов. Например, плата сбора данных среднего класса L-761-84 фирмы ЗАО АВТЭКС-СПб (АЦП 14 бит, частота дискретизации 125 кГц) имеет стоимость около 400\$ [9]. Если добавит стоимость датчиков давления DMP 335 по 220\$ каждый [10], то вполне понятно, что для большинства отечественных лабораторий такие расходы неприемлемы. Сумму расходов можно существенно сократить, если использовать стандартные аппаратные средства ЭВМ. В частности, воспользовавшись звуковой картой, а именно трактом преобразования сигнала из аналогового в цифровой.

**Анализ исследований и публикаций.** Следует сразу оговорить некоторую ограниченность такого подхода. Связано это с тем, что звуковая плата предназначена для записи звука и поэтому способна регистрировать только сигналы переменного тока частотой от 20 Гц до 20 кГц с 16 разрядной разрешающей способностью [1]. Нижнюю границу час-

тоты можно несколько расширить, используя рекомендации, приведенные в работе [5]. Идея использования звуковой карты в качестве АЦП нашла широкое применение у радиоэлектронщиков, которые таким образом реализовывают на ЭВМ запоминающий осциллограф и генератор сигналов, поэтому хорошие рекомендации по выбору и тестированию звуковой карты можно найти в работе [6]. Что касается программирования звуковой карты, то исчерпывающую информацию можно получить в работах [7-8].

**Постановка задачи.** Разработка измерительного комплекса, основанного на использовании стандартных аппаратных средств ЭВМ, для регистрирования волновых процессов в жидкости (регистрирование давления в трубопроводе) имеющего минимальную стоимость.

**Изложение материала и его результаты.** Общая схема измерительного комплекса имеет следующий вид (рис. 1).

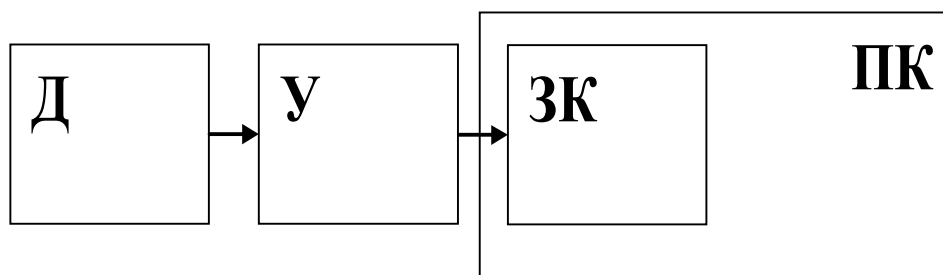


Рисунок 1 – Общая схема измерительного комплекса

*Д – датчик, У – усилитель, ЗК – звуковая карта, ПК – персональный компьютер*

Поскольку основной задачей является снижение стоимости измерительного оборудования, целесообразно использовать датчик давления, представляющий собой прямоугольную мембрану (рис.2), имеющую начальную кривизну равную радиусу трубопровода. С обратной воздействию давления стороны мембраны клеится тензорезистор. Изготовление такой конструкции не представляет больших трудностей.

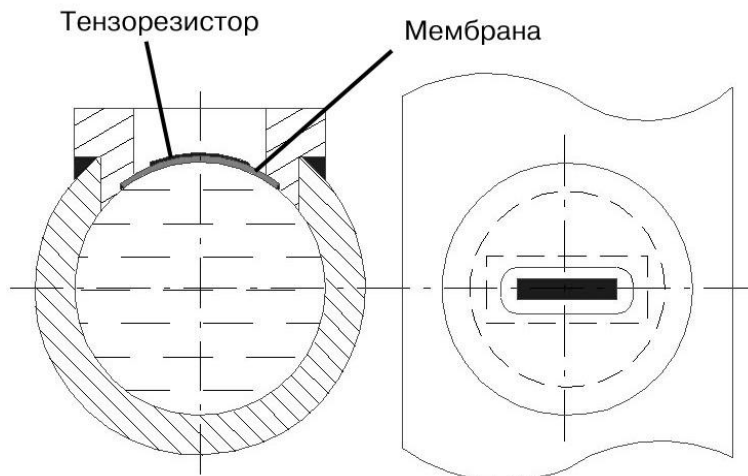


Рисунок 2 – Конструкция датчика давления

Собственную частоту датчика можно определить по формуле [2]:

$$f_m = \frac{\lambda \cdot h_m}{a_m^2} 10^2, \quad (1)$$

где  $h_m$  – толщина мембраны;

$\lambda$  – коэффициент учитывающий заделку и отношение сторон мембраны;

$a_m$  – длина мембраны.

Выбор материала мембраны осуществляется по максимальному напряжению

$$\sigma_{\max} = \frac{p_{\max} d_{tr}}{h_m}. \quad (2)$$

Изменение сопротивления тензорезистора  $\delta R_{tR}$ , при изменении давления на величину  $\Delta p$ , для такой конструкции ориентировочно определяется следующим выражением [4]:

$$\delta R_{tR} = k_{tR} R_{tR} \varepsilon_{tR}, \quad (3)$$

где  $k_{tR}$  – коэффициент чувствительности тензорезистора;

$R_{tR}$  – номинальное сопротивление тензорезистора;



$\varepsilon_{tR}$  – относительное удлинение тензорезистора, которое в нашем случае определяется:

$$\varepsilon_{tR} = \frac{1}{8} \frac{d_{tr}^3}{B_{tR}^2 E_m h_m} \Delta p, \quad (4)$$

где  $E_m, \nu_m$  – модуль упругости и коэффициент Пуассона материала мембраны соответственно;

$B_{tR}$  – база тензорезистора;

$d_{tr}$  – диаметр трубы.

При использовании только одного плеча измерительного моста и питании схемы постоянным напряжением  $U$ , изменение падения напряжения составит: [4]

$$\delta U \approx \frac{1}{4} U \frac{\delta R_{tR}}{R_{tR}}. \quad (5)$$

К достоинствам полученного датчика следует отнести значительную собственную частоту, отсутствие подводящего канала и связанного с ним паразитного объема, незначительная нагрузка датчика на измеряемую сеть.

Следствием этих достоинств является слабый сигнал, поэтому он усиливается дифференциальным усилителем на микросхеме AD 623 (производства Analog Devices), которая представляет собой прецизионный инструментальный усилитель (рис. 3). Поскольку питание аналоговой части звуковых кодеков равно +5В питание схемы осуществлялось стабилизированным источником питания на 5В, в этом случае не требуется применять диодные ограничители. Усилитель следует располагать непосредственно у датчика давления. Измерительный мост желательно собрать из тензорезисторов аналогичных тензорезистору, используемому для регистрирования давления.

Для преобразования аналогового сигнала можно использовать практически любую звуковую карту, желательно реализованную в виде отдельной платы. Независимо от производителя, карта должна быть протестирована, например, с использованием методики изложенной в работе [8]. В общем случае для этого необходим генератор и осциллограф.

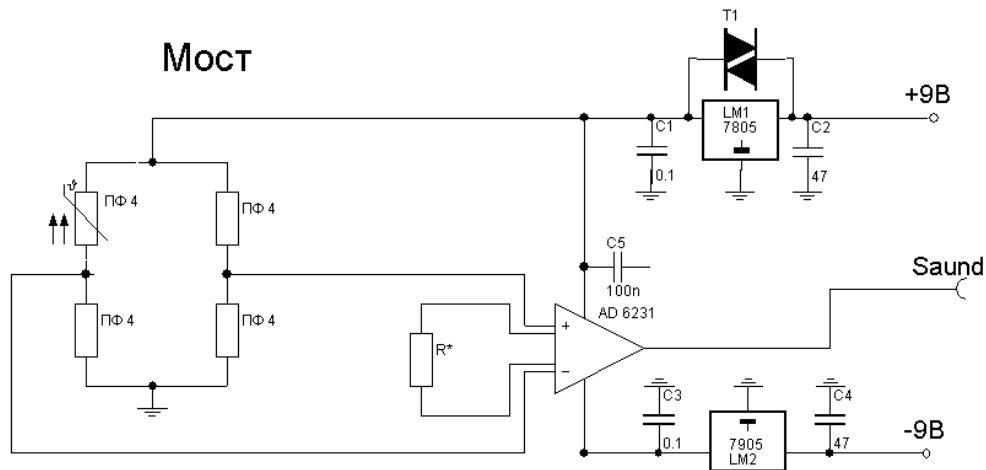


Рисунок 3 – Схема дифференциального усилителя

Поскольку в схеме преобразования аналогового сигнала в цифровой (рис. 4) присутствует программируемый усилитель, перед измерениями следует добиться состояния, при котором встроенный усилитель звуковой карты работает в режиме повторителя.

Что касается программного обеспечения, то здесь возможны два пути. Первый – самостоятельно написать программу, которая будет работать со звуковой картой. Второй – воспользоваться готовым программным продуктом. Первый способ допускает большую гибкость, однако требует определенных навыков программирования, особенно в среде Win NT. Однако если в качестве ЭВМ используется компьютер x486 и ниже, то он является единственно возможным (к счастью программирование под DOS больших проблем не вызывает).

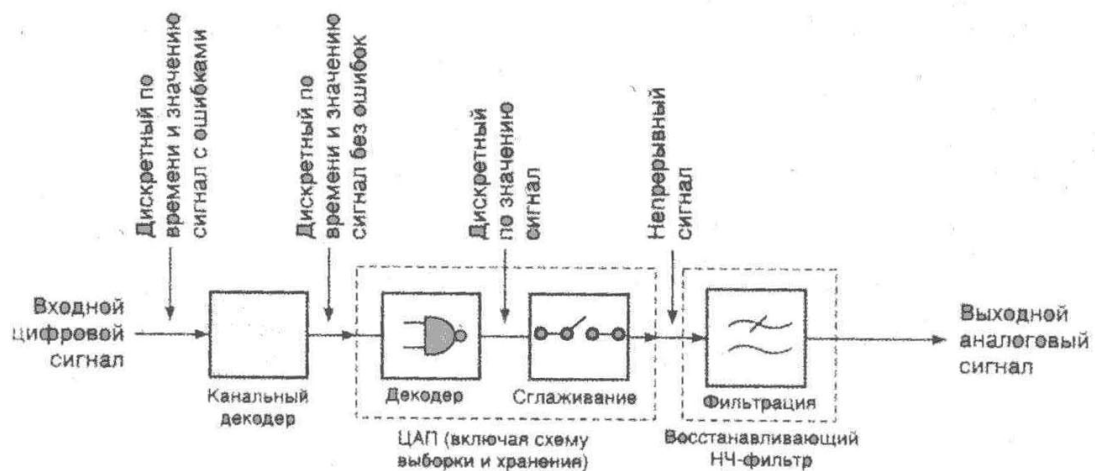


Рисунок 4 – Схема преобразования аналогового сигнала в цифровой

Если брать готовые программные продукты, то можно выделить программный продукт Power Graf 2.0 фирмы L-Card Ltd. Данная версия является бесплатной (ее можно скачать с сайта разработчика) при этом она обладает достаточно большой функциональностью. Например, существует модуль, позволяющий просто осуществлять запись данных в файл, без визуализации, что особенно важно для слабых машин.

Тарирование полученной измерительной системы следует производить в два этапа: сначала статическое тарирование, а затем – динамическое.

Целью статического тарирования является проверка линейности отклика. При этом давление в системе можно создавать при помощи гидродомкрата, а параллельный контроль давления осуществлять по показаниям стрелочного манометра. Для исключения погрешностей связанных с гистерезисными эффектами последовательность нагружения необходимо рандомизировать.

Динамическое тарирование можно осуществить по методу падающего груза [3]. Данный метод основывается на том, что на свободную поверхность жидкости, заполняющую вертикальную трубу с определенной высоты  $H$  падает груз. При соприкосновении груза с поверхностью жидкости распространяется волна давления, регистрируемая находящимся в жидкости тарируемым датчиком.

При этом методе генерируется экспоненциальная волна, крутизна которой определяется конструктивными параметрами установки:

$$P(x,t) = \rho_0 c_0 V \frac{\rho_0 c_0}{\rho_1 l} \left( t - \frac{x}{c_0} \right), \quad (6)$$

где  $\rho_0, \rho_1$  – плотность жидкости и материала груза, соответственно;

$c_0, c_1$  – скорость звука в жидкости и материале груза, соответственно;

$l$  – толщина груза;

$V$  – скорость груза, которая была при ударе.

Используя вышеизложенные материалы, был изготовлен измерительный стенд, который был использован при регистрировании импульсов давления возникающих при гидравлическом ударе. Была использована звуковая карта AudioPCI128 Creative, которая обеспечивала частоту дискретизации 44,1 кГц. Полученная при тестировании погрешность в определении амплитуды сигнала лежала в пределах 12%, а частоты колебаний около 7%. Характерный вид регистрируемой картины импульса давления представлен на рис. 5.

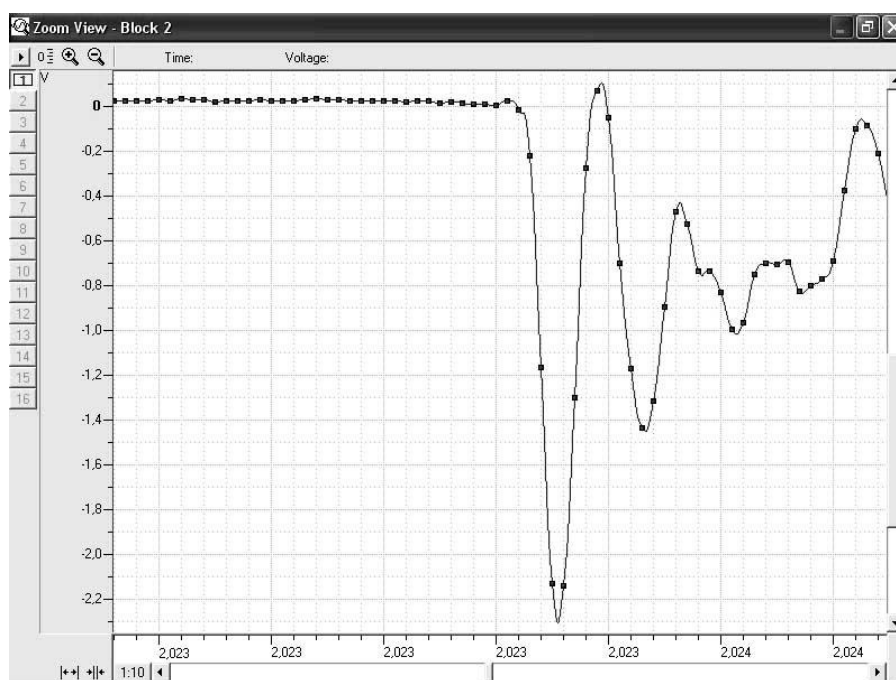


Рисунок 5 – Вид импульса повышенного давления

**Выводы и направления дальнейших исследований.** Полученные результаты показывают, что во многих случаях использование недорогой звуковой карты позволяет создать профессиональную систему сбора и обработки данных. В качестве дальнейшего развития можно предложить использование встроенного ЦАП для управления работой экспериментального стенда.

*Разработан измерительный комплекс для регистрирования волновых процессов в жидкости, основанный на использовании АЦП звуковой карты.*

*A measuring complex is developed for logging of the phenomena of waves in a liquid, based on the use of ATSP of sound card.*

### Библиографический список

1. Колесниченко О.В. Шишигин И.В. Аппаратные средства РС. – СПб.: БХВ-Петербург, 2001. – 1024 с.
2. Тимошенко С.П., Войновский-Кригер С. Пластины и оболочки. – М.: Государственное издательство физико-математической литературы. 1963. – 635с.
3. Бескаравайный Н.М. Теоретические основы измерения им-

*пульсных давлений в жидкости. – К.: Наукова думка, 1981.– 190с.*

4. Элдер В., Вальтер Л. *Электрические измерения неэлектрических величин полупроводниковыми тензорезисторами.* – М.: Мир, 1974. –286 с.

5. *Схемы подключения трансивера к компьютеру.*  
<http://radio.cn.ua/radio/uubjf/comp/112.html>.

6. Курбатов А. *Второе ампула звуковой платы.*  
<http://www.computerra.ru/offline/1999/296/3677/print.html>.

7. Волков А., Багаутдинов А. *Компьютер в "радиоэлектронной лаборатории".* <http://xal.newmail.ru/tech/rel.dhtml>.

8. Барановский О. *АЦП из звуковой карты.*  
<http://k9os.narod.ru/radio.html>

9. *Изделия от ЗАО Л-Кард.* <http://www.autex.spb.ru>.

10. *Датчик DMP 335 с пленочным сенсором для применения в гидравлике.* <http://www.BDSensors.ru>.

*Канд. техн. наук, проф. Луценко В. А.  
(ДонГТУ, г. Алчевск, Украина)*

## **К ВОПРОСУ О ВЕЛИЧИНЕ И ФИКСАЦИИ ЗАЗОРОВ В ПАКЕТАХ**

*Приведені результати теоретичних і експериментальних досліджень за визначенням оптимальної величини зазорів між рамкою і пластинами плакуючого шару і способам фіксації зазорів при виробництві двошарових листів пакетним способом.*

### **Проблема и ее связь с научными и практическими задачами.**

Одним из путей экономии дорогостоящих и дефицитных цветных металлов является использование в машиностроении вместо монометаллов биметаллических соединений различных сочетаний. Усовершенствование процесса производства биметаллов, направленное на повышение качества соединения слоев и снижение расхода металла является актуальной задачей, т.к. позволяет снизить их себестоимость и повысить эксплуатационные характеристики.

**Анализ исследований и публикаций.** Одним из наиболее распространенных видов биметаллов, который нашел широкое распространение в различных отраслях народного хозяйства, является двухслойная коррозионностойкая листовая сталь, для получения которой широко применяется пакетный способ. Исходная заготовка, пакет, состоит из двух слябов основного слоя, двух пластин плакирующего слоя, разделенных огнеупорной обмазкой, и герметизирующей рамки.

Технологический процесс сборки пакетов включает в себя операции строжки или фрезеровки контактных поверхностей слябов основного слоя, никелирование пластин плакирующего слоя, сварку парами пластин плакирующего слоя, приварку герметизирующей рамки, укладку пластин плакирующего слоя, укладку верхнего сляба основного слоя и его приварку, а затем окончательную сварку по периметру. Конструкция пакетов предусматривает наличие технологических зазоров между рамкой и пластинами плакирующего слоя, необходимость в которых определяется разностью коэффициентов линейного расширения и механических свойств материала основного и плакирующего слоев, а также косиной реза пластин плакирующего слоя.

При транспортировке пакетов, а особенно в момент выдачи их печи происходит смещение пластин относительно слябов основного слоя и нарушение сплошности никелевого покрытия, что негативно сказывается на качестве соединения слоев и приводит к повышенной величине обрезки в результате нарушения постоянства зазора. Так, при разнице в положении кромок 20 мм (рис.1) в результате прокатки с суммарной вытяжкой 17,5 при поперечной прокатке разница в положении кромок составит с передней и задней стороны раската по 350 мм, что значительно увеличивает величину обрезки и может привести к невыполнению заказов по геометрическим размерам листа. Исходя из этого, а также учитывая, что увеличение зазора приводит к увеличению объема воздуха в пакете и повышению окисленности контактных поверхностей, зазор должен быть минимальным.

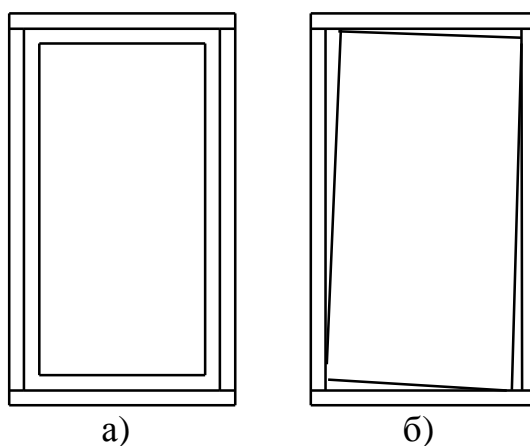


Рисунок 1 - Положение пластин лакирующего слоя в пакете  
 а) нормальное положение;  
 б) положение с перекосом.

Однако следует учитывать, что сборка пакетов с минимальным зазором может привести к выдавливанию рамки при нагреве пакета с компонентами, имеющими различные коэффициенты линейного расширения, а также при прокатке пакетов с мягким лакирующим слоем.

К первой группе относятся пакеты с лакирующим слоем из стали 12X18Н10Т (08X18Н10Т). Разница в коэффициентах линейного расширения стали 12X18Н10Т и углеродистых и конструкционных сталей составляет в среднем  $5,5 \cdot 10^{-6} \text{ 1/}^{\circ}\text{C}$  [1]. При нагреве пакета с пластинами лакирующего слоя размерами 1060x 1550 мм разность удлинений лакирующего и основного слоев составит 10.2 мм, что при отсутствии зазора или его малой величине может привести к выдавливанию рамки и разгерметизации пакета. Коэффициент линейного расширения стали 08X13 меньше, чем сталей основного слоя на  $1,6 \cdot 10^{-6} - 2,9 \cdot 10^{-6} \text{ 1/}^{\circ}\text{C}$ , в

связи с чем при нагреве пакетов с плакирующим слоем отсутствует опасность выдавливания рамки.

Сортамент двухслойных листов характеризуется широким диапазоном широким диапазоном сопротивлений деформации основного и плакирующего слоев и отношений толщины плакирующего слоя к толщине основного слоя. Так, отношение сопротивлений деформации при температуре 1200 °С сталей основного слоя (Ст3, 16ГС, 09Г2С) и плакирующего слоя (08Х13) составляет 1,2-1,35, а это отношение при плакирующем слое из стали 12Х18Н10Т составляет 0,82-0,95[3,4,5]. Следовательно, опасность выдавливания герметизирующей рамки имеет место при прокатке пакетов с плакирующим слоем из стали 08Х13. Отношение толщины плакирующего слоя к толщине основного слоя в промышленных пакетах изменяется от 0,18 до 0,4.

**Постановка задачи.** В связи с вышеизложенным в данной работе поставлена задача определения оптимальной величины зазоров, обеспечивающих невыдавливание герметизирующей рамки при нагреве и прокатке и минимальное окисление контактных поверхностей при нагреве.

**Изложение материала и его результаты.** Исследования, проведенные на клиновых образцах с отношением толщины плакирующего слоя к толщине основного слоя 0,2 и 0,4 сочетаний 16ГС-08Х13 и Ст3-08Х13, позволили сделать следующие выводы. Наибольшая неравномерность деформации наблюдается при прокатке пакетов сочетания 16ГС-08Х13 при отношении толщины плакирующего слоя к толщине основного слоя 0,4. Разность коэффициентов вытяжки здесь составляет 0,16 при общей вытяжке 1,4. Дальнейшее увеличение деформации приводит к некоторому выравниванию вытяжек составляющих. Уменьшение доли плакирующего слоя до 0,2 при вытяжке, превышающей 1,4, приводит к преимущественной деформации стали основного слоя. Максимальная разность вытяжек здесь составляет 0,06 при общей вытяжке 1,2. Аналогичная зависимость наблюдается при прокатке клиновых пакетов сочетания Ст3 – 08Х13. В этом случае разность вытяжек при отношении толщины плакирующего слоя к толщине основного слоя 0,4 достигает 0,06 при общей вытяжке 1,2, а при отношении толщин 0,2 разность вытяжек достигает максимального значения 0,03 при общей вытяжке 1,2.

Вероятность выдавливания рамки плакирующим слоем наиболее высока в первых проходах. После первых проходов течение более мягкого плакирующего слоя сдерживается в результате уменьшения зазора между слябами основного слоя и появлением связи между основным и плакирующим слоем. Кроме этого, после первых проходов происходит сваривание герметизирующей рамки со слябами основного слоя и уве-



личение площади контакта, что также уменьшает вероятность выдавливания рамки.

Расчет зазоров, обеспечивающий невыдавливание герметизирующей рамки пластинами плакирующего слоя, производился при следующих исходных данных:

для сочетания Ст3 – 08Х13:

- величина общей вытяжки пакета с отношением толщины плакирующего слоя к толщине основного слоя 0,2 и 0,4 после двух первых проходов – 1,11 и 1,09 соответственно;
- разность вытяжек основного и плакирующего слоя при отношении толщин основного и плакирующего слоев 0,2 и 0,4 составляет 0,03 и 0,04 соответственно для сочетания Ст3 – 08Х13;
- разность вытяжек основного и плакирующего слоя при отношении толщин основного и плакирующего слоя 0,2 и 0,4 составляет 0,04 и 0,06 соответственно для сочетания 16ГС – 0,8Х13;
- коэффициент линейного расширения стали 08Х13 меньше, чем стали Ст3 и 16ГС на  $1,6 \cdot 10^{-6}$  и  $2,9 \cdot 10^{-6}$   $1/^\circ\text{C}$  соответственно [2];
- ширина и длина пластин 1060 и 1550 мм соответственно.

Результаты расчета величины зазора, обеспечивающего невыдавливание герметизирующей рамки, приведены в таблице 1.

Таблица 1 – Величина зазоров в пакетах с плакирующим слоем из стали 08Х13





Направление	Суммарная величина зазора, мм			
	Сочетание Ст3 – 08Х13		Сочетание 16ГС – 08Х13	
	$h_{пл}/h_{осн}=0,2$	$h_{пл}/h_{осн}=0,4$	$h_{пл}/h_{осн}=0,2$	$h_{пл}/h_{осн}=0,4$
Ширина	29	40	40	61
Длина	43	68	68	89

Следует отметить, что необходимость соблюдения указанных зазоров должна быть увязана со схемой прокатки, а именно: если первые проходы производятся в продольном направлении, то соблюдение величины зазора по ширине не имеет смысла и он должен быть минимальным; если первые проходы производятся в поперечном направлении, то основное внимание должно быть уделено соблюдению зазоров по ширине пакета, а зазор по длине должен быть минимальным, и определяться условиями сборки.

Исследования формы границы плакирующего слоя в раскате, проведенные с помощью прибора контроля границы плакирующего слоя[6],

показали, что отсутствие фиксации пластин плакирующего слоя негативно сказывается на величине обрезки (табл. 2).

Таблица 2 – Форма границы плакирующего слоя в биметаллических раскатах

Плакирующий слой	Количество раскатов с формой границы плакирующего слоя, %			
				
08X13	15,07	42,61	30,77	11,55
12X18H10T	6,3	59,48	18,22	16
10X17H13M2T 10X17H13M3T	7,4	37,3	32,8	22,5

Исследования проводились на биметаллических раскатах толщиной 16-32 мм; количество раскатов составило 42-45 штук для каждого плакирующего слоя. Замеры проводились в трех точках по ширине раската – 2 замера по краям и 1- по середине.

Видно, что в преобладающем числе раскатов имеет место смещение плакирующего слоя, что приводит к увеличению необходимой торцевой обрезки (табл. 3).

Таблица 3 – Прирост обрезки в результате смещения плакирующего слоя

Плакирующий слой	Прирост обрезки, %
08X13	11,2
12X18H10T	8,8
10X17H13M2T 10X17H13M3T	8,1

Вышеизложенное подтверждает, что при сборке пакетов должна быть предусмотрена операция фиксации пластин плакирующего слоя с необходимым зазором. Способ фиксации должен гарантировать постоянство зазора и не препятствовать качественному соединению слоев. Так применение сварки в среде углекислого газа не может считаться приемлемой, несмотря на отсутствие окисления контактных поверхностей, так как при нагреве в методической печи имеет место разрушение сварного шва и при последующей транспортировке возможно перемещение пластин плакирующего слоя в пакете. Кроме этого, малые зазоры

затрудняют качественное выполнение процесса сварки. Применение ограничителей перемещения пластин плакирующего слоя, закрепленных в зазоре между пластинами плакирующего слоя [7], позволяет повысить качество соединения слоев и снизить расход металла, однако имеет следующие недостатки: попадание загрязнений на контактную поверхность в процессе приварки ограничителей, высокая трудоемкость изготовления и подгонки под существующий зазор и приварки к рамке.

В связи с этим предложен способ фиксации пластин в пакете при помощи металлических вставок), размещаемых между пластинами плакирующего слоя или между верхним слябом основного слоя и верхней пластиной плакирующего слоя [8]. Вставки могут быть изготовлены из проволоки диаметром, равным 1,2-1,4 разности высот рамки и суммы толщин двух пластин плакирующего слоя, который на практике составляет 5 мм. После укладки на нижний сляб основного слоя рамки и ее приварки, укладывают пластины плакирующего слоя с необходимым зазором между ними и герметизирующей рамкой. Г-образные металлические вставки размещаются между пластинами плакирующего слоя или между верхней пластиной плакирующего слоя и верхним слябом основного слоя, после чего сверху размещается сляб основного слоя; при помощи пресса пакет сжимается, вставки деформируются и зазор между рамкой и верхним слябом основного слоя исчезает. При этом пластины плакирующего слоя оказываются зажатыми между слябами основного слоя в течение всего технологического цикла.

Промышленное опробование способа фиксации было произведено в условиях цеха двухслойной стали Алчевского металлургического комбината на двух партиях по 16 пакетов сочетаний 16Г2С – 08Х13 и Ст3 -12Х18Н10Т. После нагрева два пакета были вскрыты с целью контроля фиксации пластин плакирующего слоя. Установлено отсутствие сдвига пластин плакирующего слоя, целостность никелевого подслоя не нарушена. Остальные пакеты были прокатаны до толщины 24 мм. Контроль сплошности соединения двухслойных листов, проведенный на установке «Дуэт-2» показал отсутствие дефектов соединения.

**Выводы и направление дальнейших исследований.** Величина зазоров в пакетах с плакирующим слоем из стали Х18Н10Т должна определяться только величиной косины реза пластин плакирующего слоя и условиями невыдавливания герметизирующей рамки при нагреве – 10 мм по ширине и 15 мм по длине. Величина зазоров в пакетах с плакирующим слоем из стали 08Х13 должна определяться только величиной косины реза пластин плакирующего слоя и условиями невыдавливания герметизирующей рамки при прокатки (табл.1). При этом указанные зазоры должны соблюдаться с учетом направления прокатки в пер-

вом проходе. Фиксация пластин плакирующего слоя Г-образными металлическими вставками обеспечивает отсутствие перемещения пластин плакирующего слоя при транспортировке и нагреве пакетов. При применении в качестве плакирующего слоя других сталей необходимо проведение дополнительных исследований.

*Приведены результаты теоретических и экспериментальных исследований по определению оптимальной величины зазоров между рамкой и пластинами плакирующего слоя и способами фиксации зазоров при производстве двухслойных листов пакетным способом.*

*The results of theoretical and experimental researches on determination of optimum size of gaps between a scope and layers-plating and methods of fixing of gaps at production of two-layers sheets by a package method..*

#### **Библиографический список**

1. Марочник сталей и сплавов/ Под редакцией Сорокина В.Г.- М.: Машиностроение, 1989.-639 с.

2. Материалы в машиностроении/ Под общ. Ред. И.В. Кудрявцева.-М.: Машиностроение.-т.3. Специальные стали и сплавы.-1968.-446 с.

3. Полухин П.И. и др.. Сопротивление пластической деформации металлов и сплавов/ П.И. Полухин, Г.Я. Гун, А.М. Галкин.: Справочник.- М.: Металургия.-1976.-487 с.

4. Третьяков А.В., Зюзин В.И. Механические свойства металлов и сплавов при обработке металлов давлением: Справочник.- М.: Металлургия.- 1973.- 224 с.

5. Хензель А., Шниттель Т. Расчет энергосиловых параметров в процессах обработки металлов давлением: Справочник.-М.: Металлургия.- 1982.-360 с.

6. Беседин А.И. Прибор для определения границы плакирующего слоя при производстве двухслойных листов пакетным способом/ А.И. Беседин, В.А. Луценко, Ю.В. Коровин и др.// Бюллетень НТИ.- Черная металлургия.-вып. 18 (996).-1985.- с. 53.

7. Авт. свид. (СССР): № 812476, МКИ В23К 20/00. Пакет для получения многослойных листов/ Беседин А. И., Луценко В.А., Арзуманян А.С. и др. №2756970; Заявл. 23.04.79; Оpubл.15.04.1981. Бюл. № 10.- 3 с.

8. Авт. свид. (СССР): № 1450944, МКИ В23К 20/00. Способ сборки пакета для получения многослойных листов/ Беседин А.И., Луценко В.А., Коровин Ю.В. и др. №3883285; Заявл. 12.04.85; Оpubл.15.01.1989. Бюл. № 2.- 3 с.

УДК 621.771.251+669

*Канд. техн. наук Луцкий М. Б., Дорожко И. К., Чичкан А. А.  
(ОАО "АМК", г. Алчевск, Украина),  
Канд. техн. наук Луценко В. А.  
(ДонГТУ, г. Алчевск, Украина)*

## СОВЕРШЕНСТВОВАНИЕ ТЕХНОЛОГИИ ПРОИЗВОДСТВА ШВЕЛЛЕРА №14

*Розглянуті існуючі на різних підприємствах технології виробництва швелера №14 і виявлені причини низької стійкості калібрів чорнових і чистових клітей. Запропоновано коректування калібровки і схеми прокатки, що дозволяє понизити нерівномірність деформації між елементами профілю, зменшити кількість проходів і понизити витрату валків.*

### **Проблема и ее связь с научными и практическими задачами.**

Крупносортный стан 600 Алчевского металлургического комбината (АМК) состоит из 15 рабочих клетей, расположенных в трёх противоположных направлениях, из которых - восемь объединены в 2 непрерывные группы. Первая группа, состоит из 5<sup>н</sup> клетей №№ 2Г - 6Г, две из которых - 3<sup>я</sup> и 5<sup>я</sup> с вертикальным расположением валков, вторая непрерывная группа состоит из 3<sup>х</sup> клетей, №№ 8В - 10Г, остальные клетки отдельно стоящие. Номинальный диаметр валков первых двух клетей – 850мм, трёх последних – 580мм, диаметр валков остальных клетей с горизонтальным и вертикальным расположением валков 730мм. При прокатке двутавровых балок несколько последних клетей, при помощи касет трансформируются в универсальные с неприводными вертикальными валками.

Швеллер № 14ПП входил в проектный сортамент стана 600 и производился с конца 60-х годов, но при пуске нового крупносортного стана завода им. Петровского, его производство было передано стану 550. В нынешних рыночных условиях, для удовлетворения потребностей заказчиков, появилась необходимость производства как можно большего количества фланцевых профилей. Одним из востребованных профилей оказался швеллер № 14ПП.

**Анализ исследований и публикаций.** При производстве швеллера № 14ПП по существовавшей технологии в качестве заготовки использовался общий фасонный подкат для швеллеров №№ 14ПП и 16ПП, полученный в 9<sup>м</sup> проходе против хода прокатки (рис.1.а), Это было необходимо в связи с тем, что швеллеры этих номеров прокатывались в

больших объемах и целесообразно было планировать поочередное производство с использованием как можно большего количества унифицированных калибров.

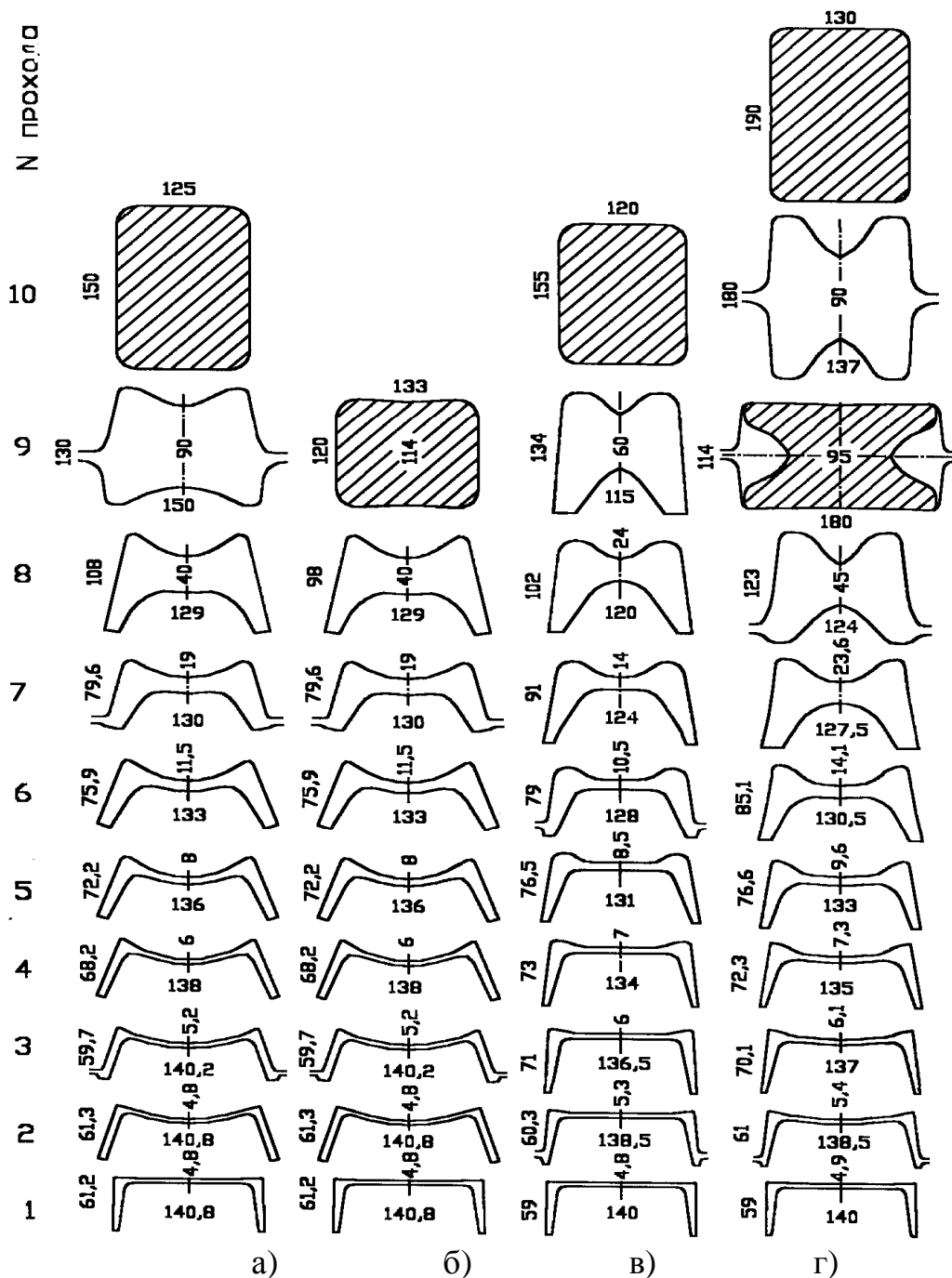


Рисунок 1 – Схемы прокатки швеллера №14

а) стан 600 АМК, первоначальная;

б) стан 600 АМК, предложенная;

в) стан 500 Магнитогорский меткомбинат;

г) стан 500 Кузнецкий меткомбинат

Схемы прокатки швеллера №14 на станах 500 Магнитогорского (ММК) и Кузнецкого (КМК) меткомбинатов (рис.1.в,г) не отличаются универсальностью, фасонную заготовку здесь получают в 9-ом (против хода прокатки) проходе на ММК и в 10-ом – на КМК, причем на КМК для улучшения формы заготовки в 9-ом проходе используется проглаживающий ящичный калибр.

**Постановка задачи.** Разработать схему прокатки швеллера №14ПП позволяющую уменьшить количество фасонных проходов, с использованием современного способа прокатки швеллеров с увеличенными уклонами фланцев и изгибом стенки.

**Изложение материала и его результаты.** С целью максимального использования технической возможности стана по нагрузкам главных приводов рабочих клеток при прокатке швеллера №14П, была предложена схема, позволяющая заменить фасонный калибр 9-ого прохода на ящичный, с получением прямоугольной заготовки 120×133 мм (рис.2).

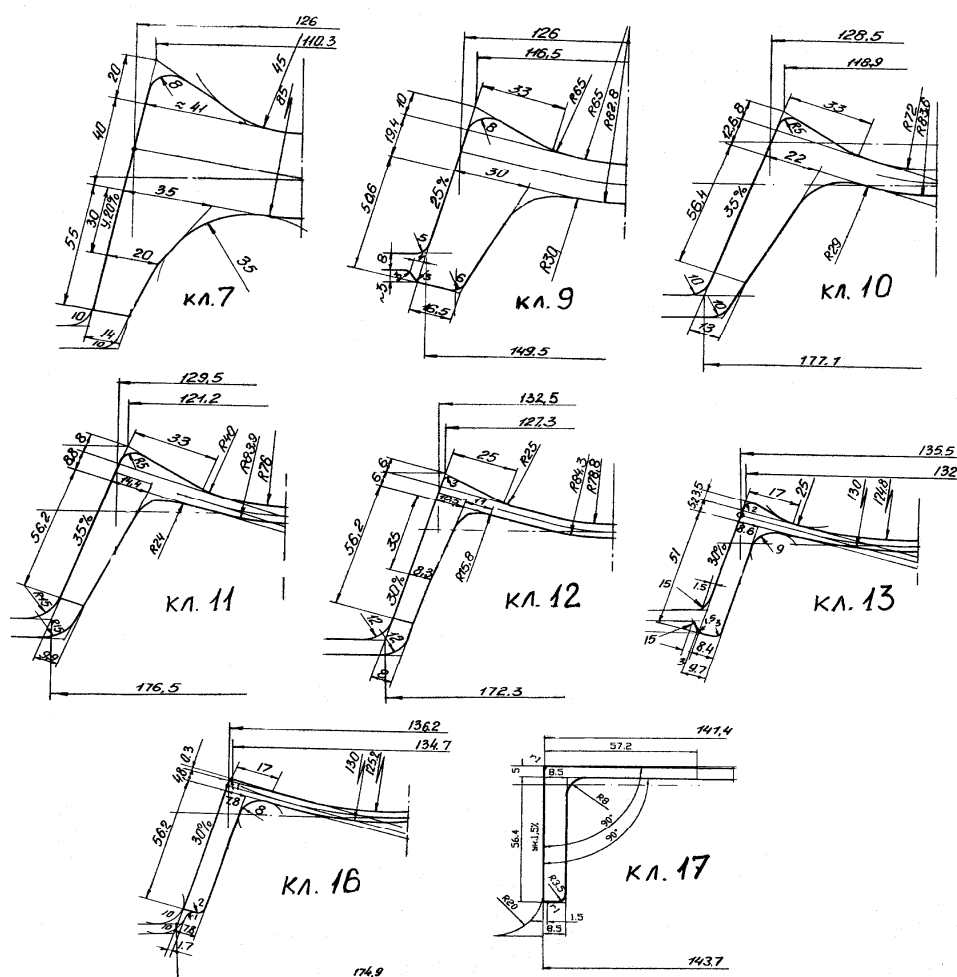


Рисунок 2 – Разработанная калибровка швеллера № 14ПП

Следует отметить, что этот калибр также используется при прокатке квадратной заготовки 100×100 мм, что снижает простои при переходе на прокатку швеллера №14ПП и условно-постоянные затраты. Калибровка швеллера №14ПП выполнена по способу с увеличенными уклонами фланцев и изгибом стенки, при условии сохранения прямого угла между стенкой и полками раската.

Данная калибровка предполагает использование в калибрах черновых клетей выпусков от 20 до 35%, а в предчистовых - 30%, в то время как в известных калибровках (станы 500 ММК и КМК) величина выпуска составляет 7...20% в черновых и 5...10% в предчистовых калибрах. К тому же на стане 500 ММК применяют калибры с прямой стенкой и отогнутыми фланцами, что создает трудности с получением правильной геометрической формы готового профиля. Предлагаемая калибровка дает возможность более интенсивно деформировать металл по всем элементам, что позволяет сократить общее число фасонных проходов. При этом с уменьшением величины ложных фланцев уменьшается глубина вреза ручьев. С увеличением выпусков уменьшается износ калибров, а полное восстановление их ширины при сравнительно небольшом съеме по диаметру снижает расход валков. Кроме того, применение схемы прокатки швеллеров с увеличенными уклонами фланцев позволяет прокатывать профиль с параллельными полками, одним из которых и есть швеллер №14ПП.

По действующим на стане 600 схемам прокатки швеллеры №№ 12-20 производились с применением в последнем проходе гибочной универсальной клетки конструкции ДМетИ с вертикальными неприводными валками. Однако в связи с большим физическим износом данную клетку пришлось заменить на клетку «Дуо» с горизонтальными валками, на которых возможна нарезка 3-х калибров стойкостью 2500 тонн каждый, с возможностью последующей переточки. Полная стойкость одного комплекта валков Дуо превышает стойкость калибра универсальной клетки (8000т), который не подлежит повторной переточке.

Предложенная схема (рис.1, б) предполагает прокатку швеллера №14ПП за 8 фасонных проходов, причем последний проход производится в 17<sup>й</sup> клетки без обжатия элементов профиля и является гибочным. Необходимые размеры всех элементов получают в 16<sup>й</sup> клетки (2<sup>й</sup> проход против хода прокатки).

Для оценки эффективности предложенной схемы прокатки был проведен анализ способов прокатки, используемых на различных станах. Аналогичный профиль на стане 500 КМК и ММК получают за 9 фасонных проходов (рис 1, в, г). Причем, как видно из графика изменения общего коэффициента вытяжки по проходам (рис.3.а), при прокатке



по кузнечной и магнитогорской схемам предполагается обжатие до чистой клетки включительно, в которой при выпусках 1% и 1,2% и низких температурах производится обжатие фланцев, что негативно сказывается на стойкости калибров и повышенным расходом валков.

