

Міністерство освіти і науки України  
Вінницький національний технічний університет

**А. М. Коваль, В. В. Кухарчук**

**АВТОМАТИЗОВАНИЙ  
ДВОДВИГУННИЙ ЕЛЕКТРОПРИВОД З  
НЕЛІНІЙНИМИ ПРУЖНИМИ ЗВ'ЯЗКАМИ**

Вінниця

ВНТУ

2024

УДК 621.316.71

К\_

Рекомендовано до друку Вченою радою Вінницького національного технічного університету Міністерства освіти і науки України (протокол № 9 від 31.05.2024 р.)

Рецензенти:

**О. П. Чорний**, доктор технічних наук, професор,

**В. В. Грабко**, доктор технічних наук, професор.

**Коваль, А. М.**

К\_ Автоматизований дводвигунний електропривод з нелінійними пружними зв'язками: монографія / А. М. Коваль, В. В. Кухарчук

**ISBN 978-966-641-...**

У монографії розглянуто нові підходи до керування дводвигунним електроприводом похилого дифузійного апарата з нелінійними пружними зв'язками, які дозволяють підвищити надійність його роботи за рахунок автоматизованого забезпечення його роботи в зоні стійкості, що базується на безперервному контролі основних його електричних та механічних параметрів.

УДК 621.316.71

**ISBN 978-966-641**

© А. Коваль, В. Кухарчук 2024

## ЗМІСТ

ПЕРЕЛІК УМОВНИХ ПОЗНАЧЕНЬ.....	5
ВСТУП.....	6
РОЗДІЛ 1 ВІДОМІ МЕТОДИ ДОСЛІДЖЕННЯ ДИНАМІЧНИХ ВЛАСТИВОСТЕЙ ЕЛЕКТРОПРИВОДІВ З ПРУЖНИМИ ЗВ'ЯЗКАМИ ТА ЇХ СИСТЕМОЮ КЕРУВАННЯ .....	8
1.1 Особливості технологічних процесів цукрового виробництва.....	8
1.2 Відомі системи приводу похилого дифузійного апарата.....	12
1.3 Математичні моделі електроприводів з нелінійними пружними зв'язками.....	15
1.4 Системи керування електроприводом похилого дифузійного апарата як електромеханічним технологічним комплексом.....	25
РОЗДІЛ 2 МАТЕМАТИЧНІ МОДЕЛІ ДВОДВИГУННОГО ЕЛЕКТРОПРИВОДУ ПОСТІЙНОГО СТРУМУ ТА ЙОГО ДИНАМІЧНІ ВЛАСТИВОСТІ .....	30
2.1 Математичні моделі дводвигунного електроприводу з нелінійним пружно-дисипативними зв'язками .....	30
2.2 Методика дослідження динамічних режимів системи електроприводу з нелінійними пружними зв'язками .....	45
2.3 Вплив параметрів системи та режиму на динамічні властивості нелінійної системи дводвигунного електроприводу .....	62
РОЗДІЛ 3 МАТЕМАТИЧНІ МОДЕЛІ ДВОДВИГУННОГО АСИНХРОННОГО ЕЛЕКТРОПРИВОДУ ТА ЙОГО ДИНАМІЧНІ ВЛАСТИВОСТІ .....	69
3.1 Математичні моделі асинхронного дводвигунного електроприводу з частотним регулюванням з нелінійними пружними зв'язками.....	69
3.1.1 Математичні моделі асинхронного двигуна як електромеханічного перетворювача енергії .....	69
3.1.2 Математичні моделі групового асинхронного дводвигунного електроприводу .....	74
3.1.3 Математичні моделі асинхронного дводвигунного електроприводу при живленні двигунів від індивідуальних перетворювачів частоти.....	79
3.2 Порівняльна характеристика приводів різних типів .....	80
РОЗДІЛ 4 МЕТОДИ ТА ЗАСОБИ АВТОМАТИЗОВАНОГО КЕРУВАННЯ ДВОДВИГУННИМИ ЕЛЕКТРОПРИВОДАМИ З ПРУЖНИМИ ЗВ'ЯЗКАМИ.....	86
4.1 Узагальнена структурна схема системи автоматизованого керування дводвигунним електроприводом .....	86

4.2	Методи та засоби вимірювання механічних величин дводвигунного електропривода .....	89
4.3	Методи та засоби вимірювання електричних величин дводвигунного електропривода .....	98
	<b>РОЗДІЛ 5 АПАРАТНА РЕАЛІЗАЦІЯ СИСТЕМИ АВТОМАТИЗОВАНОГО КЕРУВАННЯ ДВОДВИГУННИМ ЕЛЕКТРОПРИВОДОМ НА ПРИКЛАДІ ПОХИЛОГО ДИФУЗІЙНОГО АПАРАТА .....</b>	<b>101</b>
5.1	Функціональні схеми системи автоматизованого керування електроприводом похилого дифузійного апарату.....	101
5.2	Закони регулювання та алгоритми роботи системи автоматизованого керування електроприводом похилого дифузійного апарата.....	106
5.2.1	Закони регулювання основним приводом та допоміжним приводом черпального колеса.....	106
5.2.2	Схеми програмної підтримки мікропроцесорної системи автоматизованого керування.....	113
5.3	Пристрої захисту похилого дифузійного апарата в аномальних режимах роботи.....	118
	<b>РОЗДІЛ 6 ДОСВІД ПРАКТИЧНОЇ ЕКСПЛУАТАЦІЇ ЗАСОБІВ ТА МЕТОДІВ АВТОМАТИЗОВАНОГО КЕРУВАННЯ ПОХИЛИМ ДИФУЗІЙНИМ АПАРАТОМ .....</b>	<b>125</b>
6.1	Експериментальні метрологічні характеристики засобів вимірювання механічних параметрів електроприводу похилого дифузійного апарата...	125
6.2	Показники надійності та ефективності роботи системи автоматизованого електроприводу похилого дифузійного апарата.....	130
	<b>ВИСНОВКИ.....</b>	<b>138</b>
	<b>ЛІТЕРАТУРА.....</b>	<b>139</b>

## ПЕРЕЛІК УМОВНИХ ПОЗНАЧЕНЬ

ПДА – похилий дифузійний апарат  
САК – система автоматизованого керування  
ТП – тиристорний перетворювач  
ПЧ – перетворювач частоти  
АД – асинхронний двигун  
ВК – вимірювальний канал  
СО – сенсор обертання  
РОП – реле обрив поля  
МК – мікроконтролер  
АЦП – аналогово-цифровий перетворювач  
БД – база даних

## ВСТУП

Експлуатація ряду електромеханічних комплексів свідчить, що вплив пружних механічних зв'язків на динаміку електропривода є досить значним. В кінцевому рахунку врахування таких зв'язків є важливим при керуванні таким комплексом, оскільки від цього залежить продуктивність і якість продукції. А в окремих випадках через погіршення динамічних властивостей, пов'язаних з наявністю пружно-дисипативних зв'язків, можуть виникати й аварійні ситуації. Це відіграє ключову роль щодо надійності роботи обладнання та якості виконання покладених технологічних процесів.

Одним із прикладів таких електромеханічних систем є дводвигунні електроприводи, в яких певний механізм приводиться в рух двома двигунами, між якими виникають пружно-дисипативні зв'язки. Окремим викликом в системах керування такими приводами є можливість виникнення коливальних режимів, пов'язаних із перетіканням енергії від одного двигуна до іншого і накопиченням потенційної енергії у деформованих пружних тілах, якими можуть бути робочий орган механізму, редуктори, системи передачі, оброблювані матеріали тощо. Завданням системи керування описаних систем є забезпечення синхронного обертання валів двигунів в умовах зміни навантаження та його перерозподілу між ними.

В цукровій промисловості широке застосування знайшли шнекові дифузійні апарати похилого типу або похилі дифузійні апарати (ПДА), що приводяться в рух дводвигунним електроприводом. В сучасних умовах основні виробники цукру на своїх підприємствах постійно модернізують технологічне обладнання, збільшуючи продуктивність свого виробництва. На деяких підприємствах за останні роки було досягнуто підвищення добової переробки на 50 - 100 %, за рахунок чого собівартість виробленого цукру на таких підприємствах значно знизилась. Вирішення таких завдань відбувається за рахунок оптимізації технологічних схем, встановлення нового виробничого обладнання та інтенсифікації використання існуючого. Останнє, зокрема, стосується використання дифузійних апаратів, які призначені для екстракції цукру з бурякової стружки, що є основним обладнанням бурякопереробного відділення, від надійності й ефективності якого залежить робота всього виробництва.

Постійне збільшення використання ПДА, механічна частина яких залишається незмінною, разом із постійним збільшенням потужності приводу, призводить до виникнення різних аварійних ситуацій, коливальних режимів та зниження надійності роботи. Безпосередньою причиною таких режимів є наявність пружних зв'язків між двигунами привода та особливості експлуатації ПДА, а також недосконалість існуючих систем автоматизованого керування приводом, пов'язаних з відсутністю у них засобів вимірювання та контролю механічних параметрів.

Таким чином надзвичайно важливим є визначення впливу різних експлуатаційних факторів на динамічні властивості системи дводвигунного електропривода. Вирішення вказаних задач може бути виконано на основі адекватного математичного опису, що враховує наявність пружно-дисипативного зв'язку, нелінійним характером якого не можна знехтувати, та інші особливості роботи механічної частини ПДА.

Дослідження динамічних режимів засобами імітаційного моделювання, виконаного на основі розроблених математичних моделей, дає змогу оцінити зони стійкості в залежності від основних параметрів системи та режиму. Визначений вплив основних характеристик роботи ПДА дозволяє розробити такі системи автоматизованого керування, що відповідатимуть існуючим експлуатаційним вимогам та забезпечуватимуть підвищення надійності роботи цього електромеханічного комплексу. Це може бути досягнуто за рахунок оснащення системи засобами вимірювання та контролю механічних параметрів дводвигунного електроприводу, а також засобами, які б зменшували можливість виникнення коливальних режимів, пов'язаних з наявністю нелінійних пружно-дисипативних зв'язків.

Такий підхід дає змогу застосувати отримані результати як в традиційних системах приводу постійного струму, так і в системах частотно-регульованого асинхронного. Кінцевим результатом чого є підвищення надійності та ефективності роботи системи дводвигунного електроприводу з нелінійними пружними зв'язками, що досягається шляхом забезпечення його роботи в зоні стійкості.

# РОЗДІЛ 1

## ВІДОМІ МЕТОДІВ ДОСЛІДЖЕННЯ ДИНАМІЧНИХ ВЛАС- ТИВОСТЕЙ ЕЛЕКТРОПРИВОДІВ З ПРУЖНИМИ ЗВ'ЯЗКАМИ ТА ЇХ СИСТЕМ КЕРУВАННЯ

### 1.1 Особливості технологічних процесів цукрового виробництва

Виробництво цукру характеризується рядом особливостей:

1. чітка сезонність роботи (виробничий сезон має термін 30...120 діб), що залишає велику кількість часу для проведення модернізації обладнання;

2. безперервність роботи протягом виробничого сезону – можливі зупинки, пов'язані у відмові однієї чи декількох ланок безперервного технологічного ланцюга, призводять до величезних втрат, пов'язаних з додатковими витратами сировини та енергії;

3. висока енергоємність виробництва - споживання теплової та електричної енергії майже не зазнає змін протягом доби та сезону цукроваріння за нормальних умов;

4. складна система тепlopостачання з різними видами теплоносіїв: водяна пара різних тисків, конденсати, гаряча вода, гаряче повітря, димові гази та ін.;

5. Можливість значного використання вторинних енергоресурсів (випарена пара, конденсати, гаряча вода, димові гази тощо).

6. Значне споживання теплової енергії породжує складну розгалужену та ефективну теплотехнічну схему;

7. наявність власних ТЕЦ, на яких згенеровану пару для технологічних потреб використовують для виробництва електроенергії, яке, здебільшого, повністю покриває власне споживання. [1]

Технологічна схема цукрового виробництва є складною системою зі значною кількістю повернень та зворотних зв'язків, що працює в безперервному режимі (рис. 1.1). Технологічні процеси та обладнання цукрового виробництва більш детально описані у [1] – [7].



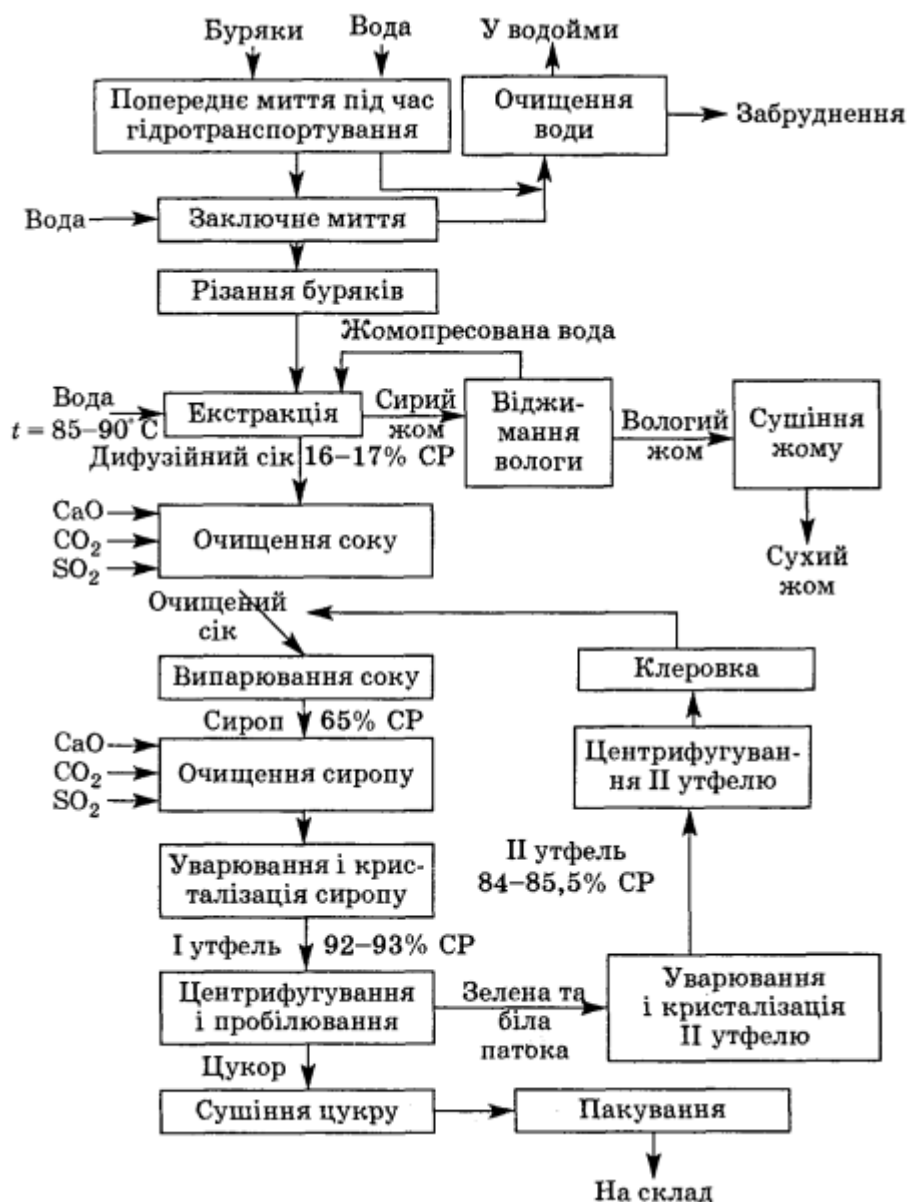


Рисунок 1.1 – Технологічна схема цукрового виробництва

Основною сировиною для цукрового виробництва у світі є цукрова тростина, а в Україні – цукровий буряк. Буряк, що надходить на переробку спочатку очищається від домішок у вигляді гички, піску, каміння, землі, які негативно впливають на стан обладнання та дифузійного соку і призводять до різкого збільшення втрат цукру.

Для виділення цукру з цукрового буряку використовують дифузійний метод. Для цього буряк подрібнюють на стружку жолобчатої чи пластинчатої форми товщиною 0,5...1 мм та шириною – 3...6 мм. Якість стружки має вирішальний вплив на роботу дифузійної установки й має задовільняти певним технологічним вимогам.

Для подрібнення цукрового буряка використовуються відцентрові бурякорізки з нерухомими ножами, що знаходяться по периметру барабана, всередині якого обертається улита з буряками. Отримана бурякова стружка подається у дифузійне відділення стрічковим конвеєром. Він обладнаний вагами безперервної дії, що забезпечує сталість надходження сировини.

Одержання дифузійного соку є визначальною ланкою роботи усього технологічного процесу виробництва цукру. Її завданням є максимальне виділення сахарози з бурякової стружки. Для цього використовують дифузійні установки безперервної дії, в яких відбувається складний процес, що є поєднанням трьох видів дифузії.

На початку за допомогою вільної дифузії вивільняють цукри з розірваних при розрізуванні буряку в стружку клітин. Потім внаслідок проникнення води у клітковий сік (осмос) та нагрівання стружки до 60°C відбувається денатурація протоплазми й починається основний процес виділення цукру з вакуолей клітин буряку (діаліз).

Технологічні процеси в дифузійних мають ряд обмежень. Перш за все, це забезпечення правильного відношення витрати соку до витрати води, яке становить 110...125 % в залежності від якості буряків та типу дифузійної установки. Це забезпечується відбором дифузійного соку. За меншого відбору збільшуються втрати цукрів у жомі, за більшого – зменшується енергоефективність усього виробництва, так як відбувається випарювання надлишкової води під час згущення соку.

Друге обмеження стосується часу перебування стружки у апараті. Зменшення часу призводить до недостатнього висолодження стружки, а при збільшенні часу до розчину окрім цукрів потрапляють також пектини, що складно потім від'єднуються від корисних цукрів. Час висолодження стружки залежить від якості сировини та інших факторів і, зазвичай, знаходиться у межах 70...80 хвилин.

Також надзвичайно важливим є дотримання температурного режиму. При підвищенні температури вище 75°C відбувається швидке набухання пектинових речовин стружки, що зменшує її пружність. В такому разі стружка у апараті злипнеться, доступ води до стружки погіршиться, що негативно вплине на процес висолодження. Крім того утворені згустки негативно впливають на механіку транспортування

стружки. А температури нижче 70°C інтенсивно розвиваються мікроорганізми і відбувається псування стружки.

Корпус дифузійних апаратів може розташовуватись вертикально (колони дифузійні апарати – КДА-10, КДА-15, КДА-20, БМА (Німеччина), J-4, J-8 (Угорщина)), горизонтально (ротаційні ДА – РДА, Берже, РТ-Смет) або під кутом до горизонту (похилі шнекові типу ПДС, С-17, Брюніха-Ольсена тощо). На цукроварнях України найчастіше використовуються колони апарати КДА та похилі дифузійні апарати (ПДА) типу ПДС різної потужності.

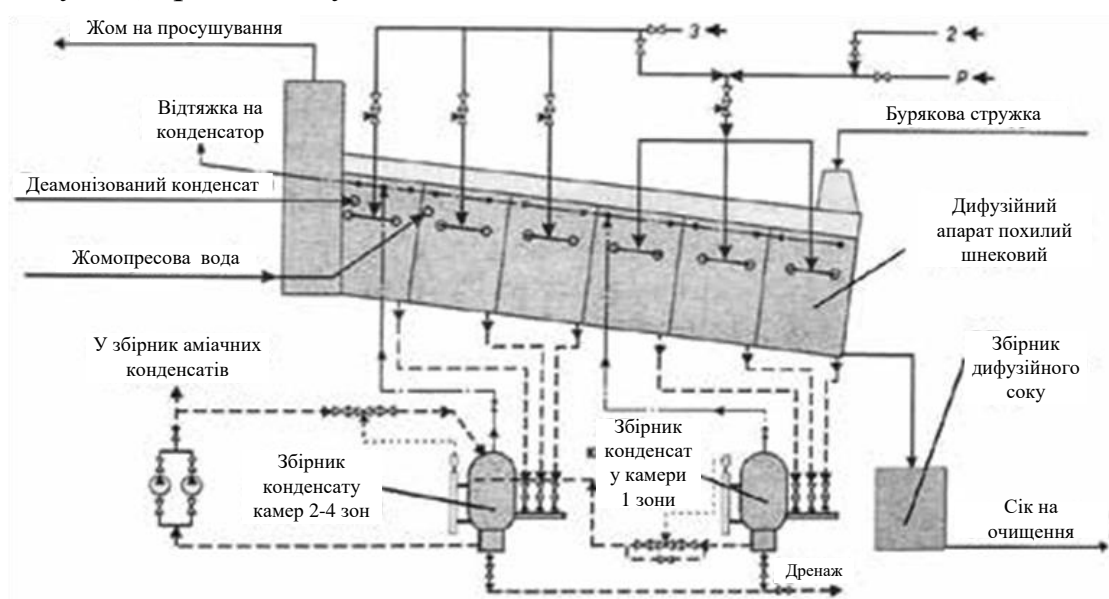


Рисунок 1.2 – Технологічна схема ПДА

На рис. 1.2 подано технологічну схему ПДА, який має похилий коритоподібний корпус, всередині якого розташовані два гвинтові шнеки, що обертаються і перемішують стружку з нижньої частини догори. Живильну воду подається згори у протитоці з рухом стружкою, а дифузійний сік відбирають з нижньої частини апарата. Після цього його очищують від різних домішок, у випарних станціях – випаровують зайву вологу, а у вакуумних апаратах проводять кристалізацію.

Для забезпечення теплового режиму в різних зонах ПДА його корпус обладнано паровими обігрівними камерами. Дифузійний апарат похилого типу володіє рядом переваг: стабільність безперервної роботи; незначна кількість води, що потрапляє до соку; при відкачці температура дифузійного соку є досить низькою (25...35°C), що дає змогу використати низькотемпературні вторинні енергоресурси; незначне термічне розкладання сахарози тощо.

Як видно з опису технології екстракція цукру є складним процесом, керування яким може ефективно відбуватися автоматизованою системою керування на основі контролі великої кількості параметрами різної природи, серед яких є температури, рН-соку та рівні у різних зонах, кількість стружки, об'єм живильної води, швидкість обертання та навантаження тощо

## 1.2 Відомі системи приводу похилого дифузійного апарата

ПДА найчастіше приводиться в рух груповим дводвигунним електроприводом постійного струму [4] з обов'язковим регулюванням швидкості обертання валів. Структурна схема такої системи електропривода зображена на рис. 1.3.

