

**Івано-Франківський національний технічний  
університет нафти і газу**

На правах рукопису

***Бабчук Сергій Миронович***

УДК 681.5.015.3:622.24.054.2<sup>1+</sup> / 10

Б12

**КОНТРОЛЬ ЕНЕРГЕТИЧНИХ ПОКАЗНИКІВ  
ДИЗЕЛЬНОГО ПРИВОДУ РОТОРА  
БУРОВИХ УСТАНОВОК**

**Спеціальність 05.11.13 – Прилади і методи контролю та  
визначення складу речовин**

**Дисертація на здобуття наукового ступеня  
кандидата технічних наук**

**Науковий керівник:  
доктор технічних наук,  
професор Семенцов Г.Н.**



Івано-Франківськ

2004р.

249

## ЗМІСТ

ВСТУП .....	5
РОЗДІЛ 1. Сучасний стан та аналіз відомих методів і засобів контролю енергетичних показників дизельного приводу ротора БУ .....	12
1.1. Особливості контролю енергетичних показників дизельного приводу ротора БУ .....	13
1.2. Аналіз відомих методів і засобів контролю енергетичних показників дизельного приводу ротора БУ .....	27
1.2.1. Аналіз методів контролю крутного моменту на столі ротора БУ та технічних засобів, створених на основі цих методів.....	30
1.2.2. Аналіз існуючих засобів контролю швидкості обертання стола ротора БУ.....	41
1.3. Постановка задач досліджень .....	47
РОЗДІЛ 2. ТЕОРЕТИЧНІ ЗАСАДИ МЕТОДУ КОНТРОЛЮ КРУТНОГО МОМЕНТУ ДИЗЕЛЬНОГО АГРЕГАТА.....	49
2.1. Методика і основні методи досліджень.....	49
2.2. Метрологічна оцінка відомих методів контролю крутного моменту дизельного агрегата.....	50
2.3. Взаємозв'язок крутного моменту дизельного агрегата з швидкістю його обертання .....	59
Висновки до розділу .....	67
РОЗДІЛ 3. РОЗРОБКА МЕТОДУ КОНТРОЛЮ ЕНЕРГЕТИЧНИХ ПОКАЗНИКІВ ПРИВОДУ РОТОРА БУ З ДСП.....	69
3.1. Концептуальні засади контролю енергетичних показників приводу ротора БУ з ДСП .....	69
3.2. Модель контролю енергетичних показників приводу ротора БУ з ДСП....	76
3.2.1. Моделі контролю крутного моменту на столі ротора і швидкості обертання стола ротора БУ з ДСП УРАЛМАШ-3000БД.....	77
3.2.2. Розробка методів визначення крутного моменту на столі ротора БУ з ДСП.....	81

3.2.3. Моделі контролю крутного моменту на столі ротора і швидкості обертання стола ротора БУ з ДСП УРАЛМАШ-3Д-76.....	90
3.3. Метод контролю енергетичних показників приводу ротора БУ з ДСП.....	95
Висновки до розділу .....	103
<b>РОЗДІЛ 4. АПРОБАЦІЯ РОЗРОБЛЕНОЇ СИСТЕМИ КОНТРОЛЮ ЕНЕРГЕТИЧНИХ ПОКАЗНИКІВ ПРИВОДУ РОТОРА БУ з ДСП.....</b>	
4.1. Обґрунтування конфігурації системи контролю енергетичних показників приводу ротора та вибір її елементів.....	105
4.2. Експериментальне дослідження розробленої автоматизованої системи контролю енергетичних показників приводу ротора БУ з ДСП.....	113
4.3. Метрологічний аналіз розробленої системи контролю енергетичних показників приводу ротора БУ з ДСП.....	125
Висновки до розділу .....	132
<b>ОСНОВНІ ВИСНОВКИ І РЕКОМЕНДАЦІЇ .....</b>	<b>133</b>
<b>СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ .....</b>	<b>136</b>
<b>ДОДАТКИ .....</b>	<b>149</b>

**ПЕРЕЛІК УМОВНИХ ПОЗНАЧЕНЬ**

- АСК – автоматизована система контролю
- АЧХ – амплітудно-частотна характеристика
- БЗ – база знань
- БУ – бурова установка
- ДСП – дизельний силовий привід
- ЕРС – електрорушійна сила
- ЗПФІ – зразковий пристрій формування імпульсів
- СК – система контролю
- ПК – персональний комп'ютер
- УБР – управління бурових робіт
- ФІ – формувач імпульсів



## ВСТУП

**Актуальність теми.** Одним з основних шляхів підвищення енергозабезпечення нашої держави є нарощування власного видобутку нафти і газу. Національною програмою “Нафта і газ України 2010 р.” передбачено збільшити обсяги буріння на газ у 2,3 рази, на нафту – у 1,87 рази і розвідувального буріння – у 1,44 рази. Очевидно, що нарощування обсягів буріння вимагає суттєвого збільшення ефективності буріння свердловин.

Одним із шляхів підвищення ефективності буріння свердловин є вдосконалення контролю за процесом буріння, зокрема, за енергетичними показниками роботи приводу ротора бурових установок. Наявність точної інформації про енергетичні показники приводу ротора бурової установки створить умови для підвищення ефективності буріння, особливо при бурінні свердловин в складних геологічних умовах.

Як показують дослідження ряду виробничих організацій, ведучих науково-дослідних інститутів і вищих технічних навчальних закладів, в тому числі Івано-Франківського національного технічного університету нафти і газу, досить складним питанням є забезпечення якісного контролю крутного моменту на столі ротора бурової установки при бурінні свердловин глибиною 2-5 км у складних геолого-технологічних умовах. Складність контролю енергетичних показників приводу ротора бурових установок привела до того, що на сьогодні розроблені ефективні методи непрямого контролю даних параметрів тільки для бурових установок з електроприводом, а на бурових установках з автономним груповим дизельним приводом, які складають значну частину існуючого парку бурового обладнання, і далі застосовуються механічні індикатори крутного моменту і тахометри, які характеризуються низькою надійністю і точністю. У технологічному забезпеченні роторного буріння свердловин на нафту і газ відсутні ефективні методи контролю, які б дозволили контролювати енергетичні показники дизельного приводу ротора бурових установок з необхідними показниками точності. Тому задача розробки методу контролю енергетичних показників дизельного приводу

ротора бурових установок в реальному часі на основі сучасних обчислювальних комплексів є дуже актуальною. Її рішення дозволить підвищити продуктивність бурових робіт і уникнути аварійних ситуацій, що супроводжуються значними відхиленнями енергетичних показників приводу ротора бурових установок.

**Зв'язок з науковими програмами, планами, темами.** Вибраний напрямок досліджень є складовою частиною тематичного плану Івано-Франківського національного технічного університету нафти і газу та базується на результатах держбюджетних науково-дослідних тем № ДР Д-6/2 Ф "Наукові основи розробки експертної системи і нечітких алгоритмів для оперативного керування процесом буріння", номер державної реєстрації в УкрНДІНТІ 0198U005799, та № Д-4-01Ф "Наукові основи контролю, управління і екологічного моніторингу об'єктів нафтогазового комплексу України", номер державної реєстрації в УкрНДІНТІ 0101U001664, які входять в координаційний план "Наукові основи розробки нових технологій видобутку нафти і газу, газопромислового обладнання, поглибленої переробки нафти і газу з метою отримання високоякісних моторних палив, мастильних матеріалів, допоміжних продуктів і нафтохімічної сировини". Вказаний план входить у національну програму "Нафта і газ України". Автор був виконавцем названих тем.

**Мета роботи.** Метою роботи є обґрунтування та розробка методу контролю енергетичних показників дизельного приводу ротора бурових установок для підвищення ефективності процесу буріння свердловин на нафту і газ шляхом побудови математичних і структурних моделей контролю енергетичних показників приводу ротора бурових установок з дизельним силовим приводом та розробки алгоритмів контролю.

**Задачі дослідження.** Для досягнення поставленої мети в роботі необхідно вирішити такі задачі:

- створити теоретичні засади контролю енергетичних показників приводу ротора бурових установок (БУ) з груповим дизельним силовим приводом (ДСП);
- удосконалити математичні моделі енергетичних показників приводу ротора БУ з ДСП введенням у них елементів нечіткої логіки;
- удосконалити структурну модель системи контролю енергетичних показників приводу ротора БУ з ДСП за рахунок використання інформації про швидкість обертання вала на виході з дизельного силового приводу і швидкість обертання вала приводу стола ротора;
- скласти алгоритм контролю енергетичних показників дизельного приводу ротора бурових установок на основі пристрою, який формує контрольований сигнал у реальному часі;
- покращити метрологічні характеристики технічних засобів контролю енергетичних показників приводу ротора БУ з ДСП і провести перевірку демонстраційного зразка розробленого приладу;
- провести оцінку характеристик контролю енергетичних показників приводу ротора БУ з ДСП.

**Об'єкт дослідження** – привід ротора бурових установок від дизельних силових агрегатів, що використовується для буріння свердловин на нафту і газ.

**Предмет дослідження** – методи контролю енергетичних показників дизельного приводу ротора бурових установок.

**Методи дослідження.** Поставлені задачі досягнуто шляхом аналізу літературних джерел, проведення теоретичних і експериментальних досліджень, аналізу фактичного матеріалу, отриманого в результаті виробничих випробувань, методи дослідження якого базуються на положеннях математичного моделювання та теорії статистичних вимірювань, методів раціонального планування

експерименту та методів раціонального планування схемо- і системотехніки, а також на основних положеннях теорії нечітких множин. При проведенні експериментальних досліджень було використано стенд, який імітує роботу дизельного приводу. Оцінка ефективності отриманих результатів проводилась шляхом їх перевірки на промислових даних.

**Наукова новизна** отриманих результатів полягає в розробці методу непрямого контролю енергетичних показників приводу ротора бурових установок з дизельним силовим приводом і визначається такими положеннями:

- вперше створено теоретичні засади контролю енергетичних показників приводу ротора бурових установок з дизельним силовим приводом, які містять моделі механічних характеристик дизельних агрегатів типу В2-450 на базі нечіткої логіки, котрі створили основу для їх аналізу та моделювання на ЕОМ. Доведено ефективність даних моделей (похибки розроблених моделей відносно зразкових механічних характеристик не перевищують 0,14%, а у відомих детермінованих моделей – 6,7%) і можливість їх використання для контролю енергетичних показників приводу ротора бурових установок з дизельним силовим приводом, що сприяє підвищенню ефективності процесу буріння свердловин на нафту і газ та зменшенню аварій;
- набули подальшого розвитку математичні моделі енергетичних показників приводу ротора бурових установок з дизельним силовим приводом від агрегатів типу В2-450. В розроблених моделях використовуються нечіткі правила-продукції, що дозволяють в умовах невизначеності процесу буріння свердловин на нафту і газ здійснювати контроль енергетичних показників приводу ротора бурових установок з дизельним силовим приводом у реальному часі;
- удосконалено методи оцінки основних метрологічних характеристик, метод автоматизованого метрологічного випробування і повірки засобів системи контролю енергетичних показників приводу ротора бурових установок з дизельним силовим приводом. В процесі проведеного метрологічного випробування підтверджена адекватність отриманих аналітичних залежностей

для різних режимів роботи блоку мікропроцесорних засобів контролю енергетичних показників приводу ротора бурових установок з дизельним силовим приводом;

- удосконалено структурну модель системи контролю енергетичних показників приводу ротора бурових установок з дизельним силовим приводом. На відміну від існуючих моделей, що базуються на безпосередньому контролі кожного енергетичного показника окремим контуром контролю, дана структурна модель дозволяє, вимірюючи швидкість обертання вала на виході з дизельного силового приводу і швидкість обертання вала приводу ротора непрямим методом, встановлювати основні енергетичні показники з необхідною точністю (сумарна похибка системи контролю 3,02%), а також забезпечити зменшення витрат коштів і часу на придбання, монтаж, обслуговування і ремонт технічних засобів, тобто сприяє підвищенню ефективності бурових робіт.

### **Практичне значення отриманих результатів.**

1. На основі запропонованих моделей синтезовано якісно новий алгоритм і розроблено програму контролю енергетичних показників приводу ротора бурових установок з дизельним силовим приводом, комп'ютерне моделювання якого показало його працездатність, збіжність, ефективність контролю в реальному часі при різних вхідних даних, які були отримані експериментально на бурових установках, що забезпечує підвищення ефективності систем керування процесом буріння свердловин.

2. Запропоновано і обґрунтовано нову систему контролю енергетичних показників приводу ротора бурових установок з дизельним силовим приводом, яка дозволяє на основі інформації про швидкість обертання вала на виході з дизельного силового приводу і швидкість обертання вала приводу стола ротора непрямим методом отримувати інформацію про енергетичні показники з необхідною точністю.

3. Розроблений у дисертаційній роботі метод та рекомендації з його використання прийняті для впровадження на бурових підприємствах України -

Прилуцькому УБР ВАТ "Укрнафта". Очікуваний економічний ефект від впровадження складає 127 тис. грн (Акт від 12.03.2003р.).

4. Результати теоретичних і експериментальних досліджень впроваджено в навчальному процесі в робочих програмах дисциплін: "Спеціальні вимірювальні прилади і системи", "Автоматизований електропривод в нафтогазовій промисловості" для студентів спеціальності 7.092501 - Автоматизоване управління технологічними процесами; демонстраційний зразок пристрою впроваджений у вигляді лабораторного стенду (Акт від 27.04.2004р.).

Розроблена апаратура та алгоритмічна реалізація пристрою може бути використана в проектно-конструкторських організаціях для проектування технічних засобів контролю технологічних параметрів процесу буріння свердловин на нафту і газ.

**Особистий внесок здобувача.** Основні результати дисертаційної роботи одержані автором самостійно. Здійснено аналіз сучасного стану контролю крутного моменту на столі ротора [68], створено математичні моделі механічних характеристик дизельних агрегатів типу В2-450 [83], розроблено математичні моделі крутного моменту і швидкості обертання стола ротора від усередненої швидкості обертання колінчастих валів дизельних агрегатів ДСП [101], розроблено алгоритм контролю енергетичних показників приводу ротора БУ з ДСП [98], проведено лабораторні експериментальні дослідження роботи автоматизованої системи контролю енергетичних показників приводу ротора бурової установки з дизельним силовим приводом, проведено метрологічний аналіз розробленої системи контролю [124]. В роботі [102], опублікованій у співавторстві, було охарактеризовано розроблений метод встановлення крутного моменту на столі ротора бурових установок з дизельним силовим приводом по відомих швидкості обертання стола ротора і усередненій швидкості обертання колінчастих валів дизельних агрегатів ДСП, визначено достатні умови, при виконанні яких можна стверджувати, що знайдений розрахунковим методом крутний момент на столі ротора бурової

установки з дизельним силовим приводом відповідає реальному із заданою точністю. Здобувач брав безпосередню участь в експериментальних дослідженнях.

**Апробація результатів досліджень.** Основні результати дисертаційної роботи доповідалися і обговорювалися на 7-й Міжнародній науково-практичній конференції “Нафта і газ України-2002” (м.Київ, 2002 рік), II Міжнародній науково-практичній конференції “Динаміка наукових досліджень ‘2003” (м.Дніпропетровськ, 2003 рік), VII Міжнародній науково-практичній конференції “Наука і освіта ‘2004” (м.Дніпропетровськ, 2004 рік), Міжнародній науково-практичній конференції “Інтелектуальні системи прийняття рішень та інформаційні технології” (м.Чернівці, 2004 рік), Міжнародній науково-практичній конференції “Мікропроцесорні пристрої та системи в автоматизації виробничих процесів” (м.Хмельницький, 2004 рік), VIII науково-технічній конференції “Вимірювальна та обчислювальна техніка в технологічних процесах” (м.Хмельницький, 2001 рік), науково-технічних конференціях професорсько-викладацького складу Івано-Франківського національного технічного університету нафти і газу (2001, 2002р.р.).

**Публікації.** Результати роботи опубліковувались у 7 статтях фахових наукових журналів (6 статей одноособових), у 8 збірниках матеріалів і тез науково-технічних конференцій.

**Структура та обсяг роботи.** Дисертація складається із вступу, 4 розділів, висновків, викладених на 148 сторінках тексту, 39 рисунках, 8 таблицях, списку використаних джерел, що містить 124 найменування та 11 додатків на 37 сторінках.

## РОЗДІЛ 1

### СУЧАСНИЙ СТАН ТА АНАЛІЗ ВІДОМИХ МЕТОДІВ І ЗАСОБІВ КОНТРОЛЮ ЕНЕРГЕТИЧНИХ ПОКАЗНИКІВ ДИЗЕЛЬНОГО ПРИВОДУ РОТОРА БУ

Україна належить до країн з дефіцитом власних природних енергетичних ресурсів. Потреба у нафті за рахунок власного видобутку задовільняється всього на 10-12%, у природному газі – на 20-25% [1,2]. Одним з основних шляхів підвищення енергозабезпечення нашої держави є нарощування власного видобутку нафти і газу [3]. Національною програмою “Нафта і газ України 2010 р.” передбачено збільшити обсяги буріння на газ у 2,3 рази, на нафту – у 1,87 рази, а розвідувального буріння – у 1,44 рази [4,5]. Очевидно, що нарощування обсягів видобутку нафти і газу неможливі без суттєвого збільшення ефективності буріння свердловин [6]. Одним із шляхів вирішення даної проблеми є підвищення якості контролю технологічних параметрів буріння. Наявність достовірної інформації про процес дає змогу забезпечити підтримку оптимального режиму буріння і скорочення числа аварій, особливо при проводці свердловин у складних геологічних умовах [7].

Одними з важливих технологічних параметрів, які необхідно контролювати під час буріння, є енергетичні показники приводу ротора БУ: крутний момент на столі ротора, швидкість обертання стола ротора, швидкість обертання вала на виході з групового силового приводу, крутний момент, що створюється груповим силовим приводом, усереднена швидкість обертання валів двигунів, усереднений крутний момент на валі двигуна. Особливо актуально стоїть питання контролю даних параметрів для БУ з ДСП, адже вони складають більше половини бурових установок існуючого парку обладнання [8].



## **1.1. Особливості контролю енергетичних показників дизельного приводу ротора БУ**

Бурові установки, які призначені для використання в неелектрифікованих районах, використовують, як джерело енергії, для приводу бурової лебідки, ротора і бурових насосів дизельні агрегати.

Дизельні агрегати у всіх БУ об'єднані механічною трансмісією в груповий привід, що сумує потужність працюючих дизелів і направляє її в потрібному напрямку для приводу бурових насосів, лебідки і ротора [70].

На бурових установках Уралмаш 3Д-76 і Уралмаш 3000БД використовують п'ятидизельний привід (груповий), розділений на два блоки — тридизельний і дводизельний. Тридизельний блок призначений для приводу лебідки, ротора й одного бурового насоса, а дводизельний - для приводу тільки одного бурового насоса.

Відмінність дизельних приводів бурових установок Уралмаш 3Д-76 і Уралмаш 3000БД полягає в тому, що потужність трьох дизелів блоку лебідки (Уралмаш 3Д-76) сумується в коробці швидкостей із зубчастими передачами, а на буровій установці Уралмаш 3000БД - також в коробці швидкостей, але з ланцюговими передачами. У цих приводах застосовують дизельні агрегати В2-450АВ-С3.

Сумуючі трансмісії дизельного силового приводу є паралельною резервуючою системою, що забезпечує високу степінь ймовірності безвідмовної роботи і живлення енергією виконавчих механізмів БУ [71].

На відміну від роторних бурових установок з електроприводом, де ефективно застосовуються непрямі методи контролю крутного моменту на столі ротора [37,38], в бурових установках з приводом від двигунів внутрішнього згорання і на сьогоднішній день не впроваджено непрямі методи контролю крутного моменту. Це зумовлено відсутністю математичних моделей крутного моменту від швидкості обертання колінчастих валів дизельних агрегатів (яку легко точно визначити), які б

відображали дані процеси з точністю до 1 %. На сьогодні задовільну точність має тільки математична модель, яка описує зміну крутного моменту на колінчастому валі дизельного агрегата від потужності, що він створює. Але на відміну від електричних двигунів в яких легко точно встановити потужність, в дизельних агрегатах ця задача вирішується досить складно і з великою похибкою при використанні моделей потужності на валі дизельного агрегата від швидкості обертання цього вала. Тому недоцільно використовувати знайдене з невисокою точністю значення потужності для визначення крутного моменту.

На бурових установках переважають низькообертові важкі дизелі максимальна швидкість обертання колінчастого вала яких не перевищує 1800 об/хв.

Важкі промислові дизельні двигуни добре протидіють ударним навантаженням, мають гнучку характеристику потужності і можуть працювати тривалий час без ремонту [72].

Дизельні двигуни, що широко використовуються на бурових установках, відносяться до класу найбільш легких із важкого типу промислових дизелів. Номінальна потужність дизеля встановлюється виробником, як потужність, власне, дизеля і потужність агрегата. Перша – це потужність на валі без витрати її на допоміжні пристрої дизеля, друга – та ж потужність, але знижена за рахунок витрати на привід водяної помпи, вентилятора та інших допоміжних пристроїв, що встановлюються на дизельних двигунах бурових установок.

В розмірному ряді бурових установок потужність, що витрачається на роботу допоміжного обладнання самих дизельних двигунів, коливається по номінальній потужності двигуна від 10% (у двигунах малої потужності) до 3-4% (у двигунах великої потужності). Тобто, якщо дизельний двигун розвиває

потужність на валі 368 кВт при 900 об/хв, то вихідна потужність складатиме при тій же швидкості обертання тільки приблизно 353 кВт [72].

Потужність дизельних двигунів нормується при нормальній температурі (18<sup>0</sup>С) і при нормальному атмосферному тиску.

На бурових установках у колишньому СРСР, а тепер і в державах, що утворилися після його розпаду, у тому числі і в Україні, та в інших країнах широко застосовувалися і застосовуються в приводі лебідки дизельні агрегати типу В2. Вони випускалися і випускаються потужністю 331 кВт (450к.с.) і мають відповідні позначення: В2-450АВ-С3, В2-450АВ-С2, В2-450АВТ-С3, В2-450АВТ-С2. В цих позначеннях цифрою 450 вказується потужність дизеля в кінських силах, а буквами: В – наявність на дизелі вентилятора, Т – тропічне виконання, С2 – друга серія, С3 – третя серія [69].

Дизелі В2-450АВ-С3, В2-450АВТ-С3 відрізняються від аналогічних дизелів серії 2 вдосконаленнями, які збільшують їх надійність і довговічність.

Всі дизельні агрегати, що призначені для роботи на БУ, мають добре визначені залежності крутного моменту від швидкості обертання його колінчастого вала.

Сумарний крутний момент тридизельної силової установки, що приводить в дію лебідку, насос і ротор [73]:

$$M_{cd} = k_{np}M_{д1} + k_{np}M_{д2} + k_{np}M_{д3} . \quad (1.1)$$

де  $M_{cd}$  - сумарний крутний момент тридизельної силової установки;

$M_{д1}$ ,  $M_{д2}$ ,  $M_{д3}$  - крутний момент на колінчастому валі 1-го, 2-го, 3-го дизельних агрегатів;

$k_{np}$  – коефіцієнт пониження передачі в понижуючому редукторі на виході з дизельного агрегата.

Оскільки дизельні агрегати у всіх БУ об'єднані механічною трансмісією в груповий привід, то вираз (1.1) можна записати у вигляді:

$$M_{cd} = k_{np} \frac{M_{Д1} + M_{Д2} + M_{Д3}}{3} + k_{np} \frac{M_{Д1} + M_{Д2} + M_{Д3}}{3} + k_{np} \frac{M_{Д1} + M_{Д2} + M_{Д3}}{3} . \quad (1.2)$$

Якщо усереднене механічною трансмісією значення крутного моменту, що створюється кожним конкретним дизельним агрегатом, представити як

$$M_{Д} = \frac{M_{Д1} + M_{Д2} + M_{Д3}}{3} , \quad (1.9)$$

то, враховуючи (1.3), вираз (1.2) можна записати у вигляді

$$M_{cd} = k_{np} M_{Д} + k_{np} M_{Д} + k_{np} M_{Д} = 3 \cdot k_{np} \cdot M_{Д} . \quad (1.4)$$

З (1.4) випливає, що зміна крутного моменту групового ДСП описується такою ж залежністю, як і зміна крутного моменту в дизельному агрегаті, що в нього входить, тільки з коефіцієнтом підсилення в  $n$  раз:

$$M_{cd} = n \cdot k_{np} \cdot M_{Д} , \quad (1.5)$$

де  $n$  – кількість дизельних агрегатів в груповому ДСП.

Крутний момент на елементах приводу ротора визначається коефіцієнтами передачі [74]:

$$M_1 = M_{cd}; M_2 = k_1 M_1; M_3 = k_2 M_2; \dots; M_i = k_{i-1} M_{i-1}; \dots; M_n = k_{n-1} M_{n-1}$$

або

$$M_1 = M_{cd}; M_2 = k_1 M_{cd}; M_3 = k_1 k_2 M_{cd}; \dots; M_i = k_1 k_2 \dots k_{i-1} M_{cd}; \dots; M_n = k_1 k_2 \dots k_{n-1} M_{cd}$$

тобто

$$M_p = k_m M_{cd} = k_m \cdot n \cdot k_{np} \cdot M_d, \quad (1.6)$$

де  $M_p$  - крутний момент на столі ротора, Нм;

$M_{cd}$  - сумарний крутний момент тридизельної силової установки, Нм;

$k_m$  - коефіцієнт передачі крутного моменту з групового ДСП до стола ротора.

На БУ з ДСП (УРАЛМАШ-3000БД, УРАЛМАШ-3Д-76) в паралельному режимі працює три дизельні агрегати, які з'єднані між собою механічною трансмісією, тому усереднена швидкість обертання колінчастих валів дизельних агрегатів групового силового приводу бурової установки :

$$\omega_d = \frac{\omega_{d1} + \omega_{d2} + \omega_{d3}}{3}, \quad (1.7)$$

де  $\omega_d$  - усереднена швидкість обертання колінчастих валів дизельних агрегатів групового силового приводу БУ, об/хв;

$\omega_{d1}$ ,  $\omega_{d2}$ ,  $\omega_{d3}$  - швидкість обертання колінчастого вала 1-го, 2-го, 3-го дизельного агрегата групового силового приводу БУ, об/хв.

Швидкість обертання елементів приводу ротора визначається коефіцієнтами передачі [71]:

$$\omega_1 = \omega_D; \omega_2 = k_1 \omega_1; \omega_3 = k_2 \omega_2; \dots; \omega_i = k_{i-1} \omega_{i-1}; \dots; \omega_n = k_{n-1} \omega_{n-1},$$

або

$$\omega_1 = \omega_D; \omega_2 = k_1 \omega_D; \omega_3 = k_1 k_2 \omega_D; \dots; \omega_i = k_1 k_2 \dots k_{i-1} \omega_D; \dots; \omega_n = k_1 k_2 \dots k_{n-1} \omega_D,$$

тобто

$$\omega_p = k_\omega \omega_D, \quad (1.8)$$

де  $\omega_p$  - швидкість обертання ротора, об/хв;

$k_\omega$  - коефіцієнт передачі швидкості обертання з групового ДСП до стола ротора.

Проведений аналіз показав, що з усередненою швидкістю обертання колінчастих валів дизельних агрегатів групового силового приводу БУ  $\omega_D$  пов'язані функціональними залежностями основні енергетичні показники приводу ротора: сумарний крутний момент, що створюється тридизельним силовим приводом лебідки і ротора, швидкість обертання стола ротора, крутний момент на столі ротора. Крім того, знаючи усереднену швидкість обертання колінчастих валів дизельних агрегатів групового приводу і швидкість обертання стола ротора, можна автоматично контролювати і швидкість, встановлену на коробці швидкостей.

Розроблювана система контролю енергетичних показників ДСП БУ здійснює нелінійне перетворення вхідних впливів і є розімкнутою частотно-імпульсною динамічною системою.

Індивідуальність властивостей розробленої нелінійної системи контролю обумовлює використання таких методів побудови моделі, які дають можливість представити систему контролю енергетичних показників ДСП БУ у вигляді послідовного з'єднання нелінійної безінерційної і лінійних динамічних ланок. При формалізації закономірностей функціонування такої системи використовуємо один із основних і найбільш розповсюджених типів моделей - модель "вхід-вихід". Вона створюється рівняннями, що показують взаємозв'язок між значеннями вхідних і вихідних сигналів [75].

Прийmemo, що вихідний сигнал  $u(t)$ , що спостерігається, складається із аддитивної суміші корисного сигналу  $y(t)$ , який повністю визначається вхідним сигналом  $\omega(t)$  - швидкістю обертання вала дизельного двигуна, і перешкоди  $\eta(t)$ , яка відображає вплив неконтрольованих збурюючих впливів і не залежить від вхідного впливу (рис.1.1).

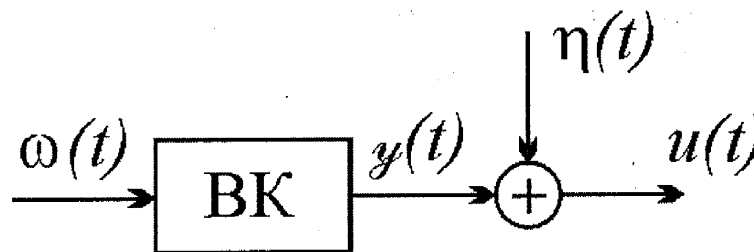


Рис.1.1. Модель "вхід-вихід" вимірювального каналу (ВК)  
як нелінійної динамічної системи

Відомі [76] різні методи побудови математичних моделей нелінійних динамічних систем такого класу.

Математичну модель такої системи можна побудувати, наприклад, у вигляді кінцевого відрізка функціонального ряду Вольтерра [76,77].

У цьому випадку вихідний сигнал  $y(t)$  детермінованої частини розробленої системи контролю можна представити у такому вигляді:

$$y(t) = \varpi_0 + \sum_{i=1}^n T_i[\omega(t)] , \quad (1.9)$$

де  $\varpi_0$  - складова вихідного сигналу  $y(t)$ , яка не обумовлена вхідним впливом  $\omega(t)$ ;

$T_i[\omega(t)]$  - оператор Вольтерра  $i$ -го порядку:

$$T_i[\omega(t)] = \int_0^{\infty} \dots \int_0^{\infty} \varpi_i(\tau_1, \tau_2, \dots, \tau_i) \omega(t - \tau_1) \omega(t - \tau_2) \dots \omega(t - \tau_i) d\tau_1 d\tau_2 \dots d\tau_i ; \quad (1.10)$$

$\varpi_i(\tau_1, \tau_2, \dots, \tau_i)$  - ядро Вольтерра (імпульсна перехідна функція)  $i$ -го порядку, яке для систем, що можуть бути фізично реалізовані, задовільняє умову  $\varpi_i(\tau_1, \tau_2, \dots, \tau_i) = 0$  для будь-якого  $\tau_j < 0$  ( $j = \overline{1, i}$ ).

Проте ряд Вольтерра є степеневим рядом із пам'яттю і узагальнює ряд Тейлора, оскільки в усталеному режимі, коли  $\omega(t) = \omega = const$ ,

$$y = \sum_{i=0}^n C_i \omega^i , \quad C_i = \int_0^{\infty} \dots \int_0^{\infty} \varpi_i(\tau_1, \tau_2, \dots, \tau_i) d\tau_1 d\tau_2 \dots d\tau_i , \quad C_0 = \varpi_0 .$$

Степневий характер рядів Вольтерра викликає певні труднощі, оскільки виникає проблема збіжності ряду, яка аналогічна випадку представлення функції рядом Тейлора [76,78].

Отже, побудова моделі розробленої нелінійної динамічної системи контролю енергетичних показників ДСП у вигляді кінцевого відрізка ряду Вольтерра містить визначення необхідної кількості членів ряду (1.9) і оцінювання ядер Вольтерра відповідних порядків. При цьому треба враховувати той факт, що ефективні алгоритми ідентифікації безпосередньо



ядер Вольтерра одержують лише при гаусівському білому шумі або псевдовипадкових сигналах на вході системи [78].

Труднощі, що пов'язані з визначенням ядер Вольтерра досліджуваної системи і збіжністю цього ряду, можна усунути, користуючись методом Н.Вінера [77,78], шляхом використання в якості моделі нелінійної системи ортогонального ряду

$$y(t) = \sum_{i=0}^n G_i[K_i; \omega(t)] \quad , \quad (1.11)$$

де  $G_i$  - G-функціонали Вінера, які отримують ортогоналізацією функціоналів Вольтера (1.10) в класі вхідних впливів, що є гаусівським білим шумом;

$K_i(\tau_1, \tau_2, \dots, \tau_i)$  - ядро Вінера  $i$ -го порядку.

Якщо, наприклад, представити ядра Вінера у симетричній формі, то тоді перших три G-функціонала матимуть такий вигляд:

$$\begin{aligned} G_0[K_0; \omega(t)] &= K_0 \quad ; \quad G_1[K_1; \omega(t)] = \int_0^{\infty} K_1(\tau_1) \omega(t - \tau_1) d\tau_1 \quad ; \\ G_2[K_2; \omega(t)] &= \int_0^{\infty} \int_0^{\infty} K_2(\tau_1, \tau_2) \omega(t - \tau_1) \omega(t - \tau_2) d\tau_1 d\tau_2 - \lambda \int_0^{\infty} K_2(\tau_1, \tau_2) d\tau_1 \quad ; \\ G_3[K_3; \omega(t)] &= \int_0^{\infty} \int_0^{\infty} \int_0^{\infty} K_3(\tau_1, \tau_2, \tau_3) \omega(t - \tau_1) \omega(t - \tau_2) \omega(t - \tau_3) d\tau_1 d\tau_2 d\tau_3 - \\ &- 3\lambda \int_0^{\infty} \int_0^{\infty} K_3(\tau_1, \tau_2, \tau_3) \omega(t - \tau_1) d\tau_1 d\tau_2, \end{aligned}$$

де  $\lambda$  - інтенсивність білого шуму.

Збіжність ортогонального ряду є збіжністю у середньому, тому при вхідних сигналах, які можна перетворити в гаусівський білий шум, рядом

Вінера можна описати більш широкий клас нелінійних систем ніж рядом Вольтерра. У даному випадку взаємозв'язок між вхідним  $\omega(t)$  і вихідним  $y(t)$  сигналами стаціонарної системи краще описується оператором Гаммерштейна [79]

$$y(t) = \int_0^{\infty} \varpi(\tau) f[\omega(t-\tau)] d\tau, \quad (1.12)$$

де  $\varpi(\tau)$  - імпульсна перехідна функція,

$f(\omega)$  - нелінійна функція.

Перевагами цього виду моделей є наочність і очевидність фізичної інтерпретації та зручність в практичному використанні.

Структурна схема розробленого вимірювального каналу енергетичних показників ДСП, як одномірної нелінійної системи Гаммерштейна, зображена на рис.1.2.

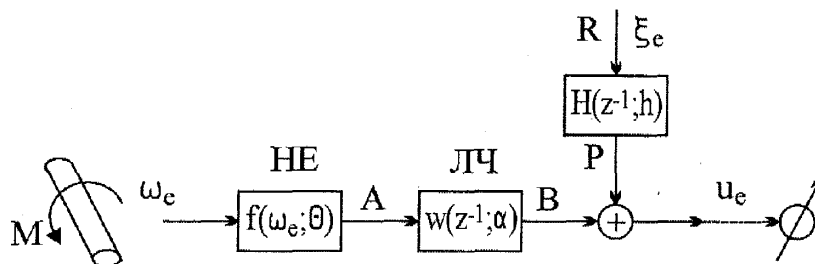


Рис.1.2. Структурна схема вимірювального каналу енергетичних показників ДСП, як одномірної нелінійної системи Гаммерштейна: М – крутний момент на валі дизельного двигуна, НЕ – нелінійний елемент, ЛЧ – лінійна частина системи, А – вихідний сигнал нелінійного елемента, В – вихідний сигнал лінійної частини системи, Р – вихідний сигнал об'єкта за збудженням, R – збуджуючий вплив

Для оцінювання параметрів запропонованої одновірної системи (рис.1.2) Гаммерштейна вихідну послідовність  $u_e$  нелінійної системи, що спостерігається, представлено у вигляді [76]:

$$u_e = W(z^{-1}; \alpha) f(\omega_e; \theta) + H(z^{-1}; h) \xi_e, \quad (1.13)$$

де

$$W(z^{-1}; \alpha) = \frac{B(z^{-1})}{A(z^{-1})}, \quad (1.14)$$

$$H(z^{-1}; h) = \frac{P(z^{-1})}{R(z^{-1})} \quad (1.15)$$

$H(z^{-1}; h)$  - дробово-раціональні функції, параметри яких

$$\alpha^T = (a^T, b^T), \quad a^T = (a_1, a_2, \dots, a_{n_a}), \quad b^T = (b_0, b_1, \dots, b_{n_b}),$$

$$h^T = (p^T, r^T), \quad p^T = (p_1, p_2, \dots, p_{n_p}), \quad r^T = (r_1, r_2, \dots, r_{n_r})$$

є коефіцієнтами поліномів

$$A(z^{-1}) = 1 + \sum_{i=1}^{n_a} a_i z^{-i}, \quad B(z^{-1}) = \sum_{i=0}^{n_b} b_i z^{-i}, \quad (1.16)$$

$$P(z^{-1}) = 1 + \sum_{i=1}^{n_p} p_i z^{-i}, \quad R(z^{-1}) = 1 + \sum_{i=1}^{n_r} r_i z^{-i}, \quad (1.17)$$

$$f(\omega_e; \theta) = \sum_{i=1}^{n_\theta} \theta_i \varphi_i(\omega_e) = \varphi^T(\omega_e) \theta. \quad (1.18)$$

$f(\omega_e; \theta)$  - характеристика нелінійного безінерційного елемента, яку можна розкласти в кінцевий ряд за лінійно-незалежними функціями

$$\varphi^T(\omega_e) = [\varphi_1(\omega_e), \varphi_2(\omega_e), \dots, \varphi_{n_\theta}(\omega_e)];$$

$\theta^T = (\theta_1, \theta_2, \dots, \theta_{n_\theta})$  - параметри нелінійного елементу;

$z^{-1}$  - оператор одиничного запізнення в часовій області або обернена величина до змінної Z-перетворення, коли мова іде про передавальні функції;

$\omega_e$  - вхідна послідовність;

$\xi_e$  - послідовність випадкових величин з нульовим середнім і кінцевою дисперсією  $G_\xi^2$ , які є незалежними одна від одної і від вхідної послідовності  $\omega_e$ .

Щоб лінійна частина (ЛЧ) системи, що має передавальну функцію

$$W(z^{-1}; \alpha)$$

була стійкою, корені  $z_i(a)$  ( $i = \overline{1, n_a}$ ) характеристичного рівняння

$$z^{n_a} + a_1 z^{n_a-1} + \dots + a_{n_a} = 0$$

повинні бути за модулем менше одиниці, тобто лежати в середині одиничного кола  $|z| \leq 1$  [75].

Тобто  $|z_i(a)| < 1$ ,  $i = 1, 2, \dots, n_a$ .

Передавальний коефіцієнт лінійної динамічної частини приймається одиничним

$$W(1; \alpha) = \frac{B(1)}{A(1)} = \frac{\sum_{i=0}^{n_b} b_i}{1 + \sum_{i=1}^{n_a} a_i} = 1, \quad (1.19)$$

тобто, характеристика нелінійного елемента (НЕ)  $f(\omega; \theta)$  є нелінійним передавальним коефіцієнтом (коефіцієнтом підсилення) системи контролю енергетичних показників ДСП.

Тому допустима область для параметрів  $\alpha$  має такий вигляд:

$$C_\alpha = \{\alpha : |z_i(a)| < 1 \quad (i = \overline{1; n_a}), \quad W(1; \alpha) = 1\}. \quad (1.20)$$

Послідовність

$$\eta_e(h) = H(z^{-1}; h) \xi_e$$

є приведеною до виходу системи контролю перешкодою, яка відображає вплив неконтрольованих збурень. Вона буде стаціонарною оберненою послідовністю, якщо передавальні функції

$$H(z^{-1}; h) \text{ і } H^{-1}(z^{-1}; h)$$

стійкі [75,76].

Інакше кажучи, корені  $z_i(p)$ ,  $z_i(r)$  рівнянь

$$z^{n_r} + r_1 z^{n_r-1} + \dots + z_{n_r} = 0, \quad ,$$

$$z^{n_p} + p_1 z^{n_p-1} + \dots + p_{n_p} = 0$$

повинні знаходитися всередині одиничного кола.

Тоді припустимою областю для параметрів  $h$  є така:

$$C_h = \{p : |z_i(p)| < 1 \quad (i = \overline{1; n_p}), \quad r : |z_e(r)| < 1 \quad (e = \overline{1; n_r})\}. \quad (1.21)$$

Тепер припустимо, що рівняння (1.13) з параметрами  $(a_*, b_*, n_a^*, n_b^*; p_*, r_*, n_p^*, n_r^*; \theta_*, n_\theta^*)$  описує справжні умови функціонування системи контролю, наприклад, крутного моменту на валі дизельного двигуна.

Тоді  $W(z^{-1}; \alpha_*)$  і  $H(z^{-1}; h_*)$  можна назвати, відповідно, передавальними функціями лінійної частини і каналу збурень, а  $f(\omega, \theta_*)$  - характеристикою нелінійного елемента системи.

Природньо також припустити, що поліноми чисельників і знаменників

$$W(z^{-1}; \alpha_*) \text{ і } H(z^{-1}; h_*)$$

не мають спільних коренів, оскільки спільні корені можна виключити із розгляду зменшенням порядків  $n_a^*, n_b^*$  і  $n_p^*, n_r^*$ .

Сукупність можливих значень параметрів  $(a, b, n_a, n_b; p, r, n_p, n_r; \theta, n_\theta)$ , або  $C^T = (\alpha^T, h^T, \theta^T)$  в  $W(z^{-1}; \alpha)$ ,  $H(z^{-1}; h)$ ,  $f(\omega; \theta)$  визначає сукупність відповідних передавальних функцій і нелінійностей моделі вимірювальних каналів, що використовуються для контролю крутного моменту на валі бурових механізмів з дизельним силовим приводом.

Рівняння (1.13)÷(1.18) визначають загальну структуру моделі “вхід-вихід” стаціонарної системи Гаммерштейна, якою є система контролю енергетичних показників дизельного силового приводу бурових установок.

В процесі ідентифікації необхідно знайти такі значення параметрів  $C$ , при яких модель (1.13)÷(1.18) оптимально відображає властивості розробленої системи контролю енергетичних показників ДСП.

## 1.2. Аналіз відомих методів і засобів контролю енергетичних показників дизельного приводу ротора БУ

При керуванні процесом буріння свердловин необхідний контроль крутного моменту бурильної колони, що працює в напруженому стані, тому що перевищення його встановленого значення може свідчити про ускладнення і аварії [9].

Головна мета контролю крутного моменту – попередження його великих значень, що можуть привести до скручування і обриву колони бурильних труб. Крім того, контроль крутного моменту у поєднанні з вимірюванням осьового навантаження дозволяє судити про стан свердловини, про характер розбурюваних порід і про технічний стан породоруйнуючого інструмента [10,11].

Величина крутного моменту на столі ротора є одним з основних параметрів, що характеризує режим буріння, особливо якщо відпрацювання долота ведеться за зносом опори [12-17], яка зазвичай виходить з ладу швидше за озброєння. Так, при бурінні свердловин на нафтогазових родовищах Дністровсько-Донецької западини значна кількість шарошкових доліт виходить з ладу внаслідок повного зношення опори, хоча зношення озброєння не перевищує 50-60% [18].

Враховуючи, що статистичні промислові дані про довговічність опор доліт важко використати для прогнозування зносу в зв'язку з нестабільністю цього параметра [18], необхідно мати на буровій засоби автоматичного контролю стану опор долота в процесі буріння.

Дослідження показують, що протягом 75-80% часу експлуатації опора шарошок поступово зношується зі зміною зазора в межах від 0,5 мм до 1,2-1,35 мм [18], після чого настає різке збільшення, яке в кінцевому результаті веде до заклинювання шарошок [18]. Збільшення зношення шарошок супроводжується зростанням крутного моменту на столі ротора, особливо

при катастрофічному зношенні. Різке і значне зростання крутного моменту вказує на необхідність припинення довбання і заміну долота. Тому при наявності засобів автоматичного контролю крутного моменту на столі ротора можна судити про знос опори долота [19].