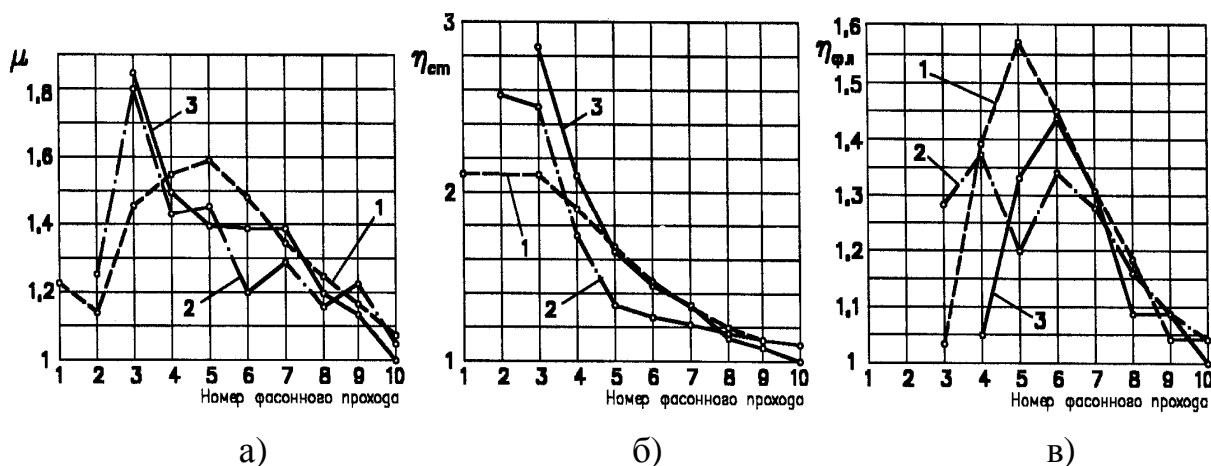


Рисунок 3 – Изменение общего коэффициента вытяжки (а), коэффициентов деформации стенки (б) и фланцев (в); 1 стан -500 КМК; 2 стан 500 ММК; 3 стан 600 АМК

При прокатке по предлагаемой схеме обжатия распределены таким образом, чтобы коэффициент вытяжки снижался по мере охлаждения раската (рис.3.а), а в чистой клетке производится только выпрямление стенки с подгибкой фланцев от уклона 30% до уклона 1,5%, для гарантированного выправления профиля на правильных машинах. Коэффициент деформации по стенке и фланцам по предлагаемому способу (рис.3 б, в) также распределены по проходам таким образом, чтобы максимально загрузить более мощные клетки с формированием в них необходимых размеров раската.

**Выводы и направление дальнейших исследований.** Предложенная схема прокатки швеллера №14ПП позволяет уменьшить количество фасонных проходов, благодаря рациональному распределению коэффициентов деформации и использованию современного способа прокатки швеллеров с увеличенными уклонами фланцев и изгибом стенки. При этом снижается расход валков и себестоимость 1 тонны продукции.

*Рассмотрены существующие на разных предприятиях технологии производства швеллера №14 и выявлены причины низкой стойкости калибров черновых и чистовых клеток. Предложена корректировка калибровки и схемы прокатки, что позволяет понизить неравномерность деформации между элементами профиля, уменьшить количество проходов и снизить износ валков.*

*Technologies of production existing on different enterprises are considered channel №14 and the reasons of low firmness of calibers of draft and clean cages are exposed. Adjustment of calibration and chart of rolling, allowing to reduce the unevenness of deformation between the elements of type, is offered, to decrease the amount of passage-ways and reduce the expense of rollers.*

#### **Библиографический список**

1. Производство швеллеров на стане 600 с горячей гибкой в универсальной клету / И.К.Дорожко, А.Н.Несмачный, З.Т.Сохадзе и др. // *Металлург.* 1972. №4.С.30-32.

2. Освоение производства на крупносортом стане швеллеров с параллельными полками / И.В.Гунин, Н.Ф.Грицук, К.К.Дьяченко и др. // *Металлург.* 1973. №3.С.23-26.

3. ДСТУ 3436-96 (ГОСТ 8240-97) Швелери сталеві гарячекатані. Сортамент.

*Инженер Коросташевский П. В.  
(ОАО “ГСКТИ”, г. Мариуполь, Украина)  
Канд. техн. наук, доц. Войцеховский Е. В.  
(ПГТУ, г. Мариуполь, Украина)  
Канд. техн. наук, доц. Луцкий М. Б.  
(ДонГТУ, г. Алчевск, Украина)*

## **АНАЛИЗ ТЕХНОЛОГИИ И ОБОРУДОВАНИЯ ДЛЯ СБОРКИ ПОД СВАРКУ ЛИСТОВЫХ ПОЛОТНИЩ ОБЕЧАЕК КОТЛОВ ЖЕЛЕЗНОДОРОЖНЫХ ВАГОНОВ-ЦИСТЕРН**

*Наведено результати аналізу технології та обладнання для складання під зварювання листових полотнищ обечаек котлів залізничних вагонів-цистерн. Виявлені напрямки удосконалення технології складання та обладнання.*

### **Проблема и её связь с научными и практическими задачами.**

При производстве крупных емкостей сборка и сварка полотнищ обечаек котлов из листов различных размеров являются наиболее ответственными и трудоемкими операциями. От качества сборки зависит качество сварки листовых полотнищ и готовых изделий в целом.

На поточно-механизированных линиях сборка полотнищ осуществляется на специальных стендах, располагающихся непосредственно перед стендами сварки первой стороны [1]. Такая схема позволяет специализировать оборудование и повысить производительность труда. Однако, несмотря на то, что, сборочные операции при изготовлении сварных металлоконструкций по времени составляют значительную часть (в некоторых случаях - до 40%) от общей трудоёмкости, уровень механизации труда сборщиков составляет не более 4%, что ухудшает качество сборки [2]. Существующие технология и оборудование не позволяют выполнить сборку стыков сварных швов тонколистовых полотнищ под сварку с требуемым качеством, поэтому разработка новых способов и оборудования, позволяющих механизировать процесс сборки, является важной практической задачей в производстве различных ёмкостей, в данном случае - котлов железнодорожных вагонов - цистерн.

**Анализ исследований и публикаций.** Анализ отечественных и зарубежных разработок по этой проблеме показывает, что наиболее прогрессивными способами сборки листовых полотнищ являются спо-

собы с использованием различных механизмов для выравнивания кромок собираемых листов путём прижатия их к постели станда или электромагнитов для притягивания кромок к постели с последующей автоматической сваркой собираемых стыков на медных подкладках или флюсовых подушках [3, 4]. Однако основной проблемой механизации сборки листовых полотнищ перед сваркой остается сложность выравнивания превышения кромок стыковых соединений из листов одинаковой толщины в одной плоскости и равномерного распределения превышения кромок при сборке полотнища из листов разной толщины по всей длине стыка.

**Постановка задачи.** Целью данной работы является исследование существующей и разработка эффективной технологии сборки и принципов конструкции специального технологического оборудования для сборки под сварку листовых полотнищ обечаек котлов железнодорожных вагонов - цистерн.

**Изложение материала и результатов исследований.** Схема сборки полотнища на электромагнитном станде, оснащённом флюсовыми подушками для последующей сварки [3], изображена на рис. 1, где: 1 - собираемые листы полотнища, 2 - собираемый стык сварного шва, 3 - постель станда, 4 - флюсовая подушка, 5 - электромагнит, А - превышение кромок в стыке сварного шва, F - усилие притяжения кромок листа к постели станда, L - расстояние от оси сварного стыка до ближайшей опорной поверхности постели станда.

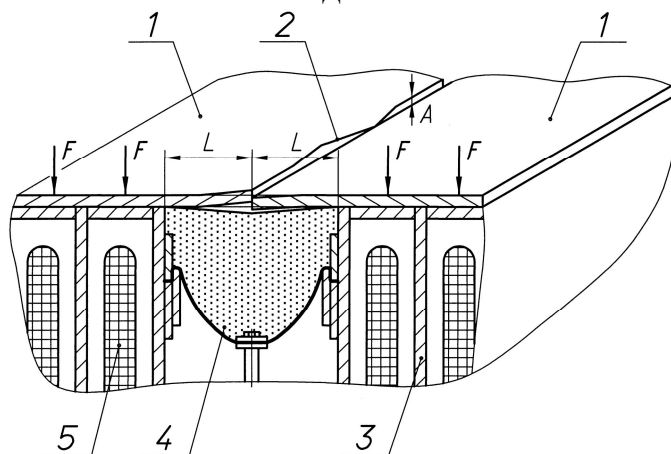


Рисунок 1 – Схема сборки сварного стыка листового полотнища на электромагнитном станде с флюсовыми подушками

Как видно из схемы, стык собираемых листов находится на расстоянии L от места притяжения и фиксации листов на постели станда вдоль всего сварного стыка. Это расстояние предопределяется конструкцией и размерами флюсовой подушки и непосредственно электро-

магнитов, взаимодействием магнитных полей электромагнитов и сварочной дуги. На этом расстоянии кромки листов находятся в свободном положении, на них не оказывается какого - либо внешнего силового воздействия (кроме собственного веса) и положение их друг относительно друга не однозначно. Превышение одной кромки над другой в зависимости от множества факторов может быть самым различным как по величине, так и по направлению в любом месте на протяжении всей длины сварного стыка, при этом предварительная правка листов полотнищ толщиной 8 - 12 мм на листопрямильных машинах существенного влияния на величину превышения кромок и его направление не оказывает. Величина превышения часто выходит за пределы допустимых значений, составляющих для листовых полотнищ обечаек котлов железнодорожных вагонов – цистерн, собираемых из листов разной толщины, 0 - 3 мм. Уменьшить её при такой схеме процесса сборки, тем более, достичь полного выравнивания кромок или равномерного распределения превышения по всей длине сварного стыка без какого - либо дополнительного внешнего силового воздействия на кромки практически невозможно.

При сборке полотнища на электромагнитном стенде, оснащённом медными подкладками [4], картина выравнивания кромок незначительно отличается от ситуации на стенде с флюсовыми подушками. Схема сборки полотнищ на таком стенде изображена на рисунке 2, где: 1 – собираемые листы полотнища, 2 – собираемый стык сварного шва, 3 – постель стенда, 4 – медная подкладка, 5 – электромагнит,  $A$  – превышение кромок в стыке сварного шва,  $F$  – усилие притяжения листа к постели стенда,  $L$  – расстояние от оси сварного стыка до ближайшей опорной поверхности постели стенда.

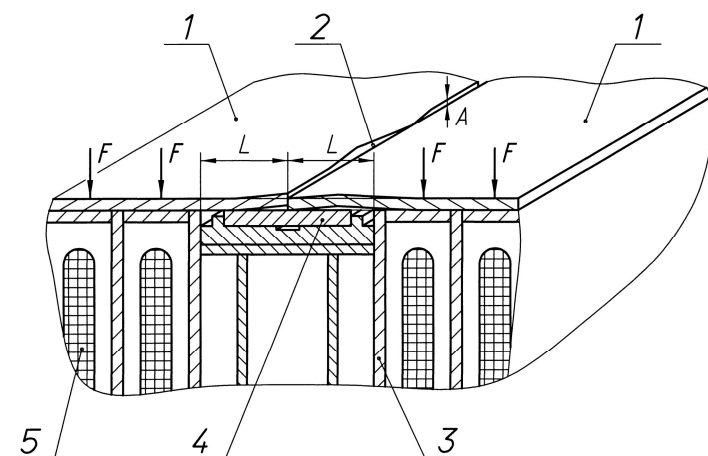


Рисунок 2 – Схема сборки сварного стыка листового полотнища на электромагнитном стенде с медными подкладками

Особенности сборки на таком стенде по сравнению с предыдущим заключаются в невозможности расположения кромок собираемых листов ниже верхней плоскости медных подкладок (в отличие от флюсовой горки), в остальном положение такое же, как и на стенде с флюсовыми подушками.

Аналогичная ситуация с выравниванием кромок при сборке сварных стыков листовых полотнищ при работе на стендах, оснащённых не электромагнитами, а механическими (пневматическими и иными) прижимами, осуществляющими прижим листов при сборке сварного стыка к постели стенда сверху вниз [3]. Схема сборки сварного стыка полотнища на стенде с флюсовыми подушками при помощи таких прижимов изображена на рис. 3, где: 1 – собираемые листы полотнища, 2 – элемент механического прижима, непосредственно воздействующий на лист, 3 – постель стенда, 4 – флюсовая подушка, 5 – собираемый стык сварного шва,  $Q$  – усилие прижима листа,  $S$  – расстояние от оси сварного стыка до ближайшего элемента прижима.

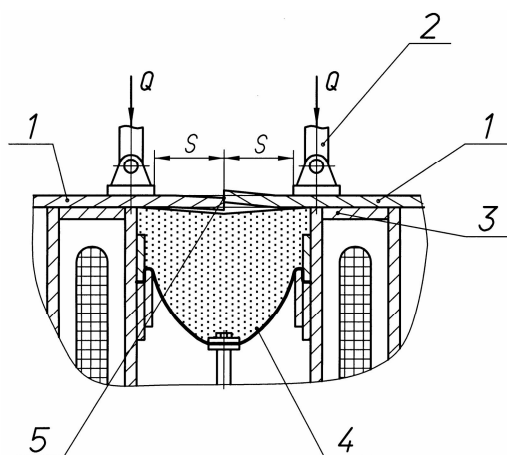


Рисунок 3 – Схема сборки сварного стыка листового полотнища на стенде с механическими (пневматическими) прижимами на флюсовой подушке

Из рисунка видно то, что устранить нелимитированное превышение кромок и при такой схеме сборки практически невозможно, так как прижимы находятся на расстоянии  $S$  от оси сварного стыка. Расстояние это определяется конструктивными параметрами флюсовой подушки (ось прижима не должна располагаться в зоне размещения флюса во избежание перегиба кромки листа вниз) и огневой части сварочного автомата, которая должна свободно перемещаться между прижимами. При сборке полотнища на стенде с механическими прижимами на медных подкладках расстояние  $S$  определяется только конструктивными пара-

метрами сварочного автомата, что, по существу, ничего не изменяет в схеме сборки и её результаты.

При проведении экспериментальных работ установлено, что для осуществления качественной сборки полотнищ обечаек котлов железнодорожных вагонов с превышением кромок листов в заданных пределах или вообще без него, кромки стыкуемых листов необходимо периодически одновременно прижимать сверху к жесткой постели стенда одним прижимом. В этом случае кромки стыкуемых листов автоматически устанавливаются в одной плоскости при сборке листов одинаковой толщины. При сборке листов разной толщины кромки стыкуемых листов устанавливаются или симметрично, или с заданным превышением одной кромки над другой (по верхней или по нижней плоскостям) в пределах разницы толщин. Схема сборки сварных стыков листов полотнищ одинаковой толщины по предложенному принципу показана на рис.4а, а листов разной толщины - на рис.4б и 4в, где: 1, 3 - собираемые листы полотнища, 2 - прижим, 4 - медная подкладка (постель стенда).

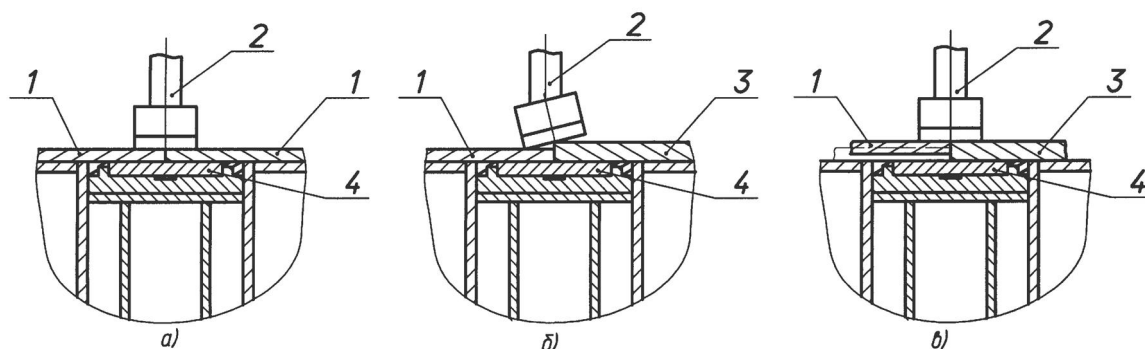


Рисунок 4 – Схемы сборки сварного стыка листового полотнища на стенде с одновременным прижимом двух кромок одним прижимным элементом на жестком основании (медной подкладке)

Кроме того, выявлено, что при сборке длинных (до 10 - 11 метров) стыков сварных швов листовых полотнищ место появления недопустимого превышения кромок непредсказуемо и зависит от многих факторов, поэтому необходимо иметь возможность прижать кромки в любом месте по длине стыка, где возникает необходимость. Одновременный прижим кромок по всей длине стыка или с каким-либо шагом неэффективен, так как это затрудняет доступ к собираемому стыку, а жестко установленные прижимные элементы не всегда оказываются в необходимом для прижима месте. Данная схема технологического процесса предопределяет основное требование к оборудованию стендов сборки листовых полотнищ, а именно – механизмы стендов должны обеспечивать периодическое воздействие прижимов на кромки собираемых листов в

любом месте по длине сварных стыков. При этом, несмотря на периодическую работу прижимов, производительность при сборке полотнищ оказывается выше, чем при использовании ранее описанных стандов. Кроме того, применение предложенной схемы в результате улучшения качества сборки полотнищ позволяет полностью ликвидировать операции по доработке полотнищ.

**Выводы и направление дальнейших исследований.** Проанализированы различные схемы технологических процессов и оборудования для сборки под сварку листовых полотнищ обечаек котлов железнодорожных вагонов-цистерн и выявлены их недостатки. Разработана новая схема сборки под сварку с одновременных прижимом сверху кромок стыкуемых листов к жесткой постели станда в любом месте по длине сварного шва. Предложен основной принцип конструкции стандов сборки полотнищ, применение которого определяет соответствующее воздействие прижима на кромки собираемых листов и обеспечивает требуемое качество сборки. В дальнейшем необходимо выполнить исследования параметров оборудования и разработать конструкцию стандов сборки листовых полотнищ, обеспечивающую сборку по предложенной схеме.

*Приведены результаты анализа технологии и оборудования для складирования под сварку листовых полотнищ обечаек котлов железнодорожных вагонов-цистерн. Выявлены направления усовершенствования технологии складирования и оборудования.*

*The results of the analysis of the technology and equipment for the assembly for welding railway tank - cars shells steel sheet s linens are presented. The directions of the assembling technology and equipment improvement are determined.*

#### **Библиографический список**

1. Николаев Г.А. Сварные конструкции. Технология изготовления, автоматизация производства и проектирование сварных конструкций / Г.А.Николаев, С.А.Куркин, В.А.Винокуров - М., Высшая школа, 1983, с.129.
2. Рыжков Н. И. Производство сварных конструкций в тяжелом машиностроении. Организация и технология - 2-е изд., М., Машиностроение, 1980, с.167.



3. Севбо П. И. Конструирование и расчёт механического сварочного оборудования – Киев, Наукова думка, 1978, с.28 - 37.

4. Авторское свидетельство СССР № 647090, МКИ В23К37/04, Поточная линия для сборки и сварки листов в полотнища / Б.А.Макаров, А. Ф. Довженко, В. С. Дегодь, Г. Н. Долгов, В. А. Богдановский, М. И. Безуевский, Н. Н. Шабан, Б. Г. Чако, Е. Н. Минаев и В. Е. Патон. Оpubл. 15.02.1979. Бюл. №6 - с.36.

*Аспірант Пологович І. А.  
(ДонДТУ, м. Алчевськ, Україна)*

## **ДОСЛІДЖЕННЯ ЗНОСОСТІЙКОСТІ І ПІДВИЩЕННЯ ДОВГОВІЧНОСТІ ЗДРІБНЮЮЧИХ ДЕТАЛЕЙ КОНІЧНИХ ВІБРОІНЕРЦІЙНИХ ПОДРІБНЮВАЧІВ**

*Наведені результати дослідження зносостійкості здрібнюючих деталей, отримані залежності, які описують знос їх вібруючим сипучим матеріалом та запропоновані методи підвищення їх довговічності*

### **Проблема і її зв'язок з науковими і практичними задачами.**

Сучасними тенденціями у виробництві й експлуатації конічних віброінерційних подрібнюючих машин є необхідність підвищення цього показника, обумовленого, в основному, терміном служби і зносостійкістю здрібнюючих деталей (ЗД), є особливо актуальним в умовах дорожнечі енергоносіїв, що сформувалася в Україні, і свідчить про актуальність вивчення процесу зношування таких деталей у вібруючому суцільному потоці абразивних матеріалів і розробки конструктивно-технологічних методів підвищення їхнього терміну служби.

При цьому рішення питань підвищення стійкості ЗД такого типу машин і зниження інтенсивності процесу їхнього зношування залежить від комплексу механічних властивостей матеріалу таких деталей і їхньої конструкції. Тому усе більш актуальним стає визначення впливу якості конструкції конічних віброінерційних подрібнювачів (КВП) на їхню експлуатаційну стійкість.

Найбільш розповсюдженим матеріалом для виготовлення ЗД є високомарганцовиста сталь 110Г13Л [1]. Широке застосування цієї сталі для виготовлення ЗД забезпечує її властивість самонаклепуватися в процесі роботи, що забезпечує їй підвищену зносостійкість при здійсненні процесу руйнування матеріалу, що здрібнюється, (ЗМ) у монослої, коли майже всі його шматки мають контакт із робочими поверхнями ЗД [ 2 ]. Однак у КВП наклеп має місце лише у верхній зоні її камери подрібнювання (КП), де відбувається руйнування вихідних шматків ЗМ у контакті з ЗД. У нижній зоні КП такого типу КВП йде руйнування не одиничного шматка, а шару більш дрібних шматків. Тому в нижній зоні процес здрібнювання ведеться усередині шару ЗМ, при якому контактні тиски на ЗД у цьому випадку є недостатніми для наклепу. У цьому зв'я-

зку в нижніх зонах КП таких КВП, у тому числі з рівнобіжним розташуванням робочих поверхонь взаємодіючих ЗД, відбувається звичайний інтенсивний абразивний знос, що більш активний, чим у верхній зоні, що приводить до нерівномірного зносу ЗД по висоті КП і зниженню їхнього терміну служби, тісно зв'язаного з довговічністю КВП.

**Аналіз досліджень і публікацій.** У роботах [1, 3] приведені результати досліджень і опису розроблених засобів підвищення зносостійкості робочих деталей при їхньому виготовленні шляхом максимального збільшення твердості їхніх матеріалів і в ряді випадків дозволяють успішно вирішувати поставлену задачу. Однак при цьому не завжди результати позитивні. В залежності від умов експлуатації й інтенсивності зносу таких деталей, що швидко зносяються, іноді корисніше підвищувати не тільки твердість їхнього матеріалу при їхньому виготовленні, а створювати умови роботи ЗД, що дозволяють зміцнювати їх без розбирання, у результаті чого можна знизити інтенсивність їхнього абразивного зносу і підвищити їхню експлуатаційну стійкість.

В останні роки виконано багато наукових досліджень [1, 3-5], спрямованих на вивчення зносу і підвищення довговічності ЗД такого типу КВП. У той же час складність і невивченість природи зносу конструкційних деталей при їхній експлуатації у вібруючому суцільному потоці сипучих абразивних матеріалів, велика номенклатура устаткування і різко відрізняючі умови експлуатації утрудняють застосування відомих методів для підвищення довговічності ЗД такого типу КВП в процесі їхньої експлуатації.

**Постановка задачі.** Дослідження закономірностей зношування здрібнюючих деталей з високомарганцовистої сталі у вібруючому суцільному потоці сипучих абразивних матеріалів і розробка конструктивно-технологічних методів підвищення їхньої довговічності і міжремонтного ресурсу.

**Виклад матеріалу і його результати.** Для рішення поставленої задачі розглянемо фізично осмислені моделі, засновані на представленні про два механізми зносу ЗД, що дозволяють зв'язати інтенсивність зносу з роботою тих чи інших сил, що виникають між контактуючими тілами. При цьому перший механізм зв'язується зі зносом за рахунок упродовження ЗМ у тіло ЗД, а другий з наявністю сил тертя між ЗМ і ЗД за рахунок тангенціальної складової відносного руху ЗД [4].

Зв'язаний з першим механізмом знос елементарної площадки ЗД за деякий проміжок часу пропорційний питомій роботі, чиненій при стиску матеріалу між ЗД за цей проміжок часу. При цьому безпосередня взаємодія шматків ЗМ з поверхнею ЗД, виготовленої зі сталі 110Г13Л,

сприяє її самозміцненню наклепом, якщо цей контакт відбувається при руйнуванні ЗМ не в шарі, а в монослої [2, 4].

Знос, зв'язаний із другим механізмом, визначається роботою сил тертя при переміщенні ЗМ по поверхнях ЗД у горизонтальному і вертикальному напрямку за рахунок тангенціальної складової щодо руху ЗД [4, 6]. У даному випадку тангенціальне стирання ЗМ передбачено в самій конструкції КВП й у процесі здрібнювання воно відіграє позитивну роль. Ефект стирання досягається за рахунок сил, що роздавлюють, діючих на ЗМ від перекочуваної по шару ЗМ внутрішньої конічної ЗД за допомогою притиснення його до зовнішнього ЗД, і різниці лінійних швидкостей руху відповідних крапок, що належать стискаючим поверхням. У результаті виникаючі при такому їхньому русі в горизонтальному напрямку сили тертя, чи дотичні сили, розірвуть, що залишилися між частками зв'язки, розваллять шматок ЗМ по тріщинах, що утворилися, і запобіжать їхньому спресованню. Тому одним з варіантів експлуатаційно-конструктивного напрямку зниження зносу ЗД може бути обмеження тангенціальної складової відносного руху ЗД у горизонтальній площині, механізм якого описаний у роботі [5, 6].

Аналіз технологічних параметрів КП такого типу КВП дозволяє зробити висновок, що її пропускна здатність залежить від швидкості переміщення часток ЗМ по похилих поверхнях ЗД у вертикальній площині і від швидкості витікання ЗМ через перетин її розвантажувального отвору, розташованого внизу камери, що виключає обмеження величини цієї швидкості.

Тому другим раціональним варіантом зниження зносу ЗД може бути використаний такий металевідно-технологічний напрямок підвищення їхньої довговічності як зміцнення ЗД методами поверхневої пластичної деформації (ППД).

З метою визначення можливості застосування для підвищення зносостійкості ЗД методу зміцнення їх ППД самої КП були проведені дослідження механізму переміщень і взаємодії часток ЗМ між собою і з робочими поверхнями ЗД в обсязі КП. Для цього була використана модель бункера у виді вібруючого прозорого циліндра з похилим дном з отвором. Випробуваним матеріалом був сухий зернистий пісок. У результаті візуального спостереження було визначено, що для форми потоку під дією вібраційних коливань крім високого рівня шару характерне рівномірне і щільне упакування часток як усередині шару, так і біля поверхні стінок. Це дозволяє зробити висновок, що й інтенсивність зносу поверхонь ЗД пропорційна насипної щільності ЗМ. При цьому на поверхнях ЗД наочно підтверджується щільне розташування часток, а частки середовища роблять швидкі високочастотні пересування зі зрушен-

ням і одночасно вони беруть участь у циркуляційних переміщеннях. У процесі взаємодії один з одним частки постійно змінюють своє положення і взаємодіють із усе новими частками середовища, а між частками, що знаходяться в поверхні й усередині шару відбувається періодичний обмін місцями. Це підтверджує наявність динамічного високочастотного характеру інтенсивного ударного і сдвигового впливу часток ЗМ на поверхні ЗД, що супроводжується пластичним деформуванням і абразивним мікрорізнанням, у результаті чого відбувається знімання дрібних часток металу з поверхонь ЗД при переміщенні по них віброуючого суцільного потоку часток ЗМ.

Тому знос, що зв'язаний із другим механізмом, визначається роботою сил тертя:

$$\Delta = K_y C \cdot t \cdot \omega \int_0^u f \cdot \sigma(\varepsilon, u) du, \quad (1)$$

де  $u$  – тангенціальне переміщення здрібнюючих деталей у горизонтальній площині (м);

$C$  – коефіцієнт пропорційності (м<sup>2</sup>/Н);

$f$  – коефіцієнт тертя матеріалу по поверхні здрібнюючої деталі;

$K_y$  – коефіцієнт ущільнення ЗМ.

Аналіз причин передчасного виходу в ремонт КВП дозволив установити, що лімітуючими ресурс їхньої роботи є ЗД, виготовлені зі сталі 110Г13Л, у результаті зносу їх за рахунок впровадження в їхній метал ЗМ при його стиску і за рахунок наявності сил тертя між матеріалом і ЗД за рахунок тангенціальної складової відносного руху робочих поверхонь до ЗД і ЗМ.

Для реалізації металевідно-технологічного напрямку зниження зносу ЗД, виготовлених зі сталі 110Г13Л, були виконані визначення й аналіз інтенсивного зносу таких ЗД при різному їхньому наробітку. Тому для визначення зносостійкості ЗД, виготовлених з високомарганцевої сталі 110Г13Л при різних режимах абразивного зношування в умовах інтенсивного віброінерційного впливу на шар, що руйнується, матеріалу, що подрібнюється, автором проведена серія експериментів. Для порівняння паралельно випробувалися зразки сталі 35Л твердістю 160НВ. На першому етапі було перевірене твердження, що при абразивному зношуванні в умовах ненаголошеного режиму здрібнювання матеріалу в шарі сталь 110Г13Л не має істотну перевагу перед маючими однакову твердість углеродистими сталями [ 3 ]. Испити проводилися на установці, аналогічної описаний у [ 3 ]. Сталеві зразки з діаметром робочої частини 5 мм стиралися при тисках 10-40 кг/см<sup>2</sup>, швидкості 0,3 м/с

об обертові абразиви різної твердості. Знос зразків визначався зважуванням на аналітичних вагах з ціною розподілу 0,1 мг. Тривалість досвіду контролювалася лічильником оборотів шпинделя установки і складала в межах 1,2 хв. Для зняття наклепу від токарської обробки зразки сталі 110Г13Л перед іспитом піддавалися термообробці, що забезпечувало мінімальну товщину знеуглецьованого шару. Результати іспитів показали, що і при ненаголошеному абразивному зношуванні сталі 110Г13Л в стані постачання має зносостійкість у 1,6 - 4,3 рази більше, ніж сталь 35Л твердістю 160НВ, причому відношення зносостійкості зростає зі збільшенням твердості абразиву. Перевага сталі тим більше, чим вище твердість абразиву. Підвищена зносостійкість сталі 110Г13Л при ненаголошеному абразивному зношуванні порозумівається механічним попереднім наклепом металу, інтенсивність і глибина якого росте зі збільшенням тиску при зношуванні, причому ефективність наклепу збільшується зі зменшенням мікротвердості абразиву. Це зв'язано з тим, що при зношуванні по м'яких абразивах не реалізується здатність сталі 110Г13Л до наклепу. При цьому необхідно відзначити, що глибина й інтенсивність наклепу росте зі збільшенням тиску при зношуванні, а також істотне зниження наклепу на глибині 0,01 мм. Відмінність зносостійкості зразків наклепаної і загартованої сталей 110Г13Л свідчить про великий вплив наклепу на зносостійкість сталі 110Г13Л, особливо при зношуванні по абразивах, твердість яких мало відрізняється від твердості наклепаної сталі 110Г13Л. При мікротвердості абразиву, близької до твердості наклепаної сталі 110Г13Л, її зносостійкість значно підвищується. Тому при мікротвердості абразиву до  $700\div 800$  кг/мм<sup>2</sup> вигідно робити наклеп деталей зі сталі 110Г13Л, що працюють в умовах абразивного зносу.

Одним зі шляхів підвищення усталостної міцності деталей машин і їхньої довговічності є зміцнення їх поверхневою пластичною деформацією (ППД). Як впливає з аналізу літератури швидкість зношування ЗД, виготовлених зі сталі 110Г13Л, складає 100-180 мкм/ч. Однак у зв'язку з підвищенням навантажень і швидкостей їхнього додатка зносостійкість цієї сталі вже не задовольняє сучасним вимогам. Підвищити зносостійкість і довговічність ЗД КВП можна додавши їм здатність самоупрочнитись наклепом у процесі роботи. Довговічність КП такого типу подрібнювача визначається зносостійкістю, протизадирною стійкістю.

Для оцінки усталостної міцності зразки сталі 110Г13Л довжиною 100 мм, діаметром 10 мм, накочувались роликком (діаметром 30 мм) на токарському верстаті і на пристосуванні, що упрочняє, розробленим автором і зображеним схематично на рис. 1, за один прохід до твердості

370 НВ, глибина зміцненого шару складала 0,5 мм. Испити показали, що зміцнення зразків накочуванням підвищило границю витривалості  $\sigma_{-1}$  сталі на 45% (до 230-240 МПа проти 159-170 МПа), а також істотно підвищило межі міцності  $\sigma_B$  і плинності  $\sigma_{0,2}$ . Віб्रोінерційний динамічний зміцнювач (рис. 1) містить ударний інструмент зміцнювача 1 з кульками чи роликами, охоплююча оброблювана деталь 2, віб्रोінерційні приводи 3-6.

Глибина наклепу при зміцненні кулькою або роликом невеликого діаметра складає близько 0,5 мм і є недостатньою. Для одержання більшої глибини наклепу  $Z$  при зовнішнім навантаженні  $q$  на одиницю ширини смужки контакту, як впливає зі співвідношення варто використовувати елемент більшого діаметра, що упрочнює,  $d$ , тобто ролик повинний мати розміри близькі до розмірів отвору зовнішньої кільцевої ЗД.

$$Z \sim (q \cdot d)^{1/2}, \quad (2)$$

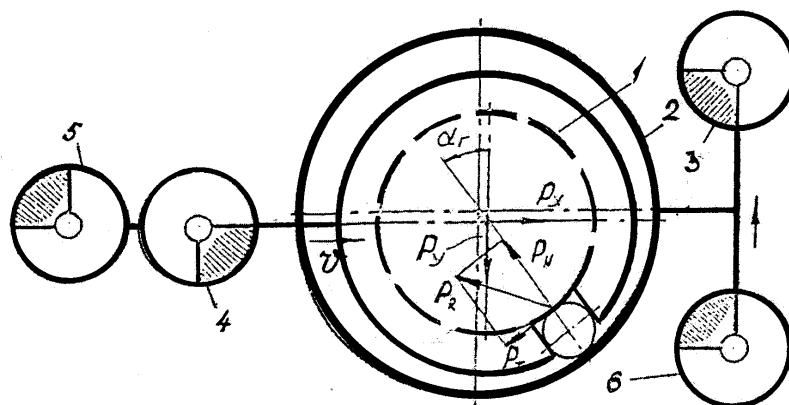


Рисунок 1 – Схема віб्रोінерційного зміцнювача

У такий спосіб віброобробка, накочування і віб्रोінерційне ударне карбування є ефективним методом зміцнення ЗД і може бути використане як для попереднього наклепу ЗД з високомарганцовистої сталі з метою їхнього зміцнення, так і при експлуатації КВП для самозміцнення ЗД за допомогою віб्रोінерційного ударного карбування і вібраційної обробки профілактичним заповненням КП середовищем у виді кульок.

**Висновки і напрямок подальших досліджень.** Отримані залежності, що описують знос здрібнюючих деталей конічних віб्रोінерційних здрібнювачів віброуючих суцільним потоком сипучих абразивних матеріалів, що подрібнюються, враховують його вібраційне ущільнення, що більш повно характеризує його зношування. Приведені результати дослідження зносостійкості здрібнюючих деталей дозволили запропонувати раціональні конструктивно-технологічні методи підвищення їх-

ньої довговічності. Надалі необхідно провести додаткове дослідження зміцнення металевих деталей віброінерційним динамічним зміцнювачем.

*Приведены результаты исследования износостойкости измельчительных деталей, получены зависимости, описывающие износ их вибрирующим сыпучим материалом, и предложены методы повышения их долговечности.*

*The outcomes of a research of endurance crushed of parts are reduced, the associations circumscribing a wear by their vibrant loose material are obtained and the methods of a raise of their longevity are offered*

### **Бібліографічний список**

1. *Повышение износостойкости горно-обогатительного оборудования/ Н.С. Пенкин, Е.П. Капралов, П.В. Маляров и др.; Под ред. Н.С. Пенкина.-М.: Недра, 1992.-256 с.*

2. *Вибрационная дезинтеграция твердых материалов / В.И. Ревнивцев, Г.А. Денисов, Л.П. Зарогатский, В.Я. Туркин. – М.: Недра, 1992.-430 с.*

3. *Белоцерковский К.Е., Красов В.П. Исследование износостойкости различных марок сталей, предназначенных для броней конусов инерционных дробилок// Новые направления переработки сырья и регенерации отходов производства. Междувед. сб. науч. тр. Механообр. – Л., 1986.-С. 18-23.*

4. *Блехман И.И., Кацман Я.М., Титова Л.Г. Моделирование износа броней конусных дробилок//Обогащение руд. - № 6. – 1989. – С.26-29.*

5. *Пологович И.А., Пологович А.И. Анализ возможных путей снижения металлоемкости и повышения ресурса дисковых истирающих измельчителей./Сб. научн. тр. ДонГТУ.-Алчевск: ДонГТУ, 2004.-Вып.18. – С. 187-191.*

6. *Пологович А.И. Обоснование параметров и разработка конструкций многокамерных щековых дробилок непрерывного действия: Дис. канд. техн. наук. - Днепропетровск: ДНГАУ, 1999. – 252 с.*



*Инженер Виногреев В. Н. (ОАО "АМК", г. Алчевск, Украина),  
канд. техн. наук, проф. Луценко В. А.  
(ДонГТУ, г. Алчевск, Украина)*

## ПУЧКОВЫЙ ЭЛЕКТРОД И ЕГО НОВАЯ КОНСТРУКЦИЯ

*Приведені результати аналізу застосовності пучкових електродів при проведенні зварювальних робіт, їх нова конструкція і параметри зварювального струму, що рекомендуються.*

### **Проблема и ее связь с научными и практическими задачами.**

Процессы сварки, наплавки и резки связаны со значительным расходом энергии и дорогостоящих материалов. Создание новых процессов и усовершенствование существующих, например, процессов сварки, наплавки и резки металла пучковыми электродами, позволяет, в определенной степени, решить задачу ресурсосбережения.

**Анализ исследований и публикаций.** Идея сварки пучком электродов (ПЭ) принадлежит русскому инженеру Н.Н. Бенардосу. Советским инженером В.С. Володиным этот способ был разработан в применении к сварке малоуглеродистых сталей, а сварщиком-новатором А.Г. Назаровым и сотрудниками НИИ железнодорожного транспорта – применительно к холодной сварке чугуна комбинированным пучковым электродом. Дальнейшее развитие способ получил в многоэлектродной автоматической и полуавтоматической сварке и наплавке и т.д.[1].

Конструктивно пучок для сварки изготавливали следующим образом. Два или более одинарных покрытых электрода нужных диаметров, марок и типов складывали вместе. Их оголенные концы сваривали, а покрытую часть в 2 – 3 местах связывали нитью. Для наплавки гребенкой из 3-5 электродов их оголенные концы приваривали к пластине. Количество электродов в пучке и его компоновка (треугольник, гребенка и т.д.) зависит от мощности источника сварочного тока и вида предстоящей работы. Изготовленный таким образом пучок вставляли в обычный электрододержатель (ЭД) типа «вилка». Сварочное напряжение подается на все электроды одновременно, а ток протекает только по тому из них, на котором горит дуга [2]. При некотором его укорочении она автоматически переходит на тот, у которого оптимальные условия для ее зажигания, т. е. меньше расстояние от торца прутка до свариваемого изделия и выше его ионизация.

Эффективность ПЭ была доказана многими соответствующими лабораториями СССР и практическим применением. Президиум Всесоюзного научного инженерно-технического общества сварщиков на своем заседании в 1946 г. дал высокую оценку способу сварки пучковыми электродами. Пучок был описан в разделах «Способы повышения производительности труда» всех книг по ручной дуговой сварке (РДС) СССР и СНГ и широко применялся в различных отраслях народного хозяйства страны [3] и за рубежом. [4, 5].

Сварка пучковыми электродами имеет следующие преимущества по сравнению со сваркой одинарными электродами, входящими в него. Это увеличение производительности в 1.2-7 раз без возрастания потерь электродного материала на угар и разбрызгивание, снижение на 20-30% удельного расхода электроэнергии и горючего при работе на передвижных агрегатах, повышение качества сварного шва, высокая устойчивость дуги на ветре, меньшая глубина проплавления основного металла, возрастание КПД сварочного аппарата, возможность использования дополнительного присадочного материала (огарков электродов и т.п.), сварщиков более низкой квалификации. Например, сварка всех 12000 стыков магистрального нефтепровода Туймазы-Уфа была выполнена пучковыми электродами. Средние данные производительности сварки на трассе в августе 1946 г. составили по сравнению со сваркой одинарными электродами 357% выполнения норм. Лучшие сварщики варили более семи норм. При этом сварка производилась в основном молодыми малоопытными сварщиками. Проведенные исследования макро- и микроструктуры сварных швов показали хорошее качество сварных швов, выполненных ПЭ [6]. При сравнении ПЭ с одинарным электродом эквивалентного сечения преимуществ будет меньше, но здесь следует учитывать дефицит или отсутствие электродов большого диаметра. Кроме этого, бытовые сварочные аппараты рассчитаны на максимальный диаметр электродов 4 мм. Но, используя тот же ток, можно варить пучком из 2-х электродов диаметром 4 мм, который по сечению эквивалентен одинарному электроду диаметром 5,5 мм.

При наплавочных работах пучок более эффективен, чем эквивалентный ему одинарный электрод, а практически верхним пределом наплавочного электрода является диаметр 6 мм. Поэтому ПЭ более целесообразно применять и для заполнения разделки при сварке металлов большой толщины, для ванной сварки, для выполнения угловых швов с большим катетом и т. д.

В ряде случаев недостатком сварного соединения может быть не качество самого сварного шва, а так называемая зона термического влияния. Замеры твердости в зоне термического влияния деталей, сва-

ренных пучком и одинарным электродом с одним и тем же погонным вложением тепла, показал, что при сварке пучком твердость в зоне термического влияния ниже, чем при сварке одинарным электродом равного поперечного сечения, что уменьшает опасность возникновения трещин. Особенности сварного шва, полученного с применением пучкового электрода, связаны с тем, что при применении пучка электродов сосредоточение тепла происходит автоматически, за счет периодического перемещения сварочной дуги с одного электрода на другой; дуга все время перемещается по поверхности. В результате глубина проплавления основного металла уменьшается, а воздействие высокой температуры дуги на холодный основной металл получается более мягким [1]. После сварки одинарным электродом подобный эффект может быть достигнут только путем предварительного нагрева деталей либо последующей термообработкой [1].

Недостатком известного пучкового электрода по сравнению с одинарными, составляющими его, является большая масса пучка, электрододержателя и сварочного кабеля, невозможность поворота пучка в электрододержателе относительно своей оси и использования стандартных электрододержателей, а также необходимость приготовления пучков. Как показал опыт, один подсобный рабочий за смену может приготовить 200 и более килограмм пучков.

Если в качестве одинарных, составляющих пучок, использовать опирающиеся электроды, то получим следующие дополнительные преимущества:

- еще большее увеличение производительности сварки;
- уменьшение утомляемости сварщика за счет опирания пучком на свариваемую деталь;
- улучшение качества сварных соединений ввиду постоянства длины дуги и хорошей защиты металла от атмосферного воздуха;
- экономия электродного материала и электроэнергии благодаря снижению угара и разбрызгивания.

В литературе существует большой диапазон мнений о границах применения пучка [7,8], поэтому в каждом конкретном случае нужно разрабатывать свою технологию сварки пучком.

**Постановка задачи.** В связи с вышеизложенным в данной работе поставлена задача разработки конструкции пучкового электрода, обеспечивающей его применение в стандартных электрододержателях.

**Изложение материала и его результаты.** Предложена новая конструкция пучкового электрода, особенностью которого является наличие хвостовика, который присоединяется к одному или более электродов, а его диаметр равен








$$D = (1.3 - 2.0) * \sqrt{d * n},$$

где  $d$  и  $n$  – диаметр и количество электродов в пучке.

При этом электроды могут быть соединены или не соединены в сварочную цепь, а электроды, несоединенные в сварочную цепь, могут быть составлены из нескольких частей, что дает возможность использовать огарки [9].

В таблице 1 приведены некоторые варианты пучковых электродов, рекомендуемые конструктивные параметры и величина сварочного тока.

Таблица 1 – Варианты пучковых электродов

Схема соединения	Сварочный ток (А) при диаметре электрода, мм ( $\pm 20\%$ )			Диаметр хвостовика при диаметре электрода, мм		
	3	4	5	3	4	5
	150	200	250	> 4	> 4.5	> 5.5
	225	300	325	> 4.5	> 5.5	> 6
	225	300	325	> 4.5	> 5.5	> 6
	300	400	500	> 5.5	> 6	> 6.5
	300	400	500	> 5.5	> 6	> 6.5
	375	500	625	> 6	> 7	> 8
	375	500	625	> 6	> 7	> 8

**Выводы и направление дальнейших исследований.** Применение пучковых электродов для сварки наплавки и резки позволяет значительно повысить производительность труда при значительном повышении качества сварного шва. Предложенная конструкция пучкового электрода позволяет применять их на стандартных электрододержателях. В дальнейшем требуется разработка конкретных технологических параметров для каждого вида сварочных работ.