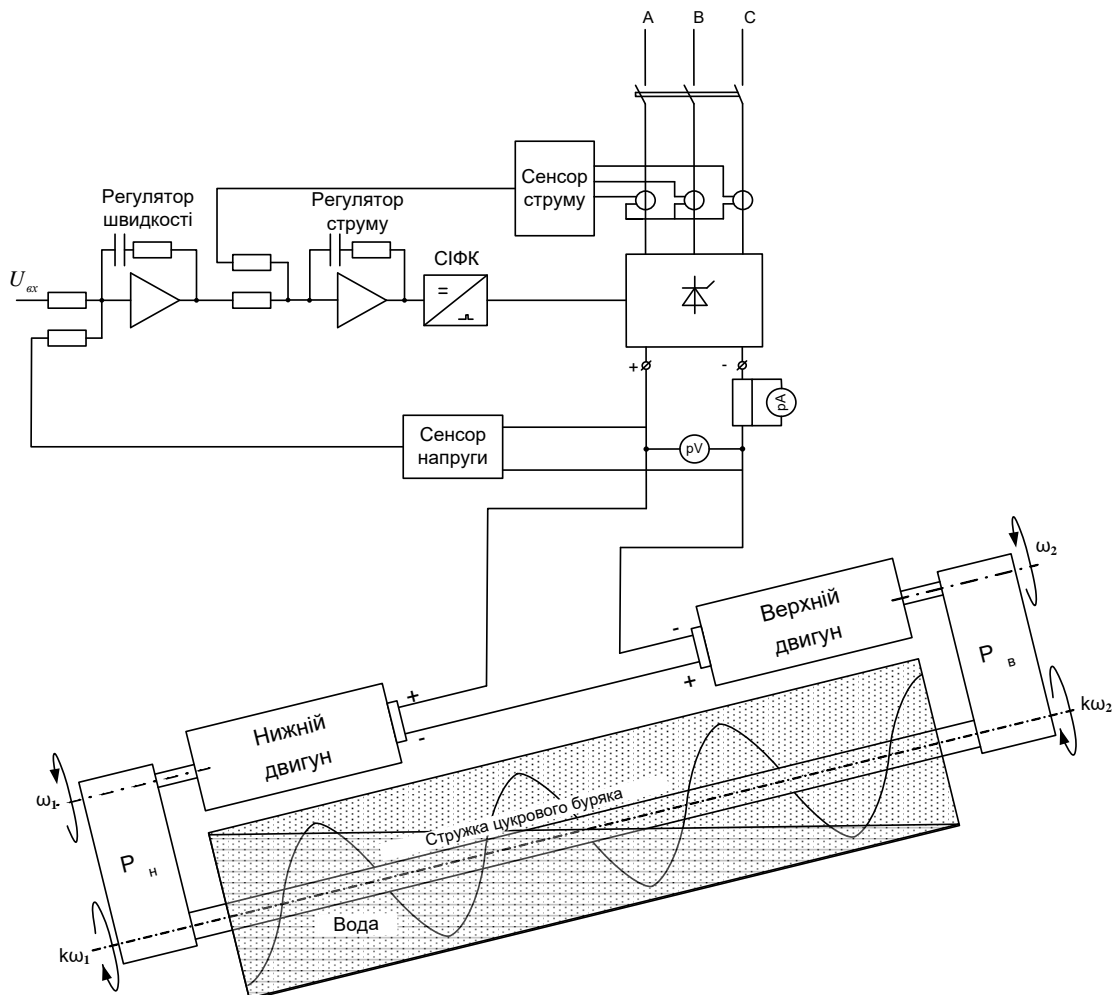


Рисунок 1.3 – Структурна схема системи приводу ПДА постійного струму

У цій системі два двигуни постійного струму незалежного збудження через редуктори РН та РВ приводять в рух шнеки ПДА. З теорії електроприводу [10], [11] відомо про використання дводвигунних електроприводів різних механізмів в багатьох галузях промисловості, наприклад, електропривода прокатних станів та підйомно-транспортних механізмів виконані саме так. В багатьох теоретичних працях [10] - [12] розглядаються задачі пов'язані з виникненням нерівномірного розподілу механічного навантаження між двигунами привода. Безросередніми причинами таких явищ автори зазначають відмінності в параметрах двигунів (активні та реактивні опори обмоток, зазори між магнітопроводами, зміщення траверси з нейтрального положення тощо), хоча в технічних документах вони подаються однаковими.

Навіть незначні невідповідності й відмінності в резистивних опорах якоря  $R_{я}$  або полях двох електричних машин спричиняють до виникнення відмінностей у жорсткості їх механічних характеристик, які описуються виразом:

$$\omega = \frac{U}{c\Phi} - \frac{R_{я}}{(c\Phi)^2} M, \quad (1.1)$$

де  $\omega$  – кутова швидкість двигуна,  $U$  – напруга, що прикладається до якорної обмотки двигуна,  $c$  – коефіцієнт, що характеризує конструктивні особливості,  $\Phi$  – магнітний потік основних полюсів,  $M$  – момент на валу двигуна. Внаслідок цього навантаження між двигунами приводу буде розподілятися нерівномірно. На рис. 1.4 побудовано сумісну механічну характеристику двох електричних машин, зв'язаних спільним валом, що наглядно ілюструє описані явища.

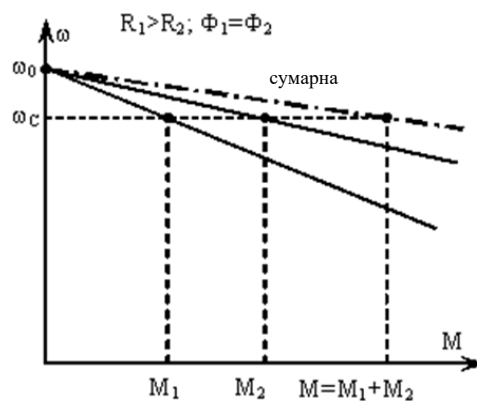


Рисунок 1.4 – Сумісна механічна характеристика двох двигунів

Таким чином, для запобігання імовірним негативним наслідкам цього явища при розрахунку усталених режимів роботи на етапі проектування дводвигунних електроприводів та розробки їх систем керування обов'язково необхідно враховувати можливість нерівномірного розподілу моментів навантаження.

Для забезпечення однакових динамічних моментів, що розвивають двигуни приводу, їх роторні обмотки з'єднують послідовно й підключають до джерела регульованої напруги (рис. 1.3), яким є трифазний керований випрямляч. Усталені режими роботи такого електропривода проаналізовано у [10], [12]. Послідовно підключені двигуни приводу мають спільний струм якоря  $I_{я}$ , а кутову швидкість  $\omega_c$ , якщо вважати механічний зв'язок абсолютно жорстким, можна вважати однакою для двох якорів.

На рис. 1.5 розглянуто випадок, коли параметри двигуна відповідають співвідношенням:  $\Phi_1 = \Phi_2 = \Phi$ ,  $R_{я1} > R_{я2}$ . Такі умови призводять до того, що механічні характеристики двигунів 1 та 2 мають різну жорсткість, а їх динамічні рівні:

$$M_1 = c\Phi_1 I_{я} = c\Phi_2 I_{я} = M_2.$$

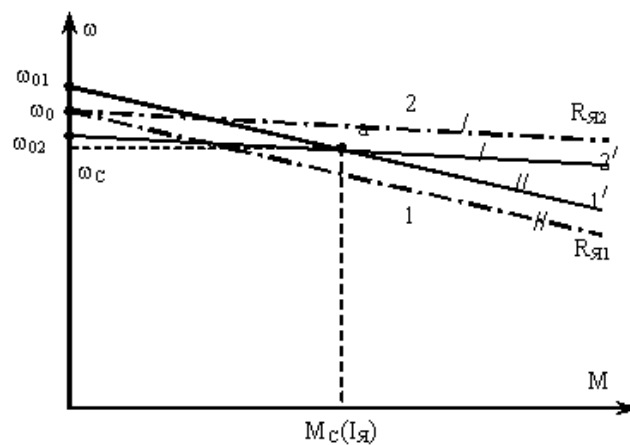


Рисунок 1.5 – Перерозподіл навантажень дводвигунного електропривода постійного струму

У такому разі перерозподіл навантаження між двигунами відбувається внаслідок відмінності у напругах якорних обмоток у відповідності до  $R_{я1}$  та  $R_{я2}$ :

$$U_1 = E + I_{я} R_{я1},$$

$$U_2 = E + I_{я} R_{я2},$$

$$E = c\Phi_1 \omega_c.$$

Оскільки  $R_{я1} \succ R_{я2}$ , то і  $U_1 \succ U_2$ . Механічні характеристики 1 і 2 з врахуванням перерозподілу напруг якірних обмоток змістяться так, як показано на рис. 1.5 (1' і 2'). Це ілюструє автоматичне вирівнювання механічних моментів у точці перетину зміщених характеристик 1' та 2', для якої справедливо:  $M_1 = M_2 = M$ , а швидкості ідеального холостого ходу двигунів в такому разі теж будуть різні

Описаний підхід до аналізу явищ у дводвигунних приводах обмежений у своїй застосовності і може бути використаний лише при виборі електричних машин привода та засобів вирівнювання їх механічних навантажень. Проте цей підхід не враховує динамічних режимів, оскільки процес екстрагування цукру є ланкою безперервного технологічного ланцюга, а його інтенсивність залежить від багатьох факторів. Крім того, робота ПДА відрізняється нерівномірністю завантаження верхнього й нижнього двигунів привода: сокостружкова суміш в верхній частині є сухішою й більш в'язкою, що призводить до збільшення навантаження верхнього двигуна. Завантаження ПДА та нерівномірність його розподілу між двигунами постійно змінюються у часі, тобто ми маємо справу з динамічним об'єктом керування, що робить актуальними дослідження динамічних властивостей системи привода ПДА.

Значний вплив на динаміку привода мають пружні властивості кінематичного зв'язку між двигунами привода, тому аналіз його динамічних режимів неможливий без врахування наявності та характеристик пружно дисипативних зв'язків. Ця умова є обов'язковою для розробки систем керування приводом ПДА.

### **1.3 Математичні моделі електроприводів з нелінійними пружними зв'язками**

У сучасних електромеханічних системах для керування часто використовується не одна керована й контрольована координата, а кілька, кожна з яких може бути обмежена відповідними межами. До таких координат відносяться вихідні параметри, які змінюються у часі (швидкість обертання, напруга та струм двигуна, вихідні напруги (струми) регуляторів тощо). Такі системи працюють за принципом каскадного включення регуляторів, де вихідна величина попереднього регулятора стає вхідним сигналом для наступного. у випадку обмеження або

формування вихідної величини попереднього регулятора відповідно до певного закону виникає обмеження або зміна координат, які контролює наступний регулятор відповідно до встановленого закону. Таким чином, необхідне обмеження на кілька координат досягається за допомогою багатоконтурної системи керування, де кількість послідовних регуляторів при підпорядкованому керуванні відповідає кількості регульованих координат руху.

Відомо, що системи автоматичного керування швидкістю обертання приводів постійного струму використовують два типи зворотних зв'язків. Деякі з них базуються на регуляторі швидкості та використовують сенсор швидкості обертання двигуна (наприклад, тахогенератор), тоді як інші використовують зворотний зв'язок за напругою. Регулятори швидкості мають високі показники швидкодії та, при використанні точних тахогенераторів, досягають високої точності регулювання (рис.1.6). Однак недоліком їх є зниження надійності через те, що тахогенератори, як окремі пристрої, встановлені на роторі двигуна, піддаються впливу вологості, температури, забруднення середовища та інших факторів виробничого процесу. Крім того, регулятор швидкості показав себе неефективним у групових електроприводах, де кілька двигунів живляться від одного перетворювача та мають пружний механічний зв'язок між собою, що може призводити до відмінностей у їхніх швидкостях обертання.

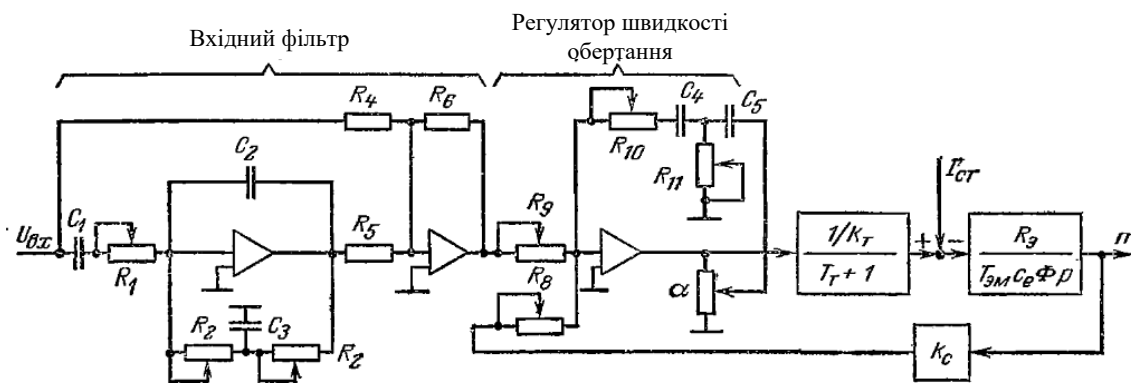


Рисунок 1.6 – Приклад САК з регулятором швидкості і входним фільтром

Приклад системи керування швидкістю обертання електропривода постійного струму зі зворотним зв'язком за напругою поданий на рис. 1.7. В сигналі зворотного зв'язку за напругою присутня складова, пропорційна струму і його похідної. Тому система зі зворотним зв'язком за напругою дещо складніша у порівнянні з системою зі зворотним



зв'язком за швидкістю обертання. Параметри швидкодії таких систем залежать від параметрів електромеханічної системи й можуть, як кращі, так і гірші показники.

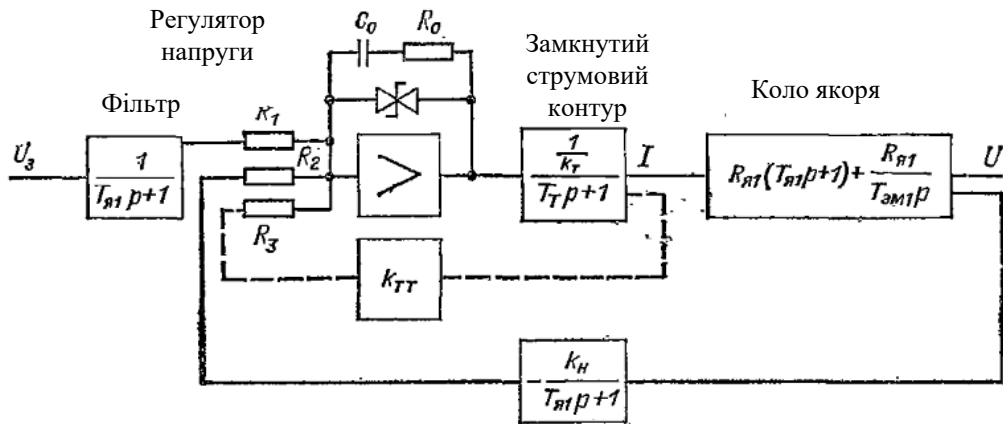


Рисунок 1.7 – Приклад структурної схеми системи керування швидкістю електропривода зі зворотнім зв'язком за напругою

Є декілька способів виконання систем керування за напругою. Найпростішим випадком є джерела стабілізованої напруги, у яких струмовий контур забезпечує лише струмообмеження.

Вихідна напруга такої системи прикладається до якоря двигуна й складається з активної та індуктивної складових, а також проти е.р.с двигуна, що пропорційна його швидкості обертання. Пропорційно-інтегральний регулятор напруги дозволяє реалізувати великий коефіцієнт підсилення [14]. Перевагою такої системи є простота реалізації, а до суттєвих недоліків відносять досить велике усталене значення просадки обертів двигуна  $\Delta n$  при різкому збільшенні моменту опору механізму:

$$\Delta n = \frac{IR_{я}}{c_e \Phi} \quad (1.2)$$

З метою покращення механічної характеристики електропривода в системах зі зворотним зв'язком за напругою на вхід регулятора напруги окрім від'ємного зворотного зв'язку за напругою подають додатній зворотний зв'язок, пропорційний якірному струму  $I$ . Цей зв'язок на рис. 1.7 показана пунктирною лінією. Таким чином досягають компенсацію активної складової спаду напруги реалізуючи співвідношення:

$$\frac{k_H R_\alpha I}{R_2} = \frac{k_T I}{R_3},$$

де  $k_H$ ,  $k_T$  – коефіцієнти передачі ланок зворотних зв'язків напруги та струму відповідно.

В результаті виконання вказаної умови подана система стає двічі інтегрованою зі зворотним зв'язком за е.р.с. двигуна і фільтром з постійною часу  $T_\alpha$ . В такому випадку у сигналі зворотного зв'язку за напругою буде складова, пропорційна лише е.р.с., а, отже, і швидкості обертання двигуна.

Для реалізації описаного в канал зворотного зв'язку за напругою включають фільтр з постійною часу ділянки кола якоря, з якого знімається сигнал зворотного зв'язку. Сигнал якірного кола компенсує струмову складову зворотного зв'язку за напругою. Таким чином в статичному режимі забезпечується зворотний зв'язок за е.р.с., а в динамічному режимі – зворотний зв'язок за е.р.с., але із запізненням, спричиненим фільтром.

Перевагами систем зі зворотним зв'язком за е.р.с. у порівнянні з іншими варіантами реалізації зворотного зв'язку за напругою є принципова можливість налаштування системи регулювання з коефіцієнтом підсилення більшим, ніж розраховане по модульному оптимумі, що дещо збільшує коливальність системи, однак дозволяє забезпечити менші статичні просадки обертів двигуна при збільшенні навантаження ніж у системі зі зворотним зв'язком за напругою без компенсації струмової складової (формула (1.2)):

$$\Delta n = I_{cm} \frac{R_\alpha B}{c_e \Phi T_\alpha}, \quad (1.3)$$

де  $B$  – стала часу інтегруючого контуру е.р.с., за умови  $B/T_\alpha < 1$ .

В цукровому виробництві України широке застосування знайшли системи автоматичного керування швидкістю електропривода ПДА, виконані на основі тиристорних перетворювачів серій ТЕ та ТП.

Зазначені пристрої в цілому дозволяють реалізувати описані вище системи автоматичного регулювання зі зворотним зв'язком за електрошумною силою (ЕРС) двигунів з обмеженням струму, а також забезпечують захист від перевантажень та коротких замикань в системі

приводу. Вони відповідають вимогам надійності роботи, точності регулювання та мають доступну вартість.

Сигнали зворотніх зв'язків у вказаних перетворювачах формуються за допомогою аналогових сенсорів напруги та струму, чия точність та швидкість реакції є задовільною для ефективного виконання завдань у більшості систем автоматичного регулювання. Тому їх заміна не є обов'язковою, але може бути бажаною їх модернізація з метою підвищення точності та зручності керування технологічним процесом.

Під час розрахунку, проектування та налаштування дводвигунних електроприводів зазвичай припускають, що динамічні параметри кожного двигуна однакові. Проте на практиці ці параметри можуть відрізнятися через описані вище обставини. У системах автоматичного регулювання зі зворотним зв'язком за електрорушійною силою двигунів відбувається стабілізація загальної напруги двох двигунів з компенсацією спільного струму послідовно увімкнених двигунів. Це може призвести, у разі нерівномірного розподілу навантаження між двигунами, до коливальних процесів у системі дводвигунного приводу.

Дослідження динамічних характеристик системи в таких режимах є надзвичайно важливим завданням, оскільки вони значно впливають на надійність роботи системи. Оскільки механічний зв'язок між двигунами в багатодвигунних електроприводах у багатьох випадках не є абсолютно жорстким, значний вплив на характер перехідних процесів в дводвигунних системах має наявний пружний характер цього зв'язку. Швидкості обертання окремих двигунів у взаємозв'язаному електроприводі можуть відрізнятися, що призводить до пружних деформацій елементів кінематичної схеми та накопичення потенційної енергії [15], [16]. Це явище сильно впливає на динамічні властивості всієї системи автоматичного керування і може навіть призвести, за певних умов і співвідношень параметрів, до втрати стійкості.

Дослідження динамічних режимів роботи взаємозв'язаних пружним зв'язком електроприводів вимагає більш точного математичного опису, оскільки основного рівняння механіки для обертального руху:

$$J \frac{d\omega}{dt} = M - M_c, \quad (1.4)$$

де  $J$  – сукупний момент інерції, приведений до швидкості обертання двигуна,  $\omega$  – кутова швидкість,  $M$  та  $M_c$  – механічний момент на

валу двигуна та момент опору механізму, в таких системах явно недостатньо.

Дослідженню динаміки електроприводів з пружними зв'язками у різних галузях присвячено багато праць [15] – [32]. Механічна система представляється у вигляді двомасової [15] та [16], [19] – [24], [26], тримасової [28] – [30] або ж багатомасової [17], [18], [25].

Найпростішим прикладом математичного опису системи з пружним зв'язком є подана на рис. 1.8 лінійна двомасова система.

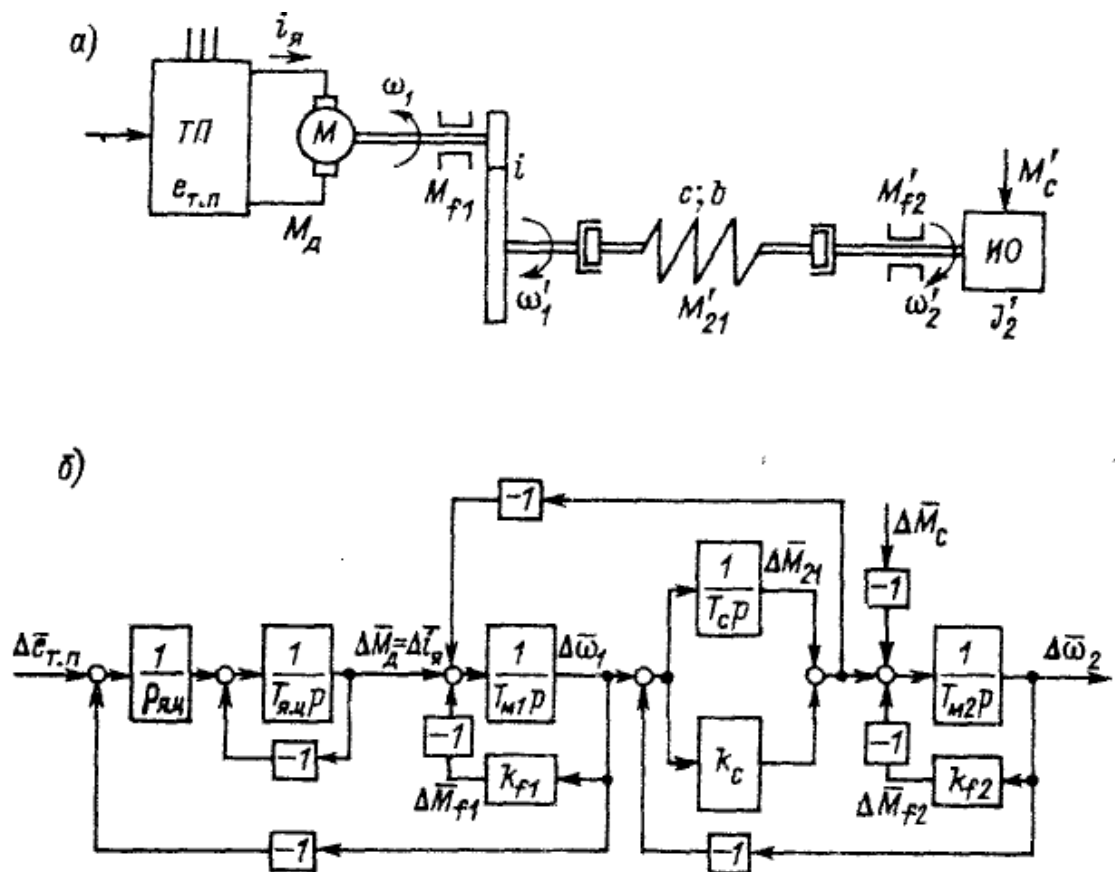


Рисунок 1.8 – Двомасова електромеханічна система з пружним зв'язком першого роду: а) функціональна схема, б) лінеаризована нормована структурна схема.