Промислові дослідження [20] показали, що використання моментоміра на роторі для контролю відпрацювання доліт за крутним моментом обертання дозволяє суттєво підвищити, як проходку на долото, так і механічну рейсову швидкість буріння.

Контроль крутного моменту на валі приводу дозволяє уникнути багатьох ускладнень у процесі буріння. Так, під час проводки глибоких, похилих чи викривлених свердловин, коли інструмент «зависає», а індикатор ваги не «відчуває» навантаження на вибій, для непрямого контролю навантаження на долото застосовують моментомір. Він дозволяє вчасно знайти початок утворення сальника, значно полегшує проведення ловильних робіт, а при аварійному перебудуванні свердловини рятує від небезпеки зарізання в свердловину, закріплену обсадною колоною [10,11].

Розв'язком проблеми вдосконалення методів контролю крутного моменту на столі ротора займалися і постійно займаються вчені та інженери-практики, науково-дослідні інститути і корпорації, які випускають обладнання для нафтогазової промисловості [21-53]. Зокрема, Івано-Франківським КП СКБ ЗА створені системи контролю за процесом буріння нафтових і газових свердловин СКУБ-М2 і БУР-САК [52,53], складовою частиною яких є технічні засоби для контролю крутного моменту на роторі.

Дослідження методів і засобів контролю крутного моменту на столі ротора бурової установки [21-53] і праць по систематизації і класифікації цих методів [36,54] виявили можливість удосконалення і доповнення класифікаційної схеми.



Удосконалена класифікація відомих методів контролю крутного моменту на столі ротора бурової установки зображена на рис.1.3.

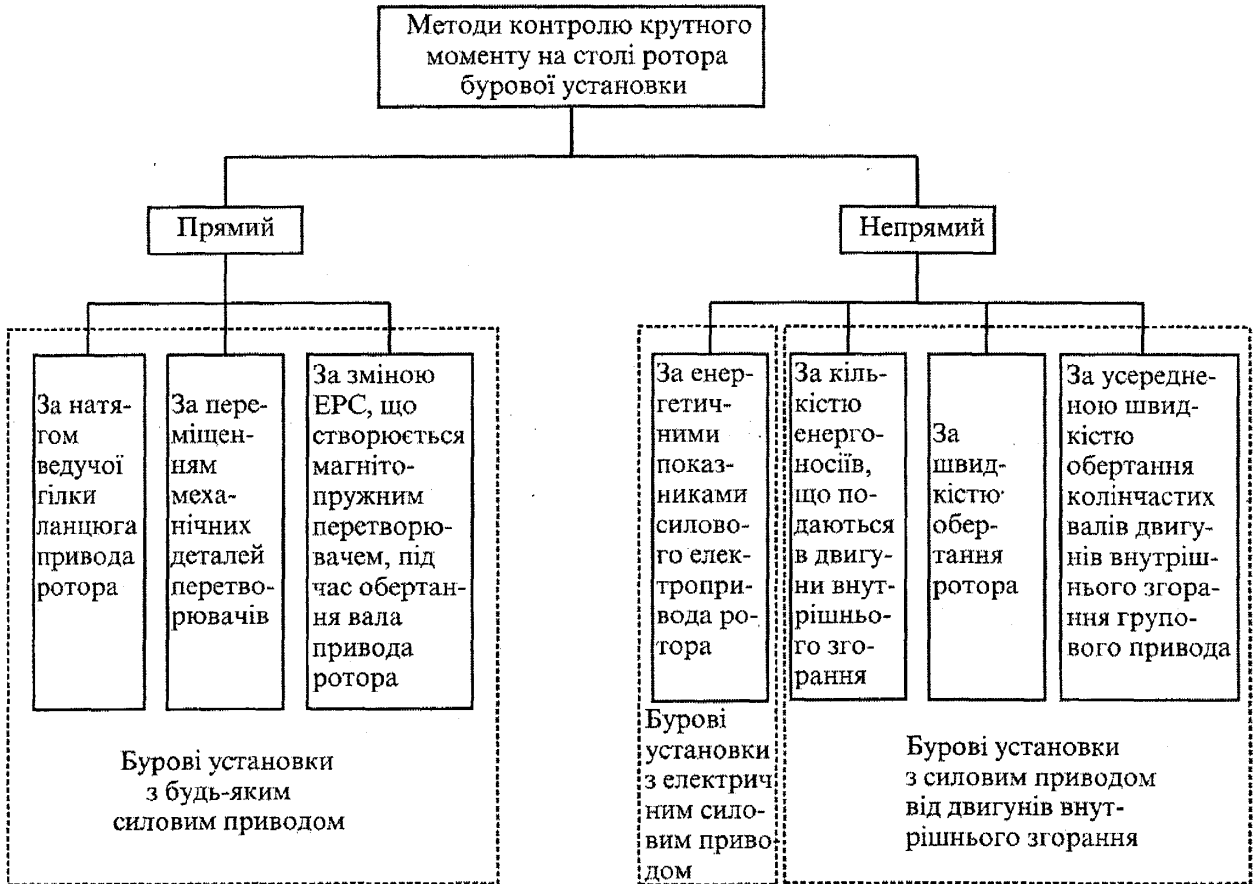


Рис.1.3. Класифікація методів контролю крутного моменту на столі ротора бурової установки

В класифікаційну таблицю включено тільки ті методи контролю крутного моменту на столі ротора бурової установки, на базі яких створено засоби контролю, які в даний час використовуються на бурових установках чи були випробувані в лабораторних умовах. Ця схема може поповнюватися в процесі розвитку відомих, але не включених в неї методів, а також за рахунок розробки нових методів контролю крутного моменту на столі ротора бурової установки.

### 1.2.1. Аналіз методів контролю крутного моменту на столі ротора БУ та технічних засобів, створених на основі цих методів.

Існують три прямих методи контролю крутного моменту на столі ротора бурової установки (рис.1.3).

Метод, що базується на визначенні натягу ведучої гілки ланцюга приводу стола ротора використано при створенні ряду діючих засобів контролю крутного моменту на столі ротора БУ з ДСП:

- вимірювач крутного моменту на столі ротора типу ИМР-2;
- давач крутного моменту типу ДКМ;
- гідравлічний індикатор крутного моменту на роторі типу ГИМ-1.

Зокрема, вимірювач крутного моменту на столі ротора типу ИМР-2 є одним із типових технічних засобів контролю крутного моменту на столі ротора бурової установки принцип дії якого заснований на визначенні натягу ведучої гілки ланцюга приводу стола ротора. Він призначений для виміру крутного моменту на столі ротора з ланцюговим приводом і застосовується на бурових установках вантажопідйомністю до 200 тон [21].

Зусилля натягу ланцюга через зірочку на важільному пристосуванні передається на давач крутного моменту. Це зусилля, пропорційне вимірюваному моменту, перетворюється в кут повороту безконтактного сельсин-давача. Кут повороту сельсин-давача до сельсин-приймача передається за трансформаторною схемою. При такій схемі напруга живлення подається тільки до обмоток збудження давача. Електрорушійні сили, що виникають у фазних обмотках давача, викликають струми у фазних ланцюгах обох сельсинів, у результаті чого на однофазній обмотці приймача створюється напруга змінного струму, величина і фаза якого визначаються різницею між миттєвими положеннями роторів давача і приймача [10,11,21].

Ця напруга через фазозсуваючий ланцюг подається на вхід фазочутливого підсилювача, що керує реверсивним двигуном типу РД-09. Вісь двигуна механічно зв'язана з ротором прийомного сельсина, завдяки

чому обертання двигуна припиняється після того, як ротор прийомного сельсина узгодиться з ротором давача.

З віссю реверсивного двигуна через редуктор зв'язана стрілка покажчика крутного моменту і другий сельсин-давач типу БД-404, що використовується у випадку підключення реєстратора крутного моменту.

До складу вимірювача крутного моменту входять: давач крутного моменту типу ДМР, пристосування для установки давача типу ПДМ, блок покажчика крутного моменту, блок живлення і комплект з'єднувальних кабелів [21].

Давач крутного моменту монтують в пристосуванні типу ПДМ, що сприймає зусилля натягу ведучої гілки ланцюга приводу стола ротора. Пристосування встановлюють кріпильною плитою на балку основи бурової вишки зірочкою у бік лебідки (по ходу руху роторного ланцюга) так, щоб вона знаходилася на середині відстані між центрами ланцюгових коліс ротора і лебідки. Потім регульовальними гвинтами раму пристосування разом із зірочкою піднімають до збігу стріли прогину з розрахунковим її значенням.

Подібний принцип дії має давач крутного моменту типу ДКМ [9,22,23].

Гідравлічний індикатор крутного моменту на роторі типу ГИМ-1, є теж одним із типових технічних засобів контролю крутного моменту на столі ротора бурової установки, принцип дії якого заснований на визначенні натягу ведучої гілки ланцюга приводу стола ротора.

Принцип роботи ГИМ-1 полягає в перетворенні зусилля натягу ланцюга приводу ротора пропорційно крутному моменту на роторі в гідравлічний тиск рідини [24,25].

Перетворювач натягу ланцюга приводу ротора встановлюється на основі бурової під нижньою гілкою ланцюга. Зусилля, що виникає при натягу ланцюга, діє на гідроциліндр, робочий об'єм якого заповнений рідиною [24].

Тиск рідини передається по гнучкому трубопроводу до показуючого приладу через демпфер, який дозволяє відрегулювати інерційність показуючого пристрою.

Кут повороту стрілки показуючого пристрою пропорційний зусиллю, діючому на перетворювач натягу ланцюга ротора. При необхідності за допомогою перехідника і самоущільнюючих муфт можуть бути підключені гідроелектричний перетворювач і реєстратор [24].

Сила натягу ланцюга приводу ротора через колесо, раму і гідроциліндр діє на рідину, що заповнює робочий об'єм гідроциліндра, чим створює тиск в гідросистемі перетворювача натягу ланцюга ротора. Під час роботи плунжер залишається нерухомим. Переміщення циліндра відносно плунжера складає приблизно 6 мм при максимальному навантаженні.

В США для визначення крутного моменту на столі ротора використовують прилади фірми «Мартін Деккер», що складаються з давача тиску і вторинного приладу. Давач тиску встановлюють так, щоб нижня гілка у приводному ланцюзі ротора спиралася на робоче колесо давача. У процесі роботи на давачу створюється зусилля прямо пропорційне крутному моменту на столі ротора. Фірма «Мартін Деккер» виготовляє такі прилади десяти типів, а фірма «Тотко» - двох типів, заснованих на гідравлічному й електропневматичному принципах [21].

Вищезгадані технічні засоби контролю крутного моменту на столі ротора мають високу вартість, складні в конструкції, великогабаритні, складні у встановленні, обслуговуванні і ремонті (необхідно на тривалий час зупиняти бурові роботи). У важких умовах роботи на бурових установках вони не в змозі тривалий час забезпечувати надійну роботу, що призводить до необхідності проведення частих ремонтних робіт.

Метод, при якому крутний момент на столі ротора бурової установки визначається по переміщенню механічних деталей первинних давачів, використано при створенні індикатора крутного моменту на столі ротора

типу КМР-1. Даний технічний засіб призначений для перетворення крутного моменту на зірочці в осьове зусилля, що виникає в кульковогвинтовій передачі і надалі перетворюється в пропорційний електричний сигнал постійного струму. Індикатор КМР розроблений СПКБ «Нефтегазпромавтоматика» (Росія) [22].

Індикатор містить перетворювач крутного моменту, встановлений на швидкохідному валі ротора, і перетворювач надлишкового тиску. Ці перетворювачі з'єднані між собою трубопроводом і зв'язані трубопроводом із прес-бачком, що входить до складу приладу ГИВ-6. Перетворювач надлишкового тиску “Сапфір-22” складається з чутливого елемента і вимірювального блоку, що живиться від джерела постійного струму напругою 36 В [22].

Індикатор працює в такий спосіб: при обертанні вала ротора в кульковогвинтовому механізмі виникає осьове зусилля, пропорційне крутному моменту на столі ротора. Це зусилля передається через гайку на обертову втулку роликотидшипника, нерухому втулку, корпус гідроперетворювача і замикається шарніром на упорі підшипникового вузла, встановленого на торці швидкохідного вала. Осьове зусилля перетворюється гідроперетворювачем у тиск робочої рідини.

Гідравлічний сигнал по трубопроводу подається в камеру вимірювального блоку перетворювача надлишкового тиску “Сапфір-22” і лінійно перетворюється в деформацію чутливого елемента і зміну електричного опору тензорезисторів тензоперетворювача, розміщеного у вимірювальному блоці. Електронний пристрій перетворювача перетворює цю зміну опору в електричний сигнал постійного струму напругою від 0 до 10 В [22].

При обертанні гідравлічний перетворювач разом із втулкою, яка зв'язана з внутрішнім кільцем підшипника, а також шарнір і упор, з'єднані з втулкою, залишаються нерухомими.

Подібний принцип дії має ряд інших давачів крутного моменту [26-34]. Частина з перелічених давачів призначена для встановлення в середині ротора, а частина може встановлюватись на швидкохідному валі приводу стола ротора. Передача сигналу про величину переміщення механічних деталей первинних давачів на показуючі пристрої може здійснюватися гідравлічною системою або шляхом створення і передачі аналогового електричного сигналу.

До недоліків даних технічних засобів належать:

- складність конструкції, яка зумовлює високу їх вартість;
- необхідність вмонтування їх в стіл ротора (для значної частини вищезгаданих давачів), що вимагає додаткових затрат часу і коштів;
- використання різноманітних перетворювачів (переміщення в аналоговий електричний сигнал, переміщення в напір рідини), що є одним із джерел втрати інформації про реальне значення крутного моменту;
- використання гідравлічних каналів зв'язку первинного давача з показуючим пристроєм, де відбуваються втрати сигналу в місцевих опорах (колінах, згинах), що зменшує точність контролю. Гідравлічні канали зв'язку також зумовлюють зменшення швидкодії системи контролю через притаманну їм інерційність;
- використання аналогового електричного сигналу для передачі інформації з первинного давача до показуючого пристрою, адже з протяжністю каналу зв'язку сигнал має властивість затухати, що зумовлює деяку втрату інформації, а це в свою чергу зменшує точність контролю;
- невелике напрацювання на відмову первинних механічних давачів через важкі умови роботи (постійна вібрація, чергування перевантажень і їх відсутності);
- великі затрати часу і коштів на ремонт і обслуговування (особливо, якщо первинний давач вмонтовується в стіл ротора).

Метод при якому крутний момент на столі ротора бурової установки визначається по зміні ЕРС, що створюється магнітопружним перетворювачем, реалізовано в діючих засобах контролю крутного моменту на столі ротора:

- давач крутного моменту ДМ;
- універсальний вимірювач крутного моменту на швидкохідному валі ротора типу Р-560 бурових установок типу ИМ-1.

Давач крутного моменту ДМ, що входить в склад вимірювача і автоматичного обмежувача крутного моменту ОМ 40, призначений для перетворення крутного моменту, що передається валом, який обертається або є нерухомим, в електричну напругу. Давач ДМ конструктивно складається з ділянки робочого вала і нерухомо закріпленої в корпус кільцевої електромагнітної системи, через отвір якої вільно проходить вал, що обертається. Під дією прикладеного до вала вимірюваного крутного моменту в ньому виникають механічні напруження, що зумовлюють зміну його магнітних характеристик. Кільцева електромагнітна система разом з охопленою нею ділянкою робочого вала утворює електромагнітний перетворювач крутного моменту в ЕРС. Вали – чутливі елементи – виготовляються зі сталі 38ХМЮА або 40Х і піддаються в процесі виготовлення відпалюванню і нормалізації для зняття внутрішніх напружень і отримання необхідних магнітних характеристик [10,11,35].

Універсальний вимірювач крутного моменту на швидкохідному валі ротора типу Р-560 бурових установок типу ИМ-1 складається з давача, показуючого приладу і вимірювальної шафи, з'єднаних між собою кабелями. Давач, встановлюваний на швидкохідному валі ротора бурової установки з рівномірним зазором щодо вала, рівним 1 мм, заміняє розпірну втулку між підшипниками. Живлення і зняття вихідного сигналу з давача здійснюються за допомогою кабелю, який для захисту від механічних ушкоджень вкладений у металорукав і виведений з ротора через отвір у маслосливній

пробці. Обмотка збудження і вимірювальні обмотки в корпусі давача залиті силіконовим компаундом ВІКСИНТ ПК-68. У вимірювальній шафі вихідні сигнали з обох вимірювальних обмоток давача порівнюються і їхня різниця подається на показуючий прилад. Одночасно у вимірювальній шафі сигнал фільтрується, підсилюється і перетворюється в нормовану вихідну напругу 0-10 В, пропорційну крутному моменту, призначену для подачі на пристрій, що реєструє і (чи) систему збору для подальшої обробки інформації [21].

До недоліків даних технічних засобів належать:

- використання для передачі з первинного давача інформації до показуючого пристрою аналогового електричного сигналу, який з протяжністю каналу зв'язку має властивість затухати, що зумовлює деяку втрату сигналу, а це в свою чергу зменшує точність контролю;
- великі затрати часу і коштів на встановлення, обслуговування і ремонт універсального вимірювача крутного моменту на швидкохідному валі ротора типу Р-560 бурових установок типу ИМ-1 через те, що він вмонтовується в середину стола ротора.

Підсумовуючи аналіз технічних засобів контролю крутного моменту на столі ротора бурових установок, які створені на базі прямих методів контролю, необхідно відмітити, що вони призначені для контролю даного показника як на бурових з електроприводом так і на бурових установках з приводом від двигунів внутрішнього згорання, що робить їх універсальними і є їх перевагою. До негативних факторів технічних засобів, що використовуються для контролю крутного моменту на столі ротора бурових установок прямими методами відносяться, як правило: складність в конструкції, великогабаритність, складності у встановленні, обслуговуванні і ремонті, невеликий час напрацювання на відмову, невисока точність контролю (як правило рівень індикації), неможливо або досить складно під'єднуються до автоматичних систем контролю та управління, що не дає



можливості забезпечити оптимальний режим поглиблення свердловин на нафту і газ з мінімальними затратами коштів і часу.

Відомі чотири непрямих методи контролю крутного моменту на столі ротора бурової установки.

Метод контролю крутного моменту на столі ротора бурової установки з електричним силовим приводом за енергетичними показниками силового електроприводу ротора.

Робота технічних засобів для непрямого контролю крутного моменту на столі ротора бурової установки з електричним силовим приводом базується на залежності між крутним моментом і активною потужністю, що споживається електроприводом ротора.

В електродвигунах швидкість обертання вала  $\omega$  пов'язана з моментом на валі  $M_e$  і потужністю на валі  $P_e$  співвідношенням [36,37,120-123]:

$$M_e = 975 \frac{P_e}{\omega} \text{ [кгс} \cdot \text{м]}. \quad (1.22)$$

Оскільки  $1 \text{ кгс} \cdot \text{м} = 9,80665 \text{ Н} \cdot \text{м}$  [55], і, врахувавши [56], вираз (1.1) можна записати у вигляді:

$$M_e = 9,55 \cdot 10^3 \cdot \frac{P_e}{\omega} \text{ [Н} \cdot \text{м]}. \quad (1.23)$$

На базі залежностей (1.22) і (1.23) розроблені [37,38] і ефективно використовуються пристрої для контролю крутного моменту на столі ротора бурової установки з електричним силовим приводом. Зокрема, НДПАСУтрансгаз розроблені пристрої: “Рычаг-1” – для контролю крутного моменту на столі ротора бурової установки з асинхронним електроприводом і “Рычаг-2” - для контролю крутного моменту на столі ротора бурової установки з синхронним електроприводом [38].

Перевагами пристроїв, які реалізують непрямий метод контролю крутного моменту на столі ротора бурової установки з електричним силовим приводом за енергетичними показниками силового електроприводу ротора є: простота конструкції, невисока вартість, легкість встановлення, обслуговування і ремонту, тривале забезпечення якісного контролю, великий термін напрацювання на відмову.

На відміну від роторних бурових установок з електроприводом, де ефективно застосовуються непрямі методи контролю крутного моменту на столі ротора [37,38], в бурових установках з приводом від двигунів внутрішнього згорання і на сьогоднішній день не знайшли широкого впровадження непрямі методи контролю крутного моменту, хоч і були спроби створити системи непрямого контролю, де б по вимірюваннях інших технологічних параметрів пропонувалося розрахунковими методами знаходити крутний момент на столі ротора [39,40].

Практичною реалізацією засад методу непрямого контролю крутного моменту на столі ротора бурової установки з дизельним приводом по швидкості обертання стола ротора став давач крутного моменту на столі ротора бурової установки з дизельним приводом типу ДМРД-І.

Давач ДМРД-І [39] складається з: давача швидкості обертання ротора, давача ваги колони бурильних труб, множильного пристрою, компенсатора, суматора, пристрою масштабування, ділильного пристрою, вимірювального приладу.

Давач швидкості обертання ротора містить тахогенератор ТЭ-45, випрямляючу схему Ларіонова, регулюючий резистор. Підключається він до вала приводу ротора. Давач ваги колони бурильних труб містить давач ваги типу ДВР-2б, встановлений на “мертвому” кінці талевого канату, сельсин-давач і сельсин-приймач, підсилювач УПД-3, реверсивний двигун РД-09, перемикач режимів роботи, випрямляючу схему, регулюючий резистор. Ці елементи встановлені в окремому корпусі. Пристрій множення, компенсатор,

суматор, пристрій масштабування, пристрій ділення виконані на мікросхемах КУТ531А, транзисторах КТ315Г, КТ361Г, КП3024 і встановлені разом з вимірювальним приладом в окремому корпусі.

Електричний сигнал з виходів датчиків ваги і швидкості обертання ротора поступає на вхід схеми, що здійснює математичну обробку сигналу згідно алгоритму

$$U_{\text{вих}} = \frac{0,1 \cdot U_1 \cdot U_2 - U_z}{0,1 \cdot U_2}, \quad (1.24)$$

де  $U_1$  - сигнал на виході датчика ваги;

$U_2$  - сигнал на виході датчика швидкості обертання ротора;

$U_z$  - напруга на виході кола, що компенсує сигнал, пропорційний крутному моменту на долоті.

Схема обчислювального пристрою містить пристрій множення на вхід якого поступають сигнали від датчика ваги і швидкості обертання ротора. В пристрої множення відбувається операція множення сигналу  $U_1$  на  $U_2$  і на виході його отримується сигнал, пропорційний потужності  $N_n$ , що підводиться на поверхні, тобто

$$U_3 = U_1 \cdot U_2 = k_1 \cdot P \cdot k_2 \cdot \omega = k_3 \cdot N_n, \quad (1.25)$$

де  $k_1$  і  $k_2$  - коефіцієнти пропорційності,  $k_3 = k_1 \cdot k_2$ ;

$N_n$  - потужність, що передається колоні бурильних труб.

Вихідний сигнал від датчика потужності поступає на вхід суматора, куди також подається сигнал від компенсатора  $U_z$ . В суматорі відбувається операція віднімання від напруги  $U_3$ , яка пропорційна потужності, що

підводиться, напруги  $U_2$ , яка пропорційна потужності холостого ходу, і на виході суматора отримуємо напругу, що пропорційна потужності на валі роторного механізму, тобто

$$U_5 = U_3 - U_2 = k_3 N_0 - k_4 N_0 = k_5 N_0 , \quad (1.26)$$

де  $k_4, k_5$  - коефіцієнти пропорційності,

$N_0$  - потужність холостого ходу роторного механізму.

Вихідна напруга від суматора  $U_5$  подається на вхід ділильного пристрою, куди також подається сигнал від давача швидкості обертання, який пропорційний крутному моменту на валі роторного механізму, тобто

$$U = \frac{U_5}{U_2} = \frac{k_5 N_0}{k_6 \omega} = k_7 M , \quad (1.27)$$

де  $k_7$  - коефіцієнт пропорційності.

Вихідна напруга ділильного пристрою подається на вхід реєструючого приладу.

Міліамперметр підключається до виходу давача ДМРД-І і проградуєований у відносних одиницях крутного моменту.

Електронний блок пристрою ДМРД-І розрахований на монтаж в закритому вибухо- і пожежобезпечному приміщенні. Навколишнє середовище не повинно містити агресивних парів і газів. Блок повинен бути захищений від впливу магнітних полів напруженістю більшою 400 А/м. Не допускаються вібрації блоку з частотою вищою 25 Гц і амплітудою більшою 0,1м.

Метод непрямого контролю [39] і розроблена на його базі система контролю широкого впровадження не знайшли через використання ними механічних давачів і механічних перетворень, які не дозволили досягнути необхідного результату по якості контролю і напрацюванню на відмову. Крім того, система контролю була складна у виготовленні, встановленні і обслуговуванні, що зумовлювало її високу вартість і значні затрати на експлуатацію.

Метод непрямого контролю крутного моменту на столі ротора бурової установки з силовим приводом від двигунів внутрішнього згорання по кількості енергоносіїв, що подаються в двигуни внутрішнього згорання, було використано у моментомірах-вакуумметрах моделей “FB-6”, “FB-3” [40], що випускались фірмою “Мартин-Декер” (США). Моментоміри-вакуумметри призначені для непрямого вимірювання крутного моменту на столі ротора по вакууму у впускних трубопроводах двигунів, що працюють на природньому газі, бензині, бутані і т.д. Моментомір “FB-6” показує вакуум у впускному трубопроводі одного двигуна, “FB-3” – двох двигунів [40]. На сьогоднішній день згаданий непрямий метод контролю розвитку не отримав. Це зумовлено тим, що вимірюваний параметр по якому непрямо визначався крутний момент, не міг враховувати ряд випадкових впливів [57], зокрема, зношення двигуна, що зумовлювало зниження точності контролю.

### **1.2.2. Аналіз існуючих засобів контролю швидкості обертання стола ротора БУ**

На території колишнього СРСР, а тепер і на території країн СНД використовувався і використовується вимірювач швидкості обертання ротора типу ИСР-1. В якості головної складової частини вимірювача типу ИСР-1 використовується дистанційний електричний тахометр ТТ-029 з трансформатором, що складається з давача, з'єднувальної коробки і показуючого пристрою.

Давач перетворює число обертів вихідного вала приводу ротора в електричний сигнал, що передається по кабелю через з'єднувальну коробку на показуючий пристрій. Шкала показуючого пристрою проградуєвана в межах 0...300 об/хв. Шків тахогенератора з допомогою клиноремінної передачі з'єднаний з валом приводу ротора. При обертанні вала приводу ротора обертання передається через привід на генератор, який в залежності від швидкості обертання передає електричний сигнал певної величини на показуючий пристрій [21,24].

Недоліком даного засобу контролю швидкості обертання стола ротора є значна похибка. Основна приведена похибка вимірювань складає 2,5%. Крім того, при зміні температури навколишнього повітря від нормальної на кожні  $10^{\circ}\text{C}$  виникає додаткова похибка  $\pm 1\%$ . Враховуючи, що на Україні температура на протязі року змінюється з  $-30^{\circ}\text{C}$  до  $+40^{\circ}\text{C}$ , а нормальною є  $20^{\circ}\text{C}$ , то похибка контролю може складати до 7,5%.

Давач швидкості обертання стола ротора станції для контролю і збору геолого-геофізичної і технологічної інформації при бурінні глибоких свердловин фірми "Дрессер Магкобар" (США) типу "Дата Юніт" містить магнітокерований контакт (геркон) і постійний магніт. Коробка, всередині якої розміщені геркон і постійний магніт, встановлюється на корпусі вертлюга у виходу перехідника ведучої труби. На ведучій трубі з допомогою хомутів змонтовано магнітопровід, який при обертанні ведучої труби проходить біля коробки із зазором 5-7 мм і замикає магнітне поле постійного магніта, заставляючи спрацьовувати геркон. Геркон з'єднаний з апаратурою станції проводом, що прикріплений до бурового шланга і стояка [58].

Система збору інформації фірми "Com-Drill-Inc." дозволяє контролювати і реєструвати серед інших параметрів і швидкість обертання ротора. Для вимірювання швидкості обертання ротора до нього приварюється невелика пластинка і встановлюється мікроконтактний

перемикач. При кожному оберті ротора ланцюг мікроперемикача розривається, створюючи імпульс. Ці імпульси підсилюються і сумуються електронною схемою, що розташована в станції, в результаті чого на діаграмі самописця записується число обертів в хвилину. Крім того, ці імпульси поступають на цифровий лічильник, який реєструє загальну кількість обертів ротора за весь час механічного буріння [58].

Заводом ВАТ “Промприлад” (м.Івано-Франкіськ) серійно виготовляється ФІ давача швидкості обертання ДЧВ1. ФІ у виконанні “У1” призначений для роботи при температурах від мінус 50 до плюс 50 градусів Цельсія. Складові частини ФІ стійкі до дії сонячного випромінювання. ФІ має рівень вибухозахисту 2 “підвищена надійність проти вибуху”, що забезпечується видами вибухозахисту “спеціальний” (S) по ГОСТ 22782.3-77 [59], і захистом виду “е” по ГОСТ 22782.7-81 [60], маркування 2ExseIIT6”х” по ГОСТ 12.2.020-76 [61] і може використовуватись у вибухонебезпечних зонах приміщень і зовнішніх установок згідно частини 7.3 [62] і іншим нормативним документам, що регламентують використання електрообладнання у вибухонебезпечних зонах [63,64]. Ступінь захисту ФІ від проникнення твердих тіл (пилу) і води по ГОСТ 14254-80 [65]: IP55.

ФІ складається з корпусу, в якому розташовані головка і плата. Внутрішній об’єм корпусу залитий компаундом на основі епоксидної смоли ЭД 20 ГОСТ 10587-84 [66]. Колодка призначена для підпайки кабеля. Герметизація місць підпайки кабеля здійснюється з допомогою гайок і ущільнюючого кільця з резини. Для монтажу ФІ на технологічному обладнанні призначені дві гайки М24. ФІ є автоколивальним блокінг-генератором, де зрив коливань викликається зубами диску, що обертається. Стандартний серійний ФІ формує прямокутні імпульси амплітудою (10-11)В і частотою (0-150)Гц і комплектується лініями зв’язку на основі екранованих кабелів (щоб зменшити вплив зовнішніх магнітних і електричних полів).

В результаті проведеного аналізу встановлено, що сучасний первинний перетворювач швидкості обертання стола ротора БУ повинен відповідати наступним вимогам:

- вихідний сигнал повинен бути імпульсним (прямокутні імпульси) з амплітудою 10В, щоб виключити можливість спотворення інформації з об'єкту контролю (при деякому зменшенні аналогового сигналу в результаті втрат в лінії зв'язку) та повного затухання сигналу в лінії зв'язку;
- бути вибухо- і пожежозахисним (у відповідності з [67] стіл ротора, площадка в буровій, гирло свердловини і площадка навколо нього в радіусі 15м є вибухо- пожежонебезпечними об'єктами);
- стабільно працювати при температурі навколишнього середовища від  $-40^{\circ}\text{C}$  до  $+50^{\circ}\text{C}$ , адже він розміщується на відкритій площадці;
- ФІ повинен бути належним чином водо- пилезахищеним, зважаючи на те, що він розміщується на відкритій площадці.

Внаслідок зробленого аналізу [68,80] встановлено, що таким первинним давачем, який задовільняє усі вищезгадані вимоги, є ФІ давача швидкості обертання ДЧВ1, який виготовляється серійно Івано-Франківським заводом ВАТ “Промприлад”. Для підрахунку кількості імпульсів і визначення швидкості обертання стола ротора можна використати серійний IBM-сумісний персональний комп'ютер або розробити невеликий спеціалізований мікропроцесорний обчислювач.

Для контролю за швидкістю обертання колінчастого вала кожного окремого дизельного агрегата типу В2-450 групового приводу бурової установки використовують електричні тахометри, що є генератором струму з постійним магнітом ротора, який розвиває при номінальній швидкості обертання колінчастого вала дизеля напругу 10,5—12,5 В. Давач Д-1ММ встановлюється на нижній половині картера з лівої сторони дизеля і приводиться в обертання від вала приводу тахометра. Вимірник ТМиЗМ



тахометра є синхронним електродвигуном з механізмом для виміру. Механізм закритий циферблатом зі шкалою від 0 до 3000 об/хв. Ціна поділки 50 об/хв. Зовні циферблат закритий склом, закріпленим у корпусі пружинним кільцем. Вимірювачі встановлюють на панелі приладів щитка керування [69].

Оскільки точність контролю швидкості обертання колінчастого вала дизельного агрегата вищевказаним технічним засобом низька, тому він не може дати повну і достовірну інформацію про реальну усереднену швидкість обертання колінчастих валів дизельних агрегатів ДСП і, відповідно, про сумарний крутний момент, створений груповим силовим приводом, що не дозволяє забезпечити якісний контроль за процесом буріння і підвищити ефективність поглиблення сверловин.

Узагальнюючи вище сказане, необхідно відмітити, що сьогоденний стан контролю енергетичних показників приводу ротора БУ з ДСП характеризується відсутністю ефективних методів і засобів контролю енергетичних показників приводу ротора БУ з ДСП:

- наявні технічні засоби, що використовуються для контролю крутного моменту на столі ротора БУ з ДСП прямими методами, мають складну конструкцію, великогабаритні, потребують значних затрат коштів на встановлення, обслуговування, ремонт, мають невеликий час напрацювання на відмову, невисоку точність контролю (як правило рівень індикації), їх неможливо або досить складно під'єднати до автоматичних систем контролю та управління;
- вимірювач швидкості обертання ротора типу ИСР-1, який застосовується на бурових установках в Україні і на території країн СНД допускає втрати інформації при передачі сигналу від генератора до показуючого пристрою на відстань більшу за 15 м. Основна приведена похибка вимірювань складає 2,5%. Крім того, при зміні температури навколишнього повітря від нормальної на кожні  $10^0$  С виникає додаткова похибка  $\pm 1\%$ .

Враховуючи, що на Україні температура протягом року змінюється з  $-30^{\circ}\text{C}$  до  $+40^{\circ}\text{C}$ , а нормальною є  $20^{\circ}\text{C}$ , то похибка контролю може складати до 7,5% [21,24];

- існуючі непрямі методи контролю крутного моменту на столі ротора в БУ з приводом від двигунів внутрішнього згорання неефективні через використання інформативним параметром такого, що не повністю характеризує даний процес [40] або через велику складність і дороговизну системи, що його може реалізувати [39].

Отже, для забезпечення оптимального ефективного поглиблення свердловин на нафту і газ, вимогою сьогодення є розробка ефективного методу контролю енергетичних показників приводу ротора БУ з ДСП. Система, яка буде реалізовувати даний метод, повинна відповідати наступним вимогам:

- контроль в широкому діапазоні змін енергетичних показників;
- висока точність контролю;
- широкий діапазон контролю від 0 до 100%;
- автоматична установка нуля;
- висока чутливість;
- постійна готовність до роботи;
- давачі легко від'єднуються;
- можливість під'єднання до друкуючого пристрою;
- неперервність контролю;
- простота в експлуатації;
- мінімальне технічне обслуговування;
- управління від мікропроцесора або ПК;
- висока швидкодія;
- компактність системи.

### 1.3. Постановка задач досліджень

В даному розділі розглянуто існуючі на даний час методи та технічні засоби для контролю енергетичних показників приводу ротора БУ з ДСП. Необхідно відмітити, що більшість засобів контролю крутного моменту на столі ротора:

- використовує один або кілька датчиків;
- характеризуються великими габаритними розмірами та значною вагою;
- має складну конструкцію, високу вартість їх виготовлення, складності при встановленні на об'єкті, малий термін напрацювання на відмову, незадовільну якість контролю технологічних параметрів;
- не передбачає передачу даних в ПК для подальшого їх ефективного опрацювання і використання в роботі.

Також необхідно відмітити, що на відміну від роторних бурових установок з електроприводом, де ефективно застосовуються непрямі методи контролю крутного моменту на столі ротора, в бурових установках з приводом від двигунів внутрішнього згорання і на сьогоднішній день такі методи не знайшли поширення, а ті що є не задовільняють споживачів.

Проведений аналіз також показав, що для контролю швидкості обертання стола ротора існують досить точні датчі (в тому числі з вихідним імпульсним електричним сигналом).

Виходячи з викладеного вище, для розробки методу контролю енергетичних показників приводу ротора БУ з ДСП, необхідно:

- 1) здійснити метрологічну оцінку відомих методів контролю крутного моменту на колінчастому валі дизельного агрегата;
- 2) встановити взаємозв'язок крутного моменту на колінчастому валі дизельного агрегата з швидкістю обертання колінчастого вала;
- 3) розробити метод контролю крутного моменту на колінчастому валі дизельного агрегата;

- 4) створити моделі контролю крутного моменту на столі ротора і швидкості обертання стола ротора БУ з ДСП;
- 5) розробити метод контролю крутного моменту на столі ротора БУ з ДСП;
- 6) синтезувати систему контролю енергетичних показників приводу ротора БУ з ДСП, здійснити вибір і обґрунтування її елементів;
- 7) провести лабораторні та промислові випробування системи контролю енергетичних показників приводу ротора БУ з ДСП;
- 8) здійснити метрологічний аналіз розробленої системи контролю енергетичних показників приводу ротора БУ з ДСП.

Саме ці питання розглядаються в наступних розділах дисертації.

## РОЗДІЛ 2

### ТЕОРЕТИЧНІ ЗАСАДИ МЕТОДУ КОНТРОЛЮ КРУТНОГО МОМЕНТУ ДИЗЕЛЬНОГО АГРЕГАТА

#### 2.1. Методика і основні методи досліджень

Методика проведення досліджень, була розроблена таким чином, щоб в результаті можна було встановити математичні моделі, які описують зміну крутного моменту на колінчастому валі дизельного агрегата в залежності від швидкості його обертання з похибкою, що не перевищує  $\pm 1\%$ . В подальшому ці моделі повинні були стати базою для синтезу методу контролю енергетичних показників приводу ротора БУ з ДСП.

Для досліджень було взято дизельні агрегати В2-450АВ-С3, В2-450АВ-С2, В2-450АВТ-С3, В2-450АВТ-С2, які застосовуються в приводі ротора на бурових установках УРАЛМАШ-3000БД і УРАЛМАШ-3Д-76. Даний вибір об'єктів дослідження був зроблений зважаючи на те, що дані бурові установки складають весь парк бурового обладнання з дизельним силовим приводом українських бурових підприємств і широко застосовується за кордоном.

Відомо, що для контролю крутного моменту на валі електродвигуна змінного струму використовують метод непрямого контролю по відомій швидкості обертання вала, в основу якого закладене рівняння Клосса [81]. Оскільки механічні характеристики асинхронного електродвигуна з фазним ротором за формою нагадують механічні характеристики дизельних агрегатів, доцільно було дослідити можливість використання рівняння Клосса для їх математичного опису, або можливість вдосконалення даного рівняння для їх математичного опису.

В [82] для знаходження крутного моменту на колінчастому валі дизеля описано метод, який базується на математичних моделях потужності на колінчастому валі дизельного агрегата від швидкості обертання цього колінчастого вала і моделі крутного моменту від потужності на колінчастому валі. Його теж вирішено дослідити чи він задовільняє вищевказаним вимогам до контролю, а якщо він їх не задовільняє, то встановити чи можна його вдосконалити.

## 2.2. Метрологічна оцінка відомих методів контролю крутного моменту дизельного агрегата

Метрологічна оцінку відомих методів контролю крутного моменту на колінчастому валі дизельного агрегата проведемо шляхом встановлення і аналізу максимальних значень відносних похибок контролю [117]:

$$\delta_m = \frac{M - M_{zp}}{M_{zp}} \cdot 100$$

де  $\delta_m$  - відносна похибка контролю крутного моменту на колінчастому валі дизельного агрегата непрямым методом із застосуванням математичної моделі даного параметра від швидкості обертання колінчастого вала;

$M$  - крутний момент на колінчастому валі дизельного агрегата встановлений непрямым методом із застосуванням математичної моделі даного параметра від швидкості обертання колінчастого вала;

$M_{zp}$  - крутний момент на колінчастому валі дизельного агрегата, при встановленій швидкості обертання колінчастого вала, із зразкової механічної характеристики дизельних агрегатів В2-450АВ-С3 (В2-450АВ-С2) та В2-450АВТ-С3 (В2-450АВТ-С2) [69].

Рівняння Клосса [81] використовується, як рівняння механічної характеристики електродвигуна змінного струму:

$$M = \frac{2M_k}{\frac{S}{S_k} + \frac{S_k}{S}}, \quad (2.1)$$

де  $M_k$  - критичне значення крутного моменту;

$S$  - ковзання двигуна;

$S_k$  - критичне ковзання, яке відповідає максимальному крутному моменту.

Перепишемо (2.1), як залежність крутного моменту від швидкості обертання вала двигуна,

$$M = \frac{2M_k S_k S}{S^2 + S_k^2} = \frac{2M_k \left( \frac{\omega_0 - \omega_k}{\omega_0} \right) \left( \frac{\omega_0 - \omega}{\omega_0} \right)}{\left( \frac{\omega_0 - \omega}{\omega_0} \right)^2 + \left( \frac{\omega_0 - \omega_k}{\omega_0} \right)^2},$$

або

$$M = \frac{2M_k (\omega_0^2 - \omega_0 \omega - \omega_0 \omega_k + \omega_k \omega)}{2\omega_0^2 + \omega^2 + \omega_k^2 - 2\omega_0 \omega - 2\omega_0 \omega_k}, \quad (2.2)$$

де  $M_k$  - критичне значення крутного моменту;

$\omega_k$  - швидкість обертання, яка відповідає критичному крутному моменту;

$\omega_0$  - синхронна швидкість обертання;

$\omega$  - поточне значення швидкості обертання.

Необхідно відмітити, спираючись на результати проведених досліджень [83], що залежність (2.2) в первинному вигляді використовувати для

побудови механічної характеристики дизельного агрегата не можна. Тому у вираз (2.2) пропонується внести деякі зміни, які впливають з результатів експериментальних досліджень моделі (2.2) в режимі off-line:

$$M = \frac{2M_k(\omega_0^2 - \omega_0\omega - \omega_0\omega_k + \omega_k\omega)}{(2\omega_0^2 + \omega^2 + \omega_k^2 - 2\omega_0\omega - 2\omega_0\omega_k)k_s} + M_0, \quad (2.3)$$

де  $M_0$  - крутний момент при максимальному значенні швидкості обертання (дизельні агрегати В2-450АВ-С3 (В2-450АВ-С2) та В2-450АВТ-С3 (В2-450АВТ-С2)  $\omega_0=1600$ );

$k_s$  - коефіцієнт, який підбирається вручну або обчислюється за формулою, яка була визначена нами під час досліджень [83]:

$$k_s = \left( \frac{M_0}{M_k} \cdot 1.5525 \right)^{6.82}. \quad (2.4)$$

На рис.2.1 показано графіки моделей механічних характеристик дизельних агрегатів В2-450АВ-С3 (В2-450АВ-С2) і В2-450АВТ-С3 (В2-450АВТ-С2), побудовані по залежності (2.3) з використанням коефіцієнта  $k_s$ , підбраного вручну, і  $k_s$ , розрахованого по розробленій формулі, і, для порівняння, графіки механічних характеристик з [69].