*Приведены результаты анализа применимости пучковых электродов при проведении сварочных работ, их новая конструкция и рекомендуемые параметры сварочного тока.*

*The results of analysis of applicability of bunch electrodes during conducting of welding works, their new construction and recommended parameters of welding current are resulted.*

### **Библиографический список**

1. Назаров А.Г., Обухов А.В., Вельмин А.А. Холодная сварка чугуна комбинированным пучком электродов./Трансжелдориздат.-М.:-1955.-124 с.
  2. Обухов А.В., Вельмин А.А., Макаров А.М. Передовые методы наплавочных работ в путевом хозяйстве/ Трансжелдориздат.-М.:-1952.-48 с.
  3. Володин В.С. Чудесный шов/ Изд. «Молодая гвардия».-М.:-1965.-175 с.
  4. Система сварки электрозаклепками. Патент Японии №53-82630, М.кл. B23K 9/00, опубл. 21.07.77.
  5. Покрытый сварочный электрод. Патент Японии №54-84841, М.кл. B23K 35/04, опубл. 06.07.79.
  6. Володин В.С. Метод ручной дуговой электросварки пучковым электродом.//Автогенное дело.-1947.-№4.-С.17-20.
  7. Алексеев Е.К., Мельник В.И. Сварочное дело в строительстве.-М.: Изд. по строительству, архитектуре и стройматериалам.-1962.-351 с.
  8. Справочник электросварщика.-Москва-Киев.-Машгиз.-1962.-751 с.
- Пучковый электрод. Патент Украины №47923А, В23К 9/24/ Виногреев В.Н., Луценко В.А., Литвинов Л.Ф. и др.- Опубл. 15.07.2002. Бюл. №7, 2002 г.



**СТРОИТЕЛЬСТВО**





*Канд.техн.наук Карлова В. В.  
канд.техн.наук Черникова С. А.  
инж. Магеря Г. Г.  
(УИПА, г. Стаханов, Украина)*

## **ВЛИЯНИЕ ПОДЪЕМА УРОВНЯ ГРУНТОВЫХ ВОД НА ПОДЗЕМНЫЕ ЧАСТИ ЗДАНИЙ И СООРУЖЕНИЙ, ЭКСПЛУАТИРУЕМЫХ В АГРЕССИВНЫХ СРЕДАХ ПРОИЗВОДСТВА**

*Наведені результати досліджень будівельних конструкцій в агресивних середовищах на приклади Стахановського заводу феросплавів. Отримані залежності, які описують вплив ґрунтових вод на елементі будівельних колон. Пропонована методика паспортизації зданий та споруджень.*

### **Проблема и ее связь с научными и практическими задачами.**

Строительство и эксплуатация промышленных предприятий нередко приводит к нарушению водного режима застроенных территорий и при соответствующих погодных условиях ведет к обводнению грунтов оснований, к подъему уровней грунтовых вод, к усилению их агрессивности и, в конечном счете, к деформации зданий и сооружений (осадка фундаментов колонн, горизонтальные смещения, крены) [2,3]. Поэтому одной из важнейших задач инженерной геологии и геодезии является изучение изменения гидрогеологической обстановки промплощадок заводов с целью прогнозирования подъема уровней грунтовых вод и предохранения подземных частей зданий и сооружений от деформаций и разрушений.

**Анализ исследований и публикаций.** Анализ условий обводнения многочисленных промышленных предприятий позволил все источники обводнения разделить на естественные (атмосферные осадки, талые воды, подземные воды, пары воды в грунтах зоны аэрации и т.п.), действие которых проявляется до застройки территории, и искусственные (утечки из различных водопроводящих коммуникаций, разного рода бассейнов, градирен и т.д.), действие которых проявляется только после начала строительства и эксплуатации.

Перечисленные факторы могут действовать на подземные воды зданий и сооружений как раздельно, так и комплексно.

**Постановка задачи.** Исследовать влияние агрессивных сред на строительные конструкции на примере Стахановского завода ферросплавов.

**Изложение материала и его результаты.** Район исследований в геоморфологическом отношении расположен в пределах водораздельного плато, с абсолютной отметкой 160,0 – 180,0 с расчлененным рельефом эрозионного происхождения. Речная сеть в силу засушливости климата развита слабо. Основная водная артерия – река Северский Донец находится в 20-25 км на северо-восток от площадки. Речная сеть дренирует грунтовые воды, которые часто находятся выше абсолютной отметки уреза воды. Такое положение объясняется сложным тектоническим строением района и наличием мощных слоев глинистых сланцев, являющихся водоупором, если они не разбиты трещинами, при этом овражно-балочная сеть района довольно хорошо развита.

Рельеф площадки завода спокойный и колеблется в пределах 157,0-173,0 м абсолютных отметок, уклон наблюдается с юга на север. Климат района умеренно-континентальный с жарким и сухим летом и умеренно-холодной малоснежной зимой. По количеству выпадаемых атмосферных осадков и испарению район относится к зоне недостаточного увлажнения, что обуславливает слабое питание подземных вод и его неравномерность по временам года.

Исследуемая площадка по геологическому районированию Донбасса входит в Алмазно-Марьевский район, породы которого относятся к каменноугольной системе. Верхнекаменноугольные отложения представлены переслаивающимися слоями аргиллитов, алевролитов и песчаников, включающих пласты известняков и углей нерабочей мощности. Отложения среднего карбона залегают на глубине 700-800м и на поверхность в пределах исследуемого района не выходят.

Гидрогеологические условия площадки определяются геологическим строением и количеством атмосферных осадков, выпадающих в пределах территории. В летний период выпадение осадков мало влияет на повышение уровня грунтовых вод в связи с кратковременностью их выпадения, а также высокой температурой воздуха (испарением). В то же время более высокое положение уровня зафиксировано в марте-апреле и октябре-ноябре месяцах.

В этот период года при незначительном выпадении атмосферных осадков на подъем уровня грунтовых вод оказывает влияние высокая влажность воздуха и отсутствие испарения.

Наблюдения на ряде действующих предприятий Донбасса подтверждают, что помимо естественных факторов обводнения, существенную роль в обводнении промплощадок ряда заводов (ОАО «Алчевский

металлургический комбинат, ОАО Дебальцевский машзавод, ОАО Стахановский вагоностроительный завод, Стахановский завод технического углерода) играют искусственные источники обводнения (утечки из водопроводных коммуникаций, градирен и т.п.), которые для металлургических заводов на инфильтрацию составляют в среднем  $3 \cdot 10^{-4}$  м/сутки. Допустимые утечки из канализационных трубопроводов через стыки могут достигать 1500 м<sup>3</sup>/в сутки, в большинстве случаев утечки значительно превышают допустимые [1,4].

Для прогнозирования изменения уровня режима грунтовых вод в условиях действующих предприятий методом аналогий было проанализировано изменение гидрогеологической обстановки Стахановского завода ферросплавов в условиях воздействия естественных и искусственных факторов. Были изучены параметры по отдельным скважинам, пробуренным в непосредственной близости друг от друга в 1958, 1959, 1963, 1978, 1979 г.г.

Анализ показал, что подъем уровня грунтовых вод за этот период времени в ряде случаев (скважины № 36 и №302) составил 3,0-4,0м (рис.2).

Проведенные наблюдения показали, что колебания уровней грунтовых вод в годичном цикле наблюдений могут составить 3м.

Вследствие подъема уровня грунтовых вод подземные части зданий и сооружений оказались подтопленными. Так, в складе шихты уровень грунтовых вод установился на отметке 163,17-162,50 при отметке пола 168,00, в плавильном цехе на отметке 164,00, в складе готовой продукции 165,00.

Проведенные исследования на промплощадке завода с участием авторов показали, что литологический состав каменноугольных отложений в верхней части разрезов не оказывает существенного влияния на водопроницаемость отложений. В верхней зоне все литологические разности каменноугольных пород трещиноваты и образуют единую обводненную систему. Так, дебит 8 опробованных скважин находится в пределах 0,50-0,72 м<sup>3</sup> / час, коэффициент фильтрации изменяется в пределах: глинистые сланцы 2,00-3,00, песчаников 3,00-4,00, песчано-глинистых сланцев 2,50 м/сут.

В многолетнем цикле средний уровень воды повышался с абсолютной отметки 159,00 до 163,00. Кроме того, на локальных участках (таблица №1) отмечено более высокое положение уровней (например, 166,69 м в скважине № 299).

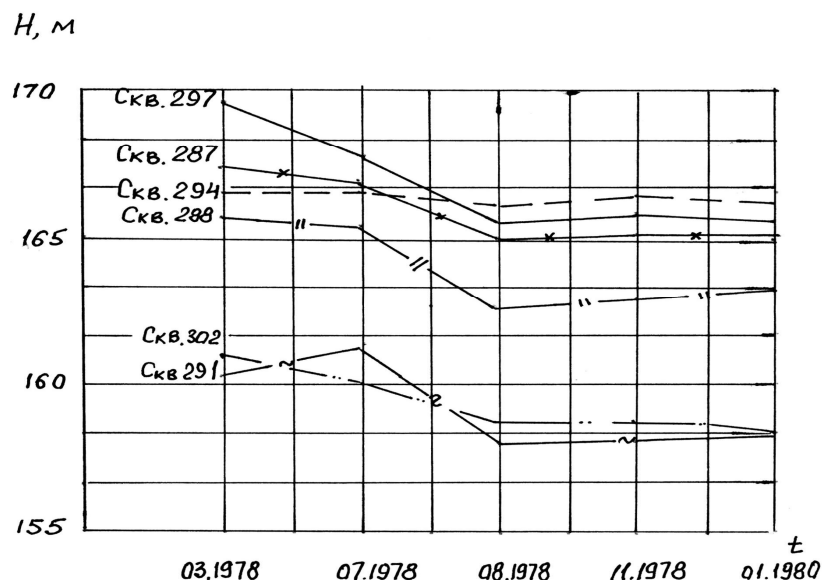


Рисунок 1 – Колебания уровней грунтовых вод в многолетнем цикле наблюдений

Таблица 1 – Результаты замеров уровней воды по скважинам

№№ скважин	Абсолютная отметка устья скважины	Периоды замеров уровней воды за 1978 г							
		март		июнь		август		ноябрь	
		Глубина воды, м	Абс.отметка уровня, м	Глубина воды, м	Абс.отметка уровня, м	Глубина воды, м	Абс.отметка уровня, м	Глубина воды, м	Абс.отметка уровня, м
287	172,82	5,00	167,82	5,40	167,42	8,10	164,72	7,90	164,92
288	169,37	3,00	166,37	3,60	165,77	7,00	162,37	6,35	163,02
291	164,95	4,90	160,05	3,70	161,25	7,70	157,25	7,55	157,40
294	170,44	3,20	167,24	3,30	167,14	4,15	166,29	4,40	166,04
299	169,19	2050	166,69	-	-	2,70	166,49	2,65	166,54
302	163,95	3,60	160,35	4,00	159,95	5,95	156,98	5,65	158,30

Скорость повышения уровней за период с 1959 по 1980 г. составила 15-20 см в год. Большой водопроницаемостью обладают песчаники, известняки, а также зоны тектонических нарушений.

В этих условиях в районах прохождения водных коммуникаций уровни могли быть на глубине 1,50-2,0 м от поверхности (табл. 2).

Таблица 2 – Основные параметры физико-механических свойств грунтов

Наименование грунтов	Параметры					
	Объемная масса, $\gamma_s, \text{т/м}^3$	Консистенция $I_i$	Угол внутреннего трения $I_o$	Удельное сцепление $C$ (МПа)	Модуль деформации $E$ (МПа)	Несущая способность $\Phi$ (МПа)
Насыпной слой	не нормируется					
Суглинок	1,85	0,28	18	0,025	12	-
Глина сланцевая	1,95	0,35	14	0,035	20	-
Песчаник выветрелый	2,20	-	-	-	-	0,5
Песчаник слабо выветрелый	2,40	-	-	-	-	1,2
Аргиллит выветрелый	2,30	-	-	-	-	0,4
Аргиллит слабо выветрелый	2,40	-	-	-	-	1,0
Алевролит выветрелый	2,20	-	-	-	-	0,6
Алевролит слабо выветрелый	2,35	-	-	-	-	1,0

В то время, когда на промышленной площадке завода участились случаи порыва водопроводящих коммуникаций, заводу было рекомендовано произвести их обследование по определению степени пригодности к дальнейшей эксплуатации, а также построить дренажную систему. Заводом были заменены трубы водопроводящих коммуникаций в районе плавильного цеха, склада шихты, автогаража. В ноябре 1980г. уровень грунтовых вод по скважинам стабилизировался.

Наблюдения, проведенные авторами статьи, показали, что уровень грунтовых вод незначительно отличается от данных 1980 г. (рис. 2), но уровень грунтовых вод по прежнему оставался выше уровня фундаментов строительных конструкций, что вызывало продолжающуюся коррозию металла и разрушение опорных колонн.

Дальнейшие исследования показали, что такое положение грунтовых вод несомненно отрицательно сказалось на устойчивости подземных частей зданий и сооружений. Некоторые металлические колонны в плавильном цехе, расположенном ниже отметки пола, прокорродировали до 50% по толщине. В то же время в сухой агрессивной среде выше нулевой отметки не наблюдается изменения толщины колонн.

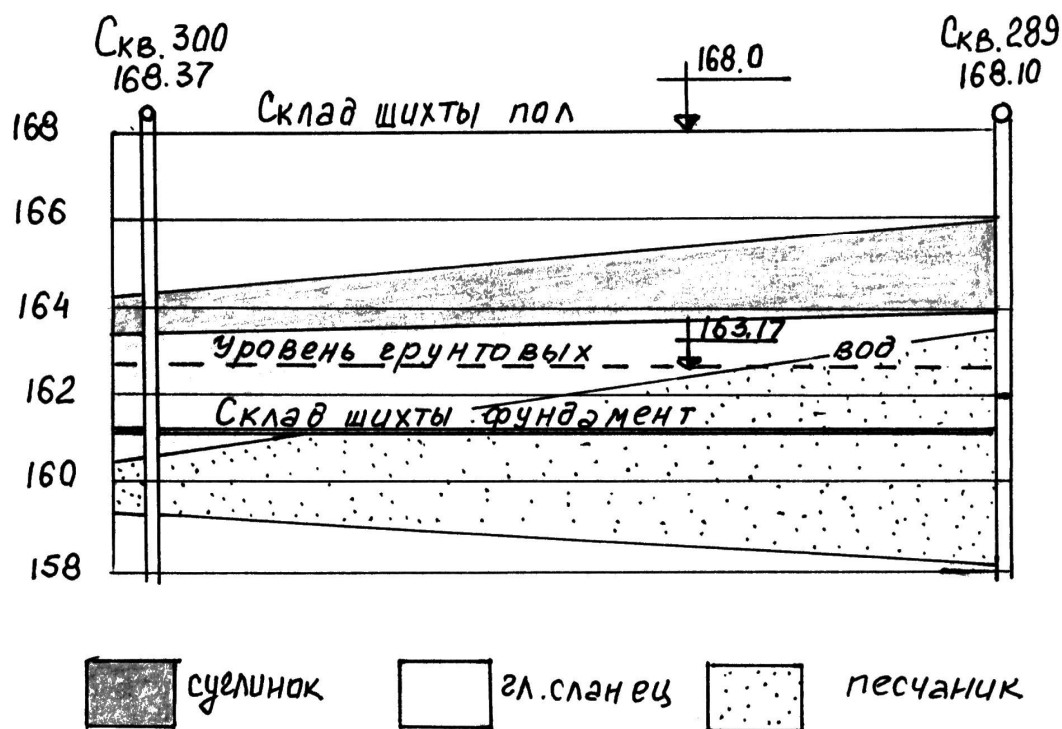


Рисунок 2 – Геологическое строение склада шихты

В этой связи необходимо обследовать все колонны и усилить их, а также провести дальнейшие исследования по изменению химического состава грунтовых вод и их влиянию на подземные части зданий и сооружений, а также вести мониторинг за осадками колонн.

#### **Выводы и направления дальнейших исследований.**

Проведенные исследования позволяют сделать следующие выводы и предложения по дальнейшим исследованиям:

1. Целесообразно разработать в Украине единую методику по оценке надежности зданий и сооружений, эксплуатируемых в агрессивных средах;
2. Предложенная методика позволит установить график очередности мероприятий по ремонту конструкций с целью предотвращения аварийных ситуаций;
3. Необходимо ввести паспортизацию существующих зданий и сооружений с целью проведения плано-предупредительных работ;
4. Паспортизация зданий и сооружений позволит прогнозировать их состояние, увеличить срок службы конструкций, обеспечить бесперебойную работу подкрановых конструкций и кранового оборудования, а также безопасные условия производства.

*Приведены результаты исследований строительных конструкций в агрессивных средах на примере Стахановского завода ферросплавов. Получены зависимости, которые описывают влияние грунтовых вод на элементы строительных колонн. Предложена методика паспортизации зданий и сооружений.*

*Special attention is paid to results of building construction researches in aggressive environment, using example of Stakhanovsky ferroalloy Works/ Got dependencies describing affect of ground waters on building column elements. The principles of certification of buildings and construction are offered.*

### **Библиографический список**

1. Отчет об инженерно-гидрогеологических изысканиях по понижению уровня грунтовых вод на территории СФЗ (2 этап). Государственный и научно-исследовательский и проектный институт металлургической промышленности «Гипросталь», Харьков, 1978.-150с.

2. Пиннекер Е. В. Подземная гидросфера. Наука, Сиб.отд.С.84-94.

3. Пинюков П. Н., Трофимова З.Г.. Основы гидрогеологии. Недра, Москва, 1968, С. 151-162, 226-227.

4. Бабушкин В. И. Защита строительных конструкций от коррозии, старения и износа. Выща школа, 1989, С. 47-136.

*Канд. физ.-мат. наук, доцент Мочалин Е. В.  
старший преподаватель Мочалина И. Г.  
(ДонГТУ, г. Алчевск, Украина)*

## **ПОЛУЭМПИРИЧЕСКИЕ ИНТЕГРАЛЬНЫЕ СООТНОШЕНИЯ ДЛЯ ЗАКРУЧЕННЫХ ПОТОКОВ В ОБЛАСТЯХ С ПРОНИЦАЕМОЙ БОКОВОЙ ПОВЕРХНОСТЬЮ**

*Розкрито механізм формування значних гідродинамічних втрат у закручених потоках усередині обертового циліндра з проникною бічною поверхнею. Отримано напівемпіричні залежності для визначення сумарної інтенсивності завихреності та вихрових втрат напору в досліджуваних течіях.*

Закрученные внутренние течения имеют самое широкое распространение в технике. Поэтому научные исследования, направленные на выявление закономерностей, присущих закрученным потокам со сложной структурой и на создание перспективных расчетных моделей таких потоков, безусловно, являются актуальными.

Использование закрученных течений обусловлено тем, что закрутка потока способна существенно интенсифицировать процессы тепло и массообмена а также перенос различных субстанций в сплошной среде. Отсюда постоянный большой интерес к изучению закрученных потоков, который подтверждается большим числом научных работ, посвященных этому вопросу. Не претендуя на полноту обзора, отметим работу [1], в которой изложены подходы к аналитическому решению уравнений гидродинамики применительно к вращающимся потокам с циркуляционными зонами, монографию [2], содержащую результаты экспериментальных исследований закрученных внутренних течений, а также некоторые подходы к приближенному расчету таких течений. Следует также упомянуть монографию [3], в которой приведены обширные данные экспериментальных исследований и численных расчетов закрученных внутренних течений в самых разнообразных технических устройствах. Перечисленные работы содержат обширную библиографию.

Несмотря на пристальный интерес и имеющиеся результаты, подробный расчет закрученных течений жидкости по-прежнему вызывает



большие затруднения, которые в некоторых случаях становятся непреодолимыми.

Приметой современного состояния в рассматриваемой области является распространенная практика численных расчетов закрученных течений в технологических устройствах. Однако, известно, что использование в численных расчетах традиционных моделей турбулентности, основанных на понятии изотропной вихревой вязкости, как правило, дает не достаточно адекватные результаты для закрученных течений. В настоящее время для расчета течений с доминирующей закруткой, в частности, рекомендуются: RNG  $k$ - $\epsilon$  модель [4] с поправкой к коэффициенту турбулентной вязкости, обусловленной закруткой потока; реализуемая (realizable)  $k$ - $\epsilon$  модель [5], в которой известный эмпирический коэффициент  $C_\mu$  считается переменным и зависит от характеристик турбулентности и усредненного течения, в том числе от завихренности; модифицированная  $k$ - $\epsilon$  модель [6], которая допускает некоторую степень неизотропности турбулентной вязкости через различные значения турбулентных чисел Прандтля в уравнениях для осевой и окружной компонент скорости, а также дает поправку к одной из эмпирических констант стандартной  $k$ - $\epsilon$  модели через число Ричардсона, которое определяет влияние закрутки потока на процессы генерации - диссипации турбулентности. Различные типы закрученных течений имеют свои характерные особенности, поэтому использование той или иной базовой модели турбулентности или ее модификаций требует серьезного обоснования.

Экспериментальные исследования закрученных внутренних течений, на базе которых возможно как непосредственное открытие новых закономерностей и отработка оптимальных конструктивных решений, так и обоснование достоверности расчетных результатов, полученных с использованием в некоторой степени упрощенных моделей, очень дорогостоящи и поэтому мало доступны. Ситуация усложняется тем, что известных систематизированных экспериментальных данных по закрученным потокам намного меньше, чем по течениям в пограничных слоях и осевым течениям в каналах, на которых, кстати, и отрабатывались базовые модели турбулентности.

В такой ситуации весьма полезными могут быть интегральные соотношения полуэмпирического характера, устанавливающие зависимости между отдельными геометрическими и гидродинамическими параметрами, характерными для исследуемых закрученных течений. С одной стороны, такие зависимости отражают внутренние закономерности, присущие этим течениям. С другой стороны, на их основе можно проверять адекватность результатов численного моделирования, выбирать

наиболее приемлемую модель турбулентности, и, при необходимости, ее корректировать.

**Целью настоящей работы** является получение такого рода интегральных соотношений для одного класса закрученных внутренних течений на основе анализа механизма формирования вихревых потерь напора. Характерной особенностью рассматриваемых здесь течений является осесимметричная область с проницаемой боковой поверхностью, через которую осуществляется подача жидкости и практическое отсутствие закрутки потока в выходном сечении. При этом закрутка может создаваться либо за счет тангенциального подвода при неподвижной боковой поверхности, либо за счет вращения проницаемой поверхности. В настоящей работе остановимся на последнем варианте, который, в частности, имеет место в конструкции фильтров для очистки жидкостей с вращающимся фильтроэлементом.

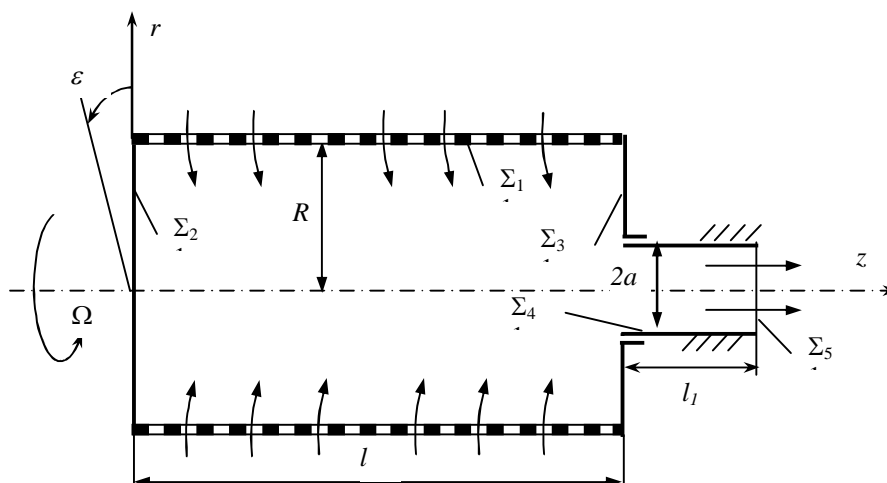


Рисунок 1 – Расчетная схема течения внутри вращающегося цилиндра с проницаемой боковой поверхностью

Расчетная схема задачи приведена на рисунке 1. Несжимаемая жидкость с секундным объемным расходом  $Q$  подается через проницаемую боковую поверхность внутрь цилиндра радиусом  $R$  и длиной  $l$ , вращающегося с угловой скоростью  $\Omega$  и отводится через неподвижный патрубок радиусом  $a$  и длиной  $l_1$ . Характерной особенностью подобных течений являются значительные гидродинамические потери, сопровождающие работу технических устройств, в частности, для разделения фаз потока, в которых они реализованы. Наиболее вероятной причиной возникновения таких потерь является завихренность потока внутри области. Основанием для выбора направления исследования может послу-

жить следующая цитата [7]: «Существуют многочисленные поля течений, в которых суммарная величина завихренности возрастает и продолжает расти некоторым удивительным образом до тех пор, пока изменение распределения завихренности за счет уменьшения под действием сил вязкости не уравнивает ее прирост...». Таким образом, если в рассматриваемом нами случае существуют условия для достижения суммарной завихренностью больших значений, то этим можно объяснить имеющие место большие потери. Такая гипотеза качественно согласуется с отмеченным на практике фактом уменьшения потерь давления при увеличении вязкости жидкости при работе ротационных фильтров. Действительно, если имеющий место постоянный рост завихренности уравнивается посредством механизма ее вязкой диссипации, то при большей вязкости уровень установившейся завихренности будет ниже.

Для установления соотношений, характеризующих уровень завихренности, запишем векторное уравнение движения вязкой несжимаемой жидкости в следующем виде [7]:

$$\frac{\partial \boldsymbol{\omega}}{\partial t} = \text{rot}(\mathbf{v} \times \boldsymbol{\omega}) + \nu \nabla^2 \boldsymbol{\omega}, \quad (1)$$

где  $\boldsymbol{\omega} = \text{rot } \mathbf{v}$ ,

$\mathbf{v}$  – вектор скорости,

$\nu$  – кинематическая вязкость жидкости.

Удобной интегральной характеристикой интенсивности завихренности в некоторой области  $V$ , как отмечено в [7], является скалярная величина

$$\Phi = \iiint_V \frac{1}{2} \omega^2 dV. \quad (2)$$

Умножив уравнение (1) скалярно на  $\boldsymbol{\omega}$ , получим следующее выражение:

$$\boldsymbol{\omega} \cdot \frac{\partial \boldsymbol{\omega}}{\partial t} = \frac{1}{2} \frac{\partial \omega^2}{\partial t} = \boldsymbol{\omega} \cdot \text{rot}(\mathbf{v} \times \boldsymbol{\omega}) + \nu \boldsymbol{\omega} \cdot \nabla^2 \boldsymbol{\omega}. \quad (3)$$

Путем преобразования слагаемых в уравнении (3) на основе соотношений между дифференциальными операторами теории поля [8],[9] приходим к следующему равенству:

$$\frac{\partial\left(\frac{1}{2}\omega^2\right)}{\partial t} = -\operatorname{div}\left(\frac{1}{2}\omega^2\mathbf{v}\right) + \boldsymbol{\omega} \cdot (\boldsymbol{\omega} \cdot \nabla)\mathbf{v} + \operatorname{div}(v \operatorname{rot}\boldsymbol{\omega} \times \boldsymbol{\omega}) - v \operatorname{rot}^2\boldsymbol{\omega}. \quad (4)$$

Интегрируя соотношение (4) по объему рассматриваемой области, применяя формулу Гаусса-Остроградского, получим, с учетом обозначения (2), следующее выражение:

$$\frac{\partial\Phi}{\partial t} = -\iint_{\Sigma} \frac{1}{2}\omega^2 v_n d\sigma + \iint_{\Sigma} v(\operatorname{rot}\boldsymbol{\omega} \times \boldsymbol{\omega}) \cdot \mathbf{n} d\sigma + \iiint_V \boldsymbol{\omega} \cdot (\boldsymbol{\omega} \cdot \nabla)\mathbf{v} dV - v \iiint_V \operatorname{rot}^2\boldsymbol{\omega} dV. \quad (5)$$

Уравнение (5) можно рассматривать как баланс интенсивности завихренности в исследуемой области.

Примечательно, что все слагаемые в правой части уравнения (5) имеют вполне определенный смысл. Первое слагаемое характеризует изменение интенсивности завихренности за счет ее конвективного переноса через граничную поверхность. Второе слагаемое соответствует диффузии через граничную поверхность. Физический смысл третьего слагаемого рассмотрен в [7] как изменение завихренности за счет деформации вихревых линий. Последнее слагаемое, очевидно, соответствует вязкой диссипации завихренности в области. Остановимся подробнее на каждом из перечисленных слагаемых.

На основе анализа расчетной схемы, представленной на рис.1, и условий течения, можно обосновать для вихря скорости на участке  $\Sigma_1$  полной граничной поверхности значение

$$\omega = 2\Omega. \quad (6)$$

В выходном сечении  $\Sigma_5$  считаем закрутку погашенной и поток осевым, что приводит к выражению

$$\omega = \frac{\partial u}{\partial r}.$$

Поскольку  $\partial u / \partial r \approx 0$  в центральной части выходного сечения и завихренность сосредоточена вблизи стенок патрубка, где  $u \approx 0$ , то можно считать, что на  $\Sigma_5$

$$\omega^2 v_n = \left( \frac{\partial u}{\partial r} \right)^2 u \approx 0. \quad (7)$$

Равенства (6),(7) позволяют вычислить первый поверхностный интеграл в выражении (5):

$$-\iint_{\Sigma} \frac{1}{2} \omega^2 v_n d\sigma \approx -\iint_{\Sigma_1} \frac{1}{2} \cdot 4\Omega^2 \cdot v d\sigma = 2Q\Omega^2. \quad (8)$$

Второй поверхностный интеграл в (5), как уже было отмечено, характеризует диффузию интенсивности завихренности через граничную поверхность. Очевидно, что направление диффузии определяется направлением градиента интенсивности завихренности вблизи границ. При безрасходном вращении граничной поверхности завихренность постоянна по области и на границах, поэтому диффузия сквозь границу отсутствует. При возрастании завихренности внутри, диффузия через границу способствует оттоку интенсивности завихренности из области.

Так как рассматривается внутренне течение в ограниченной области, можно предположить, что удлинение вихревых линий не является ведущим механизмом, обуславливающим в нашем случае значительный рост завихренности. Кроме того, при достижении в целом установившегося режима течения этот механизм перестает действовать. Поэтому будем считать, что третье слагаемое в правой части уравнения (5) играет в изменении завихренности в рассматриваемом течении существенно меньшую роль, чем первое.

Вязкая диссипация завихренности в области, характеризуемая последним объемным интегралом в правой части уравнения (5), является, как предположено выше, тем фактором, который вместе с диффузией через границу в конце концов компенсирует рост интенсивности завихренности.

На основе проведенного анализа представим равенство (5) в следующем виде:

$$\frac{\partial \Phi}{\partial t} = 2Q\Omega^2 - F, \quad (9)$$

где первое слагаемое в правой части в соответствии с (8) выражает рост интенсивности завихренности за счет конвекции через граничную поверхность. Второе слагаемое – функция  $F$ , объединяет в себе вязкую диссипацию и диффузию через границы.

Можно предположить, что среди величин, от которых зависит функция  $F$  в уравнении (9), есть в первую очередь интенсивность завихренности  $\Phi$  и вязкость жидкости  $\nu$ . Такой вывод следует из того факта, что величина диссипации завихренности и ее диффузии через границу тем больше, чем больше интенсивность завихренности в рассматриваемой области и вязкость жидкости. Естественно также считать, что значения функции  $F$  зависят от объема области и площади поверхности ее границ, поскольку слагаемые в уравнении (5), представляемые этой функцией, суть поверхностный и объемный интегралы. И площадь поверхности, и объем области определяются характерными размерами  $R, l$ . Таким образом, имеем:

$$F = F(\nu, \Phi, R, l). \quad (10)$$

В соответствии с теорией размерностей [10] зависимость (10) может быть преобразована к следующему виду:

$$F = \frac{\nu^3}{R^3} f\left(\frac{l}{R}, \frac{\Phi R}{\nu^2}\right). \quad (11)$$

При фиксированном отношении  $l/R = const$ , вместо (11) будем иметь:

$$F = \frac{\nu^3}{R^3} f\left(\frac{\Phi R}{\nu^2}\right). \quad (12)$$

То есть, в этом случае скорость диссипации интенсивности завихренности, выражаемая функцией  $F$ , зависит от одного безразмерного параметра. Предположим, что функция  $f$  в (12) есть линейная функция своего аргумента, обращающаяся в ноль при  $\Phi = 0$ . Тогда

$$F = b \frac{\nu^3}{R^3} \frac{\Phi R}{\nu^2} = b \frac{\nu \Phi}{R^2}, \quad (13)$$

где  $b$  – некоторый эмпирический коэффициент (в общем случае зависящий от параметра  $l/R$ ). Если, напротив, предположить нелинейную зависимость  $f$  от  $\frac{\Phi R}{\nu^2}$ , то в итоге функция  $F$  не будет линейно зависеть

от вязкости  $\nu$ . В то же время явное выражение для слагаемых, характеризующих вязкую диссипацию и граничную диффузию интенсивности

завихренности (см. уравнение (5)), содержит  $\nu$  именно как линейный множитель. Таким образом, зависимость (13) представляется правильной.

Подставляя выражение (13) в уравнение (9), приходим к следующему дифференциальному уравнению для интенсивности завихренности:

$$\frac{d\Phi}{dt} = 2Q\Omega^2 - \frac{b\nu}{R^2}\Phi,$$

общее решение которого имеет вид:

$$\Phi = \frac{2QR^2\Omega^2}{b\nu} - \frac{R^2}{b\nu}Ce^{-\frac{b\nu}{R^2}t}, \quad (14)$$

где  $C$  – постоянная, определяемая начальными условиями.

При достижении квазиустановившегося режима течения жидкости в рассматриваемой области, интенсивность завихренности достигает своего максимального значения, которое, как следует из (14), равно

$$\Phi_* = \frac{2QR^2\Omega^2}{b\nu}. \quad (15)$$

Теперь рассмотрим вопрос о связи суммарной интенсивности завихренности с потерями напора. Будем называть отнесенные к единице массы жидкости потери напора, обусловленные нестационарным вихревым характером потока в исследуемой области, вихревыми потерями и обозначать  $H_w$ . Для определения количественного выражения этих потерь снова обратимся к соображениям теории размерностей. Чтобы установить перечень параметров, от которых зависит  $H_w$ , рассмотрим подробнее механизм образования этих потерь. Этот механизм известен из теории турбулентности и представляет собой обмен количеством движения между вихревыми массами. Указанный обмен количеством движения эквивалентен действию сил сопротивления и его интенсивность определяется пульсационными по отношению к осредненному движению скоростями. Последние, в свою очередь, определяются интенсивностью завихренности и размерами вихрей. Интенсивность завихренности характеризуется введенной выше величиной  $\Phi_*$ .

В соответствии с известным каскадным механизмом Ричардсона – Колмогорова, отбор энергии от основного потока в турбулентных течениях осуществляется в вихрях наиболее крупных масштабов. В нашем случае максимальный масштаб вихревых масс оценивается поперечным размером области течения  $R$ . Время пребывания транзитного объема в

завихренной области определяется среднерасходной скоростью и размерами области  $R, l$ . Таким образом, вихревые потери можно представить в следующем обобщенном виде:

$$H_w = H_w(\Phi_*, Q, R, l).$$

Применяя  $\pi$ -теорему теории размерностей, и учитывая равенство (15), получим:

$$H_w = \frac{Q\Omega^2 R^2}{\nu l} h_w \left( \frac{l}{R}, \frac{\sqrt{Q\nu l}}{\Omega R^3} \right). \quad (16)$$

При записи равенства (16) неопределенный пока эмпирический коэффициент  $h_w$  включен неявно в функциональную зависимость. Безразмерные вихревые потери

$$h_w = \frac{H_w \nu l}{Q\Omega^2 R^2}. \quad (17)$$

уместно называть коэффициентом вихревых потерь. Аргументы же функциональной зависимости

$$\frac{l}{R}, \xi = \frac{\sqrt{Q\nu l}}{\Omega R^3}, \quad (18)$$

выступают в качестве критериев подобия. Для геометрически подобных областей  $\left(\frac{l}{R} = idem\right)$  задача определения коэффициента вихревых потерь становится автомодельной относительно определенного в (18) критерия  $\xi$ .

$$h_w = f(\xi). \quad (19)$$

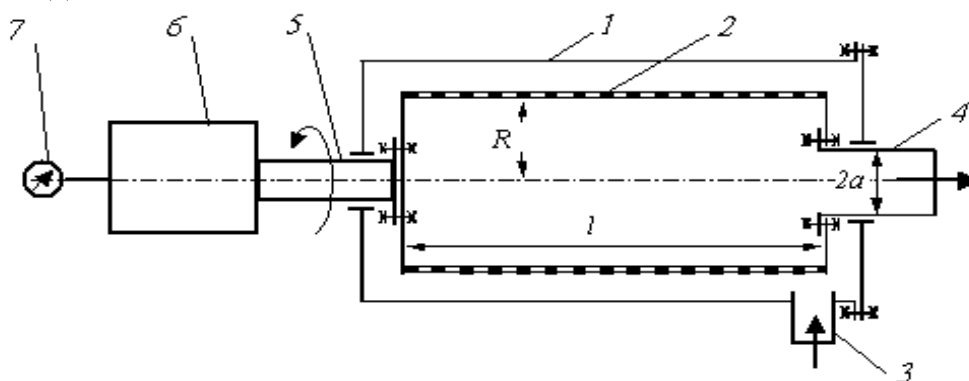
Для подтверждения правильности выдвинутых предположений и непосредственного определения функциональной зависимости коэффициента вихревых потерь от критериального параметра  $\xi$ , были подготовлены и проведены экспериментальные исследования. Одним из проверяемых предположений является зависимость коэффициента вихревых потерь  $h_w$  от исходных геометрических  $(l, R)$ , конструктивных  $(\Omega)$  и гидродинамических  $(Q, \nu)$  характеристик через единственный (при  $l/R = idem$ ) критериальный параметр  $\xi$ . Для проверки необходимо определить экспериментальным путем фактический вид функциональной за-



висимости (19). При этом, экспериментальные значения  $h_w$  следует получать несколько раз для близких значений параметра  $\xi$ , полученных при различных комбинациях расхода  $Q$ , угловой скорости  $\Omega$  и размеров области  $l, R$  (при фиксированном отношении  $l/R$ ). Для подтверждения справедливости высказанных теоретических предположений и зависимостей (в частности формулы (16) для определения вихревых потерь напора), необходимо, чтобы все, полученные таким образом экспериментальные точки, ложились на одну кривую регрессии.

Для проведения экспериментальных исследований были изготовлены гидравлический стенд и модель, реализующая течение в соответствии с расчетной схемой на рис. 1. Устройство экспериментальной модели представлено на рисунке 2.

В трех различных сериях экспериментальных исследований были определены по 5 экспериментальных точек на плоскости  $(\xi, h_w)$  в едином диапазоне изменения критерия  $\xi$ . В каждой серии для получения каждой экспериментальной точки проводилось 4 параллельных опыта. При обработке результатов, в пределах каждой серии оценивались однородность результатов для всех точек и погрешность воспроизводимости с доверительной вероятностью 95%. Близкие значения безразмерного аргумента  $\xi$  в различных сериях эксперимента получались, в соответствии с формулой (18), при различном сочетании основных физических факторов рассматриваемой задачи: расхода жидкости  $Q$ , угловой скорости вращения проницаемой поверхности  $\Omega$ , длины и радиуса внутренней полости вращающегося цилиндра  $l, R$  (при  $l/R = idem$ ), вязкости жидкости  $\nu$ .



1-корпус; 2-вращающийся пустотелый цилиндр с проницаемой боковой поверхностью; 3- патрубок подвода жидкости; 4- патрубок отвода жидкости; 5- приводной вал; 6- электропривод с плавным регулированием частоты вращения; 7- тахометр.

Рисунок 2 – Схема экспериментальной модели

На рисунке 3 представлены результаты обработки экспериментальных исследований. На графике отмечены экспериментальные точки и кривая регрессии, описываемая уравнением

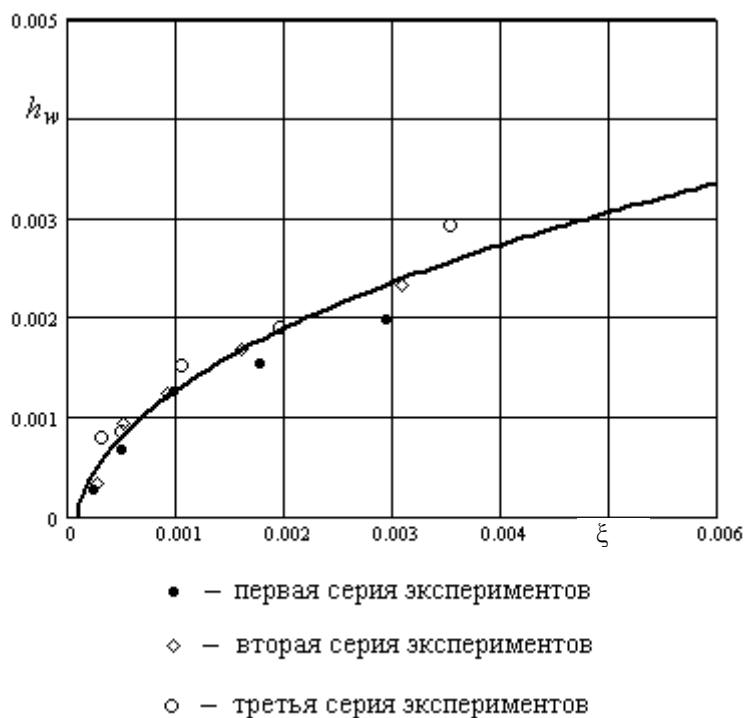


Рисунок 3 – Результаты экспериментального определения зависимости  $h_w = f(\xi)$ .

$$h_w = 0.035 \xi^{0.427} - 5.391 \cdot 10^{-4}. \quad (20)$$

Как видно по рисунку 3, все экспериментальные точки из различных серий достаточно хорошо ложатся на одну кривую, определяемую уравнением (20). Это подтверждает сформулированную выше роль безразмерного параметра  $\xi$ , определяемого выражением (18), как критерия подобия процесса образования вихревых потерь в рассматриваемых закрученных течениях.

**Выводы.** Для внутренних течений в цилиндрической области, отличающихся подводом жидкости через боковую поверхность с одновременной ее закруткой получено уравнение балланса суммарной интенсивности завихренности (5). На основе интерпретации и анализа всех слагаемых в этом уравнении выдвинуто предположение о том, что причиной больших гидродинамических потерь в рассматриваемых течениях, является значительное возрастание интенсивности завихренности

внутри вращающегося цилиндра с проницаемой боковой поверхностью. Причиной такого роста является конвективный перенос, своего рода нагнетание завихренных вращающейся поверхностью масс жидкости, через эту поверхность внутрь области. С позиций такого предположения при использовании методов теории размерностей и подобия получены соотношения, определяющее максимальное значение суммарной интенсивности завихренности в области течения и величину вихревых потерь напора. Соотношение (15) для максимальной интенсивности завихренности содержит эмпирический коэффициент, который для геометрически подобных областей является постоянной величиной. Вихревые потери напора в соответствии с формулой (16) определяются безразмерным коэффициентом, который для геометрически подобных областей является функцией одного комплексного безразмерного параметра. Тем самым установлены критерии подобия процесса образования вихревых потерь напора в исследуемых течениях, определяемые равенствами (18). Эмпирическая зависимость (20) вместе с формулами (16), (18) позволяет для условий течения в соответствии с расчетной схемой на рис. 1 определять количественно вихревые потери.

В дальнейших исследованиях в первую очередь необходимо выяснить, каким образом коэффициент вихревых потерь  $h_w$  зависит от геометрических и конструктивных особенностей области течения. Частью такого исследования является выяснение возможности и диапазона применимости результатов, полученных для вращающегося отсасывающего цилиндра, к циклонным камерам различной конструкции.

Следующим направлением является использование полученных зависимостей для вихревых потерь напора и суммарной интенсивности завихренности для тестирования и обоснования расчетной модели при численных исследованиях рассматриваемого класса закрученных течений.

*Раскрыт механизм формирования значительных гидродинамических потерь в закрученных потоках внутри вращающегося цилиндра с проницаемой боковой поверхностью. Получены полу эмпирические зависимости для определения суммарной интенсивности завихренности и вихревых потерь напора в исследуемых течениях.*

*Mechanism of sufficient hydrodynamic loss formation in swirl flows inside of rotating cylinder with permeable lateral surface is revealed. Semi – empirical dependence for total vorticity intensity and vortex loss in head determination in flows under consideration are obtained.*

### **Библиографический список**

1. Гольдитик М.А. Вихревые потоки.- Новосибирск: Наука, 1981.- 368 с.
2. Щукин В.К., Халатов А.А. Теплообмен, массообмен и гидродинамика закрученных потоков в осесимметричных каналах.- М.: Машиностроение, 1982.- 199с.
3. Гунта А., Лилли Д., Сайред Н. Закрученные потоки.- Пер. с англ.- М.: Мир, 1987.- 588с.
4. V. Yakhot, S. A. Orszag. Renormalization Group Analysis of Turbulence. I. Basic theory// J. Sci. Comput., 1986.- No. 1.- P.1–51.
5. T.-H. Shih, W. W. Liou, A. Shabbir, Z. Yang, and J. Zhu. A New  $k-\varepsilon$  Eddy-Viscosity Model for High Reynolds Number Turbulent Flows// Model Development and Validation. Computers Fluids, 1995.- № 24(3).-P. 227-238.
6. O. V. Matvienko. Analysis of Turbulence Models and Investigation of the Structure of the Flow in a Hydrocyclon// Journal of Engineering Physics and Thermophysics, 2004.-Vol. 77, No. 2.- P.316-323.
7. Бетчелор Дж. Введение в динамику жидкости.- М.: Мир, 1973.- 757с.
8. Лойцянский Л.Г. Механика жидкости и газа.- М.: Наука, 1973.- 848 с.
9. Корн Г., Корн Т. Справочник по математике для научных работников и инженеров.- М.: Наука, 1984.- 831с.
10. Седов Л.И. Методы подобия и размерности в механике.- М.: Физматгиз, 1981.- 359с.
11. Лойцянский Л.Г. Механика жидкости и газа.- М.: Наука, 1973.- 848 с.