Ротор двигуна, що заживлений від тиристорного перетворювача з'єднаний пружно-в'язким зв'язком з виконавчим органом, утворюючи двомасову електромеханічну систему. Першою масою виступає момент інерції двигуна та редуктора  $J_1$  з швидкістю обертання  $\omega_1$ , другою – приведений до швидкості обертання двигуна момент інерції виконавчого органа  $J'_2$ , з його приведенню до швидкості двигуна швидкість

$\omega_2'$ . Для спрощення математичного опису приймається, що коефіцієнт пружності  $c$  та коефіцієнт внутрішнього демпфування коливань  $b$  зосереджені в довгому валу, що з'єднує редуктор з виконавчим органом.

Механіка такої системи описуються системою диференціальних рівнянь, що розглядаються у багатьох працях, зокрема [15], [16], [24].

$$\begin{cases} J_1 \frac{d\omega_1}{dt} = M_D - \Delta M_{12} - b(\omega_1 - \omega_2'); \\ J_2 \frac{d\omega_2'}{dt} = \Delta M_{12} - M_C - b(\omega_2' - \omega_1); \\ \Delta M_{12} = c(\theta_1 - \theta_2'); \\ \omega_1 = \frac{d\theta_1}{dt}; \omega_2' = \frac{d\theta_2'}{dt}, \end{cases} \quad (1.5)$$

де  $\theta_1, \theta_2'$  – кут повороту валу двигуна та приведений кут повороту виконавчого органу відповідно,  $\Delta M_{12}$  – момент деформації кручення валу.

У випадках незначної деформації відносно простих геометричних форм математичний опис такої системи можна вважати лінійним [14]. На рис. 1.8 подана структурна схема отримана на основі рівнянь 1.5 та математичного опису електромагнітних процесів у двигуні постійного струму. Такий математичний апарат дозволяє проводити дослідження динамічних режимів роботи системи приводу.

Проте для ряду механізмів лінійної системи рівнянь недостатньо для адекватного математичного моделювання електромеханічних процесів. Прикладом такої системи є приведений у [14] дводвигунний електропривод, в якому елементом пружного зв'язку є транспортований або оброблюваний матеріал (рис. 1.9)

Дана система описується нелінійними рівняннями, що зумовлює більш складний вплив пружних явищ на динаміку системи.

Важливим у дослідженнях динамічних режимів роботи взаємозв'язаних приводів та синтезі їх систем автоматичного керування є врахування наявності зазорів в кінематичних передачах, яким присвячені роботи [28], [30]. Зокрема це стосується приводів з багатоступінчастими редукторними передачами, яким є електропривод ПДА.

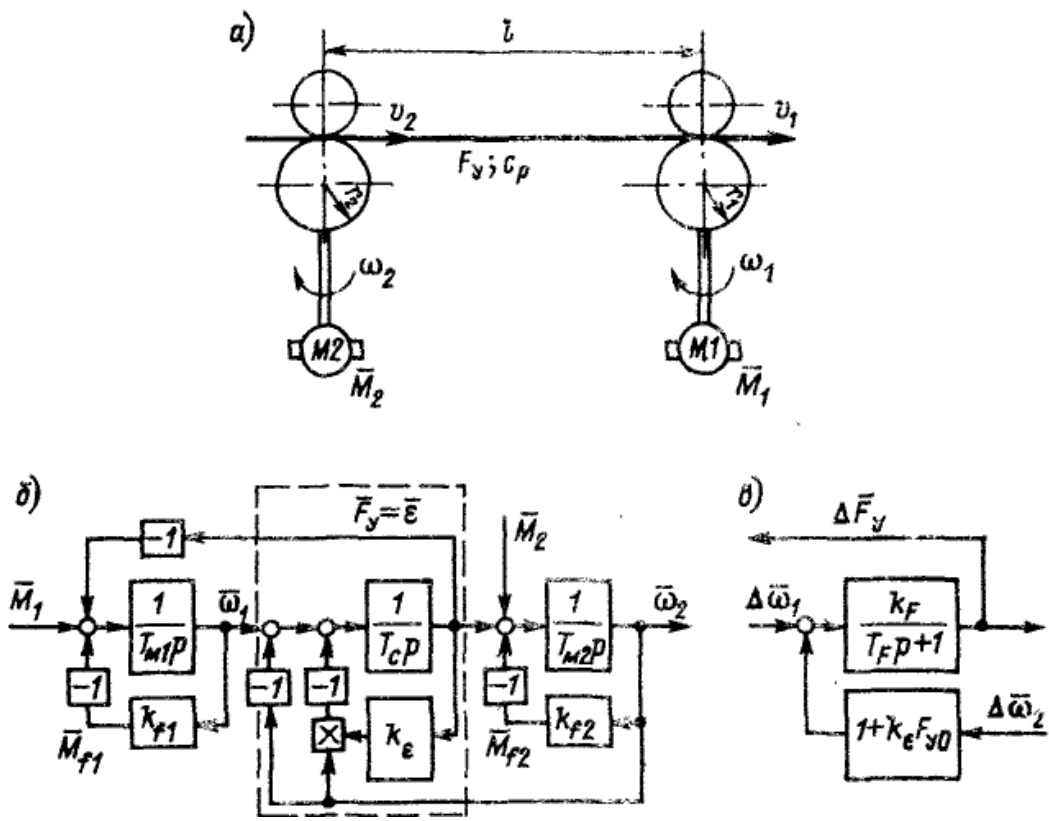


Рисунок 1.9 – Пружні ланки другого роду: а – кінематична схема, б – структурна схема, в – лінеаризована структурна схема.

Механічні системи також можуть включати нелінійні елементи, які проявляють нелінійний характер пружно-дисипативної взаємодії. Наприклад, у дослідженні [20] демонструються можливі графічні залежності моменту тертя від швидкості обертання (див. рис. 1.10) у деяких електроприводах, які включають пружні компоненти.

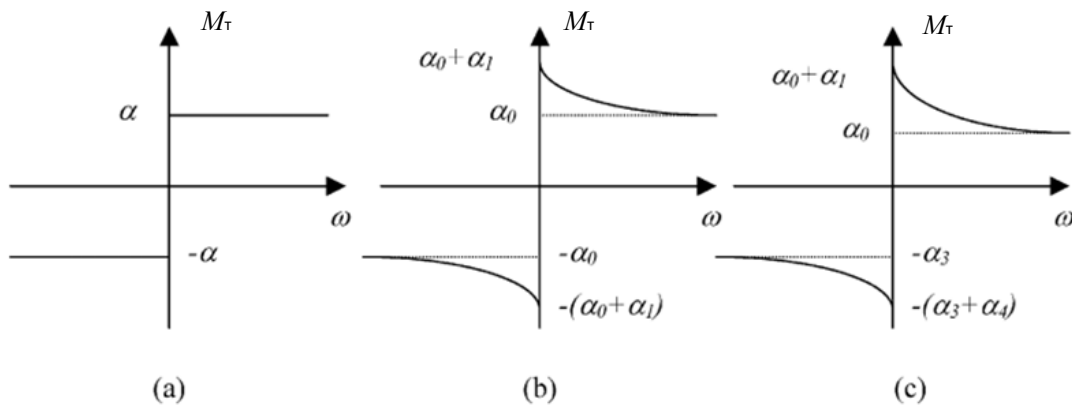


Рисунок 1.10 – Нелінійні моделі моменту тертя

У роботах [19] – [21] здійснено аналітичне дослідження нелінійного характеру пружних зв'язків двомасової системи прямолінійного руху (рис 1.11).

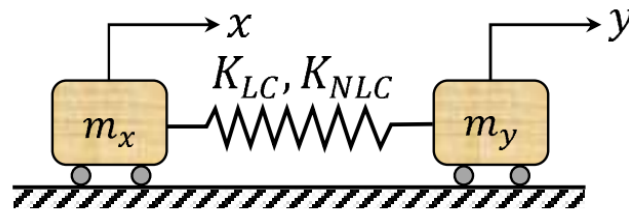


Рисунок 1.11 – Двомасова система прямолінійного руху

Дві маси  $m_x$  та  $m_y$  зв'язані нелінійним пружним зв'язком. Одним із припущень вказаного дослідження є відсутність демпфування коливань за рахунок тертя і з врахуванням цього рух системи описує нелінійна система диференціальних рівнянь:

$$\begin{cases} m_1 \frac{d^2 x}{dt^2} + k_{LC} (x - y) + k_{LCN} (x - y)^3 = 0 \\ m_2 \frac{d^2 y}{dt^2} + k_{LC} (y - x) + k_{LCN} (y - x)^3 = 0 \end{cases} \quad (1.6)$$

де  $k_{LC}$  – лінійна, а  $k_{LCN}$  – нелінійна складова коефіцієнту жорсткості пружного зв'язку. Таким чином, момент пружної деформації складається з двох складових, одна з яких пропорційна величині деформації (класичний закон Гука), а друга – її кубу.

Результати аналітичного розв'язання, отримані у роботах [20]–[21], дозволяють отримати загальне уявлення про характер коливальних режимів простих ідеалізованих систем, де відсутній тертя, зовнішні сили, зворотні зв'язки і т. д.). Наприклад, встановлено залежність частоти коливань від відношення мас. Однак для вивчення динаміки реальних систем електроприводу конкретних механізмів з пружними зв'язками необхідно створити більш складні математичні моделі, які враховують їх особливості (зокрема, ПДА). Для розв'язання таких складних моделей найбільш доцільно використовувати чисельні методи та імітаційне моделювання [12], [44], [45].

При створенні моделей таких механічних систем викликає інтерес метод динамічних аналогій, який був запропонований ще в [38] і використаний в [39]–[42] для вимірювального контролю моменту інерції. На

основі формальної аналогії механічних процесів у довгому валу з лінійною електропередачі в [17] була розроблена та досліджена математична модель з розподіленими параметрами системи приводу з пружними зв'язками.

Велика кількість досліджень, присвячених вивченню динамічних режимів у приводах різних механізмів з пружними зв'язками та розробці систем керування для їх демпфування, описана у роботах [15], [16], [19]–[32].

У [15], [16], [19], [24]–[27], [30], [31] демпфування коливань в одновигунній системі приводу з лінійними та нелінійними пружно-дисипативними зв'язками здійснюється за допомогою системи автоматичного керування, яка за рахунок налаштувань зворотних зв'язків.

У роботі [28] досліджено динаміку приводу повороту кар'єрних екскаваторів та показано неможливість демпфування коливань системою автоматичного керування у нелінійній тримасовій системі групового дводвигунного приводу постійного струму. Рішенням проблеми виникнення коливальних режимів може бути запровадження індивідуального приводу, у якому можна керувати кожним двигуном окремо.

Відомі [12], [13] методи керування двигунними електроприводами з пружними зв'язками та зазорами в кінематичних передачах ґрунтуються на принципах підпорядкованого регулювання координат, що ґрунтуються на роздільному формуванні впливів на кожний двигун, залежно від відмінності між заданим і фактичним значенням загальної швидкості обертання двигунів. У таких системах застосовуються кориговані впливи на окремі двигуни, що враховують сумарні швидкості, таким чином, що в певному діапазоні швидкостей і моментів навантаження електродвигуни розвивають моменти з протилежними напрямками, що усуває вплив зазорів на динаміку системи. За межами цього діапазону вони працюють спільно, розвиваючи однакові за величиною і напрямком моменти, та забезпечуючи максимальну перевантажувальну здатність.

Проте, внаслідок можливих режимів із виходом значень швидкості та моменту за межі встановлених виникає закриття зазорів передач, виникають коливальні процеси, що разом з пружним зв'язком призводять до значних погіршень показників якості і надійності роботи САК та ефективності роботи технологічних процесів.



У роботі [20] проблема керування дводвигунними системами вирішується шляхом окремих каналів регулювання для обох двигунів. У цьому випадку запропоновано на заміну груповому приводу, де тиристорний перетворювач є спільним для обох двигунів, систему з індивідуальним керуванням. Такий підхід у приводах постійного струму зазвичай не є доцільним з економічної точки зору.

У дводвигунних приводах частотно-регульованого асинхронного приводу такі системи можуть бути обґрунтованими, оскільки системи індивідуального приводу дозволяють досягти кращих динамічних характеристик, а забезпечення однаковості механічних характеристик двигунів в груповому є досить складною задачею саме для асинхронного приводу в порівнянні з приводом постійного струму. Дослідженню та синтезу динамічних режимів систем автоматичного керування взаємозв'язаних приводів змінного струму для певних типів технологічних механізмів присвячено роботи [34], [35].

Розробка електромеханічних систем змінного струму у дводвигунних приводах з пружними зв'язками повинно враховувати не лише показники точності та якості системи автоматичного керування в динамічних режимах роботи, але й техніко-економічні параметри. Розглядання доцільності використання частотно-регульованого електроприводу при створенні нової системи приводу ПДА або заміні існуючої системи постійного струму є надзвичайно актуальною задачею, яка ще потребує вирішення.

#### **1.4 Системи керування електроприводом похилого дифузійного апарата як електромеханічним технологічним комплексом.**

Система керування швидкістю обертання приводу ПДА є лише однією з частин складної системи автоматизованого керування технологічними процесами у всьому дифузійному відділенні. Ця автоматизована система автоматизації включає в себе різноманітні засоби контролю та регулювання: сенсори рівня, щільності, температури, струмового навантаження, а також прилади для визначення концентрації іонів водню (рН-метри), рефрактометр, витратоміри, запірну і регулюючу арматуру, перетворювачі сигналів, контролер і модулі розширення, а також засоби візуалізації усіх контрольованих параметрів [35].

Автоматизована система керування технологічним процесом дифузійного відділення повинна забезпечувати:

- стабілізацію витрати бурякової стружки при автоматичному управлінні бурякорізками і контролі рівнів в бункері бурякорізок;
- оптимізацію процесів вимивання (екстракції) водою соку з рослинних клітин бурякової стружки;
- оптимальне керування гідродинамічним і температурним режимом дифузійної установки;
- підготовку живильної води;
- номінальну продуктивність дифузійного відділення з певним вмістом цукру в дифузійному соку [1] – [7].

Розподіл всіх режимних параметрів ПДА, як об'єкта регулювання, на параметри збурення, регульовані та регулюючі параметри здійснено у роботі [33] (рис. 1.12).

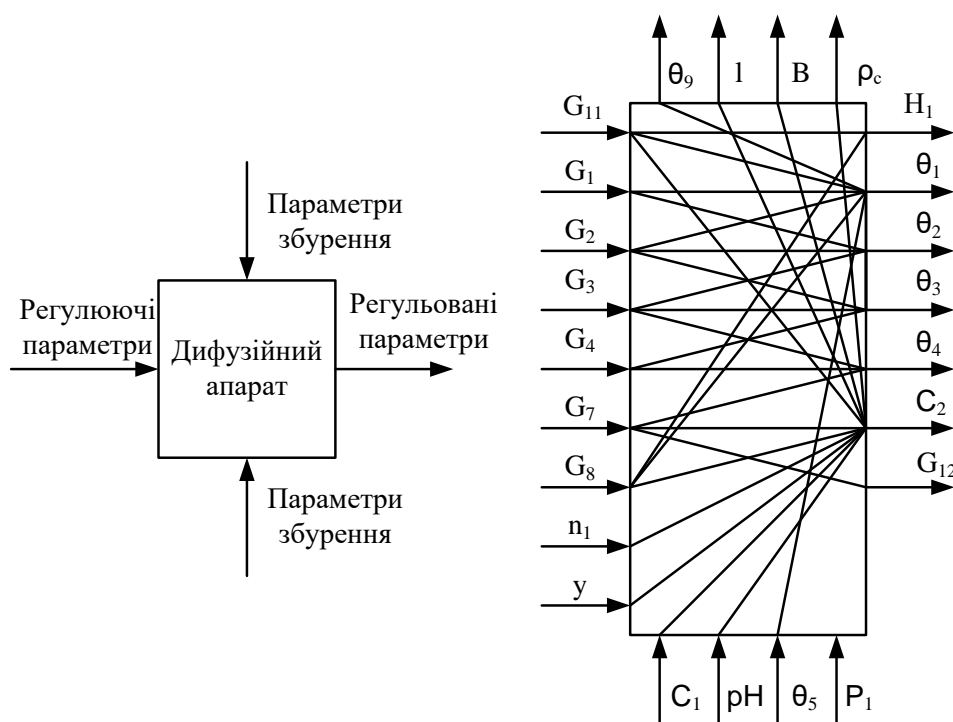


Рисунок 1.12 – Параметрична схема ПДА

На схемі (рис.1.10):  $H_1$  – рівень сокостружкової суміші;  $\theta_1 - \theta_4$  – температура сокостружкової суміші по зонах;  $\theta_5$  – температура води;  $\theta_9$  – температура стружки, що завантажується;  $C_1$  – цукристість буряку;  $C_1$  – задані та реальні втрати цукру в жомі;  $G_{12}$  – витрати барометричної і жомопресової води;  $l$  – довжина бурякової стружки;  $V$  – якість стружки;

$u$  – співвідношення між стружкою і водою;  $\rho_c$  – кількість сухих речовин у дифузійному соку;  $p_1$  – тиск пари в паровому колекторі;  $G_1 - G_4$  – витрати пари в парові камери;  $G_7$  – витрати барометричної води;  $G_8$  – витрати стружки;  $G_{11}$  – витрати дифузійного соку;  $n_1$  – частота обертання шнеків ПДА.

Завданням системи керування приводом ПДА, як частини автоматизованої системи керування технологічним процесом дифузійного відділення, є надійне забезпечення стабільного рівня заданої оператором швидкості обертання шнековалів.

Дводвигунний електропривод постійного струму з послідовним ввімкненням електродвигунів на основі тиристорного керованого випрямляча зі зворотним зв'язком за проти е.р.с. та підлеглим струмовим контуром є найбільш Традиційною системою керування швидкістю обертання ПДА [14].

Для запобігання режимів несинхронного обертання двигунів приводу, що може призвести до деформації шнековалів та незворотних пошкоджень механічних елементів ПДА, система додатково оснащується диференційним захистом, який реагує на відмінність напруг на двигунах. Коли виникає різниця в нарузі на двигунах приводу, яка свідчить про різну швидкість їх обертання, система повинна автоматично зупинити ПДА. Умовно встановлена вставка має реагувати при досягненні певного рівня різниці напруг. Проте існуючі диференційні захисти, що використовуються в промисловому виробництві, не завжди відповідають вимогам надійності та часто вже застарілі за своїми схмотехнічними рішеннями [56]. Тому розробка нових пристроїв захисту ПДА є актуальною прикладною науково-технічною задачею.

Контроль та оцінка експлуатаційних параметрів приводу, на основі яких оператор керує приводом як електромеханічним технологічним комплексом, переважно здійснюються за допомогою приладів магнітоелектричної системи, які вимірюють напругу та струм двигунів [46] – [49]. У керованих випрямлячах, напруга та струм, що випрямляються, є несинусоїдальними величинами, гармонічний склад яких залежить від різних факторів, таких як напруга живлення ТП, кут регулювання відкриття тиристорів, статичний момент опору двигунів і т. д. Вимірювання середнього значення несинусоїдальних величин за допомогою приладів магніто-електричної системи супроводжується значними

похибками, які залежать від форми вимірювального сигналу. Дослідження точності вимірювання величин несинусоїдальної форми проводилося у [51] – [55].

Ще більшої актуальності точність вимірювання та контролю таких важливих параметрів, як напруга та струм, набуває в режимах, коли ПДА експлуатується на межі номінальних параметрів основних елементів приводу. Тому при побудові нових чи модернізації систем керування електроприводом ПДА постає завдання передбачити оснащення такої системи більш точними засобами вимірювання електричних параметрів, які характеризують швидкість обертання електроприводу (напруга) та завантаження ПДА (струм).

Ще одним значним недоліком традиційної системи приводу є відсутність в ній засобів вимірювання, контролю та оцінки явищ пружної деформації в кінематичній схемі електроприводу, що є надзвичайно важливим у випадку експлуатації ПДА зі збільшенням його пропускної здатності. Розробка вимірювальної системи механічних параметрів приводу, таких як швидкості обертання двигунів та відносного кута закручування шнековалів, з достатньою точністю та високою швидкістю, є актуальною задачею, яка досі не має рішення в науковій літературі. Розв'язання цієї проблеми може сприяти більш точному регулюванню ПДА в номінальних режимах та запобігти виникненню коливальних режимів, пов'язаних з наявністю пружного зв'язку між двигунами приводу та обміном енергією між ними.

Крім того, вимірювання швидкостей обертання двигунів ПДА є необхідною умовою при створенні системи асинхронного частотно-регульованого дводвигунного приводу з індивідуальними перетворювачами частоти. Останнім часом виникають вимоги до впровадження асинхронного приводу з частотним регулюванням, що ґрунтується на відомих перевагах цього типу приводу та застарілості основного обладнання існуючих систем приводу постійного струму. Проте на практиці ці намагання часто зустрічаються зі значними труднощами, пов'язаними з необхідністю забезпечення синхронного обертання двох двигунів при виникненні режиму їх нерівномірного завантаження внаслідок технологічних особливостей роботи ПДА.