Результати досліджень показали, що значення коефіцієнта  $k_s$ , обчислені по розробленій формулі (2.4), в порівнянні з коефіцієнтами, підібраними вручну, відрізняються не суттєво і, як правило, похибка визначення крутного моменту менша, але необхідно відмітити, що при швидкості обертання  $\omega_k$ , яка відповідає критичному моменту, наявна деяка похибка – а при використанні  $k_s$ , підбраного вручну, вона відсутня. Отже, для знаходження  $k_s$  можна використовувати формулу (2.4). Проте, в будь-якому



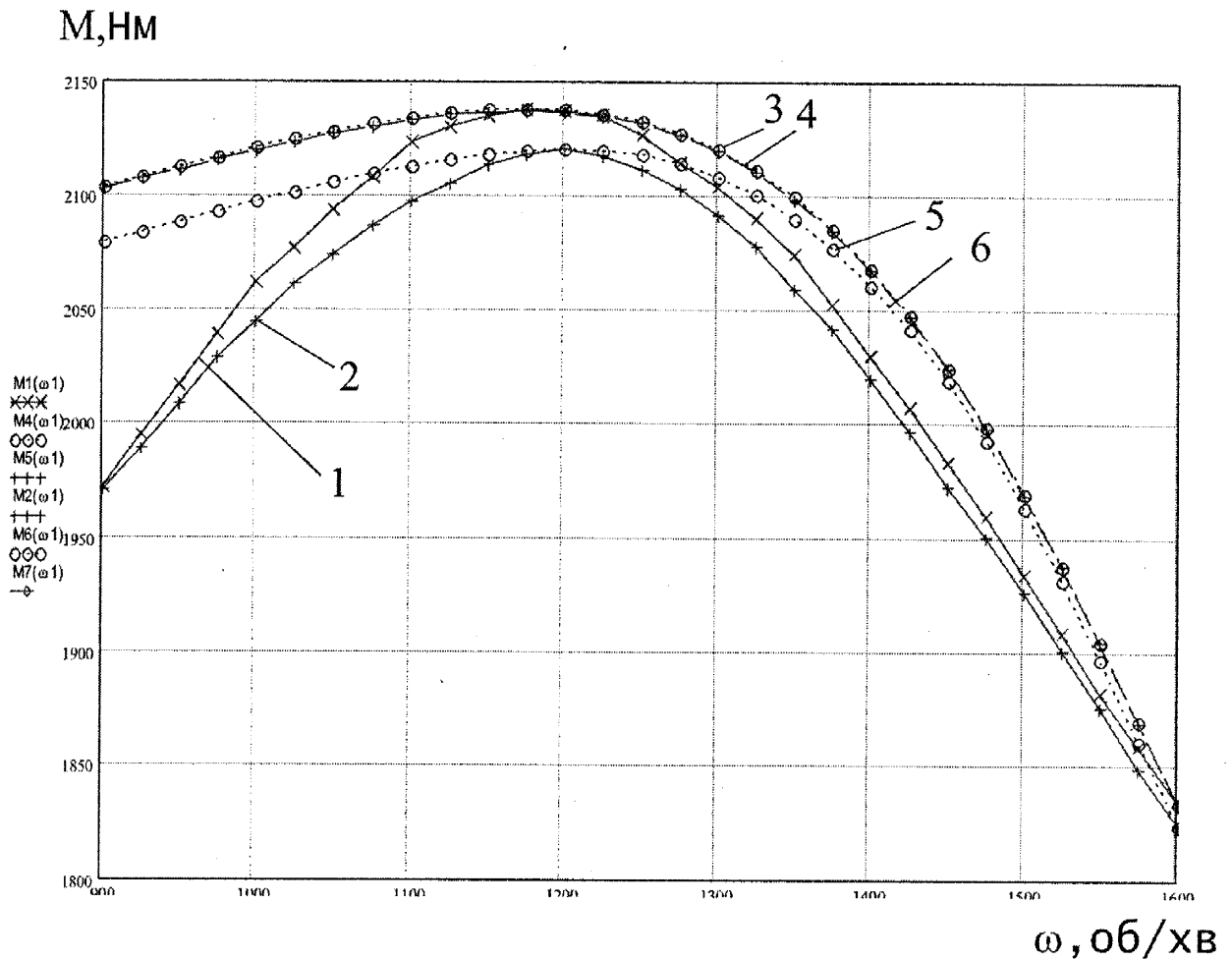
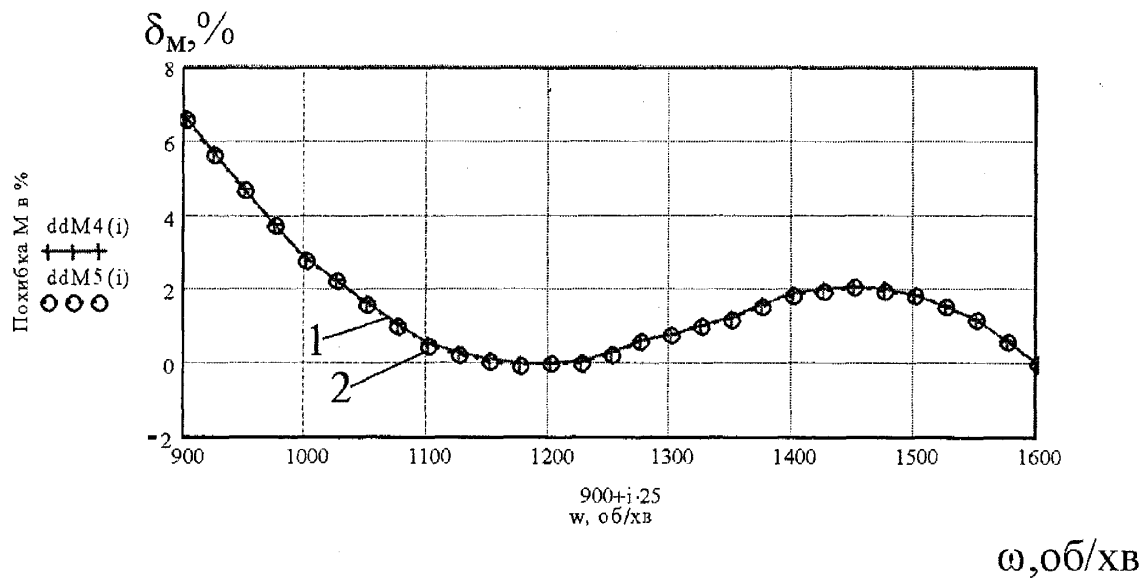
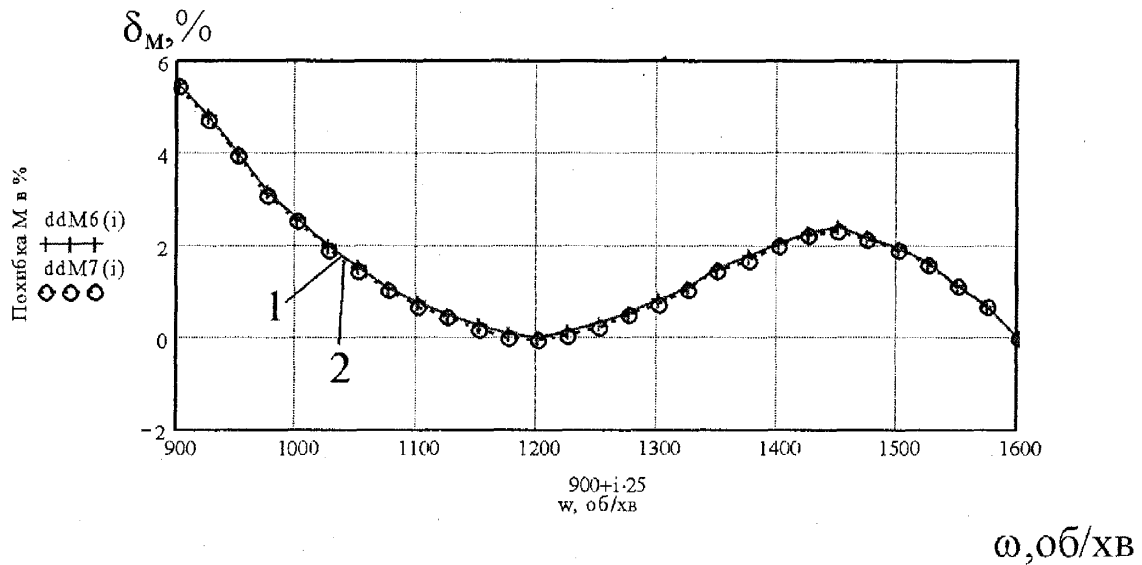


Рис. 2.1. Механічні характеристики дизельних агрегатів В2-450АВ-С3 (В2-450АВ-С2) та В2-450АВТ-С3 (В2-450АВТ-С2) відповідно: 1 та 2 – з [69]; 3 та 5 – побудовані з використанням залежності (2.3) та з використанням коефіцієнта  $k_s$ , підбраного вручну; 4 та 6 – побудовані з використанням залежності (2.3) та з використанням коефіцієнта  $k_s$ , розрахованого по розробленій залежності

варіанті модель, побудована на основі формули (2.3), не зовсім адекватно відображає механічну характеристику дизельних агрегатів при швидкості обертання вала в діапазоні від 900 до 1000 об/хв (рис.2.1), де похибка моделі досягає від 2,5% до 6,7% (рис.2.2).



а)



б)

Рис. 2.2. Графіки відносних похибок моделей механічної характеристики дизельних агрегатів В2-450АВ-С3 та В2-450АВ-С2 (а), В2-450АВТ-С3 та В2-450АВТ-С2 (б):

1 – з використанням коефіцієнта  $k_s$ , підбраного вручну;

2 – з використанням коефіцієнта  $k_s$ , розрахованого по розробленій залежності (2.4).

В [82] для знаходження крутного моменту на колінчастому валі дизеля наведено залежність:

$$M = 716,2 \frac{P}{\omega}, \text{ кгсм}, \quad (2.5)$$

де  $M$  – крутний момент на колінчастому валі дизеля в кгсм;

$P$  – ефективна потужність в кс;

$\omega$  - номінальна швидкість обертання колінчастого вала дизеля в об/хв.

Враховуючи [55], що  $1\text{кгс} \cdot \text{м} = 9,80665 \text{ Н} \cdot \text{м}$ , вираз (2.5) можна записати у вигляді

$$M = 7023,52 \frac{P}{\omega}, \text{ Нм} \quad (2.6)$$

Жеваго А.Г. в [82] наводить таку залежність потужності від швидкості обертання вала дизельного агрегата:

$$P = P_{\text{ном}} \left( C_1 \frac{\omega}{\omega_{\text{дн}}} + C_2 \frac{\omega^2}{\omega_{\text{дн}}^2} - \frac{\omega^3}{\omega_{\text{дн}}^3} \right), \quad (2.7)$$

де  $P$  і  $\omega$  - відповідно потужність і швидкість обертання в шуканій точці зовнішньої характеристики;

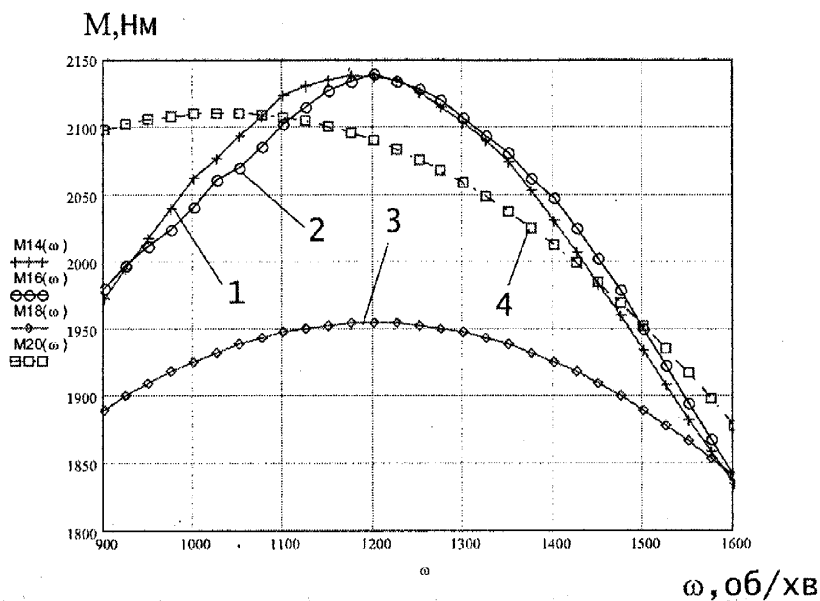
$C_1$  і  $C_2$  - коефіцієнти, що характеризують тип дизеля.

Для дизеля з прямотруменевим розпиленням  $C_1 = 0.5$  і  $C_2 = 1.5$  [82].

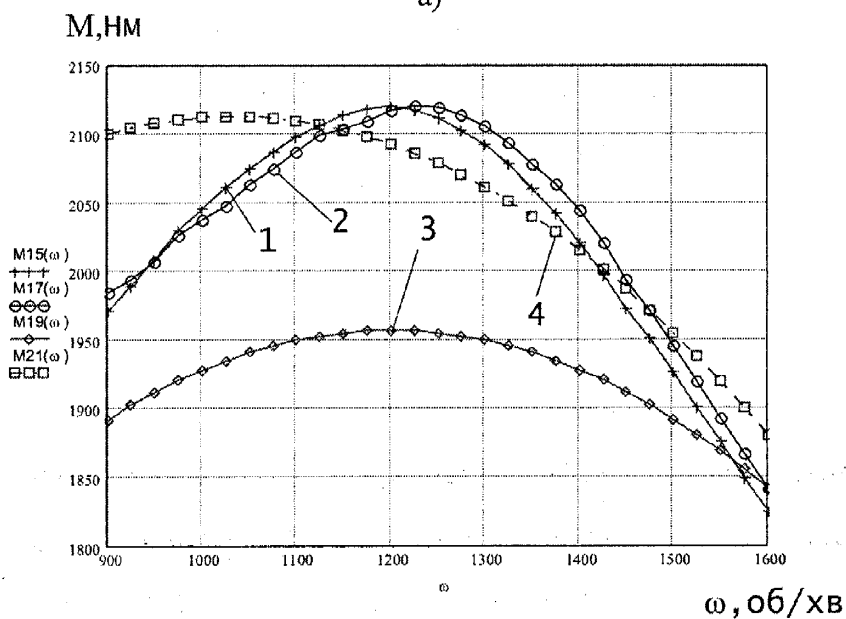
Оскільки двигуни серії В2 є дванадцятициліндровими чотирьохтактними швидкохідними з водяним охолодженням і безпосереднім вприскуванням палива [69], то у відповідності з [82] ми можемо, знаючи швидкість

обертання вала, використавши вираз (2.7), знайти потужність, а знаючи її - по залежності (2.6) обчислити крутний момент.

Проведені нами дослідження показали [83], що залежність (2.6) відтворює механічну характеристику дизельних агрегатів В2-450АВ-С3 (В2-450АВ-С2) та В2-450АВТ-С3 (В2-450АВТ-С2) (рис.2.3), з похибкою відхилення моделі від зразкової механічної характеристики (дизельні агрегати В2-450АВ-С3 та В2-450АВ-С2) 1,12% , а в дизельних агрегатів В2-450АВТ-С3 та В2-450АВТ-С2 – 1,21%. Для застосування залежності (2.6) для визначення крутного моменту необхідно володіти інформацією про швидкість обертання колінчастого вала дизельного агрегата (яку можна визначити існуючими засобами контролю) та ефективну потужність (яку визначити існуючими засобами контролю неможливо, а тільки можна знайти непрямыми методами, використовуючи розроблені моделі, зокрема (2.7)). Якщо для знаходження ефективної потужності використати розроблені моделі, похибка відхилення яких від зразкової характеристики не перевищує 0,3 %, то максимальна похибка відхилення моделі від зразкової механічної характеристики дизельних агрегатів В2-450АВ-С3 (В2-450АВ-С2) досягатиме 1,42%, а В2-450АВТ-С3 (В2-450АВТ-С2) – 1,51%. Якщо ж для знаходження ефективної потужності використати (2.7) з коефіцієнтами С1 та С2 з [82], то отримаємо модель, зображену на рис.2.3, в якій максимальна похибка відхилення моделі від зразкової механічної характеристики дизельних агрегатів В2-450АВ-С3 (В2-450АВ-С2) досягатиме 8,61%, В2-450АВТ-С3 (В2-450АВТ-С2) – 7,72% (рис.2.4.а,б). Така велика похибка відхилення моделі від зразкової механічної характеристики зумовлена тим, що в (2.6) для знаходження крутного моменту використовували потужність, знайдену по швидкості обертання (2.7), яка запропонована Жеваго К.А. в [82]. Залежність (2.7) неадекватно моделює потужність: максимальна



а)



б)

Рис. 2.3. Механічні характеристики і моделі механічних характеристик дизельних агрегатів B2-450AB-C3 і B2-450AB-C2 (а), B2-450ABT-C3 і B2-450ABT-C2 (б):

- 1 - зразкові механічні характеристики дизельних агрегатів з [69];
- 2 - моделі механічних характеристик дизельних агрегатів, побудовані по (2.6) з використанням зразкового значення потужності  $P$  з [69];
- 3 - моделі механічних характеристик дизельних агрегатів, побудовані по (2.6) з використанням значення потужності  $P$  знайденого по (2.7), з використанням коефіцієнтів  $C1$  і  $C2$ , які наведені в [82];
- 4 - моделі механічних характеристик дизельних агрегатів, побудовані по (2.6) з використанням значення потужності  $P$ , знайденого по (2.7), з використанням коефіцієнтів  $C1$  і  $C2$ , що знайдені під час досліджень

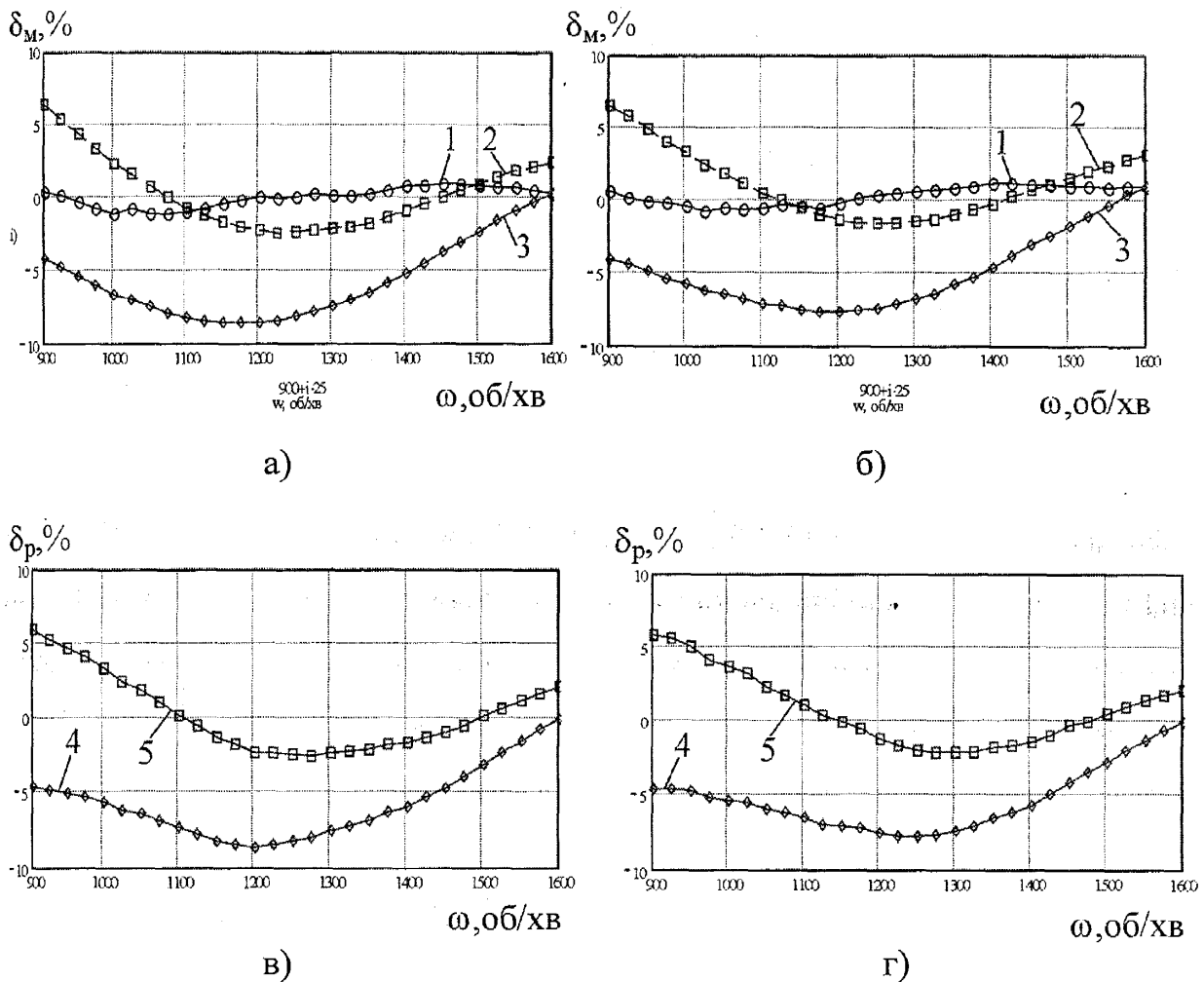


Рис. 2.4. Графіки зміни похибки відхилення моделей від зразкових механічних характеристик дизельних агрегатів В2-450АВ-С3 і В2-450АВ-С2 (а), В2-450АВТ-С3 і В2-450АВТ-С2 (б), моделей потужності дизельних агрегатів В2-450АВ-С3 (В2-450АВ-С2) (в), В2-450АВТ-С3 і В2-450АВТ-С2 (г):  
 1 – графік зміни похибки відхилення моделі від зразкової механічної характеристики дизельних агрегатів, побудованої за допомогою залежності (2.6) з використанням зразкового значення потужності  $P$  з [69];  
 2 – графік зміни похибки відхилення моделі від зразкової механічної характеристики дизельних агрегатів, побудованої за допомогою залежності (2.6) з використанням значення потужності  $P$  знайденого з (2.7) із застосуванням коефіцієнтів  $C_1$  і  $C_2$ , що знайдені під час досліджень;  
 3 – графік зміни похибки відхилення моделі від зразкової механічної характеристики дизельних агрегатів, побудованої за допомогою залежності (2.6) з використанням значення потужності  $P$  знайденої з (2.7) із застосуванням коефіцієнтів  $C_1$  і  $C_2$ , наведених в [82];  
 4 – графік зміни похибки моделі потужності дизельних агрегатів за допомогою залежності (2.7) з використанням коефіцієнтів  $C_1$  і  $C_2$ , які наведені в [82];  
 5 – графік зміни похибки моделі потужності дизельних агрегатів за допомогою залежності (2.7) з використанням коефіцієнтів  $C_1$  і  $C_2$ , що знайдені під час досліджень

похибка відхилення моделі від зразкової характеристики дизельних агрегатів В2-450АВ-С3 (В2-450АВ-С2) – 8,65%, В2-450АВТ-С3 (В2-450АВТ-С2) – 7,78% (рис.2.4.в,г). Як видно з рис.2.4. характер і величина неадекватності з моделі потужності передається моделі крутного моменту, яка базується на ній. Під час досліджень було знайдено коефіцієнти С1 і С2, на основі яких було побудовано моделі потужності і крутного моменту (рис.2.3.). Максимальна похибка відхилення моделі від зразкової механічної характеристики дизельних агрегатів В2-450АВ-С3 (В2-450АВ-С2) – 6,38%, В2-450АВТ-С3 (В2-450АВТ-С2) – 6,56% (рис.2.4а,б).

Проаналізувавши наявні і можливі до створення методи моделювання залежності  $M = f(\omega)$  в [81], [82] і, врахувавши результати досліджень [83], необхідно відмітити:

1) наявність відчутної похибки обчислення по залежностях (2.6), (2.7), хоч автор [82] передбачає універсальність використання запропонованих залежностей для створення математичних моделей для різних дизельних агрегатів одного типу;

2) можливість модернізації залежності (2.2) з [81] і створення на її основі моделі механічної характеристики дизельного агрегата виду (2.3), проте, і (2.3) не може звести похибку обчислень до мінімуму.

### **2.3. Взаємозв'язок крутного моменту дизельного агрегата з швидкістю його обертання**

Залежність  $M_e = f_1(\omega)$  для кожного дизельного агрегата нелінійна.

Механічні характеристики дизельних агрегатів типу В2-450, які входять в склад ДСП, описані відомими простими детермінованими математичними залежностями (2.3), або (2.6) відтворюють їх з значною похибкою – до 7%. Високий рівень складності формалізації даних характеристик унеможливив створення на їх базі ефективного непрямого

методу контролю крутного моменту на колінчастому валі дизельного агрегата по швидкості обертання колінчастого вала з похибкою до  $\pm 1\%$ . Тому було проведено лінеаризацію даних характеристик на 13-ти окремих ділянках. Для створення непрямого методу контролю крутного моменту на колінчастому валі дизельного агрегата по швидкості обертання колінчастого вала використано основні положення теорії нечітких множин і нечіткої логіки [84-87].

Основою методу непрямого контролю крутного моменту на колінчастому валі дизельного агрегата є “база знань” [88-91], в якій в зрозумілій формі для мікропроцесорної техніки описано, як зміна швидкості обертання колінчастого вала дизельного агрегата призводить до змін математичних моделей, які описують зміну крутного моменту на колінчастому валі дизельного агрегата.

Інформація про швидкість обертання колінчастого вала дизельного агрегата, порівнюється із встановленими 13-ма діапазонами швидкостей обертання. Після цього в “базі знань” (БЗ) вибирається відповідна модель зміни крутного моменту на колінчастому валі дизельного агрегата в залежності від швидкості обертання колінчастого вала дизельного агрегата, по якій непрямым методом встановлюється поточне значення крутного моменту на колінчастому валі дизельного агрегата [92-94].

БЗ побудована на основі продукційної моделі знань, яка містить конструкції у вигляді “ЯКЩО ... ТО ...”. Кожна продукція, яка представляє собою множину пар “ситуація – дія”, дозволяє ставити у відповідності до ситуації, яка склалася, порядок вибору моделі по якій буде здійснюватись побічний контроль поточних значень крутного моменту на колінчастому валі дизельного агрегата [95-97].



Враховуючи, що в формулу (1.2) входить потужність на валі двигуна  $P_e$ , проаналізуємо залежність  $P_e$  від ковзання:

$$S = \frac{\omega_0 - \omega}{\omega_0} ,$$

де  $\omega_0$  - синхронна швидкість обертання колінчастого вала дизельного агрегата,

$\omega$  - поточне значення швидкості обертання колінчастого вала дизельного агрегата.

Графіки залежності потужності на колінчастому валі дизельних агрегатів  $P_e$  від ковзання  $S$  ( $P_e = f_2(S)$ ) для дизельних агрегатів В2-450АВ-С3, В2-450АВ-С2, В2-450АВТ-С3, В2-450АВТ-С2, в яких синхронна швидкість обертання 1600об/хв, зображені на рис.2.5.

Бачимо, що залежності  $P_e = f_2(S)$  для кожного дизельного агрегата подібні і нелінійні. Враховуючи характер нелінійності, проведемо лінеаризацію залежності  $P_e = f_2(S)$  для дизельних агрегатів В2-450АВ-С3, В2-450АВ-С2, В2-450АВТ-С3, В2-450АВТ-С2 (рис.2.6) [69].

Лінеаризація залежності  $P_e = f_2(S)$  проведена на 13-ти ділянках. З рис.2.7 видно, що похибка моделі не перевищує 0,3%, що задовільняє вимоги до неї.

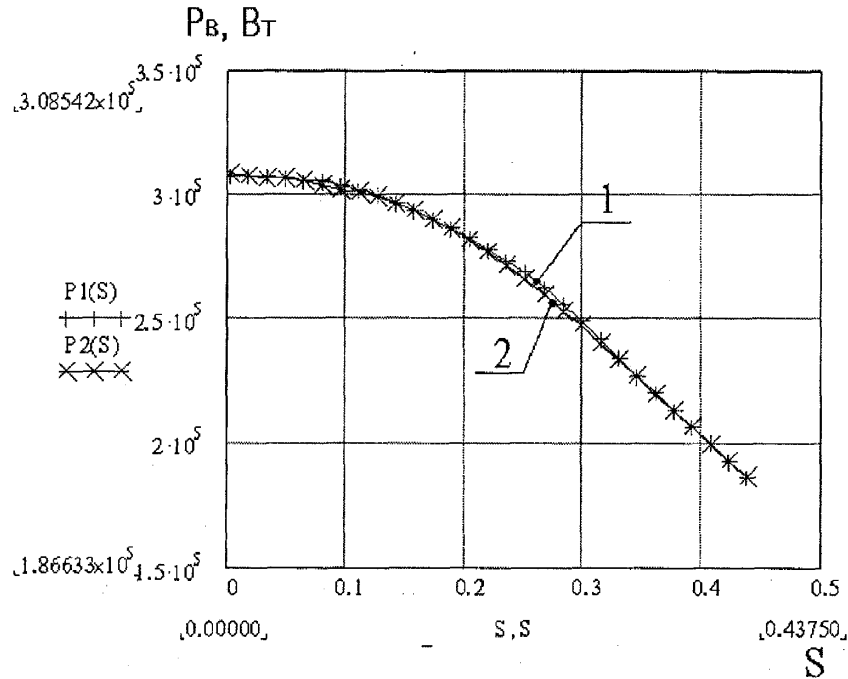


Рис. 2.5. Графіки залежностей потужностей на валі дизельних агрегатів  $P_e$  від ковзання  $S$ :  
 1 – В2-450АВ-С3 і В2-450АВ-С2;  
 2 – В2-450АВТ-С3 і В2-450АВТ-С2.

Тому будемо виходити з того, що у робочій частині характеристики  $P_e = f_2(S)$  ковзання  $S$  дизельного двигуна зв'язане лінійною залежністю з потужністю на валі  $P_e$ :

$$P_e = P_{II} - \Delta P_e ,$$

$$P_e = P_{II} - C \Delta S ,$$

де  $P_{II}$  - початкове значення потужності на ділянці лінеаризованої характеристики  $P_e = f_2(S)$ ;

$C$  - коефіцієнт пропорційності між потужністю на валі і ковзанням.

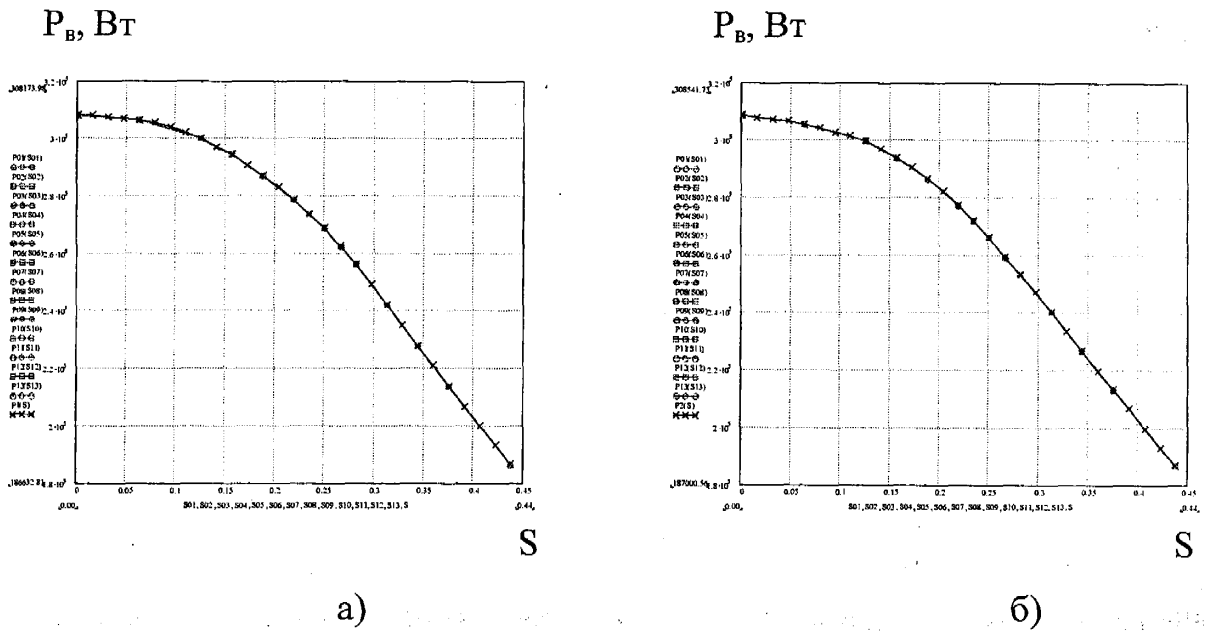


Рис. 2.6. Лінеаризована модель статичної характеристики  $P_B(S)$  для дизельних агрегатів: а) типу В2-450АВ-С3 і В2-450АВ-С2, б) типу В2-450АВТ-С3 і В2-450АВТ-С2.

Визначимо величину зміни ковзання:

$$\Delta S = \frac{P_{\Pi} - P_B}{C}; \quad \Delta S = \frac{\Delta P_B}{C}.$$

Тоді можна записати

$$\omega = \omega_0 - \omega_0 \Delta S,$$

або

$$\omega = \omega_0 - \omega_0 \frac{P_{\Pi} - P_B}{C} = \omega_0 - \alpha(P_{\Pi} - P_B) = \omega_0 - \alpha \Delta P_B, \quad (2.8)$$

де  $\alpha = \frac{\omega_0}{C}$  - коефіцієнт пропорційності, сталий для даної ділянки лінеаризації.

Врахуємо, що потужність на валі  $P_e$  пов'язана з крутним моментом на валі  $M_e$  і швидкістю його обертання  $\omega$  залежністю (1.2), або

$$P_e = \frac{1}{9,55 \cdot 10^3} M_e \omega, \text{ Вт}, \quad (2.9)$$

де  $M_e$  - має розмірність [Нм],

$\omega$  - має розмірність [ $c^{-1}$ ].

Після підстановки значення  $P_e$  із (2.8) в (2.9) маємо

$$\frac{\omega - \omega_0 + \alpha P_{II}}{\alpha} = \frac{1}{9,55 \cdot 10^3} M_e \omega, \quad (2.10)$$

або

$$\omega - \omega_0 + \alpha P_{II} = \frac{1}{9,55 \cdot 10^3} \alpha M_e \omega. \quad (2.11)$$

Із (2.11) запишемо вираз для крутного моменту на валі дизельного агрегата

$$M_e = \frac{\omega + \alpha P_{II} - \omega_0}{\frac{1}{9,55 \cdot 10^3} \alpha \omega} = \frac{9,55 \cdot 10^3}{\alpha} \left( \frac{\omega + \alpha P_{II} - \omega_0}{\omega} \right). \quad (2.12)$$

Якщо позначити сталий коефіцієнт  $\frac{9,55 \cdot 10^3}{\alpha} = B$  [Нм], то тоді модель крутного моменту на валі двигуна буде мати такий вигляд

$$M_e = B \left( \frac{\omega + \alpha P_n - \omega_0}{\omega} \right), \text{ Нм}. \quad (2.13)$$

Перевіримо асимптотичні властивості цієї моделі. При знятті навантаження на валі дизельного агрегата крутний момент повинен зменшуватись до крутного моменту холостого ходу. Те саме впливає з моделі (2.13), якщо врахувати, що при цьому  $\omega = \omega_0$ . Якщо ж швидкість обертання дорівнює нулю, що відповідає ситуації, коли ротор дизельного агрегата загальмований, то тоді крутний момент на валі дизельного агрегата повинен бути досить великим. Цей результат також отримуємо з моделі. Це якісна оцінка властивостей моделі крутного моменту на колінчастому валі дизельного агрегата.

Порівняємо тепер кількісні залежності. Для цього визначимо значення

$$C = \frac{P_n - P_e}{\Delta S} = \frac{\Delta P_e}{\Delta S}, \quad \alpha = \frac{\omega_0}{C}, \quad B = \frac{9,55 \cdot 10^3}{\alpha} \text{ для конкретного дизельного приводу.}$$

Використовуючи рівняння (2.13), приступимо до створення лінеаризованої моделі механічної характеристики дизельного агрегата  $M_e = f_1(\omega)$ . Лінеаризацію здійснено на 13-ти ділянках.

Проведені дослідження і їх аналіз показали, що рівняння (2.13) не зовсім адекватно відображає залежність  $M_e = f_1(\omega)$  на досліджуваних 13-ти ділянках механічної характеристики, що пояснюється тим, що в основу моделі покладена залежність (1.2) крутного моменту від швидкості обертання, яка характерна для електродвигунів. Проте форма і властивості отриманої моделі були подібні до механічних характеристик дизельних агрегатів. Тому в рівняння (2.13) введемо, знайдені шляхом досліджень, два коефіцієнта  $k_1$  і  $k_2$ :

$$M_e = Bk_1 \left( \frac{\omega + (\alpha + k_2)P_n - \omega_0}{\omega} \right), \text{ Нм.} \quad (2.14)$$

Для кожної досліджуваної ділянки лінеаризації значення  $k_1$  і  $k_2$  індивідуальні.

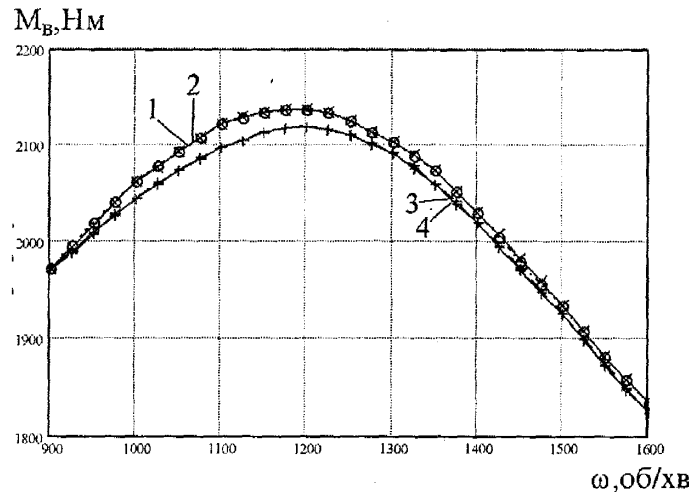


Рис. 2.7. Механічні характеристики дизельних агрегатів В2-450АВ-С3 та В2-450АВ-С2, В2-450АВТ-С3 та В2-450АВТ-С2 у вигляді залежності  $M_B = f_1(\omega)$ , відповідно: 1,3 - з [69]; 2,4 - лінеаризовані моделі механічних характеристик дизельних агрегатів

На рис.2.7. показано лінеаризовані моделі механічних характеристик дизельних агрегатів В2-450АВ-С3 та В2-450АВ-С2 (похибка відхилення моделі від зразкової механічної характеристики  $\leq 0,138\%$ ), В2-450АВТ-С3 та В2-450АВТ-С2 (похибка відхилення моделі від зразкової механічної характеристики  $\leq 0,14\%$ ), які практично співпали із механічними характеристиками, що є зразковими і взяті з [69].

На рис.2.8. показано в процентах значення похибок відхилення моделей від зразкових механічних характеристик дизельних агрегатів В2-450АВ-С3 (В2-450АВ-С2) і В2-450АВТ-С3 (В2-450АВТ-С2).

Лінеаризована модель (2.14), незважаючи на складність її побудови, дає розрахункову механічну характеристику таку, яка практично співпадає із прийнятою зразковою механічною характеристикою (похибка відхилення моделі від зразкової механічної характеристики  $< 0,14\%$ ).

Отже, найбільш адекватною моделлю крутного моменту на колінчастому валі дизельних агрегатів бурових установок є синтезована на базі нечіткої логіки лінеаризована модель (2.14), яка і буде закладена в основу непрямого методу контролю крутного моменту на колінчастому валі дизельного агрегата.

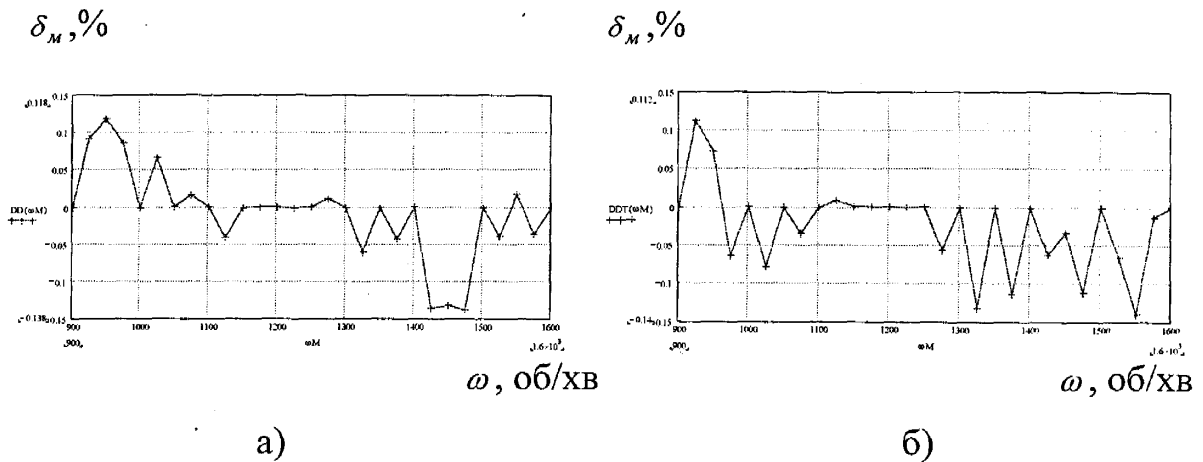


Рис.2.8. Графіки похибок відхилення моделі від зразкової механічної характеристики дизельних агрегатів: а) В2-450АВ-С3 (В2-450АВ-С2), б) В2-450АВТ-С3 (В2-450АВТ-С2)

### Висновки до розділу

1. Проведений аналіз відомих моделей контролю крутного моменту на валі двигунів на прикладі дизельних агрегатів моделей В2-450АВ-С3, В2-450АВ-С2, В2-450АВТ-С3, В2-450АВТ-С2 показав, що вони дозволяють відтворити дану залежність з похибкою відносно зразкової механічної характеристики до 6,7%, що унеможливило їх використання як базових для контролю інших енергетичних показників в процесі буріння свердловин на нафту і газ.

2. Створено математичні моделі механічних характеристик дизельних агрегатів типу В2-450.

3. Встановлено на базі методів нечіткої логіки і детермінованих математичних моделей взаємозв'язок крутного моменту на колінчастому валі дизельного агрегата з швидкістю обертання колінчастого вала, який відтворює дану залежність з похибкою відносно зразкової механічної характеристики, що не перевищує 0,14%.

4. Результати досліджень похибок показали, що використання методів нечіткої логіки забезпечило зменшення похибки відтворення залежності

крутного моменту на колінчастому валі дизельних агрегатів типу В2-450 від швидкості обертання в 48 разів, а це дозволяє застосувати отримані залежності для непрямого контролю крутного моменту на колінчастому валі дизельних агрегатів, які використовуються на бурових установках українських бурових підприємств.

Використовуючи розроблені в цьому розділі залежності крутного моменту на колінчастому валі дизельного агрегата від швидкості його обертання, в наступному розділі знайдемо залежності енергетичних показників приводу ротора БУ з ДСП від швидкості обертання колінчастих валів дизельних агрегатів силового групового приводу.



### РОЗДІЛ 3

## РОЗРОБКА МЕТОДУ КОНТРОЛЮ ЕНЕРГЕТИЧНИХ ПОКАЗНИКІВ ПРИВОДУ РОТОРА БУ З ДСП

### 3.1. Концептуальні засади контролю енергетичних показників приводу ротора БУ з ДСП

Процес передачі енергії від дизельних агрегатів роторному столу БУ для обертання бурової колони є багатомірним технологічним процесом [98], модель “вхід-вихід” якого приведена на рис.3.1.