ЭЛЕКТРОТЕХНИКА.  
РАДИОТЕХНИКА



*Канд. техн. наук, доц. Дрючин В. Г.  
канд. техн. наук, доц. Самчелев Ю. П.  
канд. техн. наук, доц. Шевченко И. С.  
(ДонГТУ, г. Алчевск, Украина)*

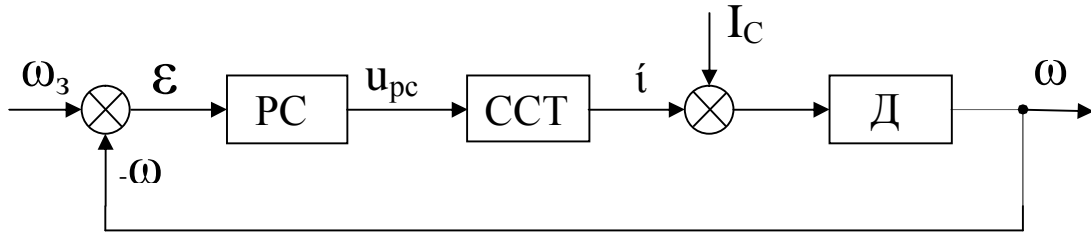
## **ЭЛЕКТРОПРИВОД НА БАЗЕ РЕГУЛИРУЕМОГО ИСТОЧНИКА ТОКА С ПИ-РЕГУЛЯТОРОМ СКОРОСТИ**

*Розглянуто електропривод постійного струму з ПІ-регулятором швидкості та релейною системою стабілізації струму. Наведена методика розрахунку параметрів ПІ-регулятора та результати моделювання.*

С ПИ-регулятором скорости системы подчиненного регулирования электроприводов (ЭП) получили широкое распространение. Токосый контур таких систем выполняет функцию регулируемого источника тока. В [1] рассмотрена система электропривода, токовой контур которой выполнен на базе системы стабилизации тока (ССТ) с релейным регулятором [2], а регулятор скорости – П-регулятор. Проведенный в [1] анализ ЭП позволил предложить методику расчета таких систем электроприводов с учетом насыщения регулятора скорости, определение его параметров, обеспечивающих требуемые качественные показатели. Заслуживает внимание анализ систем электропривода подобного типа с другими типовыми регуляторами скорости и, в частности, с ПИ-регулятором.

**Постановка задачи.** Определение параметров ПИ-регулятора скорости системы электропривода, выполненной на базе релейной ССТ, которые обеспечивали бы требуемые качественные показатели ЭП с учетом насыщения регулятора.

**Изложение материала.** Рассмотрим ЭП с ПИ-регулятором скорости, блок-схема которого представлена на рисунке 1.



РС – регулятор скорости; ССТ – система стабилизации тока якоря;  
 Д – электромеханическая часть электродвигателя.

Рисунок 1 – Блок-схема электропривода с ССТ

Регулятор описывается выражениями

$$u_{pc} = k_p \varepsilon + \frac{k_p}{T_u} \int \varepsilon dt, \quad \varepsilon \leq \delta \quad (1)$$

$$u_{pc} = B_c, \quad \varepsilon \geq \delta,$$

где  $u_{pc}$  – выходной сигнал регулятора скорости;

$\varepsilon = \omega_3 - \omega$  – ошибка системы электропривода по скорости;

$k_p, T_u$  – параметры ПИ-регулятора;

$B_c, \delta$  – параметры зоны насыщения регулятора.

Работа ЭП с ПИ-регулятором скорости рассматривается в соответствии с методикой, принятой в [1] с учетом нелинейности характеристики регулятора.

При подаче на вход системы  $\omega_3$  на выходе РС, согласно (1), будем иметь сигнал  $u_{pc} = B_c$ , соответствующий определенному току задания

$$I_3 = \frac{B_c}{k_T} \quad (k_T - \text{коэффициент передачи датчика тока в ССТ}).$$

Вход в режим стабилизации тока характеризуется изменением тока на выходе ССТ в соответствии с [2]:

$$i = k_n \cdot k \cdot B_T \left( 1 - e^{-t/T_я} \right), \quad (2)$$

а длительность этого процесса определяется выражением



$$t_1 = -T_{я} \ln \left( 1 - \frac{I_3}{k \cdot k_n \cdot B_T} \right), \quad (3)$$

где  $T_{я} = \frac{L_{я}}{R_{я}}$ ,  $k = \frac{1}{R_{я}}$ ,  $L_{я}$ ,  $R_{я}$  – параметры якорной цепи двигателя;

$k_n$  – коэффициент передачи преобразователя;

$B_T$  – «полка» релейного регулятора тока.

При  $t = t_1$  скорость двигателя будет равна

$$\omega_1 = \frac{k_{\partial} \cdot k_n \cdot B_T}{T_M} \left[ (t_1 - t_1') + T_{я} \left( e^{-t_1/T_{я}} - e^{-t_1'/T_{я}} \right) \right], \quad (4)$$

где  $k_{\partial}$ ,  $T_M$  – соответственно коэффициент передачи и электромеханическая постоянная времени двигателя;

$t_1'$  – время достижения током ССТ значения  $i = I_c$ , которое определяется выражением

$$t_1' = -T_{я} \ln \left( 1 - \frac{I_c}{k \cdot k_n \cdot B_T} \right). \quad (5)$$

При этом ошибка системы регулирования скорости на данном интервале будет определяться:

$$\varepsilon = \omega_3, \quad 0 \leq t \leq t_1';$$

$$\varepsilon = \omega_3 - \frac{k_{\partial} \cdot k_n \cdot B_T}{T_M} \left[ (t - t_1') + T_{я} \left( e^{-t/T_{я}} - e^{-t_1'/T_{я}} \right) \right], \quad t_1' \leq t \leq t_1, \quad (6)$$

т. е.  $\varepsilon > \delta$  и на выходе регулятора скорости в соответствии с (1) имеет место  $u_{pc} = B_c$ .

Интегральная составляющая выхода регулятора скорости к концу первого интервала равна

$$u_{pcI}^u = \frac{k_p}{T_u} (\omega_3 t_1 - \frac{k_p \cdot k_n \cdot B_T}{T_M} [\frac{1}{2}(t_1^2 - t_1'^2) - t_1'(t_1 - t_1') - T_{я}^2 \times (e^{-t_1/T_{я}} - e^{-t_1'/T_{я}}) - T_{я} e^{-t_1'/T_{я}}(t_1 - t_1')]) \quad (7)$$

В режиме стабилизации тока (второй интервал) на выходе ССТ будем иметь  $I = I_3$ .

В соответствии с уравнением движения электропривода скорость двигателя на данном участке определяется как

$$\omega = \frac{k_{\partial} R_{я}}{T_M} (I_3 - I_c) \cdot t + \omega_1 \quad (8)$$

Ошибка системы электропривода в конце рассматриваемого интервала определяется выражением

$$\varepsilon = \omega_3 - \omega_1 - \frac{k_{\partial} R_{я}}{T_M} (I_3 - I_c) \cdot t_2 \quad (9)$$

Из условия равенства  $\varepsilon = \delta$  определяется длительность второго интервала

$$t_2 = \frac{(\omega_3 - \omega_1 - \delta) T_M}{k_{\partial} R_{я} (I_3 - I_c)} \quad (10)$$

Выходной сигнал регулятора скорости в конце второго интервала определяется выражением

$$u_{pcII} = u_{pcII}^n + u_{pcII}^u = k_p \delta + \frac{k_p T_M ((\omega_3 - \omega_1)^2 - \delta^2)}{2 T_u k_{\partial} R_{я} (I_3 - I_c)} + u_{pcII}^u = B_c \quad (11)$$

При  $t > t_2$  ошибка системы уменьшается, что в соответствии с (1) приведет к уменьшению  $u_{pc}$  и отключению двигателя от ССТ и замыканию обмотки якоря через обратный диод [2].

Ток двигателя на этом интервале будет определяться выражением

$$I = I_3 e^{-t/T_{cp}}, \quad (12)$$

где  $T_{cp} = T \frac{m+1}{2}$ ;  $m = \frac{I_3}{I_c}$ ;  $T \approx \frac{L_{я} \cdot I_3 \cdot k_{\partial}}{\omega_3 - \delta}$  – постоянная времени в начале рассматриваемого интервала.

Продолжительность изменения тока от  $I = I_3$  до  $I = I_c$  (время третьего интервала) определяется из (12)

$$t_3 = T \frac{m+1}{2} \ln m \quad (13)$$

На этом интервале скорость двигателя будет продолжать увеличиваться (т. к.  $I > I_c$ ), а ошибка

$$\varepsilon = \delta - \frac{k_{\partial} R_{я}}{T_m} [T_{cp} I_3 (1 - e^{-t/T_{cp}}) - I_c \cdot t] \quad (14)$$

будет уменьшаться. В конце третьего интервала ошибка системы должна стать равной нулю, т. е.

$$\frac{k_{\partial} R_{я}}{T_m} (T_{cp} I_3 (1 - e^{-t_3/T_{cp}}) - I_c \cdot t_3) = \delta \quad (15)$$

Учитывая (13), выражение (15) можно записать

$$\delta = \frac{k_{\partial} R_{я}}{T_m} T_{cp} (m - 1 - \ln m) I_c \quad (16)$$

Выходной сигнал регулятора скорости в конце третьего интервала должен обеспечивать на выходе ССТ  $I = I_c$ , т. е.

$$u_{pcIII} = \frac{k_p T_{cp} \ln m}{T_u} \delta - \frac{k_{\partial} k_p R_{я} T_{cp}^2}{2 T_u T_m} [(2I_3 - I_c \ln m) \ln m - 2(I_3 - I_c)] + u_{pcII}^u = \frac{B_c}{m} \quad (17)$$

Проведенный анализ системы регулирования скорости с ПИ-регулятором скорости и релейной ССТ позволяет осуществить выбор параметров ПИ-регуляторов в следующей последовательности:

- из условия обеспечения предельного быстродействия выбирают  $B_c = k_T I_3 = k_T \cdot 2,5 I_H$  ( $I_H$  – номинальный ток двигателя);

- для номинальной нагрузки ( $I_c = I_H$ ) определяем  $\delta$  ПИ-регулятора в соответствии с (16);

- решая совместно (11) и (17) с учетом (7), (3), (5), найдем  $k_p$  и  $T_i$  ПИ-регулятора;

- в соответствии с (3), (5), (10), (13) можно определить длительность разгона двигателя до заданной скорости при найденных параметрах ПИ-регулятора.

Работа системы электропривода с ПИ-регулятором скорости, параметры которого определены по предложенной методике, представлены на рисунке 2.

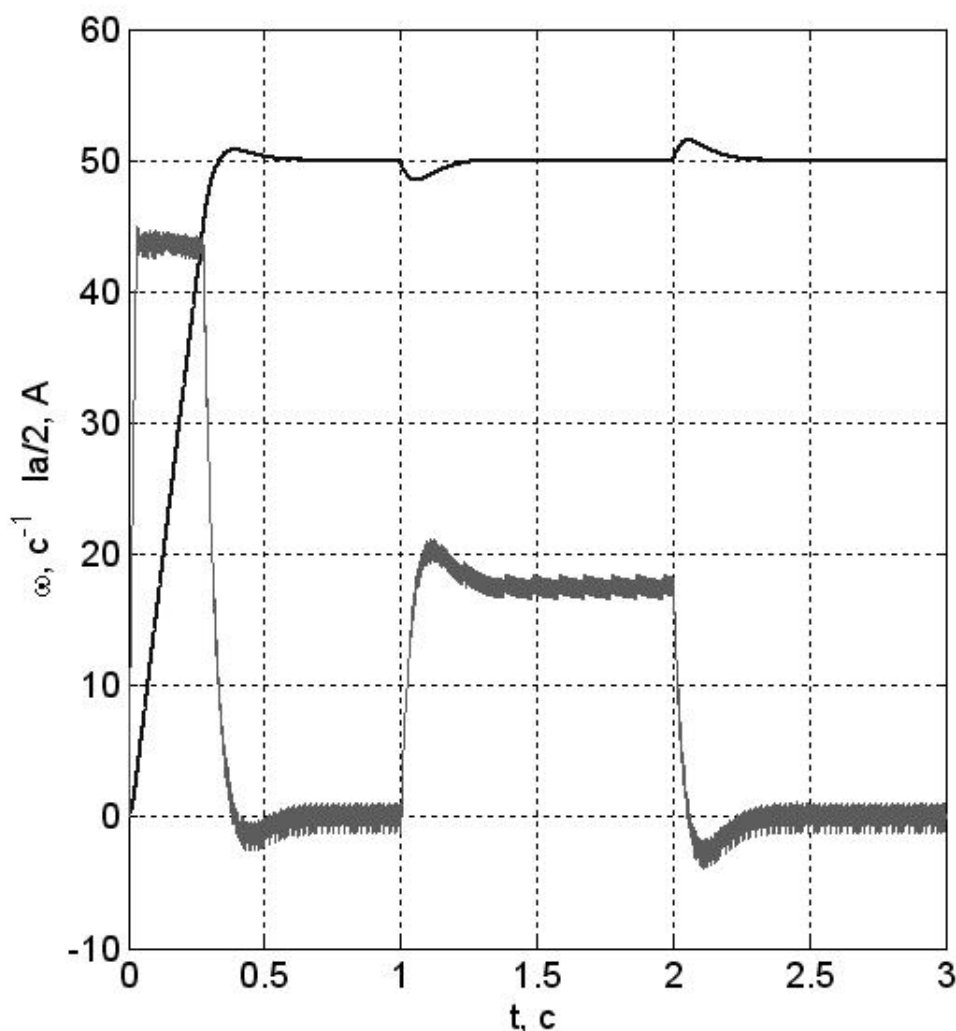


Рисунок 2 – Переходные процессы скорости и тока в режиме пуска и сброса-наброса нагрузки

**Выводы.** Работа электропривода на базе ССТ с релейным управлением и ПИ-регулятором скорости, с параметрами определенными по предложенной методике, обладает заданными качественными показателями, что подтверждено моделированием.

*Рассмотрен электропривод постоянного тока с ПИ-регулятором скорости и релейной системой стабилизации тока. Приведены методика расчета параметров ПИ-регулятора и результаты моделирования.*

*The electric drive of a direct current with a speed PI-governor and relay's system stabilizing a current is reviewed. The techniques of calculation of parameters of the PI- regulator and outcomes of simulation are submitted.*

#### **Библиографический список**

1. Дрючин В.Г., Самчелев Ю.П., Шевченко И.С. Электропривод на базе регулируемого источника постоянного тока // Сборник научных трудов. – 2005. – выпуск №19 – С. 404-409.
2. Самчелев Ю.П., Скурятин Ю.В., Дрючин В.Г. и др. Система стабилизации тока с релейным управлением // Электротехника и электроэнергетика. – 2004. - №1. – С. 60-66.

*Ст. научн. сотруд. Ламанов С. Л.  
вед.научн.сотр, канд. техн. наук Комиссаренко А. И.  
канд. техн. наук Мельничук В. Н.  
ст. научн. сотруд. Богданов В. К.  
(ДонГТУ, г. Алчевск, Украина)*

## **ИССЛЕДОВАНИЯ ОПТИМАЛЬНЫХ УСЛОВИЙ ФУНКЦИОНИРОВАНИЯ ГИБРИДНЫХ АППАРАТОВ С ОТДЕЛЕНИЕМ ИСТОЧНИКА ПИТАНИЯ**

*Проведено аналіз умов роботи гібридних апаратів з відокремленням джерела живлення в період відключення. Поставлена та вирішена задача оптимізації основної інтегральної характеристики шунтуючого контуру гібридного апарату за наявності в ньому дуги відключення.*

### **Проблема и ее связь с научными и практическими задачами.**

Гибридные коммутационные аппараты имеют все большее распространение в промышленности, т.к. позволяют сочетать свойства контактных и полупроводниковых элементов. Однако, обычно чем сильнее подавляется дуга отключения в гибридном аппарате, тем сложнее его схема, особенно в аппаратах постоянного тока. Поэтому представляет интерес совершенствование не только схем гибридных аппаратов, но и конструкций контактно-дугогасительных устройств добиваясь их оптимального сочетания и снижения стоимости, габаритов, повышения надежности аппарата в целом.

### **Анализ исследований и публикаций.**

Среди имеющихся схемных решений гибридных аппаратов постоянного тока [1] можно выделить группу схем, принцип действия которых предполагает отделение источника питания в начальный момент коммутации с последующим рассеиванием запаса электромагнитной энергии на активном сопротивлении нагрузки и в дуге отключения [2]. Схема замещения таких отключающих устройств представлена на рисунке 1.

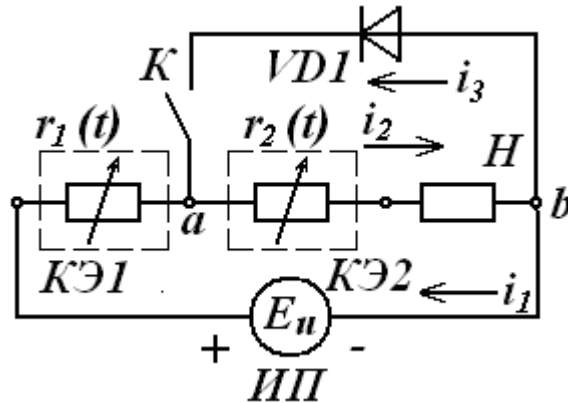


Рисунок 1. – Схема замещения отключающих устройств с отделением источника питания

### Постановка задачи.

Для целенаправленного подхода к исследованиям аппаратов с отделением источника питания необходимо знать условия их оптимального функционирования и предельные возможности улучшения ими основных характеристик процесса отключения. Для этого проведем анализ процессов в схеме рис.1.

Схема содержит последовательно соединенные с источником питания коммутирующие нагрузку  $H$  элементы  $KЭ1$  и  $KЭ2$  в виде параметрических резисторов с сопротивлениями  $r_1(t)$  и  $r_2(t)$  соответственно, параллельно нагрузке и  $KЭ2$  включены ключ  $K$  и встречно с источником питания – диод  $VD1$ . Ключ  $K$  может быть постоянно замкнут или замыкаться в определенный момент  $t_k$  периода отключения. До начала коммутации и после нее ключ  $K$  может быть разомкнут или замкнут.

### Изложение материала и его результаты.

При рассмотрении процесса отключения нагрузки индуктивностью и внутренним сопротивлением источника питания пренебрегаем. Все параметры выражены в относительных единицах [3]. Падение напряжения на  $KЭ1$  обозначим  $u_1^*$ , на  $KЭ2$  –  $u_2^*$ . Схема в общем случае работает следующим образом (основные моменты процесса коммутации и изменение временных характеристик можно проследить по рис. 2).

В начальный момент коммутации:

$$i^* = 0; i_1^* = i_2^* = I_n^* = 1; i_3^* = 0; u_1^* = u_2^* = 0, \quad (1)$$

где  $i_1^*$  – ток в цепи источника питания;

$i_2^*$  – ток нагрузки;

$i_3^*$  – ток в цепи диода  $VD1$ ,

ключ К разомкнут. С этого момента сопротивления  $r_1(t)$  и  $r_2(t)$  начинают увеличиваться, а ток  $i_1^*$  начинает уменьшаться. В момент времени  $t_c^*$

(в зависимости от схемы и конструкции гибридного аппарата, это время может изменяться в пределах  $0 \leq t_c^* \leq t_\delta^*$ ) замыкается ключ К и при определенных условиях, в момент  $t_c^*$ , за счет ЭДС самоиндукции нагрузки открывается диод VD1, который шунтирует последовательно соединенные нагрузку и КЭ2, при этом создаются условия для отделения источника питания (сопротивление  $r_1$  увеличивается до бесконечности). Считаем, что срез тока  $i_1$  происходит мгновенно, поэтому, в момент  $t_c^*$  имеем:

$$i_1^* = 0; i_2^* = i_3^*; u_1^* = 1. \quad (2)$$

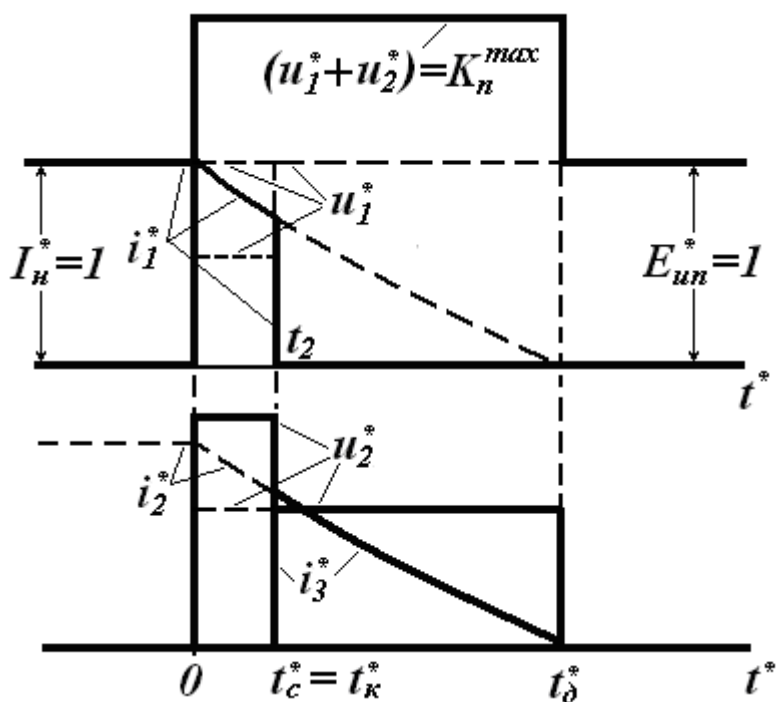


Рисунок 2 – Изменение токов и напряжений в гибридных аппаратах с отделением источника питания

Оставшаяся к моменту  $t_c^*$  часть энергии электромагнитного поля нагрузки рассеивается в виде тепла через шунтирующий диод VD1 на  $r_2$  и на активном сопротивлении нагрузки. В момент времени  $t_\delta^*$  имеем:

$$i_1^* = i_2^* = i_3^* = 0. \quad (3)$$



Определим условия функционирования схемы, при которых интегральные показатели процесса коммутации будут наилучшими.

Из принципа работы схемы ясно, что до момента замыкания ключа К (или отпириания диода) она эквивалентна схеме обычного аппарата. Уравнение баланса ЭДС и напряжений в этот период имеет вид:

$$E_u^* - L_H^* \frac{di_1^*}{dt^*} = R_H^* i_1^* + (u_1^* + u_2^*), (0 \leq t^* < t_c), \quad (4)$$

где  $E_u^* = L_H^* = R_H^* = 1$  – соответственно ЭДС источника питания, индуктивность и активное сопротивление нагрузки в относительных единицах.

На суммарное напряжение на коммутирующих элементах накладывается ограничение:

$$0 \leq (u_1^* + u_2^*) \leq K_{II}^{\max}, \quad (5)$$

где  $K_{II}^{\max}$  – максимально допустимая величина коммутационных перенапряжений в последовательной схеме коммутации.

Процессы в последовательной схеме коммутации требуют отдельного рассмотрения. Известно, что минимальное время коммутации достигается при максимальных  $K_{II}$  [4], поэтому можно записать:

$$u_1^*(t^*) + u_2^*(t) = K_{II}^{\max}. \quad (6)$$

При замыкании ключа К после перетекания тока  $i_2$  в цепь диода VD1 происходит отделение источника питания. Для этого необходимо чтобы напряжение на точках «а» и «b» (рис. 1) изменило свой знак (за счет ЭДС самоиндукции  $e_M$ ), то есть можно записать:

$$L_H^* \frac{di_2^*}{dt^*} + i_2^* R_H^* + u_2^* = -U_0^*, \quad (7)$$

где  $U_0^*$  – прямое падение напряжения на диоде VD1.

Очевидно, что чем раньше произойдет отделение источника питания, тем лучше будут интегральные характеристики процесса коммутации и наилучшими условиями являются те, при которых перетекание

тока  $i_2$  в шунтирующую цепь произойдет в момент замыкания ключа К, то есть, когда  $t_K$  равно  $t_c$ . Момент  $t_K$  в общем случае может быть произвольным, поэтому необходимо, чтобы условие отключения источника питания соблюдалось с самого начала коммутации. Определим его.

Учитывая, что в момент  $t_c$  ток  $i_1$  равен току  $i_2$ , из (4), с учетом (7) следует:

$$L_H^* \frac{di_2^*}{dt^*} + i_2^* R_H^* + u_2^* = E_u^* - u_1^* = -U_0^*, \quad (8)$$

откуда условие отключения источника питания:

$$u_1^* = E_u^* + U_0^*. \quad (9)$$

Условие (9) определяет минимально необходимое напряжение на КЭ2. В принципе  $u_1^*$  может быть больше, то есть можно записать:

$$u_1^*(t^*) \geq E_u^* + U_0^*. \quad (10)$$

Тогда можно записать оптимальные условия работы схемы до момента отключения источника питания:

$$\begin{cases} u_1^*(t^*) \geq E_u^* + U_0^*; \\ u_1^*(t^*) + u_2^*(t^*) = K_{II}^{\max}. \end{cases} \quad (11)$$

После отключения источника питания ток  $i_3^*$  в оставшемся контуре поддерживается за счет ЭДС самоиндукции нагрузки. Процесс отключения закончится, когда израсходуется весь запас электромагнитной энергии. Решение вопроса об оптимальных условиях процесса рассеивания запаса электромагнитной энергии нагрузки после отключения источника питания не является однозначным. Решение зависит от выбранного критерия оптимальности. Если критерием является энерговыделение на КЭ2, то решение задачи его минимизации очевидно, поскольку сопротивление КЭ2, в данном случае, может быть равным нулю и энергия на нем выделяться не будет. Ток при этом будет определяться из уравнения

$$L_H^* \frac{di_3^*}{dt^*} + i_3^* R_H^* = 0, \quad (12)$$

следующим образом:

$$i_3^* = i_c^* \exp\left(-\frac{t^* R_H^*}{L_H^*}\right). \quad (13)$$

Анализ (13) показывает, что при таком управлении процессом отключения нагрузки время отключения стремится к бесконечности. На практике это время будет определяться величиной  $L_H / R_H$  и для индуктивной нагрузки будет слишком велико.

В рассматриваемой цепи, согласно принципу ее действия, после отделения источника питания нельзя сократить общее количество выделяющейся энергии, так как оно является минимально возможным. За обобщенный показатель, наиболее полно характеризующий процесс отключения цепи в приведенной схеме, может быть принято количество электричества, которое протекает в цепи за период отключения. До момента  $t_c$  оно выражается в относительных единицах функционалом

$$Q_1^* = \int_0^{t_c^*} i_1^* dt^* \equiv W_u^*, \quad (14)$$

а после –

$$Q_2^* = \int_{t_c^*}^{t_0^*} i_3^* dt^*, \quad (15)$$

где  $W_u$  – количество энергии, поступившей из источника питания.

Учитывая, что ток  $i_2^*$  в нагрузке и КЭ2 до момента  $t_c$  равен току  $i_1^*$ , а после – равен  $i_3^*$  и то, что ток  $i_2^*$ , согласно основным законам коммутации, является непрерывной функцией, можно записать для всего периода коммутации:

$$Q^* = \int_0^{t_c^*} i_2^* dt^* + \int_{t_c^*}^{t_0^*} i_2^* dt^* = \int_0^{t_0^*} i_2^* dt^*. \quad (16)$$

Таким образом, критерий (16) является интегральной характеристикой процесса отключения цепи в схеме рис.1, как до, так и после отделения источника питания  $E_u$ .

Определим оптимальное значение критерия (15), которое наиболее полно характеризует работу рассеивающего контура. Сформулируем условие задачи. Рассматриваемая электрическая цепь на интервале времени  $t_2^* \leq t^* \leq t_0^*$  описывается следующим уравнением в относитель-

ных единицах:

$$\frac{di_3^*}{dt^*} + i_3^* + u_2^* = 0, \quad (17)$$

при начальных условиях:

$$i_3^*(t_c^*) = i_c^*; \quad u_2^*(t_c^*) = u_c^*. \quad (18)$$

На напряжение  $u_2^*$  накладываются ограничения:

$$0 \leq u_2^*(t^*) \leq K_{\Pi 1}^{\max}, \quad (19)$$

где  $K_{\Pi 1}^{\max}$  – максимально допустимая величина коммутационных перенапряжений на КЭ2.

Приняв напряжение  $u_2^*$  на КЭ2 за управляющее воздействие, определим алгоритм управления, переводящий объект из начального состояния (18) в конечное:

$$i_3^*(t_o^*) = 0, \quad (20)$$

при этом критерий-функционал (15) должен принимать минимальное значение.

Поставленная задача относится к классу вариационных задач на условный экстремум и может быть решена математическими методами теории оптимального управления. Проведем ее решение на основе принципа максимума Л.С.Понтрягина.

Запишем систему уравнений, описывающую объект, с учетом (15):

$$\begin{cases} \frac{di^0}{dt^*} = i_3^* = f^0; \\ \frac{di_3^*}{dt^*} = -i_3^* - u_2^* = f^1. \end{cases} \quad (21)$$

Запишем функцию Гамильтона:

$$H = \psi^0 i_3^* - \psi^1 i_3^* - \psi^1 u_2^*. \quad (22)$$

С учетом (19), согласно принципу максимума, запишем алгоритм оптимального управления:

$$u_2^* = 0,5K_{II1}^{\max} [1 - \text{sign}(\psi^1)]. \quad (23)$$

Для определения управления  $u_2^*$  в функции времени запишем систему сопряженных уравнений:

$$\begin{cases} \frac{d\psi^0}{dt^*} = 0; \\ \frac{d\psi^1}{dt^*} = -\psi^0 + \psi^1. \end{cases} \quad (24)$$

Из (24) имеем:

$$\psi^1 = \exp(t^* - t_{\partial}^*) - 1. \quad (25)$$

Анализ (25) позволяет определить знак переменной  $\psi^1$  на интервале управления:

$$\psi^1 < 0, (t_c^* < t^* < t_{\partial}^*). \quad (26)$$

С учетом (26) окончательно записывается алгоритм управления, оптимальный с точки зрения количества электричества (15):

$$u_{2_0}^*(t^*) = K_{II1}^{\max} = \text{const}. \quad (27)$$

С учетом (26) имеем:

$$1 + K_{II1}^{\max} = K_{II}^{\max}, \quad (28)$$

откуда:

$$K_{II1}^{\max} = K_{II}^{\max} - 1. \quad (29)$$

Таким образом, алгоритм оптимального управления имеет релейный характер и предусматривает постоянство напряжения на КЭ2 с предельно допустимым уровнем, определяемым (29). То есть, после отделения источника питания предельно допустимый уровень коммутационных перенапряжений в рассеивающем контуре должен быть снижен на единицу, так как часть ЭДС самоиндукции уже не компенсируется ЭДС источника питания. Напряжение на КЭ2 после отделения источни-

ка питания может изменяться в пределах:

$$0 \leq u_2^*(t^*) \leq K_{II}^{\max} - 1. \quad (30)$$

Подстановкой (27) в (17) определяется оптимальное изменение тока в рассеивающем контуре:

$$i_{3o}^*(t^*) = C * \exp(-t^*) - K_{II}, \quad (31)$$

где  $C$  – постоянная интегрирования;  $K_{II} = u_{2o}^*$ .

С учетом условий (18), имеем:

$$i_{3o}^* = i_c^* \exp(t_c^* - t^*) - K_{II} [1 - \exp(t_c^* - t^*)], \quad (32)$$

откуда с учетом (20) определяется время рассеивания электромагнитной энергии после отключения источника питания:

$$t_{\partial o}^* = t_c^* + \ln \frac{K_{II} + 1}{K_{II}}, \quad (33)$$

или, если отключение источника питания осуществляется в начальный момент коммутации, т.е. когда

$$t_c^* = 0, \quad i_c^* = 1, \quad (34)$$

время  $t_{\partial o}^*$  будет равно:

$$t_{\partial o}^* = \ln \frac{1 + K_{II}}{K_{II}}. \quad (35)$$

Определим аналитические выражения для интегральных характеристик рассеивающего контура в рассматриваемой схеме для случая (34) с учетом (33, 34)

$$Q_{oo}^* = \int_0^{t_{\partial o}^*} i_{3o}^*(t^*) dt^* = 1 - K_{II} \ln \frac{K_{II} + 1}{K_{II}}. \quad (36)$$

### **Выводы и направление дальнейших исследований.**

Таким образом, определены условия отделения источника питания и оптимальные условия работы гибридных аппаратов с отделением источника питания. Результаты исследований позволяют обоснованно подходить к проектированию таких аппаратов, целенаправленно вести поиск конструкций, обеспечивающих максимальную эффективность.

Найденные математические выражения оптимальных параметров могут быть положены в основу разработки объективных критериев оценки и сравнения качества процесса отключения коммутационными аппаратами с отделением источника питания.

*Проведен анализ условий работы гибридных аппаратов с отделением источника питания в период отключения. Поставлена и решена задача оптимизации основной интегральной характеристики шунтирующего контура гибридного аппарата при наличии в нем дуги отключения.*

*The analysis of condition of work of hybrid switching units is conducted with the separation of source of feed in the period of disconnecting. Put and decided task of optimization of basic integral description of bypass contour of hybrid switching units at presence of in him arcs of disconnecting.*

### **Библиографический список**

1. Розанов. Ю.К., Акимов Е.Г. Основные тенденции развития силовых коммутационных аппаратов управления и защиты низкого напряжения. – *Электротехника*, 1997. №1.
2. Ткаченко Ю.С., Мельничук В.Н. Энергетический баланс дуговых коммутаторов в отключающих аппаратах постоянного тока. – *Сб/Электротехническая промышленность: Сер. Аппараты низкого напряжения*, 1976, №8, с.1-3
3. Комиссаренко А.И., Ламанов С.Л. Методика исследований процесса отключения цепей постоянного тока контактными коммутационными аппаратами. *Вісн. Східноукр. нац. Ун-ту им В.Даля.*-2002-№1(47) с18-24
4. Канов Л.Н., Марактанов В.А., Скляр Ю.С. Оптимальное управление коммутационными процессами в электрических цепях постоянного тока. – В кн.: Третий национальный симпозиум с международным участием СИЕЛА-77: Перспективы и проблемы автоматического электроаппаратостроения низкого напряжения. Доклады. Пловдив, 1977, с.89-74

*Ст. препод. Миколайчук В. А.  
аспирант Проскурина И. В.  
(ДонГТУ, г. Алчевск, Украина)*

## **К ВОПРОСУ ОПРЕДЕЛЕНИЯ ОСНОВНЫХ ПАРАМЕТРОВ ВЕТРОКОЛЕСА МНОГОЛОПАСТНЫХ ВЕТРОГЕНЕРАТОРОВ**

*В даній статті запропонована методика вибору та розрахунку форми профілю лопасті багатолопастих вітрогенераторів, яка може використовуватися в практичному застосуванні.*

### **Проблема и её связь с научными и практическими задачами.**

Современная ветроэнергетика является одной из наиболее перспективных отраслей альтернативной энергетики и по прогнозам к 2010 году ветровая энергия будет удовлетворять в разных странах мира от 2 до 25 % электроэнергетической потребности.

Потенция энергии ветра в пределах территории Украины в 1500-2000 раз превышает ее нынешние потребности в электроэнергии. Развитию ветроэнергетики в Украине значительно способствует Указ Президента №159/96 от 02.03.1996г. «О строительстве ветровых электростанций», на основании которого правительством Украины создана целевая программа серийного производства ветроэнергетических агрегатов. Согласно этой программы до 2010 года планируется построить ветровые электростанции, суммарная мощность которых составляет 2% в общем балансе электроэнергетики страны.

### **Анализ исследований и публикаций.**

Помимо разработки оригинальных конструкций ветроэнергетических агрегатов мощностью 500, 250, 220 кВт, в Украине в настоящее время разработано целое семейство горизонтально-осевых ветроагрегатов малой мощности от 1 до 10 кВт для автономной работы и снабжения энергией объектов, удаленных от энергосети. К таким установкам относятся ветроагрегаты АВЭ-6-4М, ВЭУ-10-10, АВЭ-2-4,5, ВЭУ-200 и другие [1].

### **Постановка задачи.**

В настоящей работе сделана попытка упростить методику аэродинамического расчета ветроколеса для многолопастных ветроагрегатов малой мощности, предложенную в работе [2].



### Изложение материала и его результаты.

Аэродинамические характеристики колеса изменяются в зависимости от числа и формы лопастей, а также положения лопастей в потоке ветра. Испытания на моделях показали, что обтекаемый профиль лопасти повышает коэффициент использования энергии ветра в большей мере, чем переменный угол заклеяния. Объясняется это тем, что чем лучше обтекаемость профиля лопасти, тем меньше силы сопротивления, которые затормаживают вращение ветроколеса. Кроме того, хорошая обтекаемость лопасти, хотя бы с одной лишь задней стороны, позволяет потоку ветра в этой части протекать с более высокими скоростями без завихрений, вызывая большую объемную силу.

Учитывая изложенное, для определения оптимальной формы профиля лопасти предлагается использовать зависимость максимального коэффициента подъемной силы  $C_{y\max}$  от отношения ширины лопасти к высоте дужки  $m$ , приведенную на рисунке 1.

Как видно из графика, интерес для практического использования представляет та часть этой зависимости, которая соответствует интервалу  $C_{y\max} = 1,1 \dots 1,5$ . Выбрав в этом интервале  $C_{y\max}$  по графику определяем величину  $m$ . Тогда из геометрических соотношений для любого радиуса  $r_k$  ветроколеса можно определить оптимальные размеры ширины элемента сечения лопасти по хорде

$$b_k = l_k \sqrt{\frac{3m^2}{3m^2 + 16}} \quad (1)$$

и высоты дужки

$$h_k = l_k \sqrt{\frac{3}{3m^2 + 16}}, \quad (2)$$

где  $l_k$  – ширина элемента равнобочной трапецеидальной заготовки лопасти на том же радиусе  $r_k$

$$l_k = l_o + \frac{(l - l_o)(r_k - r_o)}{R - r_o}, \quad (3)$$

где  $r_o$  и  $R$  – расстояние от оси ветроколеса до начала и конца лопасти;  $l_o$  и  $l$  – ширина заготовки лопасти на радиусах  $r_o$  и  $R$  соответственно.

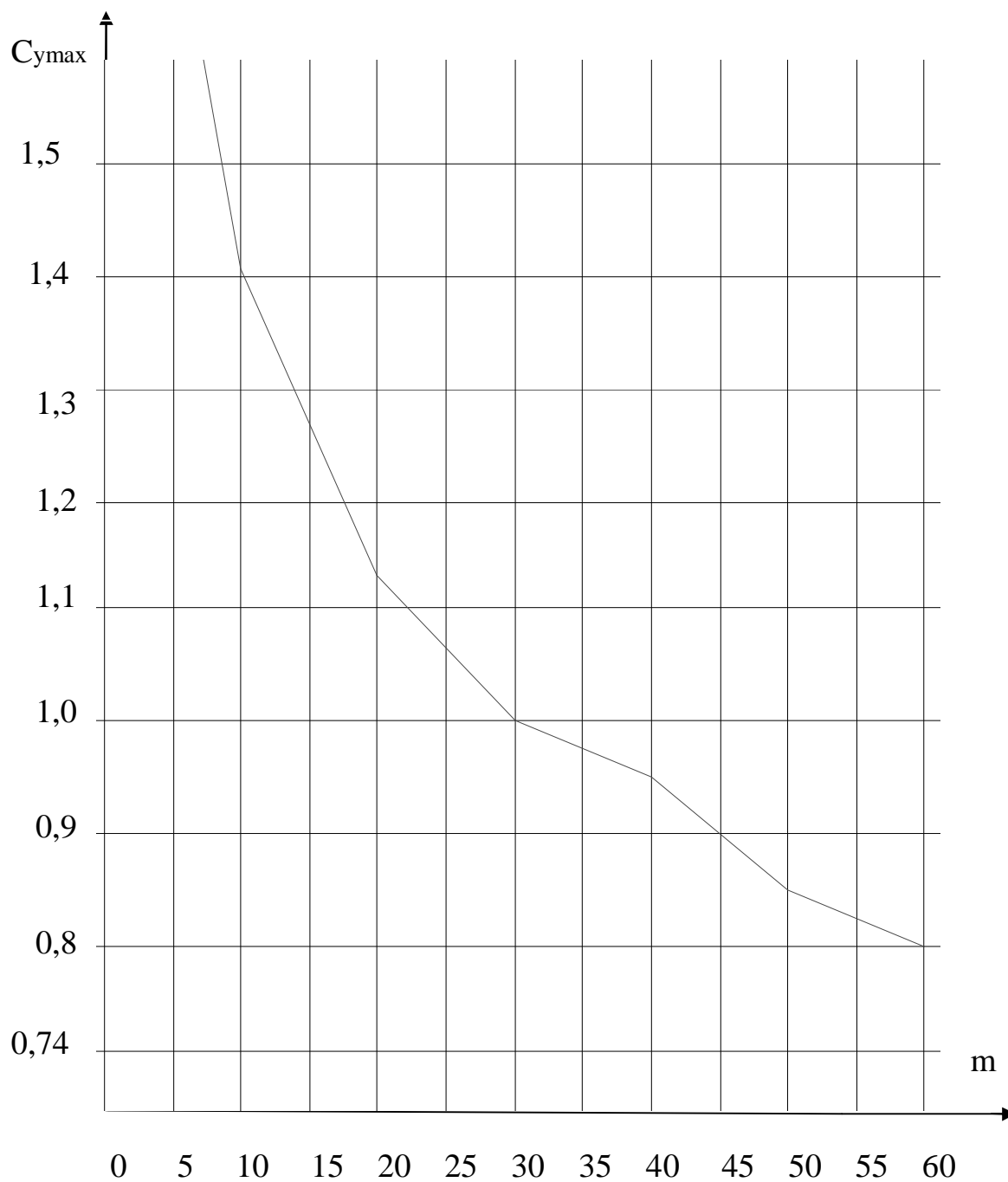


Рисунок 1 – Зависимость максимального коэффициента подъемной силы  $C_{y_{max}}$  от  $m$  – отношения ширины лопасти к высоте дужки

Радиус кривизны данного элемента сечения лопасти равен

$$\rho_k = l_k \left( \frac{m^2 + 4}{8} \right) \sqrt{\frac{3}{3m^2 + 16}} \quad (4)$$

Таблица 1 – Геометрические и аэродинамические параметры ветроколеса многолопастного ветроагрегата ВДММ – 4

Координата элемента сечения лопасти на радиусе $r$ ветроколеса, мм	Ширина $l$ элемента заготовки лопасти на радиусе $r$ ветроколеса, мм	Параметры									
		$Z$	$h$ , мм	$b$ , мм	$\rho$ , мм	$Z_u$	$\mu$	$C_y$	$\beta$	$\alpha$	$\varphi$
800	220	0,4	14,5	217	415	0,879	0,155	1,492	48°41'	3°41'	45°
1700	445	0,85	29,3	440	839	1,376	0,259	0,773	36°	14°	22°
2000	520	1,0	34,3	514	982	1,557	0,253	0,647	32°42'	15°42'	45°

По методике приведенной в [2] с использованием зависимости  $C_{y_{\max}} = f(m)$  и формул (1)...(4) был выполнен аэродинамический расчет ветроколеса диаметром  $D = 4000$  мм и длиной лопастей  $L = 120$  мм для ветроагрегата малой мощности ВДММ-4. При этом был получен максимальный коэффициент использования энергии ветра  $\xi = 0,285$ . Геометрические размеры профиля лопасти и аэродинамические параметры данного ветроколеса приведены в таблице 1, где  $Z$  – число модулей элементов лопасти на радиусе  $r$ ;  $Z_u$  – число относительных модулей;  $\mu$  – величина, обратная качеству крыла;  $C_y$  – коэффициент подъемной силы;  $\beta$  – угол протекания струй воздуха;  $\alpha$  – угол атаки профиля;  $\varphi$  – угол заклинения лопасти.

#### **Выводы и направления дальнейших исследований.**

Предложенная методика выбора и расчета формы профиля лопасти в значительной мере упрощает аэродинамический расчет ветроколеса особенно для многолопастных ветроагрегатов и может быть рекомендована для практического применения при их проектировании.