Роботи [34] і [35] присвячені розробці індивідуального частотно-регульованого асинхронного приводу для похилого дифузійного

апарата ПДС-20 та аналіз її динамічних властивостей у пускових та гальмівних режимах роботи. Проте ці дослідження не враховували пружні властивості кінематичного зв'язку між двигунами приводу, що має значний вплив на динаміку всієї системи. Тому застосовані методи та отримані результати не відповідають усім вимогам при розробці та синтезі систем автоматизованих дводвигунних електроприводів, особливо це стосується режимів інтенсивного використання ПДА та можливої нерівномірності завантаження вздовж шнековалів. При таких умовах врахування пружних зв'язків є обов'язковим. До позитивних моментів при синтезі системи автоматизованого керування ПДА у [34], [35] можна віднести запровадження частотно-регульованого приводу допоміжного механізму черпального колеса, що здійснює розвантаження висолоджененого жому у верхній частині дифузійного апарата. Таким чином у системі керування технологічним електромеханічним комплексом за умови використання адекватних законів регулювання швидкістю обертання черпального колеса з'являється можливість розвантаження більш завантаженої верхньої частини ПДА. Розробка таких законів регулювання та експериментальні дослідження їх ефективності в промислових умовах також є важливою задачею.

Дослідження режимів, де пружні властивості кінематичного зв'язку впливають на динаміку системи приводу, стає складним через відсутність адекватного математичного опису механічної частини привода, який б враховував основні експлуатаційні характеристики роботи ПДА. Це може призвести до помилок на етапі проектування, що можуть проявитися у ненадійній роботі приводу або надмірних витратах на основні елементи приводу.

У зв'язку з цим значної актуальності набуває математичне моделювання, як традиційної системи електропривода постійного струму, так і частотно-регульованого приводу ПДА, що дасть змогу адекватно синтезувати та проектувати системи автоматичного керування цим приводом, а також дослідження динамічних властивостей таких систем.

## РОЗДІЛ 2

### МАТЕМАТИЧНІ МОДЕЛІ ДВОДВИГУННОГО ЕЛЕКТРОПРИВОДУ ПОСТІЙНОГО СТРУМУ ТА ЙОГО ДИНАМІЧНІ ВЛАСТИВОСТІ

При дослідженнях динамічних режимів роботи електричного привода ПДА необхідно враховувати ряд його особливостей, що висвітлені у розділі 1. Це пояснюється тим, що наявність пружного механічного зв'язка між двигунами має значний вплив на динамічні властивості системи за умов інтенсивного використання основного обладнання дифузійного відділення, що спостерігається останнім часом на вітчизняних підприємствах цукрової галузі [8] – [9]. Ще однією важливою особливістю є нерівномірний розподіл навантаження вздовж шнековалів, який пояснюється тим, що у верхній частині дифузійного апарату сокостружкова суміш сухіша і має більшу в'язкість [4] – [6].

При дослідженні динаміки приводу ці особливості мають бути враховані при розробці математичних моделей приводу ПДА, зокрема її механічної частини. Дослідженням динамічних режимів роботи систем взаємозв'язаного приводу різних виробничих механізмів присвячено ряд праць [52], [53], [19] – [32], що підтверджує актуальність таких досліджень щодо дводвигунного приводу ПДА.

#### **2.1 Математичні моделі дводвигунного електроприводу з нелінійним пружно-дисипативними зв'язками**

Механічна частина ПДА, як видно із рис. 1.3 являє собою систему з двома ступенями вільності  $n = 2$ , де узагальненими координатами виступають кути повороту  $\varphi_1$  і  $\varphi_2$ , які задаються положеннями роторів двох електричних двигунів. Відповідно, узагальненими швидкостями будуть їх похідні по часу – кутові швидкості  $\omega_1 = \dot{\varphi}_1$  і  $\omega_2 = \dot{\varphi}_2$ , які за умовою експлуатації системи повинні бути однаковими. Ці швидкості через редуктори із передачею 1250:1 зазнають зменшення до значень  $k\omega_1$  та  $k\omega_2$ , де  $k = 8 \cdot 10^{-4}$ , і передаються до торців шнека – довгого, а отже і дещо пружного, масивного тіла циліндричної форми з гвинтоподібною зовнішньою поверхнею.

Для розробки математичної і електричної моделей можна використати теорією Лагранжа [37], теорією динамічних аналогій (методом електромеханічних аналогій) [38], [39], а також роботами [40] – [42], в яких наведено основні підходи в розробці математичних та електричних моделей систем з обертальною формою руху.

Так, відповідно до теорії Лагранжа, рівняннями руху механічної частини дифузійного апарата як системи з двома ступенями вільності  $n = 2$  будуть рівняння Лагранжа II роду:

$$\frac{d}{dt} \left[ \frac{\partial T}{\partial \omega_s} \right] = M_s - \frac{\partial \Pi}{\partial \varphi_s} - \frac{\partial \Phi}{\partial \omega_s}, \quad s = 1, 2, \quad (2.1)$$

де  $\Pi$  є потенціальною енергією системи,  $\Phi$  – її дисипативною функцією Релея,  $M_s$  – обертальними моментами нижнього та верхнього двигунів відповідно, які для власне механічної частини дифузійного апарата є зовнішніми узагальненими силами.

В рівняннях (2.1) враховано ту обставину, що кінетична енергія  $T$  даної системи залежить від узагальнених швидкостей  $\omega_1$ ,  $\omega_2$  роторів обох двигунів і не залежить від їхніх узагальнених координат  $\varphi_1$  і  $\varphi_2$ , тобто

$$\frac{\partial T}{\partial \varphi_s} = 0, \quad s = 1, 2.$$

Це дозволяє безпосередньо скористатися першою системою динамічних аналогій (аналогій типу «сила-напруга») [38] – [39] і поставити у відповідність системі диференціальних рівнянь (2.1) як аналогію рівняння Лагранжа-Максвелла

$$\frac{d}{dt} \left[ \frac{\partial W_m}{\partial i_s} \right] = e_s - \frac{\partial W_e}{\partial q_s} - \frac{\partial \Phi_e}{\partial i_s}, \quad s = 1, 2, \quad (2.2)$$

де  $W_m$  – енергія магнітного поля *електричної моделі* досліджуваної системи,  $W_e$  – енергія її електричного поля,  $\Phi_e$  – електрична дисипативна функція Релея,  $e_s$  – електрорушійні сили,  $i_s = \dot{q}_s$  – контурні струми електричної моделі.

Модель (2.2) дозволяє побудувати електричну схему на основі загальних схем з довільним числом ступенів вільності  $n$ , які на підставі аналогії між системами рівнянь (2.1) і (2.2) були представлені в роботах [40] - [42]. Однак, врахування деяких специфічних особливостей

системи ПДА дозволяє дещо модифікувати означені схеми для випадку  $n = 2$ .

а) Оскільки явище накопичення *потенціальної енергії* в пружному деформованому валові шнека в означених схемах враховано досить точно як якісно, так і кількісно, з метою уточнення задля побудови електричного аналога необхідно розглянути більш детально явище накопичення *кінетичної енергії*  $T_{12}$  шнеком під час його обертання з різними кутовими швидкостями  $k\omega_1$  та  $k\omega_2$  його кінців.

Цю частину кінетичної енергії системи можна визначити як інтеграл

$$T_{12} = \frac{1}{2} \int_0^{J_{12}} \omega^2 dJ, \quad (2.3)$$

де  $\omega = \omega(x) = k\omega_2 + \frac{k\omega_1 - k\omega_2}{l}x$  – поточна кутова частота як функція від просторової координати  $x$ , спрямованої вздовж шнека довжиною  $l$ , яка на одному з його торців набуває значення  $k\omega_1$ , а на іншому –  $k\omega_2$ ;  $dJ$  – момент інерції елементарної ділянки шнека, що має довжину  $dx$ .

На цьому етапі до математичного аналізу потрібно внести деяке спрощення і припустити, що зміна моменту інерції ділянки валу шнека за зміни координати  $x$  постійною величиною і такою, що дорівнює  $\frac{dJ}{dx} = \frac{J_{12}}{l}$ , де  $J_{12} = J'_{12} + J''_{12}$  – повний момент інерції, який враховує як момент інерції власне тіла шнека  $J'_{12}$ , так і приведений момент інерції  $J''_{12}$  за рахунок прямолінійного руху маси стружки цукрового буряка, яка безпосередньо взаємодіє із гвинтовою поверхнею шнека.

Звісно, через неоднорідність густини маси останньої, коли ступінь зволоженості цієї стружки під час руху суттєво змінюється, залежність  $J = J(x)$ , звичайно ж, не буде лінійною. Однак, дана нелінійність може бути врахована у спосіб корекції математичної та електричної моделей за рахунок внесення в ці моделі штучної асиметрії.

Отже, кінетична енергія шнека за його обертального руху на підставі (2.3):

$$T_{12} = \frac{J_{12}}{2l} \int_0^l \left( k\omega_2 + \frac{k\omega_1 - k\omega_2}{l}x \right)^2 dx$$



або після нескладних математичних перетворень –

$$T_{12} = \frac{1}{2} \frac{J_{12}}{2} (k\omega_1)^2 + \frac{1}{2} \frac{J_{12}}{2} (k\omega_2)^2 - \frac{1}{2} \frac{J_{12}}{6} (k\omega_1 - k\omega_2)^2. \quad (2.4)$$

б) Механічну дисипативну функцію Релея  $\Phi_{12}$  для пружного валу шнека можна отримати подібним чином:

$$\Phi_{12} = \frac{1}{2} \frac{\beta_{12}}{2} (k\omega_1)^2 + \frac{1}{2} \frac{\beta_{12}}{2} (k\omega_2)^2 - \frac{1}{2} \frac{\beta_{12}}{6} (k\omega_1 - k\omega_2)^2, \quad (2.5)$$

де  $\beta_{12} = \beta'_{12} + \beta''_{12}$  – коефіцієнт розсіювання енергії, що спостерігається за рахунок явища тертя як у випадку обертання власне тіла шнека, так і у випадку руху бурякової стружки вздовж зовнішньої циліндричної ємності під тиском гвинтової поверхні.

Відповідно до першої системи динамічних аналогій індуктивність електричної системи є аналогом моменту інерції обертових тіл механічної системи, резистивний опір – аналогом коефіцієнту розсіювання енергії через тертя, ємність – аналогом коефіцієнту жорсткості пружної деформації.

Таким чином, на підставі першої системи динамічних аналогій, систем рівнянь (2.1) і (2.2) та вищезначених електричних схем (роботи [40] – [42]) з урахуванням співвідношень (2.4) та (2.5), а також наявності в системі двох редукторних механізмів електричною моделлю механічної частини дифузійного апарата буде електрична схема, наведена на рис. 2.1.

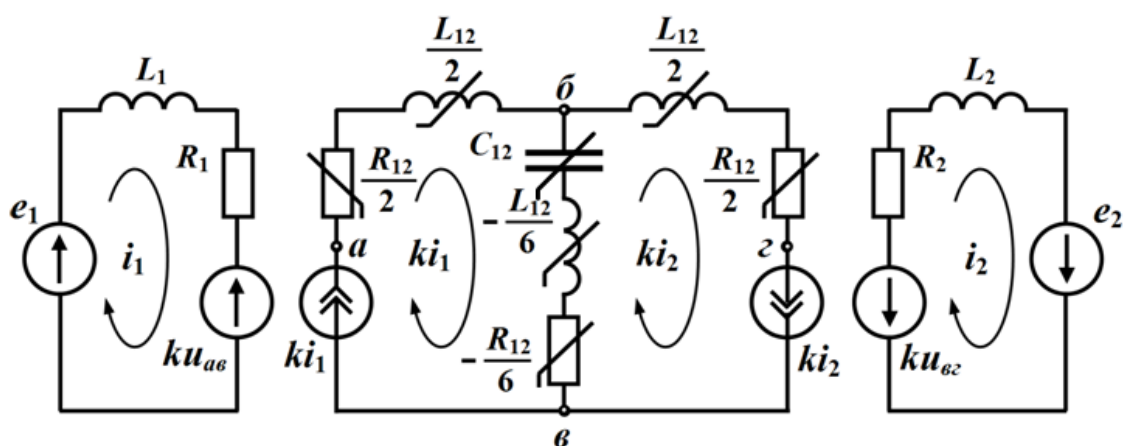


Рисунок 2.1 – Схема електричної моделі механічної частини дифузійного апарата

Система рівнянь за законами Кірхгофа для цієї схеми:

$$\begin{cases} R_1 i_1 + L_1 \frac{d i_1}{d t} = e_1 - k u_{a6}, & u_{a6} = \frac{R_{12}}{2} k i_1 + \frac{L_{12}}{2} \frac{d k i_1}{d t} + u_{66}, \\ R_2 i_2 + L_2 \frac{d i_2}{d t} = e_2 - k u_{62}, & u_{62} = \frac{R_{12}}{2} k i_2 + \frac{L_{12}}{2} \frac{d k i_2}{d t} - u_{66}, \\ u_{66} = \frac{k q_1 - k q_2}{C_{12}} - \frac{L_{12}}{6} \frac{d}{d t} (k i_1 - k i_2) - \frac{R_{12}}{6} (k i_1 - k i_2). \end{cases} \quad (2.6)$$

яку після нескладних математичних перетворень можна подати у вигляді:

$$\begin{cases} L_1^* \frac{d i_1}{d t} + R_1^* i_1 + \frac{q_1}{C_{12}} - L_{12}^* \frac{d i_2}{d t} - R_{12}^* i_2 - \frac{q_2}{C_{12}} = e_1^*, \\ L_2^* \frac{d i_2}{d t} + R_2^* i_2 + \frac{q_2}{C_{12}} - L_{12}^* \frac{d i_1}{d t} - R_{12}^* i_1 - \frac{q_1}{C_{12}} = e_2^*, \end{cases} \quad (2.7)$$

де  $L_1^* = \frac{1}{k^2} L_1 + \frac{1}{3} L_{12}$ ,  $L_2^* = \frac{1}{k^2} L_2 + \frac{1}{3} L_{12}$ ,  $L_{12}^* = -\frac{1}{6} L_{12}$  – певні еквівалентні індуктивності;

$R_1^* = \frac{1}{k^2} R_1 + \frac{1}{3} R_{12}$ ,  $R_2^* = \frac{1}{k^2} R_2 + \frac{1}{3} R_{12}$ ,  $R_{12}^* = -\frac{1}{6} R_{12}$  – певні еквівалентні активні опори;

$e_1^* = \frac{1}{k^2} e_1$ ,  $e_2^* = \frac{1}{k^2} e_2$  – певні еквівалентні джерела е.р.с.

Електричну схему, стан якої описується системою диференціальних рівнянь (2.7), показано на рис. 2.2.

Отже, електричною моделлю механічної частини дифузійного апарата, яка враховує і нелінійні явища, буде система диференціальних рівнянь (2.2) в сукупності із електричною схемою, показаною на рис. 2.2, окремі параметри якої залежатимуть, як це видно з рисунка, від узагальнених електричних швидкостей (контурних струмів)  $i_1 = \dot{q}_1$  і  $i_2 = \dot{q}_2$ , а вираженням цієї електричної моделі з лінеаризацією індуктивних та резистивних елементів (тобто моменту інерції та коефіцієнту розсіювання енергії через тертя) – система рівнянь (2.7) з електричною схемою, наведеною на рис. 2.2.

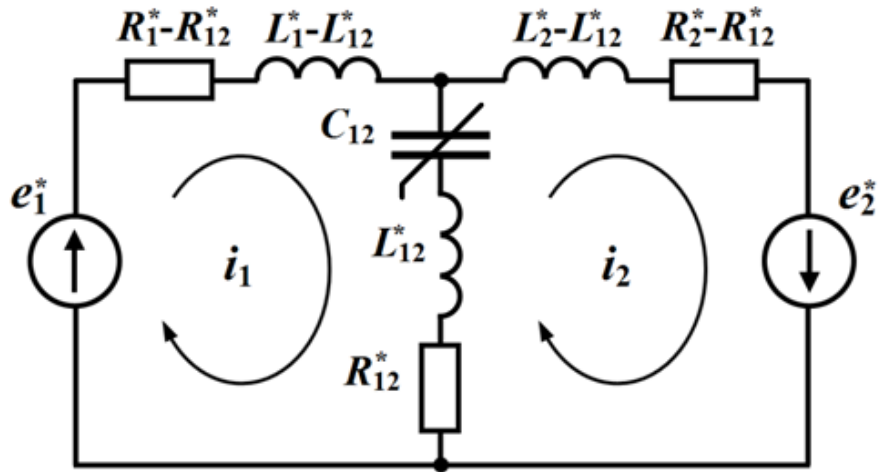


Рисунок 2.2 – Схема електричної моделі з лінеаризованими індуктивними та ємнісними елементами.

Загальною математичною моделлю механічної частини дифузійного апарата, як було встановлено вище, є система рівнянь Лагранжа II роду (2.1)

$$\frac{d}{dt} \left[ \frac{\partial T}{\partial \omega_s} \right] = M_s - \frac{\partial \Pi}{\partial \varphi_s} - \frac{\partial \Phi}{\partial \omega_s}, \quad s = 1, 2.$$

Математичну модель механічної системи отримано на підставі теорії динамічних аналогій, скориставшись першою системою аналогій – аналогіями типу «сила-напруга» [38] – [39] і диференціальними рівняннями (2.7), звідки

$$\begin{cases} J_1^* \frac{d\omega_1}{dt} + \beta_1^* \omega_1 + \zeta_{12} \varphi_1 - J_{12}^* \frac{d\omega_2}{dt} - \beta_{12}^* \omega_2 - \zeta_{12} \varphi_2 = M_1^*, \\ J_2^* \frac{d\omega_2}{dt} + \beta_2^* \omega_2 + \zeta_{12} \varphi_2 - J_{12}^* \frac{d\omega_1}{dt} - \beta_{12}^* \omega_1 - \zeta_{12} \varphi_1 = M_2^*, \end{cases} \quad (2.8)$$

$$\text{де } \begin{cases} J_1^* = \frac{1}{k^2} J_1 + \frac{1}{3} J_{12}, & J_2^* = \frac{1}{k^2} J_2 + \frac{1}{3} J_{12}, & J_{12}^* = -\frac{1}{6} J_{12} \\ \beta_1^* = \frac{1}{k^2} \beta_1 + \frac{1}{3} \beta_{12}, & \beta_2^* = \frac{1}{k^2} \beta_2 + \frac{1}{3} \beta_{12}, & \beta_{12}^* = -\frac{1}{6} \beta_{12} \\ M_1^* = \frac{1}{k^2} M_1, & M_2^* = \frac{1}{k^2} M_2 \end{cases} \quad (2.9)$$

еквівалентні моменти інерції, еквівалентні коефіцієнти розсіювання та еквівалентні узагальнені сили відповідно, а також  $J_1$  і  $J_2$  – відповідно моменти інерції роторів нижнього та верхнього двигунів;  $\beta_1$

і  $\beta_2$  – коефіцієнти розсіювання енергії в обох двигунах;  $\zeta_{12}$  – коефіцієнт жорсткості шнека.

Таким чином на підставі теорії динамічних аналогій отримано математичну модель механічної частини електроприводу похилого дифузійного апарата, якою є система рівнянь (2.8) з умовами (2.9), яка може бути використана для дослідження динамічних режимів роботи.

Аналіз динамічних властивостей приводу похилого дифузійного апарату в парадигмі лінійної теорії автоматичного керування не забезпечує необхідної адекватності математичного моделювання. Це пов'язано з тим, що пружна деформація таких складних тіл, якими є шнеки ПДА в пружному й в'язкому середовищі, не може описуватись лінійними співвідношеннями за умови значних деформацій. Детальні дослідження природи нелінійного характеру деформації є досить складною науково-технічною задачею і виходить за межі даного дослідження.

За аналогією до математичних моделей двомасової системи, викладених у [20] – [22] та поданих у вигляді системи (1.6), момент пружної деформації шнековалів:

$$\Delta M = \zeta_{12L} \cdot \Delta \theta + \zeta_{12NL} \Delta \theta^3,$$

де  $\zeta_{12L}$ ,  $\zeta_{12NL}$  – коефіцієнти, що характеризують лінійну та нелінійну деформацію,  $\Delta \theta$  – миттєве значення відносного кута повороту валів верхнього та нижнього двигуна.

Або після нескладних перетворень:

$$\Delta M = \zeta_{12L} \cdot \Delta \theta + \zeta_{12NL} \Delta \theta^3 = (\zeta_{12L} \cdot + \zeta_{12NL} \Delta \theta^2) \Delta \theta = \zeta_{12} \Delta \theta,$$

де

$$\zeta_{12} = \zeta_{12L} \cdot + \zeta_{12NL} \Delta \theta^2 \quad (2.10)$$

Таким чином жорсткість пружного зв'язку буде складатись з двох складових і є функцією відносного кута повороту валів верхнього та нижнього двигуна.

Рівняння (2.8) з умовами (2.9) являють собою математичну модель механічної частини електричного приводу ПДА при рівномірному розподілу механічного навантаження вздовж усієї довжини шнековалів. В реальних умовах, в ході експлуатації, навантаження вздовж шнековалів розподіляється нерівномірно. Це відбувається внаслідок того, що в похилому корпусі дифузійного апарату густина сокостружкової суміші

зростає знизу доверху. Тобто, приведений момент інерції та коефіцієнт опору на валу верхнього двигуна за таких умов буде завжди більшим, ніж відповідні величини у нижнього двигуна. Це є дуже важливою особливістю роботи дифузійного апарату, що безперечно впливає на експлуатаційні характеристики цієї системи приводу.

Необхідність врахування в подальших дослідженнях такої нерівномірності зумовлює введення в умови (2.9) додаткових відносних коефіцієнтів  $\alpha$  та  $\gamma$ , що визначає, яка частина моменту інерції шнековалів разом з сокостружковою сумішшю  $J_{12}$  та яка частина коефіцієнту опору  $\beta_{12}$  припадають на нижній двигун. Очевидно, що на верхній двигун припадатиме  $(1-\alpha)$  та  $(1-\gamma)$  відповідних величин.

Таким чином, враховуючи це та співвідношення (2.10), умови (2.9) з приведенням параметрів до швидкості обертання двигунів можна подати у вигляді:

$$\begin{cases} J_1^* = J_1 + \alpha \frac{2}{3} J_{12} \cdot k^2, & J_2^* = J_2 + (1-\alpha) \frac{2}{3} J_{12} \cdot k^2, & J_{12}^* = -\frac{1}{6} J_{12} \cdot k^2 \\ \beta_1^* = \beta_1 + \gamma \frac{2}{3} \beta_{12} \cdot k^2, & \beta_2^* = \beta_2 + (1-\gamma) \frac{2}{3} \beta_{12} \cdot k^2, & \beta_{12}^* = -\frac{1}{6} \beta_{12} \cdot k^2 \dots(2.11) \\ \zeta_{12} = \zeta_{12} = \zeta_{12L} \cdot + \zeta_{12NL} \Delta\theta^2 \end{cases}$$

За умови рівномірного розподілу навантаження вздовж шнеку, на нижній та верхній двигуни припадатимуть однакові моменти інерції та коефіцієнти розсіювання енергії, тобто  $\alpha=0,5$ ,  $\gamma=0,5$ , а умови (2.11) перетворюються на (2.9).