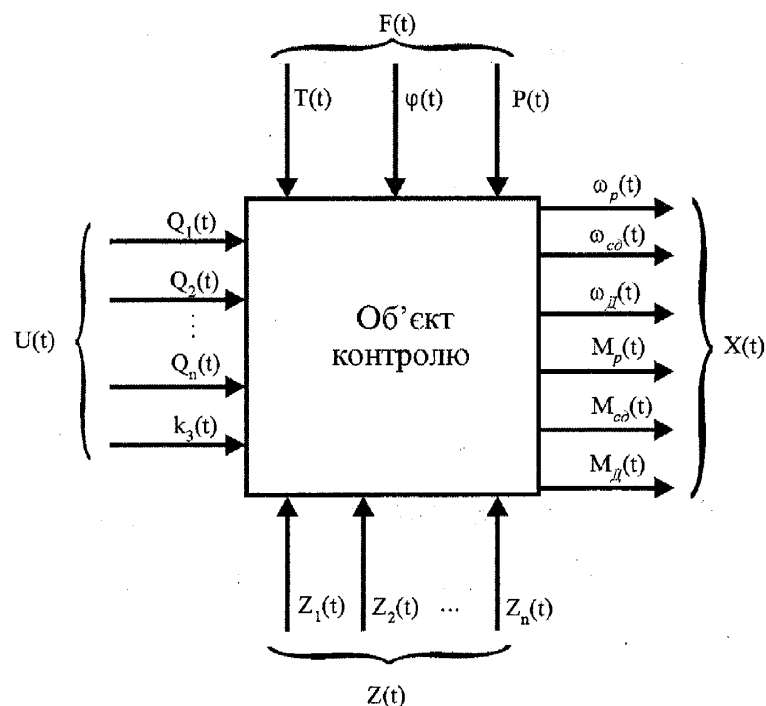


Рис.3.1. Модель “вхід-вихід” процесу передачі енергії від дизельного приводу бурової установки до роторного стола

Як видно з рис.3.1, можна виділити чотири групи змінних, що описують процес передачі енергії від дизельного приводу до роторного стола: керуючі впливи  $U(t)$ ; контрольовані збудуючі впливи  $F(t)$ ; параметри, які визначити і передбачити неможливо  $Z(t)$ ; вихідні параметри, що характеризують процес буріння  $X(t)$ .

До групи керуючих впливів  $U(t)$ , що діють на вході об'єкта, відносять кількість палива  $Q_1(t), Q_2(t), \dots, Q_i(t), \dots, Q_n(t)$ , що подається в  $i$ -ий дизельний агрегат групового приводу, коефіцієнт передачі енергії від групового дизельного приводу до стола ротора  $k_3(t)$ , який змінюється за допомогою коробки швидкостей трансмісії. В подальшому параметри  $Q_1(t), Q_2(t), \dots, Q_i(t), \dots, Q_n(t)$  і  $k_3(t)$  будемо вважати компонентами вектора вхідних керуючих впливів:

$$U(t) = U[Q_1(t), Q_2(t), \dots, Q_i(t), \dots, Q_n(t); k_3(t)]. \quad (3.1)$$

Другу групу змінних становлять контрольовані збурюючі впливи  $F(t)$ : температура навколишнього середовища  $T(t)$ , вологість навколишнього середовища  $\varphi(t)$ , атмосферний тиск  $P(t)$ :

$$F(t) = F[T(t), \varphi(t), P(t)]. \quad (3.2)$$

Третю групу змінних складають фактори, що впливають на кількість енергії, яка передається з дизельних агрегатів до стола ротора, і які визначити і передбачити неможливо  $Z_1(t), Z_2(t), \dots, Z_n(t)$ :

$$Z(t) = Z[Z_1(t), Z_2(t), \dots, Z_n(t)] \quad (3.3)$$

До четвертої групи відносять вихідні показники  $X(t)$ , що характеризують процес буріння: швидкість обертання стола ротора  $\omega_p(t)$ , усереднена швидкість обертання вала на виході з групового дизельного силового приводу  $\omega_{cd}(t)$ , усереднена швидкість обертання колінчастих валів дизельних агрегатів  $\omega_d(t)$ , крутний момент на столі ротора  $M_p(t)$ , сумарний крутний момент дизельних агрегатів  $M_{cd}(t)$ , усереднений крутний момент дизельного агрегата  $M_d(t)$ :

$$X(t) = X[\omega_p(t), \omega_{cd}(t), \omega_d(t), M_p(t), M_{cd}(t), M_d(t)] \quad (3.4)$$

В загальному вигляді модель “вхід-вихід” (рис.3.1) можна описати таким рівнянням:

$$\Phi[U(t), F(t), Z(t), X(t)] = 0. \quad (3.5)$$

Враховуючи (3.1 ÷ 3.4) проведено деталізацію моделі “вхід-вихід” (3.5):

$$\begin{aligned} \Phi[Q_1(t), Q_2(t), \dots, Q_n(t), k_3(t), T(t), \varphi(t), P(t), Z_1(t), Z_2(t), \dots, Z_n(t), \\ \omega_{cd}(t), \omega_p(t), \omega_d(t), M_p(t), M_{cd}(t), M_d(t)] = 0. \end{aligned} \quad (3.6)$$

Зважаючи на (3.5) і (3.6), гіпотетичну модель процесу передачі енергії від ДСП до стола ротора можна подати у вигляді:

$$X(t) = X[U(t), F(t), Z(t)] \quad (3.7)$$

Крутний момент  $M$  і швидкість обертання  $\omega$  зв'язані між собою рівнянням механічної характеристики  $M = f(\omega)$ . Тоді, якщо припустити, що вектори вхідних впливів  $U(t) = const$ ,  $F(t) = const$ ,  $Z(t) = const$ , то крутний момент на столі ротора БУ можна визначати шляхом контролю швидкості його обертання і обчислень, в основу яких закладена розроблена математична модель (2.14).

Аналіз моделі “вхід-вихід” приводу ротора БУ з ДСП і моделі (3.7) дозволив розробити модель контролю енергетичних показників дизельного приводу ротора БУ з ДСП, яка зображена на рис.3.2. Визначивши залежність зміни в часі крутного моменту  $M = f(\omega)$  і знаючи  $\omega(t)$ , можна отримати досить точну і адекватну інформацію не тільки про усереднену швидкість обертання колінчастих валів дизельних агрегатів приводу ротора, але і про крутний момент на столі ротора.

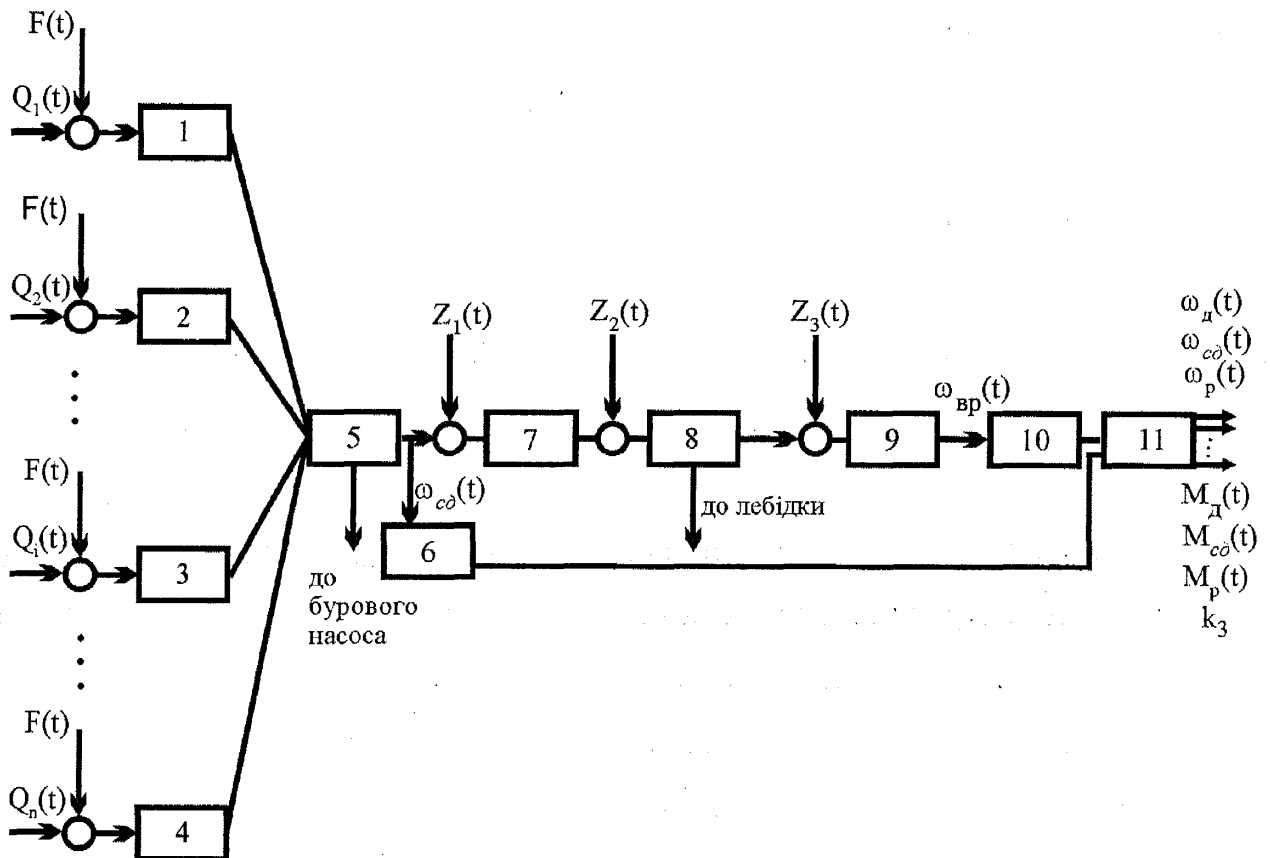


Рис. 3.2. Модель контролю енергетичних показників дизельного приводу ротора бурових установок: 1, 2, 3, 4 - дизельні агрегати групового силового приводу; 5 - сумування потужності з'єднанням дизельних агрегатів між собою (зокрема, клиноремінними передачами); 6, 10 – формувачі імпульсів; 7 - коробка швидкостей; 8 – редуктор лебідки; 9 – вал приводу стола ротора; 11 – персональний комп'ютер

В дизельні агрегати  $D_1, D_2, \dots, D_i, \dots, D_n$  (1-4) ДСП по паливопроводам подається дизельне паливо відповідно в кількості  $Q_1(t), Q_2(t), \dots, Q_i(t), \dots, Q_n(t)$ , яка регулюється зміною положення рейки паливного насосу [99], або зміною положення дросельної заслонки, що розміщена у впускному патрубку дизеля [99]. При незмінному положенні органу, що регулює кількість подачі палива в дизель, показники його роботи можуть змінюватись в залежності від зміни атмосферного тиску, температури, вологості навколишнього середовища –  $F(t)$ .

В групових ДСП дизельні агрегати з'єднані між собою клиноремінними передачами (наприклад бурові установки: Уралмаш 3Д-76, Уралмаш 3000БД) [100], або ланцюговими передачами, завдяки чому відбувається сумування потужності дизелів, які приводять в дію лебідку, ротор, буровий насос. Частина потужності направляється на буровий насос, а решта в коробку швидкостей 7. Коробка швидкостей забезпечує передачу на лебідку та ротор через лебідку прямих і зворотніх швидкостей [100].

Потужність від коробки швидкостей до редуктора лебідки 8 передається двома карданными валами, але до ротора потужність передається тільки через карданний вал, який передає потужність чотирьох “тихих” швидкостей [100]. Від “тихохідного” вала через шестерні редуктора лебідки потужність передається на трансмісію ротора [100].

Формувачі імпульсів 6 і 10 формують імпульсні сигнали, які відповідають швидкості обертання вала на виході з групового ДСП і швидкості обертання вала приводу стола ротора бурової установки. Інформація з формувачів імпульсів обробляється в персональному комп'ютері 11 і результати про поточне значення енергетичних показників дизельного приводу ротора представляється на засобах виведення інформації.

Модель систем контролю енергетичних показників приводу ротора бурових установок, яка використовується в більшості методів контролю в даний час зображена на рис.3.3.

До негативних факторів, які впливають на якість контролю, відносяться механічні первинні перетворювачі більшості давачів, необхідність перетворювати сигнал з одного виду в інший (з механічного зміщення – в електричний і т.п.), важкі умови, в яких приладам приходится працювати (постійні вібрації, сильні електромагнітні силові поля), втрати сигналу під час передачі лініями зв'язку (при використанні аналогового електросигналу – втрати в зв'язку з дією електромагнітних силових полів, протяжністю ліній).

Останній фактор характерний і для пневмо-гідравлічних каналів, в яких втрати ще зумовлюються місцевими опорами (згини, коліна і т.п.)...

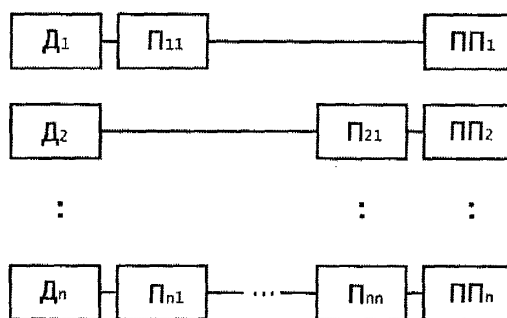


Рис.3.3. Модель сучасних систем контролю енергетичних показників приводу ротора БУ з ДСП:

$D_1, D_2, \dots, D_n$  – давачі;

$\Pi_{11}, \Pi_{21}, \dots, \Pi_{nn}$  – перетворювачі сигналу;

$\Pi\Pi_1, \Pi\Pi_2, \dots, \Pi\Pi_n$  –показуючі пристрої.

Для вирішення даної проблеми на основі механічних характеристик дизельних агрегатів [69], що використовуються в ДСП БУ, і створених моделей на основі розробленої залежності (2.14) синтезовано два типи моделей систем контролю крутного моменту на столі ротора і швидкості обертання стола ротора БУ з ДСП: автоматизовані і автоматичні.

Перший тип систем контролю базується на використанні одного каналу контролю (рис.3.4): усередненої швидкості обертання колінчастих валів дизельних агрегатів групового силового приводу бурової установки.

Дана система контролю складається з невеликої кількості технічних засобів і, відповідно, має невелику вартість системи, а також вимагає меншої кількості витрат на встановлення і обслуговування, що характеризує економічну доцільність її впровадження. Негативною стороною даної системи є необхідність буровику вручну вводити швидкість, встановлену на коробці швидкостей. Експлуатація бурових установок показала, що швидкість на коробці швидкостей змінюється рідко. Тому, за певних умов,

незважаючи на вищезгаданий недолік, такі системи більш доцільно застосовувати в порівнянні з автоматичними.



Рис.3.4. Структура автоматизованої системи контролю крутного моменту на столі ротора і швидкості обертання стола ротора БУ з ДСП:

1 – формувач імпульсів; 2 – лінія зв’язку; 3 – імпульсно-цифровий перетворювач; 4 – мікропроцесорний обчислювач

В розробленій моделі автоматичних систем контролю (рис.3.5) недолік автоматизованих систем пропонується усунути застосуванням двох каналів контролю: каналу контролю усередненої швидкості обертання колінчастих валів дизельних агрегатів групового силового приводу і каналу контролю швидкості обертання стола ротора.

Визначення швидкості, яка встановлена на коробці швидкостей, пропонується здійснювати з використанням правил-продукцій нечіткої логіки:

$$P_i: \text{ЯКЩО}_i \dots \text{ТО}_i \dots \text{ІНАКШЕ}_i \dots$$

Нечіткі продукції є невід’ємною частиною програмного забезпечення мікропроцесорного обчислювача.

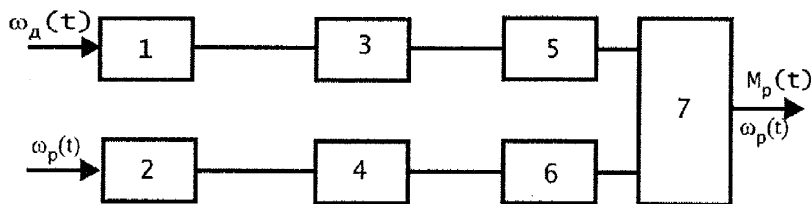


Рис.3.5. Структура автоматичної системи контролю крутного моменту на столі ротора і швидкості обертання стола ротора БУ з ДСП:

1, 2 – формувачі імпульсів; 3, 4 – лінії зв’язку;  
5, 6 – імпульсно-цифрові перетворювачі;  
7 – мікропроцесорний обчислювач

### 3.2. Модель контролю енергетичних показників приводу ротора БУ з ДСП

Непрямий контроль крутного моменту на столі ротора БУ з ДСП по швидкості обертання колінчастих валів дизельних агрегатів приводу дослідниками ніколи не здійснювався і не пропонувався в зв'язку з відсутністю необхідних для цього математичних моделей  $M_p = f(\omega_D)$ . Тому ця модель контролю розробляється вперше.

Розроблювана модель є функцією одного параметра: швидкості обертання колінчастих валів дизельних агрегатів В2-450АВ-С3 (В2-450АВ-С2), яка залежить від кількості палива, що подається в  $i$ -ий дизельний агрегат приводу за визначений період часу, температури та вологості навколишнього середовища, атмосферного тиску, рівня над морем.

Встановлено [101], що вище вказаним вимогам відповідає розроблена модель:

$$M_p(\omega_D) = B k_1 k_3 \left( \frac{\omega_D + (\alpha + k_2) P_n - \omega_{D0}}{\omega_D} \right), \quad (3.8)$$

де  $M_p$  - крутний момент на столі ротора БУ з ДСП;

$\omega_{D0}$  - синхронна швидкість обертання колінчастих валів дизельних агрегатів;

$\omega_D$  - поточне значення усередненої швидкості обертання колінчастих валів дизельних агрегатів ;

$P_n$  - початкове значення потужності дизельних агрегатів на ділянці лінеаризованої характеристики  $P_e = f_2(S)$ ;

$\alpha, B$  - коефіцієнти пропорційності;

$k_1, k_2$  - індивідуальні коефіцієнти для кожної досліджуваної ділянки;

$k_3$  - коефіцієнт передачі енергії від ДСП до стола ротора.



Коефіцієнт  $k_3$  характеризує величину крутного моменту, що передається з ДСП на стіл ротора через трансмісію і коробку швидкостей, завдяки якій його змінюють.

### 3.2.1. Моделі контролю крутного моменту на столі ротора і швидкості обертання стола ротора БУ з ДСП УРАЛМАШ-3000БД

На стіл ротора в БУ УРАЛМАШ-3000БД можна завдяки коробці швидкостей подавати три різних швидкості і, відповідно, забезпечувати три різні значення крутного моменту на столі ротора (при тих самих характеристиках ДСП).

Як основу і як зразкові значення для розроблюваної моделі залежності крутного моменту на столі ротора БУ з ДСП від усередненої швидкості обертання колінчастих валів дизельних агрегатів приводу, використаємо наведені в [100] значення крутних моментів на столі ротора БУ УРАЛМАШ-3000БД при швидкості обертання колінчастих валів дизельних агрегатів В2-450АВ-С3 (В2-450АВ-С3) – 1200 об/хв (табл.3.1).

Визначення коефіцієнтів передачі енергії від ДСП до стола ротора  $k_3$  проводилось наступним чином:

$$k_{3I} = \frac{M_{pI}(\omega_D)}{M_D(\omega_D)}, \quad (3.9)$$

$$k_{3II} = \frac{M_{pII}(\omega_D)}{M_D(\omega_D)}, \quad (3.10)$$

$$k_{3III} = \frac{M_{pIII}(\omega_D)}{M_D(\omega_D)}. \quad (3.11)$$

де  $\omega_D$  - усереднена швидкість обертання колінчастих валів дизельних агрегатів при значенні якої порівнюються крутні моменти на столі ротора і відповідний їй усереднений крутний момент дизельного агрегата ( $\omega_D = 1200 \text{ об / хв}$ );

$M_D$  - усереднений крутний момент дизельного агрегата (B2-450AB-C3 і B2-450AB-C2) з [69] при  $\omega_D = 1200 \text{ об/хв}$ :  $M_D = 2136.87 \text{ Нм}$ ;

$M_{pI}, M_{pII}, M_{pIII}$  - крутні моменти з [100] на столі ротора при  $\omega_D = 1200 \text{ об/хв}$  і при різних швидкостях, встановлених на коробці швидкостей (для дизелів B2-450AB-C3 і B2-450AB-C2):  $M_{pI} = 22100 \text{ Нм}$ ,  $M_{pII} = 17200 \text{ Нм}$ ,  $M_{pIII} = 9250 \text{ Нм}$ ;

$k_{3I}, k_{3II}, k_{3III}$  - коефіцієнти передачі енергії від групового дизельного приводу до стола ротора при, відповідно, встановленій I, II, III швидкостях на коробці швидкостей.

Таблиця 3.1.

Результати дослідження в режимі off-line крутного моменту на столі ротора,

як функції  $M_p = f(\omega_D)$

Швидкість, яка встановлена на коробці швидкостей	Швидкість обертання стола ротора, об/хв	Крутний момент на столі ротора з [100], Нм	Крутний момент на столі ротора, знайдений по усередненій швидкості обертання колінчастих валів дизельних агрегатів, із застосуванням розробленої моделі (3.8), Нм	Похибка обчислення крутного моменту на столі ротора по усередненій швидкості обертання колінчастих валів дизельних агрегатів із застосуванням розробленої моделі (3.8)	
				Нм	%
I	62	22100	22100	0,000	0,000
II	80	17200	17200	0,000	0,000
III	148	9250	9250	0,000	0,000

Якщо БУ УРАЛМАШ-3000БД виконана на базі дизельних агрегатів B2-450ABT-C3 (B2-450ABT-C2), то можна застосовувати коефіцієнти  $k_{3I}, k_{3II}, k_{3III}$ , знайдені по (3.9)-(3.11), адже трансмісія і коробка швидкостей однакові – а, відповідно, однакові і коефіцієнти передачі.

В табл. 3.1 наведені результати знаходження крутного моменту на столі ротора БУ за усередненою швидкістю обертання колінчастих валів дизельних агрегатів ДСП БУ із застосуванням моделі (3.8). Оскільки похибка обчислення крутного моменту в порівнянні із його зразковими значеннями [100] в контрольних точках наближається до 0%, то робимо висновок, що модель (3.8) адекватно відображає залежність  $M_p = f(\omega_D)$  для бурової установки УРАЛМАШ-3000БД, при усередненій швидкості обертання колінчастих валів дизельних агрегатів В2-450АВ-С3 групового приводу 1200 об/хв.

На рис.3.6 графічно зображено залежність крутного моменту на столі ротора бурової установки УРАЛМАШ-3000БД від усередненої швидкості обертання колінчастих валів дизельних агрегатів групового приводу при встановленні на коробці швидкостей I, II, III швидкості.

Залежність швидкості обертання стола ротора БУ УРАЛМАШ-3000БД від усередненої швидкості обертання колінчастих валів дизельних агрегатів ДСП описується моделлю:

$$\omega_p(\omega_D) = k_{\omega n} \omega_D, \quad (3.12)$$

де:  $\omega_p$  - швидкість обертання стола ротора БУ УРАЛМАШ-3000БД, об/хв;

$\omega_D$  - поточне значення усередненої швидкості обертання колінчастих валів дизельних агрегатів ДСП БУ, об/хв;

$k_{\omega n}$  - коефіцієнт передачі швидкості від ДСП до стола ротора, який залежить від встановленої швидкості (I, II, III) за допомогою коробки швидкостей, значення якого наведені в додатку А.

На рис.3.7 графічно зображено знайдену (додаток А) залежність швидкості обертання стола ротора БУ УРАЛМАШ-3000БД від усередненої швидкості обертання колінчастих валів дизельних агрегатів В2-450АВ-С3

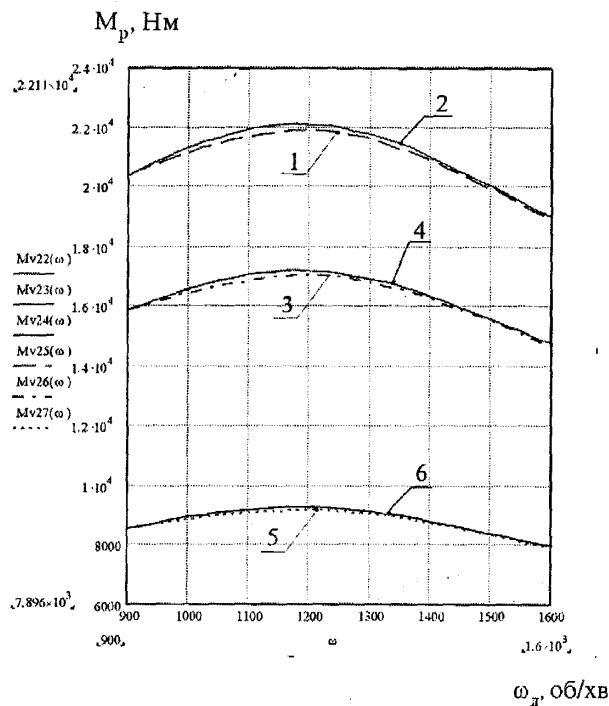


Рис.3.6. Графіки залежності крутного моменту на столі ротора БУ УРАЛМАШ-3000БД від усередненої швидкості обертання колінчастих валів дизельних агрегатів В2-450АВ-С3 і В2-450АВ-С2 (2,4,6) та В2-450АВТ-С3 і В2-450АВТ-С2 (1,3,5) силового приводу, при встановленні на коробці швидкостей, відповідно, I, II, III швидкості

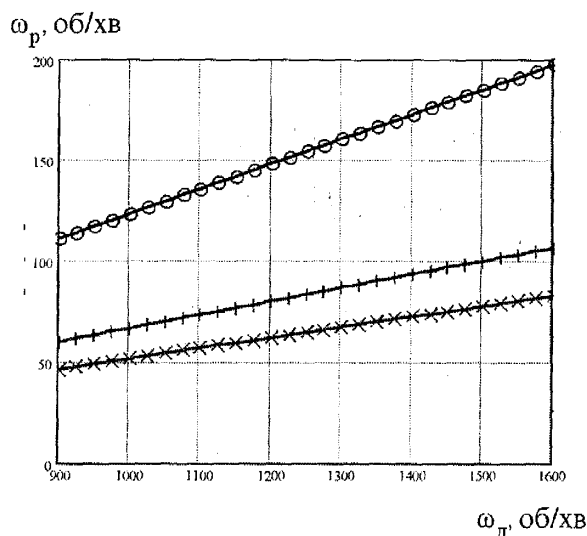


Рис.3.7. – Графіки залежності швидкості обертання стола ротора БУ УРАЛМАШ-3000БД від усередненої швидкості обертання колінчастих валів дизельних агрегатів групового силового приводу (В2-450АВ-С3 (В2-450АВ-С2) та В2-450АВТ-С3 (В2-450АВТ-С2)), при встановленні на коробці швидкостей I, II, III швидкості

(В2-450АВ-С2) та В2-450АВТ-С3 (В2-450АВТ-С2) групового силового приводу при встановленні I, II, III швидкості.

Отже, розроблені моделі контролю крутного моменту на столі ротора і швидкості обертання стола ротора БУ з ДСП УРАЛМАШ-3000БД, які дозволяють забезпечити непрямий контроль даних енергетичних показників процесу буріння по відомому значенню усередненої швидкості обертання колінчастих валів дизельних агрегатів ДСП БУ.

### **3.2.2. Розробка методів визначення крутного моменту на столі ротора БУ з ДСП**

В [100] приводяться дані про крутний момент на столі ротора БУ УРАЛМАШ-3000БД з груповим приводом від дизельних агрегатів В2-450АВ-С3 при певній встановленій швидкості обертання стола ротора (I, II, III), коли швидкість обертання колінчастого вала кожного дизельного агрегата ДСП становить 1200 об/хв (табл.3.1).

Однією з задач досліджень було розробити метод встановлення крутного моменту на столі ротора по відомих: швидкості обертання стола ротора і усередненій швидкості обертання колінчастих валів дизельних агрегатів ДСП. Необхідно відмітити, що розробка в цьому напрямку проводиться вперше [102]. Основним завданням було визначення достатніх умов, при виконанні яких можна було б стверджувати, що знайдені розрахунковим методом крутні моменти на столі ротора відповідають реальним із заданою точністю.

Першим кроком досліджень було визначення коефіцієнта пониження передачі швидкості обертання  $k_{\omega_i}$  і коефіцієнта підвищення передачі крутного моменту  $k_{m_i}$  з ДСП на стіл ротора при усередненій швидкості обертання колінчастих валів дизельних агрегатів  $\omega_D = 1200$  об/хв і встановленій на коробці швидкостей I, II, III швидкостях:

$$k_{\omega_i} = \frac{\omega_D}{\omega_{Pi}} , \quad (3.13)$$

$$k_{M_i} = \frac{M_{Pi}}{M_D} , \quad (3.14)$$

де  $k_{\omega_i}$  - коефіцієнт пониження передачі швидкості обертання з ДСП на стіл ротора;

$k_{M_i}$  - коефіцієнт підвищення передачі крутного моменту з ДСП на стіл ротора;

$\omega_D$  - усереднена швидкість обертання колінчастих валів дизельних агрегатів ДСП, в даному випадку – вибрано і встановлено

$$\omega_D = 1200 \text{ об/хв};$$

$\omega_{Pi}$  - швидкість обертання стола ротора при встановленій  $i$ -тій швидкості на коробці швидкостей;

$M_{Pi}$  - крутний момент на столі ротора при встановленій  $i$ -тій швидкості на коробці швидкостей;

$M_D$  - усереднений крутний момент дизельного агрегата при  $\omega_D = 1200$  об/хв (отриманий з механічної характеристики дизельних агрегатів В2-450АВ-С3, якими комплектуються БУ УРАЛМАШ- 3000БД),

$$M_D = 2136,87 \text{ Нм.}$$

Результати знаходження коефіцієнтів вказані в табл.3.2.

Таблиця 3.2.

Результати обчислення коефіцієнтів  $k_{\omega_i}$  і  $k_{M_i}$ 

Швидкість, яка встановлена на коробці швидкостей	Коефіцієнт пониження передачі швидкості обертання з ДСП на стіл ротора ( $k_{\omega_i}$ )	Коефіцієнт підвищення передачі крутного моменту з ДСП на стіл ротора ( $k_{M_i}$ )
I	19,354839	10,342229
II	15,000000	8,049156
III	8,108108	4,328761

Після цього було прийнято рішення провести аналіз співвідношень знайдених коефіцієнтів  $k_{\omega_i}$  і  $k_{M_i}$  для кожної швидкості (I, II, III):

$$k_i = \frac{k_{\omega_i}}{k_{M_i}} \quad , \quad (3.15)$$

де  $k_i$  - коефіцієнт співвідношення  $k_{\omega_i}$  і  $k_{M_i}$  при  $i$ -тій швидкості.

Встановлено, що

$$k_1 = 1.871438 \approx k_2 = 1.863549 \approx k_3 = 1.873078 .$$

Тобто,  $k_i$  для всіх швидкостей майже однаковий, оскільки різниця між ними в межах  $0,1 \div 0,4$  %.

Отже, першою достатньою умовою для прийняття рішення, що знайдений крутний момент на столі ротора розрахунковим методом відповідає реальному, є

$$k_1 = k_2 = \dots = k_i = \dots = k_n \quad , \quad (3.16)$$

де  $k_1, k_2, \dots, k_i, \dots, k_n$  - коефіцієнти для  $1, 2, \dots, i, \dots, n$  швидкості, яка встановлена на коробці швидкостей.

Наступним кроком досліджень був аналіз співвідношень коефіцієнтів (3.17) і (3.18), значення яких наведені в табл.3.3

$$k_{k\omega \frac{I}{II}} = \frac{k_{\omega I}}{k_{\omega II}},$$

$$k_{k\omega \frac{II}{III}} = \frac{k_{\omega II}}{k_{\omega III}},$$
(3.17)

$$k_{k\omega \frac{I}{III}} = \frac{k_{\omega I}}{k_{\omega III}},$$

$$k_{km \frac{I}{II}} = \frac{k_{mI}}{k_{mII}},$$

$$k_{km \frac{II}{III}} = \frac{k_{mII}}{k_{mIII}},$$
(3.18)

$$k_{km \frac{I}{III}} = \frac{k_{mI}}{k_{mIII}}.$$

Таблиця 3.3.

Результати обчислення коефіцієнтів  $k_{k\omega}$  і  $k_{km}$

Співвідношення	$k_{k\omega}$	$k_{km}$
$\frac{I}{II}$	1,290323	1,284884
$\frac{II}{III}$	1,850000	1,859460
$\frac{I}{III}$	2,387097	2,389189



Як видно з табл.3.3, спостерігається певна закономірність:

$$\begin{aligned}
 k_{k\omega \frac{I}{II}} &= 1.290323 \approx k_{k_m \frac{I}{II}} = 1.284884 \quad , \\
 k_{k\omega \frac{II}{III}} &= 1.850000 \approx k_{k_m \frac{II}{III}} = 1.859460 \quad , \\
 k_{k\omega \frac{I}{III}} &= 2.387097 \approx k_{k_m \frac{I}{III}} = 2.389189 \quad .
 \end{aligned}
 \tag{3.19}$$

З (3.19) випливає, що по значенням  $k_{k\omega}$ , які знайти завжди легко, можна судити про значення  $k_{k_m}$ .

Тепер зробимо припущення, що крутний момент на столі ротора невідомий і нам необхідно його визначити. Враховуючи (3.19), в (3.18) підставляємо замість  $k_{k_m}$  відповідне значення  $k_{k\omega}$  з (3.17), а також значення  $k_{m_i}$  записуємо у вигляді (3.14). Отримано таку систему рівнянь :

$$\left\{ \begin{aligned}
 k_{k\omega \frac{I}{II}} &= \frac{\frac{M_{PI}}{M_D}}{\frac{M_{PII}}{M_D}} \\
 k_{k\omega \frac{II}{III}} &= \frac{\frac{M_{PII}}{M_D}}{\frac{M_{PIII}}{M_D}} \\
 k_{k\omega \frac{I}{III}} &= \frac{\frac{M_{PI}}{M_D}}{\frac{M_{PIII}}{M_D}}
 \end{aligned} \right. \Rightarrow \left\{ \begin{aligned}
 k_{k\omega \frac{I}{II}} &= \frac{M_{PI}}{M_{PII}} \quad , \\
 k_{k\omega \frac{II}{III}} &= \frac{M_{PII}}{M_{PIII}} \quad , \\
 k_{k\omega \frac{I}{III}} &= \frac{M_{PI}}{M_{PIII}} \quad .
 \end{aligned} \right.
 \tag{3.20}$$

Таким чином, достатньою умовою для прийняття рішення, що знайдений розрахунковим методом крутний момент на столі ротора відповідає реальному, є виконання умов у вигляді системи рівнянь [102]:

$$\left\{ \begin{array}{l} k_{k\omega I} = \frac{M_{pI}}{M_{pII}} , \\ k_{k\omega II} = \frac{M_{pII}}{M_{pIII}} , \\ \vdots \\ k_{k\omega \frac{m}{n}} = \frac{M_{pm}}{M_{pn}} , \\ \frac{k_{\omega I}}{k_{mI}} = \frac{k_{\omega II}}{k_{mII}} = \dots = \frac{k_{\omega i}}{k_{mi}} = \dots = \frac{k_{\omega m}}{k_{mm}} = \dots = \frac{k_{\omega n}}{k_{mn}} . \end{array} \right. \Rightarrow \left\{ \begin{array}{l} k_{k\omega I} = \frac{M_{pI}}{M_{pII}} , \\ k_{k\omega II} = \frac{M_{pII}}{M_{pIII}} , \\ \vdots \\ k_{k\omega \frac{m}{n}} = \frac{M_{pm}}{M_{pn}} , \\ \frac{k_{\omega I}}{M_{pI}} = \frac{k_{\omega II}}{M_{pII}} = \dots = \frac{k_{\omega i}}{M_{pi}} = \dots = \frac{k_{\omega m}}{M_{pm}} = \dots = \frac{k_{\omega n}}{M_{pn}} . \end{array} \right. \quad (3.21)$$

Корені системи рівнянь (3.21):  $M_{pI}, M_{pII}, \dots, M_{pi}, \dots, M_{pn}$  є шуканими крутними моментами на столі ротора при заданих на коробці швидкостей  $I, II, \dots, i, \dots, n$  швидкостях.

Використовуючи систему рівнянь (3.21) і відомі значення швидкості обертання на столі ротора бурової установки УРАЛМАШ-3000БД (табл.3.1), при швидкості обертання колінчастих валів дизельного приводу 1200 об/хв, було розроблено програму на мові програмування GW-BASIC [103-108] для персонального комп'ютера, за допомогою якої передбачалось знайти шукані крутні моменти на столі ротора (лістинг програми і результати досліджень показані в додатку Б).

Пошук шуканих крутних моментів на столі ротора здійснювався шляхом підставлення пробних значень дуже широкого, ймовірно можливого діапазону для їх опробування на розв'язок системи рівнянь (3.21). В результаті роботи цього програмного продукту були отримані результати, які показані в табл.3.4.

Для того, щоб зменшити ймовірний діапазон значень шуканих крутних моментів на столі ротора, при їх встановленні шляхом підставлення пробних значень в систему рівнянь (3.21), з метою зменшення часу пошуку коренів

системи рівнянь (3.21), було знайдено залежність зміни крутного моменту на столі ротора в залежності від зміни швидкості обертання стола ротора (I, II, III) на БУ УРАЛМАШ-3000БД з груповим приводом від дизельних агрегатів В2-450АВ-С3 при усередненій швидкості обертання колінчастих валів дизельних агрегатів ДСП 1200 об/хв.

В [100] приводяться дані про крутний момент на столі БУ УРАЛМАШ-3000БД з груповим приводом від дизельних агрегатів В2-450АВ-С3 при певній встановленій швидкості обертання стола ротора (I, II, III), коли швидкість обертання колінчастих валів дизельних агрегатів ДСП становить 1200 об/хв (табл.3.1). Аналіз зміни крутного моменту на столі ротора в залежності від зміни швидкості обертання стола ротора (рис.3.8) наштовхнув на думку, що існує певна закономірність, яку можна описати математичною моделлю.

В результаті досліджень (додаток В) було встановлено, що зміну крутного моменту на столі ротора в залежності від зміни швидкості обертання стола ротора (усереднена швидкість обертання колінчастих валів дизельних агрегатів ДСП становить 1200 об/хв) можна описати моделлю:

$$M_p(\omega_p) = \frac{1370200}{\omega_p} \quad (3.22)$$

Як видно з табл.3.4, результати, отримані за допомогою розробленого метода “достатніх умов”, відрізняються від зразкових в межах  $0,03 \div 0,54 \%$ , а за допомогою розробленої залежності (3.22) –  $0,01 \div 0,42\%$ , що прийнятно і підтверджує дієздатність і ефективність даних методів визначення крутного моменту на столі ротора.

Дані методи розроблено для теоретичного визначення значень крутних моментів на столі ротора у випадках, коли вони не встановлені заводом-виробником в зв'язку з тим, що бурова установка поставляється тільки в комплекті основного обладнання [100], та в інших випадках коли це необхідно.

Таблиця 3.4.

Зразкові дані і результати пошуку крутних моментів  $M_{рI}$ ,  $M_{рII}$ ,  $M_{рIII}$  на столі ротора БУ УРАЛМАШ-3000БД з груповим приводом від дизельних агрегатів В2-450АВ-С3 за допомогою розробленого програмного продукту (додаток Б) в основу якого була закладена сформульована достатня умова (3.21)

і за допомогою розробленої залежності (3.22)

Швидкість, яка встановлена на коробці швидкостей	Крутний момент на столі ротора			Похибка знаходження крутного моменту на столі ротора		
	зразкове значення з [100], Нм	значення, отримане в результаті пошуку з використанням методу "достатніх умов", Нм	значення, отримане в результаті пошуку з використанням розробленої залежності (3.22), Нм	метод "достатніх умов"		розроблена залежність (3.22)
				Нм	%	
I	22100	22200	22100	100	0,45	0
II	17200	17205	17128	5	0,03	-0,42
III	9250	9300	9258	50	0,54	0,09

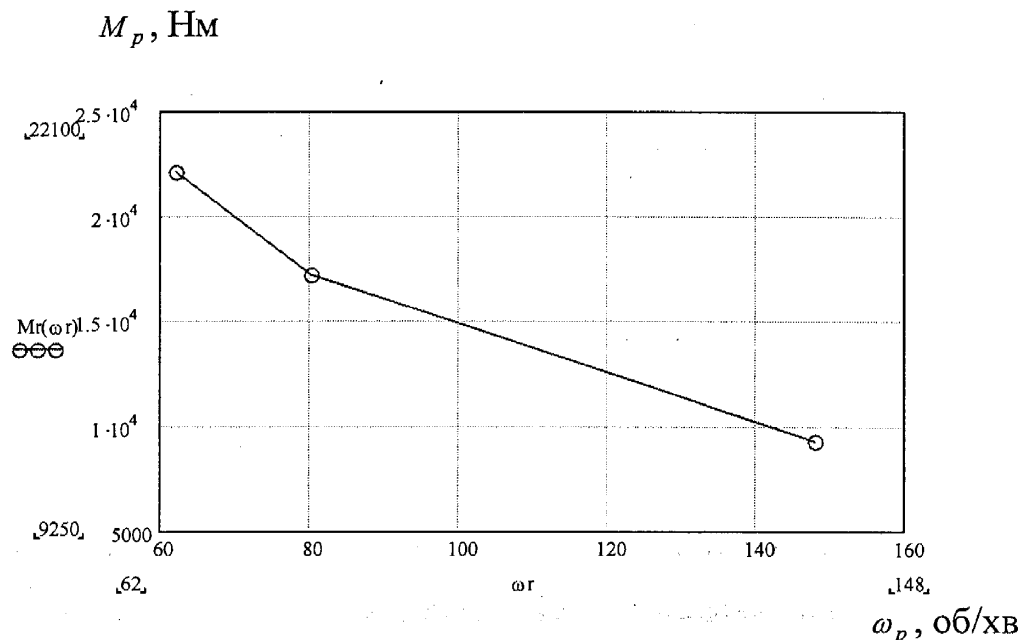


Рис.3.8. Графік зміни крутного моменту на столі ротора в залежності від зміни швидкості обертання стола ротора (I, II, III) на БУ УРАЛМАШ-3000БД з груповим приводом від дизельних агрегатів В2-450АВ-С3 при усередненій швидкості обертання колінчастих валів дизельних агрегатів ДСП 1200 об/хв

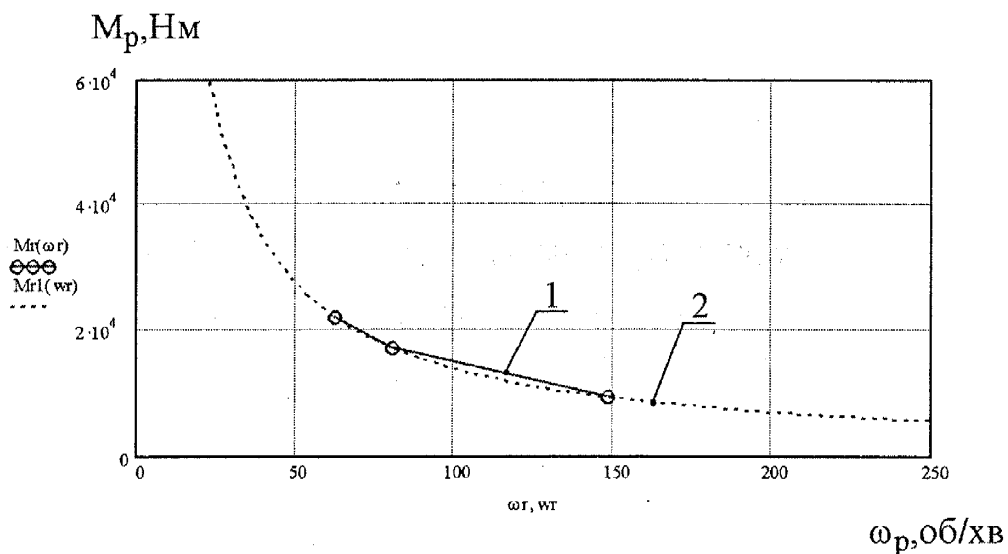


Рис.3.9. Графіки: 1 – зміни крутного моменту на столі ротора в залежності від зміни швидкості обертання стола ротора (I, II, III) на БУ УРАЛМАШ-3000БД з груповим приводом від дизельних агрегатів В2-450АВ-С3 при усередненій швидкості обертання колінчастих валів дизельних агрегатів ДСП 1200 об/хв( $M_r$ ); 2 – розроблена модель

### 3.2.3. Моделі контролю крутного моменту на столі ротора і швидкості обертання стола ротора БУ з ДСП УРАЛМАШ-3Д-76

Бурові установки типу УРАЛМАШ-3Д-76 поставляються тільки в комплекті основного обладнання, в який не входять: вишка, основа, містки зі стелажми, обладнання для підготовки і очистки розчину, комплекс механізмів АСП [100]. Все обладнання, яке не ввійшло в об'єм поставки, замовник зобов'язаний закупити окремо. В зв'язку з цим в технічних даних бурових установок даного типу не надається інформація про крутний момент на столі ротора при певній швидкості обертання колінчастих валів дизельних агрегатів ДСП для певних швидкостей, встановлених на коробці швидкостей, який необхідний при синтезі його математичної моделі для встановлення коефіцієнту передачі крутного моменту з ДСП на стіл ротора. Для вирішення даного питання був проведений аналіз трансмісії, яка застосовується для передачі енергії з ДСП на стіл ротора, в бурових установках типу УРАЛМАШ-3Д-76. В [100] наведено швидкості обертання стола ротора при швидкості обертання колінчастих валів дизельних агрегатів ДСП 1200 об/хв для I, II, III, IV, аварійної швидкостей, встановлених на коробці швидкостей (табл.3.5).