*В данной статье предложена методика выбора и расчета формы профиля лопасти многолопастных ветрогенераторов, которая может использоваться в практическом применении.*

*In this article is proposed the method of choice and calculation the profile form of blades of multi – blade wind generators, which can be used in practice.*

**Библиографический список**

1. Яхно О.М., Таурит Т.Г., Грабар И.Г. *Ветроэнергетика: конструирование и расчет ВЭУ: Учебное пособие.* – Житомир: ЖГТУ, 2002. – 255с.
2. *Ветродвигатели и ветроустановки: Учебное пособие / Е.М. Фатеев.* – 2-е изд., перераб. и доп. – М.: Сельхозгиз, 1957. – 536с.: ил.

*Доктор техн. наук, професор Луцик В. Д.  
гірничий інженер Дьяченко В. В.  
(ДонДТУ, м. Алчевськ, Україна)*

## **ЗМЕНШЕННЯ ВАГИ МІДІ ОБМОТКИ ЗБУДЖЕННЯ ІНДУКТОРНИХ ГЕНЕРАТОРІВ**

*Розроблений та досліджений вентильний індукторний генератор радіального збудження, в якого котушки обмотки збудження, котушки якірної обмотки розміщені на одних і тих же зубцях статора. Розглянута можливість зменшення ваги міді обмотки збудження за рахунок додаткового використання якірної обмотки в якості обмотки збудження.*

**Проблема і її зв'язок з науковими задачами.** Автотракторні генератори випускаються щорічно мільйонними серіями. Тому покращення їх масогабаритних показників та підвищення надійності має важливе народногосподарське значення.

**Аналіз досліджень і публікацій.** Найбільш надійними є автотракторні генератори індукторного типу, так як в них відсутня обмотка на роторі, відсутні контактні кільця і щітки, а ротори надзвичайно прості при виготовленні. Однак по масогабаритним показникам та витраті активних матеріалів індукторні генератори значно уступають синхронним генераторам з обмоткою збудження на роторі.

**Постанова задачі** – покращення масогабаритних та питомих показників індукторних генераторів.

**Викладення матеріалу і його результати.** Був розроблений, виготовлений і досліджений вентильний індукторний генератор радіального збудження, відмінною особливістю якого є те, що на зубцях статора розміщують окремо зосереджені котушки якірної обмотки і обмотки збудження.

Число зубців статора  $z_1=6$ . Кожна пара зубців є окремою фазою. Також кожна пара зубців утворює магнітний потік збудження,  $2p_{z_6}=6$ . Число зубців ротора  $z_2=8$ .

Фази якірної обмотки з'єднані в трикутник, при цьому в фазах якірної обмотки послідовно та узгоджено з іншими фазами ввімкнено діоди.

Завдяки діодам в фазах якірної обмотки протікає однопівперіодний випрямлений струм. Магнітний потік реакції якоря

має таку ж форму, що і струм, який його створює. Він має постійну складову і в два рази меншу основну гармонічну складову.

Відповідно в два рази завдяки діодам в фазах якірної обмотки зменшуються індуктивні опори  $x_d$  та  $x_q$  і відповідно поздовжня ЕРС реакції якоря  $E_d$  та поперечна ЕРС реакції якоря  $E_q$ . Жорсткість зовнішньої характеристики генератора завдяки діодам дуже різко зростає. При цьому магнітний потік реакції якоря, створений однопівперіодним випрямленим струмом, повинен бути направлений узгоджено з магнітним потоком, створеним обмоткою збудження.

Завдяки діодам потужність зростає більш ніж в два рази порівняно з серійним індукторним генератором такої ж ваги і розмірів.

Вага міді обмотки якоря, яка виконана проводом  $d=0,95$  мм числом витків котушки  $W_k=29$ , становить 225 грам. Вага міді обмотки збудження, яка виконана проводом  $d=0,67$  мм числом витків котушки  $W_k=73$ , складає 480 грам, тобто більш ніж в 2 рази перевищує вагу міді обмотки якоря.

Щільність струму в обмотці якоря при навантаженні  $P_2=600$  Вт (струм випрямлений  $I_d=43$  А, струм в фазі)

$$I_\phi = \frac{0.815}{\sqrt{3}} \cdot I_d = 20.2A$$

становить

$$j_a = \frac{I_\phi}{S_{ма}} = \frac{20,2}{0,7085} = 28,5 \frac{A}{мм^2}.$$

Щільність струму в обмотці збудження

$$j_{зб} = \frac{I_{зб}}{S_{мзб}} = \frac{5A}{0,352} = 14,2 \frac{A}{мм^2}.$$

Із характеристики холостого ходу  $E_o = f(I_{зб})$ , знятій при  $n=5000$ об/хв. (рис.1), видно, що оптимально було б працювати при більшому струмі збудження, а саме  $I_{зб}=6A$ ,  $E_o$  при цьому зростає на 8% і число витків якірної обмотки можна зменшити на 8%, що збільшить жорсткість зовнішньої характеристики, так як ЕРС реакції якоря  $E_d$  зменшується пропорційно квадрату числа витків [1], при цьому потужність генератора збільшується приблизно на 100 Вт (20%). Але опір обмотки збудження повинен дорівнювати  $R_{зб} = 2,8$  Ом, це величина незмінна і стандартна для всіх типів генераторів, які працюють з акуму-

ляторами на 14 В. Струм збудження, який регулюється реле напруги, не повинен перевищувати 5А.

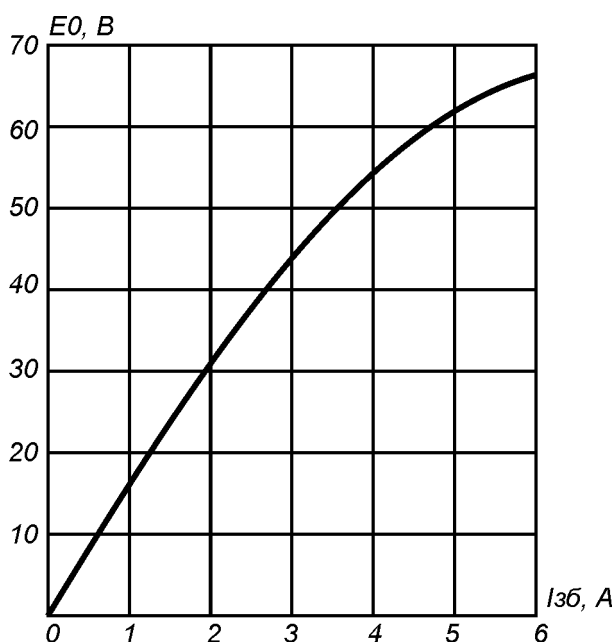


Рисунок 1 – Характеристика холостого ходу

Щоб збільшити МРС збудження, необхідно збільшити число витків, а щоб опір обмотки не збільшився, пропорційно потрібно збільшити поперечний переріз проводу

$$R_{зб} = \rho \frac{\ell_{\epsilon} W_{зб}}{S_m}$$

При збільшенні МРС на 20% вагу міді треба збільшити на 44%, тобто вага міді обмотки збудження буде становити  $480 \cdot 1,44 = 691$  грам, що є, звичайно, неприйнятним.

Проблему збільшення МРС збудження і додатково ще й зменшення ваги міді обмотки збудження можна вирішити, якщо якірну обмотку змусити працювати в якості обмотки збудження. Якщо приєднати джерело постійного струму до виводів AZ якірної обмотки (рис. 2), по якірній обмотці протікатиме струм збудження, створювана ним МРС збудження буде складуватись з МРС обмотки збудження.

Експериментальний зразок індукторного генератора досліджувався при струмі збудження 5А. МРС збудження одного полюса становило

$$F_n = I_{зб} \cdot W_k = 5 \cdot 73 = 365 A$$

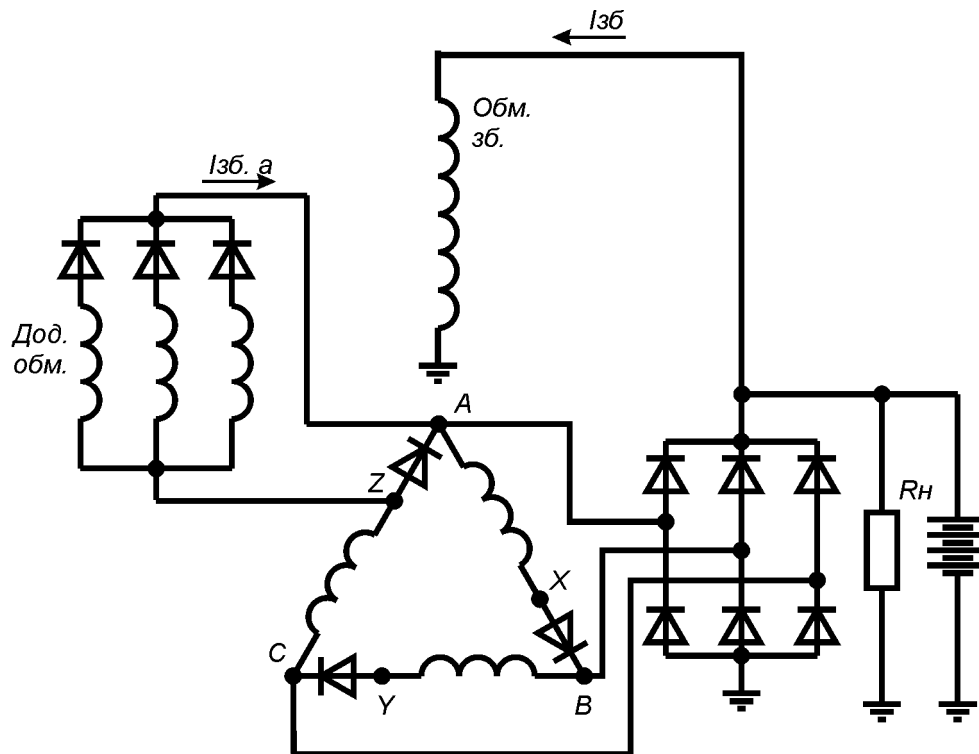


Рисунок 2 – Електрична схема

Якщо збільшити МРС збудження на 20%, МРС полюса становитиме

$$F_n' = I_{зб}' \cdot W_k = 6 \cdot 73 = 438 A,$$

і якщо навантаження на обмотку збудження зменшити на 20%, МРС котушки збудження і відповідно полюса становитиме

$$F_n'' = I_{зб}'' \cdot W_k = 4 \cdot 73 = 292 A,$$

а різницю між  $F_n'$  та  $F_n''$  компенсуватиме якірня обмотка, то струм збудження в якірній обмотці повинен дорівнювати

$$I_{зб.а} = \frac{F_n'}{W_{ка}} = \frac{438 - 292}{29} = 5 A.$$

Так як опір обмотки якоря між виводами А-Z складає 1 Ом, напруга джерела постійного струму потрібна всього 5 вольт. Це джерело постійного струму виконується так. На кожному зубці укладають додаткові витки числом  $W_{к.д.} = 14$  проводом  $d = 0.63$  мм. Витки зубців



попарно об'єднують в фази, подібно до якірної обмотки, але на відміну від якірної обмотки фази додаткової обмотки з'єднують в зірку і приєднують до трифазного однопівперіодного випрямляча, виконаного на трьох п'ятиамперних діодах. Вага міді додаткової обмотки складає 70 грам, при цьому вага міді збудження зменшується на 170 грам.

Втрати в обмотці якоря струму збудження, що протікає по якірній обмотці, складають всього 25 ват.

Слід зазначити, що із збільшенням навантаження ефективність додаткової обмотки пропорційно навантаженню зменшується, так як частина струму збудження, що протікає по якірній обмотці, відгалужується в навантаження. Але вже розроблені і досліджені прості засоби, які компенсують цей негативний ефект.

**Висновки та рекомендації.** По масогабаритним показникам описаний індукторний генератор наближається до показників серійних автомобільних генераторів з контактними кільцями. Але, зважаючи на більш просту конструкцію (ротор без обмотки збудження і без контактних кілець) і більшу надійність розроблений генератор повинен знайти широке застосування.

*Разработан и исследован вентильный индукторный генератор радиального возбуждения, в котором катушки обмотки возбуждения и катушки якорной обмотки размещены на одних и тех же зубцах статора. Рассмотрена возможность уменьшения веса меди обмотки возбуждения за счет дополнительного использования якорной обмотки в качестве обмотки возбуждения.*

*It is designed and investigated the valve inductive generator of radial stimulation, in which the field bobbin and armature coil are placed on the same teeth of stator. It is considered the opportunity to lessen the weight of copper of field bobbin due to additional using of armature coil as a field coil.*

### **Бібліографічний список**

1. Луцик В.Д. Покращення параметрів вентильних індукторних генераторів. //Вісник НТУ "ХПІ". Збірник наукових праць—Харків.— 2005. №48.— с. 77-82.

*Доктор техн. наук, професор Лущик В. Д.  
магістр Каранка В. Д.  
бакалавр Пік О. В.  
(ДонДТУ, м. Алчевськ, Україна)*

## **ДОДАТКОВИЙ ЕЛЕКТРОМАГНІТНИЙ МОМЕНТ В АСИНХРОННОГО КОРОТКОЗАМКНЕНОГО ДВИГУНА З КАСКАДНИМИ ВЛАСТИВОСТЯМИ**

*Описаний спосіб поліпшення пускових властивостей асинхронних двигунів з допомогою каскадного режиму роботи, який виникає, якщо короткозамикаючі кільця ротора розрізати, а на статорі застосувати суміщену  $2p_1/2p_2$ -полюсну обмотку.*

**Проблема і її зв'язок з науковими та практичними задачами.** Всі відомі до теперішнього часу способи поліпшення пускових властивостей асинхронних двигунів призводять до погіршення енергетичних показників в номінальному режимі роботи.

Створення каскадних властивостей в асинхронному двигуні під час його пуску покращує його пускові властивості: зростає пусковий момент та зменшується пусковий струм. Каскадні властивості при пуску можна створити у асинхронного двигуна з короткозамкненим ротором без помітного ускладнення технології його виготовлення. Досить на роторі короткозамкнені кільця виконати з розрізами. Розрізи в кільцях розміщені на однаковій відстані один від одного, при цьому розрізи одного короткозамкненого кільця розміщені проти розрізів другого кільця. Розрізи повинні бути розміщені проти зубців. Завдяки розрізам кілець в роторі утворюються додатково  $k$  короткозамкнених контурів [1].

**Аналіз досліджень і публікацій.** Роторна короткозамкнена обмотка завдяки розрізам короткозамкнених кілець утворює додаткове  $2p_2$  – полюсне поле, яке обертається зустрічно з  $2p_1$  – полюсним полем, створеним статорною обмоткою. Число пар полюсів додаткового  $2p_2$  – полюсного поля визначається так

$$p_2 = k - p_1 \quad (1)$$

де  $k$  – число розрізів одного короткозамкненого кільця.

Число розрізів повинно бути мінімально можливим, тому що чим менша кількість розрізів, тим менше вони впливають на погіршення енергетичних показників двигуна в номінальному режимі. Для чотириполюсного двигуна ( $2p_1=4$ ) раціонально зробити  $k=3$ . Тоді число пар полюсів додатково магнітного поля  $p_2=3-2=1$ , [2].

Фази статорної  $2p_1$ - полюсної обмотки повинні бути виконані із паралельних віток, які з'єднуються так, щоб вони утворювали короткозамкнені контури відносно  $2p_2$ -полюсного поля.

**Постанова задачі.** Потрібно одержати кількісні результати збільшення пускового моменту завдяки розрізам коротко замикаючих кілець і застосуванню статорної обмотки, виконаної з паралельними вітками.

**Виклад матеріалу і його результати.** Розглянемо збільшення пускового моменту на прикладі асинхронного двигуна 3ВР180М4 потужністю  $P_2=30$ кВт. Його магнітний потік  $\Phi$  на пару полюсів чотириполюсного ( $2p_1=4$ ) магнітного поля становить  $\Phi=0,016$  Вб. Знайдемо струми в стержнях при наявності розрізів короткозамкнених кілець. Опір стержня

$$Z_{CT} = (0,76 + j2)10^{-4} \text{ Ом},$$

опір елементу кільця  $r_k = 8,106 \cdot 10^{-7}$  Ом, число пазів ротора  $z_2 = 42$ .

Короткозамкнену типу білячої клітки обмотку можна зобразити як таку, що складається із  $n=z_2$  контурів (рис. 1), кожний із яких містить два рядом розміщених стержні, замкнених елементами двох короткозамкнених кілець. В кожному контурі протікає  $\dot{I}_{kn}$  струм.

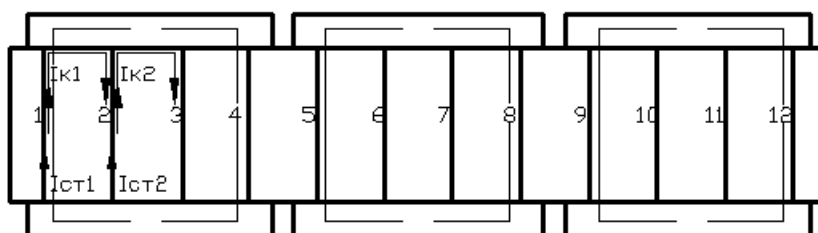


Рисунок 1 – Обмотка ротора з розрізами коротко замикаючих кілець

Використовуючи метод контурних струмів, складаємо систему  $n=z_2$  рівнянь рівноваги напруг:

$$\begin{aligned}
1) \dot{E}_1 - \dot{E}_2 & \quad \dot{I}_{K1} Z_{k1} - \dot{I}_{K42} Z_{CT} - \dot{I}_{K2} Z_{CT} \\
2) \dot{E}_2 - \dot{E}_3 & \quad \dot{I}_{K2} Z_{k2} - \dot{I}_{K1} Z_{CT} - \dot{I}_{K3} Z_{CT} \\
3) \dot{E}_3 - \dot{E}_4 & \quad \dot{I}_{K3} Z_{k3} - \dot{I}_{K2} Z_{CT} - \dot{I}_{K4} Z_{CT} \\
& \dots\dots\dots \\
n) \dot{E}_n - \dot{E}_{n+1} & \quad \dot{I}_{Kn} Z_{kn} - \dot{I}_{K(n-1)} Z_{CT} - \dot{I}_{K(n+1)} Z_{CT} \\
& \dots\dots\dots \\
42) \dot{E}_{42} - \dot{E}_1 & \quad \dot{I}_{K42} Z_{k42} - \dot{I}_{K41} Z_{CT} - \dot{I}_{K1} Z_{CT}
\end{aligned} \tag{2}$$

Опір кожного контуру  $Z_{kn} = (1,9 + j4)10^{-4}$  Ом. В місцях розрізів опори елементів кілець і відповідно опори контурів  $Z_{k14} = Z_{k28} = Z_{k42} = 10^4$  Ом (розрізи виконані між стержнями 14 і 15, 28 і 29, 42 і 1).

ЕРС стержня  $E_n$  визначалась по формулі

$$E_n = 2,512 \sin \frac{360^\circ}{21} n \tag{3}$$

Були одержані значення контурних струмів. Струми в стержнях визначались по формулам

$$\begin{aligned}
\dot{I}_{CT1} &= \dot{I}_{k1} - \dot{I}_{k42} \\
\dot{I}_{CT2} &= \dot{I}_{k2} - \dot{I}_{k1} \\
\dot{I}_{CT3} &= \dot{I}_{k3} - \dot{I}_{k2} \\
& \dots\dots\dots \\
\dot{I}_{CTn} &= \dot{I}_{kn} - \dot{I}_{k(n-1)}
\end{aligned} \tag{4}$$

Одержані величини струмів в стержнях роторної обмотки в комплексній формі. Кут відхилення струму в стержні  $\dot{I}_{CT} = A + jB$  від ЕРС стержня визначається арктангенсом відношення уявної частини струму до його дійсної частини

$$\alpha = \arctg \frac{B}{A}$$

Дійсна частина струму є його миттєве значення.

Щоб побудувати криву МРС стержнів короткозамкненої обмотки ротора в функції просторової координати, на якій розміщені стержні ротора числом  $z_2=42$ , необхідно по вісі ординат відкласти миттєві значення струмів стержнів, тобто їх дійсні частини.

Одержану криву МРС (рисунок 2), яка є періодичною функцією, розкладемо графоаналітичним способом в ряд Фур'є.

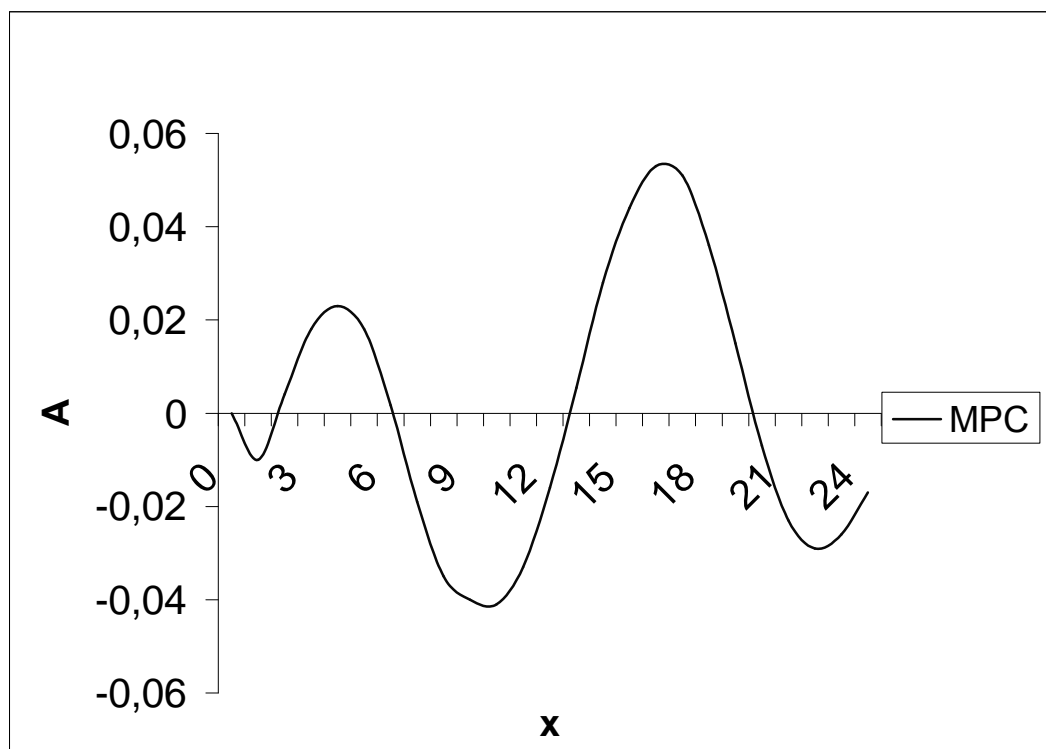


Рисунок 2 – Крива МРС стержнів короткозамкненої обмотки ротора

Нас цікавить амплітудне значення першої і другої гармоніки кривої МРС. Перша гармоніка – це  $2p_2$ -полюсне поле, яке утворюється роторною обмоткою при розрізах короткозамикаючих кілець ( $2p_2=2$ ). Друга гармоніка -  $2p_1$ -полюсне поле ( $2p_1=4$ ), утворюване статорною обмоткою. Величина  $2p_1$ -полюсного поля практично не змінюється при виконанні розрізів, тому що величина цього поля визначається величиною підведеної до статорної обмотки напруги і числом витків фаз статорної обмотки.

Будь-яку гармоніку кривої МРС (рис.2) можна зобразити так:

$$A_v \sin(v\beta z + \psi_v) \quad A_v' \sin v\beta z + A_v'' \cos v\beta z \quad (5)$$

де

$$A'_v = \frac{2 \sum_z I_{CTZ} \sin v\beta z}{z},$$

$$A''_v = \frac{2 \sum_z I_{CTZ} \cos v\beta z}{z},$$

тут

$$\beta = \frac{360^0 \cdot p_2}{z_2} = \frac{360^0}{42}.$$

Амплітуда відповідної гармоніки

$$A_v = \sqrt{(A'_v)^2 + (A''_v)^2} \quad (6)$$

Кут  $v$  – порядок гармонічної,  $v=1$  для  $2p_2$ -полюсного поля,  $v=2$  для  $2p_1$ -полюсного поля.

Виконавши відповідні розрахунки, знаходимо:

$$A_1=10,99; A_2=35,89.$$

Із співвідношення амплітудних значень цих гармонік знаходимо величину  $2p_2$ -полюсного поля. При цьому потрібно враховувати, що магнітний потік пропорційний його амплітуді і полюсному діленню:

$$\Phi_{2p_2} = \Phi_{2p_4} \frac{A_1}{A_2} \cdot \frac{\tau_{2p_2}}{\tau_{2p_4}} = \Phi_{2p_4} \cdot \frac{2A_1}{A_2} = 0,016 \frac{2 \cdot 10,99}{35,89} = 0,0098 \text{ Вб} \quad (7)$$

Відносно  $2p_2$ -полюсного поля кожна фаза статорної обмотки являє собою короткозамкнений контур, що складається із двох послідовно ввімкнених паралельних віток, тому число витків фази для  $2p_2$ -полюсного поля

$$W'_1 = 2W_1 = 2 \cdot 112 = 224;$$

відповідно опори

$$Z'_1 = 4Z_1 = 4 \cdot 1,113 = 4,452 \text{ Ом};$$

$$R_1' = 4R_1 = 4 \cdot 0,334 = 1,376 \text{ Ом};$$

$$X_1' = 4X = 4 \cdot 1,0585 = 4,234 \text{ Ом},$$

так як опір кожної паралельної вітки в два рази більший опору фази.

ЕРС, яка наводиться в кожній фазі статорної обмотки  $2p_2$ -полюсним полем

$$E_{2p_2} = 4,44 f' W_1 K'_{об1} \Phi_{2p_2} = 4,44 f' \cdot 2W_1 K'_{об1} \Phi_{2p_2} \quad (8)$$

Частота  $f'$  визначається так:

$$f_1' = f_1 - \frac{n(p_1 + p_2)}{60} \quad (9)$$

при пуску  $f_1' = f$ .

Обмотковий коефіцієнт  $K'_{об1}$  вираховуємо, використовуючи методику, описану в (2). Записуємо в  $n$  всі пази із сторонами котушок, в яких при обході фази, наприклад фази А, напрям обходу направлений знизу вгору, під  $k$  – пази, в яких напрям обходу направлений в протилежному напрямі, згори вниз.

$$n = 1, 2, 3, 4, 23, 24, 25, 26, 35, 36, 37, 38, 37, 38, 39, 40$$

$$k = 11, 12, 13, 14, 13, 14, 15, 16, 25, 26, 27, 28, 47, 48, 1, 2$$

ЕРС фази, яка наводиться  $2p_2$ -полюсним полем, є комплексною величиною:

$$\dot{E}_1' = \sum_n \cos n\alpha_1 - \sum_k \cos k\alpha_1 + j \left[ \sum_n \sin n\alpha_1 - \sum_k \sin k\alpha_1 \right] A_1 + jB_1 \quad (10)$$

Кут  $\alpha_1$  – кут між двома поряд розміщеними пазами в  $2p_2$ -полюсному полі,

$$\alpha_1 = \frac{360^\circ \cdot p_2}{z_1} = \frac{360^\circ}{48} = 7,5^\circ$$

Модуль комплексної величини  $E_1'$  є геометрична сума ЕРС всіх активних сторін розглядуваної фази

$$E_1' = \sqrt{A_1^2 + B_1^2} \quad (11)$$

а відношення геометричної суми до арифметичної суми всіх активних сторін фази дає нам обмотковий коефіцієнт фази відносно  $2p_2$ -полюсного поля:

$$K_{об1}^{\circ} = \frac{E_1'}{\Sigma n + \Sigma k} = 0,482 \quad (12)$$

Підставляємо всі одержані дані в формулу (8) і отримуємо  $E_{2p2} = 233,9$  В

Діюче значення струму  $I_1'$  в кожній фазі статорної обмотки від  $2p_2$ -полюсного поля

$$I_1' = \frac{E_{2p2}}{4Z_1} = \frac{233,9}{4,452} = 52,54 \text{ А} \quad (13)$$

Додатковий електромагнітний момент, створений в результаті взаємодії активної складової струму  $I_1'$  з  $2p_2$ -полюсним полем при пуску

$$M' = B_{\delta 2p2} \cdot l_{\delta} I_{1cep}' \cos \psi_1' \cdot N \cdot \frac{D}{2} \quad (14)$$

Враховуючи, що

$$B_{\delta 2p2} = \frac{\Phi_{2p2}}{\tau_{2p2} l_{\delta}}, \quad I_{1cep}' = \frac{2\sqrt{2}}{\pi} I_1', \quad \cos \psi_1' = \frac{r_1}{Z_1},$$

$$D = 2p_2 \cdot \tau_{2p2}, \quad N = 2W_k z_1$$

де  $W_k$  – число витків котушки, формула (14) набуває такого вигляду:

$$M' = \frac{4\sqrt{2}}{\pi^2} p_2 W_k z_1 \Phi_{2p2} \cdot I_1' \frac{r_1}{Z_1} \quad (15)$$



і, підставляючи  $p_2=1$ ,  $W_k=14$ ,  $z_1=48$ ,  $\Phi_{2p_2}=0,016\text{ Вб}$ ,  $I_1'=52,54$  А,  $r_1=0,344$  Ом,  $Z_1=1,113$  Ом, одержимо  $M'=62,622$  Нм, що складає 20% від пускового моменту асинхронного двигуна, виконаного без розрізів короткозамикаючих кілець.

**Висновки та перспективи подальшого розвитку даного напрямку.** На 20% збільшується пусковий момент в асинхронного двигуна, виконаного з розрізами коротко замикаючих кілець і з паралельними вітками в статорній обмотці.

Одержані дані близько співпадають з результатами експериментальних досліджень.

Описаний спосіб покращення пускових характеристик є перспективним і вимагає подальших досліджень та впровадження в серійне виробництво.

*Описан способ улучшения пусковых свойств асинхронных двигателей с помощью каскадного режима работы, который возникает, если разрезать короткозамыкающие кольца ротора, а на статоре применить совмещенную  $2p_1/2p_2$ -полюсную обмотку.*

*Method of improving asynchronous engines starter properties based on realization of cascade rate of asynchronous machine functioning with the help of matched windings on the stator and rotor is described.*

### **Бібліографічний список**

1. Луцик В.Д. Асинхронні двигуни з каскадними властивостями при пуску. //Електротехніка та електроенергетика. -2004.-№1. – с.69-73.
2. Луцик В.Д. Суміщені електричні машини та апарати.-К.: Техніка, 1993. – 203с. Мова рос.

*Канд. техн. наук, доцент Сергиенко С. Н.  
(ДонГТУ, г. Алчевск, Украина)*

*канд. техн. наук, доцент Корсунов К. А.  
аспирант Ашихмина Е. А.  
(ВНУ им. В. Даля, г. Луганск, Украина)*

## **ТЕХНОЛОГИЧЕСКИЕ ОСОБЕННОСТИ ВОССТАНОВЛЕНИЯ ДЕТАЛЕЙ АВИАДВИГАТЕЛЕЙ СПОСОБОМ ПЛАЗМЕННОГО НАПЫЛЕНИЯ**

*Наведені результати експериментальних досліджень процесу відновлення деталей авіадвигунів за допомогою плазмового напилення.*

### **Проблема и ее связь с научными и практическими задачами.**

В процессе длительной эксплуатации авиационной техники значительно увеличивается выход из строя деталей авиадвигателей вследствие коррозии, износа, поверхностного растрескивания, связанных с выгоранием легирующих элементов от воздействия высокой температуры и т.д. Так, во время работы вертолета его газотурбинные двигатели постоянно подвергаются воздействию сред, вызывающих эрозию, таких как песок, грязь и вулканический пепел, которые находятся в воздухе во взвешенном состоянии. Их воздействие усиливается во время взлета и посадки, а особенно при работе двигателя в тропическом или морском климатах. В связи с этим, при поступлении двигателя в ремонт после его разборки часто обнаруживают дефекты общего характера: риски, забоины, вмятины, местную коррозию, эрозионный износ контактных поверхностей деталей компрессора, повреждение защитных и уплотнительных покрытий на деталях [1]. Одни из таких деталей отбраковываются, другие восстанавливаются с помощью гальванических покрытий, пайки или сварки. Восстановление деталей гальваническими покрытиями, особенно при осаждении толстых слоев, требует много времени, а восстановление сваркой или пайкой связано с нагревом восстанавливаемой детали до температур, при которых происходят структурные изменения материала, часто приводящие к ухудшению прочностных характеристик основного материала детали. В то же время применение плазменного напиления для восстановления деталей авиационной техники позволяет уменьшить их отбраковку, повысить производитель-

ность труда, а также надежность их работы при эксплуатации авиатехники в различных условиях.

**Анализ исследований и публикаций.** Анализ отечественных и зарубежных исследований и разработок [2-6 и др.] показывает, что большое внимание уделяется решению важной научно-технической проблемы уменьшения эксплуатационных дефектов на различных деталях, причиной которых является эрозия, путем проведения мероприятий, направленных на снижение коррозионных поражений и эрозионного износа и включающих как процессы восстановления деталей, так и разработку новых материалов и защитных покрытий.

**Постановка задачи.** Исследовать технологические особенности процесса восстановления деталей авиадвигателей с помощью метода плазменного напыления.

**Изложение материала и его результаты.** На государственном предприятии Министерства обороны Украины «Луганский авиационный ремонтный завод» (ГП МОУ «ЛАРЗ») производится ремонт вертолетных двигателей типа ТВ2-117, ТВ3-117. Одной из важных деталей, подвергающейся сильному эрозионному износу, являются кольца рабочих колес компрессора (материал – титановый сплав – ОТЧ-1), изнашивающиеся по поверхности внутреннего диаметра за счет попадания мелких частиц между лопатками компрессора и внутренней поверхностью колец во время работы двигателя (рис. 1). Как показывает проведенная в условиях ГП МОУ «ЛАРЗ» статистика по Делах ремонта авиадвигателей, кольца подлежат восстановлению при истечении межремонтного ресурса двигателя, а также при его эксплуатации в тропическом или морском климате, где идет повышенный износ деталей. Согласно имеющейся технологии на восстановление колец по поверхности внутреннего диаметра кольца рабочих колес должны устраняться сколы более 1,5 мм, вырывы площадью более 6 мм<sup>2</sup>, открытая пористость площадью более 6 мм<sup>2</sup> [7], несоответствие геометрических размеров колец техническим условиям на них (рис. 2).

Для восстановления колец рабочих колес компрессора применяется метод плазменного напыления. Технология нанесения покрытий заключается в следующем.

С целью повышения адгезии напыляемого покрытия кольца предварительно растачивают по внутреннему диаметру (рис.3). Так как на качество покрытия влияют различные загрязнения поверхности детали после механической обработки, наличие трещин в покрытии, локальных отслоений и других несплошностей, то при подготовке детали к напылению необходимо особенно тщательно следить за чистотой поверхности детали.

Для плазменного восстановления поверхности рабочих колец применяют проволоку диаметром 1 мм из жаропрочного сплава ЭИ-435. Перед напылением проволоку травят в растворе соляной кислоты, затем промывают холодной проточной водой и сушат сухим сжатым воздухом. При намотке на катушку для обезжиривания проволоку протирают салфеткой, смоченной нефрасом.

Для лучшей адгезии покрытия с основным материалом обрабатываемую поверхность рабочего кольца перед напылением прогревают плазменной струей без загрузки до температуры 100-150 °С. В условиях ГП МОУ «ЛАРЗ» плазменное напыление производилось на установке типа УПУ-3Д, при этом вместо плазмотрона ПП-25 использовался плазмотрон ПЛ-8, разработанный совместно в ВНУ и ДонГТУ [8].

Проведенные экспериментальные исследования позволили определить оптимальный режим нанесения жаропрочного покрытия:

- расстояние от сопла плазмотрона до обрабатываемой поверхности: 105 мм;
- скорость подачи проволоки: 1,0-1,1 м/мин;
- угол атаки струи:  $(90 \pm 3)^\circ$ ;
- скорость вращения детали: 8 об/мин;
- сила тока: 350 А;
- напряжение: 50 В;
- давление аргона по манометру: 4,6 кгс/см<sup>2</sup>;
- расход аргона: 0,035 м<sup>3</sup>/мин;
- время нанесения покрытия: 12,5 мин.

Полученная толщина слоя покрытия при данных параметрах напыления составила 0,8 – 0,9 мм и была определена путем замера толщины детали штангенциркулем до и после нанесения покрытия. Визуальный осмотр показал, что покрытие без трещин, пор и большой шероховатости (рис. 3). На рис. 4 показана восстановленная поверхность кольца после растачивания на токарном станке. Как видно, при токарной обработке сколы и трещины на поверхности покрытия не образовывались. Таким образом, поверхность покрытия отвечает технологическим требованиям на данную деталь [7].

**Выводы и направление дальнейших исследований.** Проведенные экспериментальные исследования процесса восстановления рабочих колец компрессора вертолетных двигателей позволили определить технологические режимы и опробовать разработанный плазмотрон в промышленных условиях. В дальнейшем необходимо провести исследования свойств покрытия: металлографический анализ микроструктуры и определение величины адгезии.

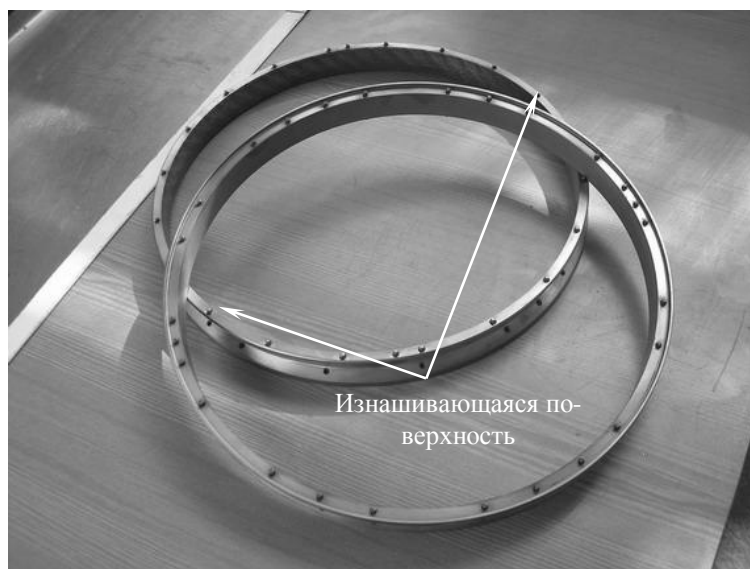


Рисунок 1 – Кольца рабочих колес компрессора вертолетного двигателя (внешний вид)

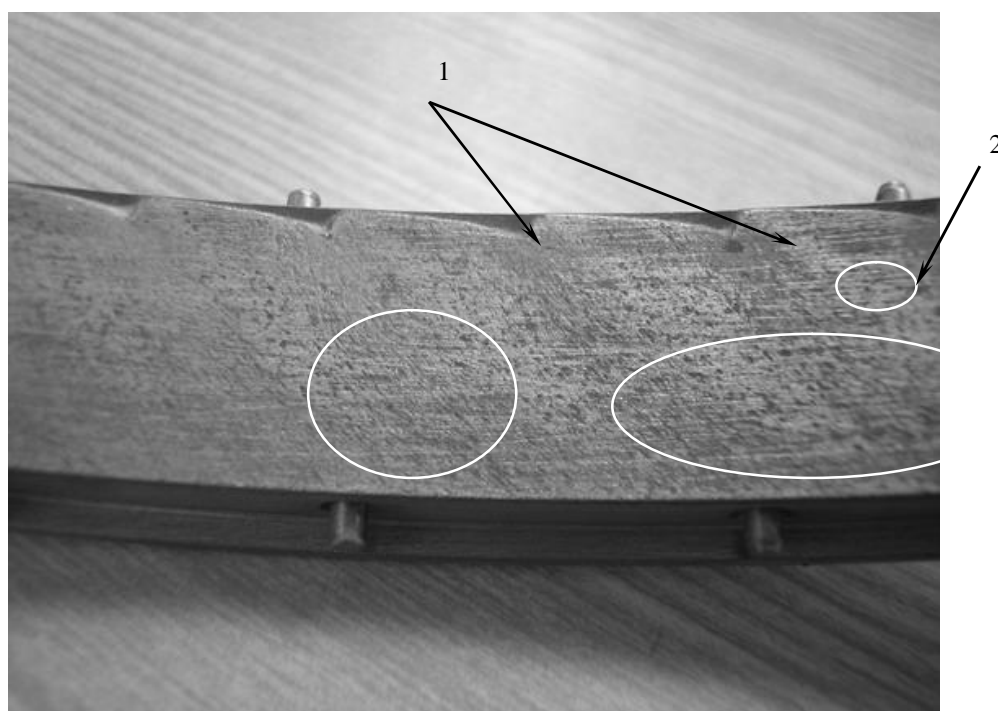


Рисунок 2 – Кольцо рабочего колеса компрессора вертолетного двигателя. Дефекты: 1 – сколы; 2 – пористость



Рисунок 3 – Кольца рабочих колес вертолетного двигателя  
1 – поверхность расточенного под напыление кольца;  
2 – поверхность напыленного кольца

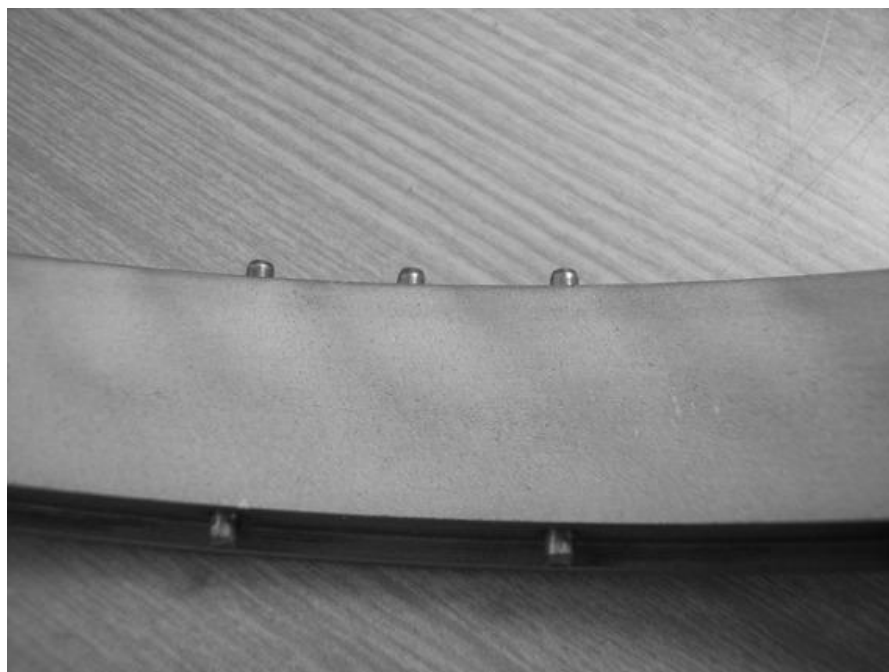


Рисунок 4 – Восстановленная поверхность кольца после растачивания  
на токарном станке

*Приведены результаты экспериментальных исследований процесса восстановления деталей авиадвигателей способом плазменного напыления.*

*Results of experimental studies of the process of recovering air-motors details by way of plasm evaporations are broughted.*

### **Библиографический список**

1. «Отчет о готовности в/ч 78473 к 1-ому капитальному ремонту двигателей ТВЗ-117В», в/ч 78473. - Ворошиловград, 1987. – 67 с.

2. Душкин А.М., Процин А.Б., Иванов Е.Г. Защитные покрытия для стальных лопаток компрессора ГТД // *Авиационная промышленность*. – 1988. – №7. – С. 13-15.

3. Колтунов А.Е., Кузьмичев Б.П. Разрушение лопаток компрессора ГТД с никель-кадмиевым покрытием // *Авиационная промышленность*. – 1987. – №5. – С. 80.

4. Износостойкое покрытие из нитридов циркония для легких сплавов / В.А. Богомолов, Г.Б. Ларина, Б.А. Полянин, Ф.М. Хлыстов // *Авиационная промышленность*. – 1988. – №3. – С. 51-53.

5. Акимов В.М. Основы надежности газотурбинных двигателей. – М.: Машиностроение, 1981. – 207 с.

6. Рекламный проспект ОАО «Уральский завод гражданской авиации». – Екатеринбург, 2004г. – 12 с.

7. Руководство по капитальному ремонту двигателя ТВЗ-117. – Запорожье: ОАО «Мотор Сич», 1998. – 34 с.

8. Дзюба В.Л., Корсунов К.А., Сергиенко С.Н. Высокоресурсные плазмотроны для напыления // *Труды 6-й Международной конф. «Пленки и покрытия – 2001»*. – СПб: Изд-во СПбГТУ. – 2001. – С.242-246.

*Канд. техн. наук Паэранд Ю. Э.  
аспирант Калашиников А. П.  
(ДонГТУ, г. Алчевск, Украина)*

## **МОДЕЛИРОВАНИЕ АМПЛИТУДНО-ЧАСТОТНЫХ ХАРАКТЕРИСТИК ЭЛЕКТРОМЕХАНИЧЕСКИХ ФИЛЬТРОВ С ИСПОЛЬЗОВАНИЕМ МЕТОДА ЭЛЕКТРОМЕХАНИЧЕСКИХ АНАЛОГИЙ**

*Наведені результати моделювання амплітудно-частотних характеристик електромеханічних фільтрів з використанням метода електромеханічних аналогій. Показано вплив зміни добротності різних елементів коливальної системи на амплітудно-частотну характеристику електромеханічного фільтру.*

### **Проблема и ее связь с научными и практическими задачами.**

Одним из устройств, осуществляющих фильтрацию сигналов в аппаратуре систем связи, являются электромеханические фильтры (ЭМФ), принцип работы которых основан на использовании явления механического резонанса. Данные фильтры характеризуются высокой избирательностью и стабильностью, которые возможно достичь, используя информацию о влиянии точности настройки элементов на характеристики путем моделирования амплитудно-частотных характеристик ЭМФ.