Математичні моделі електромеханічних систем в теорії автоматичного керування прийнято записувати в операторній формі запису. Таким чином система (2.8) після попереднього здійснення диференціювання та приведення параметрів системи до швидкості обертання двигунів набуде вигляду:

$$\begin{cases} (J_1^* p^2 + \beta_1^* p + \zeta_{12}) \omega_1(p) - (J_{12}^* p^2 + \beta_{12}^* p + \zeta_{12}) \omega_2(p) = p \cdot M_1(p), \\ (J_2^* p^2 + \beta_2^* p + \zeta_{12}) \omega_2(p) - (J_{12}^* p^2 + \beta_{12}^* p + \zeta_{12}) \omega_1(p) = p \cdot M_2(p). \end{cases} \quad (2.12)$$

де моменти  $M_1(p)$ ,  $M_2(p)$  є операторними зображеннями реальних моментів, що розвивають двигуни постійного струму, а

$\omega_1(p)$ ,  $\omega_2(p)$  – операторними зображеннями кутових швидкостей нижнього й верхнього двигунів відповідно.

На основі рівнянь (2.12) можна скласти таку структурну схему механічної частини приводу ПДА:

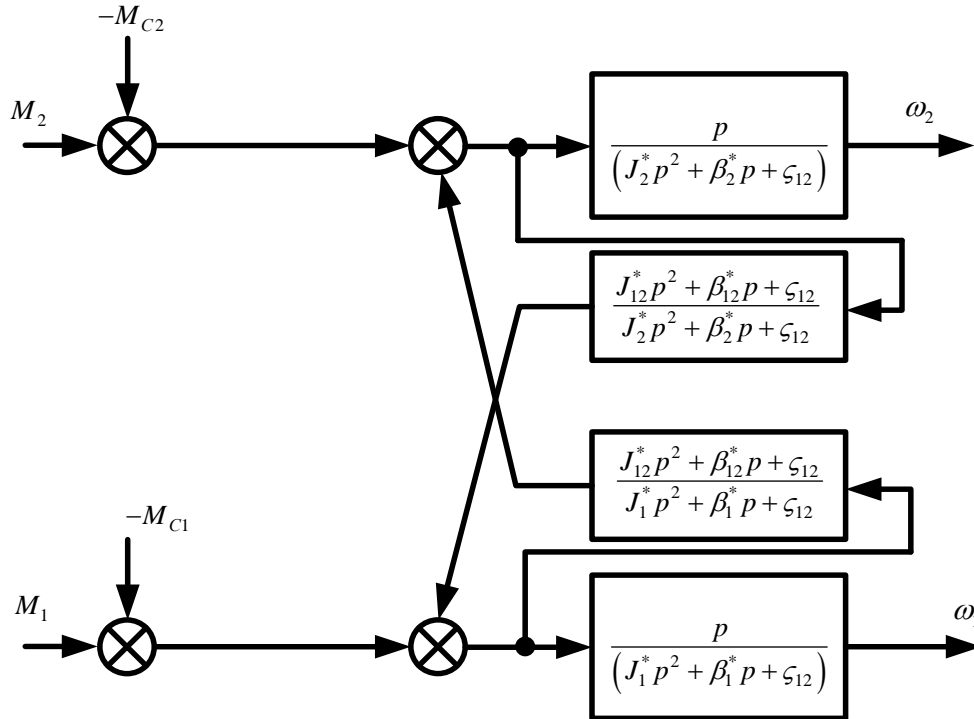


Рисунок 2.3 – Структурна схема механічної частини приводу ПДА

Електромеханічні процеси, що протікають в двигунах постійного струму описуються відомою [10] системою рівнянь:

$$\begin{cases} M = c\Phi \cdot I_{я} \\ U_{я} = E + i_{я} \cdot R_{я} + L_{я} \frac{di_{я}}{dt} \\ E = c\Phi \cdot \omega \end{cases}$$

де  $U_{я}$  - напруга прикладена до якірної обмотки двигуна,  $E$  - протие. р. с.,  $R_{я}$ ,  $L_{я}$  - активний опір та індуктивність роторної обмотки,  $i_{я}$ ,  $I_{я}$  – миттєве та середнє значення струму якоря двигуна,  $M$  - момент, який розвиває двигун,  $\omega$  - кількість обертів двигуна,  $c\Phi$  - конструкційна стала двигуна. Або в операторній формі для однієї машини::

$$\begin{cases} M_1(p) = c\Phi \cdot I_{я}(p) \\ U_1(p) = c\Phi \cdot \omega_1(p) + I_{я}(p) \cdot R_{я1} (T_{E1}p + 1) \end{cases}$$

де  $T_{E1} = \frac{L_{я1}}{R_{я1}}$  - електрична стала першого двигуна. Для двох дви-

гунів:

$$\begin{cases} M_1(p) = c\Phi_1 \cdot I_{я}(p), \\ M_2(p) = c\Phi_2 \cdot I_{я}(p), \\ U(p) = U_1(p) + U_2(p) = \\ = c\Phi_1 \cdot \omega_1(p) + c\Phi_2 \cdot \omega_2(p) + I_{я}(p) \cdot R_0 (T_E p + 1) \end{cases}, \quad (2.13)$$

де  $R_0 = R_{я1} + R_{я2}$ ,  $T_0 = T_{E1} + T_{E2}$ .

Джерелом керованої напруги для двигунів є тиристорний перетворювач (ТП), що являє собою трифазний керований випрямляч (КВ), найбільш часто виконаний за схемою Ларіонова. В зв'язку з неповною керованістю ТП в динамічному режимі роботи є складним нелінійним елементом, який описується передаточною такою функцією:

$$W_{ТП} = \frac{k_n}{T_n p + 1}, \quad (2.14)$$

де  $T_i = \frac{1}{N_i \cdot f}$  - стала часу ТП,  $N_i$  - число пульсацій за період,  $f$  -

частота мережі живлення,  $k_i$  - статичний коефіцієнт передачі ТП, який в залежності від виду опорної напруги може бути постійною або змінною величиною. При гармонічній опорній напрузі статична характеристика ТП лінійна, тобто  $k_n = const$ , при лінійно-наростаючій – нелінійна й має вигляд зображений на рис 2.4 б.

Регулятори швидкості та струму в системі каскадного керування будуються на основі операційних підсилювачів та виконуються зазвичай пропорційно-інтегруючими [12] – [14]. Їхні передаточні характеристики будуть мати вигляд:

$$W_{пу} = k_{пу} + \frac{1}{T_{ин} p}; \quad W_{pc} = k_{nc} + \frac{1}{T_{uc} p}, \quad (2.15)$$

де  $k_{пу}, k_{nc}$  – коефіцієнти передачі відповідних елементів, а  $T_{ин}, T_{uc}$  – їх сталі часу.

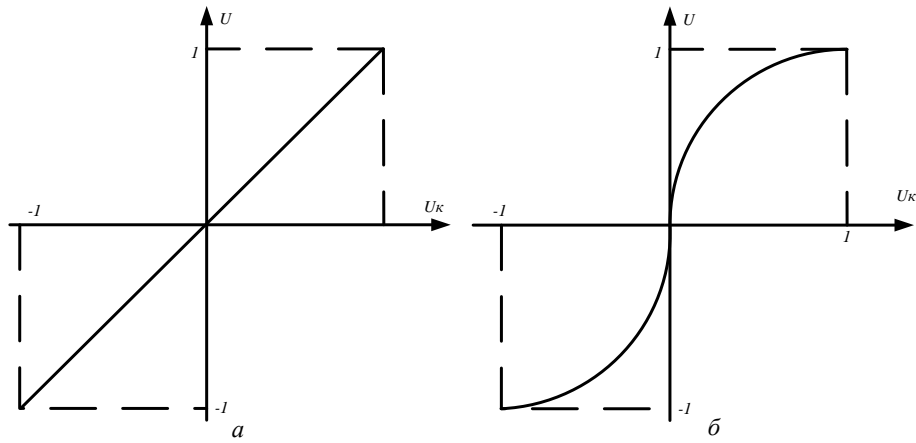


Рисунок 2.4 – Статичні характеристики ТП а) з гармонічною та б) з лінійно-наростаючою опорною напругою.

Сенсори струму та напруги в системі каскадного керування повинні забезпечити гальванічну розв'язку сигналу зворотного зв'язку від силового кола. В досліджуваному типі привода сенсором струму виступають вимірювальні трансформатори струму, ввімкнені на вході ТП. Сигнал з їх вторинних обмоток випрямляється й заводиться в систему керування приводом. На виході сенсора напруги отримують напругу пропорційну проти е.р.с. двигуна. Сенсори струму й напруги є аперіодичними елементами САК та описуються такими передаточними функціями:

$$W_{CH} = \frac{-k_{CH}}{T_{CH}p + 1}, \quad W_{CC} = \frac{-k_{CC}}{T_{CC}p + 1}, \quad (2.16)$$

де  $k_{CH}$  та  $k_{CC}$  – коефіцієнти передачі відповідних елементів, а  $T_{CH}$  та  $T_{CC}$  – їх сталі часу.

Використовуючи рівняння (2.13) – (2.16), а також структурну схему механічної частини привода, отриману на рис. 2.3, можна запропонувати структурну схему систему привода ПДА (рис. 2.5), на якій вказано всі зв'язки змінних, які присутні в даній системі автоматичного керування.

Як видно з отриманих структурних схем дана система має складно-замкнутий характер, тобто є системою високого порядку, який можна умовно розділити на силову частину 1 та систему керування 2. Отриманий математичний опис привода дифузійного апарату в цілому як електротехнічного комплексу може бути використаний для дослідження системи в динамічному режимі роботи. Також з його допомогою можна вказати на причини виникнення коливальних режимів системи та втрати нею стійкості.



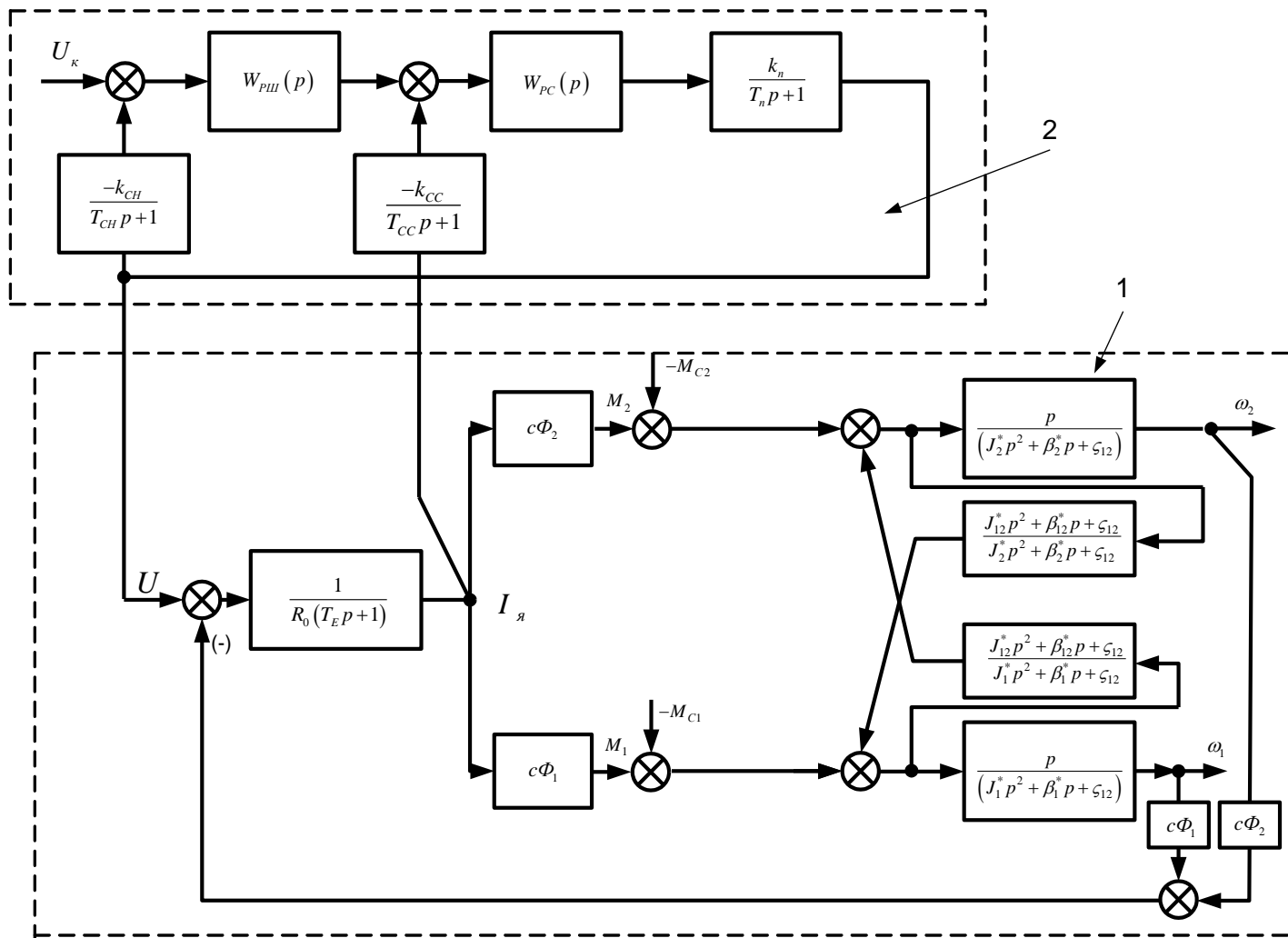


Рисунок 2.5 – Структурна схема системи приводу дифузійного апарату

## 2.2 Методика дослідження динамічних режимів системи електроприводу з нелінійними пружними зв'язками

Дослідження стійкості складних систем автоматичного керування та характеру перехідних процесів, що відбуваються в них при дії різних збурень є досить складним завданням. Знаходження передаточних характеристик таких систем аналітичним способом та їх аналіз за допомогою класичних методів ускладнюються через те, що такі системи мають високий порядок та велику кількість коефіцієнтів передачі, сталих часу та інших параметрів системи, що призводить до дуже складних розрахунків та громіздких виразів [57].

Також дослідження динамічних режимів вказаними методами неможливі в системах з ланками, нелінійним характером яких не можна знехтувати. Оскільки, як було прийнято вище у (2.10) жорсткість пружного зв'язку є величиною нелінійною, яка залежить від відносного кута повороту валів двигунів, то виконання поставленої задачі аналітичними методами є вкрай важким.

Більш зручними для розв'язання поставлених задач виглядають чисельні методи, за допомогою яких можна розв'язати отриману вище математичну модель системи та отримати реакції відповідних величин на різні збурення. Такі методи можна зреалізувати, використовуючи ПК та математичні застосунки, зокрема MATLAB. Даний застосунок містить засіб імітаційного моделювання динамічних систем Simulink, який дозволяє досліджувати складні системи автоматичного керування [44] – [45].

Структурна схема, подана на рис. 2.5 є лінеаризованою математичною моделлю і може бути використана для режимів із незначною зміною параметрів системи. Врахування нелінійного характеру системи можливе за допомогою чисельних методів, у яких розрахунок режиму проводиться ітераційно. При дослідженні динамічних режимів в таких моделях значення жорсткості є змінною величиною, яка залежить від параметрів режиму, та визначається на кожному ітераційному кроці за виразом (2.10) та підставляється у модель на наступному. За умови, якщо часовий проміжок між кроками моделі є значно меншим за період електромеханічних коливань, зміна відносного кута повороту валів двигунів буде незначною. Тому зміною величини жорсткості пружного зв'язку за цей інтервал часу можна знехтувати. Таким чином ми матимемо імітаційну модель дводвигунного приводу, яка буде враховувати нелінійний характер пружності зв'язку та зміну.

Для спрощення досліджень системи в динамічному режимі введено такі припущення:

1. Електричні та механічні параметри двигунів однакові, тобто  $c\Phi_1 = c\Phi_2$ ,  $R_{я1} = R_{я2}$ ,  $T_{E1} = T_{E2}$ ,  $J_1 = J_2$ .

2. Найбільший інтерес викликає робота системи на межі номінального режиму. Враховуючи, що при роботі в таких режимах, момент інерції двигуна та коефіцієнт розсіювання енергії в двигуні значно менший ніж приведений момент інерції завантажених шнеків та приведений коефіцієнт розсіювання енергії в ПДА, тобто  $J_1 \approx J_2 \ll J_{12} \cdot k^2$ ,  $\beta_1 \approx \beta_2 \ll \beta_{12} \cdot k^2$ , тому величинами  $J_1 \approx J_2$  та  $\beta_1 \approx \beta_2$  в умовах (2.10) можна знехтувати.

3. Оскільки величини і моменту інерції  $J_{12}$ , і коефіцієнт тертя шнеків  $\beta_{12}$  є пропорційними масі завантаженої сокостружкової суміші, то коефіцієнти нерівномірності завантаження  $\alpha$  та  $\gamma$  можна вважати рівними:  $\alpha = \gamma$ .

4. При аналізі пружних явищ, що виникають в шнековалах нелінійний характер деформації складних тіл, якими є шнеки разом з сокостружковою сумішшю, враховується відповідно до (2.10).

Основними завданнями в теорії автоматичного керування є дослідження властивостей динамічних систем в перехідних режимах роботи. Найважливішою з них є стійкість – властивість системи повертатися в вихідний чи близький до нього усталений режим після будь-якого виходу з нього в результаті певної дії. Ознакою стійкості є збіжні перехідні процеси, тобто

$$\Delta X(t) = X_{zo}(t) - X(t) \rightarrow 0 \text{ при } t \rightarrow \infty \quad (2.17)$$

де  $X_{zo}(t)$ ,  $X(t)$  - відповідно задане та поточне значення регульованої координати.

Приведене поняття стійкості визначає стійкість усталеного режиму системи. Однак досліджувана система може працювати в умовах дій, які безперервно змінюються, коли усталений режим взагалі відсутній. З врахуванням таких умов роботи більш загальне визначення стійкості: система стійка, якщо її вихідна величина залишається обмеженою в умовах дії на неї обмежених за величиною дій.

Властивості лінійної системи в перехідних режимах визначаються виключно від параметрів системи і не залежать від величини зовнішніх дій. Зміна величини зовнішніх дій викликає в системі лише пропорційну зміну вихідної величини, не впливаючи на характер перехідного процесу.

Досліджувана система має декілька нелінійних ланок, нелінійностями яких не можна знехтувати внаслідок значного впливу їх на характер перехідних процесів. В такому випадку властивості системи в динамічному режимі залежать не лише від параметрів системи, а й від величини зовнішніх дій.

Надзвичайно важливим є дослідження впливу як параметрів системи, так і величини зовнішніх дій на систему (параметрів режиму) на властивості системи в перехідних режимах та визначення зони стійкості системи за цими параметрами.

До параметрів режиму досліджуваної системи відносно яких найбільшим чином залежить характер перехідних процесів в умовах роботи дифузійного апарату належать:

1) Напруга керування приводу  $U_k$ . В промислових умовах регулювання швидкості обертання шнеків дифузійного апарату здійснюється оператором вручну за допомогою зміни напруги керування приводу на основі вимог технологічного процесу та показів щитових приладів;

2) Статичний момент на валу двигуна  $M_{cm}$ . В усталеному режимі статичний момент дорівнює моменту, що розвивають двигуни  $M = c\Phi I$ . Оператор оцінює його за показом щитового приладу, що вимірює середнє значення якірного струму  $I$ , тому ці два параметри об'єднано;

3) Випрямлена напруга  $U_d$  - напруга на якірних обмотках двигунів. Величину даної напруги оператор визначає за допомогою щитового приладу. В усталеному режимі дана напруга пропорційна величині  $U_k$ .

На основі показів вказаних приладів оператор здійснює оцінку експлуатаційних характеристик приводу. Тому дані величини можна визначити, як основні величини, за якими здійснюється контроль стійкості системи та якості перехідних процесів.

До параметрів системи, від яких найбільшим чином залежить поведінка системи в перехідних режимах роботи належать:

- 1) момент інерції  $J_{12}$ ;
- 2) коефіцієнт тертя шнеків  $\beta_{12}$ ;
- 3) коефіцієнт нерівномірності завантаження валу  $\alpha$ .

Слід зауважити, що параметри зворотних зв'язків системи також значно впливають на її властивості, але їх сталі часу значно менші, ніж

сталі часу механічної частини приводу і вони не викликають тих процесів, що досліджуються в роботі.

Для побудови імітаційної моделі, яка б враховувала нелінійний характер пружного зв'язку зазначений у (2.11), та забезпечувала зручність зміни параметрів системи при дослідженнях динамічних режимів можна внести певні позначення передатним функціям структурної схеми (рис. 2.5):

$$W_4 = \frac{p}{\alpha \frac{2}{3} J_{12} p^2 + \alpha \frac{2}{3} \beta_{12} p + \zeta_{12}},$$

$$W_5 = \frac{p}{\frac{2}{3} (1-\alpha) J_{12} p^2 + \frac{2}{3} (1-\alpha) \beta_{12} p + \zeta_{12}},$$

$$W_6' = \frac{-\frac{1}{6} J_{12} p^2 - \frac{1}{6} \beta_{12} p + \zeta_{12}}{\alpha \frac{2}{3} J_{12} p^2 + \alpha \frac{2}{3} \beta_{12} p + \zeta_{12}},$$

$$W_6'' = \frac{-\frac{1}{6} J_{12} p^2 - \frac{1}{6} \beta_{12} p + \zeta_{12}}{\frac{2}{3} (1-\alpha) J_{12} p^2 + \frac{2}{3} (1-\alpha) \beta_{12} p + \zeta_{12}}.$$

Здійснивши ряд перетворень з передатною функцією  $W_4$ :

$$W_4 = \frac{p}{\alpha \frac{2}{3} J_{12} p^2 + \alpha \frac{2}{3} \beta_{12} p + \zeta_{12}} = \frac{p}{\alpha \frac{2}{3} p (J_{12} p + \beta_{12}) + \zeta_{12}} =$$

$$= \left[ \frac{1}{\frac{J_{12}}{\beta_{12}} p + 1} \cdot \frac{1}{\alpha \frac{2}{3} \beta_{12} p} \right] \cdot \frac{1}{\frac{J_{12}}{\beta_{12}} p + 1} \cdot \frac{1}{\alpha \frac{2}{3} \beta_{12}} =$$

$$= \frac{1}{\frac{J_{12}}{\beta_{12}} p + 1} \cdot \frac{1}{\alpha \frac{2}{3} p (J_{12} p + \beta_{12}) + \zeta_{12}} \cdot \frac{1}{p} \cdot \frac{1}{\frac{J_{12}}{\beta_{12}} p + 1} \cdot \frac{1}{\alpha \frac{2}{3} \beta_{12}} =$$

$$= \frac{1}{\frac{J_{12}}{\beta_{12}} p + 1} \cdot \frac{1}{\alpha \frac{2}{3} \beta_{12}} \cdot \frac{1}{\left( \alpha \frac{2}{3} \beta_{12} \left( \frac{J_{12}}{\beta_{12}} p + 1 \right) + \frac{\zeta_{12}}{p} \right)} \cdot \frac{1}{\frac{J_{12}}{\beta_{12}} p + 1} \cdot \frac{1}{\alpha \frac{2}{3} \beta_{12}} =$$

$$= \frac{\frac{1}{\frac{J_{12}}{\beta_{12}} p + 1} \cdot \frac{1}{\alpha \frac{2}{3} \beta_{12}}}{1 + \zeta_{12} \cdot \frac{1}{\frac{J_{12}}{\beta_{12}} p + 1} \cdot \frac{1}{\alpha \frac{2}{3} \beta_{12} p}},$$

Після введення певних позначень, отримано:

$$W_4 = \frac{W_{41} \cdot W_{43}}{1 + \zeta_{12} \cdot W_{41} \cdot W_{42}}, \quad (2.18)$$

$$\text{де } W_{41} = \frac{1}{\frac{J_{12}}{\beta_{12}} p + 1}, \quad W_{42} = \frac{1}{\alpha \frac{2}{3} \beta_{12} p}, \quad W_{43} = \frac{1}{\alpha \frac{2}{3} \beta_{12} p}.$$

Співвідношення (2.18) у відповідності до правил, прийнятих у теорії автоматичного керування [13], дозволяють синтезувати структурну схему, еквівалентну передатній функції  $W_4$  та подану на рис. 2.6.