Спочатку розглянемо бурову установку типу УРАЛМАШ-3Д-76 з груповим приводом від дизельних агрегатів В2-450АВ-С3 (В2-450АВ-С2). Оскільки в неї груповий привід такий же, як в УРАЛМАШ-3000БД (від дизельних агрегатів В2-450АВ-С3 і В2-450АВ-С2), то ж і характеристика крутного моменту групового приводу така ж. Відмінність полягає тільки в кількості енергії, яка передається на стіл ротора, що залежить від трансмісії і встановлюється за допомогою коробки швидкостей чи заміни привідної зірочки на швидкохідному валі ротора  $z=19$  на зірочку  $z=36$ . Тобто, характер характеристики  $M_p = f(\omega_d)$  такий же, а відмінні тільки коефіцієнти передачі з ДСП на стіл ротора. Використовуючи розроблену залежність (3.22), знайдено крутні моменти  $M_{pI}$ ,  $M_{pII}$ ,  $M_{pIII}$ ,  $M_{pIV}$ ,  $M_{pa}$  на столі ротора при швидкості

обертання колінчастих валів дизельних агрегатів ДСП 1200 об/хв бурової установки УРАЛМАШ-3Д-76 з груповим приводом від дизельних агрегатів В2-450АВ-С3 і В2-450АВ-С2 (додаток Д), а їх адекватність підтверджено виконанням “достатніх умов” (3.21) – додаток Е.

Таблиця 3.5.

Результати теоретичного дослідження крутного моменту на столі ротора  
БУ УРАЛМАШ-3Д-76 з груповим приводом  
від дизельних агрегатів В2-450АВ-С3 (В2-450АВ-С2)

Швидкість, яка встановлена на коробці швидкостей	Швидкість обертання стола ротора, об/хв	Крутний момент на столі ротора, отриманий в результаті пошуку з використанням розробленої залежності (3.22), Нм	Крутний момент на столі ротора, який задовільняє “достатні умови” (3.21), Нм
I	44	31140,91	31140,91
II	99	13840,40	13840,40
III	169	8107,69	8107,69
IV	250	5480,80	5480,80
аварійна	23	59573,91	59573,91

Результати пошуку крутних моментів  $M_{pI}, M_{pII}, M_{pIII}, M_{pIV}, M_{pa}$  на столі ротора БУ УРАЛМАШ-3Д-76 з груповим приводом від дизельних агрегатів В2-450АВ-С3 (В2-450АВ-С2), при швидкості обертання колінчастих валів дизельних агрегатів ДСП 1200 об/хв для I, II, III, IV, аварійної швидкостей, встановлених на коробці швидкостей, наведені в табл.3.5.

Оскільки знайдені крутні моменти за допомогою залежності (3.22) задовільняють “достатні умови” (3.21), то можна константувати, що вони адекватно відображають крутні моменти на столі ротора БУ УРАЛМАШ-3Д-76 з груповим приводом від дизельних агрегатів В2-450АВ-С3 (В2-450АВ-С2), при швидкості обертання колінчастих валів дизельних агрегатів ДСП 1200 об/хв для I, II, III, IV, аварійної швидкості, встановлених на коробці швидкостей.

Знайдемо коефіцієнти передачі крутного моменту з ДСП на стіл ротора при різних швидкостях, встановлених на коробці швидкостей:

$$k_{мзДI} = \frac{M_{рзДI}}{M_{Д}} = \frac{31140,90909}{2136,87000} = 14,573142 \quad ,$$

$$k_{мзДII} = \frac{M_{рзДII}}{M_{Д}} = \frac{13840,40404}{2136,87000} = 6,476952 \quad ,$$

$$k_{мзДIII} = \frac{M_{рзДIII}}{M_{Д}} = \frac{8107,69231}{2136,87000} = 3,794191 \quad ,$$

$$k_{мзДVI} = \frac{M_{рзДVI}}{M_{Д}} = \frac{5480,800000}{2136,87000} = 2,564873 \quad ,$$

$$k_{мзДа} = \frac{M_{рзДа}}{M_{Д}} = \frac{59573,91304}{2136,87000} = 27,879053 \quad .$$

На рис.3.10 зображено залежність крутного моменту на столі ротора бурової установки УРАЛМАШ-3Д-76 від усередненої швидкості обертання колінчастих валів дизельних агрегатів ДСП при встановленні I, II, III, IV, аварійної швидкостей.

Залежність швидкості обертання стола ротора БУ УРАЛМАШ-3Д-76 від усередненої швидкості обертання колінчастих валів дизельних агрегатів ДСП описується моделлю:

$$\omega_p(\omega_D) = k_{\omega n} \omega_D \quad , \quad (3.23)$$

де:  $\omega_p$  - швидкість обертання стола ротора БУ УРАЛМАШ-3Д-76, об/хв;

$\omega_D$  - поточне значення усередненої швидкості обертання колінчастих валів дизельних агрегатів ДСП БУ, об/хв;

$k_{\omega n}$  - коефіцієнт передачі швидкості від ДСП до стола ротора при I, II, III, IV, аварійній швидкостях.



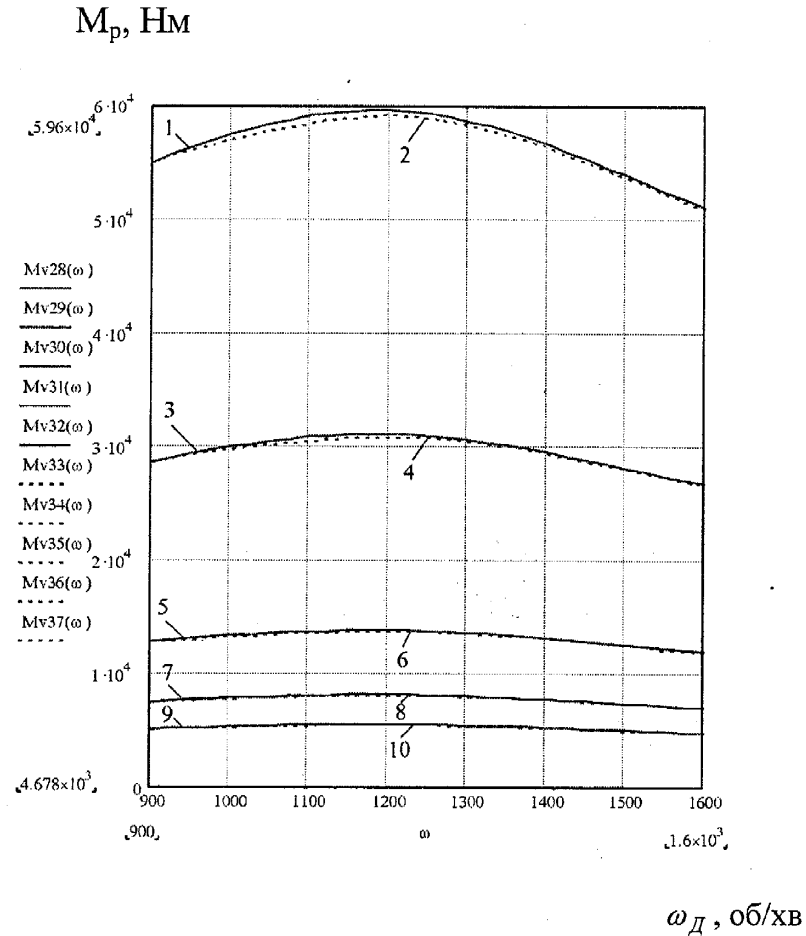


Рис.3.10. Графіки залежності крутного моменту на столі ротора БУ УРАЛМАШ-3Д-76 від усередненої швидкості обертання колінчастих валів дизельних агрегатів В2-450АВ-С3 і В2-450АВ-С2 (графіки 1, 3, 5, 7, 9) та В2-450АВТ-С3 і В2-450АВТ-С2 (графіки 2, 4, 6, 8, 10) групового приводу, при встановленні відповідно аварійної, I, II, III, IV швидкості

Коефіцієнти пониження передачі швидкості обертання ДСП на стіл ротора при різних швидкостях знайдено, використовуючи дані з [100]:

$$k_{\omega_{3DI}} = \frac{\omega_D}{\omega_{p3DI}} = \frac{1200}{44} = 27,272727 \text{ ,}$$

$$k_{\omega_{3DII}} = \frac{\omega_D}{\omega_{p3DII}} = \frac{1200}{99} = 12,121212 \text{ ,}$$

$$k_{\omega_{3DIII}} = \frac{\omega_D}{\omega_{p3DIII}} = \frac{1200}{169} = 7,100592 \text{ ,}$$

$$k_{\omega_{3ДIV}} = \frac{\omega_D}{\omega_{p3ДIV}} = \frac{1200}{250} = 4,800000 \quad ,$$

$$k_{\omega_{3Да}} = \frac{\omega_D}{\omega_{p3Да}} = \frac{1200}{23} = 52,173913 \quad ,$$

де  $\omega_{p3ДI}$ ,  $\omega_{p3ДII}$ ,  $\omega_{p3ДIII}$ ,  $\omega_{p3ДIV}$ ,  $\omega_{p3Да}$  - швидкість обертання стола БУ УРАЛМАШ-3Д-76 з [100], при усередненій швидкості обертання колінчастих валів дизельних агрегатів групового приводу  $\omega_D = 1200$  об/хв.

На рис.3.11 графічно зображено знайдену залежність швидкості обертання стола ротора БУ УРАЛМАШ-3Д-76 від усередненої швидкості обертання колінчастих валів дизельних агрегатів В2-450АВ-С3 (В2-450АВ-С2) або В2-450АВТ-С3 (В2-450АВТ-С2) групового приводу при встановленні відповідно I, II, III, IV, аварійної швидкості.

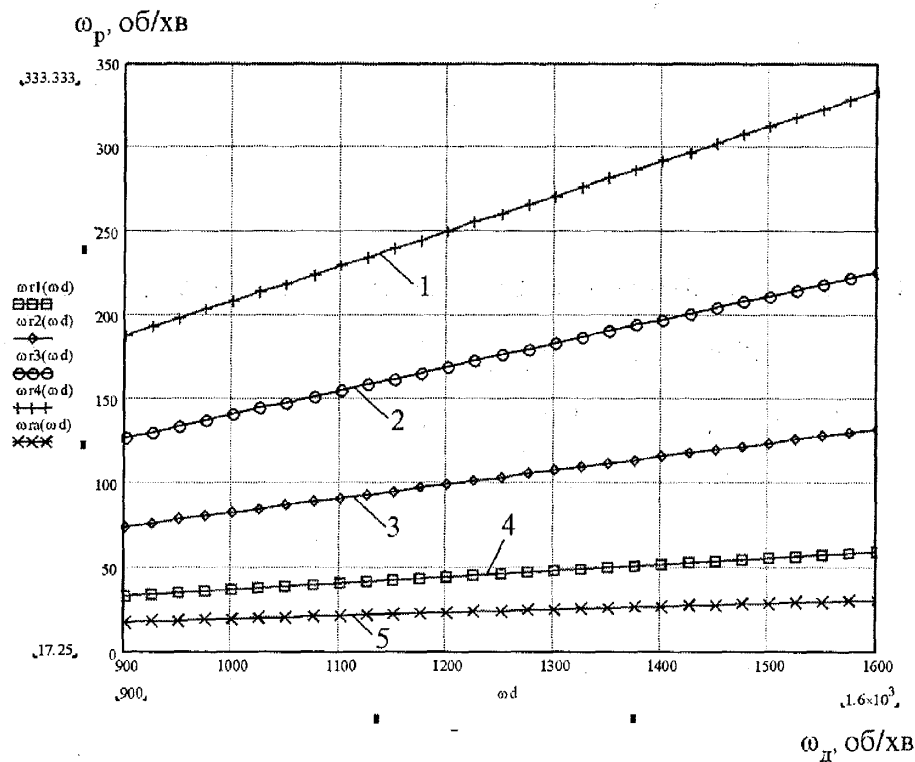


Рис.3.11. Графіки залежності швидкості обертання стола ротора БУ УРАЛМАШ-3Д-76 від усередненої швидкості обертання колінчастих валів дизельних агрегатів ДСП (В2-450АВ-С3 (В2-450АВ-С2) або В2-450АВТ-С3 (В2-450АВТ-С2)), при встановленні I, II, III, IV, аварійної швидкості (відповідно графіки: 4,3,2,1,5)

Отже, розроблені моделі контролю крутного моменту на столі ротора і швидкості обертання стола ротора БУ з ДСП УРАЛМАШ-3Д-76, які дозволяють забезпечити непрямий контроль даних енергетичних показників процесу буріння. Це дозволяє перейти до розробки методу контролю енергетичних показників приводу ротора БУ з ДСП.

### **3.3. Метод контролю енергетичних показників приводу ротора БУ з ДСП**

На базі розроблених залежності крутного моменту на столі ротора від усередненої швидкості обертання колінчастих валів дизельних агрегатів ДСП і залежності швидкості обертання стола ротора від усередненої швидкості обертання колінчастих валів дизельних агрегатів для різних типів бурових установок (УРАЛМАШ-3000БД, УРАЛМАШ-3Д-76) з різними типами дизельних агрегатів ДСП (В2-450АВ-С3 (В2-450АВ-С2) або В2-450АВТ-С3 (В2-450АВТ-С2)) розроблено з використанням нечіткої логіки програмне забезпечення для визначення непрямим методом енергетичних показників дизельного приводу ротора бурової установки за відомою швидкістю обертання вала на виході з групового ДСП на мові програмування PASCAL (додатки Ж, З).

На рис.3.12. показано спрощений алгоритм функціонування програми розрахунку енергетичних показників дизельного приводу ротора БУ. Зчитування з імпульсно-цифрових перетворювачів інформації про значення швидкості обертання вала на виході з групового ДСП (2) і про значення швидкості обертання вала приводу стола ротора (3) здійснюється щосекундно через порти персонального комп'ютера. На основі отриманої інформації проводиться визначення швидкості обертання стола ротора і усередненої швидкості обертання колінчастих валів дизельних агрегатів ДСП БУ (4). Наступним кроком є ідентифікація швидкості (5), яка встановлена на коробці швидкостей, шляхом підставлення отриманих даних (4) в залежності

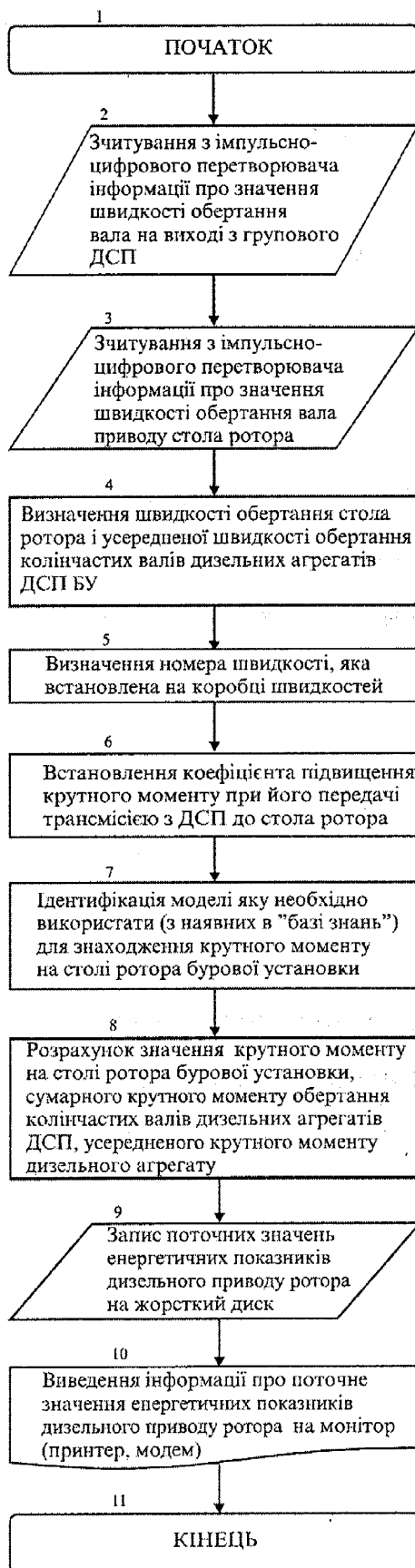


Рис.3.12. Спрощений алгоритм функціонування програми розрахунку енергетичних показників дизельного приводу ротора БУ

швидкості обертання стола ротора від усередненої швидкості обертання колінчастих валів дизельних агрегатів ДСП для всіх можливих швидкостей, які можна встановити на коробці швидкостей, і перевірки отриманих результатів на адекватність (додаток Ж). Після цього відбувається встановлення коефіцієнта підвищення крутного моменту при його передачі трансмісією з ДСП до стола ротора використовуючи знайдені залежності (6), який сталий для певної швидкості, що встановлена на коробці швидкостей. Використовуючи інформацію про значення усередненої швидкості обертання колінчастих валів дизельних агрегатів (4) і коефіцієнта підвищення крутного моменту при його передачі трансмісією з ДСП до стола ротора (6), проводиться ідентифікація моделі (7), яку необхідно використати (з наявних в “базі знань”) для знаходження крутного моменту на столі ротора бурової установки. Розрахунок значення крутного моменту на столі ротора бурової установки, сумарного крутного моменту обертання колінчастих валів дизельних агрегатів ДСП та усередненого крутного моменту дизельного агрегата (8) здійснюється по моделях, які містяться в “базі знань” і які вибрані в (7) в залежності від вхідних впливів (швидкості обертання вала на виході з групового ДСП і швидкості обертання вала приводу стола ротора). Після цього здійснюється запис поточних значень енергетичних показників дизельного приводу ротора на жорсткий диск (9). Крім того, здійснюється виведення інформації про поточне значення енергетичних показників приводу стола ротора на монітор і/або принтер (10). Потім, завдяки оператору безумовного переходу, виконання програми повертається до (2) і цикл (2-10) виконується до тих пір поки оператор не зупинить виконання програми.

Алгоритм автоматизованого контролю енергетичних показників дизельного приводу ротора БУ з ДСП наведено на рис.3.13. Перед запуском системи контролю в програмне забезпечення вводиться номер швидкості, яка встановлюється на коробці швидкостей (1). Первинним перетворювачем у

відповідності до швидкості обертання вала на виході з групового ДСП формується відповідний імпульсний сигнал, який передається по лінії зв'язку до імпульсно-цифрового перетворювача (2). Перетворення імпульсного сигналу в цифровий і підрахунок числа імпульсів, направлених формувачем імпульсів за одну секунду, здійснюється імпульсно-цифровим

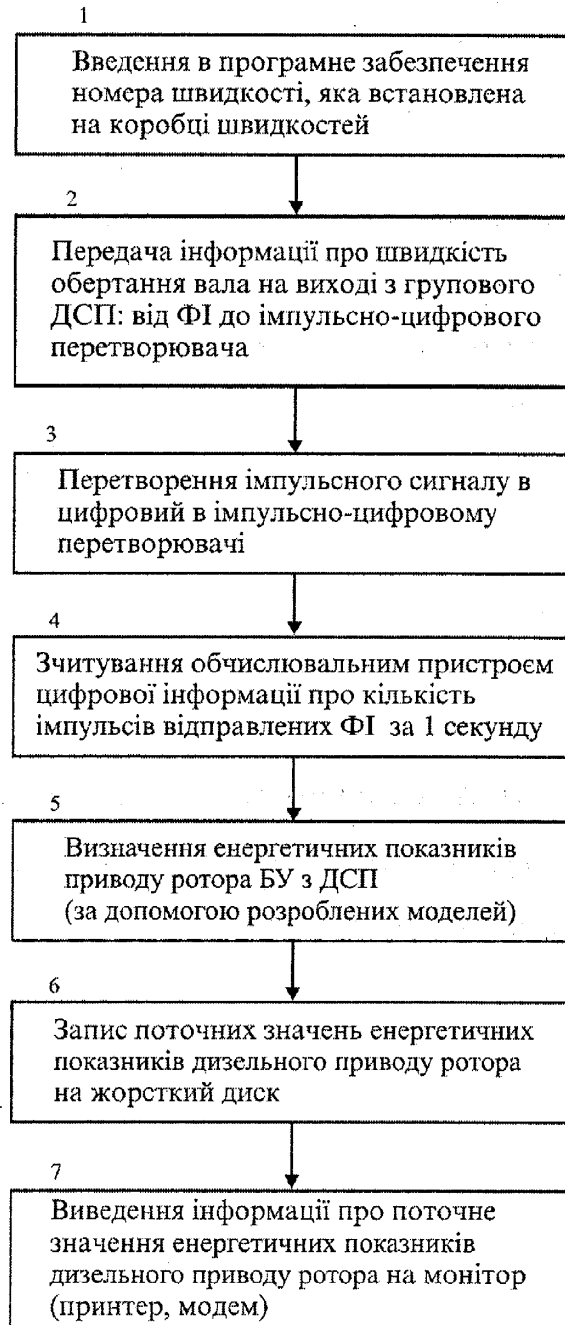


Рис.3.13. Алгоритм автоматизованого контролю енергетичних показників приводу ротора БУ з ДСП

перетворювачем (3). Мікропроцесорний обчислювальний пристрій (персональний комп'ютер) опитує LPT-порт і зчитує з нього кожну секунду цифрове значення кількості імпульсів, сформованих первинним перетворювачем за одну секунду (4), визначає по кількості сформованих за секунду імпульсів швидкість обертання вала на виході з групового ДСП в об/хв, обчислює швидкість обертання стола ротора в об/хв, крутний момент на столі ротора в Нм та інші енергетичні показники дизельного приводу ротора (5) у поточний момент контролю, здійснює запис поточних значень на жорсткий диск (6), виводить інформацію про поточне значення енергетичних показників на монітор (принтер), а при потребі передає дані по модему в центральний офіс бурового управління для формування загальних баз даних та комплексної обробки інформації з бурової установки про процес буріння (7).

Механічні характеристики дизельних агрегатів типу В2-450, які входять в склад ДСП, лінеаризовані відомими простими математичними залежностями (2.3), або (2.6) відтворюють їх з значною похибкою – до 7%. Високий рівень складності формалізації даних характеристик унеможливив використання простих детермінованих моделей для створення систем непрямого контролю енергетичних показників приводу ротора БУ з ДСП. Тому було проведено лінеаризацію даних характеристик на 13-ти окремих ділянках. Для створення систем непрямого контролю енергетичних показників приводу ротора БУ з ДСП на базі вищезгаданих залежностей (2.14) використано основні положення теорії нечітких множин [84-87].

Основою розробленої автоматизованої системи непрямого контролю енергетичних показників приводу ротора є “база знань” [88-91] в якій описано, як зміна швидкості обертання колінчастих валів дизельних агрегатів ДСП призводить до змін математичних моделей, які описують зміну енергетичних показників приводу ротора БУ з ДСП.

Інформація про швидкість обертання вала на виході з групового ДСП, що поступає з ФІ, перетворена в ЦП в цифровий сигнал поступає в мікропроцесорний обчислювач. Там, використовуючи її, встановлюється усереднена швидкість обертання колінчастих валів дизельних агрегатів, яка порівнюється із встановленими 13-ма діапазонами швидкостей обертання. Після цього в “базі знань” (БЗ) вибираються відповідні моделі залежностей енергетичних показників приводу ротора БУ з ДСП від узагальненої швидкості обертання колінчастих валів дизельних агрегатів ДСП, по яких непрямыми методами встановлюються поточні значення контрольованих показників [92-94].

БЗ автоматизованої системи контролю енергетичних показників приводу ротора БУ з ДСП побудована на основі продукційної моделі знань, яка містить конструкції у вигляді “ЯКЩО ... ТО ...”. Кожна продукція, яка представляє собою множину пар “ситуація – дія”, дозволяє ставити у відповідності до ситуації, яка склалася, порядок вибору моделей, за якими буде здійснюватись непрямий контроль поточних значень енергетичних показників приводу ротора БУ з ДСП [95-97].

У випадку реалізації автоматичної системи контролю енергетичних показників приводу ротора БУ з ДСП теорія нечітких множин може застосовуватись і для визначення номера швидкості, яка встановлена на коробці швидкостей.

Основою розробленої автоматичної системи непрямого контролю енергетичних показників приводу ротора є нечіткий функціональний блок контролю енергетичних показників приводу ротора бурових установок з дизельним силовим приводом “Fuzzy-FB” (рис.3.14).

Інформація про швидкість обертання вала на виході з групового дизельного силового приводу і швидкість обертання вала приводу стола ротора, що поступає з давачів, перетворена в імпульсноцифрових перетворювачах в цифровий сигнал, аналізується в Fuzzy-FB і з 13-ти



наявних груп математичних моделей вибираються ті, які відповідають вхідній інформації. Визначення контрольованих енергетичних показників

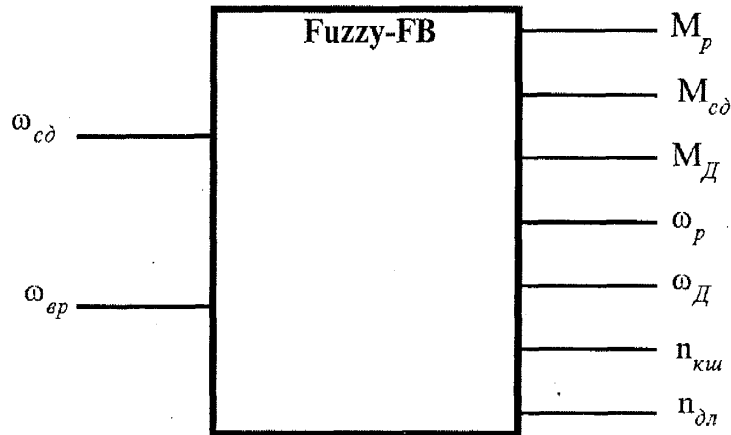


Рис.3.14. Нечіткий функціональний блок контролю енергетичних показників:

$\omega_{сд}$  - швидкість обертання вала на виході з групового дизельного силового приводу ротора бурової установки;  $\omega_{вр}$  - швидкість обертання вала приводу ротора бурової установки;  $M_p$  - крутний момент на столі ротора бурової установки;  $M_{сд}$  - сумарний крутний момент дизельних агрегатів;  $M_D$  - усереднений крутний момент дизельного агрегата;  $\omega_p$  - швидкість обертання стола ротора бурової установки;  $\omega_D$  - усереднена швидкість обертання колінчастих валів дизельних агрегатів;  $n_{кш}$  - швидкість, встановлена на коробці швидкостей бурової установки;  $n_{дл}$  - група математичних моделей для визначення енергетичних показників дизельного приводу ротора бурової установки.

приводу ротора БУ з ДСП в загальному випадку можна описати наступним чином:

$$Y=f(X) , \quad (3.24)$$

де  $Y$  - контрольовані енергетичні показники силового приводу ротора бурової установки;

$X$  - вхідна інформація з об'єкту контролю.

Як видно з рис.3.14:

$$Y = \{M_p, M_{cd}, M_D, \omega_p, \omega_D, n_{ку}, n_{dl}\}, \quad (3.25)$$

$$X = \{\omega_{cd}, \omega_{ep}\}. \quad (3.26)$$

База знань автоматичної системи контролю енергетичних показників силового приводу ротора побудована на основі продукційної моделі знань, яка містить конструкції у вигляді 3.27-3.28 які дозволяють здійснити вибір моделей по яких буде здійснюватись непрямий контроль поточних значень енергетичних показників дизельного приводу ротора бурової установки.

$$\text{If } \omega_D \text{ is } LE_1^j \text{ then } n_{dl} \text{ is } LE_2^j, \quad j=1, \dots, M. \quad (3.27)$$

де  $LE_k^j$  ( $k=1,2$ ) є лінгвістичними термами ( $LE_1^j$  - “область контролю усередненої швидкості обертання колінчастих валів дизельних агрегатів групового силового приводу”,  $LE_2^j$  - “група математичних моделей, які описують енергетичні показники дизельного приводу ротора бурової установки”);

$j$  – порядковий номер правила-продукції “ситуація-дія”;

$M$  – кількість правил ( $M=13$ ).

$$\text{If } \frac{\omega_D}{\omega_p} \text{ is } LE_1^j \text{ then } n_{ку} \text{ is } LE_2^j, \quad j=1, \dots, M. \quad (3.28)$$

де  $LE_k^j$  ( $k=1,2$ ) є лінгвістичними термами ( $LE_1^j$  - “величина механічної енергії, що передається з групового дизельного силового приводу на стіл ротора бурової установки”;  $LE_2^j$  - “швидкість встановлена на коробці швидкостей бурової установки”), які можуть приймати значення “велика”, “середня”, “мала” (для бурової установки УРАЛМАШ-3000БД) та значення “дуже велика”, “велика”, “середня”, “мала”, “дуже мала” (для бурової установки УРАЛМАШ-3Д-76);

$M$  – кількість правил ( $M=3$  для бурової установки УРАЛМАШ-3000БД та  $M=5$  для бурової установки УРАЛМАШ-3Д-76).

Контроль вихідних показників здійснюється автоматичною системою контролю в наступній послідовності:

$$\omega_D = f(\omega_{cd}),$$

$$n_{dl} = f(\omega_D),$$

$$\omega_p = f(\omega_{sp}),$$

$$n_{ку} = f(\omega_D, \omega_p),$$

$$M_D = f(\omega_D, n_{dl}),$$

$$M_p = f(M_D, n_{ку}),$$

$$M_{cd} = f(M_D).$$

Нечіткий функціональний блок контролю енергетичних показників приводу ротора бурових установок реалізовано у програмному забезпеченні мікропроцесорного обчислювача (персонального комп'ютера) системи контролю енергетичних показників приводу ротора БУ з ДСП.

### Висновки до розділу

1. Вперше встановлено залежність зміни величини крутного моменту на столі ротора БУ з ДСП (дизельні агрегати типу В2-450) від зміни швидкості обертання стола ротора при усередненій швидкості обертання колінчастих валів дизельних агрегатів ДСП  $\omega_D = 1200$  об/хв.

2. Вперше запропоновано достатні умови, при виконанні яких можна стверджувати, що знайдений розрахунковим методом крутний момент на столі ротора відповідає реальному.

3. Удосконалено методичний підхід до оцінки енергетичних показників процесу буріння свердловин на нафту і газ, який базується на використанні методів нечіткої логіки, що дозволяє забезпечити належний контроль за важливими енергетичними показниками, зокрема за крутним моментом на столі ротора БУ з ДСП.

4. Дістали подальшого розвитку математичні моделі крутного моменту на столі ротора БУ з ДСП і швидкості обертання стола ротора БУ з ДСП.

В 4-му розділі проведемо синтез системи контролю яка буде втілювати в технічних засобах розроблений метод контролю енергетичних показників приводу ротора БУ з ДСП, здійснимо її лабораторні і промислові випробування, зробимо метрологічне випробування, визначимо похибки контролю.

## РОЗДІЛ 4

### АПРОБАЦІЯ РОЗРОБЛЕНОЇ СИСТЕМИ КОНТРОЛЮ ЕНЕРГЕТИЧНИХ ПОКАЗНИКІВ ПРИВОДУ РОТОРА БУ з ДСП

#### 4.1. Обґрунтування конфігурації системи контролю енергетичних показників приводу ротора та вибір її елементів

В основу розроблюваних систем контролю енергетичних показників приводу ротора БУ з ДСП закладено розроблені:

- 1) структуру автоматичної системи контролю крутного моменту на столі ротора і швидкості обертання стола ротора БУ з ДСП (рис.3.5).
- 2) структуру автоматизованої системи контролю крутного моменту на столі ротора і швидкості обертання стола ротора БУ з ДСП (рис.3.4);

В системах контролю енергетичних показників приводу ротора БУ з ДСП пропонується застосовувати послідовність підключених технічних засобів показану на рис.4.1, яка повинна забезпечити якісний контроль в реальному часі.

Як вказано в розділі 3, зміна швидкості на коробці швидкостей відбувається досить рідко. Автоматизована система контролю енергетичних показників приводу ротора складається з меншої кількості елементів, легше встановлюється, вимагає менших витрат на експлуатацію і обслуговування. Зважаючи на вище вказане, в даній роботі було проведено технічну реалізацію автоматизованої системи контролю енергетичних показників приводу ротора.

Основними факторами, що обумовлюють вибір датчика швидкості обертання вала ДСП, є:

- 1) здатність контролювати швидкість обертання вала до 1600 об/хв, що відповідає максимальній швидкості обертання колінчастих валів дизельних агрегатів ДСП;

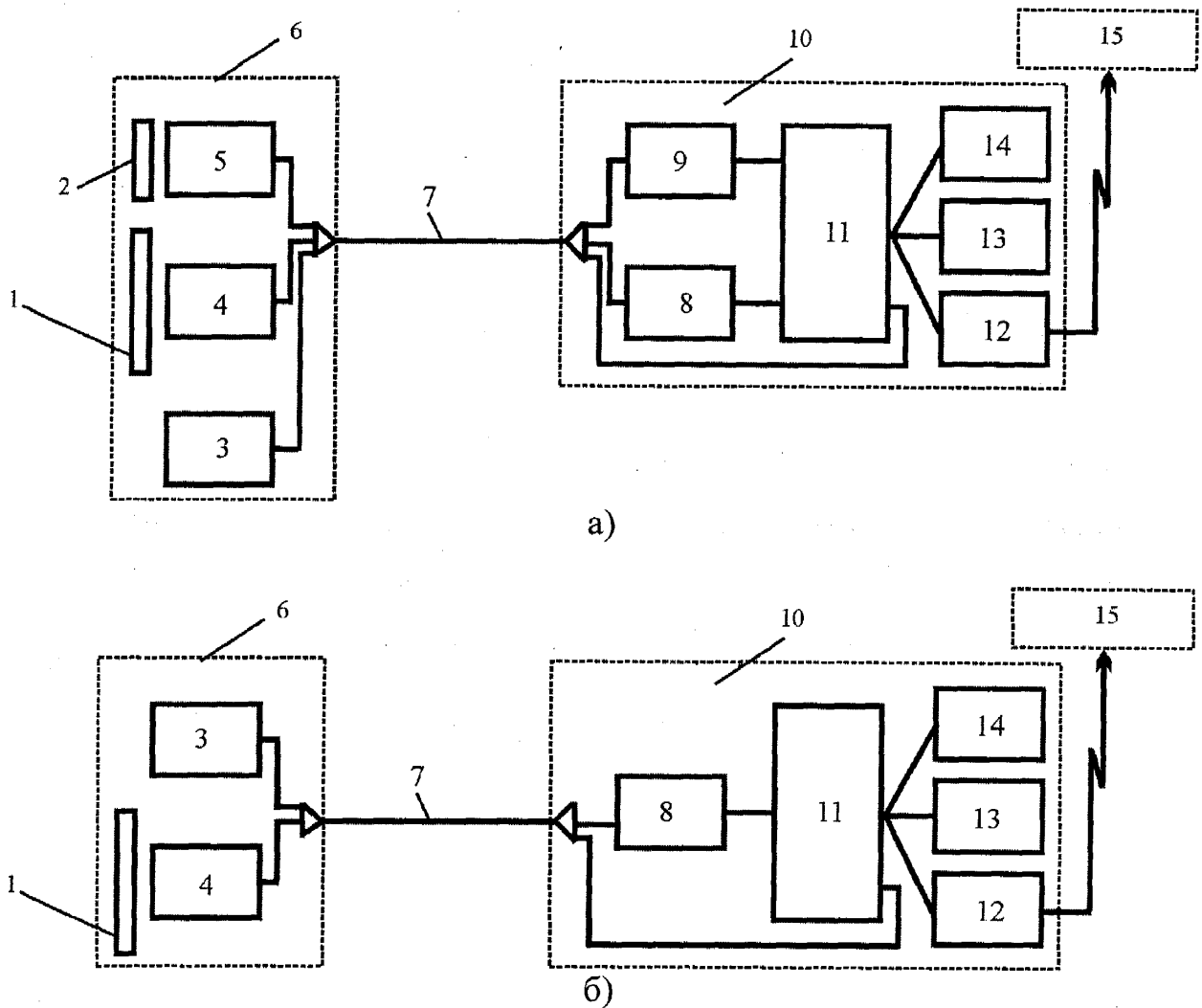


Рис.4.1. Структура систем контролю енергетичних показників дизельного приводу ротора БУ: а) автоматичної; б) автоматизованої:

- 1 – вал приводу ротора; 2 – спарена шинно-пневматична муфта перед коробкою швидкостей; 3 – показуючий прилад на пульті буровика;  
 4, 5 – датчики; 6 – площадка бурової установки; 7 – лінія зв'язку;  
 8, 9 – імпульсно-цифрові перетворювачі (блоки перетворення імпульсних сигналів з датчиків в цифрові і передачі даних до 11); 10 – приміщення майстра; 11 – мікропроцесорний обчислювач (спеціалізований мікропроцесорний обчислювач або серійний персональний комп'ютер);  
 12 – модем; 13 – монітор; 14 – принтер; 15 – диспетчерська служба УБР

- 2) вихідний сигнал повинен бути імпульсним (прямокутні імпульси) з амплітудою 10 В, щоб виключити можливість спотворення інформації з об'єкту контролю (при деякому зменшенні аналогового сигналу в результаті втрат в лінії зв'язку) та повного затухання сигналу в лінії зв'язку;
- 3) бути вибухо- і пожежозахищеним, оскільки, у відповідності з [67], стіл ротора, площадка в буровій, гирло свердловини і площадка навколо нього в радіусі 15м є вибухо- пожежонебезпечними об'єктами;
- 4) стабільно працювати при температурі навколишнього середовища від  $-40^{\circ}\text{C}$  до  $+50^{\circ}\text{C}$ , адже він розміщується на відкритій площадці;
- 5) бути належним чином водо- пилезахищеним, зважаючи на те, що він розміщується на відкритій площадці;
- 6) захист від впливу вібрації по ГОСТ 12997 – N2.

Враховуючи умови в яких прийдеться працювати ФІ він повинен бути зроблений у виконанні 2ExseІІТ6”х”. Внаслідок проведеного аналізу [68] встановлено, що таким первинним давачем, який задовільняє усі вищезгадані вимоги, є ФІ давача швидкості обертання ДЧВ1, який виготовляється серійно Івано-Франківським заводом ВАТ “Промприлад” (табл.4.1). Даний ФІ у виконанні “У1” призначений для роботи при температурах від мінус 50 до плюс 50 градусів Цельсія. Складові частини ФІ стійкі до дії сонячного випромінювання. ФІ має рівень вибухозахисту 2 “підвищена надійність проти вибуху”, що забезпечується видами вибухозахисту “спеціальний” (S) за ГОСТ 22782.3-77 [59], і захистом виду “е” за ГОСТ 22782.7-81 [60], маркування 2ExseІІТ6”х” за ГОСТ 12.2.020-76 [61] і може використовуватись у вибухонебезпечних зонах приміщень і зовнішніх установок згідно частини 7.3 [62] та інших нормативних документів, що регламентують використання електрообладнання у вибухонебезпечних зонах [63,64].

Таблиця 4.1.

Основні технічні характеристики ФІ давача швидкості обертання ДЧВ1.

Діапазон вимірювання швидкості обертання, 1/с	Діапазон вимірювання визначається при замовленні на заводі-виробнику
Живлення – напруга постійного струму, В	плюс (12 ± 0,48)
Споживана потужність, Вт	не більше 3
Габаритні розміри ФІ, мм	140x50x50

Степінь захисту ФІ від проникнення твердих тіл (пилу) і води за ГОСТ 14254-80 [65]: IP55.

У відповідності до ГОСТ 12997-84 місця на промислових об'єктах піддаються вібрації від робочих механізмів в діапазоні частот 10-55 Гц, яка супроводжується зміщеннями до 0,35мм [109], а прилади контролю на даних об'єктах вимагають захисту від впливу вібрації типу N2. Формувач імпульсів стабільно із заданою точністю працює при віддаленні від джерела імпульсів (диск з зубцями) на 0,5 ÷ 3,5мм. Тобто даний ФІ відповідає вимогам захисту від впливу вібрації "N2" за ГОСТ 12997-84.

ФІ складається з корпусу, в якому розташовані головка і плата. Внутрішній об'єм корпусу залитий компаундом на основі епоксидної смоли ЭД 20 ГОСТ 10587-84 [66]. Колодка призначена для підпайки кабеля. Герметизація місць підпайки кабеля здійснюється з допомогою гайок і ущільнюючого гумового кільця. Для монтажу ФІ на технологічному обладнанні призначені дві гайки М24. ФІ представляє собою автоколивальний блокінг-генератор, де зрив коливань викликається зубами диску, що обертається.

Стандартний серійний ФІ формує прямокутні імпульси амплітудою 10-11 В і частотою 0-150 Гц.



Лінії зв'язку пропонується зробити на основі екранованих кабелів (щоб зменшити вплив зовнішніх магнітних і електричних полів).

Як мікропроцесорний обчислювач 11 використали серійний IBM-сумісний персональний комп'ютер або можна розробити невеликий спеціалізований мікропроцесорний обчислювач. В даних дослідженнях будемо орієнтуватися на застосування серійного персонального комп'ютера, адже його придбання не викликає труднощів, його ціна відносно не висока, він може крім даного завдання виконувати і інші функції, є можливість зберігати і обробляти отриману інформацію, з подальшим її виводом на монітор чи принтер 14 або передавати по модему 12 в центральний офіс для подальшої обробки та формування баз даних.

Імпульсно-цифровий перетворювач служить для перетворення імпульсного сигналу з ФІ в цифровий і передачі даних до ПК через LPT-порт і є електронною платою [110-114].

Проведемо ідентифікацію дискретної частотно-імпульсної системи контролю енергетичних показників ДСП.

Вимірювальний пристрій нелінійної частотно-імпульсної системи повинен здійснювати перетворення в код миттєвих значень досліджуваного сигналу – швидкості обертання вала на виході з групового ДСП  $\omega_{\omega}(t)$ . Нова елементна база вимірювальних пристроїв робить доцільним використання частотно-імпульсних і цифрових перетворювачів, оскільки обробка вимірювальної інформації в таких пристроях здійснюється у цифровому вигляді, а вихідні сигнали миттєвих значень дискретних перетворювачів, що використані в розробленій системі контролю, є дискретними.

Дискретна частотно-імпульсна система контролю крутного моменту на вихідному валі дизельного силового приводу містить елементи, які описуються суттєво нелінійними диференціальними рівняннями, тому розрахунок динамічних характеристик викликає значні труднощі і може бути

проведений лише наближено з деякими припущеннями. Отже, актуальною є задача визначення динамічних характеристик реального вимірювального каналу за сигналами на його вході і виході, що є задачею ідентифікації.

Дискретна частотно-імпульсна система контролю крутного моменту на вихідному валі ДСП, яка здійснює перетворення “миттєве значення – код”, є нелінійною частотно-імпульсною.

Вихідний сигнал вимірювального перетворювача визначається значеннями вхідних сигналів швидкості обертання вала на виході з групового ДСП  $\omega_{co}(t)$ .

Експериментальне визначення форми вхідного сигналу реального перетворювача за допомогою засобів вимірювальної техніки не викликає принципових труднощів. Вихідний сигнал - код на виході з мікропроцесорного обчислювача (персонального комп'ютера) – теж може бути легко зареєстрований для довільного значення вхідного сигналу.

Мета ідентифікації заключається в побудові нелінійної динамічної моделі, яка дозволить по відомому вхідному сигналу вимірювального перетворювача і взаємному часовому розміщенню вхідного сигналу визначити сигнал на виході системи контролю після закінчення процесу перетворення, який відповідає частоті вхідного сигналу.