### **Анализ исследований и публикаций.**

Анализ публикаций показал, что, несмотря на наличие известных математических моделей ЭМФ [1], отсутствуют исследования, позволяющие произвести оценку влияния производственных погрешностей на параметры ЭМФ,

### **Постановка задачи.**

В настоящей работе авторами поставлена задача исследования влияния величины добротности элементов ЭМФ на получаемые амплитудно-частотные характеристики (АЧХ).

### **Изложение материала и его результаты.**

Для оценки влияния элементов ЭМФ, а именно резонаторов, преобразователей, согласующего электрического контура, авторами проведено моделирование АЧХ для ЭМФ на верхнюю боковую полосу с несущей частотой 128 кГц с расчетной полосой пропускания 3,3 кГц и



максимально допустимой неравномерностью 0,11 дБ. Объектом моделирования является ЭМФ, который состоит из десяти резонаторов цилиндрической формы, работающих на крутильных колебаниях основной частоты, и двух преобразователей, работающих на изгибных колебаниях первой гармоники (рис. 1). Резонаторы механической фильтрующей системы изготавливались из элинварного сплава марки 44НХМТ. Преобразователи являются составными и представляют собой жестко соединенные друг с другом металлический резонатор из сплава 44НХМТ и пьезокерамические элементы из пьезоматериала ЦТС-35.

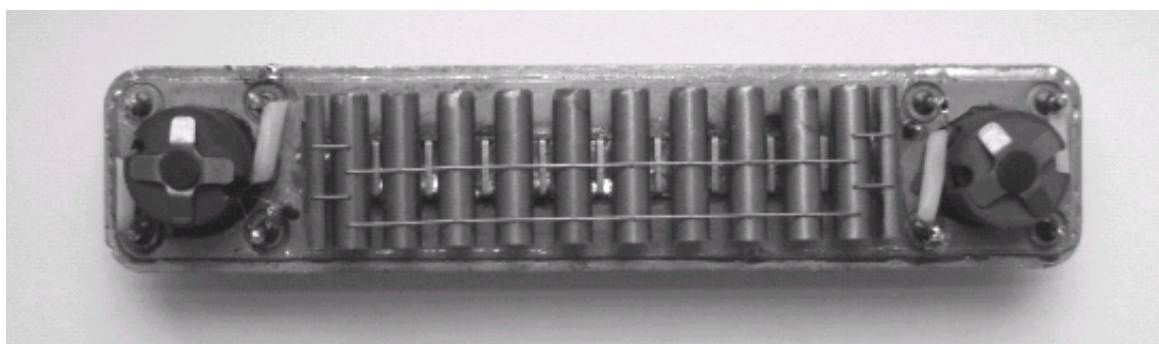


Рисунок 1 – Конструкция ЭМФ

Для проведения расчета предложена модель, построенная с использованием теории электромеханических аналогий, в основе которой лежит подобие дифференциальных уравнений, описывающих динамические процессы в области механики и электротехники. Согласно данной модели электромеханический фильтр представлен в виде эквивалентной электрической схемы, позволяющей применить для его анализа теорию электрических цепей.

Электрические модели механических элементов ЭМФ могут быть построены в виде цепей из пассивных элементов по одной из двух известных систем электромеханических аналогий. По первой системе кинетическая энергия соответствует энергии магнитного поля, потенциальная – энергии электрического поля. Согласно второй системе аналогий, называемой еще аналогией по подвижности, наоборот, кинетическая энергия соответствует энергии электрического поля, а потенциальная энергия соответствует энергии магнитного поля. Таким образом, реальная механическая конструкция при замене ее эквивалентной электрической схемой представляется в виде динамической системы, состоящей из идеализированных упругих, инерционных и фрикционных элементов и действующих на систему внешних сил.

При моделировании использовалась эквивалентная электрическая схема ЭМФ для четного количества резонаторов (рис. 2), составленная в соответствии с первой системой электромеханических аналогий, представляющая собой последовательно-параллельное соединение резисторов, конденсаторов и индуктивностей, значения параметров которых рассчитаны по специальной методике [3].

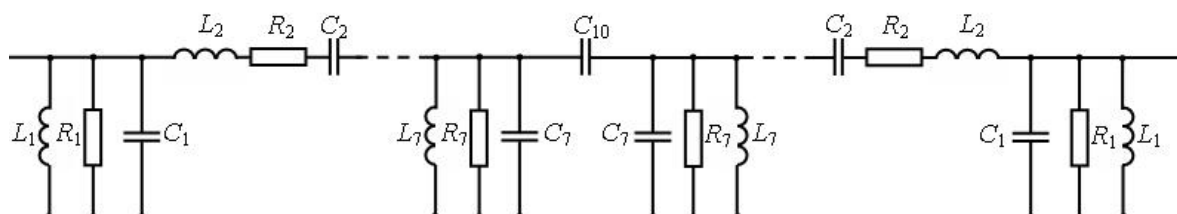


Рисунок 2 – Схема замещения ЭМФ

Расчет параметров элементов схемы замещения производился для следующих исходных данных (табл. 1).

При этом были использованы следующие расчетные формулы (табл. 2) [4,5].

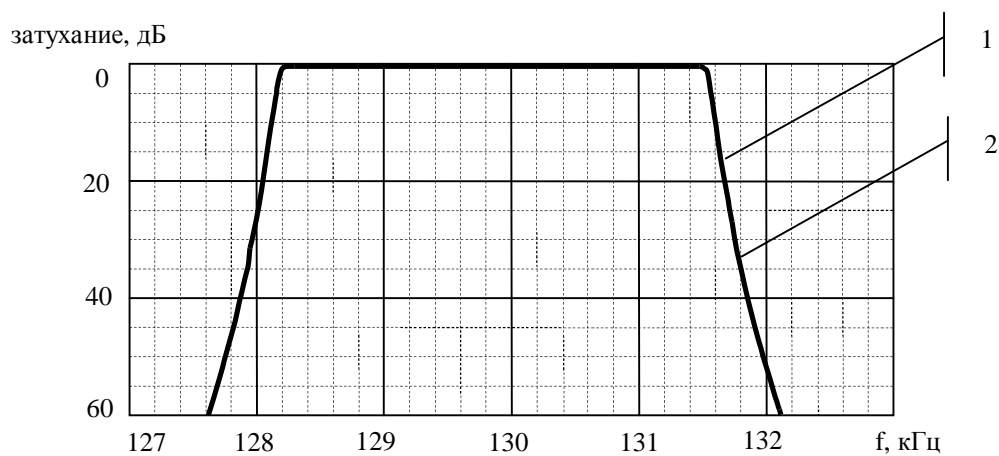
На рисунке 3 представлены результаты расчета АЧХ фильтра (кривая 1) для параметров соответствующих данным, приведенным на таблице 1, а также типовая АЧХ (кривая 2), полученная по результатам измерения изготовленных образцов ЭМФ. Как видно из рисунка, расчетная и типовая характеристики практически совпадают, что позволяет сделать вывод о высокой точности используемого метода моделирования.

Таблица 1

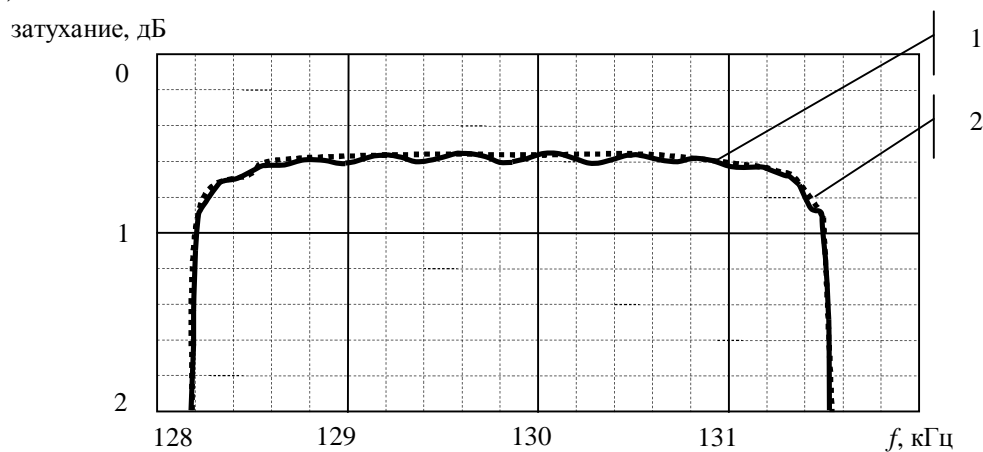
Данные для расчета фильтра	
1	2
Динамическая емкость ( $C_d$ ), пФ	$4,325 \cdot 10^{-12}$
Коэффициент электромеханической связи $K_{св}$	0,1048
Ширина полосы пропускания $\Delta f$ , Гц	3300
Добротность катушки $Q_\alpha$	120
Добротность преобразователя $Q_{пр}$	1500
Добротность резонатора $Q_p$	20000

Продолжение таблицы 1

1	2
Средняя частота $f_0$ , Гц	129840
Круговая частота $\omega_0$	815808,780
<i>Нормированные коэффициенты фильтра [4]:</i>	
$\alpha_1$	0,937356493
$\beta_2$	1,633627876
$\alpha_3$	1,819567223
$\beta_4$	1,884162812
$\alpha_5$	1,912804715
$\beta_6$	1,922180682
$\rho$	0,904762



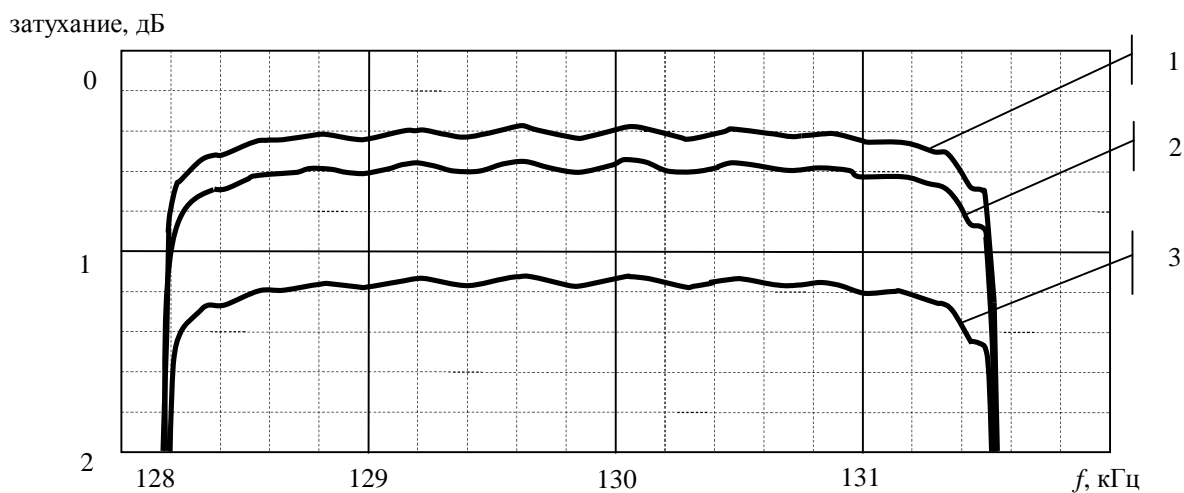
а)



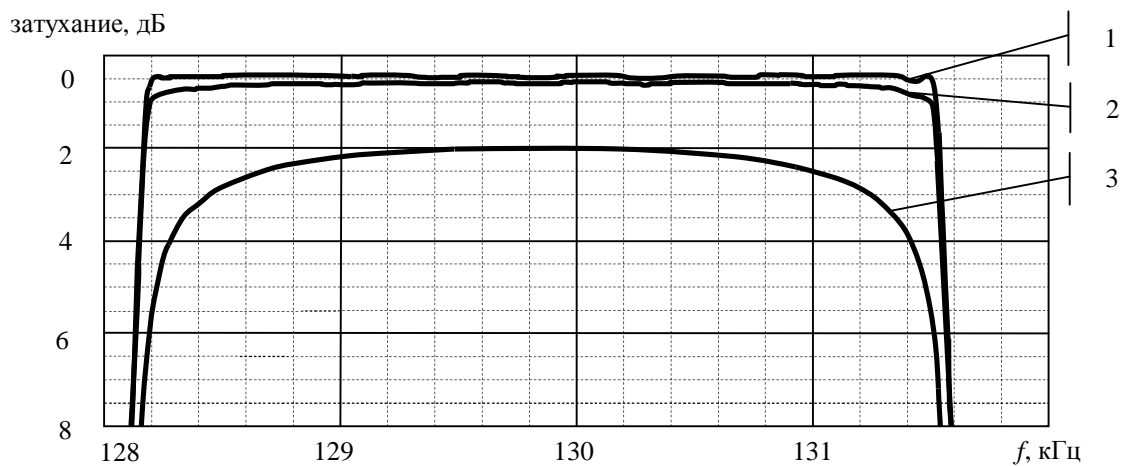
б)

Рисунок 3 – Расчетная и типовая АЧХ ЭМФ

С использованием указанного выше метода моделирования авторами был проведен расчет АЧХ фильтров для различных добротностей резонаторов, преобразователей и согласующих индуктивностей. Результаты расчетов приведены на рисунках 4, 5.

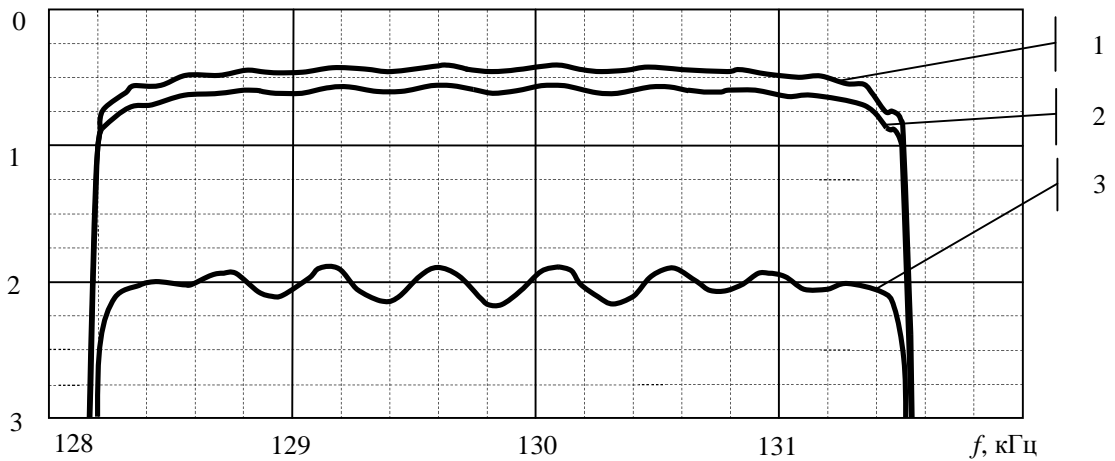


а) характеристики при добротностях преобразователей  $Q=5000$  (кривая 1),  $Q=1500$  (кривая 2) и  $Q=450$  (кривая 3)



б) характеристики при добротностях резонаторов  $Q=200000$  (кривая 1),  $Q=20000$  (кривая 2),  $Q=2000$  (кривая 3)

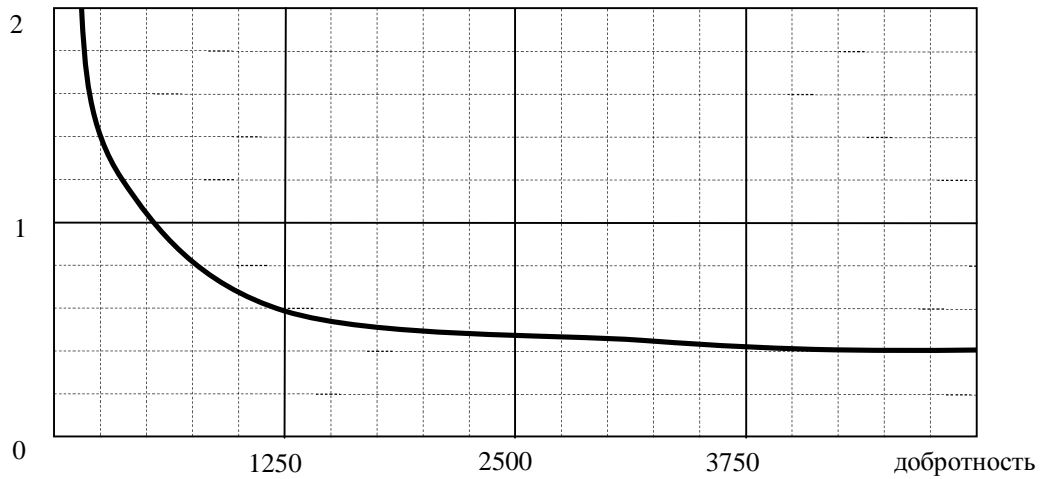
затухание, дБ



в) характеристики при добротностях согласующих индуктивностей  $Q=1200$  (кривая 1),  $Q=120$  (кривая 2),  $Q=12$  (кривая 3)

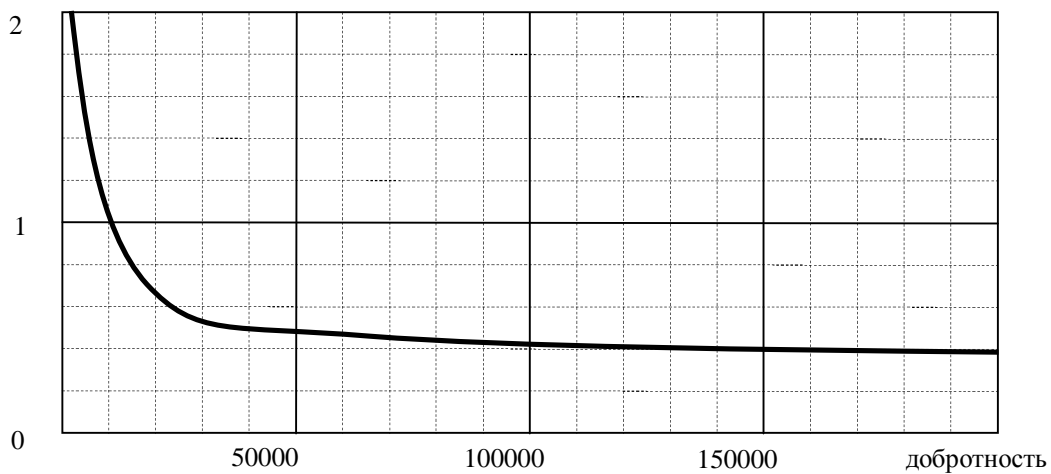
Рисунок 4 – АЧХ ЭМФ при различных значениях добротностей элементов

затухание, дБ



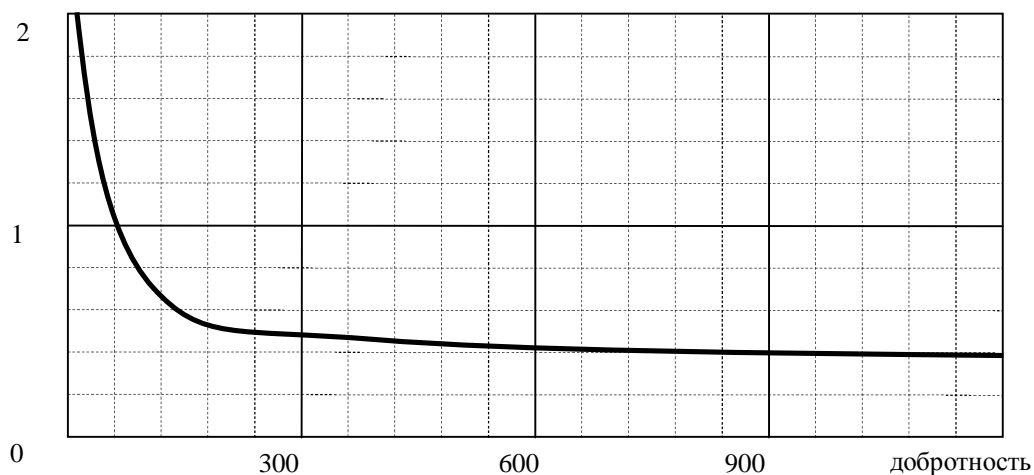
а) влияние изменения величины добротности преобразователей на величину затухания в полосе пропускания ЭМФ

затухание, дБ



б) влияние изменения величины добротности резонаторов на величину затухания в полосе пропускания ЭМФ

затухание, дБ



в) влияние изменения величины добротности согласующих индуктивностей на величину затухания в полосе пропускания ЭМФ

Рисунок 5 – Влияние изменения величины добротности элементов на величину затухания в полосе пропускания ЭМФ

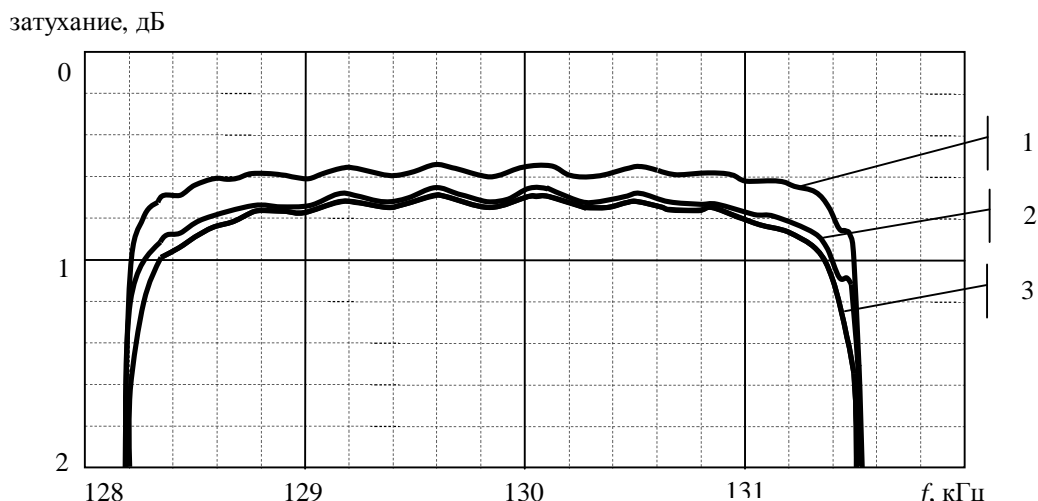


Рисунок 6 – Влияние изменения величины добротности отдельных резонаторов на величину затухания в полосе пропускания ЭМФ:

кривая 1 - характеристики при добротностях резонаторов  $Q=20000$  для всех элементов;

кривая 2 - при уменьшении добротности до  $Q=2000$  отдельно для 5-го резонатора;

кривая 3 - при уменьшении добротности до  $Q=2000$  отдельно 1-го резонатора

Таблица 2

Расчетные формулы элементов фильтра	
1	2
Величина, обратная относительной ширине полосы пропускания ( $n$ )	$n = \frac{f_0}{\Delta f}$
Расчетное сопротивление нагрузки $R_H^*$ , Ом	$R_H^* = \frac{\rho}{C_{ДНН} \cdot \alpha_1 \cdot n \cdot \omega_0}$
Нормированный коэффициент нагрузки $r_H$	$r_H = \frac{1}{\frac{1}{1 - \frac{\alpha_1 \cdot n}{\rho} \cdot \left( \frac{1}{Q_{np}} - \frac{1}{Q_p} \right)} - \frac{\alpha}{Q_\alpha}}$
Сопротивление нагрузки $R_H$ , Ом	$R_H = R_H^* \cdot r_H$

Продолжение таблицы 2

1	2	
Расчет индуктивностей, Гн	$L_1 = \frac{K_{св}^2}{C_1 \cdot \omega_0^2}; \quad L_2 = \frac{1}{C_{дин} \cdot \omega_0^2}$	
	При $i = 3,5,7$ $L_i = \frac{\rho}{\beta_{i-1} \cdot n} \cdot \frac{R_H^*}{\omega_0}$	При $i = 4,6$ $L_i = \frac{\alpha_{i-1} \cdot n}{\rho} \cdot \frac{R_H^*}{\omega_0}$
Расчет емкостей, Ф	$C_1 = \frac{C_{дин}}{K_{св}^2} \quad C_2 = C_{дин}$	
	При $i = 3,4,5,6,7$	$C_i = \frac{1}{\omega_0^2 \cdot L_i}$
Емкость (-С8, С9, -С10), Ф	$\frac{\rho}{R_H^* \cdot \omega_0}$	
Расчет сопротивлений потерь, Ом	$R_1 = \omega_0 \cdot L_1 \cdot Q_\alpha \quad R_2 = \frac{\omega_0 \cdot L_2}{Q_{np}}$	
	При $i = 3,5,7$ $R_i = \omega_0 \cdot L_i \cdot Q_{рез}$	При $i = 4,6$ $R_i = \frac{\omega_0 \cdot L_i}{Q_{рез}}$

**Выводы и направление дальнейших исследований.**

Анализ влияния изменения добротности преобразователей и согласующих индуктивностей на АЧХ показал, что изменение добротности одного из преобразователей или одной из согласующих индуктивностей приводит к изменению вносимого затухания примерно равного половине эффекта, вызванного их совместным влиянием. В то же время влияние резонаторов различно и зависит от местоположения его в колебательной системе (рис. 6). Резонаторы, расположенные ближе к центру, в большей степени влияют на величину вносимого затухания, чем резонаторы, расположенные ближе к преобразователю. При этом следует отметить то, что снижение добротности центральных резонаторов заметно снижает избирательность фильтра, которое проявляется в закруглениях АЧХ на участках перехода от полосы пропускания в полосу задерживания, т.е. на частотах 128100 и 131600 Гц. В дальнейшем воз-



можно проведение исследование влияния изменения других параметров ЭМФ на получаемые амплитудно-частотные характеристики.

*Приведены результаты моделирования амплитудно-частотных характеристик электромеханических фильтров с использованием метода электромеханических аналогий. Показано влияние изменения добротности различных элементов колебательной системы на получаемую амплитудно-частотную характеристику электромеханического фильтра.*

*Results of modelling of frequency characteristics of electromechanical filters with use of a method of electromechanical analogies are resulted. Influence of change of good quality of various elements of oscillatory system on the received frequency characteristic of the electromechanical filter is shown.*

#### **Библиографический список**

1. Джонсон Р. Механические фильтры в электронике. – М.: Мир, 1986

2. Моделирование амплитудно-частотных характеристик электромеханических фильтров с использованием метода электромеханических аналогий - Труды шестой научно-практической конференции «Современные информационные технологии - 2005». – Одесса, ДП «Нептун-Технология», 2005, с. 206.

3. Коган С.С "Параметры электромеханических полиномиальных фильтров" Сборник Вопросы радиоэлектроники, сер. XI, Техника проводной связи, вып.3, 1962г.

4. Н.В.Моховиков А.С.Степанов, Т.В.Ярицына "Согласование канальных электромеханических фильтров с учетом потерь в элементах преобразователей" ТСС, сер. ТПС, Вып.9, 1985 г.

5. <http://www.rockwellcollins.com/otherbusinesses/collins-filters>

*Канд. техн. наук Паэранд Ю. Э.  
аспирант Бондаренко А. Ф.  
(ДонГТУ, г. Алчевск, Украина)*

## **ФОРМИРОВАНИЕ СИГНАЛОВ СПЕЦИАЛЬНОЙ ФОРМЫ С ПОМОЩЬЮ МИКРОПРОЦЕССОРНЫХ СРЕДСТВ**

*У роботі запропоновано спосіб, що дозволяє формувати сигнали спеціальної форми, закон зміни яких визначається набором математичних функцій, що містяться в програмному середовищі MATLAB і можливостями пристрою введення-виведення даних.*

### **Проблема и ее связь с научными и практическими задачами.**

Формирователи импульсов, используемые в прецизионных электротехнологиях, постоянно совершенствуются. В подобных устройствах важным блоком является формирователь эталонного сигнала [1, 2]. Его задача заключается в выработке задающего воздействия, которое используется в качестве эталона при сравнении с сигналом обратной связи. Закон изменения эталонного сигнала может быть произвольным. В некоторых случаях эталонный сигнал должен изменяться по степенному закону, причем показатель степени может принимать дробные значения.

### **Анализ исследований и публикаций.**

Анализ работ [2, 3] показал, что существующие способы формирования эталонного сигнала специальной формы не всегда позволяют обеспечивать требуемую форму задающего воздействия. Возможности стандартных устройств (генератор Гб-15 и др.), построенных на аналоговой элементной базе, ограничены, а их расширение требует сложных схемотехнических решений. Более широкими возможностями обладают устройства, построенные с использованием микропроцессорной техники, однако реализация сложных временных зависимостей в подобных устройствах сопряжена, как правило, с трудностями организации вычислительного процесса.

### **Постановка задачи.**

В настоящей работе авторами поставлена задача создания способа формирования эталонного сигнала, позволяющего задавать сигналы специальной формы с использованием современных микропроцессорных средств.

### **Изложение материала и полученные результаты.**

Авторы, при проведении работ связанных с разработкой и исследованием формирователей импульсов для контактной микросварки,

столкнулись с необходимостью создания устройства, позволяющего формировать произвольные законы изменения эталонного сигнала.

Поставленная задача решалась путем использования программной среды MATLAB, персонального компьютера и устройства ввода-вывода данных. MATLAB позволил организовать взаимодействие устройства ввода-вывода данных и персонального компьютера, работающего под операционной системой Windows, в режиме реального времени.

В работе [1] показано, что получение качественного сварного соединения при микросварке связано с формированием импульсов мощности, форма которых определяется эталонным сигналом в соответствии с формулой (1):

$$A_{ЭТ}(t) = \begin{cases} k \cdot t^n, & 0 \leq t \leq t_{\phi}; \\ A_{ЭТMAX}, & t_{\phi} \leq t \leq t_{CB}, \end{cases} \quad (1)$$

где  $A_{ЭТ}$  – амплитуда эталонного сигнала;

$n$  – показатель степени;

$k$  – коэффициент пропорциональности;

$t$  – текущее время;

$t_{\phi}$  – время фронта сварочного импульса, составляет 0,2...0,4 от  $t_{CB}$ ;

$t_{CB}$  – время сварочного импульса.

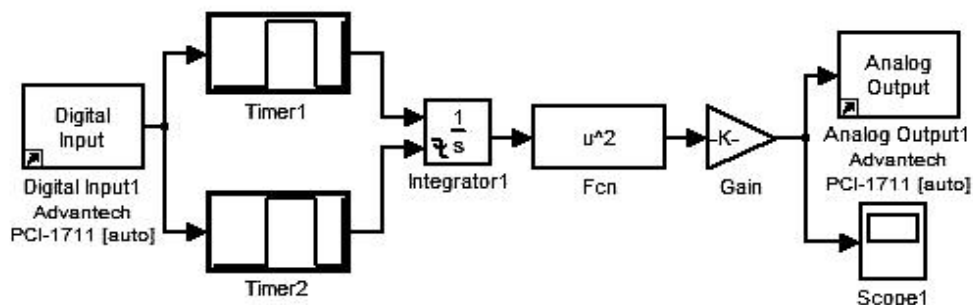


Рисунок 1 – Модель, формирующая эталонный сигнал в режиме реального времени

В дальнейшем предлагаемый способ описан на примере формирования эталонного сигнала по закону (1). Способ иллюстрируется моделью, построенной с использованием пакета Simulink, и временными диаграммами на выходах её блоков (рис. 1 и 2). Формирование эталонного сигнала предлагается осуществлять следующим образом. В момент времени, соответствующий началу формирования, запускающий импульс поступает на цифровой вход устройства ввода-вывода и через блок Digital Input1 передается на входы блоков Timer1 и Timer2. При этом на выходе Timer1 начинает формироваться прямоугольный им-

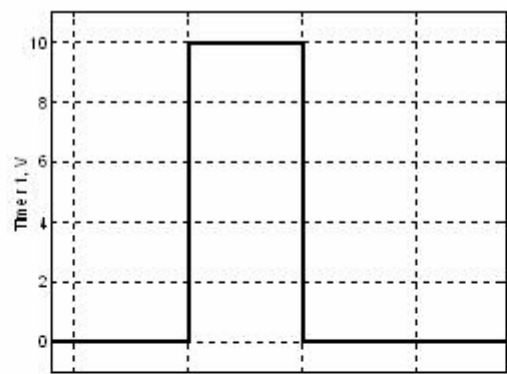
пульс, длительность которого равна расчетной длительности фронта  $t_{\phi}$  (Рис. 2 а), а на выходе Timer2 - прямоугольный импульс, длительность которого равна расчетной длительности всего процесса сварки  $t_{CB}$  (Рис. 2 б). Далее блок Integrator1 на интервале времени фронта от 0 до  $t_{\phi}$  производит интегрирование сигнала с выхода блока Timer1 (Рис. 2 в), что эквивалентно формированию линейно изменяющегося сигнала (показатель степени  $n$  равен 1). В момент времени  $t_{\phi}$  блок Integrator1 запоминает соответствующее этому моменту времени значение амплитуды сигнала на выходе и хранит его до окончания процесса сварки. Момент окончания процесса сварки соответствует приходу заднего фронта импульса с выхода блока Timer2 на вход блока Integrator1. Далее сигнал с выхода блока Integrator1 возводится в требуемую степень  $n$  в блоке Fcn и усиливается блоком Gain до получения необходимой амплитуды сигнала на выходе платы ввода-вывода Analog Output1 (Рис. 2 г). Блок Scope1 используется для визуального наблюдения за процессом на мониторе персонального компьютера.

Использование в данном случае программной среды MATLAB, содержащей множество различных математических функций, позволяет достаточно просто формировать любые временные зависимости, создавать и изменять программное обеспечение. Кроме того, появляется возможность визуализации данных, их сохранения для дальнейшей обработки и анализа.

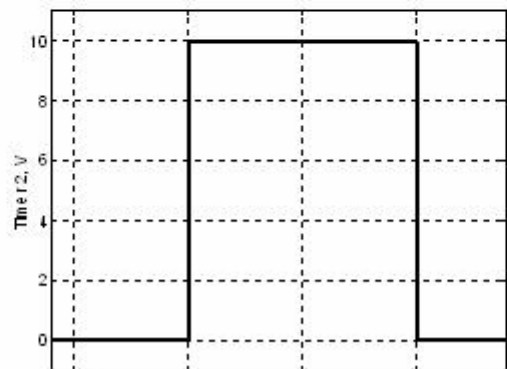
С целью проверки предложенных решений была создана экспериментальная установка. Исследования формирователя проводились с использованием персонального компьютера на базе процессора Intel Celeron с тактовой частотой 1700 МГц и платы ввода-вывода Advantech PCI-1711, которая имеет 12-ти разрядный АЦП с максимальной частотой дискретизации 100 КГц, 16 аналоговых каналов ввода данных, 2 аналоговых канала вывода данных с максимальной амплитудой выходного напряжения 10 В, 12-ти разрядный ЦАП, 16 цифровых каналов ввода данных, 16 цифровых каналов вывода данных.

Оциллограмма полученного эталонного сигнала для показателя степени  $n = 2$  показана на Рис. 3. Минимальное время вывода данных составило 20 мкс.

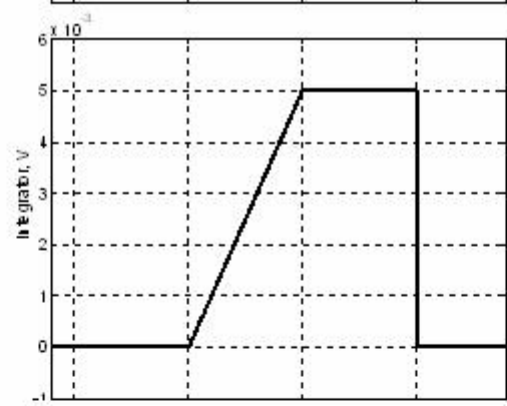
Следует отметить, что предложенный способ является универсальным и его возможности не ограничиваются рассмотренным примером.



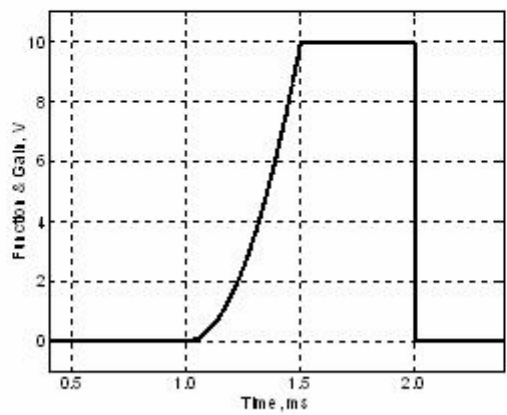
a)



б)



в)



г)

Рисунок 2 – Диаграммы сигналов на выходах блоков модели

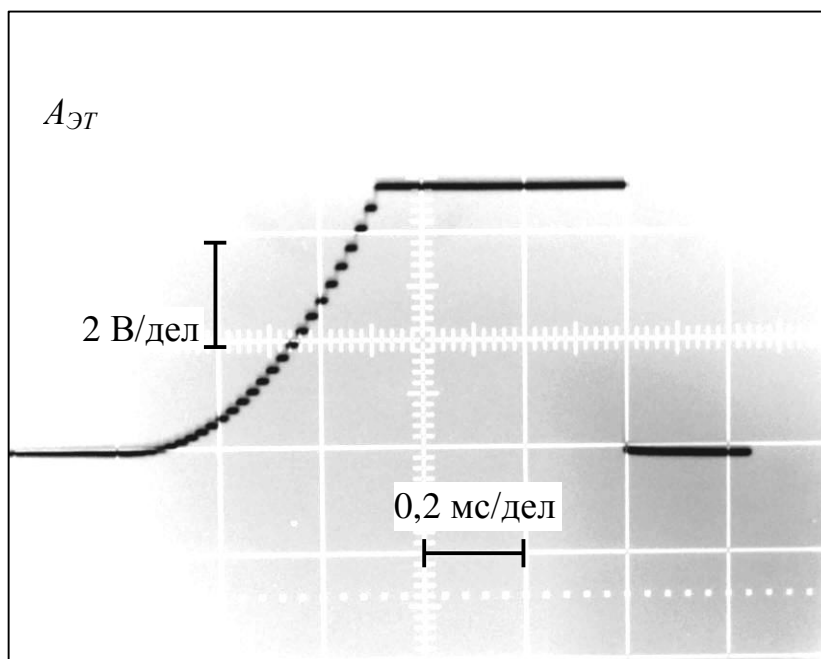


Рисунок 3 – Осциллограмма сформированного эталонного сигнала

**Выводы и направление дальнейших исследований.**

Предложенный способ позволяет задавать сигналы специальной формы, закон изменения которых определяется набором содержащихся в программной среде MATLAB математических функций и возможностями устройства ввода-вывода данных.

Проверка предложенного способа при использовании платы ввода-вывода Advantech PCI-1711 и персонального компьютера на базе процессора Intel Celeron с тактовой частотой 1700 МГц позволила получить минимальное время вывода данных равное 20 мкс.

*В работе предложен способ позволяющий формировать сигналы специальной формы, закон изменения которых определяется набором содержащихся в программной среде MATLAB математических функций и возможностями устройства ввода-вывода данных.*

*A method allowing to form a signal special form, the law of change of which is determined the set of contained in the software environment of MATLAB of mathematical functions and possibilities of device of input-output of data, is offered in work.*

### **Библиографический список**

1. Ю. Э. Паэранд, А. Ф. Бондаренко. Особенности формирования импульсов тока для сварки малогабаритных деталей / *Технічна електродинаміка. Тем. випуск, ч. 3, 2005 г., стр. 28-31.*

2. А. С. 1214368 СССР, МКИ В 23 К11/24. Устройство для управления процессом контактной точечной сварки. В. П. Леонов, В. Е. Атауи, Э. В. Бумбиерис и М. А. Калейс. – *Опубл. 28.02.1986, Бюл. № 8.*

3. Сташин В. В. и др. Проектирование цифровых устройств на однокристальных микроконтроллерах / В. В. Сташин, А. В. Урусов, О. Ф. Мологонцева. – М.: Энергоатомиздат, 1990. – 224 с

*Магистр Горелов П. В.  
(ДонГТУ, г. Алчевск, Украина)*

## **ПРИМЕНЕНИЕ НАБЛЮДАТЕЛЕЙ СОСТОЯНИЯ В РЕЛЕЙНЫХ ЭЛЕКТРОМЕХАНИЧЕСКИХ СИСТЕМАХ С НЕЛИНЕЙНОЙ НАГРУЗКОЙ**

*Наведені результати досліджень та моделювання, які описують вплив спостерігача стану на перехідні процеси в релейних системах електроприводу з нелінійним навантаженням.*

**Постановка проблемы и ее связь с научными и практическими задачами.** Значительное количество промышленных электроприводов (ЭП) имеет в своем составе упругие кинематические связи, что позволяет рассматривать данный класс как двухмассовые электромеханические системы (ЭМС).

Как известно, наличие упругой кинематической связи существенно влияет на динамику ЭП, не зависимо от характера приложенной нагрузки. Таким образом, задачи синтеза систем управления можно сформулировать следующим образом:

- получение необходимых динамических свойств и минимизация ошибки в статическом режиме;
- обеспечение квазиинвариантности к параметрическим и координатным возмущениям.

Объектом управления в данной работе выступает двухмассовый ЭП постоянного тока, состоящий из двигателя постоянного тока независимого возбуждения и управляемого преобразователя. Первой массой с моментом инерции  $J_1$  в таком объекте является совокупность якоря машины, тормозного шкива, соединительной муфты; ко второй массе относятся приведенные к валу двигателя моменты инерции различных частей рабочего механизма, формирующие момент инерции  $J_2$ . Местом приложения статической нагрузки является вторая масса.

Наличие в составе данных систем упругих кинематических связей приводит к появлению дополнительных пульсаций упругого момента и как следствие, возникновению в процессе эксплуатации усталостных напряжений и преждевременному выходу из строя механических частей ЭП.



**Анализ исследований и публикаций.** Анализ разработок и исследований показывает, что, непосредственно, вопросу применения наблюдателей состояния в различных системах ЭП с нелинейной нагрузкой уделялось пристальное внимание. В работах [1-4] проведены теоретические исследования в вопросах синтеза различных наблюдателей состояния и их влияния на показатели качества переходных процессов в системах ЭП.

**Постановка задачи.** Исследовать влияние наблюдателей состояния в релейной системе управления двухмассовым ЭП постоянного тока на показатели качества переходных процессов.

**Изложение материала и его результаты.** Без учета статической нагрузки система дифференциальных уравнений, которые описывают данный объект, имеет вид:

$$\left\{ \begin{array}{l} p\omega_2 = \frac{1}{J_2} M_y; \\ pM_y = -C_{12}\omega_2 + C_{12}\omega_1; \\ p\omega_1 = -\frac{1}{J_1} M_y + \frac{C\Phi}{J_1} I; \\ pI = -\frac{C\Phi}{R_{\text{Э}}T_{\text{Э}}} \omega_1 - \frac{1}{T_{\text{Э}}} I + \frac{1}{R_{\text{Э}}T_{\text{Э}}} E_{\text{П}}; \\ pE_{\text{П}} = -\frac{1}{T_{\text{П}}} E_{\text{П}} + \frac{k_{\text{УП}}}{T_{\text{П}}} U_y, \end{array} \right. \quad (1)$$

где  $\omega_1$  – угловая скорость первой массы (двигателя);  
 $\omega_2$  – угловая скорость второй массы (механизма);  
 $M_y$  – упругий момент закручивания вала.

Основные допущения:

- пренебрегаем вязким внутренним трением внутри вала;
- коэффициент жесткости  $C_{12}$  неизменный;
- принимаем поток возбуждения постоянным;
- влияние реакции якоря и токов Фуко не учитываем;
- скорость механизма измеряема;
- преобразователь представлен апериодическим звеном первого порядка.

Указанные допущения являются общепринятыми для значительной части ЭП постоянного тока и позволяют ограничиться при описа-

нии данных приводов линейными дифференциальными уравнениями, при этом сохраняется адекватность математической модели.

На основании системы уравнений (1) получим структурную схему объекта управления (рис.1).

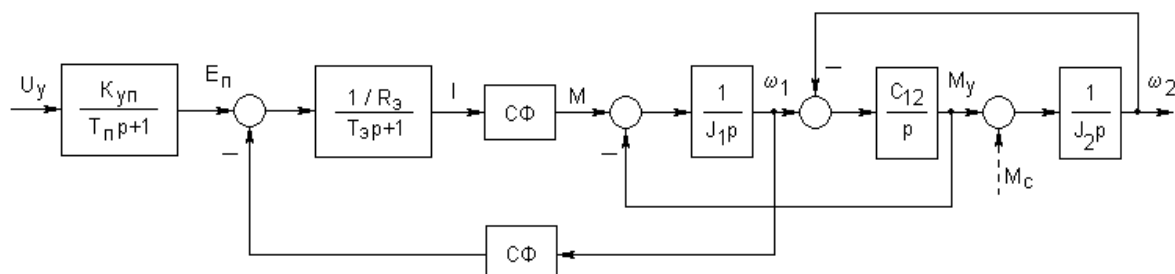


Рисунок 1 – Структурная схема двухмассового объекта ЭП

Для проверки теоретических расчетов создана математическая модель в среде MATLAB/Simulink с применением релейной системы управления, представленная на рис. 2. Проведено исследование процесса пуска по заданному закону. Графики переходных процессов приведены на рис. 3.