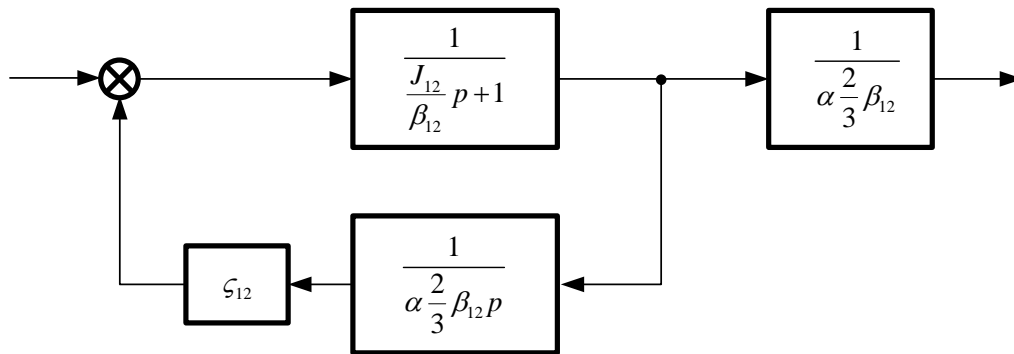


Рисунок 2.6 – Еквівалентна передатній функції  $W_4$  структурна схема

MATLAB Simulink дозволяє створювати підсистеми з декількома елементами, зокрема було об'єднано в одну підсистему структуру  $W_4$ , зображена на рис. 2.7.

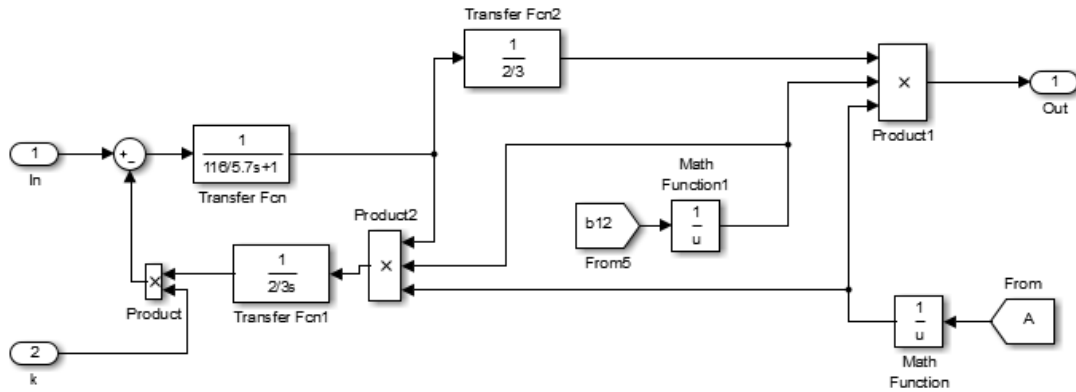


Рисунок 2.7 – Підсистема  $W_4$  в MATLAB

Аналогічним чином отримано співвідношення:

$$W_5 = \frac{W_{51} \cdot W_{53}}{1 + \zeta_{12} \cdot W_{51} \cdot W_{52}}, \quad (2.19)$$

$$\text{де } W_{51} = \frac{1}{\frac{J_{12}}{\beta_{12}} p + 1}, \quad W_{52} = \frac{1}{(1-\alpha) \frac{2}{3} \beta_{12} p}, \quad W_{53} = \frac{1}{(1-\alpha) \frac{2}{3} \beta_{12} p},$$

яке по суті відрізняється лише коефіцієнтом  $(1-\alpha)$  на відміну від  $\alpha$  у (2.18). тому підсистема  $W_5$  матиме той же вигляд (рис. 2.7).

Для того щоб розробити підсистему  $W'_6$  необхідно здійснити ряд перетворень:

$$\begin{aligned} W'_6 &= \frac{-\frac{1}{6} J_{12} p^2 - \frac{1}{6} \beta_{12} p + \zeta_{12}}{\alpha \frac{2}{3} J_{12} p^2 + \alpha \frac{2}{3} \beta_{12} p + \zeta_{12}} = \frac{-\frac{1}{6} J_{12} p^2}{\alpha \frac{2}{3} J_{12} p^2 + \alpha \frac{2}{3} \beta_{12} p + \zeta_{12}} \\ &+ \frac{-\frac{1}{6} \beta_{12} p}{\alpha \frac{2}{3} J_{12} p^2 + \alpha \frac{2}{3} \beta_{12} p + \zeta_{12}} + \frac{\zeta_{12}}{\alpha \frac{2}{3} J_{12} p^2 + \alpha \frac{2}{3} \beta_{12} p + \zeta_{12}} = \quad . \quad (2.20) \\ &= -\frac{1}{6} J_{12} p \cdot W_4 + -\frac{1}{6} \beta_{12} \cdot W_4 + \frac{\zeta_{12}}{p} W_4 = W_4' + W_4'' + W_4''' \end{aligned}$$

Аналогічно:

$$W_6'' = \frac{1}{6} J_{12} p \cdot W_5 + -\frac{1}{6} \beta_{12} \cdot W_5 + \frac{\zeta_{12}}{p} W_5 = W_5' + W_5'' + W_5''' \quad (2.21)$$

Отримані співвідношення дозволяють синтезувати підсистеми Simulink. На рис. 2.8 подана для прикладу підсистема  $W_6'$ .

Дана структура складається з трьох підсистем  $W_4^{\dot{}}$ ,  $W_4^{\ddot{}}$ ,  $W_4^{\text{'''}}$ , які здійснюють відповідні математичні операції і сигнали, на виході яких сумуються.

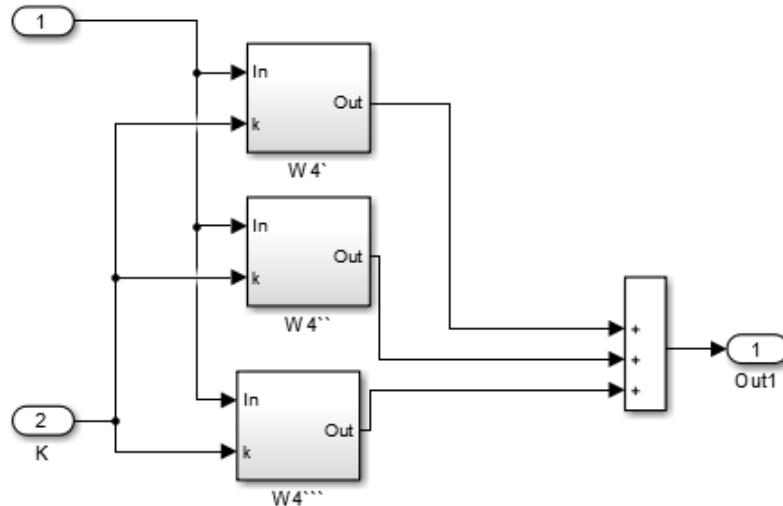


Рисунок 2.8 – Підсистема  $W_4^{\dot{}}$  в MATLAB

На основі структурної схеми (рис. 2.5) та враховуючи синтезовані підсистеми (рис. 2.7, 2.8) розроблено імітаційну модель дводвигунного приводу похилого дифузійного апарату, виконаний на основі тиристорного перетворювача TE4-200-460-N2-2УХЛ4 та приводиться в рух двома двигунами постійного струму 4ПФМ250М, потужністю 55 кВт. Електромеханічні процеси, що протікають в даному приводі описуються математичними рівняннями приведеними в попередніх підрозділах.

Розроблена імітаційна модель дозволяє здійснювати дослідження впливу динамічних режимів роботи системи саме відносно цих параметрів системи та режиму. На рис. 2.9 зображено імітаційну модель в пакеті прикладних програм Simulink.

Дана модель містить усі передаточні ланки структурної схеми системи приводу дифузійного апарату зображеної на рис. 2.5, змодельовані за допомогою внутрішніх функцій MATLAB Simulink та спеціально розроблених підсистем, що дозволяють отримати реакцію будь-якої змінної від дії певного збурення. Візуалізація отриманих результатів виконується за допомогою спеціального блоку осцилографа, який дозволяє часові залежності.



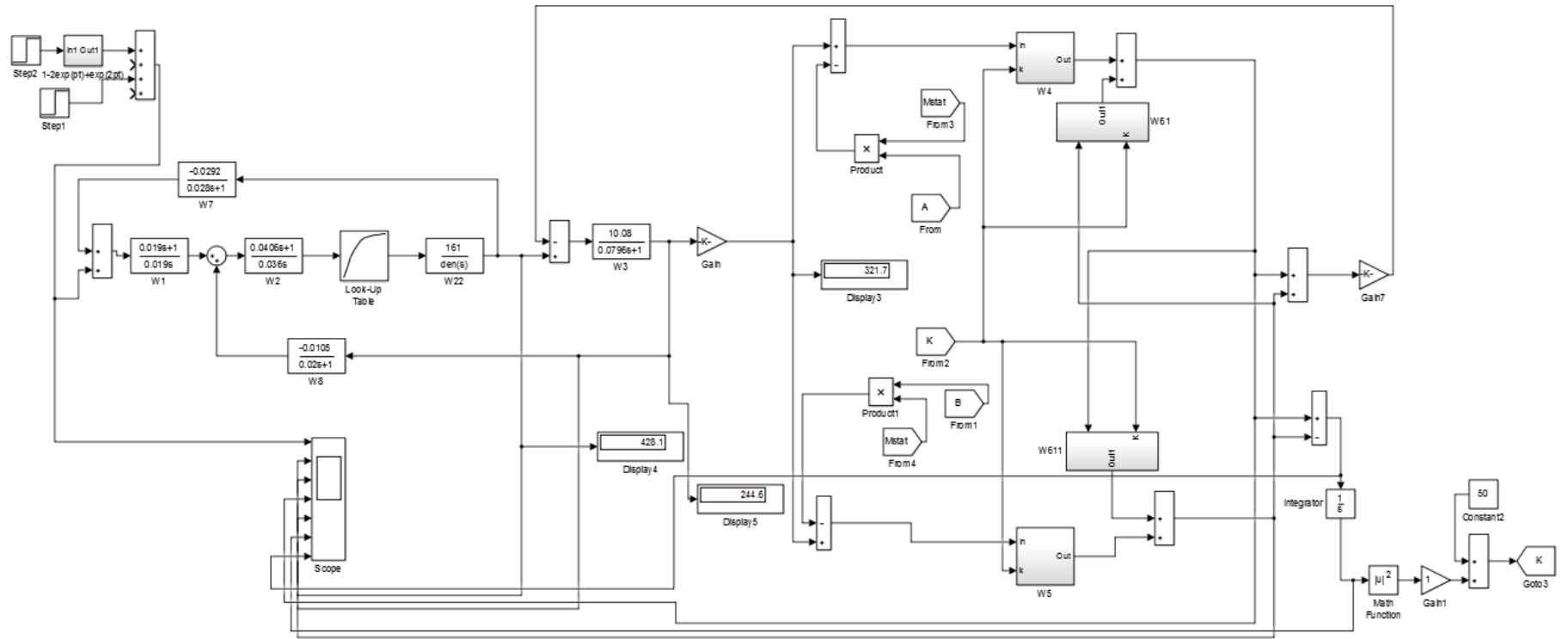


Рисунок 2.9 – Імітаційна модель системи приводу ПДА в MATLAB

Приклад довільної часової залежності змінної  $x$  у перехідному процесі подано на рис. 2.10.

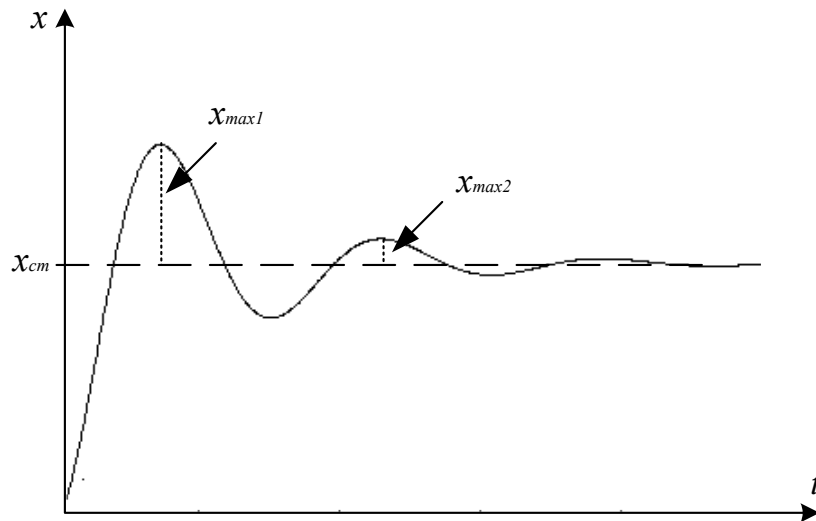


Рисунок 2.10 – Часова залежність вихідної змінної

З теорії автоматичного керування відомо наступні показники якості перехідних процесів:

1) час перехідного процесу  $t_n$ , під яким розуміють інтервал часу від початку перехідного процесу до моменту часу, коли відхилення вихідної величини від нового усталеного значення менше 5%;

2) максимальне відхиленням в перехідний період, яке визначають за виразом  $\sigma = \frac{x_{\max} - x_{уст}}{x_{уст}}$ , де  $x_{\max}$ ,  $x_{уст}$  - максимальне та нове усталене значення вихідної величини;

3) коливальність перехідного процесу  $\chi$ , яку оцінюють за відношенням сусідніх максимумів вихідної величини  $\frac{x_{\max 2}}{x_{\max 1}}$  та іноді виражають у відсотках; також коливальність характеризують числом коливань за час перехідного процесу.

За умови втрати системою стійкості час перехідного процесу та максимальне відхилення нескінченно великі  $t_n = \infty$ ,  $\sigma = \infty$ , а коливальність  $\chi > 1$ .

Дослідження процесів, які протікають в системі при поступовому збільшенні напруги керування за різних значеннях напруги та фіксованому значенні струму та коефіцієнта нерівномірності завантаження ПДА дозволяє визначити характер перехідних процесів, що може мати згасаючий та незгасаючий характер. Останній пов'язаний з автоколивальними процесами (границя зони стійкості), що виникають в системі, та втратою нею стійкості. Оцінку якості перехідних процесів зручно проводити за коливальністю. Побудова за допомогою моделі часових залежностей вихідних величин дозволяють отримати вичерпну інформацію про показники якості перехідних процесів та не вимагають додаткових досліджень критеріїв якості.

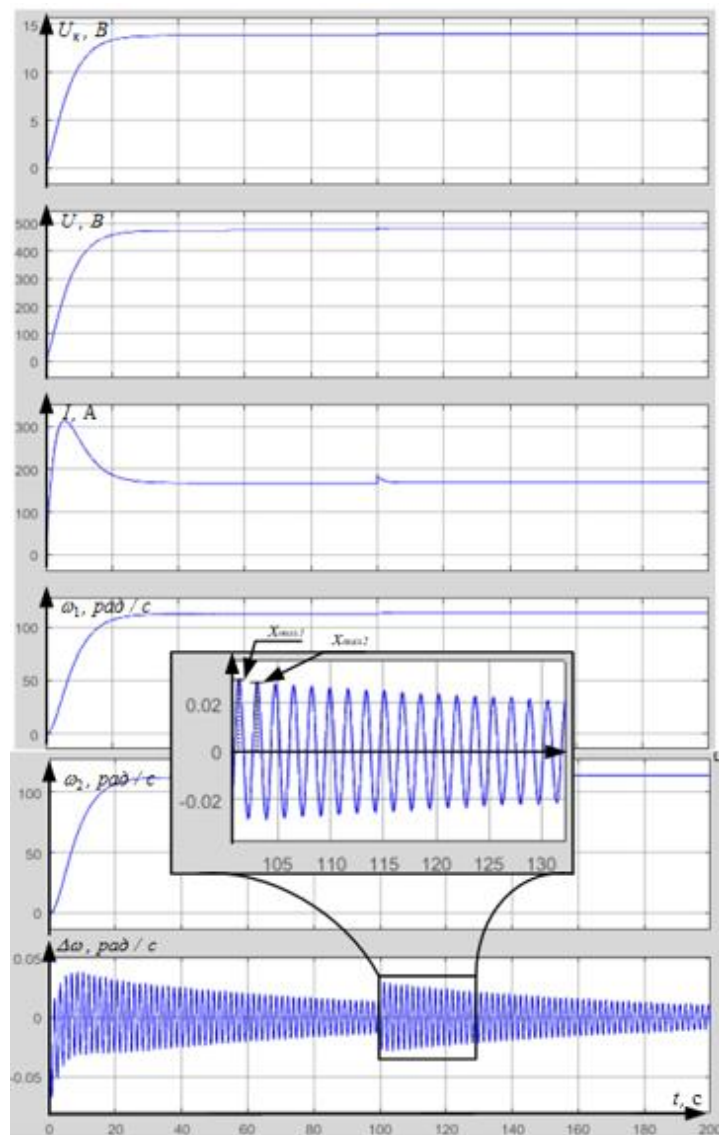


Рисунок 2.11 – Приклад моделювання системи привода ДА з параметрами, що відповідають стійкому режиму

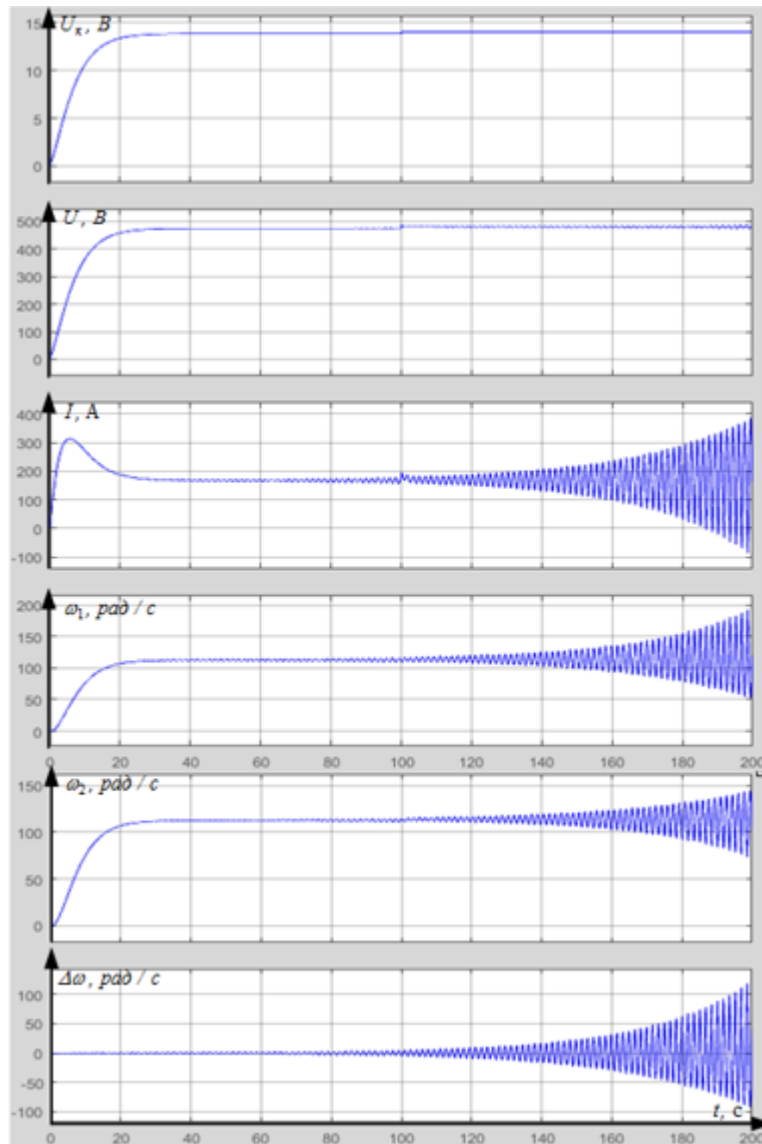


Рисунок 2.12 – Приклад моделювання системи привода ДА з параметрами, що відповідають нестійкому режиму

На рис. 2.11 та 2.12 показано приклад моделювання системи приво-ду дифузійного апарата при поступовому збільшенні напруги керу-вання, що відповідає певному заданому значенню випрямленої напруги ТП (загальної напруги приво-ду), при старті ПДА та незначному збіль-шенні її в момент часу  $t = 100\text{с}$  за наступних значень параметрів системи:

$$J_{12} = 116 \text{ кг} \cdot \text{м}^2, \beta_{12} = 5,7 \frac{\text{Дж}}{\text{рад}}, \alpha = 0,53 \quad (\text{рис. 2.11}) \quad \text{та}$$

$$J_{12} = 116 \text{ кг} \cdot \text{м}^2, \beta_{12} = 5,7 \frac{\text{Дж}}{\text{рад}}, \alpha = 0,57 \quad (\text{рис. 2.12}).$$

Результатом моделювання є часові залежності основних величин. На рис. 2.11 та рис. 2.12 зображені часові діаграми напруги керування  $U_k$ , середнього значення випрямленої напруги  $U$ , струму якоря

двигунів  $I$ , кутових швидкостей верхнього та нижнього двигунів відповідно та їх різниці  $\Delta\omega$ .