Ідентифікацію динамічних характеристик системи контролю доцільно проводити в класі формальних моделей. В цьому випадку структура моделі може бути підібрана таким чином, що вона стає зручною для вирішення практичних задач при порівняльному вивченні динамічних характеристик різноманітних вимірювальних перетворювачів і проектуванні систем контролю енергетичних показників ДСП.

З цієї точки зору для ідентифікації частотно-імпульсної системи контролю крутного моменту на валі ДСП доцільно використати модель Гаммерштейна (1.19 ÷ 1.24).

Модель Гаммерштейна дозволяє оцінити характер і величину нелінійних викривлень форми вхідного сигналу, тому вона є більш узагальненою в порівнянні з моделлю вимірювального перетворювача, яка описується лінійним диференціальним рівнянням.

Для ідентифікації були використані дані, отримані для перетворювача – «миттєве значення – код», який серійно виготовляється ВАТ «Промприлад». Вхідним сигналом є передній фронт імпульса змінної часової тривалості. Форма вхідного сигналу визначається за допомогою осцилографа.

Вхідний і вихідний сигнали зображені на рис.4.2.

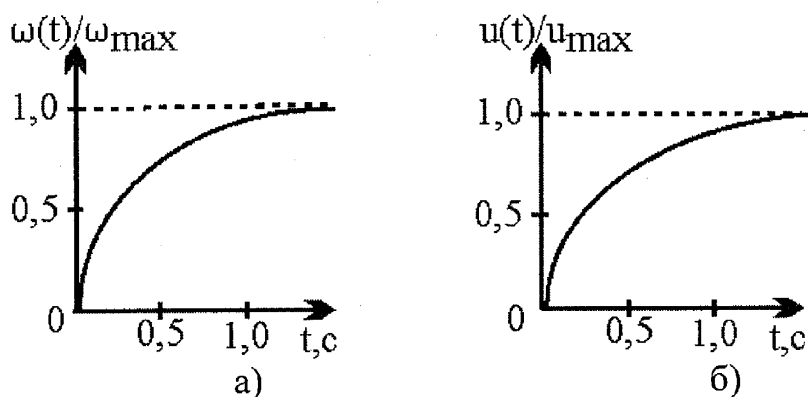


Рис.4.2. Вхідний (а) і вихідний (б) сигнали перетворювача крутного моменту

Ідентифікація здійснювалася за 120 дискретними значеннями вхідної і вихідної послідовностей, які були отримані дискретизацією неперервних сигналів з кроком дискретизації  $\Delta t = 0.01$  с.

В процесі ідентифікації встановлено, що динамічні властивості вимірювального каналу системи контролю можна представити за допомогою інерційної ланки першого порядку.

Для опису нелінійних пошкоджень форми вхідного сигналу достатньо використати поліном другого порядку. На рис.4.3 зображені отримані оцінки АЧХ лінійної частини і характеристики нелінійного безінерційного елемента моделі Гаммерштейна при різних структурах каналу збурюючих впливів.

Криві 1-3 відповідають таким передавальним функціям каналу збурюючих впливів:

$$H_1(z^{-1}; h) = 1;$$

$$H_2(z^{-1}; h) = \frac{1}{1 + a_1 z^{-1}};$$

$$H_3(z^{-1}; h) = \frac{1}{(1 + a_1 z^{-1})(1 + \eta z^{-1})}.$$

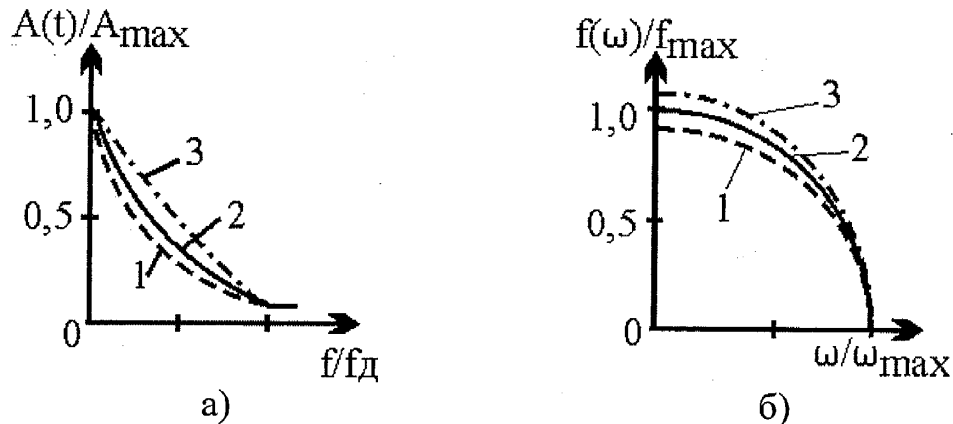


Рис.4.3. Оцінки АЧХ (а) і нелінійної характеристики (б) перетворювача крутного моменту

Таблиця 4.2

Результати порівняння моделей вимірювальних каналів

Канал збурень	Похибки			
	$\hat{\sigma}_e$	$\frac{\hat{\sigma}_e}{u_{max}} \cdot 100\%$	$\hat{\sigma}_\varepsilon$	$\frac{\hat{\sigma}_\varepsilon}{u_{max}} \cdot 100\%$
$H_1(z^{-1}; h)$	2,73	4,76		
	5,92	10,34		
$H_2(z^{-1}; h)$	2,84	4,91	0,97	1,73
	5,77	10,02	1,29	2,37
$H_3(z^{-1}; h)$	2,88	4,96	0,91	1,68
	5,18	9,08	1,19	2,19

\*Перший рядок в таблиці відповідає моделі Гаммерштейна, другий – лінійній моделі;

$u_{max}$  - максимальне значення вихідної послідовності.

Отже, розроблювана система контролю енергетичних показників ДСП БУ здійснює нелінійне перетворення вхідних впливів і є розімкнутою

частотно-імпульсною динамічною системою, яку можна представити у вигляді послідовного з'єднання нелінійної безінерційної і лінійних динамічних ланок [80]. Експериментальний зразок частотно-імпульсної системи контролю крутного моменту на валі ДСП досліджено в лабораторних умовах на фізичній моделі і в умовах виробництва.

#### **4.2. Експериментальне дослідження розробленої автоматизованої системи контролю енергетичних показників приводу ротора БУ з ДСП**

Експериментальне дослідження розробленої автоматизованої системи контролю енергетичних показників приводу ротора БУ з ДСП було здійснено в три етапи:

- 1) дослідження механічних характеристик дизельних агрегатів В2-450АВ-С3 (В2-450АВ-С2) і В2-450АВТ-С3 (В2-450АВТ-С2) на установці асинхронного електродвигуна з фазним ротором типу ИТ-111-6;
- 2) комплексне дослідження працездатності розроблених моделей механічних характеристик дизельних агрегатів В2-450АВ-С3 (В2-450АВ-С2) і В2-450АВТ-С3 (В2-450АВТ-С2), створених на їх базі програмних продуктів для персонального комп'ютера (спеціалізованого мікропроцесорного пристрою), блоку перетворення імпульсного сигналу (з давача швидкості обертання) в цифровий, програмного продукту для зчитування цифрової інформації з блоку перетворення в персональний комп'ютер (спеціалізований мікропроцесорний пристрій) через його LPT-порт;
- 3) комплексне дослідження працездатності розробленої системи контролю енергетичних показників приводу ротора БУ з ДСП в умовах свердловини №194 Талалаївського родовища Прилуцького УБР.

Дослідження механічних характеристик дизельних агрегатів В2-450АВ-С3 (В2-450АВ-С2) і В2-450АВТ-С3 (В2-450АВТ-С2) проведено в



автоматичного вимикача АВ4. Перемикач Р служить для під'єднання статора двигуна до мережі змінного або постійного струму.

Швидкість обертання досліджуваного двигуна ИТ-111-6 вимірювалась за допомогою тахогенератора ТЕ-45 (кл. 1,0) і вольтметра (кл.0,5). Покази вольтметра V1, амперметра А1 і тахогенератора дозволяють розраховувати момент на валі двигуна Д типу ИТ-111-6 і побудувати його реальну механічну характеристику.

Природна механічна характеристика асинхронних електродвигунів описується за паспортними даними з використанням залежностей [81]:

$$\left\{ \begin{array}{l} \omega = f(S) = \omega_0 \cdot (1-S) \text{ ,} \\ M = f(S) = \frac{2 \cdot M_k}{\frac{S}{S_k} + \frac{S_k}{S}} \text{ ,} \end{array} \right. \quad (4.1)$$

де  $S$  – ковзання двигуна;

$S_k$  – критичне ковзання двигуна, яке відповідає максимальному крутному моменту;

$\omega$  – швидкість обертання вала двигуна;

$\omega_0$  – синхронна швидкість обертання вала двигуна;

$M$  – крутний момент на валі двигуна;

$M_k$  – максимальний крутний момент на валі двигуна.

Природна механічна характеристика асинхронного електродвигуна з фазним ротором типу ИТ-111-6, побудована за паспортними даними, зображена на рис.4.5. На цьому ж рисунку зображені штучні механічні характеристики, які були отримані при різних значеннях опору  $R_n$  в роторі електродвигуна  $R_{n1}=1,2R_n$ ;  $R_{n2}=1,4R_n$  (табл.4.3). Проведений аналіз вищевказаних характеристик дозволяє зробити висновок, що за формою і

змістом механічні характеристики дизельних агрегатів подібні до механічних характеристик асинхронних електродвигунів з фазним ротором.

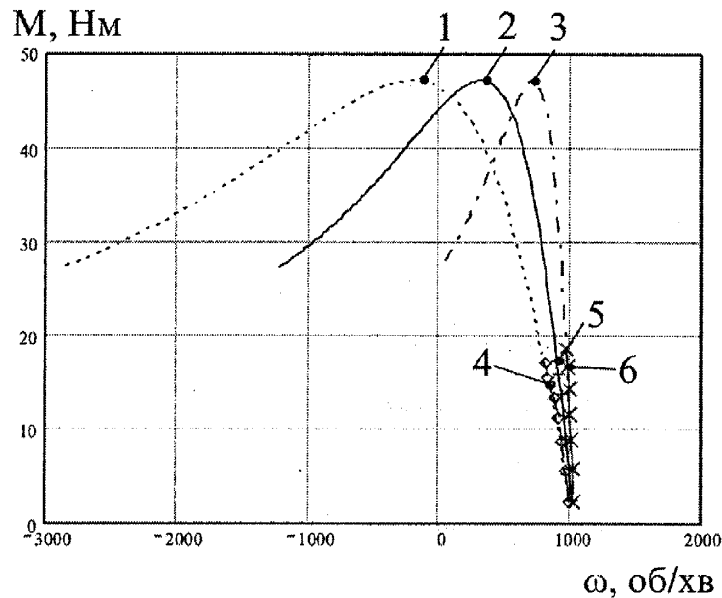


Рис.4.5. Штучні і природна механічні характеристики асинхронного електродвигуна типу ИТ-111-6:

1, 2, 3 - побудовані за паспортними даними;

4, 5, 6 - побудовані за експериментальними даними

Таблиця 4.3

Штучні механічні характеристики асинхронного електродвигуна типу ИТ-111-6

Сила струму в ОЗГН, А	Опір в роторі електродвигуна			
	$R_{H1}=1,2R_n$		$R_{H2}=1,4R_n$	
	Швидкість обертання, об/хв	Крутний момент, Нм	Швидкість обертання, об/хв	Крутний момент, Нм
2	998	2,4	990	2,3
4	983	5,8	960	5,7
6	963	8,8	930	8,7
8	945	11,3	900	11,1
10	930	13,7	870	13,4
12	903	15,9	825	15,5
14	885	17,3	803	17,2



Моделювання механічних характеристик дизельних агрегатів здійснено за допомогою моделей механічних характеристик асинхронних електродвигунів з фазним ротором. Дослідження механічних характеристик дизельних агрегатів В2-450АВ-С3 (В2-450АВ-С2) і В2-450АВТ-С3 (В2-450АВТ-С2) проведено в режимі OFF-LINE в програмному середовищі MathCad. Для даного програмного середовища було розроблено автоматизовану програму пошуку залежностей, які б описували механічні характеристики дизельних агрегатів, що застосовуються в груповому приводі бурових установок. За початкову форму залежностей, які б мали описувати їх (вихідну інформацію) було використано залежності (4.1). Використовуючи алгоритм пошуку, зображений на рис.4.6, шляхом ітерацій в напрямку наближення до зразкових механічних характеристик дизельних агрегатів В2-450АВ-С3 (В2-450АВ-С2) і В2-450АВТ-С3 (В2-450АВТ-С2), взятих з [69], було проведено пошук математичних моделей, які б їх адекватно описували.



Рис.4.6. Алгоритм пошуку математичних моделей механічних характеристик дизельних агрегатів В2-450АВ-С3 (В2-450АВ-С2) і В2-450АВТ-С3 (В2-450АВТ-С2)

Встановлено, що змоделювати механічну характеристику дизельних агрегатів В2-450АВ-С3 (В2-450АВ-С2) моделлю механічної характеристики асинхронного електродвигуна типу ИТ-111-6 можна із застосуванням залежностей:

$$\left\{ \begin{array}{l} \omega = f(S) = \omega_0 \cdot \frac{1 - \sqrt[6]{S} \cdot 0,68}{0,38} , \\ M = f(S) = \left( \frac{2 \cdot M_{\kappa}}{\frac{S}{S_{\kappa}} + \frac{S_{\kappa}}{S}} + 215 \right) \cdot 8,15 . \end{array} \right. \quad (4.2)$$

Моделювання механічної характеристики дизельних агрегатів В2-450АВТ-С3 (В2-450АВТ-С2) моделлю механічної характеристики асинхронного електродвигуна типу ИТ-111-6 здійснена за допомогою залежностей:

$$\left\{ \begin{array}{l} \omega = f(S) = \omega_0 \cdot \frac{1 - \sqrt[6]{S} \cdot 0,68}{0,378} , \\ M = f(S) = \left( \frac{2 \cdot M_{\kappa}}{\frac{S}{S_{\kappa}} + \frac{S_{\kappa}}{S}} + 215 \right) \cdot 8,08 . \end{array} \right. \quad (4.3)$$

Наступним кроком досліджень було проведення порівняння штучних механічних характеристик асинхронного електродвигуна типу ИТ-111-6 з механічними характеристиками дизельних агрегатів В2-450АВ-С3 (В2-450АВ-С2) і В2-450АВТ-С3 (В2-450АВТ-С2), графіки яких наведені на рис.4.7, і визначення похибки моделей.

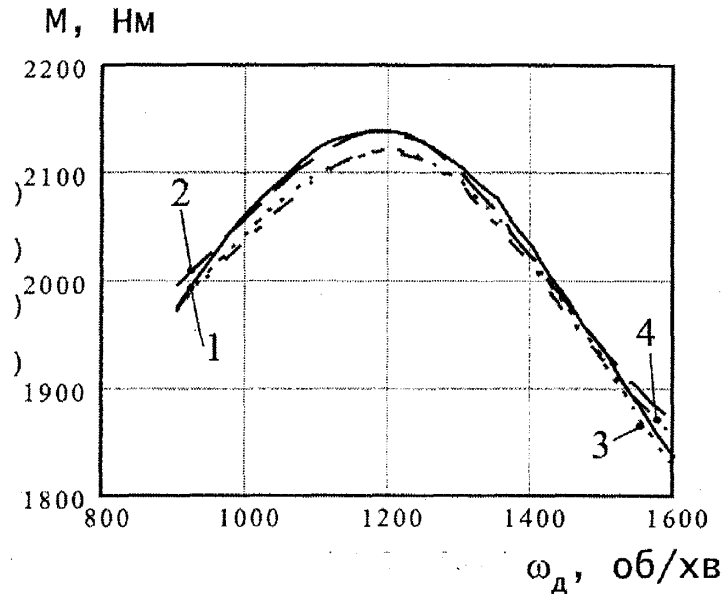


Рис.4.7. Графіки механічних характеристик дизельних агрегатів В2-450АВ-С3 (В2-450АВ-С2) і В2-450АВТ-С3 (В2-450АВТ-С2), відповідно:

1, 3 – побудовані за зразковими даними з [69];

2, 4 – побудовані з використанням рівняння механічної характеристики асинхронного двигуна типу ИТ-111-6

Проведені дослідження довели, що максимальна похибка моделей залежить від швидкості обертання вала дизельного агрегата і не перевищує 1,7%. На рис.4.8 показано графіки зміни похибки моделей в залежності від швидкості обертання вала дизельних двигунів  $\delta = f(\omega)$ .

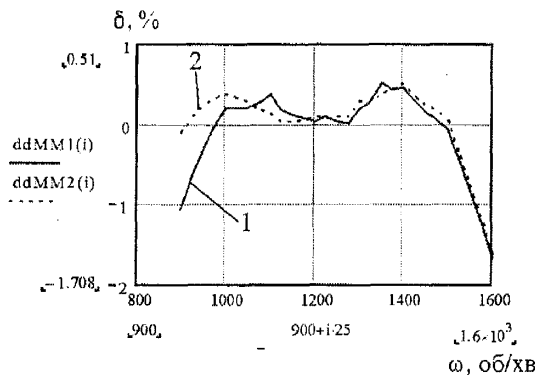


Рис.4.8. Графіки залежностей похибок моделей механічних характеристик дизельних агрегатів від швидкості обертання: 1 – В2-450АВ-С3 (В2-450АВ-С2); 2 – В2-450АВТ-С3 (В2-450АВТ-С2) отриманих з моделей механічної характеристики асинхронного електродвигуна типу ИТ-111-6

Отже, вищевказані результати теоретичних і експериментальних досліджень механічних характеристик асинхронного електродвигуна типу ИТ-111-6 і дизельних агрегатів типу В2-450 дозволяють зробити висновок, що можливо здійснювати моделювання механічних характеристик дизельних агрегатів типу В2-450 моделлю механічних характеристик асинхронних електродвигунів з фазним ротором з похибкою, що не перевищує 1,7%. Це відповідає вимогам до засобів контролю показників процесу буріння свердловин на нафту і газ [18] і дозволяє моделювати процес контролю крутного моменту на колінчастому валі дизельних агрегатів типу В2-450 непрямим методом. Проведені дослідження показали ефективність контролю крутного моменту на колінчастому валі дизельних агрегатів за допомогою непрямого метода, який використовує як інформаційний параметр швидкість обертання вала.

В зв'язку з тим, що експериментальне дослідження розробленої автоматизованої системи контролю енергетичних показників приводу ротора на діючій буровій установці вимагало б значних затрат коштів (на оплату праці бурової бригади і на оплату експлуатації бурового обладнання, на оплату монтажно-демонтажних робіт, на компенсацію вимушеного простою бурового обладнання і бурової бригади під час монтажно-демонтажних робіт) було вирішено провести другий етап досліджень в лабораторних умовах. В розробленій системі контролю замість первинного перетворювача (давача швидкості обертання) в систему було включено джерело електричних імпульсів (таких, які генерує давач швидкості обертання), тобто ми імітували вихідну інформацію з об'єкта контролю. Структура дослідної установки автоматизованої системи контролю енергетичних показників приводу ротора БУ з ДСП показана на рис.4.9.

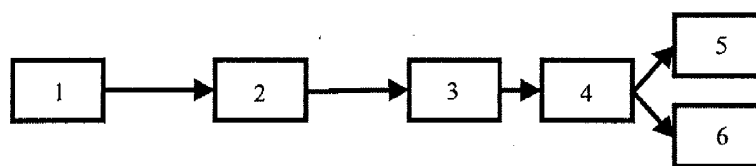


Рис.4.9. Структура дослідної установки автоматизованої системи контролю енергетичних показників приводу ротора БУ з ДСП: 1 – генератор імпульсів; 2 – лінія зв’язку; 3 – імпульсно-цифровий перетворювач (блок перетворення імпульсного сигналу в цифровий і передачі даних до ПК); 4 – персональний комп’ютер; 5 – монітор; 6 – принтер

Дослідження проводилось із застосуванням моделей механічних характеристик дизельних агрегатів В2-450АВ-С3 (В2-450АВ-С2) і В2-450АВТ-С3 (В2-450АВТ-С2), розроблених на їх базі програмних продуктів для персонального комп’ютера, блоку перетворення імпульсного сигналу в цифровий, програмного продукту для зчитування цифрової інформації з блоку перетворення в персональний комп’ютер через його LPT-порт. Під час експериментів моделювалось реагування розробленої системи контролю на інформацію, що поступила з давача швидкості обертання (під час експерименту з генератора імпульсів) для бурових установок УРАЛМАШ-3000БД і УРАЛМАШ-3Д-76, при встановленні на коробці швидкостей різних швидкостей. Під час експериментальних досліджень, як і передбачалось, швидкість обертання і всі знайдені непрямим методом енергетичні показники (зокрема, швидкість обертання стола ротора, крутний момент на столі ротора) записувались у файли на жорсткий диск із зазначенням часового моменту запису в розрізі: рік, місяць, день, година, хвилина, секунда, які опісля були роздруковані на принтері.

Аналіз отриманих експериментальних даних показав, що розроблена система контролю для досліджуваних бурових установок при будь-яких встановлених швидкостях на коробці швидкостей адекватно реагує на вхідну інформацію, що свідчить про її ефективну дієздатність (рис.4.10, 4.11).

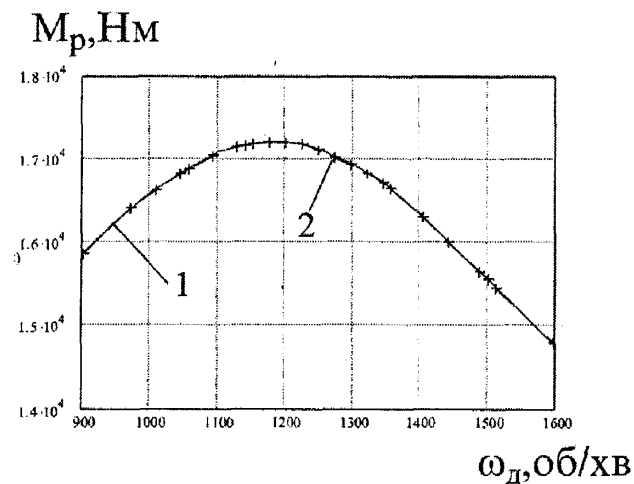


Рис.4.10. Крутний момент на столі ротора бурової установки УРАЛМАШ-3000БД з груповим приводом від дизельних агрегатів В2-450АВ-С3 (В2-450АВ-С2) при встановленні 2-ої швидкості: 1- розроблена модель; 2 - дані з результатів експериментального моделювання

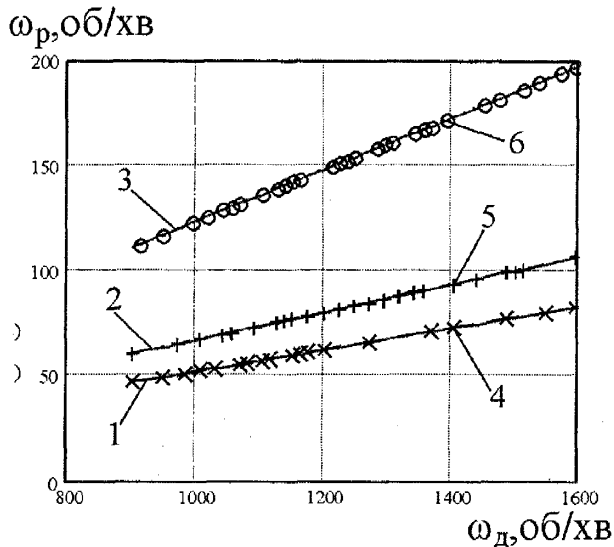


Рис.4.11. Графіки зміни швидкості обертання стола ротора в залежності від зміни швидкості обертання колінчастих валів дизельних агрегатів В2-450АВ-С3 або В2-450АВ-С2 на бурових установках Уралмаш-3000БД (для I, II, III швидкості обертання стола ротора) :

1, 2, 3 - моделі залежності швидкості обертання стола ротора від швидкості обертання колінчастих валів дизельних агрегатів В2-450АВ-С3 (В2-450АВ-С2); 4, 5, 6 - швидкості обертання стола ротора з результатів експериментального моделювання

Аналогічні позитивні результати було отримано і під час експериментального моделювання для наступних бурових установок: УРАЛМАШ-3000БД з груповим приводом від дизельних агрегатів В2-450АВТ-С3 (В2-450АВТ-С2), УРАЛМАШ-3Д-76 з груповим приводом від дизельних агрегатів В2-450АВ-С3 (В2-450АВ-С2) та В2-450АВТ-С3 (В2-450АВТ-С2).

Комплексне дослідження працездатності розробленої системи контролю енергетичних показників приводу ротора БУ з ДСП проводилось під час буріння свердловини №194 Талалаївського родовища Прилуцького УБР. Спрощена структурна схема реалізації методу контролю крутного моменту на столі ротора БУ з ДСП, під час промислових випробувань, показана на рис.4.12.

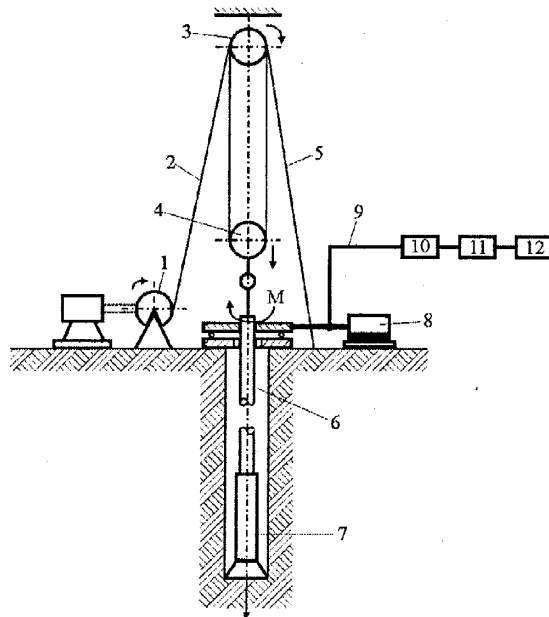


Рис.4.12. Спрощена структурна схема реалізації методу контролю крутного моменту на столі ротора бурових установок з дизельним силовим приводом: 1 – бурова лебідка; 2 – ходовий кінець талевого канату; 3 – шківні кронблоку; 4 – шківні талевого блоку; 5 – нерухомий кінець талевого канату; 6 – верхній кінець бурильної колони; 7 – нижній кінець бурильної колони; 8 – дизельний силовий привід; 9 – лінія зв'язку; 10 – імпульсно-цифровий перетворювач (блок перетворення імпульсного сигналу в цифровий і передачі даних до персонального комп'ютера; 11 – персональний комп'ютер; 12 – принтер.

Результати одного з експериментальних досліджень крутного моменту на столі ротора бурової установки з ДСП УРАЛМАШ-3Д-76 під час буріння свердловини №194 Талалаївського родовища Прилуцького УБР (глибина свердловини 3000-3300 м) відображено у вигляді графіка (рис.4.13), на якому суцільна лінія – це математична модель зразкової залежності крутного моменту на столі ротора від усередненої швидкості обертання колінчастих валів дизельних агрегатів В2-450АВ-С3 групового приводу бурової установки УРАЛМАШ-3Д-76, а точки – це значення крутного моменту на столі ротора, які були встановлені розробленою системою контролю.

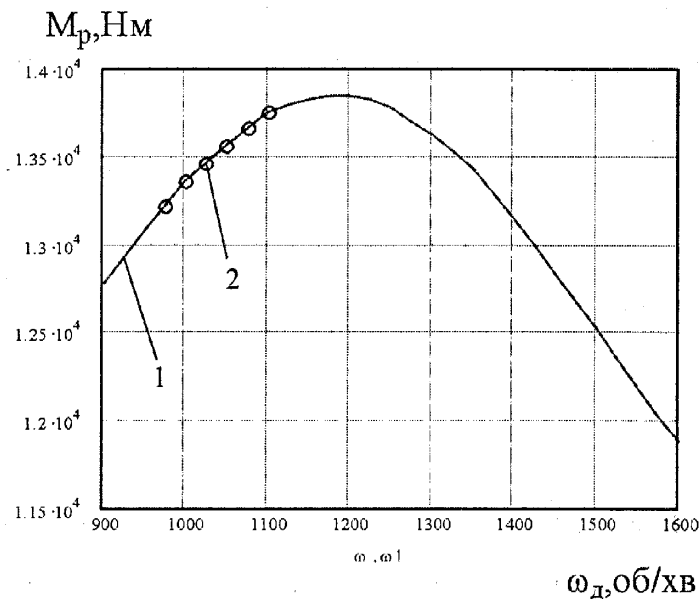


Рис. 4.13. Графіки залежностей крутного моменту на столі ротора від зміни швидкості обертання колінчастих валів дизельних агрегатів В2-450АВ-С3 або В2-450АВ-С2 бурової установки УРАЛМАШ-3Д-76 при встановленні 2-ої швидкості: 1 - математична модель зразкової залежності; 2 - значення крутного моменту на столі ротора, які були встановлені розробленою системою контролю

Як видно з рис.4.13, всі експериментально отримані значення співпали з теоретичними, що свідчить про те, що розроблена і досліджувана система контролю дієдатна.



#### **4.3. Метрологічний аналіз розробленої системи контролю енергетичних показників приводу ротора БУ з ДСП**

Системи контролю автоматичних систем керування технологічними процесами, як правило, повіряються комплексно (складають неперервне коло контролю від давача до пульта оператора або персонального комп'ютера диспетчера) в робочих умовах експлуатації засобів контролю. Проте, якщо експериментальний контроль метрологічних характеристик системи контролю (СК) викликає технічні складності, допускається виключення давача з кола контролю і оцінювання результуючої метрологічної характеристики СК експериментально-розрахунково [115].

Виходячи з [115], розроблено схему повірки СК енергетичних показників приводу ротора БУ з ДСП (рис.4.14), з якої було виключено частотний давач швидкості обертання вала. Виключення давача з кола повірки СК дозволяє проводити повірку в лабораторних умовах, що дозволяє уникати значних матеріальних витрат на неефективне використання бурового обладнання.

Оскільки з об'єкта контролю реально надходить тільки інформація про швидкість обертання (швидкість обертання вала на виході з групового ДСП і швидкість обертання вала приводу ротора) у вигляді кількості імпульсів, по яких встановлюються непрямым методом, у відповідності з розробленими моделями, енергетичні показники дизельного приводу БУ з ДСП, то експериментально повірялась кількість імпульсів, відправлених із зразкового пристрою створення імпульсів з кількістю імпульсів отриманих і порохованих системою контролю. Решта метрологічних характеристик оцінювалась розрахунково.

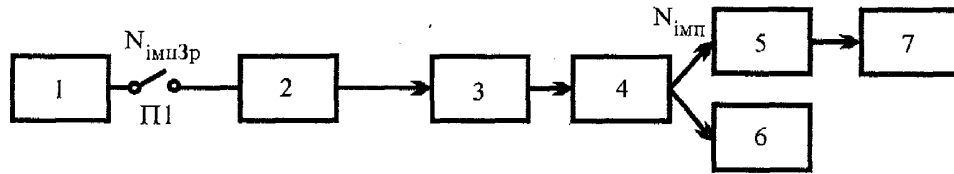


Рис. 4.14. Структура експериментальної схеми перевірки системи контролю енергетичних показників приводу ротора БУ з ДСП:

1 – зразковий пристрій для створення визначеної кількості імпульсів вхідного сигналу (ЗПФІ); 2 – лінія зв’язку; 3 – імпульсно-цифровий перетворювач (блок перетворення імпульсного сигналу в цифровий і передачі даних до ПК); 4 – персональний комп’ютер; 5 – монітор; 6 – друкуючий пристрій; 7 – отримувач інформації (оператор); П1 – перемикач;  $N_{\text{импЗр}}$  – кількість імпульсів, відправлених із зразкового пристрою імпульсів;  $N_{\text{имп}}$  – кількість імпульсів, отриманих і порахованих системою контролю.

Вхідним сигналом СК при перевірці в контрольованих точках діапазону є фіксовані значення зразкової кількості імпульсів, а вихідними даними є результати прийому і підрахунку цих імпульсів СК.

Зразковий пристрій для створення визначеної кількості імпульсів вихідного сигналу (1) для СК, зображеної на рис.4.15, вибрано на основі рекомендацій [116]. Рекомендується приймати за достатнє співвідношення меж допустимих похибок зразкової апаратури  $\Delta_{зр}$  і повіряємої СК  $\Delta_{кк}$ : співвідношення (4.4) – якщо у повіряємої СК переважаючою є систематична складова похибки і співвідношення (4.5) – якщо у повіряємої СК переважаючою є випадкова складова похибки.

$$\frac{\Delta_{кк}}{\Delta_{зр}} \geq 4 \quad , \quad (4.4)$$

$$\frac{\Delta_{кк}}{\Delta_{зр}} \geq 5 \quad . \quad (4.5)$$

Розроблена система контролю може включати давачі швидкості обертання з вихідним імпульсним сигналом довільного виробника. Це збільшує її універсальність і можливість модернізації в подальшому. Розглянута і досліджена в даній роботі система контролю зорієнтована на застосування ФІ, який входить в склад давача швидкості обертання ДЧВ1, що може виготовлятися серійно національним виробником ВАТ “Промприлад” (м.Івано-Франківськ). Вихідний сигнал з такого давача становить від 0 до 150 імпульсів в секунду. Робочий діапазон контрольованої швидкості обертання вала на виході з групового ДСП БУ становить 587-1043 об/хв (9,78-17,38об/с). Врахувавши вищесказане, зроблено робочий діапазон вихідних сигналів в межах від 78 до 139 імпульсів за 1 секунду. Необхідно відмітити, що імпульсно-цифровий перетворювач може опрацювати до 255 імпульсів на 1 секунду. Враховуючи, що в майбутньому допускається модернізація СК давачем з більшою кількістю вихідних імпульсів за 1 секунду, проведено метрологічний контроль даного параметра в діапазоні від 0 до 255 імпульсів за 1 секунду.

Як зразковий пристрій для створення визначеної кількості імпульсів вихідного сигналу, використано персональний комп’ютер марки DURON з тактовою частотою процесора 700 МГц. Враховуючи, що максимальна частота вихідного досліджуваного сигналу 255 Гц, встановлено що:

$$\frac{A_{\text{кк}}}{A_{\text{зр}}} = \frac{\frac{1}{255}}{\frac{1}{700000}} = \frac{700000}{255} \approx 2745 \quad (4.6)$$

Вираз (4.6) свідчить, що вибір зразкового джерела імпульсів зроблено вірно.

Дослідження працездатності СК здійснювалось за передачею кількості імпульсів від давача до його обчислення приймальним персональним комп’ютером і проходила шляхом посилання з ЗПФІ встановленої

кількості імпульсів і знятті значення підрахованої кількості імпульсів на приймальному ПК досліджуваної СК.

Відправка заданої кількості імпульсів із ЗПФІ здійснювалась за допомогою програми, написаної на мові програмування PASCAL із вкладенням в неї програми, написаної на мові програмування ASSEMBLER (додаток И).

В рядку “for i:=1 to 77” задавалось число імпульсів, що відправлялись.

Згідно [115] СК з частотно-імпульсними, часово-імпульсними принципами перетворення повіряються в 5-10 точках діапазону контролю, рівномірно розподілених по діапазону контролю. Повірка здійснювалась в 11 точках досліджуваного діапазону (0-255 Гц).

Результати експериментальних досліджень наведено в додатку К. Метрологічні дослідження проводились при температурі навколишнього середовища: 20°C , відносній вологості – 80%, атмосферному тиску – 760 мм.рт.ст.

Як видно з додатку К, зразкова кількість імпульсів, відправлених з ЗПФІ однакова з кількістю імпульсів, отриманих і порахованих системою контролю – тобто дана частина СК не вносить похибки в загальну роботу СК.

Розглянемо складові елементи методичної похибки контролю розробленої СК.

Похибка отриманої механічної характеристики відносно зразкової механічної характеристики [69]:

$$\delta_{T_{zp}} = \delta_{T_{zp1}} + \delta_{T_{zp2}} \quad , \quad (4.7)$$

де  $\delta_{T_{zp1}}$  - похибка неточності оцифрування значень зразкової механічної характеристики;

$\delta_{T_{zp2}}$  - похибка відхилення моделі від зразкової механічної характеристики.

Оцифрування значень зразкової механічної характеристики дизельних агрегатів типу В2-450 здійснювалось штангельциркулем (клас точності 0,1). Похибка неточності оцифрування значень зразкової механічної характеристики становить:

$$\delta_{T_{сп1}} = \pm \left( \frac{0,5 \cdot 0,1_{мм} \cdot 9,80665 \frac{Нм}{мм}}{1824,04_{Нм}} \cdot 100\% \right) = \pm 0,027\%$$

Похибка відхилення розроблених моделей від зразкових механічних характеристик дизельних агрегатів встановлена в 2 розділі (В2-450АВ-С3 та В2-450АВ-С2 – 0,138%, В2-450АВТ-С3 та В2-450АВТ-С2 – 0,14%). Прийmemo, що дана похибка рівна 0,14% (максимальне значення):  
 $\delta_{T_{сп2}} = \pm 0,14\%$ .

Підставивши в (4.7) числові значення обчислимо похибку отриманої механічної характеристики відносно зразкової механічної характеристики [69]:

$$\delta_{T_{сп}} = \pm(0,027\% + 0,14\%) = \pm 0,167\%$$

Похибка теоретичного визначення крутного моменту на столі ротора БУ з ДСП, при швидкості обертання колінчастих валів дизельних агрегатів ДСП 1200 об/хв, встановлена в 3 розділі і не повинна перевищувати 0,54%:  
 $\delta_{T_M} = \pm 0,54\%$ .

Методична похибка контролю розробленої СК розраховується наступним чином:

$$\delta_{метод} = \sqrt{\delta_{T_{сп}}^2 + \delta_{T_M}^2} \quad (4.8)$$

Підставивши в (4.8) числові значення, обчислимо методичну похибку контролю розробленої СК:

$$\delta_{\text{метод}} = \pm\sqrt{0,167^2 + 0,54^2} = \pm 0,565\%$$

Розглянемо складові елементи інструментальної похибки контролю розробленої СК.

Формувач імпульсів, який використовується в розробленій СК має основну похибку  $\delta_i = \pm 1\%$  [53] та групу додаткових похибок.

Додаткова похибка від зміни температури навколишнього середовища від плюс 20 в робочому діапазоні температур на кожні  $10^0\text{C}$  [53]:  $0,5 \cdot \delta_i$ .

Аналіз максимальних температур навколишнього середовища на території України протягом останніх років показав що вони, як правило, не перевищували +50 (літом) та -33 (зимою). Тому

$$\delta_{i_2} = \pm(5,3 \cdot 0,5 \cdot \delta_i)\% = \pm(5,3 \cdot 0,5 \cdot 1)\% = \pm 2,65\% .$$

Додаткова похибка від зміни напруги живлення [53]:

$$\delta_{i_3} = 0,5 \cdot \delta_i .$$

Звідси

$$\delta_{i_3} = \pm(0,5 \cdot 1)\% = \pm 0,5\% .$$

Додаткова похибка від зміни частоти напруги живлення [53]:

$$\delta_{i_4} = 0,5 \cdot \delta_i .$$

Звідси

$$\delta_{i_4} = \pm(0,5 \cdot 1)\% = \pm 0,5\% .$$

Додаткова похибка від впливу зовнішнього змінного магнітного поля [53]:

$$\delta_{i_5} = 0,5 \cdot \delta_i .$$

Звідси

$$\delta_{i_5} = \pm(0,5 \cdot 1)\% = \pm 0,5\% .$$

Інструментальна похибка контролю розробленої СК:

$$\delta_{инстр} = \sqrt{\delta_{i_1}^2 + \delta_{i_2}^2 + \delta_{i_3}^2 + \delta_{i_4}^2 + \delta_{i_5}^2} \quad (4.9)$$

Підставивши в (4.9) числові значення, обчислимо інструментальну похибку контролю розробленої СК:

$$\delta_{инстр} = \pm \sqrt{1^2 + 2,65^2 + 0,5^2 + 0,5^2 + 0,5^2} = \pm 2,962\%$$

Сумарна похибка системи контролю [117-119]:

$$\delta = \sqrt{\delta_{метод}^2 + \delta_{инстр}^2} \quad (4.10)$$

Підставивши в (4.10) відповідні числові значення  $\delta_{метод}$  і  $\delta_{инстр}$ , знаходимо максимальну сумарну похибку системи контролю:

$$\delta = \pm \sqrt{0,565^2 + 2,962^2} = \pm 3,02\%$$

Проведені метрологічні дослідження СК енергетичних показників приводу ротора БУ з ДСП дозволяють стверджувати, що вона забезпечить високу точність контролю параметрів, що характеризують процес буріння, про що свідчить значення максимальної сумарної похибки системи контролю -  $\delta = 3,02\%$  [124].

## Висновки до розділу

1. Розроблена автоматизована система контролю (АСК) енергетичних показників приводу ротора БУ з ДСП, яка працює в реальному часу і забезпечує оперативне інформування про них.

2. Виходячи з задач, поставлених перед системою контролю, обґрунтовано вибір конфігурації системи та основних її елементів.

3. Розроблено програмне забезпечення АСК, що забезпечує зчитування інформації з імпульсно-цифрового перетворювача, обробку отриманої інформації у відповідності з розробленими моделями, вивід даних про контрольовані показники на монітор, запис інформації про об'єкт в поточний момент часу на жорсткий диск у файл в форматі ASCII.

4. Проведені лабораторні експериментальні дослідження розробленої АСК енергетичних показників приводу ротора БУ з ДСП і їх результати підтвердили її високу ефективність.

5. Промислові дослідження розробленої системи контролю енергетичних показників приводу ротора БУ з ДСП в умовах свердловини №194 Талалаївського родовища Прилуцького УБР підтвердили її працездатність і ефективність.

6. Проведений метрологічний аналіз розробленої АСК енергетичних показників приводу ротора БУ з ДСП показав, що сумарна похибка системи контролю не перевищує 3,02%, що відповідає вимогам, які ставляться до контролю даних показників.



## ОСНОВНІ ВИСНОВКИ І РЕКОМЕНДАЦІЇ

1. У дисертації наведено теоретичне узагальнення і вирішення наукової задачі, яка вимагає розробки нового методу контролю енергетичних показників приводу ротора бурових установок з дизельним силовим приводом в умовах невизначеності процесу буріння на нафту і газ.

Аналіз стану цієї задачі виявив відсутність методу контролю, на основі якого можна було б отримати достовірну інформацію про енергетичні показники приводу ротора бурових установок з дизельним силовим приводом (крутний момент на столі ротора, швидкість обертання стола ротора, усередний крутний момент дизельного агрегата, усереднена швидкість обертання колінчастих валів дизельних агрегатів, сумарний крутний момент дизельних агрегатів, усереднена швидкість обертання вала на виході з групового дизельного силового приводу), оскільки наявні прямі методи контролю не забезпечують належну надійність контролю, а непрямі – належну якість контролю (методи не забезпечують повноту контролю). Встановлено, що для опису даних показників застосовують детерміновані математичні моделі. Проте, дані показники, як і сам процес буріння, є стохастичними, нестационарними і такими, що значно змінюються в часі. З урахуванням особливостей процесу і вимог до методу контролю, зумовлених також розв'язком комплексу технічних, інформаційних і економічних проблем, зроблено аналіз нових розробок в області контролю енергетичних показників приводу ротора бурових установок з дизельним приводом. Обґрунтовано перспективність методу, що базується на використанні нечіткої логіки, яка дає можливість забезпечити отримання достовірної інформації про енергетичні показники приводу ротора непрямим шляхом.

2. Для рішення задачі контролю енергетичних показників приводу ротора БУ з ДСП в умовах невизначеності процесу буріння вперше створено теоретичні засади їх контролю, які містять моделі механічних характеристик

дизельних агрегатів типу В2-450 на базі нечіткої логіки. Доведено ефективність даних моделей (похибки відхилення розроблених моделей від зразкових механічних характеристик не перевищують 0,14%, а у відомих детермінованих моделей – 6,7%) і можливість їх використання для контролю енергетичних показників приводу ротора бурових установок з дизельним силовим приводом, що сприяє підвищенню ефективності процесу буріння свердловин на нафту і газ.