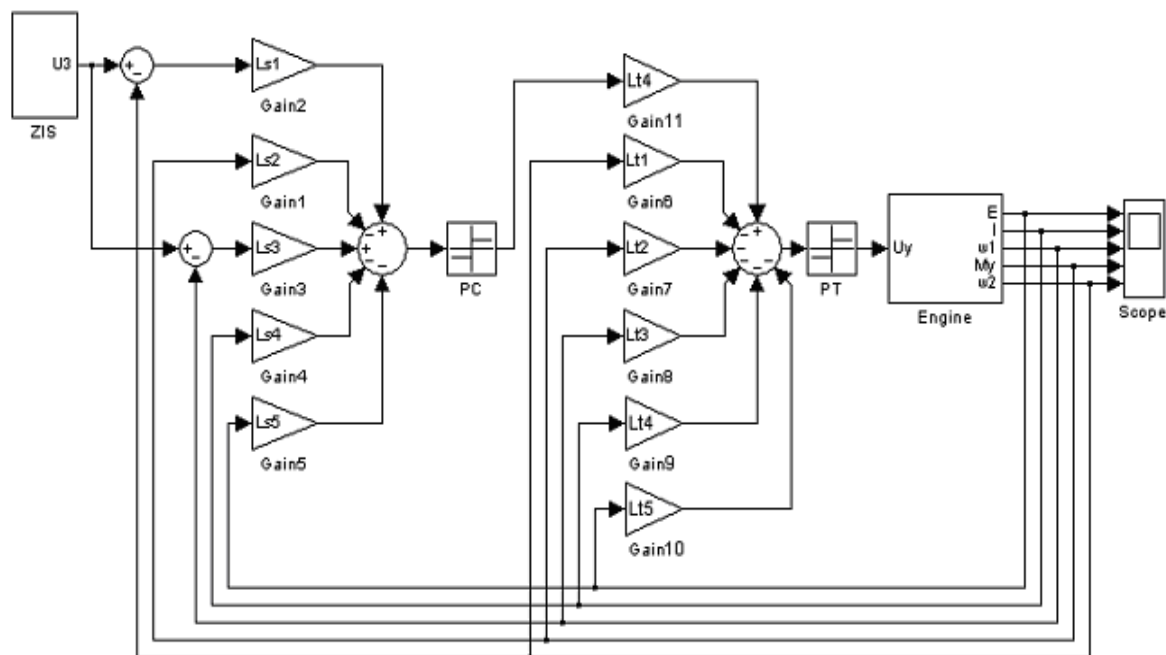


Рисунок 2 – Математическая модель релейной системы управления двухмассовым ЭП в среде MATLAB/Simulink, синтезированной в пространстве естественных координат

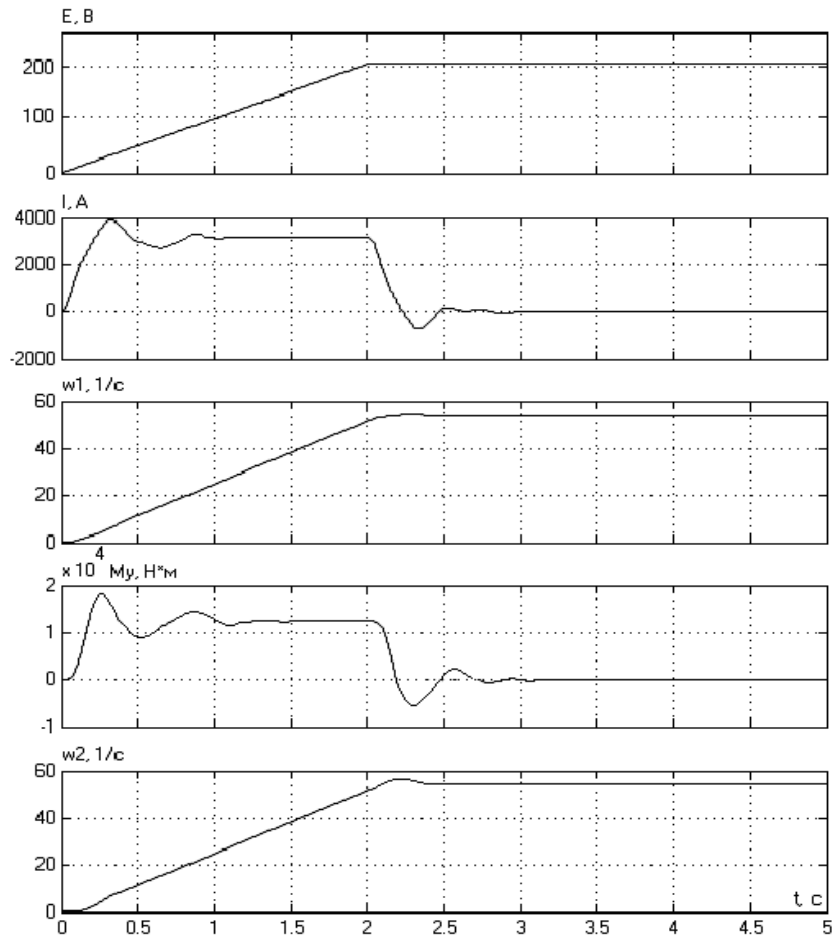


Рисунок 3 – Переходные процессы в двухмассовом ЭП с релейной системой управления, синтезированной в пространстве естественных координат

На рисунке 4 приведена полная структурная схема релейной системы управления двухмассовым ЭП, синтезированная в пространстве естественных координат, с применением асимптотического наблюдателя состояния полного порядка. Результаты моделирования полученной системы с помощью пакета MATLAB/Simulink приведены на рисунке 5.

**Анализ полученных результатов.** Анализ переходных процессов, изображенных на рис. 3 и 5 дает следующие результаты:

- перерегулирование  $\sigma_{\max} \%$  по выходной координате (скорости второй массы, т.е. рабочего органа)  $\omega_2$  без применения наблюдателя составляет 3,7%, с применением наблюдателя состояния – 2,9%;
- амплитуда колебаний упругого момента  $M_y$  снижается на 27,7%.

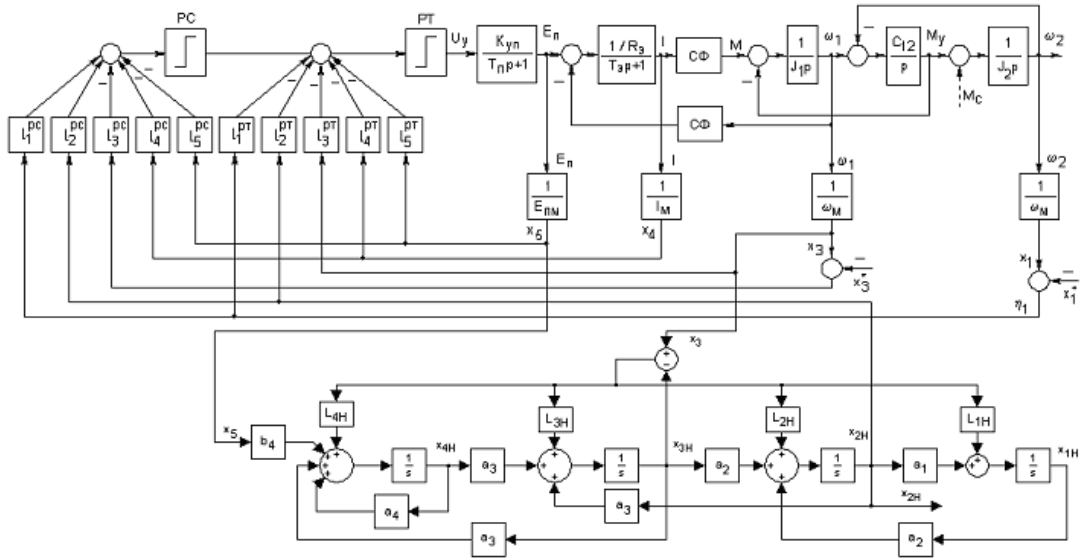


Рисунок 4 – Полная структурная схема релейной системы управления двухмассовым ЭП с наблюдателем состояния

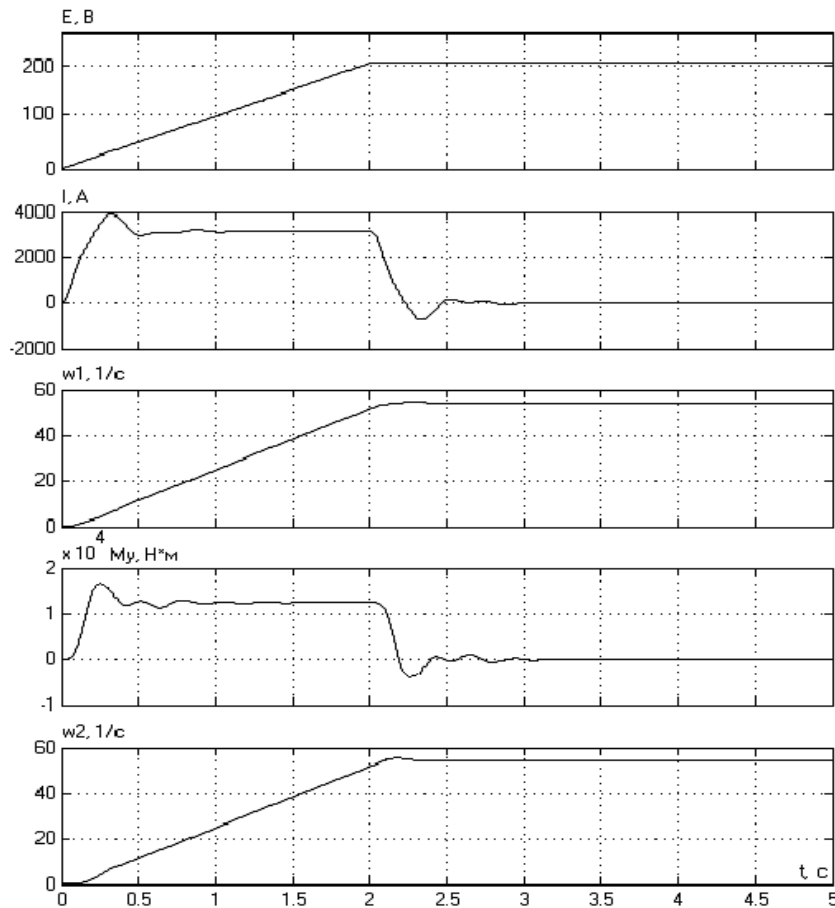


Рисунок 5 – Переходные процессы в двухмассовом ЭП с релейной системой управления и применением наблюдателя состояния

**Выводы и направления для дальнейших исследований.** Результаты моделирования показывают, что применение наблюдателя состояния позволяет не только улучшить динамические характеристики системы электропривода, но и повысить ее надежность путем снижения механических напряжений внутри элементов кинематической цепи. В дальнейшем следует исследовать возможность применения различных типов наблюдателей состояния, в том числе неполного порядка, а также полосу пропускания синтезированных с применением наблюдателя систем ЭП, с целью установления влияния наблюдателей состояния на быстроедействие системы в целом.

*Приведены результаты исследований и моделирования, которые описывают влияние наблюдателя состояния на переходные процессы в релейных системах электропривода с нелинейной нагрузкой.*

*The results of theoretical investigations are presented, which describing influence of condition observer on the transitional processes in relay systems of electrical drive with nonlinear load.*

#### **Библиографический список**

1. Щелоков А. Г. Синтез релейных систем управления электроприводов постоянного тока с отрицательным вязким трением в нагрузке: Дис ... канд. техн. наук. – Алчевск, 2002. - 243 с.

2. Акимов Л. В., Колотило В. И., Марков В. С. Динамика двухмассовых систем с нетрадиционными регуляторами скорости и наблюдателями состояния. – Харьков: ХГПУ, 2000. – 93 с.

3. Толочко О. І. Аналіз та синтез електромеханічних систем зі спостерігачами стану. – Донецьк, ДПІ, 2004. – 196 с.

4. Акимов Л. В., Долбня В. Т., Колотило В. И. Системы управления электроприводами постоянного тока с наблюдателями состояния. – Харьков: ХГПУ, 1998. – 117 с.

5. Акимов Л. В., Колотило В. И. Электромеханические системы скорости и положения с наблюдателями состояния. – Харьков: ХГПУ, 1999. – 81 с.

6. Клетиков В. Б., Котляров В. О., Осичев А. В. О влиянии наблюдающих устройств на устойчивость замкнутой двухмассовой системы с отрицательным вязким трением // Вестник ХГПУ. Проблемы Автоматизированного электропривода. Теория и практика. – Харьков: ХГПУ.– 1998. – С.59 – 62.

*Канд. техн. наук, доцент Заблодский Н. Н.  
аспирант Филатов М. А.  
аспирант Овчаров А. А.  
(ДонГТУ, г. Алчевск, Украина)*

## **ОЦЕНКА ВЛИЯНИЯ ТЕРМОМЕХАНИЧЕСКИХ ИЗМЕНЕНИЙ В КОНСТРУКЦИИ НА ПАРАМЕТРЫ И ХАРАКТЕРИСТИКИ ЭЛЕКТРОТЕПЛОМЕХАНИЧЕСКИХ ПРЕОБРАЗОВАТЕЛЕЙ ЭНЕРГИИ**

*Наведені результати теоретичних досліджень, отримані залежності щодо впливу термомеханічних змін у конструкції на параметри та характеристики електротепломеханічних перетворювачів енергії.*

**Проблема и ее связь с научными и практическими задачами.** Проблема создания энергосберегающих технологий переработки сырья в нефтехимической, горнодобывающей и других отраслях промышленности стала особенно острой в связи с ростом цен на энергоносители и возникающей по этой причине нецелесообразности эксплуатации энергоемких комплексов старого образца.

В соответствии с Энергетической стратегией Украины до 2030 года предусмотрено проведение комплекса научных изысканий и ОКР по разработке новых энергосберегающих типов оборудования и технологий. Разумной альтернативой традиционным комплексам, состоящим из отдельно сформированных единиц оборудования, могут стать полифункциональные электротехнические комплексы технологического назначения на базе электротепломеханических преобразователей (ЭТМП) с использованием диссипативной энергии [1,2].

**Анализ исследований и публикаций.** Анализ опубликованных исследований электромеханических преобразователей энергии, в том числе с массивным ротором, показывает, что учет температурных изменений в их активном объеме сводится к пересчету активных сопротивлений электрических контуров на рабочую температуру квазиустановившегося режима, которая не превышает класс нагревостойкости изоляционной структуры преобразователя [3,4]. Вместе с тем для ЭТМП, представляющих новый класс электротепломеханических преобразователей, характерны значительные температуры на внешнем массивном роторе (до 300 °С), обусловленные технологическими режимами ис-

пользования и наличием принудительного охлаждения статорных модулей. Температурные изменения в массивном роторе приводят не только к изменению активной проводимости и магнитной проницаемости стали, но и к заметным термомеханическим изменениям [5,6].

**Постановка задачи.** Выполнить оценку влияния термомеханических изменений в конструкции на параметры и характеристики ЭТМП.

**Изложение материала и его результаты.** В качестве объекта исследования взят наиболее перспективный тип преобразователя – шнековый ЭТМП, конструктивно-технологическая схема, которого представлена на рисунке 1.

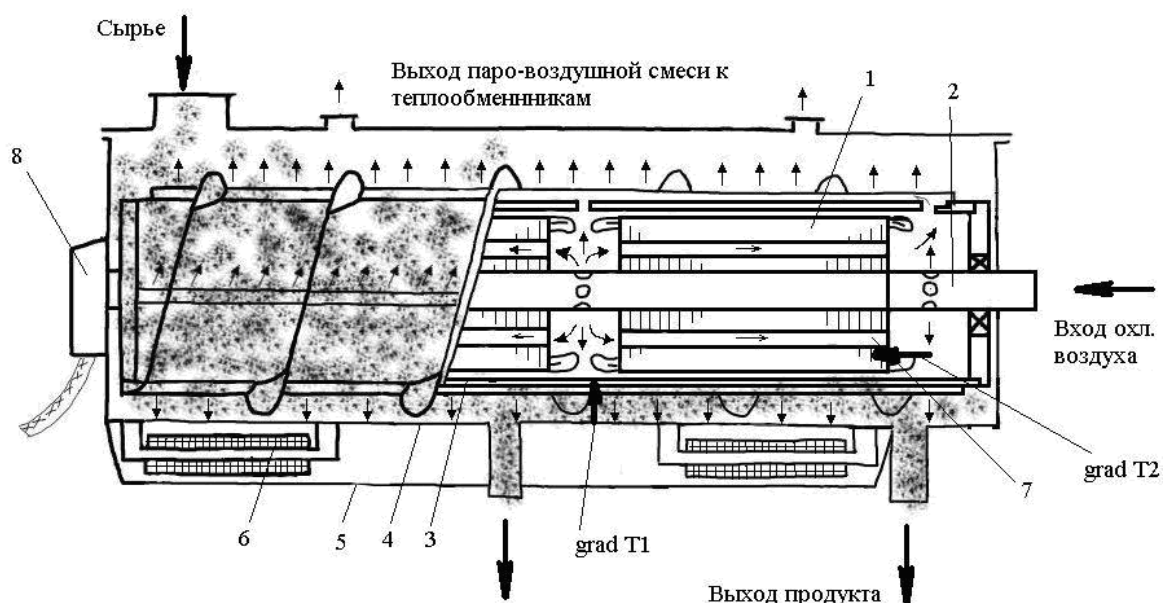


Рисунок 1 – Конструктивно-технологическая схема шнекового ЭТМП:

- 1- двигательный (тормозной) модуль статора;
- 2- полый неподвижный вал;
- 3- внешний ротор-шнек;
- 4- днище шнека;
- 5- корпус;
- 6- индукторы подогрева днища;
- 7- аксиальные каналы ротора-шнека;
- 8- ввод питающего напряжения;

Работа ЭТМП, предназначенного для сушки и транспортировки угольных концентратов и шламов, связана с повышенной температурой (температура массивного внешнего ротора составляет 300°С, а внутрен-

него двухмодульного статора – 150°C). При таких температурах происходит изменение линейных размеров конструкции по зависимости [5]:

$$l_t = l_0(1 + a \cdot t + b \cdot t^2) \quad (16)$$

где  $l_0$  – первоначальный размер тела;  $a$  и  $b$  – коэффициенты, определяемые экспериментально (для Ст 3  $a=117 \cdot 10^{-7}$  и  $b=4,7 \cdot 10^{-9}$ ).

Нагрев ротора осуществляется за счет протекания вихревых токов по стальному цилиндру, теплопроводности (от внутреннего слоя к внешнему) и конвекции, но т.к. последние не оказывают существенного влияния на распределение температуры по объему цилиндра, считаем, что происходит равномерный нагрев ротора. Это объясняется тем, что толщина стального цилиндра составляет 12мм, что равно глубине проникновения магнитного поля  $\Delta l_p = 5,9 \cdot 10^{-3}$ , которое является основным источником нагрева.

В результате расчета были получены изменения линейных размеров: длины ротора  $\Delta l_p = 5,9 \cdot 10^{-3}$  м; наружного диаметра витка ротора  $\Delta D_2 = 1,9 \cdot 10^{-3}$  м, внутреннего диаметра ротора –  $\Delta D_2 = 1,47 \cdot 10^{-3}$  м – при нагреве ротора до температуры 300°C; длина пакетов статора –  $\Delta l_1 = 1,8 \cdot 10^{-3}$  м; наружного диаметра статора –  $\Delta d_1 = 0,7 \cdot 10^{-3}$  м – при нагреве статора до температуры 150°C.

Воздушный зазор не относится к главным размерам ЭТМП, но его по праву необходимо считать третьим основным геометрическим параметром наряду с диаметром расточки статора и активной длиной. Прямо или косвенно величина воздушного зазора влияет на все характеристики и технико-экономические показатели ЭТМП. Вместе с тем, для классических электрических машин вошло в традицию выбирать величину воздушного зазора такой, чтобы она приближалась к минимально допустимой с технологической точки зрения. Для ЭТМП понятие «технологической точки зрения» несколько шире, поскольку включает не только уровень технологии изготовления узлов электрических машин и технических характеристик комплектующих, но и режимные параметры технологического процесса, в котором задействован ЭТМП.

Вследствие разных температур нагрева поверхностей статора и ротора воздушный зазор увеличивается от  $\delta_{хол} = 2 \cdot 10^{-3}$  м до

$$\delta_{нагр} = 2,39 \cdot 10^{-3} \text{ м.}$$

Величина воздушного зазора непосредственно входит в знаменатели выражений для расчета взаимной индукции между обмоткой ста-



тора двигательного (тормозного) модуля и соответствующей активной зоной массивного ротора, а также коэффициента проводимости дифференциального рассеяния:

$$x_{12} = \omega_1 \cdot L_{12} = \frac{4 \cdot m_1 \cdot f_1 \cdot \mu_0 \cdot \tau \cdot l_\delta \cdot w_1^2 \cdot k_{об1}}{k_g \cdot \delta_p} \quad (2)$$

$$\lambda_d = \frac{t_z}{12 \cdot \delta \cdot k_\delta} \cdot \xi \quad (3)$$

где  $t_z$  – зубцовое деление статора;

$\tau$  – полюсное деление;

$l_\delta$  – активная длина соответствующего модуля;

$w_1, k_{об1}$  – соответственно – число витков и обмоточный коэффициент статорного модуля;

$\xi$  – коэффициент, зависящий от выполнения обмотки, степени раскрытия пазов и влияния вихревых токов.

Таким образом, изменение воздушного зазора, вызванное температурными воздействиями, приводит к уменьшению индуктивного сопротивления взаимоиндукции и индуктивного сопротивления рассеяния статора. Однако в области больших скольжений ( $0,8 < s < 1$ ) влияние изменения величины воздушного зазора на величину сопротивления взаимоиндукции сказывается в меньшей мере.

Для анализа результирующего влияния температурных воздействий на параметры и характеристики ЭТМП воспользуемся выражениями для токов и электромагнитных моментов по Г-образной схеме замещения:

для двигательного модуля (ДМ):

$$\dot{I}_{0Д} = \frac{\dot{U}_1}{R_{1Д} + j \cdot (X_{1Д} + X_{МД})}, \quad (4)$$

$$\dot{I}_{2Д}'' = \frac{\dot{U}_1}{R_{1Д} \cdot C_{1Д} + \frac{R_{2Д}'(1)}{\sqrt{S_{Д} \cdot \dot{I}_{2Д}''}} \cdot C_{1Д}^2 + j \cdot \left[ X_{1Д} \cdot C_{1Д} + 0,6 \frac{R_{2Д}'(1)}{\sqrt{S_{Д} \cdot \dot{I}_{2Д}''}} \cdot C_{1Д}^2 \right]}, \quad (5)$$

$$\dot{I}_{1Д} = \dot{I}_{0Д} + (-\dot{I}_{2Д}''), \quad (6)$$

$$M_D = (\dot{i}_2'')^2 \frac{R'_{2D}(1)}{\sqrt{S_D \cdot \dot{i}_{2D}''}} \cdot C_{1D}^2, \quad (7)$$

для тормозного модуля (ТМ):

$$\dot{i}_{0T} = \frac{\dot{U}_1}{R_{1T} + j \cdot (X_{1T} + X_{MT})}, \quad (8)$$

$$\begin{aligned} \dot{i}_{2T}'' = & \frac{\dot{U}_1}{R_{1T} \cdot C_{1T} - \frac{R'_{2T}(1) \cdot \sqrt{p_D}}{\sqrt{\dot{i}_{2T}'' \cdot [p_T \cdot (1 - S_D) \pm p_D]}} \cdot C_{1T}^2} + \\ & + \frac{\dot{U}_1}{j \cdot \left[ X_{1T} \cdot C_{1T} + 0,6 \cdot \frac{R'_{2T}(1) \cdot \sqrt{p_D}}{\sqrt{\dot{i}_{2T}'' \cdot [p_T \cdot (1 - S_D) \pm p_D]}} \cdot C_{1T}^2 \right]} \end{aligned} \quad (9)$$

$$\dot{I}_{1T} = \dot{i}_{0T} + (-\dot{i}_{2T}''), \quad (10)$$

$$M_T = - \frac{(\dot{i}_{2T}'')^2 \cdot R'_{2T}(1) \cdot C_{1T}^2 \cdot \sqrt{p_D}}{\sqrt{[p_T \cdot (1 - S_D) \pm p_D] \cdot \dot{i}_{2T}''}}, \quad (11)$$

где  $R'_{2D}(1)$ ,  $R'_{2T}(1)$  – единичные волновые активные сопротивления массивного ротора соответственно для ДМ и ТМ, расчет которых ведется по [6];

$p_D$ ,  $p_T$  – число пар полюсов ДМ и ТМ;

$S_D$  – скольжение ДМ;

$C_{1T}$ ,  $C_{1D}$  – коэффициенты преобразования Т-образной схемы в Г-образную схему замещения ЭТП (  $C_1 = 1 + \frac{X_1}{X_M}$  );

$R_{1D}$ ,  $R_{1T}$  – активные сопротивления статорных обмоток соответственно ДМ и ТМ.

Из рассмотренных выражений (4)-(11) следует, что формирование изменений токов и моментов ДМ и ТМ происходит по достаточно сложным зависимостям. С одной стороны, за счет увеличения температуры активных частей увеличиваются активные сопротивления статоров  $R_{1D}$ ,  $R_{1T}$  и участков массивного ротора  $R'_{2D}(1)$ ,  $R'_{2T}(1)$  соответствующих

модулей. С другой стороны, как отмечалось выше, индуктивные сопротивления обмоток статоров ДМ и ТМ уменьшаются за счет температурного роста воздушного зазора.

Нагревание стали ротора вихревыми токами и, частично, тепловым агентом, снимающим тепло с активных частей статоров, ведет к существенному уменьшению его электропроводности. При этом из-за поверхностного эффекта максимумы токов и температуры возникают на внутренней поверхности ротора, а величина электропроводности изменяется по глубине ротора. Это ведет к снижению расчетной амплитуды токов на поверхности ротора на 25...30% и увеличению глубины проникновения токов на 35...45%. В результате при учете всех выше приведенных факторов электромагнитный момент ДМ в диапазоне скольжений  $S=0,85...1$  уменьшается на 10...15%. На рис. 2 и рис. 3 представлены соответственно зависимости  $M=f(T)$  при  $S=1$  и  $M=f(S)$  при различных температурных состояниях ротора ЭТМП.

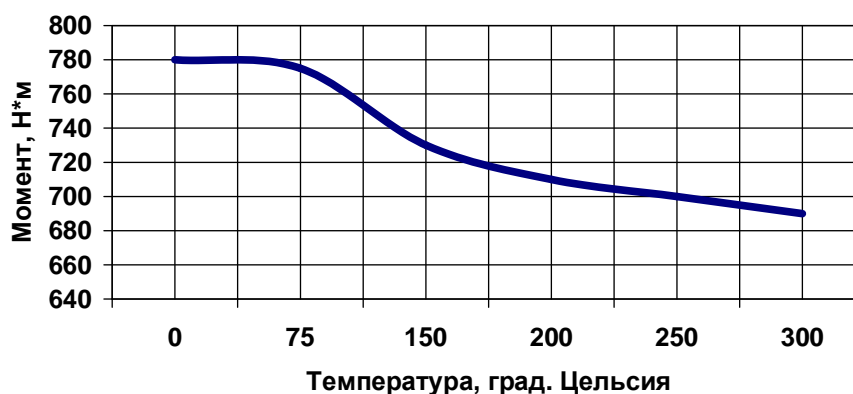


Рисунок 2 – Зависимость  $M=f(T)$  двигательного модуля при  $S=1$

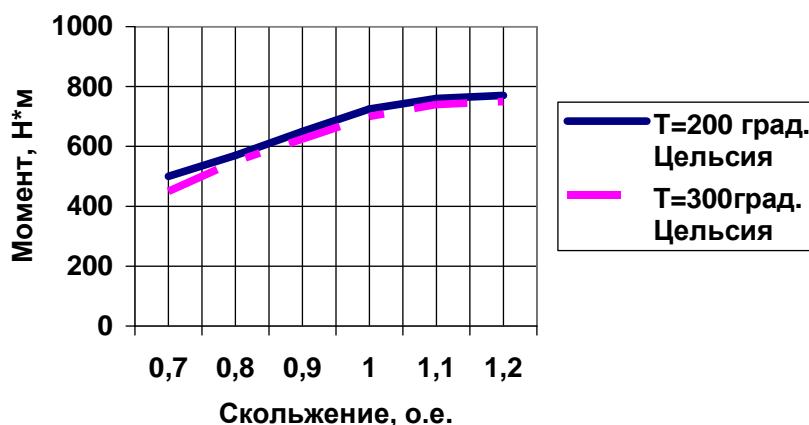


Рисунок 3 – Электромагнитный момент двигательного модуля ЭТМП для различных условий нагрева ротора.

Температурные изменения параметров и характеристик ТМ имеют существенные отличия от ДМ:

- противоположное направление изменения скольжения  $S_T$  в сравнении с  $S_D$  при колебаниях частоты вращения ротора;

- замена знака в знаменателе выражения (9);

- более существенное влияние параметра  $X_T$ .

Указанные факты ведут к определённой стабилизации модуля вторичного тока ротора и электромагнитного момента.

Полученные расчетные значения хорошо согласуются с испытаниями экспериментального образца шнекового ЭТМП.

В данной работе выполнены расчеты ротора и статора на прогиб от силы тяжести и от действия сил магнитного притяжения в холодном состоянии и при нагреве до рабочих температур. Методика расчета отличается от изложенной в [3] тем, что отсутствует расчет прогиба под действием сил кручения, вследствие того, что сам ротор является исполнительным механизмом, а статор не вращается. Расчет прогиба статора произведен, исходя из приведенной силы тяжести, т.к. ЭТМП имеет два пакета статора и их центры тяжести разнесены по длине вала. Суммарный прогиб ротора составляет  $f_{рхол} = 2.635$  мкм (0.13% от величины воздушного зазора) и  $f_{рнагр} = 2.643$  мкм (0.11% от величины воздушного зазора), статора -  $f_{схол} = 31,24$  мкм (1.6% от величины воздушного зазора) и  $f_{снагр} = 30.83$  мкм (1.29% от величины воздушного зазора), в холодном и нагретом состоянии соответственно. Причем прогибы, как ротора, так и статора под действием силы тяжести равны как в холодном, так и нагретом состоянии, т.к. при нагреве тело изменяет линейные размеры, объем и плотность, вследствие чего масса остается неизменной. Прогибы от магнитного притяжения соответствуют  $f_{рмхол} = 2.2619$  мкм и  $f_{рмнагр} = 2.2699$  мкм – для ротора,  $f_{смхол} = 17.94$  мкм и  $f_{смнагр} = 17.56$  мкм для статора. Увеличение прогиба ротора под действием сил магнитного притяжения в нагретом состоянии объясняется увеличением линейных размеров ротора, причем вследствие разных температур статора и ротора эта сила меньше, нежели при одинаковых температурах, что объясняется увеличением воздушного зазора и, в свою очередь, объясняет уменьшение прогиба статора под действием сил магнитного притяжения в нагретом состоянии.

При нагреве происходит увеличение момента инерции и соответственно, динамического момента, что приводит к увеличению времени разгона до установившейся скорости, но т.к. время разгона составляет 0.2 с, то этот фактор можно не учитывать. ( $M_{дохол} = 2.52$  Нм и  $M_{днагр} = 2.537$  Нм).

### **Выводы и направления дальнейших исследований.**

1. При проектировании ЭТМП прогибы статора и ротора можно не учитывать вследствие их малого влияния на работу машины.

2. Вследствие увеличения линейных размеров конструкции ЭТМП при проектировании необходимо учитывать увеличение осевого размера между подшипниками, т.к. неучет может привести к повышенным напряжениям в подшипниках и даже к заклиниванию ротора.

3. Увеличение температуры активных частей ЭТМП при выходе на рабочий режим, сопровождаемое изменением величины воздушного зазора, индуктивных и активных сопротивлений, приводит к деформации механических характеристик, изменению мощностей и токов. Полученные зависимости должны быть учтены при создании расчетных методик.

4. При конструировании ЭТМП необходимо учитывать линейное увеличение наружного диаметра витка ротора и, исходя из этого, выбирать внутренний диаметр желоба, который должен быть больше диаметра витка ротора не более чем на 5-15 мм. Верхний предел объясняется заклиниванием кускового материала и образованием неподвижных слоев пылевидных материалов.

*Приведены результаты теоретических исследований, получена зависимость относительно влияния термомеханических изменений в конструкции на параметры и характеристики электротепломеханических преобразователей энергии.*

*The results of theoretical researches are resulted, dependence is got in relation to influencing of temperature mechanical changes in a construction on parameters and descriptions of the electric thermal mechanical transformer of energy.*

### **Библиографический список**

1. Патент України: 39226, 7H05B6/10. Заглибний електронагрівач/ Заблодський М.М., Шинкаренко В.Ф. та інші. –Бюл.№5, част.1-2001.

2. Патент України: 50242, 7F26B17/18. Шнековий сушильний апарат/ Заблодський М.М., Шинкаренко В.Ф. та інші. –Бюл.№1- 2005.

3. Проектирование электрических машин: Учеб. пособие для вузов /И.П. Копылов, Ф.А. Горяинов, Б.К. Клоков и др.; под ред. И.П. Копылова.- М.: Энергия, 1980.-496 с.

4. Теория и методы расчета асинхронных турбогенераторов. Под редакцией И.М. Постникова. - К.: Наукова думка, 1977. – 176 с.

5. Сопротивление материалов/ Н.М. Беляев.- М.: Наука, 1976.- 608 с.

6. Заблодский Н.Н. Модель электротепломеханического преобразователя как системы с неравновесными термодинамическими процессами преобразования энергии// Вісник Кременчуцького державного політехнічного університету. Наукові праці КДПУ – Кременчук: КДПУ, 2006 – Вип. 3/2006 (38). Частина 2. – С.117-121.

*Канд. техн. наук, доцент  
Заблодский Н. Н.  
(ДонГТУ, г. Алчевск, Украина)*

## **ИССЛЕДОВАНИЕ РАСПРЕДЕЛЕНИЯ ЭЛЕКТРОМАГНИТНЫХ И ТЕПЛОВЫХ ПОЛЕЙ В ЭЛЕКТРОТЕПЛОМЕХАНИЧЕСКОМ ПРЕОБРАЗОВАТЕЛЕ ЭНЕРГИИ**

*Наведені результати теоретичних досліджень, отримані залежності, які описують розподіл електромагнітних і теплових полів в електротепломеханічному перетворювачі енергії.*

### **Проблема и ее связь с научными и практическими задачами.**

Создание энергосберегающих технологий переработки сырья в нефтехимической, черно-металлургической и сельскохозяйственной отраслях промышленности является актуальной задачей, поскольку существующие технологии построены на энергоемких видах оборудования с низким значением КПД и использовании в качестве энергоносителей природного газа и нефтепродуктов, рост цен на которые делают эти технологии экономически нецелесообразными. Эффективным может стать создание электротепломеханических преобразователей (ЭТМП) технологического назначения, предусматривающих структурную, функциональную и тепловую интеграцию.

**Анализ исследований и публикаций.** Анализ отечественных и зарубежных исследований и разработок показывает, что при проектировании электромеханических преобразователей с массивным ротором основное внимание уделяется электромагнитным расчетам устройств с внутренним массивным ротором, работающим в режимах малых скольжений [1,2]. Анализ процессов ведется для установившихся тепловых режимов при неизменной температуре окружающей среды. Более того, массивный ротор в рассматриваемых конструкциях не имеет контакта с перерабатываемым сырьем, которое в технологиях с ЭТМП выполняет роль охлаждающей и нагрузочной среды. Взаимное влияние происходящих в ЭТМП электромагнитных, тепловых и механических процессов, сложность конструкции активной зоны и нелинейность физических характеристик его материалов требуют использования методов теории поля для получения достоверных результатов при расчетном анализе рабочих характеристик и режимов работы ЭТМП. Особое значение для

ЭТМП имеет учет взаимного влияния электромагнитных и тепловых процессов, происходящих в активной зоне преобразователя.

**Постановка задачи.** Исследовать распределение электромагнитных и тепловых полей в электротепломеханическом преобразователе энергии.

**Изложение материала и его результаты.** Сформулируем обобщенную математическую модель (ММ) ЭТМП. Обобщенность ММ состоит в том, что она основана на использовании общих фундаментальных уравнениях цепей обмоток ЭТМП, уравнений физических полей в его активной зоне и уравнений движения подвижной части. Такая модель в целом отображает всю совокупность происходящих в ЭТМП физических процессов, независимо от типа и конструктивного исполнения преобразователя. В дальнейшем в качестве конкретного примера построения ММ будем рассматривать наиболее перспективный для практического использования двухмодульный ЭТМП, состоящий из двух рабочих модулей: двигательного и тормозного. Однако построенная модель легко распространяется на другие ЭТМП с произвольным количеством модулей.

При построении ММ ЭТМП примем следующие основные упрощающие допущения:

1. Взаимосвязанные электромагнитный и тепловой процессы в двигательном модуле происходят независимо от аналогичных процессов в тормозном модуле ЭТМП. Взаимное влияние модулей учитывается при формировании суммарного электромагнитного момента, действующего на общий ротор преобразователя, посредством сложения электромагнитных моментов модулей.
2. Для анализа электромагнитного и теплового полей ЭТМП используются двумерные полевые модели в пределах поперечного сечения каждого из модулей ЭТМП.

Обобщенная ММ взаимосвязанных электромагнитных, тепловых и механических процессов в ЭТМП представляется следующими уравнениями и математическими выражениями. Условия электрического равновесия контуров обмоток статоров модулей ЭТМП описываются следующими дифференциальными уравнениями:

$$u_k = r_k i_k + \frac{d\psi_k}{dt}, \quad (1)$$

где  $u_k, i_k, r_k, \psi_k$  – соответственно напряжение, ток, активное сопротивление и полное магнитное потокосцепление обмотки статора,  $k = 1, 2$  -



индекс модуля ( $k = 1$  для двигательного модуля,  $k = 2$  – для тормозного). Входящее в (1) полные потокосцепления находятся после расчета электромагнитного поля.

В качестве определяющей функции электромагнитного поля будем использовать векторный магнитный потенциал  $\vec{A}_z$ . В соответствии со вторым принятым допущением полевой анализ будем выполнять в пределах двумерной расчетной области, отображающей поперечное сечение модуля ЭТМП. Пример такой области показан на рис. 1. Для учета различных условий охлаждения верхнего участка ротора, интенсивно охлаждаемого воздухом, и нижнего участка, погруженного в сыпучий материал, область внешнего ротора ЭТМП представлена двумя подобластями 1 и 1'. Внутренний статор ЭТМП содержит пазы с трехфазной обмоткой и аксиальные вентиляционные каналы. Для ЭТМП с другими данными в конфигурации расчетной области выполняются соответствующие изменения.

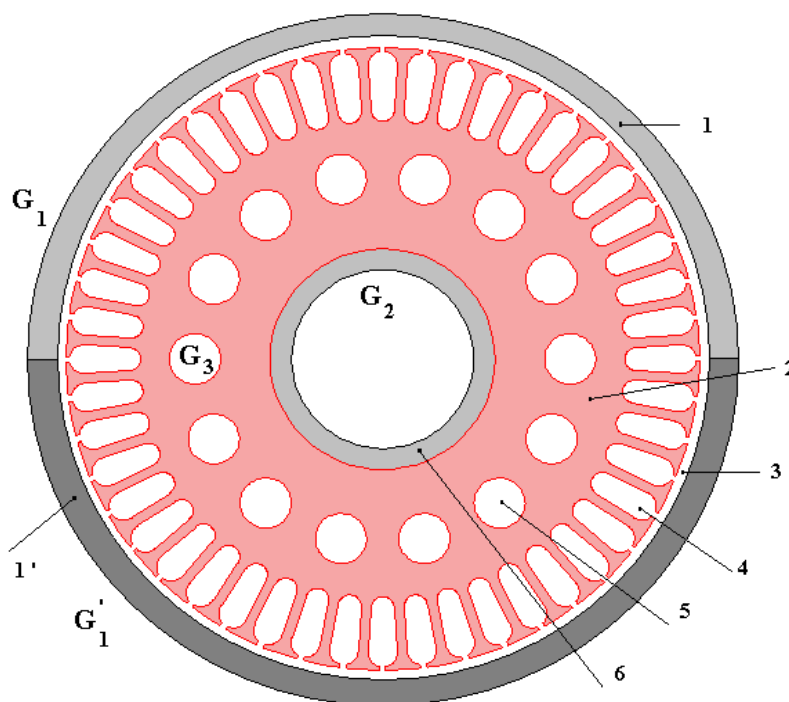


Рисунок 1 – Поперечное сечение ЭТМП:

- 1, 1' – участки внешнего ротора,
- 2 – внутренний статор,
- 3 – воздушный зазор,
- 4 – полузакрытые пазы статора,
- 5 – аксиальные вентиляционные каналы,
- 6 – полый вал статора

При анализе двумерного поля в поперечном сечении ЭТМП в декартовой системе координат векторный магнитный потенциал имеет только одну осевую составляющую  $\vec{A}(x, y, t) = \vec{e}_z A_z(x, y, t)$ , вектор скорости равен  $\vec{v} = \vec{e}_x v_x + \vec{e}_y v_y$  и уравнение (1) переписывается в следующем виде:

$$\frac{1}{\mu} \frac{\partial^2 A_z}{\partial x^2} + \frac{1}{\mu} \frac{\partial^2 A_z}{\partial y^2} - \gamma \frac{\partial A_z}{\partial t} - \gamma \left( v_x \frac{\partial A_z}{\partial x} - v_y \frac{\partial A_z}{\partial y} \right) = -J_{z \text{ стор}}, \quad (2)$$

где  $\mu, \gamma$  – магнитная проницаемость и электропроводность участков среды в пределах расчетной области;

$J_{\text{стор}}$  – значение плотности тока, вызванной сторонними ЭДС;

$\vec{v}$  – скорость движения электропроводного тела относительно источника магнитного поля.

Отличная от нуля электропроводность материала задается только в массивном роторе ЭТМП. При этом полукольца ротора 1 и 1' могут иметь различные значения электропроводности. Это позволяет исследовать влияние несимметрии параметров ротора, вызванных различным нагревом отдельных его участков. Для шихтованных сердечников статора принимается  $\gamma = 0$ . Хотя вихревые токи в листах шихтованных магнитопроводах существуют, они практически не влияют на характер распределение поля в активной зоне машины. Действие этих токов учитывается только при расчете КПД. Поэтому для области статора справедливо уравнение Пуассона:

$$\frac{1}{\mu} \frac{\partial^2 A_z}{\partial x^2} + \frac{1}{\mu} \frac{\partial^2 A_z}{\partial y^2} = -J_{z \text{ стор}} \quad (3)$$

Источники поля - сторонняя плотность токов задается в сечении пазов статора в соответствии со схемой обмотки статора. В частности, если в пазах, в которых лежат проводники фазы «А», задается амплитудное значение плотности тока  $J_{\text{max}}$ , то в пазах с проводниками фаз «В» и «С» задается  $-J_{\text{max}}/2$  и т. д. Величина эквивалентной плотности тока в пазу статора рассчитывается по следующему выражению:

$$J_{\max} = I\sqrt{2}w_{\Pi} / S_{\Pi}, \quad (4)$$

где  $I$  – действующее значение тока обмотки статора;

$w_{\Pi}$  – число последовательно соединенных элементарных проводников в пазу;

$S_{\Pi}$  – площадь сечения паза статора.

В выражении (4) не учитывается сечение пазовой изоляции, но полная НС паза остается неизменной.

Для вращательного движения ротора линейные скорости в каждой точке ротора выражаются через угловую частоту вращения ротора  $\omega_R$ . При этом составляющие скорости равны  $v_x = \omega_R y$ ,  $v_y = \omega_R x$ , где  $x, y$  – координаты произвольной точки ротора.

По известной функции векторного магнитного потенциала на основании соотношения  $B = \text{rot } A$  легко найти составляющие вектора магнитной индукции:

$$B_x = \partial A_z / \partial y, B_y = -\partial A_z / \partial x \quad (5)$$

Анализ установившихся режимов работы ЭТМП при гармонически изменяющихся во времени величинах проводится с помощью метода комплексных амплитуд. При этом уравнение (2) приобретает следующий вид:

$$\frac{1}{\mu} \frac{\partial^2 \dot{A}_z}{\partial x^2} + \frac{1}{\mu} \frac{\partial^2 \dot{A}_z}{\partial y^2} - j\omega_1 \gamma \dot{A}_z - \gamma \omega_R \left( y \frac{\partial \dot{A}_z}{\partial x} - x \frac{\partial \dot{A}_z}{\partial y} \right) = -\dot{J}_{z \text{ стор}}, \quad (6)$$

где  $\omega_1$  – угловая частота токов обмотки статора.

Уравнения (2) или (6) дополняются граничными условиями – значением векторного магнитного потенциала или его нормальной производной на внешних границах расчетной области, отображающей активную зону ЭТМП [3]. Такими границами для ЭТМП являются – внешняя поверхность массивного ротора  $G_1 + G_1'$  и внутренняя поверхность вала

статора  $G_2$ . Обычно на этих поверхностях задаются однородные граничные условия первого рода:

$$A(x, y, t) |_{G_1+G_1', G_2} = 0 \quad (7)$$

Задание граничного условия (7) эквивалентно принятию допущения об отсутствии магнитных потоков рассеяния во внешнее пространство через рассматриваемые границы.