Як видно з отриманих залежностей при досягненні напругою керування певного значення напруги на двигунах відповідає заданому і її значення забезпечується стабільним системою керування приводом. Струм якірних обмоток, а також кутові швидкості двигунів змінюються коливально з різним характером перехідного процесу. Параметри системи на графіках рис. 2.11 забезпечують збіжний перехідний процес (коливальність  $\chi = I_{\max 2} / I_{\max 1} < 1$ ), а параметри на графіках рис. 2.12 відповідають нестійкому режиму роботи системи ( $\chi = I_{\max 2} / I_{\max 1} > 1$ ).

За проведеним моделюванням можна визначити коливальність, як один з головних показників якості перехідних процесів, що дає вичерпну інформацію про динамічні властивості системи при певній конфігурації параметрів та в певному режимі роботи. Постає задача дослідження впливу вказаних вище параметрів системи та параметрів режиму на стійкість системи, оцінити існуючий запас стійкості та визначити які параметри найбільшим чином погіршують якість перехідних процесів.

### **2.3 Вплив параметрів системи та режиму на динамічні властивості нелінійної системи дводвигунного електропривода**

Вирішення даної задачі можна звести до побудови зони стійкості в системах координат тих параметрів, які найбільшим чином впливають на характер перехідних режимів роботи системи, а також в системах координат тих величин, за якими оператор здійснює оцінку експлуатаційних характеристик приводу

Оскільки, як було вище описано, таких параметрів досить багато, тому оцінку їх впливу на величину коливальності зручно виконувати поступово.

Оцінка впливу параметрів системи здійснюється шляхом моделювання перехідних режимів роботи при включенні приводу в номінальний режим роботи, що відповідає номінальним значенням напруги та струму двигунів. Змінюючи в моделі величини моменту інерції валу  $J_{12}$  та коефіцієнту тертя шнеків  $\beta_{12}$  при сталому значенні коефіцієнту

нерівномірності завантаження валу  $\alpha = 0.55$  за часовими залежностями вихідних величин визначаються значення коливальності  $\chi$ . Отриманні результати зведено у табл. 2.1.

Таблиця 2.1 – Значення коливальності системи при  $\alpha = 0.55$ .

$\beta_{12}$ , Дж/ рад $J_{12}$ , кг·м <sup>2</sup>	4	4,6	5,2	5,8	6,4	7	7,5
80	1,400	1,128	0,908	0,731	0,590	0,477	0,382
92	1,342	1,110	0,918	0,754	0,635	0,517	0,443
104	1,294	1,094	0,930	0,786	0,667	0,565	0,488
116	1,261	1,085	0,935	0,805	0,694	0,597	0,515
128	1,235	1,077	0,942	0,823	0,717	0,628	0,548
140	1,214	1,072	0,945	0,836	0,733	0,647	0,576
152	1,193	1,065	0,949	0,846	0,759	0,674	0,602

Таким чином отриманий масив даних дозволяє побудувати залежність коливальності  $\chi = f(J_{12}, \beta_{12})$  у вигляді поверхні, а також у вигляді сімейства залежностей  $\chi = f(\beta_{12})$  при фіксованих значеннях  $J_{12}$  (рис. 2.13).

З отриманого сімейства залежностей видно, що зі збільшенням коефіцієнту розсіювання енергії  $\beta_{12}$  коливальність знижується й система стає більш стійкою. Це пояснюється тим, що при зростанні втрат енергії внаслідок тертя умов для виникнення незатухаючих коливань зменшується. Залежності  $\chi = f(\beta_{12})$  мають однаковий характер при усіх значеннях моменту інерції, величина якого впливає лише на її нахил (крутість).

Слід зазначити, що усі криві  $\chi = f(\beta_{12})$  мають спільну точку перетину приблизно при  $\beta_{12} = 5$  Дж/рад та значенні коливальності  $\chi \approx 1$ , що відповідає критичному (автоколивальному) режиму роботи САК приводу. В тій частині залежностей де система знаходиться в стійкому стані  $\chi < 1$ ,  $\beta_{12} > 5$  значення коливальності прямо пропорційно величині моменту інерції  $J_{12}$ .

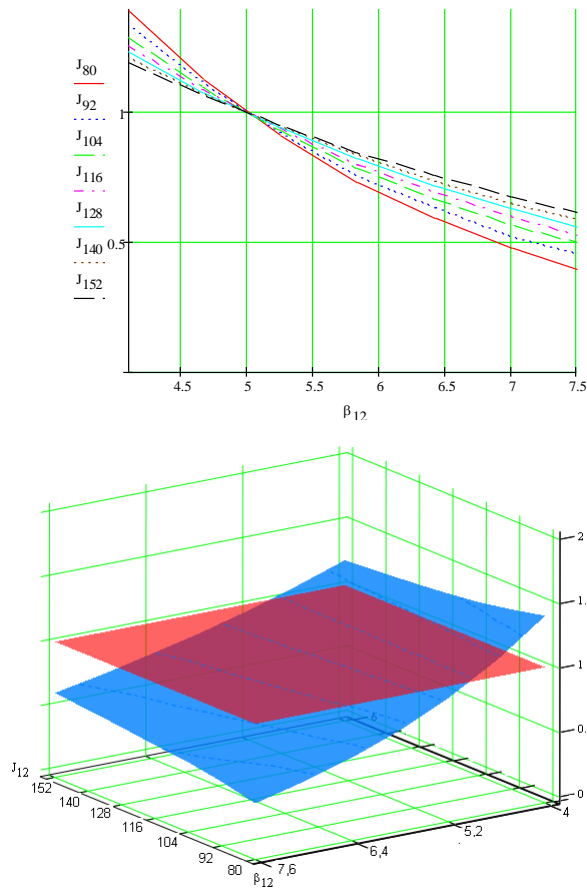


Рисунок 2.12 – Залежність коливальності системи від моменту інерції та коефіцієнту розсіювання енергії валу в номінальному режимі при  $\alpha = 0.55$

Лінія перетину площини  $\chi = 1$  з поверхнею  $\chi = f(J_{12}, \beta_{12})$  є лінією критичного режиму. При значеннях моменту інерції  $J_{12}$  та коефіцієнту розсіювання енергії  $\beta_{12}$  валу, для яких  $\chi > 1$  система стає нестійкою з різною швидкістю наростання амплітуди коливань.

Побудувавши проекцію лінії критичного режиму на площину  $(J_{12}, \beta_{12})$  можна визначити зону стійкості приводу ДА в відповідній системі координат при певному значенні коефіцієнту нерівномірності завантаження валу. З метою визначення впливу цього параметру на динамічні властивості системи проводяться аналогічні операції для різних значень коефіцієнту  $\alpha$  та будуються критичні лінії, які відмежовують зону стійкості в координатах  $(J_{12}, \beta_{12})$ .

На рис. 2.14 зображено зони стійкості для п'яти значень коефіцієнту  $\alpha$ . Для усіх них залежності  $\chi = f(J_{12}, \beta_{12})$  мають такий самий характер, як і залежність зображена на рис. 2.13. Стрілкою позначено напрямок зростання стійкості системи. Звідси добре видно, що коефіцієнт

нерівномірності завантаження валу має значний вплив на властивості стійкості системи. Зона стійкості значно зменшується при збільшенні нерівномірності завантаження валу. Це пояснюється тим, що наявність неоднакових навантажень на валах є передумовою зміни швидкостей обертання кінців валу, що й зумовлює його пружну деформацію, яка є основою коливальних процесів в дводвигунних системах електроприводів.

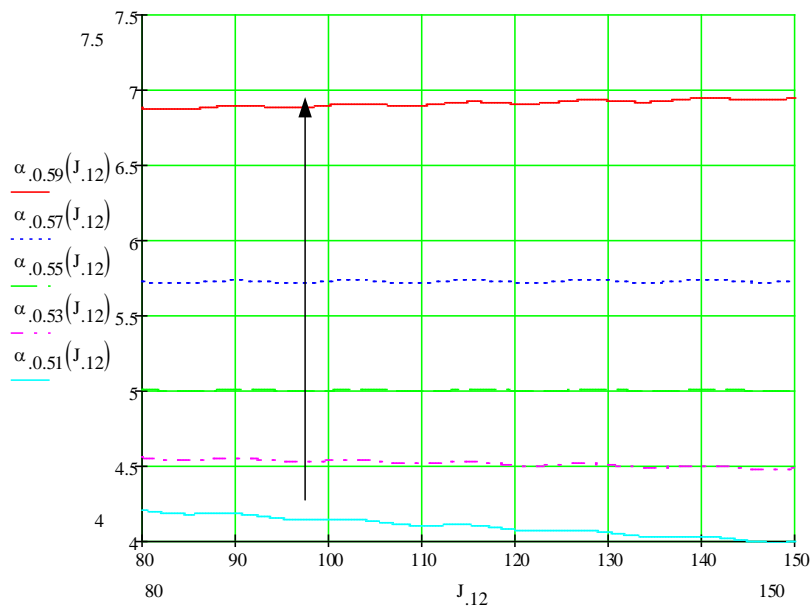


Рисунок 2.14 – Зміна зони стійкості в системі координат  $(J_{12}, \beta_{12})$  від коефіцієнту нерівномірності завантаження  $\alpha$ .

Проведені дослідження показали, що вказані параметри мають значний вплив на властивості приводу ПДА в динамічних режимах роботи й можуть викликати в ньому незатухаючі електромеханічні коливання пов'язані з втратою системою стійкості, однак визначення величин цих параметрів в ході виробництва є неможливим. Це пов'язано з тим, що вони є складними функціями конструкційних особливостей ДА, маси та технологічних особливостей завантаженої бурякової стружки, температурних режимів у різних відділах ДА. Тому на практиці оператор при керуванні приводом мусить користуватися іншими джерелами інформації про стан приводу, передусім показами технологічних сенсорів та щитових приладів, які вимірюють середнє значення випрямленої напруги (напруги на двигунах) та струму роторних обмоток двигунів. Як було описано вище дані прилади в умовах несинусоїдності вимірювальних сигналів не завжди забезпечують необхідну точність. В таких



умовах постає надзвичайно актуальне завдання дослідити вплив на динамічні властивості приводу цих величин в умовах виникнення ймовірних похибок вимірювання, пов'язаних з несинусоїдністю в комплексі з уже отриманими результатами впливу параметрів системи приводу.

Таким чином, змінюючи в моделі напругу  $U_k$  та фіксуючи величину напруги на двигунах при певних значеннях коефіцієнту нерівномірності завантаження валу  $\alpha$ , можна визначити значення коливальності  $\chi$ . Отриманий масив даних дозволяє побудувати сімейство кривих  $\chi = f(U)$  для певних значень  $\alpha$  (рис. 2.15 ліворуч) та залежність коливальності  $\chi = f(U, \alpha)$  у вигляді поверхні (рис 2.5 праворуч). Лінія перетину цієї поверхні з площиною  $\chi = 1$  є лінією критичного режиму.

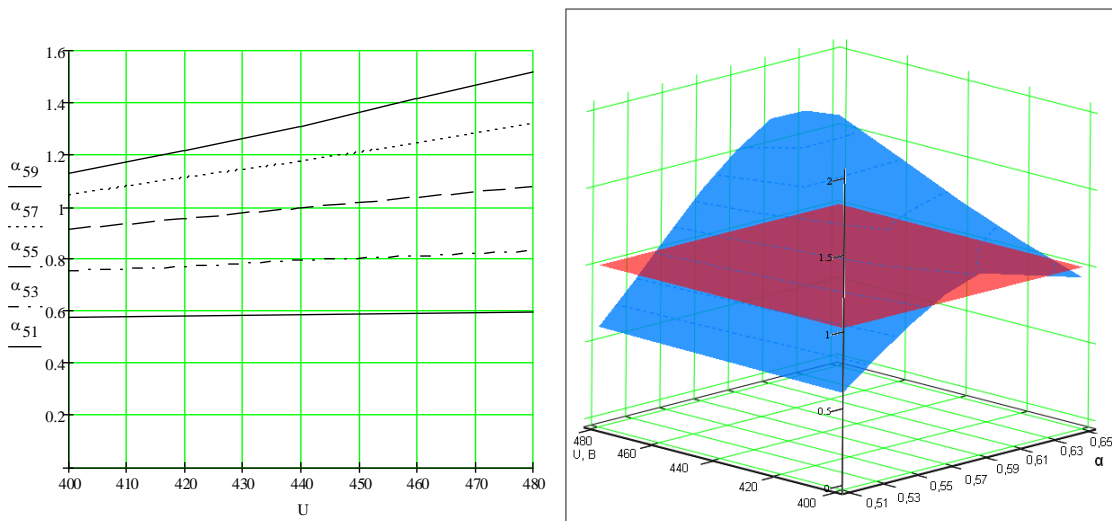


Рисунок 2.15 – Залежність коливальності  $\chi = f(U, \alpha)$  при  $I = I_{ном}$

При значеннях напруги  $U$  та  $\alpha$  для яких  $\chi > 1$  система стає нестійкою з різною швидкістю наростання амплітуди коливань. Взагалі на даному графіку чітко видно, що зі збільшенням напруги  $U$  стійкість системи приводу зменшується при будь-яких значеннях коефіцієнту  $\alpha$ . Оцінити запас стійкості можна за величиною коливальності  $\chi$ . Запас стійкості збільшується по мірі зменшення від одиниці значення коливальності.

Побудувавши проекцію лінії критичного режиму на площину  $(U, \alpha)$  можна визначити зону стійкості приводу ДА в відповідній системі координат (рис. 2.16). На даному рисунку позначено, при яких значеннях досліджуваних параметрів система є стійкою, а при яких – втрачає стійкість.

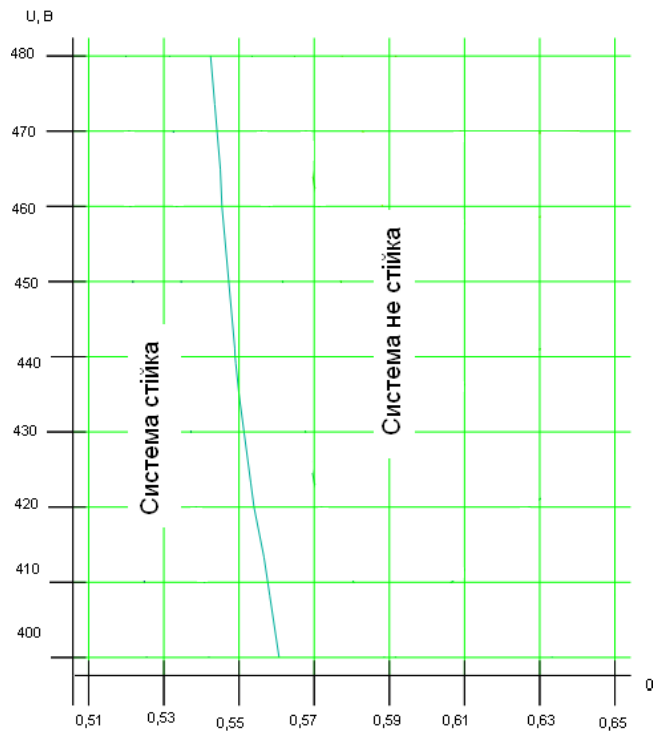


Рисунок 2.16 – Зона стійкості системи приводу ДА в системі координат  $(U, \alpha)$  при  $I = I_{ном}$

З метою визначення зони стійкості за струмом (статичним моментом) можна побудувати графіки для різних значень струму двигунів.

На рис. 2.17 різними лініями відмічено границі зони стійкості для різних значень струму навантаження, вказаних у відносних до  $I_{ном}$  величинах. Правий верхній куток відповідає найнестійкішому стану системи, нижній лівий – навпаки найстійкішому.

Провівши аналіз отриманих залежностей та визначаючи, яким чином залежать властивості системи приводу ДА в перехідних режимах від досліджуваних величин можна дійти наступних висновків:

- При збільшенні напруги коливальність перехідного процесу за законом близьким до лінійного збільшується для будь-яких значень коефіцієнту нерівномірності завантаження валу  $\alpha$ .

- Від величини  $\alpha$  залежить нахил (крутість) залежності  $\chi = f(U)$ . При збільшенні нерівномірності завантаження валу крутість залежності зменшується. Тобто при більш рівномірному завантаженні валу (тобто  $\alpha \rightarrow 0.5$ ) коливальність меншим чином залежить від напруги, і навпаки, при зростанні нерівномірності завантаження валу коливальність

більшим чином залежить від величини напруги на двигунах. Збільшення коливальності означає зменшення запасу стійкості.

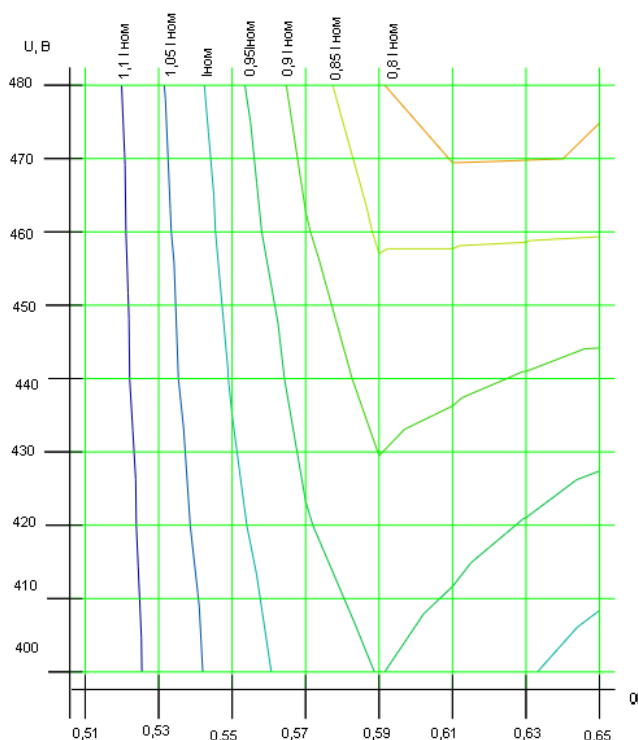


Рисунок 2.17 – Зміна зони стійкості системи приводу ДА в системі координат  $(U, \alpha)$  при зміні струму двигунів

Залежність коливальності від величини статичного моменту на валу двигуна, а отже, і величини роторного струму двигунів є більш складною. Однак з рис. 2.17 чітко видно, що зі збільшенням струму зона стійкості системи в координатах  $(U, \alpha)$  зменшується. Таким чином при десятивідсотковому перевищенні значення номінального струму система може втратити стійкість при напругах значно менших  $U_{ном}$ .

Збільшення коливальності означає зменшення запасу стійкості. Тому вище сказане стосується не лише для характеристики якості перехідного процесу, а й характеризує властивості стійкості системи приводу ДА. Отримані результати є дуже важливими при оцінці роботи приводу в режимах близьких до номінальних, оскільки вона проводиться за значеннями тих величин, які суттєво впливають на динамічні властивості системи. Постає актуальна задача точного контролю даних величин, оцінки точності вимірювальних приладів, якими здійснюється вимірювання відповідних величин, враховуючи всі специфічні особливості роботи даного типу приводу.

### РОЗДІЛ 3

## МАТЕМАТИЧНІ МОДЕЛІ ДВОДВИГУННОГО АСИНХРОННОГО ЕЛЕКТРОПРИВОДУ ТА ЙОГО ДИНАМІЧНІ ВЛАСТИВОСТІ

### 3.1 Математичні моделі асинхронного дводвигунного електропривода з частотним регулюванням з нелінійними пружними зв'язками

Останнім часом досить часто зустрічаються намагання запровадити асинхронний привод з частотним регулюванням [34] – [35], що ґрунтується на відомих перевагах даного типу приводу та застарілості основного обладнання існуючих систем приводу постійного струму. На практиці ці намагання зустрічаються зі значними труднощами, пов'язаних із необхідністю забезпечення синхронного обертання двох двигунів при виникненні режиму їх нерівномірного завантаження внаслідок технологічних особливостей роботи ПДА.

Дослідження таких режимів ускладнюється відсутністю адекватного математичного опису механічної частини приводу, яка б враховувала основні експлуатаційні характеристики роботи ПДА. Зокрема, у вказаних роботах не враховано явищ, пов'язаних з наявністю нелінійних пружних зв'язків між двома двигунами приводу, а також нерівномірного завантаження шнековалів, що, як показали дослідження представлені у розділі 2, значно впливають на його динамічні властивості.

У зв'язку з цим значної актуальності набуває математичне моделювання частотно-регульованого приводу ПДА, що дасть змогу правильно синтезувати та проектувати системи автоматичного керування цим приводом, а також дослідження динамічних властивостей таких систем та їх порівняння з традиційною системою приводу постійного струму.