3. На основі аналізу існуючих систем контролю енергетичних показників приводу ротора БУ з ДСП синтезована нова структура системи контролю енергетичних показників приводу ротора бурових установок з дизельним силовим приводом. На відміну від існуючих систем, що базуються на безпосередньому контролі кожного енергетичного показника окремим контуром контролю, дана система дозволяє, контролюючи безпосередньо тільки швидкість обертання вала на виході з дизельного силового приводу і швидкість обертання вала приводу стола ротора непрямым шляхом, встановлювати основні енергетичні показники, що забезпечує необхідну точність їх контролю і разом з цим зменшує витрати коштів і часу на придбання, монтаж, обслуговування і ремонт технічних засобів, а також сприяє підвищенню ефективності бурових робіт.

4. Аналіз існуючої загальноприйнятої класифікації методів і алгоритмів контролю крутного моменту на столі ротора бурових установок дозволив її удосконалити шляхом внесення в неї доповнень. Це дало можливість синтезувати якісно новий алгоритм контролю крутного моменту в реальному часі та здійснювати контроль даного параметра буріння з сумарною похибкою вимірювання 3,02%, що забезпечує підвищення ефективності систем керування процесом поглиблення свердловин.

5. На базі нечіткої логіки удосконалено моделі енергетичних показників приводу ротора бурових установок з дизельним силовим

приводом, що дає можливість в умовах невизначеності процесу буріння контролювати їх в реальному часі.

6. В процесі проведеного метрологічного випробування підтверджено адекватність отриманих аналітичних залежностей для різних режимів роботи блоку мікропроцесорних засобів контролю енергетичних показників приводу ротора бурових установок з дизельним силовим приводом, що дозволяє експлуатувати розроблену систему контролю буровими підприємствами України.

7. Розроблений у дисертаційній роботі метод реалізовано у вигляді комп'ютерних програм, системи контролю, які прийняті в промислову експлуатацію Прилуцьким УБР.

Матеріали дисертаційної роботи впроваджені в навчальний процес при викладанні дисциплін “Спеціальні вимірювальні прилади і системи”, “Автоматизований електропривод в нафтогазовій промисловості” для студентів спеціальності 7.092501 – Автоматизоване управління технологічними процесами, демонстраційний зразок пристрою впроваджений у вигляді лабораторного стенду.

Результати роботи можуть бути рекомендовані для використання на бурових установках з дизельним силовим приводом.

## СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ

1. Копилов В.А. Стан і перспективи розвитку нафтогазового комплексу України // Нафта і газ України-2000: В 3 т. – Івано-Франківськ, - 2000. – Т.1. – с.9.
2. Проблеми нафтогазового комплексу України 1993-2002 / Під ред. Ковалко М.П.. – Львів: УНГА, 2002. – 93 с.
3. Музичко І.І., Колос В.Я., Омелянчук С.Г. Нарощування ресурсної бази, як чинник стабілізації та збільшення видобутку вуглеводнів ВАТ “Укрнафта” // Нафтова і газова промисловість. – 2001. - №4. – С.21-22.
4. Коцкулич Я.С., Яремійчук Р.С. Проблеми і перспективи розвитку буріння на нафту і газ // Проблеми нафтогазового комплексу України 1993-2002. – Львів: УНГА, 2002. – С. 52.
5. Коцкулич Я.С. Перспективи розвитку буріння нафтових і газових свердловин // Розвідка та розробка нафтових і газових родовищ. – 2001. - №1. – С. 39-42.
6. Дубровський В.В. Проблеми науки в галузі автоматизації нафтогазового комплексу України // Проблеми нафтогазового комплексу України 1993-2002. – Львів: УНГА, 2002. – С. 84-85.
7. Белоусов Д.В. Контрольно-измерительные средства в АСУ технологическим процессом бурения газовых скважин // Газовая промышленность. – 1996р. - №7-8. – С.50-52.
8. Батырбаев Э.М. Использование дизельных силовых приводов буровых установок // Строительство нефтяных и газовых скважин на суше и на море. – 1996. - №8. – С.13-14.
9. Справочник инженера по бурению: В 2 т. / А.И. Булатов , А.Г. Аветисов. – М.: Недра, 1985. - Т.2. – 191 с.
10. Исакович Р.Я., Попадько В.Е. Контроль и автоматизация добычи нефти и газа. – М.: Недра, 1985. – 352с.

11. Исакович Р.Я. Технологические приборы и измерения. – М.: Недра, 1979. – 344с.
12. Семенцов Г.Н., Чигур И.И. Новый метод автоматического контроля отработки долот при бурении скважин на нефть и газ // Материалы междунар. научн.-техн. конф. “Проблемы нефтегазового комплекса России”. – Том 2. - Уфа: УНИ - 1998. – С. 33-37.
13. Тенишев В.М. Контроль состояния шарошечного долота по показаниям моментомера // Строительство нефтяных и газовых скважин на суше и на море. – 2002. – №5. С. 13-17.
14. Чигур І.І. Оперативний контроль спрацювання доліт при бурінні свердловин на нафту і газ // Вимірювальна та обчислювальна техніка в технологічних процесах. - 1998.- №3 – С.116-118.
15. Описание износа буровых долот по международной системе кодов IADC. Технический бюллетень. – Hughes Christensen Company, 1996. – 16 с.
16. Палашкин Е.А. Справочник механика по глубокому бурению. – М.: Недра, 1981. – 510 с.
17. Иогансен К.В. Спутник буровика: Справочник. – М.: Недра, 1986. – 294 с.
18. Семенцов Г.Н. Автоматизація процесу буріння свердловин: Навчальний посібник. – Івано-Франківськ: ІФДТУНГ, 1999. – 300.
19. Способ определения неисправности шарошечного долота: А.с. 1543059 СССР, МКИ F 21 В 45/00 / Гутман И.Б., Мурадов А.Ф. (СССР). - №4284853/31-03; Заявлено 15.07.87; Опубл. 15.02.90, Бюл. №6. – 3 с.
20. Муртазин А.С. Улучшение качества и показателей отработки долот применением роторных моментометров // Современные проблемы бурвой и нефтепромышленной механизации. – Уфа: Уфимский нефтяной технический университет, 1996. – С. 98-100.
21. Приборы и средства контроля процессов бурения: Справочное пособие / А.В.Мальцев, Л.М.Дюков. – М.: Недра, 1989. – 253 с.

22. Средства измерения параметров бурения скважин: Справочное пособие / Демихов В.И. – М.: Недра, 1990. – 272 с.

23. Демихов В.И., Леонов А.И. Контрольно-измерительные приборы при бурении скважин. – М.: Недра, 1980. – 304 с.

24. Комплекс приборов контроля технологических параметров процесса бурения Б-7 // Автоматизация и телемеханизация нефтяной промышленности. – 1980. – 40с.

25. Бурение нефтяных и газовых скважин: Справочник / В.Г. Ясов, Г.Н. Семенцов, В.М. Дитчук и др. / Под. общ. ред. В.Г. Ясова, Г.Н. Семенцова. – Ужгород: Карпати, 1983. – 200 с.

26. Роторный моментомер: А.с. SU 1541379 А1 СССР, М. Кл.<sup>2</sup> Е 21 В 44/00 Л.А. Рейхерт, В.Д. Поташников, С.В. Терентьев (СССР). - №3437884/22-03; Заявлено 29.04.82; Оpubл. 07.02.90, Бюл. №5. – 4 с.

27. Роторный моментомер: А.с. SU 1298358 А1 СССР, М. Кл.<sup>2</sup> Е 21 В 44/00 Э.А. Айзуппе, В.Г. Сечкин, И.Я. Вальдман, Б.А. Молойчино, А.А. Головин, Г.Г. Родштейн (СССР). - №3966218/22-03; Заявлено 16.10.85; Оpubл. 23.03.87, Бюл. №11. – 3 с.

28. Роторный моментомер: А.с. 775303 СССР, МКИ Е 21 В 45/00 / В.Г. Сечкин (СССР). - №2679977/22-03; Заявлено 01.11.78; Оpubл. 30.10.80, Бюл. №40. – 3 с.

29. Роторный моментомер: А.с. 812911 СССР, МКИ Е 21 В 45/00 / В.Ф.Оловянишников, В.Л. Оруджев, Э.А. Айзуппе, В.Г. Сечкин, Б.З. Султанов, Ф.К. Суюндуков, Т.М. Таджибаев, А.С. Муртазин, А.Ш.Янтурин (СССР). - №2498657/22-03; Заявлено 17.06.77; Оpubл. 15.03.81, Бюл. №10. – 5 с.

30. Роторный моментомер: А.с. SU 1065586 А СССР, МКИ Е 21 В 45/00 / В.Г. Сечкин, А.Ш.Янтурин, Э.А. Айзуппе, М.П. Якимов, Р.Ш. Муфазалов (СССР). - №3428544/22-03; Заявлено 27.04.82; Оpubл. 07.01.84, Бюл. №1. – 2с.

31. Моментомер ротора: А.с. SU 1164406 А СССР, МКИ Е 21 В 45/00 / В.И.Логиновский, Р.Я. Нугаев, Н.В. Медингер (СССР). - №3603633/22-03; Заявлено 13.06.83; Оpubл. 30.06.85, Бюл. №24. – 5 с.

32. Роторный моментомер: А.с. SU 1105623 А СССР, МКИ Е 21 В 45/00 / А.А. Шавин, В.Ф.Оловянишников, А.А. Головин, М.Г. Воловац, Б.А. Молойчино (СССР). - №3562775/22-03; Заявлено 14.03.83; Оpubл. 30.07.84, Бюл. №28. – 5 с.

33. Моментомер: А.с. SU 1320400 А1 СССР, МКИ Е 21 В 45/00 / П.И. Сидоренко (СССР). - №3912215/22-03; Заявлено 18.06.85; Оpubл. 30.06.87, Бюл. №24. – 2 с.

34. Индикатор крутящего момента ротора буровой установки: А.с. SU 1258988 А1 СССР, МКИ Е 21 В 45/00 / М.Я. Гельфгат, П.И. Сидоренко, А.Н. Скорик, Я.П. Станько (СССР). - №3888573/22-03; Заявлено 18.03.85; Оpubл. 23.09.86, Бюл. №35. – 2 с.

35. Греков В.Н., Исаченко В.Х. (ВНИИнефтемаш) и Парфенов К.А. (ВНИИБТ) Информационно-измерительные системы сбора данных о параметрах бурения и для управления процессом бурения // Обзорная информация. ХМ-3 Нефтепромысловое машиностроение. – М.: ЦИНТИХИМНЕФТЕМАШ, 1977. – 55 с.

36. Овчаренко В.М., Брацлавский И.А. Основы автоматизации и контрольно-измерительные приборы на буровых и горноразведочных работах. – М.: Недра, 1982. – 229 с.

37. Устройство для измерения крутящего момента на роторе буровой установки: А.с. 717573 СССР, М. Кл.<sup>2</sup> G 01 L 3/10 Семенцов Г.Н., Шаповал А.А. (СССР). - №2571573/18-10; Заявлено 13.01.78; Оpubл. 25.02.80, Бюл. №7. – 3 с.

38. Каталог разработок научно-исследовательского и проектно-конструкторского института автоматизированных систем управления транспортом газа. / НИПИАСУтрансгаз, ДП НИПИАСУтрансгаз

“Информгазавтоматика”; Под ред. В.В. Безкоровайного, Н.А.Толоконникова. – Харьков, 1995. – 54 с.

39. Техническое описание и инструкция по эксплуатации датчика крутящего момента на роторе буровой установки с дизельным приводом типа ДМРД-1: НГ 2.782.009 ТО: Ивано-Франковский институт нефти и газа. Министерства среднего и высшего образования УССР. – Ивано-Франковск, 1982. – 18 с.

40. Лифшиц Д.Е., Серенко И.А. Контрольно-измерительные приборы, применяемые при бурении нефтяных и газовых скважин (Обзор зарубежной литературы) // Нефтепромысловое оборудование. – М., 1966. – 40 с.

41. Моментомер ротора буровой установки: А.с. SU 1203236 А СССР, МКИ Е 21 В 45/00 / А.П. Кузьминов, А.А. Симонов, Р.Э Капланов, В.И. Глоба, Ю.И. Сипунов (СССР). - №3775937/22-03; Заявлено 27.07.84; Оpubл. 07.01.86, Бюл. №1. – 2 с.

42. Гидравлический индикатор момента на валу ротора: А.с. SU 1308755 А1 СССР, МКИ Е 21 В 45/00 / Л.Н. Тетеревятников, В.В. Белов, В.М. Плотников, В.И. Качалка (СССР). - №3998774/22-03; Заявлено 30.12.85; Оpubл. 07.05.87, Бюл. №17. – 3 с.

43. Пат.5431046 США, МКИ Е 21 В 47/08. Compliance-based torque and drag monitoring system and method. Но Hwa-Shan. - №195211; ; Заявл. 14.02.94; Оpubл. 01.07.95; НКИ 73/151.

44. Пат.5377550 США, МКИ<sup>6</sup> G 01 L 3/02/. Mechanical torque indicator. Thompson Parke H.; Hubbell Inc. - №1172; Заявл. 07.01.93; Оpubл. 03.01.95.

45. Хушпулян М.М., Тверитнева Э.П., Коровинский Л.Н. КИП, средства автоматизации и вычислительной техники в бурении скважин, добыче, транспорте нефти за рубежом // Автоматизация и телемеханизация нефтяной промышленности. – М.: ВНИИОЭНГ, 1980. – 71с.



46. Роторный моментомер: А.с. 1541379 СССР, МКИ Е 21 В 44/00 / Рейхерт А.А., Поташников В.Д., Терентьев С.В. (СССР). - №3437884/22-03; Заявлено 29.04.82; Оpubл. 07.02.90, Бюл. №5. – 3 с.

47. Устройство для измерения крутящего момента на роторе буровой установки: А.с. 1695157 СССР, МКИ G 01 L 3/10 / Б.А. Перминов - №4744327/10; Заявлено 19.06.89; Оpubл. 30.11.91, Бюл. №44.

48. Семенцов Г.Н., Семенцова А.А. Устройство для измерения крутящего момента на долоте // Научно-производственные достижения нефтяной промышленности в новых условиях хозяйствования. Серия: Автоматизация и телемеханизация в нефтяной промышленности. – 1989. – №9. – С.5.

49. Воротилов В.С. Автоматизированная станция контроля параметров бурения АМТ-100 // Вестник Ассоциации буровых подрядчиков. – 2001. – №1. – С.27-29.

50. Пат.6152246 США, ММК<sup>7</sup> Е 21 В 44/00/. Method and system for monitoring drilling parameters. King Charles H., Pinckard Mitchell D., Sparling Donald P., Weegh Arno O. Noble Drilling Services Inc. - №09/204384; Заявл. 02.12.98; Оpubл. 28.11.00.

51. Семенцов Г.Н. Исследование скважин в процессе бурения с использованием систем контроля геолого-технологических параметров – АБУБ «Карпаты» // Метод. и техн. геофиз. и геол.-технол. исследование скважин. – Тверь: ГЕРС, 1994. – С. 23-30.

52. Система наземного контроля процесса бурения нефтяных и газовых скважин БУР-САК. Каталог продукции. – Ивано-Франковск: КП СКБ СА, 2003. – 3 с.

53. Комплекс средств наземного контроля и управления процессом бурения нефтяных и газовых скважин СКУБ-М2. Справочный материал. – Ивано-Франковск: КП СКБ СА, 2002. – 18 с.

54. Семенцов Г.Н. Классификация методов автоматического контроля момента на валу производственных механизмов // Автоматизация производственных процессов. – Львов: Вища школа, 1982. №21. – С. 100-103.

55. Кухлинг, Хорст. Справочник по физике. – М.: 1985.

56. Длоугий В.В., Муха Т.И. Приводы машин // Справочник. – 2-е изд. – Л., 1982. С.107.

57. Костин А.К., Пугачев Б.П., Кочинев Ю.Ю. Работа дизелей в условиях эксплуатации. – Л.: Машиностроение, 1989. – 284 с, ст.33.

58. Леонов А.И., Парфенов К.А. Системы для сбора и обработки информации при бурении глубоких скважин // Автоматизация и телемеханизация нефтяной промышленности. – М.: ВНИИОЭНГ, 1977. – 55 с.

59. ГОСТ 22782.3-77. Электрооборудование взрывозащищенное со специальным видом взрывозащиты. – Введ. 01.01.80. – М.: Изд-во стандартов, 1978. – 2 с.

60. ГОСТ 22782.7-81. Электрооборудование взрывозащищенное с защитой вида «е». Технические требования и методы испытаний. – Введ. 01.07.82. – М.: Изд-во стандартов, 1981. – 24 с.

61. ГОСТ 12.2.020-76. Система стандартов безопасности труда. Оборудование взрывозащищенное. Термины и определения. Классификация. Маркировка. – Введ. 01.01.80. – М.: Изд-во стандартов, 1983. – 11 с.

62. Правила устройства электроустановок: Минэнерго СССР. – М.: Энергоатомиздат, 1985. – 640 с.

63. Датчик частоты вращения ДЧВ1. Паспорт ДГК2.780.012 ПС. СКБ СА. г.Ивано-Франковск.

64. Давач частоти обертання ДЧВ1. ТУ У 04671180.004-95. КП СКБ ЗА. м.Івано-Франківськ.

65. ГОСТ 14254-80. Изделия электротехнические оболочки. Степени защиты. – Взамен ГОСТ 14254-69; Введ. 01.01.81. – М.: Изд-во стандартов, 1980. – 15с.

66. ГОСТ 10587-84. Смолы эпоксидно-диановые неотвержденные. Технические условия. – Взамен ГОСТ 10587-76; Введ. 01.01.85. – М.: Изд-во стандартов, 1984. – 14 с.

67. Інструкція по пожежній безпеці під час проведення вогневих робіт на пожежонебезпечних і вибухо- пожежонебезпечних об'єктах Івано-Франківського УБР. Держкомнафтогазпром. ВАТ “Укрнафта”, – 1999.

68. Бабчук С.М. Метод контролю моменту на валі приводу роторного стола бурових установок з дизельним приводом // Вимірювальна та обчислювальна техніка в технологічних процесах. – Хмельницький. – 2001. – №1. – С.71-74.

69. Дизель В2 (12Ч 15/18, 12ЧН 15/18) Описание и руководство по эксплуатации. В/О “Энергомашэкспорт” СССР. – М., 253с.

70. Алексеевский Г.В. Буровые установки Уралмашзавода. – М.: Недра, 1981. – 528 с.

71. Батырбаев Э.М. Суммирующие трансмиссии силовых приводов буровых установок, методы диагностики их состояния и восстановления // Химическое и нефтяное машиностроение. – 1996. - №5. С. 32.

72. Брентли Д. Справочник по роторному бурению: Пер. с англ. – 6-е изд. – М.: Недра, 1964. – 378 с.

73. Лобанов В.А., Мнацаканов А.В., Мурадов Б.М., Шубладзе А.М. Автоматизация технологических процессов бурения // Сер. Бурение газовых и газоконденсатных скважин. – М.: ВНИИЭгазпром, 1986. – 50 с.

74. Приводы машин: Справочник / Т.И. Муха, Б.В. Януш, А.П. Цупиков / Под ред. В.В. Длоугого. – М.: Машиностроение, 1975. – 344 с.

75. Семенцов Г.Н. Теорія автоматичного керування: Підручник. – Івано-Франківськ: Факел. – 1999. – 610с.

76. Каминский В.А. Идентификация динамических систем по дискретным наблюдениям. Часть II. Оценивание параметров нелинейных систем. – Вильнюс: Мокслас. – 1985. – 153 с.

77. Ку И.Х., Вольф А.А. Применение функционалов Вольтерра-Винера для анализа нелинейных систем. – В кн.: Техническая кибернетика за рубежом / Под ред. В.В. Солодовникова. М.: Машиностроение. – 1968. – С.166-185.

78. Винер Н. Нелинейные задачи в теории случайных процессов. – М.: ИЛ. – 1961. – 159с.

79. Staica P., Söderström T. Instrumental – variable methods for identification of Hammerstein systems – Int. J.Control. – 1982. – V95. – P. 459-476.

80. Бабчук С.М. Контроль енергетичних параметрів дизельних двигунів // Праці VII конф. “Вимірювальна та обчислювальна техніка в технологічних процесах”. – Хмельницький: ТУП. – 2001. - №8. – С.124-126.

81. Чиликин М.Г., Сандлер А.С. Общий курс электропривода. – М.: Энергоиздат, 1981. – 576 с.

82. Жеваго К.А., Портной Т.З., Школьников Б.М. Привод буровых установок. – М.: Гостоптехиздат, 1960. – 362 с.

83. Бабчук С.М. Модель моменту на валі ротора бурових установок з дизельним приводом // Розвідка і розробка нафтових і газових родовищ. Серія: Технічна кібернетика та електрифікація об'єктів паливно-енергетичного комплексу. – 2001. - №37. - С.72-92.

84. Алиев Р.А., Церковный А.Э., Мамедова Г.А. Управление производством при нечеткой исходной информации. – М.: Энергоатомиздат, 1991. – 240 с.

85. Glas M. Theory of fuzzy systems // Fuzzy sets and systems. – 1983. – Vol.10. – P.65-77.

86. Ostergard I.I. Fuzzy logic control at a heat exchanger process. Publ. №7601. Elec. // Power Enging. Dept. Techn. University of Denmark, DK 2800, Liengbej, June, 1976.

87. King P.J. Mamgani E.H. The application of fuzzy control systems to industrial processes // Automatica. – 1977. – N13. – P.235-242.

88. Kickert W. I. Van Noute Lemke the application of fuzzy set theory to control a warm water plant. Avtomatica, 1997, 12 P. 301-308.

89. Chaker N. Hampel R. Minimizing the number of variable parametess for optimizing the Fuzzy-Controller Proceeding 3<sup>rd</sup> Zittan Fuzzy-Colloguium, Heft 41, 3<sup>rd</sup> Zittan, 1995. – N1486-1507. – P.45-60.

90. Кудинов Ю.И. Нечеткое моделирование и идентификация технологических процессов // Измерения, контроль, автоматизация. – 1988. – №2. – С. 77-86.

91. Gzogola E., Pedrycz W. On identification in fuzzy systems and its application in control problem // Jbig. – 1981. – Vol.6. – P.73-83.

92. Pedrycz W. Approach to analysis of fuzzy relasystems // Jnt. J. Contr. – 1981. – Vol.34. – P.403-421.

93. Sanches E. Resolution of composite fuzzy relation ognations // Jnform. countr. – 1976. – Vol.30. – P.38-48.

94. Тонака Х., Цукияма Т., Асян К. Модель нечеткой системы, основанная на логической структуре // Нечеткие множества и теория возможностей. Последние достижения / Под ред. Р.Р. Ягера. – М.: Мир, 1986. – С. 186-199.

95. Tong R.M. Analysis of fuzzy control using the relation matrev // Jnt. J. Man-Machine studles. – 1976. – №6. – P.679-686.

96. Каня А.А., Стахович М.С. Работоспособность операторов нечетких отношений. / Нечеткие множества и теория возможностей. Последние достижения. / Под ред. Р. Р. Ягера. – М.: Мир, 1986. – С.78-87.

97. Sugeno M., Makagi T. Multi dimensional fuzzy reasoning // Fuzzy sets and systems. – 1983. – Vol.9. – P.313-326.

98. Бабчук С.М. Модель контролю енергетичних параметрів дизельного привода ротора бурових установок // Науковий вісник Івано-Франківського національного технічного університету нафти і газу. – 2002. - №1. – С.60-63

99. Тракторные дизели: Справочник / Под общ. редакц. Б.А.Взорова. – М.: Машиностроение, 1981. 535 с.

100. Алексеевский Г.В. Буровые установки Уралмашзавода. – М.: Недра, 1981. – 528 с.

101. Бабчук С.М. Інформаційна модель контролю моменту обертання стола ротора бурової установки з дизельним приводом УРАЛМАШ-3000БД // Науковий вісник Івано-Франківського національного технічного університету нафти і газу. – 2002. - №2. – С.84-88.

102. Семенцов Г.Н., Бабчук С.М. Метод визначення крутного моменту на столі ротора бурових установок з дизельним приводом // Науковий вісник Івано-Франківського національного технічного університету нафти і газу. – 2003. - №1. – С.60-63.

103. Кукурудз С.Ф. Алгоритмізація і програмування мовою GW-BASIC: Навчальний посібник. – Івано-Франківськ: НМК ВО, 1992. – 192 с.

104. Уорт Т. Программирование на языке Бейсик: Пер. с англ. – М.: Машиностроение, 1981. – 255 с.

105. Уолш Б. Программирование на Бейсике: Пер. с англ. – М.: Радио и связь, 1988. – 336 с.

106. Моррил Г. Бейсик для ПК IBM: Пер. с англ. – М.: Финансы и статистика, 1987. – 206 с.

107. Геворян Г.Х., Семёнов В.Н. Бейсик – это просто. – М.: Радио и связь, 1989. – 144с.

108. Фокс А., Фокс Д. Бейсик для всех: Пер. с англ. – М.: Энергоатомиздат, 1987. – 174 с.

109. ГОСТ 12997-84. Изделия ГСП. Общие технические условия. Введ. 01.07.86. – М.: Изд-во стандартов, 1989. – 39 с.
110. Пухальский Г.И., Новосельцева Т.Я. Проектирование дискретных устройств на интегральных микросхемах: Справочник. – М.: Радио и связь, 1990. – 304 с.
111. Зубчук В.И., Сигорский В.П., Шкуро А.Н. Справочник по цифровой схемотехнике. – К.: Техника, 1990. – 448 с.
112. Богданович М.И. Цифровые интегральные микросхемы: Справочник. – Минск: Беларусь, 1991. – 492 с.
113. Шило В.Л. Популярныe цифровые микросхемы: Справочник. – М.: Радио и связь, 1989. – 350 с.
114. Воробьев Е.П., Сенин К.В. Интегральные микросхемы производства СССР и их зарубежные аналоги: Справочник. – М.: Радио и связь, 1990. – 351 с.
115. Семенцов Г.Н., Горбийчук М.И. Методические указания к применению методов и средств поверки нестандартизированных измерительных информационных систем автоматизированных систем управления технологическими процессами (АСУТП) в нефтяной и газовой промышленности. – Ивано-Франковск: ИФИНГ, 1989. – 60с.
116. Типовая программа государственных испытаний агрегатных средств измерений: Тпр 29-77. – Львов: ВНИИМИУС, 1978.
117. Шевцов Є.К., Ревун М.П. Основи метрології та електричні вимірювання. – Запоріжжя: видавництво ЗДІА, 2001. – 205с.
118. Володарський Є.Т., Кухарчук В.В., Поджаренко В.О., Сердюк Г.Б. Метрологічне забезпечення вимірювань і контролю: Навчальний посібник. – Вінниця: Велес, 2001. – 219с.
119. Головка Д.Б., Рего К.Г., Скрипник Ю.О. Основи метрології та вимірювань. – К.: Либідь, 2001. – 408с.

120. Устройство для измерения крутящего момента погружного электродвигателя: А.с. 465568 СССР, М. Кл.<sup>2</sup> G 01 L 3/10 Бестелесный А.Г., Семенцова А.А., Семенцов Г.Н., Дитчук В.М. (СССР). - №1908929/18-10; Заявлено 20.04.73; Оpubл. 30.03.75, Бюл. №12. – 2 с.

121. Устройство для измерения крутящего момента погружного электродвигателя: А.с. 534658 СССР, М. Кл.<sup>2</sup> G 01 L 3/10 Семенцов Г.Н., Бестелесный А.Г. (СССР). - №2151237/10; Заявлено 03.07.75; Оpubл. 05.11.76, Бюл. №41. – 3 с.

122. Устройство для измерения крутящего момента погружного электродвигателя: А.с. 678352 СССР, М. Кл.<sup>2</sup> G 01 L 3/10 Семенцова А.А., Семенцов Г.Н. (СССР). - №2495075/18-10; Заявлено 13.06.77; Оpubл. 05.08.79, Бюл. №29. – 3 с.

123. Бабчук С.М. Модель каналу контролю енергетичних показників дизельного приводу стола ротора як розімкнутої нелінійної частотно-імпульсної динамічної системи // Розвідка та розробка нафтових та газових родовищ. – Івано-Франківськ: ФАКЕЛ. – 2004. - №2. – С.75-79.

124. Бабчук С.М. Аналіз похибок частотно-імпульсного методу контролю крутного моменту на столі ротора бурових установок з дизельним силовим приводом // Методи та прилади контролю якості. – Івано-Франківськ. – 2003. - №11. – С.78-82.



**ДОДАТКИ**

## Додаток А

**Реалізація в середовищі MathCad моделі швидкості обертання стола ротора на бурових установках Уралмаш-3000БД, Уралмаш-125БД-70, Уралмаш-125БД (для I, II, III швидкості обертання стола ротора)**

### Вихідні дані для розрахунку

62 об/хв - швидкість обертання стола ротора, при встановленій I швидкості (швидкість обертання колінчастих валів агрегатів дизельного силового приводу 1200 об/хв) [100]

80 об/хв - швидкість обертання стола ротора, при встановленій II швидкості (швидкість обертання колінчастих валів агрегатів дизельного силового приводу 1200 об/хв) [100]

148 об/хв - швидкість обертання стола ротора, при встановленій III швидкості (швидкість обертання колінчастих валів агрегатів дизельного силового приводу 1200 об/хв) [100]

Розрахунок коефіцієнтів передачі швидкості обертання з дизельного силового приводу на стіл ротора при встановлених на коробці швидкостей: I, II, III швидкостях

$$k_1 := \frac{1200}{62}$$

$$k_2 := \frac{1200}{80}$$

$$k_3 := \frac{1200}{148}$$

$$k_1 = 19.355$$

$$k_2 = 15$$

$$k_3 = 8.108$$

Моделі швидкості обертання стола ротора на бурових установках  
Уралмаш-3000БД, Уралмаш-125БД-70, Уралмаш-125БД (для I, II, III  
швидкості обертання стола ротора)

$\omega_d := 900, 925..1600$

$$\omega_{r1}(\omega_d) := \frac{\omega_d}{k_1}$$

$$\omega_{r2}(\omega_d) := \frac{\omega_d}{k_2}$$

$$\omega_{r3}(\omega_d) := \frac{\omega_d}{k_3}$$

$\omega_d =$	$\omega_{r1}(\omega_d) =$	$\omega_d =$	$\omega_{r2}(\omega_d) =$	$\omega_d =$	$\omega_{r3}(\omega_d) =$
900	46.5	900	60	900	111
925	47.792	925	61.667	925	114.083
950	49.083	950	63.333	950	117.167
975	50.375	975	65	975	120.25
1000	51.667	1000	66.667	1000	123.333
1025	52.958	1025	68.333	1025	126.417
1050	54.25	1050	70	1050	129.5
1075	55.542	1075	71.667	1075	132.583
1100	56.833	1100	73.333	1100	135.667
1125	58.125	1125	75	1125	138.75
1150	59.417	1150	76.667	1150	141.833
1175	60.708	1175	78.333	1175	144.917
1200	62	1200	80	1200	148
1225	63.292	1225	81.667	1225	151.083
1250	64.583	1250	83.333	1250	154.167
1275	65.875	1275	85	1275	157.25
1300	67.167	1300	86.667	1300	160.333
1325	68.458	1325	88.333	1325	163.417
1350	69.75	1350	90	1350	166.5
1375	71.042	1375	91.667	1375	169.583
1400	72.333	1400	93.333	1400	172.667
1425	73.625	1425	95	1425	175.75
1450	74.917	1450	96.667	1450	178.833
1475	76.208	1475	98.333	1475	181.917
1500	77.5	1500	100	1500	185
1525	78.792	1525	101.667	1525	188.083
1550	80.083	1550	103.333	1550	191.167
1575	81.375	1575	105	1575	194.25
1600	82.667	1600	106.667	1600	197.333

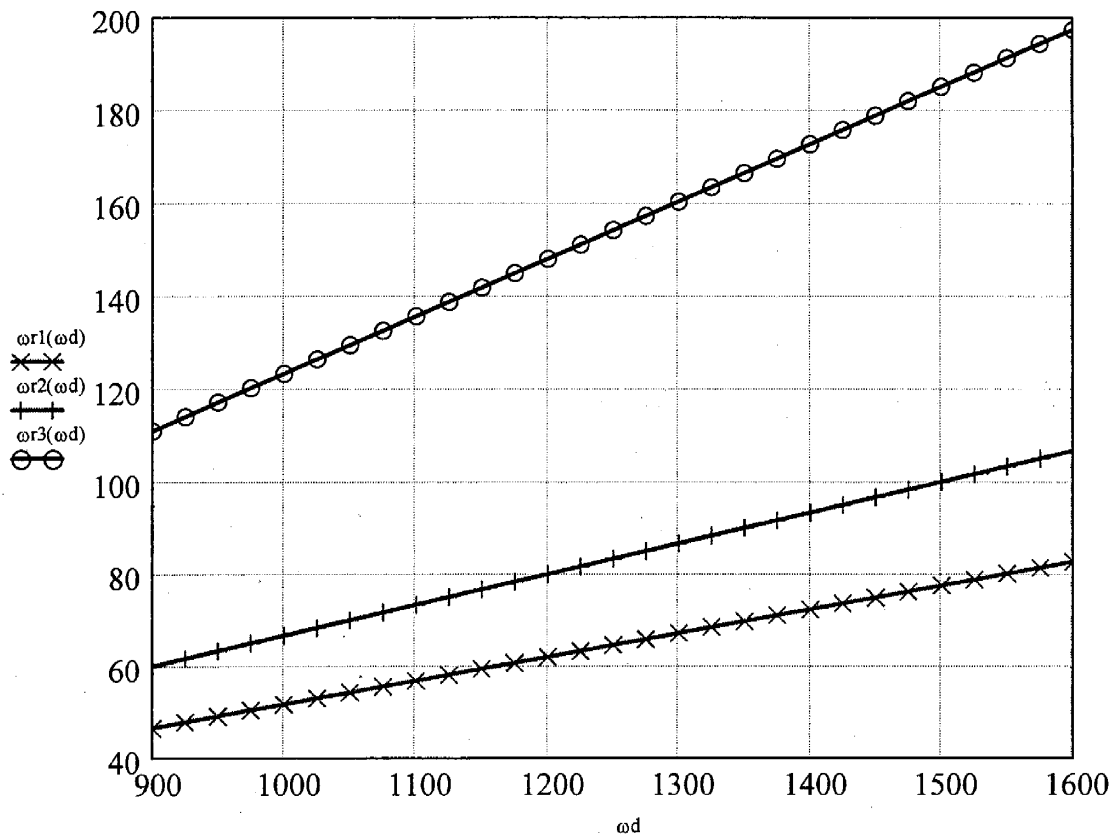


Рис.А.1.Модель швидкості обертання стола ротора на бурових установках  
Уралмаш-3000БД, Уралмаш-125БД-70, Уралмаш-125БД  
(для I, II, III швидкості обертання стола ротора)

**Додаток Б****Пошук крутних моментів на столі ротора БУ УРАЛМАШ-3000БД  
з груповим приводом від дизельних агрегатів В2-450АВ-С3  
і результати досліджень**

*Лістинг програми пошуку на мові програмування GW-BASIC*

```
1 WD=1200 : MD=2136.87
2 WR1=62 : KW1=WD/WR1
3 WR2=80 : KW2=WD/WR2
4 WR3=148 : KW3=WD/WR3
5 DMM12=200
6 DMM13=200
8 KWW12=KW1/KW2
9 KWW23=KW2/KW3
10 KWW13=KW1/KW3
27 OPEN "O", #1,"rezult"
28 FOR M1=22000 TO 22250
29 FOR M2=17190 TO 17250
30 FOR M3=9200 TO 9400
31 DM12=M1-M2*KWW12
32 DM13=M1-M3*KWW13
33 D=ABS(DM12)+ABS(DM13) : DD=ABS(DMM12)+ABS(DMM13)
34 IF DD>D THEN GOTO 35 ELSE 50
35 KM1=M1/MD
36 KM2=M2/MD
37 KM3=M3/MD
38 K1=KW1/KM1
39 K2=KW2/KM2
```

```
40 K3=KW3/KM3
41 IF K2-.001<K1 AND K1<K2+.001 AND K3-.001<K1 AND K1<K3+.001
THEN GOTO 46 ELSE 50
46 MM1=M1 : MM2=M2 : MM3=M3 : DMM12=DM12 : DMM13=DM13 :
DDD=D
47 PRINT M1, M2, M3, D, K1, K2, K3
48 WRITE #1, M1, M2, M3, D, K1, K2, K3
50 N=N+1
70 NEXT M3
80 NEXT M2
90 NEXT M1
100 CLOSE #1
1000 PRINT "M1=";MM1, "M2=";MM2, "M3=";MM3, "D=";DDD, K1, K2, K3
1010 END
```

*Результати досліджень*

```
22169,17190,9283,21.22852,1.865613,1.864634,1.86642
22169,17190,9284,18.8418,1.865613,1.864634,1.866219
22169,17190,9285,16.45508,1.865613,1.864634,1.866018
22169,17190,9286,14.06641,1.865613,1.864634,1.865817
22169,17190,9287,11.67969,1.865613,1.864634,1.865616
22171,17190,9288,10,1.865445,1.864634,1.865415
22172,17190,9288,9.292969,1.865361,1.864634,1.865415
22173,17190,9289,8.386719,1.865277,1.864634,1.865214
22174,17190,9289,6.90625,1.865193,1.864634,1.865214
22175,17190,9290,6.773438,1.865108,1.864634,1.865014
22176,17190,9290,4.773438,1.865024,1.864634,1.865014
22177,17190,9290,4.519532,1.86494,1.864634,1.865014
```

22178,17190,9291,3.16211,1.864856,1.864634,1.864813

22179,17190,9291,2.13086,1.864772,1.864634,1.864813

22180,17190,9292,1.548828,1.864688,1.864634,1.864612

22181,17190,9292,.4511719,1.864604,1.864634,1.864612

22195,17201,9298,.3847656,1.863428,1.863441,1.863409

***22200, 17205,9300, 3.90625E-03, 1.863008, 1.863008, 1.863008***

## Додаток В

**Модель крутного моменту на столі ротора БУ УРАЛМАШ-3000БД  
(при швидкості обертання колінчастих валів дизельних агрегатів  
В2-450АВ-С3 (В2-450АВ-С2) групового приводу 1200об/хв)  
в середовищі MathCad**

Вихідні дані для розрахунку: швидкість обертання стола ротора і крутний момент на столі ротора, при встановленні на коробці швидкостей: I, II, III швидкості при швидкості обертання колінчастих валів агрегатів дизельного приводу 1200 об/хв, з [100]

$z :=$

1	62	22100
2	80	17200
3	148	9250

$$\omega_r := z \langle 1 \rangle \quad MM := z \langle 2 \rangle \quad Mr(\omega_r) := MM$$

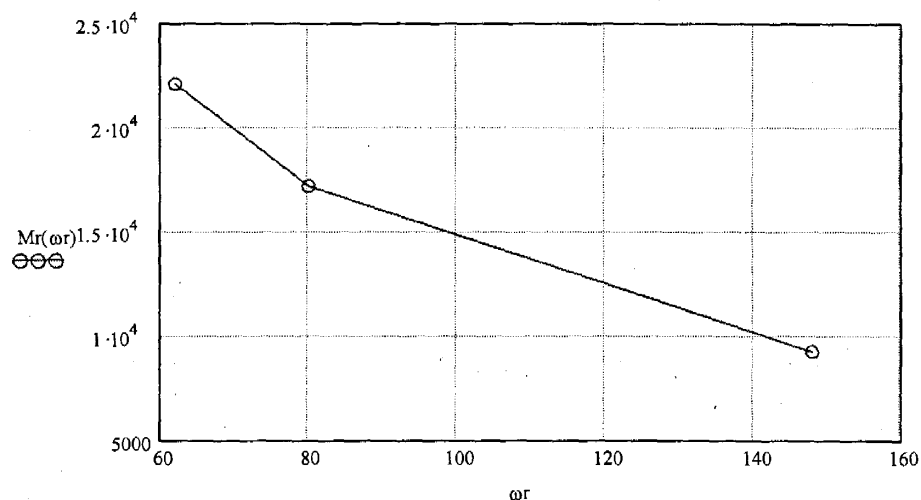


Рис.В.1. Графік зміни крутного моменту на столі ротора в залежності від зміни швидкості обертання стола ротора (I, II, III) на БУ УРАЛМАШ-3000БД з груповим приводом від дизельних агрегатів В2-450АВ-С3 при швидкості обертання колінчастих валів групового дизельного приводу 1200 об/хв



Модель зміни крутного моменту на столі ротора в залежності від зміни швидкості обертання стола ротора:

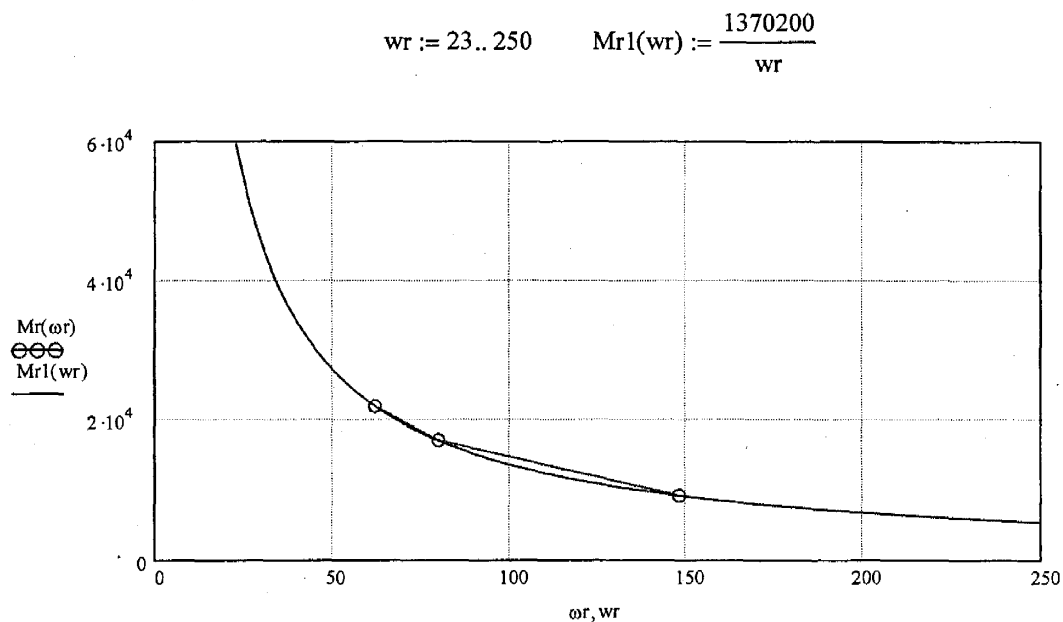


Рис.В.2. Графік зміни ( $M_r$ ) і розроблена залежність 3.22 ( $M_{r1}$ ) крутного моменту на столі ротора в залежності від зміни швидкості обертання стола ротора (I, II, III) на БУ УРАЛМАШ-3000БД з груповим приводом від дизельних агрегатів В2-450АВ-С3 при швидкості обертання колінчастих валів групового дизельного приводу 1200 об/хв