При решении нестационарного полевого уравнения (2) необходимо задать начальные условия – значения искомой функции внутри области в начальный расчетный момент времени  $t_0$ :

$$A(x, y, z, t) |_{t=t_0} = A_0(x, y, t_0). \quad (8)$$

При анализе характерных для ЭТМП динамических процессов, например пуска, обычно задается однородное начальное условие  $A_0(x, y, t_0) = 0$ .

Для определения индуцированной в роторе плотности тока может быть использовано следующее выражение, вытекающее из первого уравнения системы уравнений Максвелла:

$$J_z = rot_z H = \frac{1}{\mu} \left( \frac{\partial B_y}{\partial x} - \frac{\partial B_x}{\partial y} \right) \quad (9)$$

После расчета поля векторного магнитного потенциала несложно найти полное магнитное потокосцепление всех фаз обмотки статора по следующему выражению [4]:

$$\psi_k = \frac{2l_a w_{II}}{S_{II}} \int_{S_A} A_z \cdot ds, \quad (10)$$

где  $S_A$  – площадь интегрирования, состоящая из суммарной площади поперечного сечения сторон всех последовательно соединенных катушек фазы, имеющих токи одного направления;

$l_a$  – активная длина статора.

В каждой точке ротора удельные потери рассчитываются по выражению:

$$Q = J_z^2 / \gamma(T), \quad (11)$$

где электропроводность железа ротора в каждой его точке зависит от температуры  $T$  по закону:

$$\gamma(T) = \gamma_0 / (1 + \alpha T), \quad (12)$$

где  $\gamma_0$  – электропроводность “холодного” ротора,  $\alpha$  – температурный коэффициент.

Дифференциальное уравнение теплового поля в частных производных относительно температуры  $T$  имеет следующий вид [5]:

$$\lambda \frac{\partial^2 T}{\partial x^2} + \lambda \frac{\partial^2 T}{\partial y^2} - c\rho \frac{\partial T}{\partial t} = Q \quad (13)$$

где  $\lambda, c, \rho$  – соответственно теплопроводность, теплоемкость и плотность материала;

$Q$  – удельные тепловые потери, рассчитываемые по выражению (11).

Взаимосвязь уравнений электромагнитного и теплового полей проявляется во взаимном влиянии температуры, электропроводности, плотности вихревых токов и удельных тепловых потерь, которая отображается в выражениях (9), (11), (12). Также как и для уравнения электромагнитного поля для уравнения (13) задаются граничные и начальные условия. Выбор граничных условий обусловлен особенностями системы вентиляции ЭТМП. При построении ММ будем предполагать, что основная теплопередача в окружающую среду выделившейся в активных элементах ЭТМП тепловой энергии, осуществляется путем конвективного теплообмена между нагретой поверхностью и потоком охлаждающего воздуха. Такой теплообмен происходит в соответствии с законом Ньютона – Рихмана, а на соответствующей границе задается граничное условие третьего рода [5]:

$$\left. \frac{\partial T}{\partial n} \right|_{G_1, G_2, G_3} = -\frac{\alpha}{\lambda} (T - T_0) \quad (14)$$

где  $\alpha$  – коэффициент теплоотдачи,  
 $T_0$  – температура охлаждающего воздуха.

Граничное условие (14) задается на верхней части внешней границы ротора  $G_1$ , на внутренней поверхности полого вала статора  $G_2$  и на поверхностях  $G_3$  аксиальных вентиляционных каналов, выполненных в сердечнике статора. Теплообмен на нижней части поверхности ротора  $G_1'$ , которая соприкасается с транспортируемым сыпучим материалом, имеет сложную физическую природу. С физической точки зрения наиболее адекватным является предположение о передаче всех выделившихся в нижней половине ротора джоулевых потерь сыпучему материалу в виде теплового потока через поверхность  $G_1'$ . Этому предположению соответствует граничное условие второго рода, которое задает среднюю величину теплового потока на границе расчетной области  $G_1'$ :

$$q|_{G_1'} = \frac{1}{R_{2н}} \int_{S'} Q ds = \frac{1}{R_{2н}} \int_{S'} [J_z^2 / T(\gamma)] ds, \quad (15)$$

где  $R_{2н}$  – наружный радиус ротора,  
 $S'$  – область интегрирования.

Такое условие часто применяется при расчетах высокотемпературных печей. Условие (15) также обуславливает взаимосвязь электромагнитной и тепловой задач.

Уравнение движения ротора ЭТМП с учетом силового действия обоих модулей представляется уравнением механического равновесия моментов:

$$J \frac{d\omega_R}{dt} = M_{ЭМ1} - M_{ЭМ2} - M_C, \quad (16)$$

где  $J$  – момент инерции ротора;  
 $M_{ЭМ1}$ ,  $M_{ЭМ2}$ ,  $M_C$  – соответственно электромагнитные моменты, создаваемые первым (двигательным) и вторым (тормозным) модулем и механический момент сопротивления нагрузки.

Электромагнитные моменты модулей определяются по результатам расчета электромагнитного поля. Наиболее эффективным методом расчета электромагнитных моментов, который был использован в данной работе, является метод тензора магнитного натяжения [4]. В соответствии с этим методом электромагнитный момент рассчитывается ин-

тегрированием тангенциальной составляющей вектора тензора магнитного натяжения  $T_\tau$  по следующему выражению:

$$M_{EM} = 2 \cdot p \cdot F_\tau \cdot R_\delta = 2 \cdot p \cdot R_\delta \int_0^\tau T_\tau \cdot dl = \frac{2 \cdot p \cdot R_\delta}{\mu_0} \int_0^\tau B_n \cdot B_\tau dl, \quad (17)$$

где  $F_\tau, T_\tau$  – тангенциальные составляющие электромагнитной силы и тензора магнитного натяжения;

$R_\delta$  – радиус воздушного зазора;

$B_n, B_\tau$  – нормальная и тангенциальная составляющие магнитной индукции в воздушном зазоре;

$p$  – число пар полюсов;

$\tau$  – полюсное деление. Для симметричной конструкции моменты всех полюсов одинаковы и, поэтому, интегрирование ведется в воздушном зазоре вдоль длины одного полюсного деления.

Механический момент нагрузки обусловлен сопротивлением сыпучего материала и имеет характер, приближающийся к линейной зависимости. Этот момент может быть представлен следующей зависимостью:

$$M_C = M_{C0} + k\omega_R, \quad (18)$$

где  $k$  – коэффициент нагрузки;

$M_{C0}$  – постоянная составляющая момента нагрузки, не зависящая от скорости вала (трение и др.).

Практическая реализация математической модели ЭТМП выполнена в рамках программно – вычислительного комплекса FEMLAB 3.1. Общий вид программного интерфейса комплекса совместно с двумя панелями установок типа Subdomain Settings показан на рис.2. Одна из панелей (Perpendicular Currents) соответствует установкам электромагнитной задачи, вторая (Heat Transfer by Conduction) – установкам тепловой задачи. Для совместного решения взаимосвязанных уравнений электромагнитного и теплового полей использовалась установка MultiPhysics. Заложенная в состав комплекса FEMLAB 3.1 система опций для констант, связанных переменных, функций и выражений обеспечивают построение оригинальной и эффективной вычислительной технологии решения сформулированной модели. Имеющийся в составе графический редактор, позволяет строить расчетные области с высоким уровнем детализации.

Используя разработанную математическую модель, выполним анализ и исследование особенностей распределения электромагнитных и тепловых полей в ЭТМП. В качестве объекта моделирования выберем двухмодульный ЭТМП с параметрами и конструктивным исполнением, характерным для широкого класса перспективных шнековых ЭТМП технологического назначения. Выводы и результаты моделирования полей и характеристик такого ЭТМП, обладая достаточной общностью, могут быть распространены и на другие конструкции ЭТМП. Преобразователь имеет следующие исходные данные.

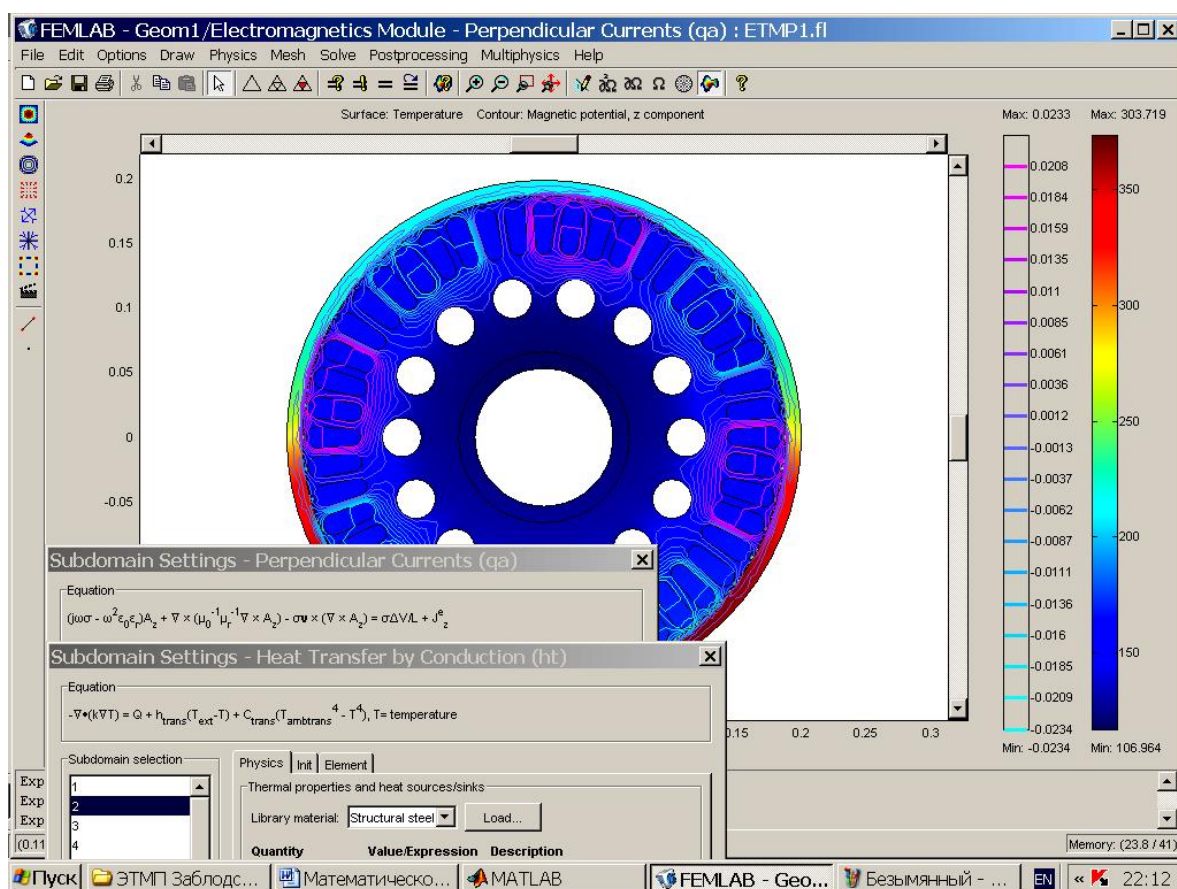


Рисунок 2 – Программный интерфейс комплекса FEMLAB 3.1

Первый (двигательный) модуль: длина сердечника статора  $L_1 = 500$  мм; наружный диаметр статора  $D_{1H} = 370$  мм; внутренний диаметр статора  $D_{1B} = 135$  мм; размеры паза статора – высота паза  $h_{II} = 42$  мм, ширина шлица (открытия паза)  $b_{III} = 3,8$  мм, высота шлица  $h_{III} = 1$  мм, большой и малый диаметры паза статора  $d_1 = 17$  мм,  $d_2 = 13,5$  мм; число пар полюсов  $p_1 = 4$ ; число эффективных проводников в



пазу  $u_{II1} = 24$ ; число пазов статора  $Z_1 = 48$ ; число параллельных ветвей  $a_1 = 2$ , число витков в фазе  $w_1 = 96$ .

Второй (тормозной) модуль: геометрия поперечного сечения статора идентична первому модулю;  $L_2 = 450$  мм;  $u_{II2} = 30$ ;  $w_2 = 120$ ,  $a_2 = 2$ .

Общий для обоих модулей полый внешний ротор выполнен из стали марки Ст.3, имеет внутренний диаметр  $D_2 = 374$  мм, толщину 12 мм и длину 1436 мм. Воздушный зазор между статором и ротором для каждого модуля  $\delta = 2$  мм. Соединенные в треугольник фазы трехфазных обмоток статора питаются фазным (линейным) напряжением 380 В.

Особенностью функционирования ЭТМП является его работа при малой частоте вращения ротора в условиях неустойчивости момента сопротивления. Рабочий диапазон скольжений ротора для двигательного модуля составляет  $s = 0,85 \dots 0,95$ , а для тормозного – соответственно  $s = 1,05 \dots 1,15$ . Известные в классической теории методы расчета механических характеристик асинхронных машин не обеспечивают необходимой точности расчета электромагнитного момента ЭТМП в области больших скольжений. Такой расчет с точным учетом эффекта вытеснения токов в массивном роторе, нелинейной зависимости магнитной проницаемости и влияния температуры возможен только методами теории поля. При этом реальное значение скольжения находится путем наложения механических характеристик модулей и сопротивления нагрузки. Далее представлены наиболее характерные и существенные результаты моделирования ЭТМП с заданными параметрами.

На рис. 3 представлена расчетная картина электромагнитного поля в части поперечного сечения первого модуля ЭТМП при пуске (скольжение  $s = 1$ ). Линиями изображены изолинии векторного магнитного потенциала, а фоновой закраской различного цвета и интенсивности – плотность токов. Максимальная плотность индуцированных токов на поверхности массивного ротора при  $s = 1$  достигает значения  $42$  А/мм<sup>2</sup>. При этом наблюдается эффект «закручивания» силовых линий поля, вызванный вращательным движением магнитного поля статора относительно массивного ротора. Этот эффект обусловлен конечной скоростью проникновения (диффузии) переменного электромагнитного поля в массивную электропроводную среду. При взаимном перемещении магнитного поля и электропроводной среды вихревые токи на поверхности среды и в ее глубине отличаются не только величиной, но и временной фазой. Это хорошо видно на рис. 4, на котором показано мгновенное распределение плотности вихревых токов по глубине массивного ротора в момент пуска.

Даны две кривые – для холодного ротора (при температуре  $T = T_0 = 40\text{ }^{\circ}\text{C}$ ) и при нагревании ротора вихревыми токами. Полная глубина проникновения вихревых токов в ротор при  $s = 1$  составляет около 8 мм. При этом направление протекания токов на разных расстояниях от поверхности ротора различно. Это связано с тем, что скорость проникновения вращающейся волны поля вглубь ротора и скорость ее перемещения вдоль поверхности ротора соизмеримы.

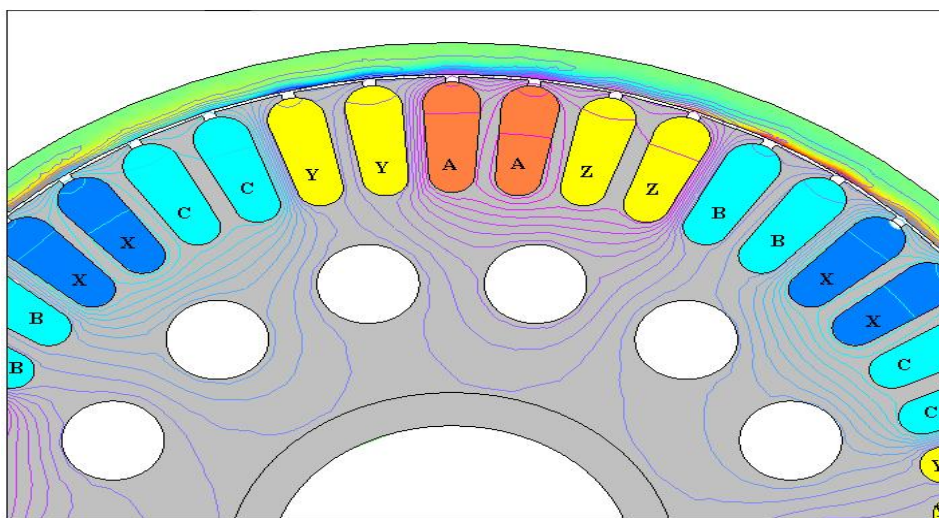


Рисунок 3 – Картина электромагнитного поля первого модуля при пуске ЭТП

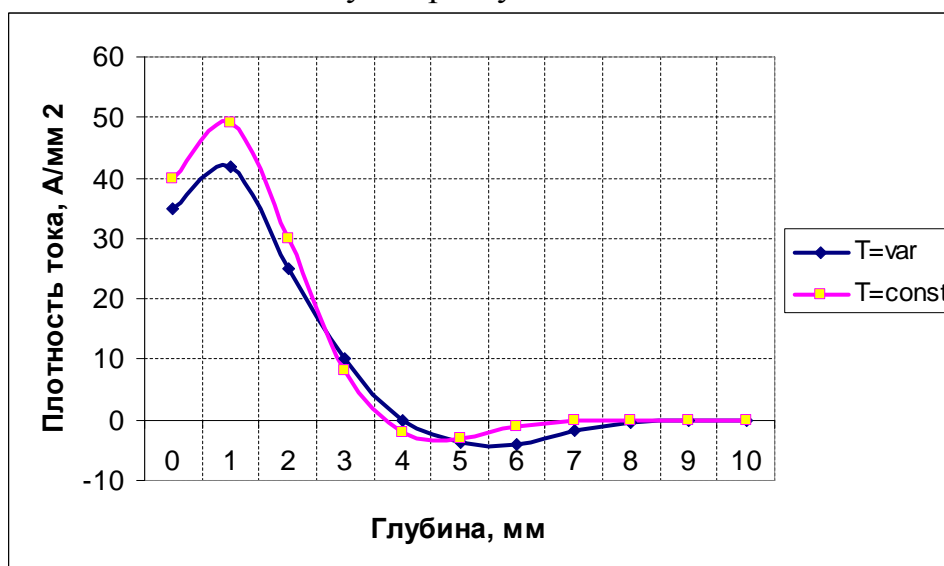


Рисунок 4 – Распределение плотности тока по глубине массивного ротора

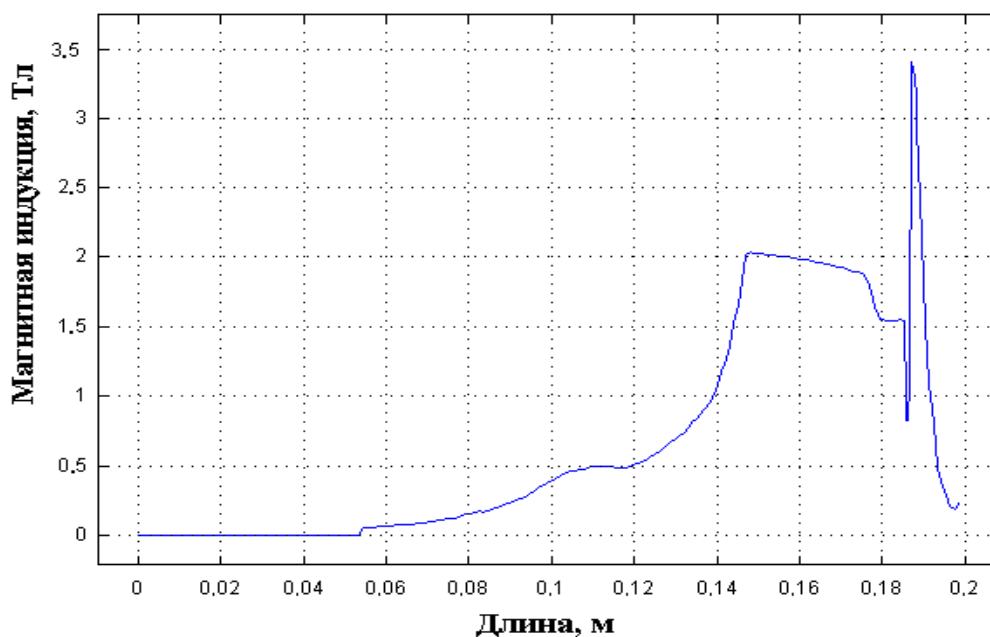


Рисунок 5 – Распределение магнитной индукции вдоль радиуса

В результате на поверхности ротора возбуждаются токи одного направления, а на некоторой его глубине текут затухающие токи противоположного направления. Этот эффект уже отмечался в работах других исследователей, например в [6]. Однако учет его влияния на результирующий электромагнитный момент АД и, в частности, ЭТМП, выполнен впервые в данной работе.

На рис. 5 дано распределение магнитной индукции вдоль радиальной линии, проходящей через зубец статора. В воздушном зазоре магнитная индукция составляет около 0,8...0,9 Тл, в ножках зубцов статора достигает значения 2 Тл, а в поверхностном слое ротора превышает величину 3 Тл. Рассматриваемая конструкция может быть дополнительно оптимизирована. В частности, разработанная полевая методика позволяет оптимизировать геометрию зубцово – пазовой зоны статора с целью снижения магнитной индукции в зубцах до значений 1,8...1,9 Тл.

Большое значение для достоверного определения механических и рабочих характеристик ЭТМП имеет расчет его электромагнитных сил и моментов. На рис. 6 стрелками изображен фрагмент распределения вектора тензора магнитного натяжения  $\vec{T} = \vec{\tau}T_{\tau} + \vec{n}T_n$  вдоль активной поверхности ротора. Интегрирование тангенциальной составляющей тензора натяжения вдоль воздушного зазора по выражению (17) дает значение искомого электромагнитного момента.

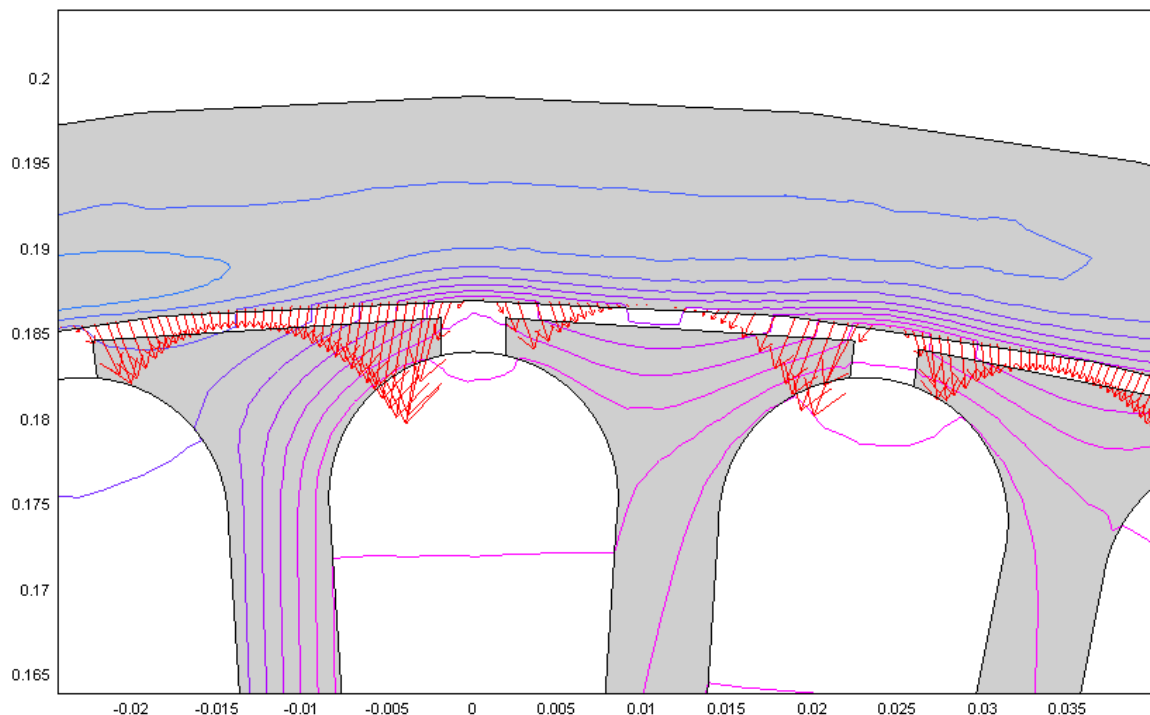


Рисунок 6 – Фрагмент распределения вектора тензора магнитного натяжения вдоль воздушного зазора ЭТМП

Распределение тензора натяжения вдоль зазора, размерность которого для двумерных задач равна размерности линейной плотности силы (Н/м), имеет сложный характер, зависящий от всей совокупности рассмотренных геометрических и физических факторов. При этом, как видно из рис. 6, значительную величину имеет нормальная составляющая тензора натяжения, обуславливающая радиальное тяжение зубцов статора к массивному ротору.

Анализ температурного поля ЭТМП выполнялся в соответствии со сформулированными выше уравнениями и граничными условиями (13) - (15). При выборе значений коэффициентов теплоотдачи, необходимых для задания граничных условий третьего рода (14), учитывались особенности построения и функционирования системы вентиляции ЭТМП. В данной работе при задании значений  $\alpha$  использовалась экспериментальная информация, полученная на опытных натуральных образцах ЭТМП с аксиально – радиальной системой вентиляции. На внешней поверхности ротора  $G_1$ , вдоль которой с высокой скоростью протекает охлаждающий воздух, определено значение коэффициента теплоотдачи  $\alpha = 350 \dots 370$  (Вт/м<sup>2</sup> · град), а на внутренней поверхности полого вала статора  $G_2$  и на поверхностях  $G_3$  аксиальных вентиляционных каналов - значение  $\alpha = 150 \dots 180$  (Вт/м<sup>2</sup> · град). Важной проблемой формиро-

вания расчетной схемы являлось задание адекватных условий теплообмена в рабочем воздушном зазоре между статором и ротором. Предварительные расчеты показали, что аэродинамическое сопротивление воздушного зазора высотой 2 мм на порядок и более превышает аэродинамическое сопротивление других вентиляционных участков системы, и воздух через рабочий зазор в аксиальном направлении практически не проходит. Поэтому с достаточным уровнем достоверности область рабочего воздушного зазора можно моделировать эквивалентным слоем с малым коэффициентом теплопроводности, характерным для теплоизоляторов. Такой модели соответствуют условия незначительного теплообмена между статором и ротором, причем отвод тепла от ротора происходит с его внешней поверхности, а от обмотки статора – через полый вал и вентиляционные каналы. При расчетах принимались следующие значения параметров слоя: коэффициент теплопроводности  $\lambda_s = 0,05$  (Вт/м·°С), плотность  $\rho = 1,29$  (кг/м<sup>3</sup>). Для сравнения для стали имеем  $\lambda_{Fe} \approx 45 \dots 55$  (Вт/м·°С).

На рис. 7 представлено установившееся распределение температуры в поперечном сечении ЭТМП при длительной заштыбовке ротора (в режиме установившегося КЗ  $s = 1$ ) при условии, что нижняя часть ротора погружена в сыпучий материал.

На рис. 8 дано распределение температуры вдоль показанной на этом же рисунке радиальной линии АВ.

Из представленных результатов следует, что температура в нижней части массивного ротора достигает значения 300 °С. Температура обмотки статора достигает предельно допустимых значений около 135 ... 140 °С (при температуре охлаждающего воздуха 40 °С). Поэтому длительная заштыбовка ротора является недопустимой.

В целом разработанная математическая модель обеспечивает высокую достоверность результатов моделирования. Ниже в табл. 1 для сравнения представлены экспериментальные и расчетные значения электромагнитных моментов двигательного и тормозного модулей ЭТМП в режиме КЗ ( $s = 1$ ).

Таблица 1 – Сравнение экспериментальных и расчетных данных

Модуль	Расчет, М <sub>эм</sub> (Н·м).	Эксперимент, М <sub>эм</sub> (Н·м).
Двигательный	702	666
Тормозной	496	452

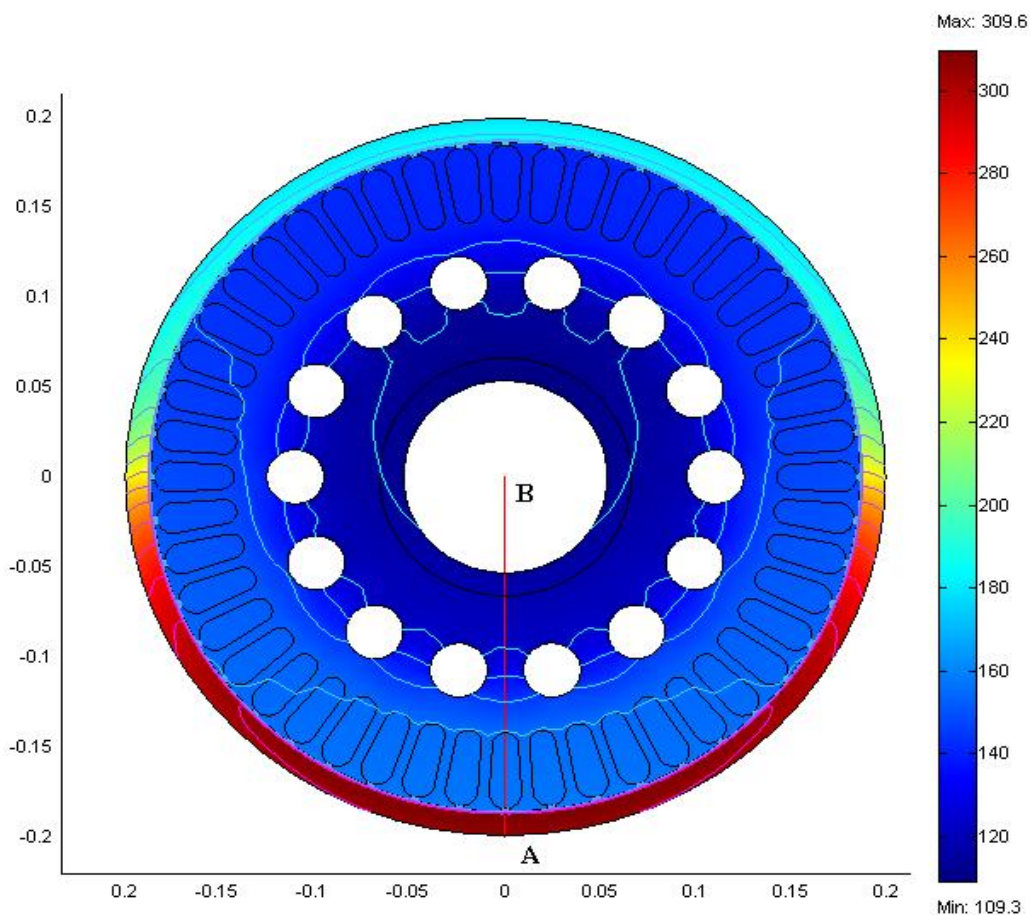


Рисунок 7 – Установившееся распределение температуры в поперечном сечении ЭТП при заштыбовке ротора

Расхождение расчетных и экспериментальных данных находится в допустимых пределах (6...10) %, что свидетельствует о высоком уровне адекватности модели. Некоторое превышение расчетных значений над экспериментальными обусловлено, прежде всего, конечной длиной активной зоны модуля, влияние которой в разработанной двумерной полевой модели может быть учтено лишь приближенными методами. Об этом свидетельствует также тот факт, что различие расчетных и экспериментальных значений для более короткого тормозного модуля более существенное и составляет 9,6%, а для более длинного двигательного модуля - 5,4%.

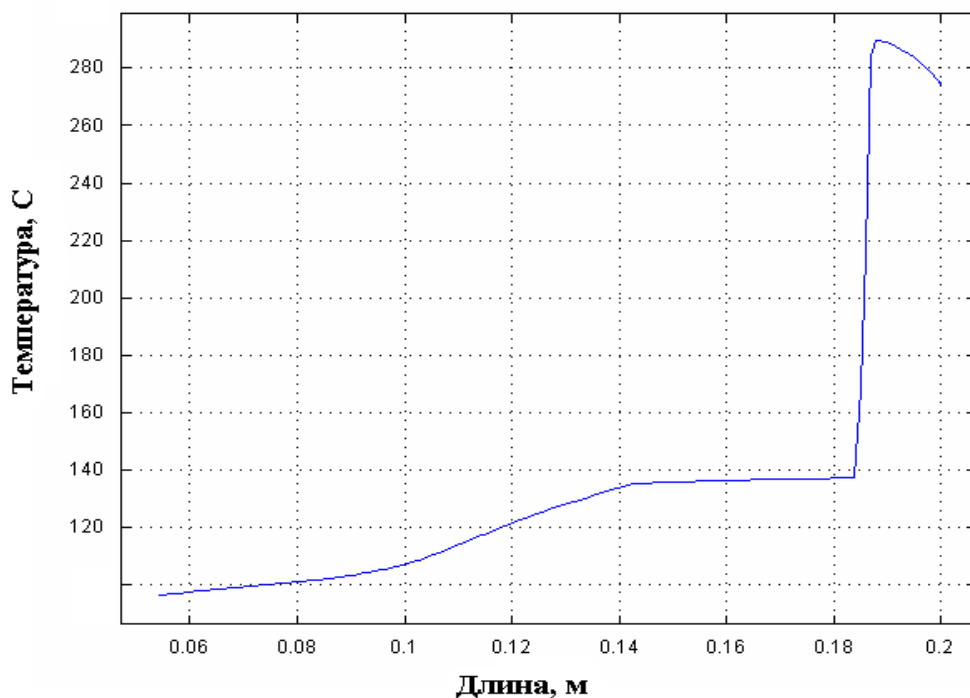


Рисунок 8 – Распределение температуры вдоль радиуса

### Выводы

1. Сформулирована цепе-полевая математическая модель взаимосвязанных электромагнитных и тепловых процессов в ЭТМП, позволяющая анализировать установившиеся и динамические режимы работы преобразователя с учетом всей совокупности основных факторов: сложной конфигурации активной зоны, нелинейности физических свойств материалов, эффектов вытеснения вихревых токов в массивном роторе с учетом вращающего характера магнитного поля, реального нагрева элементов конструкции, особенностей распределения электромагнитных сил и моментов и др.

2. С помощью метода конечных элементов исследованы особенности распределения электромагнитных и тепловых полей ЭТМП в установившихся режимах работы. Установлено влияние нагрева ротора на глубину проникновения в него вихревых токов, учтено влияние эффекта «закручивания» силовых линий поля ротором, обусловленного вращающим характером электромагнитного поля. Установлено, что учет изменения электропроводности ротора, вызванного его нагреванием вихревыми токами, ведет к снижению расчетной амплитуды токов на поверхности ротора на 25...30% и увеличению глубины проникновения токов на 35...45%.

*Приведены результаты теоретических исследований, получены зависимости, которые описывают распределение электромагнитных и тепловых полей в электротепломеханическом преобразователе энергии.*

*Resulted results of theoretical researches, got dependences, which describe the division of the electromagnetic and thermal fields in the electric thermal mechanical transformer of energy.*

### **Библиографический список**

1. Лищенко А.И., Лесник В.А. Асинхронные машины с массивным ротором. – Киев:Наук. думка,1984. -168с.

2. Дегтярева Е.Л., Потапов Л.А. Исследование механических характеристик электрической машины с массивным ферромагнитным ротором // Изв. вузов. Электромеханика. -1998.-№2.-С.23-27.

3. Брынский Е.А., Данилевич Я.Б., Яковлев В.И. Электромагнитные поля в электрических машинах - Ленинград, Энергия, Л.О.-1979.-176с.

4. Васьковський Ю.М. Математичне моделювання електромеханічних перетворювачів енергії. – Київ: Видавництво НТУУ “КПІ”. – 2003. – 164с.

5. Филиппов И.Ф. Теплообмен в электрических машинах.–Л.: Энергоатомиздат.- 1986. – 255с.

6. Васьковський Ю.Н., Дынник Л.Н. Применение метода конечных элементов для моделирования двухмерных электромагнитных полей в движущихся элементах электромеханических устройств // Известия Вузов Электромеханика. - 1990. -№9.- С.28-34.



## ТРЕБОВАНИЯ

### к рукописям научных статей и порядок их рассмотрения при подготовке к выпуску сборника научных трудов ДонГТУ

Статьи должны представляться в соответствии с требованиями ВАК Украины (Перелік № 1 за 2003г). Сборник научных трудов издается два раза в год. Сборник формирует информационный отдел.

Сборник содержит следующие разделы: «Разработка полезных ископаемых», «Металлургия», «Строительство», «Электротехника. Радиотехника». Содержание рукописей должно содержать новые достижения науки и техники, их практическое значение, соответствовать технической направленности сборника и представлять интерес для широкого круга специалистов.

В рукописи должно быть кратко изложено то новое и оригинальное, что разработано авторами, показано преимущество перед аналогами предлагаемых разработок, описаны их особенности и практическая значимость. Результаты работы не должны представляться в виде тезисов.

Ответственность за нарушение авторских прав, за несоблюдение действующих стандартов и за недостоверность приведенных в статье данных полностью несут авторы статьи.

Присланные в редакционную коллегию статьи подвергаются обязательному рецензированию. Редакционная коллегия оставляет за собой право вносить в текст статьи изменения редакционного характера без согласования с авторами.

Языки предоставления рукописей: украинский, русский.

## СОДЕРЖАНИЕ СТАТЕЙ

Представляемые статьи должны иметь следующую структуру:

### **Аннотация**

В аннотации приводятся краткие сведения о всей статье в целом на трех языках, в начале на украинском языке, в конце статьи на русском и английском языках. Объем аннотации 5-10 строк.

### *Обязательные элементы статьи:*

- постановка проблемы в общем виде и ее связь с важными научными и практическими заданиями;
- анализ последних достижений и публикаций, в которых начато решение данной проблемы и на которые опирается автор, выделение нерешенных раньше частей общей проблемы, которым посвящается данная статья;
- формулирование целей статьи (постановка задач);

- представление основного материала исследования с полным обоснованием полученных научных результатов;
- выводы по данному исследованию и перспективы дальнейшего развития данного направления.
- библиографический список, список литературных источников должен быть составлен в порядке ссылок на них. Ссылки на литературу в тексте статьи заключаются в квадратные скобки.

## **ТРЕБОВАНИЯ К ОФОРМЛЕНИЮ**

1. Текст рукописи статьи от 5 до 10 страниц на белой бумаге формата А4 (210x297 мм) с полями: верхнее, левое, правое, нижнее – 28 мм. Страницы не нумеруются. Рукопись статьи оформляется с применением редактора WinWord (не ниже версии 6,0) шрифтом Times New Roman, размером 14, одинарным интервалом, без переносов, выравниванием по ширине, абзацным отступом 1,27 см, с высоким качеством печати.

2. *Порядок оформления.* Материалы должны отвечать следующей структурной схеме: УДК, должность, фамилии и инициалы авторов, название организации, города, страны, название статьи, аннотация на двух языках, основной текст, выводы, список литературы.

УДК проставляется слева вверху, шрифт полужирный, без абзацного отступа.

Через один интервал печатать должность, фамилию, инициалы. В круглых скобках – название организации, название города, страны, через запятую. Шрифт полужирный, курсив.

Через два интервала название заглавными буквами, выравнивание по центру, шрифт полужирный, без абзацного отступа.

Через один интервал – краткая аннотация на украинском языке, курсивом и материалы статьи. Между аннотацией и текстом статьи один интервал. См. образец оформления материалов.

3. Графический материал (рисунки, графики, схемы). Все позиции, обозначенные на рисунке, должны быть объяснены в тексте. Позиции на рисунке должны располагаться по часовой стрелке. Под каждым рисунком указывается его номер и название.

4. Абзац содержащий формулы должен иметь следующие параметры: выравнивание по левому краю, без абзаца, интервал перед и после абзаца 14 пт, позиции табуляции – 7,75 см по центру (для расположения формулы) и 15,4 см по правому краю (для расположения номера формулы). Формулы выполняются с помощью редактора формул Microsoft Equation 3 математическим стилем, со следующими размерами:

Full (обычный)	12 pt
Subscript/Superscript (крупный индекс)	10 pt
Sub-Subscript/Superscript (мелкий индекс)	8 pt
Symbol (крупный символ)	12 pt
Sub-Symbol (мелкий символ)	10 pt

5. Все таблицы должны иметь название и порядковый номер и располагаться после упоминания по тексту. Название располагается над таблицей.

Каждая таблица должна иметь один интервал перед названием и один после таблицы.

6. Библиографический список должен быть составлен в порядке упоминания в тексте. Ссылки на литературу заключаются в квадратные скобки.

7. Текст статьи предоставляется в электронном (дискета 3,5”) и печатном виде, сопроводительная документация только в печатном виде.

### **СОПРОВОДИТЕЛЬНАЯ ДОКУМЕНТАЦИЯ**

- Экспертное заключение;
- Выписка из протокола заседания кафедры;
- Рецензия специалистов редакционной коллегии ДонГТУ.

## СОДЕРЖАНИЕ

### «Разработка полезных ископаемых»

<i>Амосов В. О., Марусей О. В.</i> Підвищення ефективності роботи діючого вентилятора головного провітрювання .....	5
<i>Корнеев С. В.</i> Технические требования к системе адаптации шахтных скребковых конвейеров .....	13
<i>Ларченко В. Г., Черных О. А.</i> Моделирование напряжений и сдвижений подработанной толщи горных пород методом конечных элементов .....	22
<i>Касьян С. И.</i> Исследование напряжённно-деформированного состояния массива горных пород вокруг подготовительной выработки от влияния двух лав .....	30
<i>Моисеенко Е. В.</i> Проблемы использования тригонометрического нивелирования для исследования устойчивости нефтепроводов на подрабатываемых территориях при реструктаризации шахт .....	41
<i>Корсун В. А.</i> Применение регулируемого электропривода на угольных шахтах .....	51

### «Металлургия»

<i>Новохатский А. М.</i> Совершенствование подачи углеводородных добавок в смеси с кислородом в горн доменной печи .....	63
<i>Гусев Ю. Б., Луцкий М. Б.</i> Исследование напряженно-деформационного состояния металлоконструкции перегружателя ПМГ-20 .....	73
<i>Барчан Е. Н., Луцкий М. Б.</i> Анализ конструкций выбивных машин литейного производства .....	80
<i>Левченко О. О.</i> Системний підхід та структураризація роботи одновалкової зубчастої дробилки .....	88
<i>Пупков В. С.</i> Использование стандартных аппаратных средств ЭВМ для регистрирования волновых процессов в жидкости .....	94
<i>Луценко В. А.</i> К вопросу о величине и фиксации зазоров в пакетах .....	102
<i>Луцкий М. Б., Дорожко И. К., Чичкан А. А., Луценко В. А.</i> Совершенствование технологии производства швеллера № 14 .....	109
<i>Коросташевский П. В., Войцеховский Е. В., Луцкий М. Б.</i> Анализ технологии и оборудования для сборки под сварку листовых полотнищ обечаек котлов железнодорожных вагонов-цистерн .....	115

<i>Пологович І. А.</i> Дослідження зносостійкості і підвищення довговічності здрібнюючих деталей конічних віброінерційних подрібнювачів .....	122
<i>Виногреев В. Н., Луценко В. А.</i> Пучковый электропривод и его конструкция .....	129

### **«Строительство»**

<i>Карлова В. В., Черникова С. А., Магеря Г. Г.</i> Влияние подъема уровня грунтовых вод на подземные части зданий и сооружений, эксплуатируемых в агрессивных средах производства .....	137
<i>Мочалин Е. В., Мочалина И. Г.</i> Полуэмперические интегральные соотношения для закрученных потоков в областях с проницаемой боковой поверхностью .....	144

### **«Электротехника. Радиотехника»**

<i>Дрючин В. Г., Самчелеев Ю. П., Шевченко И. С.</i> Электропривод на базе регулируемого источника тока с Пи-регулятором скорости .....	159
<i>Ламанов С. Л., Комиссаренко А. И., Мельничук В. Н., Богданов В. К.</i> Исследования оптимальных условий функционирования гибридных аппаратов с отделением источника питания .....	166
<i>Миколайчук В. А., Проскура И. В.</i> К вопросу определения основных параметров ветроколеса многолопастных ветрогенераторов .....	176
<i>Лущик В. Д., Дьяченко В. В.</i> Зменшення ваги міді обмотки збудження індукторних генераторів .....	181
<i>Лущик В. Д., Каранка В. Д., Пік О. В.</i> Додатковий електромагнітний момент в асинхронного короткозамкненого двигуна з каскадними властивостями .....	186
<i>Сергиенко С. Н., Корсунов К. А., Ашихмина Е. А.</i> Технологические особенности восстановления деталей авиадвигателей способом плазменного напыления .....	194
<i>Паэрэнд Ю. Э., Калашников А. П.</i> Моделирование амплитудно-частотных характеристик электромеханических фильтров с использованием метода электромеханических аналогий .....	200

<i>Пазранд Ю. Э., Бондаренко А. Ф.</i> Формирование сигналов специальной формы с помощью микропроцессорных средств .....	210
<i>Горелов П. В.</i> Применение наблюдателей состояния в релейных электромеханических системах с нелинейной нагрузкой .....	216
<i>Заблодский Н. Н., Филатов М. А., Овчаров А. А.</i> Оценка влияния термомеханических изменений в конструкции на параметры и характеристики электротепломеханических преобразователей энергии .....	222
<i>Заблодский Н. Н.</i> Исследование распределения электромагнитных и тепловых полей в электромеханическом преобразователе энергии .....	231
<b><i>Требования к рукописям научных статей и порядок их рассмотрения при подготовке к выпуску сборника научных трудов ДонГТУ</i></b> .....	249