Результати знаходження крутного моменту на столі ротора з використанням залежності 3.22:

$$M_{r1}(62) = 22100$$

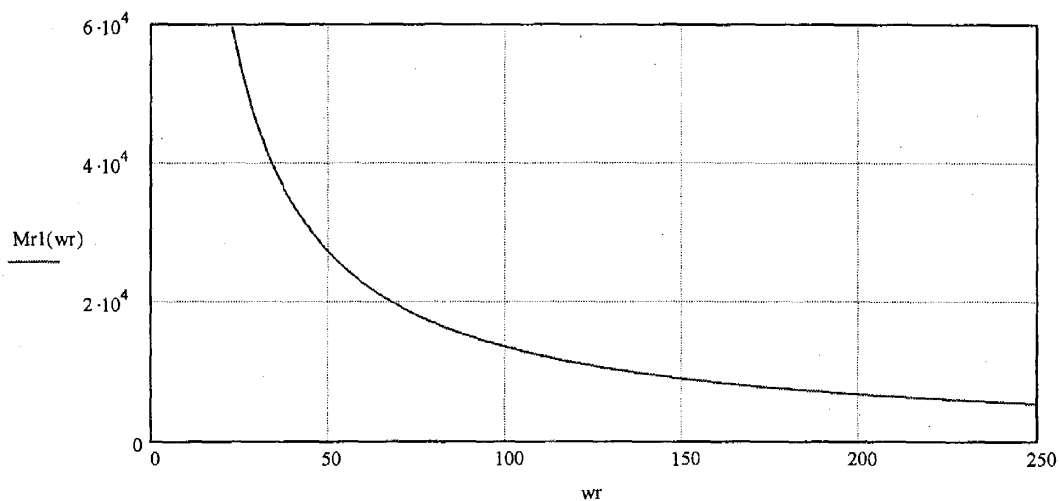
$$M_{r1}(80) = 17127.5 \quad M_r(\omega_r) = \begin{pmatrix} 22100 \\ 17200 \\ 9250 \end{pmatrix}$$

$$M_{r1}(148) = 9258.10811$$

## Додаток Д

**Модель зміни крутного моменту на столі ротора БУ  
УРАЛМАШ-3Д-76 в залежності від зміни швидкості обертання  
стола ротора (при швидкості обертання колінчастих валів  
дизельних агрегатів В2-450АВ-С3 або В2-450АВ-С2 1200об/хв)  
в середовищі MathCad**

$$wr := 23..250 \quad Mr1(wr) := \frac{1370200}{wr}$$



$$Mr1(44) = 31140.91$$

$$Mr1(44) = 31140.90909$$

$$Mr1(99) = 13840.4$$

$$Mr1(99) = 13840.40404$$

$$Mr1(169) = 8107.69$$

$$Mr1(169) = 8107.69231$$

$$Mr1(250) = 5480.8$$

$$Mr1(250) = 5480.8$$

$$Mr1(23) = 59573.91$$

$$Mr1(23) = 59573.91304$$

**Додаток Е**

**Пошук значень крутних моментів на столі ротора БУ УРАЛМАШ-3Д-76  
з груповим приводом від дизельних агрегатів В2-450АВ-С3 (В2-450АВ-  
С2) по відомих швидкостях обертання стола ротора при швидкості  
обертання колінчастих валів дизельних агрегатів ДСП  
1200 об/хв в програмному середовищі GW-BASIC**

*Лістинг програми на мові програмування GW-BASIC*

```
10 WD=1200 : MD=2136.87
20 WR1=44 : KW1=WD/WR1
30 WR2=99 : KW2=WD/WR2
40 WR3=169 : KW3=WD/WR3
50 WR4=250 : KW4=WD/WR4
60 WRA=23 : KWA=WD/WRA
70 DMM12=200
80 DMM13=200
90 DMM14=200
100 DMM1A=200
110 KWW12=KW1/KW2
120 KWW23=KW2/KW3
130 KWW13=KW1/KW3
140 KWW14=KW1/KW4
150 KWW1A=KW1/KWA
160 KWW24=KW2/KW4
170 KWW2A=KW2/KWA
180 KWW34=KW3/KW4
190 KWW3A=KW3/KWA
200 KWW4A=KW4/KWA
205 OPEN "O", #1, "rezult"
210 FOR M1=31130 TO 31150
220 FOR M2=13830 TO 13850
```

```
230 FOR M3=8090 TO 8120
240 FOR M4=5470 TO 5490
250 FOR MA=59500! TO 59650!
260 DM12=M1-M2*KWW12
262 DM13=M1-M3*KWW13
264 DM14=M1-M4*KWW14
270 DM1A=M1-MA*KWW1A
280 D=ABS(DM12)+ABS(DM13)+ABS(DM14)+ABS(DM1A)
290 DD=ABS(DMM12)+ABS(DMM13)+ABS(DMM14)+ABS(DMM1A)
300 IF DD>D THEN GOTO 310 ELSE 450
310 KM1=M1/MD
320 KM2=M2/MD
330 KM3=M3/MD
340 KM4=M4/MD
350 KMA=MA/MD
360 K1=KW1/KM1
370 K2=KW2/KM2
380 K3=KW3/KM3
390 K4=KW4/KM4
400 KA=KWA/KMA
410 IF K2-.001<K1 AND K1<K2+.001 AND K3-.001<K1 AND K1<K3+.001 AND K4-
.001<K1 AND K1<K4+.001 AND KA-.001<K1 AND K1<KA+.001 THEN GOTO 420 ELSE
450
420 MM1=M1 : MM2=M2 : MM3=M3 : MM4=M4 : MMA=MA : DMM12=DM12 :
DMM13=DM13 : DMM14=DM14 : DMM1A=DM1A : DDD=D
430 PRINT M1, M2, M3, M4, MA, D, K1, K2, K3, K4, KA
440 WRITE #1, M1, M2, M3, M4, MA, D, K1, K2, K3, K4, KA
450 N=N+1
455 NEXT MA
457 NEXT M4
460 NEXT M3
470 NEXT M2
480 NEXT M1
490 CLOSE #1
```

```
500 PRINT "M1=";MM1, "M2=";MM2, "M3=";MM3, "M4=";MM4, "MA=";MMA,  
"D=";DDD, K1, K2, K3  
510 END
```

*Результати досліджень*

31130,13830,8101,5476,59522,59.88477,1.872094,1.872846,1.872984,1.873078,1.87307  
31130,13830,8101,5476,59523,59.36328,1.872094,1.872846,1.872984,1.873078,1.873039  
31130,13830,8101,5476,59524,58.83985,1.872094,1.872846,1.872984,1.873078,1.873007  
31130,13830,8101,5476,59525,58.31641,1.872094,1.872846,1.872984,1.873078,1.872976  
31130,13830,8101,5476,59526,57.79492,1.872094,1.872846,1.872984,1.873078,1.872944  
31130,13830,8101,5476,59527,57.27149,1.872094,1.872846,1.872984,1.873078,1.872913  
31130,13830,8101,5476,59528,56.75,1.872094,1.872846,1.872984,1.873078,1.872881  
31130,13830,8101,5476,59529,56.22657,1.872094,1.872846,1.872984,1.873078,1.87285  
31130,13830,8101,5476,59530,55.70313,1.872094,1.872846,1.872984,1.873078,1.872818  
31130,13830,8101,5476,59531,55.17969,1.872094,1.872846,1.872984,1.873078,1.872787  
31130,13830,8101,5476,59532,54.65821,1.872094,1.872846,1.872984,1.873078,1.872755  
31130,13830,8101,5476,59533,54.13477,1.872094,1.872846,1.872984,1.873078,1.872724  
31130,13830,8101,5476,59534,53.61328,1.872094,1.872846,1.872984,1.873078,1.872693  
31130,13830,8101,5476,59535,53.08985,1.872094,1.872846,1.872984,1.873078,1.872661  
31130,13830,8101,5476,59536,52.56641,1.872094,1.872846,1.872984,1.873078,1.87263  
31130,13830,8101,5476,59537,52.04492,1.872094,1.872846,1.872984,1.873078,1.872598  
31130,13830,8101,5476,59538,51.52149,1.872094,1.872846,1.872984,1.873078,1.872567  
31130,13830,8101,5476,59539,51,1.872094,1.872846,1.872984,1.873078,1.872535  
31130,13830,8101,5476,59540,50.47657,1.872094,1.872846,1.872984,1.873078,1.872504  
31130,13830,8101,5476,59541,49.95313,1.872094,1.872846,1.872984,1.873078,1.872472  
31130,13830,8101,5476,59542,49.42969,1.872094,1.872846,1.872984,1.873078,1.872441  
31130,13830,8101,5476,59543,48.90821,1.872094,1.872846,1.872984,1.873078,1.872409  
31130,13830,8101,5476,59544,48.38477,1.872094,1.872846,1.872984,1.873078,1.872378  
31130,13830,8101,5476,59545,47.86328,1.872094,1.872846,1.872984,1.873078,1.872347  
31130,13830,8101,5476,59546,47.33985,1.872094,1.872846,1.872984,1.873078,1.872315  
31130,13830,8101,5476,59547,46.81641,1.872094,1.872846,1.872984,1.873078,1.872284  
31130,13830,8101,5476,59548,46.29492,1.872094,1.872846,1.872984,1.873078,1.872252  
31130,13830,8101,5476,59549,45.77149,1.872094,1.872846,1.872984,1.873078,1.872221  
31130,13830,8101,5476,59550,45.25,1.872094,1.872846,1.872984,1.873078,1.872189

31130,13830,8101,5476,59551,44.72657,1.872094,1.872846,1.872984,1.873078,1.872158  
31130,13830,8101,5476,59552,44.20313,1.872094,1.872846,1.872984,1.873078,1.872127  
31130,13830,8101,5476,59553,43.67969,1.872094,1.872846,1.872984,1.873078,1.872095  
31130,13830,8101,5477,59543,43.22657,1.872094,1.872846,1.872984,1.872737,1.872409  
31130,13830,8101,5477,59544,42.70313,1.872094,1.872846,1.872984,1.872737,1.872378  
31130,13830,8101,5477,59545,42.18164,1.872094,1.872846,1.872984,1.872737,1.872347  
31130,13830,8101,5477,59546,41.6582,1.872094,1.872846,1.872984,1.872737,1.872315  
31130,13830,8101,5477,59547,41.13477,1.872094,1.872846,1.872984,1.872737,1.872284  
31130,13830,8101,5477,59548,40.61328,1.872094,1.872846,1.872984,1.872737,1.872252  
31130,13830,8101,5477,59549,40.08985,1.872094,1.872846,1.872984,1.872737,1.872221  
31130,13830,8101,5477,59550,39.56836,1.872094,1.872846,1.872984,1.872737,1.872189  
31130,13830,8101,5477,59551,39.04492,1.872094,1.872846,1.872984,1.872737,1.872158  
31130,13830,8101,5477,59552,38.52149,1.872094,1.872846,1.872984,1.872737,1.872127  
31130,13830,8101,5477,59553,37.99805,1.872094,1.872846,1.872984,1.872737,1.872095  
31130,13830,8101,5478,59543,37.54297,1.872094,1.872846,1.872984,1.872395,1.872409  
31130,13830,8101,5478,59544,37.01953,1.872094,1.872846,1.872984,1.872395,1.872378  
31130,13830,8101,5478,59545,36.49805,1.872094,1.872846,1.872984,1.872395,1.872347  
31130,13830,8101,5478,59546,35.97461,1.872094,1.872846,1.872984,1.872395,1.872315  
31130,13830,8101,5478,59547,35.45117,1.872094,1.872846,1.872984,1.872395,1.872284  
31130,13830,8101,5478,59548,34.92969,1.872094,1.872846,1.872984,1.872395,1.872252  
31130,13830,8101,5478,59549,34.40625,1.872094,1.872846,1.872984,1.872395,1.872221  
31130,13830,8101,5478,59550,33.88477,1.872094,1.872846,1.872984,1.872395,1.872189  
31130,13830,8101,5478,59551,33.36133,1.872094,1.872846,1.872984,1.872395,1.872158  
31130,13830,8101,5478,59552,32.83789,1.872094,1.872846,1.872984,1.872395,1.872127  
31130,13830,8101,5478,59553,32.31445,1.872094,1.872846,1.872984,1.872395,1.872095  
31130,13830,8101,5479,59545,32.17774,1.872094,1.872846,1.872984,1.872053,1.872347  
31130,13830,8101,5479,59546,31.6543,1.872094,1.872846,1.872984,1.872053,1.872315  
31130,13830,8101,5479,59547,31.13086,1.872094,1.872846,1.872984,1.872053,1.872284  
31130,13830,8101,5479,59548,30.60938,1.872094,1.872846,1.872984,1.872053,1.872252  
31130,13830,8101,5479,59549,30.08594,1.872094,1.872846,1.872984,1.872053,1.872221  
31130,13830,8101,5479,59550,29.56445,1.872094,1.872846,1.872984,1.872053,1.872189  
31130,13830,8101,5479,59551,29.04102,1.872094,1.872846,1.872984,1.872053,1.872158  
31130,13830,8101,5479,59552,28.51758,1.872094,1.872846,1.872984,1.872053,1.872127  
31130,13830,8101,5479,59553,27.99414,1.872094,1.872846,1.872984,1.872053,1.872095

31130,13830,8102,5479,59546,27.8125,1.872094,1.872846,1.872753,1.872053,1.872315  
31130,13830,8102,5479,59547,27.28906,1.872094,1.872846,1.872753,1.872053,1.872284  
31130,13830,8102,5479,59548,26.76758,1.872094,1.872846,1.872753,1.872053,1.872252  
31130,13830,8102,5479,59549,26.24414,1.872094,1.872846,1.872753,1.872053,1.872221  
31130,13830,8102,5479,59550,25.72266,1.872094,1.872846,1.872753,1.872053,1.872189  
31130,13830,8102,5479,59551,25.19922,1.872094,1.872846,1.872753,1.872053,1.872158  
31130,13830,8102,5479,59552,24.67578,1.872094,1.872846,1.872753,1.872053,1.872127  
31130,13830,8102,5479,59553,24.15235,1.872094,1.872846,1.872753,1.872053,1.872095  
31130,13830,8103,5479,59546,23.97266,1.872094,1.872846,1.872522,1.872053,1.872315  
31130,13830,8103,5479,59547,23.44922,1.872094,1.872846,1.872522,1.872053,1.872284  
31130,13830,8103,5479,59548,22.92774,1.872094,1.872846,1.872522,1.872053,1.872252  
31130,13830,8103,5479,59549,22.4043,1.872094,1.872846,1.872522,1.872053,1.872221  
31130,13830,8103,5479,59550,21.88281,1.872094,1.872846,1.872522,1.872053,1.872189  
31130,13830,8103,5479,59551,21.35938,1.872094,1.872846,1.872522,1.872053,1.872158  
31130,13830,8103,5479,59552,20.83594,1.872094,1.872846,1.872522,1.872053,1.872127  
31130,13830,8103,5479,59553,20.3125,1.872094,1.872846,1.872522,1.872053,1.872095  
31130,13830,8104,5479,59546,20.13086,1.872094,1.872846,1.872291,1.872053,1.872315  
31130,13830,8104,5479,59547,19.60742,1.872094,1.872846,1.872291,1.872053,1.872284  
31130,13830,8104,5479,59548,19.08594,1.872094,1.872846,1.872291,1.872053,1.872252  
31130,13830,8104,5479,59549,18.5625,1.872094,1.872846,1.872291,1.872053,1.872221  
31130,13830,8104,5479,59550,18.04102,1.872094,1.872846,1.872291,1.872053,1.872189  
31130,13830,8104,5479,59551,17.51758,1.872094,1.872846,1.872291,1.872053,1.872158  
31130,13830,8104,5479,59552,16.99414,1.872094,1.872846,1.872291,1.872053,1.872127  
31130,13830,8104,5479,59553,16.4707,1.872094,1.872846,1.872291,1.872053,1.872095  
31130,13830,8105,5479,59548,16.38477,1.872094,1.872846,1.87206,1.872053,1.872252  
31130,13830,8105,5479,59549,15.86133,1.872094,1.872846,1.87206,1.872053,1.872221  
31130,13830,8105,5479,59550,15.33984,1.872094,1.872846,1.87206,1.872053,1.872189  
31130,13830,8105,5479,59551,14.81641,1.872094,1.872846,1.87206,1.872053,1.872158  
31130,13830,8105,5479,59552,14.29297,1.872094,1.872846,1.87206,1.872053,1.872127  
31130,13830,8105,5479,59553,13.76953,1.872094,1.872846,1.87206,1.872053,1.872095  
31130,13831,8105,5479,59549,13.61133,1.872094,1.87271,1.87206,1.872053,1.872221  
31130,13831,8105,5479,59550,13.08984,1.872094,1.87271,1.87206,1.872053,1.872189  
31130,13831,8105,5479,59551,12.56641,1.872094,1.87271,1.87206,1.872053,1.872158  
31130,13831,8105,5479,59552,12.04297,1.872094,1.87271,1.87206,1.872053,1.872127

31130,13831,8105,5479,59553,11.51953,1.872094,1.87271,1.87206,1.872053,1.872095  
 31130,13832,8105,5479,59549,11.36133,1.872094,1.872575,1.87206,1.872053,1.872221  
 31130,13832,8105,5479,59550,10.83984,1.872094,1.872575,1.87206,1.872053,1.872189  
 31130,13832,8105,5479,59551,10.31641,1.872094,1.872575,1.87206,1.872053,1.872158  
 31130,13832,8105,5479,59552,9.792969,1.872094,1.872575,1.87206,1.872053,1.872127  
 31130,13832,8105,5479,59553,9.269531,1.872094,1.872575,1.87206,1.872053,1.872095  
 31130,13833,8105,5479,59549,9.111328,1.872094,1.87244,1.87206,1.872053,1.872221  
 31130,13833,8105,5479,59550,8.589844,1.872094,1.87244,1.87206,1.872053,1.872189  
 31130,13833,8105,5479,59551,8.066406,1.872094,1.87244,1.87206,1.872053,1.872158  
 31130,13833,8105,5479,59552,7.542969,1.872094,1.87244,1.87206,1.872053,1.872127  
 31130,13833,8105,5479,59553,7.019532,1.872094,1.87244,1.87206,1.872053,1.872095  
 31130,13834,8105,5479,59549,6.861328,1.872094,1.872304,1.87206,1.872053,1.872221  
 31130,13834,8105,5479,59550,6.339844,1.872094,1.872304,1.87206,1.872053,1.872189  
 31130,13834,8105,5479,59551,5.816407,1.872094,1.872304,1.87206,1.872053,1.872158  
 31130,13834,8105,5479,59552,5.292969,1.872094,1.872304,1.87206,1.872053,1.872127  
 31130,13834,8105,5479,59553,4.769532,1.872094,1.872304,1.87206,1.872053,1.872095  
 31130,13835,8105,5479,59549,4.611328,1.872094,1.872169,1.87206,1.872053,1.872221  
 31130,13835,8105,5479,59550,4.089844,1.872094,1.872169,1.87206,1.872053,1.872189  
 31130,13835,8105,5479,59551,3.566406,1.872094,1.872169,1.87206,1.872053,1.872158  
 31130,13835,8105,5479,59552,3.042969,1.872094,1.872169,1.87206,1.872053,1.872127  
 31130,13835,8105,5479,59553,2.519531,1.872094,1.872169,1.87206,1.872053,1.872095  
 31130,13836,8105,5479,59553,2.269531,1.872094,1.872034,1.87206,1.872053,1.872095  
 31131,13836,8105,5479,59553,1.769531,1.872034,1.872034,1.87206,1.872053,1.872095  
 31131,13836,8105,5479,59554,1.248047,1.872034,1.872034,1.87206,1.872053,1.872064  
 31131,13836,8105,5479,59555,.7753906,1.872034,1.872034,1.87206,1.872053,1.872032  
**31142,13841,8108,5481,59576,.3886719,1.871372,1.871357,1.871367,1.87137,1.871372**

210 FOR M1=31140.90909 TO 31140.90909

220 FOR M2=13840.40404 TO 13840.40404

230 FOR M3=8107.69231 TO 8107.69231

240 FOR M4=5480.8 TO 5480.8

250 FOR MA=59573.91304 TO 59573.91304

**31140.91, 13840.4, 8107.693, 5480.8, 59573.92, 9.765625E-03, 1.871438, 1.871438, 1.871438, 1.871438, 1.871438**



## Додаток Ж

**Програмне забезпечення на мові програмування PASCAL для визначення встановленої швидкості на коробці швидкостей для різних типів бурових установок (УРАЛМАШ-3000БД, УРАЛМАШ-3Д-76)**

Бурова установка УРАЛМАШ-3000БД з приводом від дизельних агрегатів В2-450АВ-С3 (В2-450АВ-С2) або В2-450АВТ-С3 (В2-450АВТ-С2)

```

PROGRAM DRIV_1_T (INPUT, OUTPUT);
VAR KMM:INTEGER;
    WD,WR,KW1,KW2,KW3,WR1,WR2,WR3,D1,D2,D3,D:REAL;
BEGIN
    WD:=1200;
    WR:=62;
    KW1:=1200/62;
    KW2:=1200/80;
    KW3:=1200/148;
    WR1:=WD/KW1;
    WR2:=WD/KW2;
    WR3:=WD/KW3;
    D1:=WR1-WR;
    D2:=WR2-WR;
    D3:=WR3-WR;
    IF ABS(D1)>ABS(D2)
        THEN
            BEGIN
                D:=D2;
                KMM:=2;
            END
        ELSE
            BEGIN
                D:=D1;
                KMM:=1;
            END;
    IF ABS(D)>ABS(D3)
        THEN
            BEGIN
                D:=D3;
                KMM:=3;
            END;
    WRITE(' ',KMM);
END.

```

Бурова установка УРАЛМАШ-3Д-76 з приводом від дизельних агрегатів  
B2-450AB-C3 (B2-450AB-C2) або B2-450ABT-C3 (B2-450ABT-C2)

```
PROGRAM DRIV_1_T (INPUT, OUTPUT);
VAR KMM:INTEGER;
```

```
WD,WR,KW1,KW2,KW3,KW4,KW5,WR1,WR2,WR3,WR4,WR5,D1,D2,D3,D4,D5,D:
REAL;
```

```
BEGIN
```

```
  WD:=1200;
```

```
  WR:=23;
```

```
  KW1:=1200/44;
```

```
  KW2:=1200/99;
```

```
  KW3:=1200/169;
```

```
  KW4:=1200/250;
```

```
  KW5:=1200/23;
```

```
  WR1:=WD/KW1;
```

```
  WR2:=WD/KW2;
```

```
  WR3:=WD/KW3;
```

```
  WR4:=WD/KW4;
```

```
  WR5:=WD/KW5;
```

```
  D1:=WR1-WR;
```

```
  D2:=WR2-WR;
```

```
  D3:=WR3-WR;
```

```
  D4:=WR4-WR;
```

```
  D5:=WR5-WR;
```

```
  IF ABS(D1)>ABS(D2)
```

```
    THEN
```

```
      BEGIN
```

```
        D:=D2;
```

```
        KMM:=2;
```

```
      END
```

```
    ELSE
```

```
      BEGIN
```

```
        D:=D1;
```

```
        KMM:=1;
```

```
      END;
```

```
  IF ABS(D)>ABS(D3)
```

```
    THEN
```

```
      BEGIN
```

```
        D:=D3;
```

```
        KMM:=3;
```

```
      END;
```

```
IF ABS(D)>ABS(D4)
  THEN
    BEGIN
      D:=D4;
      KMM:=4;
    END;
IF ABS(D)>ABS(D5)
  THEN
    BEGIN
      D:=D5;
      KMM:=5;
    END;

WRITE(' ',KMM);

END.
```

## Додаток 3

**Програмне забезпечення на мові програмування PASCAL для  
автоматизованого визначення енергетичних показників дизельного  
приводу ротора бурової установки УРАЛМАШ-3Д-76**

```

uses crt,dos;
label OOO;
var b:byte;
    i,KMM:integer;
    WD,MD,WDS,MDS,KM,MR,WR:real;
Int1CSave : Pointer;
r:integer;
t,mili_sec,c:longint;
f:text;
h, m, s, hund,rik,mis,den,dent : Word;
hs,ms,cs:string;
procedure init_s; {ініціалізація плати}
begin
port[$378]:=$04; {подача 1 на D2}
end;
{$F+}
procedure TimerHandler; interrupt;
begin
    inc(r);
end;
{$F-}
function read_byte:byte; {читання байту даних}
var h,l,r:byte;

```

```

begin
port[$378]:=port[$378] or $02; {подача 1 на D1: 0000 0010}
l:=port[$379];l:=l and $78; {формування діапазону в якому є дані: 0111 1000}
port[$378]:=port[$378] and $FD; {подача 0 на D1 / переключення з молодшої
на старшу частину байта: 1111 1101}
h:=port[$379];h:=h and $78;
r:=0;r:=(h shl 1)+(l shr 3); {зклеювання двох половинок байта}
read_byte:=r;
end;

```

```

procedure run_int;      {включення ключа: на D0 подається 1}
begin
port[$378]:=port[$378] or $01;
end;

```

```

procedure stop_int;    {виключення ключа: на D0 подається 0}
begin
port[$378]:=port[$378] and $FE;
end;

```

```

procedure reset;      {обнулення лічильника: на D2 подається 0 дуже
коротко}

```

```

begin
port[$378]:=port[$378] and $FB;
delay(50);
port[$378]:=port[$378] or $04; {підйом D2 на 1}
end;

```

```

{-----}

```

```

{main program}

```

```

begin
clrscr;
  r:=0;
  GetIntVec($1C,Int1CSave);
  SetIntVec($1C,Addr(TimerHandler));
  while (r<10) do inc(t); {delay (550) is equivalent}
  SetIntVec($01C,Int1CSave);
  mili_sec:=round(t/550);

Assign(f,'result.txt');
Rewrite(f);
init_s;          {ініціалізація плати}
while not keypressed do {поки не натиснеться клавіша буде вічний цикл}
begin

run_int;          {START! включення ключа DD1.1}

{delay(1000)}     {очікування 1 секунду}
for c:=0 to mili_sec*1000 do begin end; {for fast processors}

clrscr;
stop_int;        {STOP: виключення ключа DD1.1}

b:=read_byte; WD:=b*12*46/30;

IF WD=0 THEN GOTO OOO;

```

KMM:=5;

IF KMM=1

THEN

BEGIN

KM:=31140.90909/2136.87;

WR:=(44/1200)\*WD;

END;

IF KMM=2

THEN

BEGIN

KM:=13840.40404/2136.87;

WR:=(99/1200)\*WD;

END;

IF KMM=3

THEN

BEGIN

KM:=8107.69231/2136.87;

WR:=(169/1200)\*WD;

END;

IF KMM=4

THEN

BEGIN

KM:=5480.8/2136.87;

WR:=(250/1200)\*WD;

END;

IF KMM=5

THEN

BEGIN

KM:=59573.91304/2136.87;

WR:=(23/1200)\*WD;

END;

IF WD>1500

THEN MR:=9550/(((1600/60)/29420)\*3.16580118363E-  
5\*KM\*((WD/60+(((1600/60)/29420)-43.06663405E-5)\*308173.98-  
1600/60)/(WD/60));

IF (WD<=1500) AND (WD>1400)

THEN MR:=9550/(((150/6)/100027.84)\*1.53970223681E-  
5\*KM\*((WD/60+(((150/6)/100027.84)+1.832551917E-5)\*306335.23-  
150/6)/(WD/60));

IF (WD<=1400) AND (WD>1350)

THEN MR:=9550/(((70/3)/188287.68)\*1.088025409486E-  
5\*KM\*((WD/60+(((70/3)/188287.68)+6.4327857765E-5)\*300083.49-  
70/3)/(WD/60));

IF (WD<=1350) AND (WD>1300)

THEN MR:=9550/(((135/6)/235359.36)\*1.310540213035E-  
5\*KM\*((WD/60+(((135/6)/235359.36)+2.5564417112E-5)\*294199.5-  
135/6)/(WD/60));

IF (WD<=1300) AND (WD>1250)

THEN MR:=9550/(((130/6)/264779.84)\*1.319357497199E-  
5\*KM\*((WD/60+(((130/6)/264779.84)+2.136052799E-5)\*286844.52-  
130/6)/(WD/60));

IF (WD<=1250) AND (WD>1225)



THEN MR:=9550/((125/6)/305967.36)\*1.207375647131E-  
 5\*KM\*((WD/60+(((125/6)/305967.36)+2.58047755E-5)\*278570.15-  
 125/6)/(WD/60));

IF (WD<=1225) AND (WD>1200)

THEN MR:=9550/((1225/60)/317735.04)\*1.373166452517E-  
 5\*KM\*((WD/60+(((1225/60)/317735.04)+1.375142803E-5)\*273789.41-  
 1225/60)/(WD/60));

IF (WD<=1200) AND (WD>1175)

THEN MR:=9550/((120/6)/400111.36)\*1.094360251552E-  
 5\*KM\*((WD/60+(((120/6)/400111.36)+2.6050780261E-5)\*268824.80-  
 120/6)/(WD/60));

IF (WD<=1175) AND (WD>1150)

THEN MR:=9550/((1175/60)/411879.68)\*1.131695292483E-  
 5\*KM\*((WD/60+(((1175/60)/411879.68)+2.259880549E-5)\*262573.06-  
 1175/60)/(WD/60));

IF (WD<=1150) AND (WD>1100)

THEN MR:=9550/((115/6)/447183.04)\*1.0743723631865E-  
 5\*KM\*((WD/60+(((115/6)/447183.04)+2.387448589E-5)\*256137.44-  
 115/6)/(WD/60));

IF (WD<=1100) AND (WD>1050)

THEN MR:=9550/((110/6)/464835.2)\*1.131987817615E-  
 5\*KM\*((WD/60+(((110/6)/464835.2)+1.9201614986E-5)\*242162.97-  
 110/6)/(WD/60));

IF (WD<=1050) AND (WD>1000)

THEN MR:=9550/((105/6)/447183.36)\*1.115138103985E-  
 5\*KM\*((WD/60+(((105/6)/447183.36)+2.001339746E-5)\*227636.87-  
 105/6)/(WD/60));

IF WD<=1000

```

THEN MR:=9550/((100/6)/432473.28)*1.159901779499E-
5*KM*((WD/60+(((100/6)/432473.28)+1.7430750497E-5)*213662.39-
100/6)/(WD/60));

```

```

MD:=MR/KM;

```

```

WDS:=WD*30/46;

```

```

MDS:=MD*3;

```

```

OOO:GetTime(h,m,s,hund);

```

```

  GetDate(rik,mis,den,dent);

```

```

  Str(h:0,hs);

```

```

  Str(m:0,ms);

```

```

  Str(s:0,cs);

```

```

  if length(hs)=1 then hs:='0'+hs;

```

```

  if length(ms)=1 then ms:='0'+ms;

```

```

  if length(cs)=1 then cs:='0'+cs;

```

```

gotoxy(1,7); write(rik,';',mis,';',den,' ',hs,';',ms,';',cs,' ',b:5,' ',WD:4:2,' ',MD:4:2,
', ',WDS:4:2,' ',MDS:5:2,' ',KMM,' ',WR:3:2,' ',MR:5:2);

```

```

writeln(f,rik,';',mis,';',den,' ',hs,';',ms,';',cs,' ',b:5,' ',WD:4:2,' ',MD:4:2,
', ',WDS:4:2,' ',MDS:5:2,' ',KMM,' ',WR:3:2,' ',MR:5:2);

```

```

reset; {обнулення лічильника DD2 s DD3}

```

```

gotoxy(10,10);write('count ',i); {лічильник секунд}

```

```

inc(i);{збільшення лічильника секунд}

```

```

end;

```

```

Close(f);

```

```

end.

```

## Додаток И

**Програмне забезпечення для метрологічного випробування розробленої АСК енергетичних показників приводу ротора БУ з ДСП на мові програмування PASCAL із вкладенням в неї програми написаної на мові програмування ASSEMBLER**

```
program METROLOG;  
  
var  
    i : integer;  
  
begin  
  
    for i:=1 to 77 do begin  
        begin  
            asm  
                mov dx, 378h  
                mov al, 1  
                out dx, al  
                mov ax, 0  
                out dx, al  
            end;  
        end;  
    end;  
  
end.
```

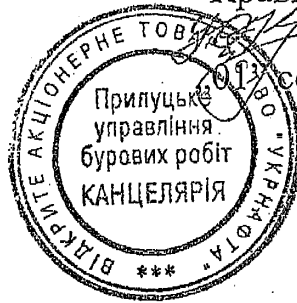
## Додаток К

Таблиця К.1

## Результати повірки АСК

№ п/п	Кількість відправлених імпульсів із ЗПФІ	Кількість прийнятих і порохованих імпульсів	№ п/п	Кількість відправлених імпульсів із ЗПФІ	Кількість прийнятих і порохованих імпульсів
1	0	0	23	0	0
2	25	25	24	25	25
3	50	50	25	50	50
4	75	75	26	75	75
5	100	100	27	100	100
6	125	125	28	125	125
7	150	150	29	150	150
8	175	175	30	175	175
9	200	200	31	200	200
10	225	225	32	225	225
11	250	250	33	250	250
12	250	250	34	250	250
13	225	225	35	225	225
14	200	200	36	200	200
15	175	175	37	175	175
16	150	150	38	150	150
17	125	125	39	125	125
18	100	100	40	100	100
19	75	75	41	75	75
20	50	50	42	50	50
21	25	25	43	25	25
22	0	0	44	0	0

Затверджено  
Головний інженер  
Прилуцького УБР  
Кравченко Ю. П.



01 серпня 2002 р.

## ПРОГРАМА

проведення експериментальних досліджень системи контролю енергетичних показників приводу ротора бурових установок з дизельним силовим приводом в умовах Талалаївського родовища Прилуцького УБР.

## Додаток М

### РЕЗУЛЬТАТИ

**апробації методу контролю енергетичних показників**

**дизельного приводу ротора бурових установок**

Продовження додатку М

Затверджую

Начальник Прилуцького УБР

Мрозек Є.Р.



17 вересня 2002 р.

## АКТ

Ми, Що нижче підписалися, головний механік Дубровський В.А. від Прилуцького УБР і від Івано-Франківського національного технічного університету нафти і газу зав. кафедри автоматизації технологічних процесів і моніторингу в екології д.т.н. проф. Семенцов Г. Н., аспірант кафедри АТП і МЕ Бабчук С. М. з другого боку, склали цей акт в тому, що розроблена на кафедрі автоматизації технологічних процесів і моніторингу в екології „Методика контролю енергетичних показників приводу ротора бурових установок з дизельним силовим приладом”, передана для промислової апробації на бурових установках Талалаївського родовища Прилуцького УБР.

Підпис:

Дубровський В.А.

Семенцов Г. Н

Бабчук С. М.

Затверджую

Начальник Прилуцького УБР

Мрозек Є.Р

12 березня 2003 р.



## АКТ

Ми, що нижче підписалися, головний механік Дубровський В.А. від Прилуцького УБР і від Івано-Франківського національного технічного університету нафти і газу зав. кафедри автоматизації технологічних процесів і моніторингу в екології д.т.н. проф. Семенцов Г. Н., аспірант кафедри АТП і МЕ Бабчук С. М. з другого боку, склали цей акт в тому, що розроблена на кафедрі автоматизації технологічних процесів і моніторингу в екології „Методика контролю енергетичних показників приводу ротора бурових установок з дизельним силовим приладом”, пройшла промислову апробацію на бурових установках Талалаївського родовища в період з листопада 2002 р. по лютий 2003 р. та прийнята для впровадження на бурових установках Прилуцького УБР.

Очікуваний економічний ефект від впровадження складає 127 тис.грн. за рік.

Підпис:

Дубровський В.А.

Семенцов Г. Н.

Бабчук С. М



Затверджую

Проректор з наукової роботи

Івано-Франківського національного  
технічного університету нафти і газу

докт.техн.наук., професор



О.М.Карпаш

2004р.

## Довідка

Про використання результатів дисертаційної роботи Бабчука С.М. "Метод контролю енергетичних показників дизельного приводу ротора бурових установок".

Довідка видана про те, що основними результатами дисертаційної роботи Бабчука С.М. "Метод контролю енергетичних показників дизельного приводу ротора бурових установок" є:

- математичні моделі механічних характеристик дизельних агрегатів типу В2-450, що побудовані на базі методів нечіткої логіки, котрі створили основу для їх аналізу та моделювання на ЕОМ. Доведено ефективність даних моделей (похибки моделей не перевищують 0,30%) і можливість їх використання для контролю енергетичних показників приводу ротора бурових установок з дизельним силовим приводом, що сприяє підвищенню ефективності процесу буріння свердловин на нафту і газ та зменшенню аварій;
- математичні моделі енергетичних показників приводу ротора бурових установок з дизельним силовим приводом. На відміну від існуючих, що базуються на детермінованому математичному апараті, в розроблених моделях використовуються нечіткі правила-продукції, що дозволяють в умовах невизначеності процесу буріння свердловин на нафту і газ

здійснювати контроль енергетичних показників приводу ротора бурових установок з дизельним силовим приводом в реальному часі з необхідною точністю (сумарна похибка 3,02%);

- структурна модель системи контролю енергетичних показників приводу ротора бурових установок з дизельним силовим приводом. На відміну від існуючих моделей, що базуються на безпосередньому контролі кожного енергетичного показника окремим контуром контролю, дана структурна модель дозволяє, вимірюючи швидкість обертання вала на виході з дизельного силового приводу і швидкість обертання стола ротора непрямым методом, встановлювати спектр енергетичних показників, що забезпечує необхідну точність їх контролю і разом з цим зменшує витрати коштів і часу на придбання, монтаж, обслуговування і ремонт технічних засобів, а також сприяє підвищенню ефективності бурових робіт;
- метод неперервного контролю енергетичних показників дизельного приводу ротора бурових установок (крутного моменту на столі ротора, швидкості обертання стола ротора, сумарного крутного моменту і узагальненої швидкості обертання колінчастих валів дизельних агрегатів групового силового приводу ротора бурової установки, коефіцієнта передачі енергії від дизельного приводу бурової установки до роторного стола), який в умовах невизначеності процесу буріння свердловин на нафту і газ, дозволяє забезпечити попередження скручування і обриву колони бурильних труб, судити про технічний стан породоруйнуючого інструмента, уникнути багатьох ускладнень у процесі буріння (під час проводки глибоких, похилих чи викривлених свердловин, коли інструмент "зависає", а індикатор ваги не "відчуває" навантаження на вибій, для непрямого контролю навантаження на долото застосовують контроль крутного моменту на столі ротора, який дозволяє вчасно знайти початок утворення сальника, значно полегшує проведення ловильних робіт, а при аварійному перебудуванні свердловини рятує від небезпеки

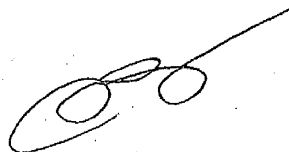
зарізання в свердловину, закріплену обсадною колоною) і тим самим сприяє підвищенню ефективності проведення бурових робіт роторним способом буровими установками з дизельним силовим приводом.

Ці результати знайшли відображення в наступних держбюджетних темах:

1. "Наукові основи розробки експертної системи і нечітких алгоритмів для оперативного керування процесом буріння" № ДР Д-6/2 Ф, номер державної реєстрації в УкрНДІНТІ 0198U005799;
2. "Наукові основи контролю, управління і екологічного моніторингу об'єктів нафтогазового комплексу України" № Д-4-01Ф, номер державної реєстрації в УкрНДІНТІ 0101U001664.

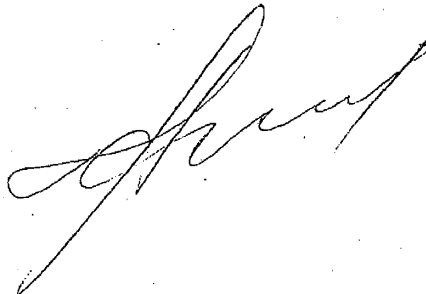
Названі держбюджетні теми виконувались в рамках координаційного плану Міністерства освіти і науки України "Наукові основи розробки нових технологій видобутку нафти і газу, газопромислового обладнання, поглибленої переробки нафти і газу з метою отримання високоякісних моторних палив, мастильних матеріалів, допоміжних продуктів і нафтохімічної сировини" згідно національної програми "Нафта і газ України до 2010 року".

Директор науково-дослідного  
інституту нафтогазових технологій  
доктор технічних наук



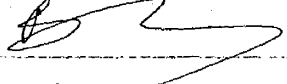
В.М.Івасів

Завідувач кафедри автоматизації  
технологічних процесів  
і моніторингу в екології,  
доктор технічних наук, професор



Г.Н.Семенцов

Проректор з навчально-методичної роботи  
Івано-Франківського національного  
технічного університету нафти і газу  
докт.техн.наук., професор

 В.І.Векерик  
" 27 " 04 2004р.

### Акт

Про використання в навчальному процесі наукових результатів дисертаційної роботи С.М. Бабчука "Метод контролю енергетичних показників дизельного приводу ротора бурових установок", представленої на здобуття наукового ступеня кандидата технічних наук за спеціальністю 15.11.13 – «Прилади і методи контролю та визначення складу речовин».

Ми, що нижче підписалися, склали даний акт в тому, що теоретичні висновки і практичні результати досліджень С.М. Бабчука в галузі створення методів і приладів контролю моменту на валі дизельних приводів бурових установок в процесі заглиблення свердловин впроваджені в навчальний процес кафедри автоматизації технологічних процесів і моніторингу в екології та електропостачання і електрообладнання в наступних дисциплінах: "Спеціальні вимірювальні прилади і системи", "Автоматизований електропривод в нафтогазовій промисловості" для студентів спеціальності 7.092501 – Автоматизоване управління технологічними процесами, демонстраційний взірць пристрою контролю моменту на валі впроваджений у вигляді лабораторного стенду на кафедрі електропостачання і електрообладнання (лабораторна робота №2 «Дослідження механічних характеристик асинхронного двигуна з фазним ротором»), а також в курсовому та дипломному проектуванні студентів спеціальності 7.092501 – Автоматизоване управління технологічними процесами.

Розділи робочої програми і використання наукових результатів  
дисертаційної роботи С.М.Бабчука

Дисципліна – Спеціальні вимірювальні прилади і системи

Шифр спеціальності – 7.092501 – Автоматизоване управління  
технологічними процесами.

№	Тема лекції	Впроваджено в навчальний процес	Обсяг годин	Додаткова література
4	Прилади для контролю частоти обертання бурового інструмента	1. Розроблену структуру системи непрямого контролю частоти обертання бурового інструмента 2. Розроблений алгоритм контролю частоти обертання бурового інструмента	1	[1,2]
6	Автоматичний контроль крутного моменту на долоті	1. Розроблену структуру автоматичної системи непрямого контролю крутного моменту на долоті 2. Розроблений алгоритм контролю крутного моменту на долоті 3. Розроблені математичні моделі залежності крутного моменту на долоті від швидкості обертання вала на виході з дизельного силового приводу	1	[3,4]

Додаткова література

Бабчук С.М. Контроль енергетичних параметрів дизельних двигунів // Праці VII конф. "Вимірювальна та обчислювальна техніка в технологічних процесах". – Хмельницький: ТУП. – 2001. – №8. – С.124-126.

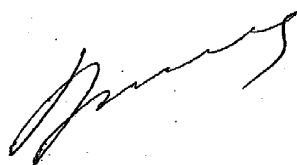
Бабчук С.М. Модель контролю енергетичних параметрів дизельного привода ротора бурових установок // Науковий вісник Івано-Франківського національного університету нафти і газу. – Івано-Франківськ: ФАКЕЛ. – 2002. – №1 – С.60-63.

Семенов Г.Н., Бабчук С.М. Метод визначення крутного моменту на столі ротора бурових установок з дизельним приводом // Науковий вісник Івано-Франківського національного університету нафти і газу. – Івано-Франківськ: ФАКЕЛ. – 2003. – №1(5). – С.60-63.

Бабчук С.М. Інформаційна модель контролю моменту обертання столу ротора бурової установки з дизельним приводом УРАЛМАШ-3000БД //

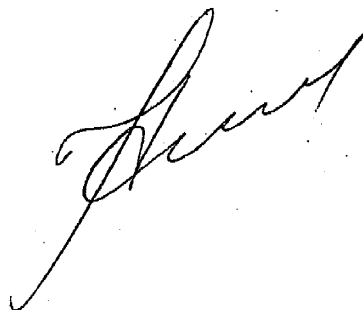
Науковий вісник Івано-Франківського національного університету нафти і газу. – Івано-Франківськ: ФАКЕЛ. – 2002. - №2(3). – С.84-88.

Декан факультету автоматизації  
та комп'ютерних наук, к.т.н., проф.



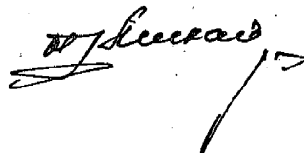
В.М.Юрчишин

Завідувач кафедри автоматизації  
технологічних процесів  
і моніторингу в екології,  
д.т.н., проф.



Г.Н.Семенцов

Завідувач кафедри електропостачання  
і електрообладнання  
к.т.н., доц.



М.І.Михайлів