#### 3.1.1 Математичні моделі асинхронного двигуна як електро-механічного перетворювача

В якості електромагнітного перетворювача в асинхронному приводі ПДА використовуються два асинхронних двигуни (АД) з короткозамкненим ротором. Для дослідження електромагнітних процесів, які

виникають в АД, доцільно звернутись до математичного опису, поданого у вигляді проекцій просторових векторів на пряму та квадратурну осі  $\alpha$  та  $\beta$  обертової системи координат записаній в операторній формі запису [45]. Ця система координат обертається з швидкістю, рівною кутовій частоті напруги живлення АД  $\omega_{0el}$ , тобто є нерухомою відносно електричного простору. Кожний просторовий вектор у будь-який момент часу має проекцію на пряму та квадратурну осі.

$$\left\{ \begin{array}{l} p\psi_{1\alpha} = u_{1\alpha} - \frac{1}{\sigma T_1} \psi_{1\alpha} + \omega_{0el} \psi_{1\beta} + \frac{k_2}{\sigma T_1} \psi_{2\alpha}; \\ p\psi_{1\beta} = u_{1\beta} - \frac{1}{\sigma T_1} \psi_{1\beta} - \omega_{0el} \psi_{1\alpha} + \frac{k_2}{\sigma T_1} \psi_{2\beta}; \\ p\psi_{2\alpha} = \frac{k_1}{\sigma T_2} \psi_{1\alpha} - \frac{1}{\sigma T_2} \psi_{2\alpha} + \omega_p \psi_{2\beta}; \\ p\psi_{2\beta} = \frac{k_1}{\sigma T_2} \psi_{1\beta} - \frac{1}{\sigma T_2} \psi_{2\beta} - \omega_p \psi_{2\alpha}; \\ i_{1\alpha} = \frac{1}{\sigma L_1} (\psi_{1\alpha} - k_2 \psi_{2\alpha}); \\ i_{1\beta} = \frac{1}{\sigma L_1} (\psi_{1\beta} - k_2 \psi_{2\beta}); \\ i_{2\alpha} = \frac{1}{\sigma L_2} (\psi_{2\alpha} - k_1 \psi_{1\alpha}); \\ i_{2\beta} = \frac{1}{\sigma L_2} (\psi_{2\beta} - k_1 \psi_{1\beta}); \\ M_D = \frac{3}{2} p_{II} \frac{k_1}{\sigma L_2} (\psi_{2\alpha} \psi_{1\beta} - \psi_{1\alpha} \psi_{2\beta}); \\ \omega_p = \omega_{0el} - p_{II} \omega. \end{array} \right. \quad (3.1)$$

де  $p$  – оператор Лапласа;  $u_{1\alpha}$  та  $u_{1\beta}$  – проекції вектора напруги на статорі;  $\psi_{1\alpha}$ ,  $\psi_{1\beta}$  та  $\psi_{2\alpha}$ ,  $\psi_{2\beta}$  – проекції вектора потокозчеплення статора та ротора відповідно;  $i_{1\alpha}$ ,  $i_{1\beta}$  та  $i_{2\alpha}$ ,  $i_{2\beta}$  – проекції вектора струму статора та ротора відповідно;  $\omega_p$  – кутова швидкість роторної ЕРС;  $\omega$  – кутова швидкість обертання ротора;  $M_D$  – електродинамічний

момент АД,  $p_{II}$  – кількість пар полюсів;  $\sigma = 1 - \frac{L_m^2}{L_1 L_2} = 1 - k_1 k_2$  – коефіцієнт розсіювання машини;  $k_1 = \frac{L_m}{L_1}$  та  $k_2 = \frac{L_m}{L_2}$  – безрозмірні коефіцієнти;  $T_1 = \frac{L_1}{R_1}$  та  $T_2 = \frac{L_2}{R_2}$  – сталі часу обмоток ротора та статора відповідно;  $R_1, L_1$  та  $R_2, L_2$  – активний опір та індуктивність обмоток статора та ротора.

На рис. 3.1 зображено структурну схему двигуна, складену за рівняннями системи (3.1).

Подана структурна схема є описом електромагнітних процесів АД за умови, що в електричній машині діють трифазні змінні напруги синусоїдної форми. На виході вона формує електромагнітний момент  $M_D$ , а вхідними діями є проекції вектора напруги на статорі  $u_{1\alpha}$  та  $u_{1\beta}$ , а також її частота  $\omega_{0el}$ . Таку систему можна представити у вигляді підсистеми, зображеної на рис. 3.2.

Проекції струму та потокозчеплення є інформативними величинами. Швидкість обертання залежить від механічної частини привода і в найпростішому випадку пов'язане з електродинамічним моментом основним рівнянням механіки приводу.

Значення модулів векторів струму а також потокозчеплення статора можна знайти за формулами:

$$I_{\max 1} = \sqrt{i_{1\alpha}^2 + i_{1\beta}^2}, \quad \psi_{\max 1} = \sqrt{\psi_{1\alpha}^2 + \psi_{1\beta}^2} \quad (3.2)$$

Визначені за допомогою даних моделей проекції просторових векторів на пряму та квадратурну осі  $\alpha$  та  $\beta$  обертової системи координат дозволяють знайти не тільки модулі, а й початкові фази усіх величин, які описують електромагнітні та електромеханічних процесів в АД. Ці дані можуть бути використані при розробці систем та алгоритмів як скалярного так і векторного керування асинхронним приводом.

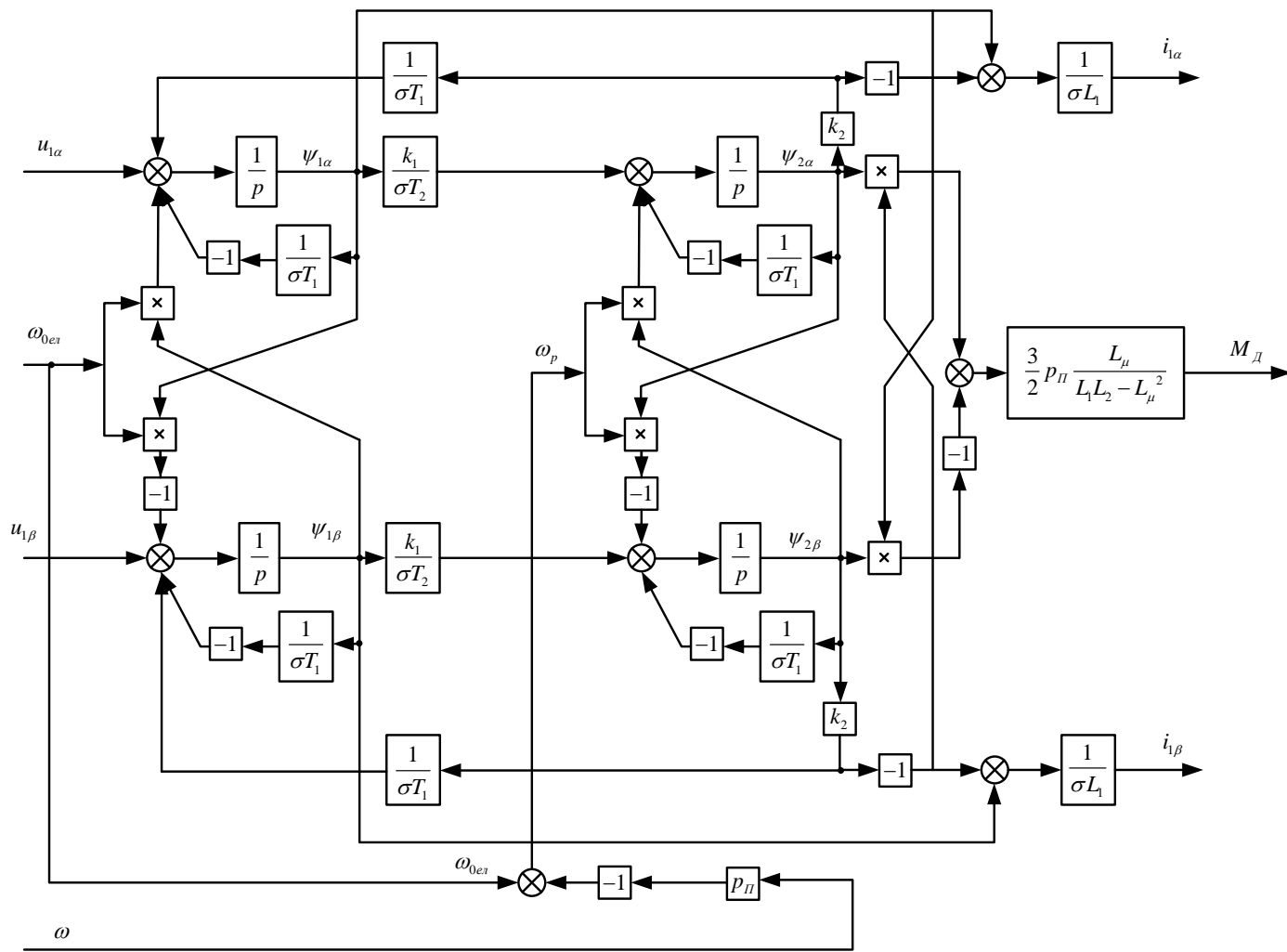


Рисунок 3.1 – Структурна схема АД

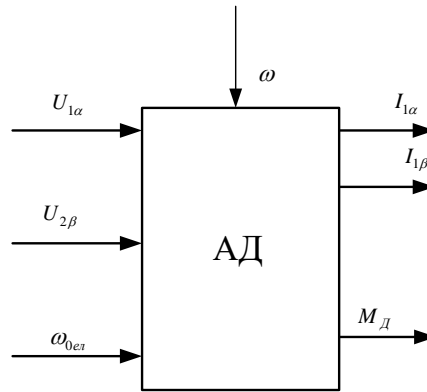


Рисунок 3.2 – АД у вигляді підструктури

У попередньому розділі були отримані рівняння руху ПДА, які являють собою зв'язок електромагнітного моменту двигунів з швидкостями. Вони описуються системою рівнянь в операторній формі запису (2.11) з умовами (2.10) та представлені на рис. 2.4 у вигляді структурної схеми.

Використовуючи систему (2.11) та структурну схему АД (рис.3.1), представлену у вигляді підсистеми (рис.3.2) можна скласти структурну схему асинхронного приводу ПДА, подану на рис. 3.3.

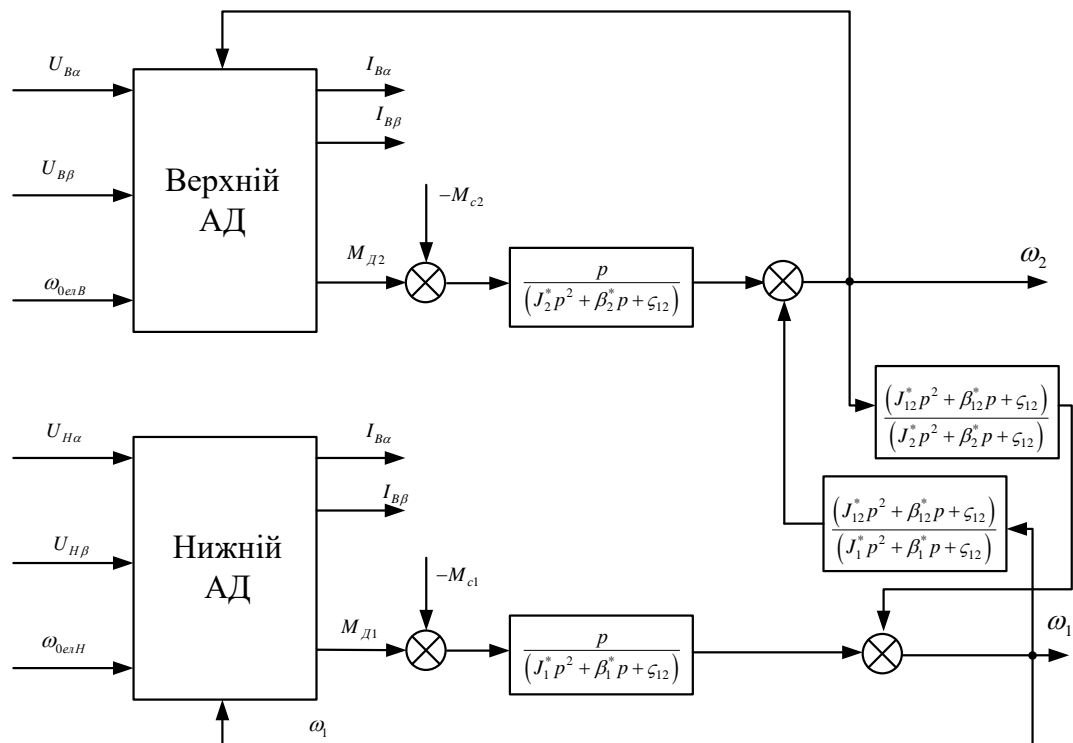


Рисунок 3.3 – Структурна схема асинхронного приводу ПДА



На рис. 3.3  $\omega_{0елН}$  та  $\omega_{0елВ}$  – частоти,  $U_{Н\alpha}$ ,  $U_{Н\beta}$  та  $U_{В\alpha}$ ,  $U_{В\beta}$  – проєкції векторів напруг,  $I_{Н\alpha}$ ,  $I_{Н\beta}$  та  $I_{В\alpha}$ ,  $I_{В\beta}$  – проєкції струмів статорних обмоток нижнього та верхнього двигунів відповідно,  $M_{д1}$ ,  $M_{c1}$  та  $M_{c2}$ ,  $M_{c2}$  – динамічні та статичні моменти, нижнього та верхнього двигунів відповідно.

Отримана структурна схема є системою асинхронного привода ПДА, на якій показані усі зв'язки змінних та їх взаємовплив.

### 3.1.2 Математичні моделі групового асинхронного дводвигунного електроприводу

Джерелом регульованої напруги в асинхронних приводах є перетворювач частоти (ПЧ), на виході якого за допомогою частотної або широтної модуляції створюється синусоїдна напруга, діюче значення та частота якої регулюються. Оскільки ПДА приводиться в рух двома двигунами, то при побудові системи привода постає питання живлення двох двигунів.

Очевидно, що найпростішим є варіант живлення обох двигунів від одного ПЧ, зображений на рис. 3.4. В такому разі частота та значення напруги статорних обмоток обох двигунів буде однаковим, тобто  $\omega_{0елН} = \omega_{0елВ} = \omega_{0ел} = 2\pi f$ ,  $U_{Н\alpha} = U_{В\alpha} = U_{\alpha}$ ,  $U_{Н\beta} = U_{В\beta} = U_{\beta}$ , де  $f$  – частота  $U_{Н\alpha}$ ,  $U_{В\alpha}$ ,  $U_{Н\beta}$ ,  $U_{В\beta}$  – проєкції просторових векторів напруги нижнього та верхнього двигунів відповідно.

Система частотно-регульованого асинхронного привода ПДА за такого варіанту живлення може містити зворотні зв'язки за струмом, кутовою швидкістю та кутом повороту валу, але впливати на швидкість обертання чи момент окремого двигуна не здатна. Тому в такій системі навіть при невеликих значеннях нерівномірності завантаження шнековалів ПДА різко погіршуються динамічні властивості, збільшується коливальність системи.

Одним з варіантів їх покращення є ввімкнення на виході ПЧ та поєднання з статорними обмотками індуктивних реакторів, як схематично показано на рис. 3.5.

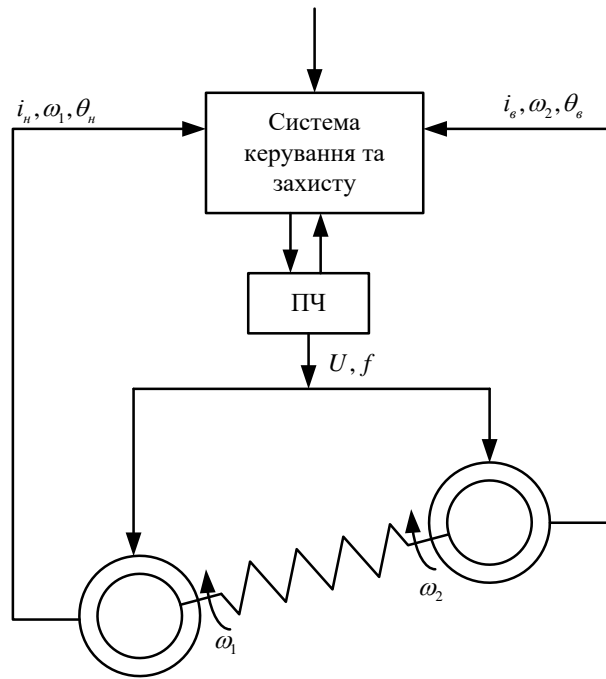


Рисунок 3.4 – Система приводу ПДА при живленні АД від спільного ПЧ

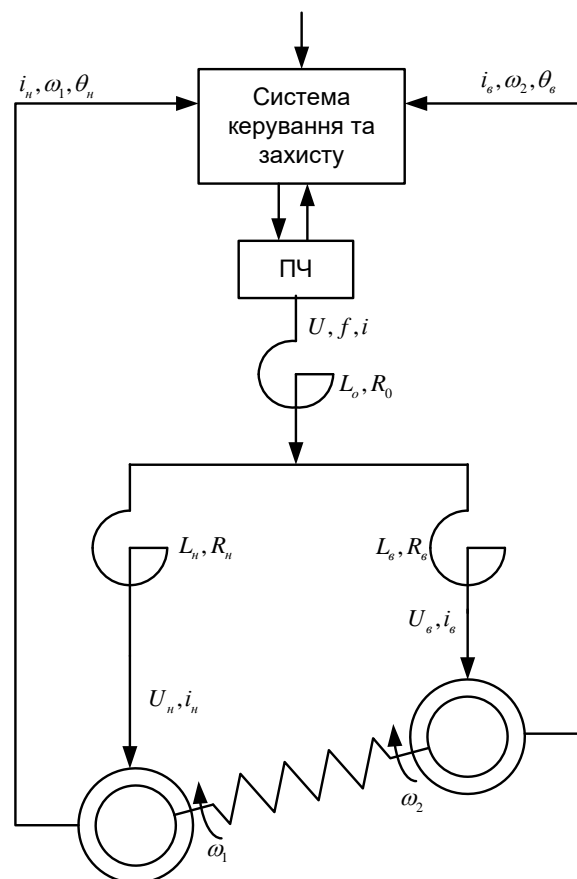


Рисунок 3.5 – Структурна схема системи приводу ПДА зі зрівноважуючи ми реакторами

Визначення оптимального співвідношення значень індуктивностей  $L_0, L_H, L_B$  та активних опорів  $R_0, R_H, R_B$  реакторів, включених на виході ПЧ та послідовно з статорними обмотками нижнього та верхнього двигунів відповідно, а також впливу цих величин на динамічні властивості системи вимагає математичного моделювання електромагнітних процесів, що відбуваються у них.

На рис. 3.6 представлена заступна схема ввімкнених реакторів індуктивностей для однієї фази.

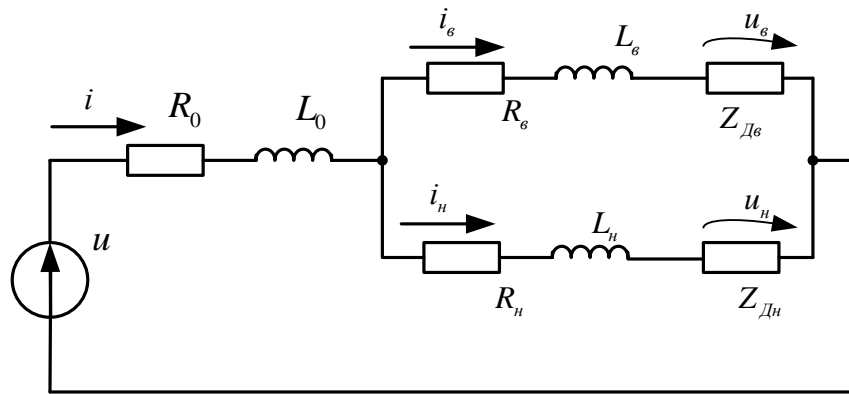


Рисунок 3.6 – Схема ввімкнення реакторів

Другий закон Кірхгофа дозволяє записати вираз для напруги на верхньому двигуні  $u_с$  в диференційній формі запису:

$$u_с = u - iR_0 - L_0 \frac{di}{dt} - i_сR_с - L_с \frac{di_с}{dt} \quad (3.3)$$

Рівняння (3.3) у вигляді просторових векторів в системі координат  $x-y$ , нерухомій відносно статора двигуна, можна записати:

$$\tilde{u}_{e_{x-y}} = \tilde{u}_{x-y} - L_0 \frac{d\tilde{i}_{x-y}}{dt} - L_с \frac{d\tilde{i}_{с_{x-y}}}{dt} - \tilde{i}_{x-y}R_0 - \tilde{i}_{с_{x-y}}R_с \quad (3.4)$$

Перейти від системи координат  $x - y$  до системи електричного простору  $\alpha - \beta$ , що рухається зі швидкістю  $\omega_{0el}$ , дозволяють подані в [45] вирази для переходу:

$$\begin{cases} \tilde{f}_{x-y} \rightarrow \tilde{f}_{\alpha-\beta} \\ \frac{d\tilde{f}_{x-y}}{dt} \rightarrow \frac{d\tilde{f}_{\alpha-\beta}}{dt} + \tilde{f}_{\alpha-\beta} \cdot j\omega_{0el} \end{cases}$$

В результаті отримано:

$$\tilde{u}_\epsilon = \tilde{u} - L_0 \frac{d\tilde{i}}{dt} - j\omega_{0el} L_0 \tilde{i} - L_\epsilon \frac{d\tilde{i}_\epsilon}{dt} - j\omega_{0el} L_\epsilon \tilde{i}_\epsilon - \tilde{i} R_0 - \tilde{i}_\epsilon R_\epsilon \quad (3.5)$$

В рівнянні (3.5) усі просторові вектори перебувають в системі координат  $\alpha - \beta$ . Застосування до отриманого рівняння прямого перетворення Лапласа дозволяє перейти до операторних зображень функцій:

$$\tilde{U}_B = \tilde{U} - L_0 p \cdot \tilde{I} - j\omega_{0el} L_0 \cdot \tilde{I} - L_\epsilon p \cdot \tilde{I}_B - j\omega_{0el} L_B \cdot \tilde{I}_B - \tilde{I} \cdot R_0 - \tilde{I}_B \cdot R_B \quad (3.6)$$

Перехід до проєкцій просторових векторів на осі  $\alpha - \beta$  здійснюється враховуючи:

$$\tilde{U}_B = U_{B\alpha} + jU_{B\beta}, \quad \tilde{U} = U_\alpha + jU_\beta, \quad \tilde{I} = I_\alpha + jI_\beta, \quad \tilde{I}_B = I_{B\alpha} + jI_{B\beta},$$

після певних перетворень та розділення дійсних та уявних частин отримано:

$$\begin{cases} U_{B\alpha} = U_\alpha - (L_0 p + R_0) \cdot I_\alpha + \omega_{0el} L_0 \cdot I_\beta - (L_\epsilon p + R_B) \cdot I_{B\alpha} + \omega_{0el} L_B \cdot I_{B\beta} \\ U_{B\beta} = U_\beta - (L_0 p + R_0) \cdot I_\beta - \omega_{0el} L_0 \cdot I_\alpha - (L_\epsilon p + R_B) \cdot I_{B\beta} - \omega_{0el} L_B \cdot I_{B\alpha} \end{cases} \quad (3.7)$$

Аналогічним чином отримано проєкції просторового вектору на пруги на нижньому двигуні:

$$\begin{cases} U_{H\alpha} = U_\alpha - (L_0 p + R_0) \cdot I_\alpha + \omega_{0el} L_0 \cdot I_\beta - (L_H p + R_H) \cdot I_{H\alpha} + \omega_{0el} L_H \cdot I_{H\beta} \\ U_{H\beta} = U_\beta - (L_0 p + R_0) \cdot I_\beta - \omega_{0el} L_0 \cdot I_\alpha - (L_H p + R_H) \cdot I_{H\beta} - \omega_{0el} L_H \cdot I_{H\alpha} \end{cases} \quad (3.8)$$

Проєкції просторового вектору струму в нерозгалуженій частині знаходяться за 1 законом Кірхгофа:

$$\begin{cases} I_\alpha = I_{H\alpha} + I_{B\alpha} \\ I_\beta = I_{H\beta} + I_{B\beta} \end{cases} \quad (3.9)$$

Використовуючи рівняння (3.7 – 3.9), а також структурну схему, представлену на рис. 3.3, можна скласти структурну схему системи асинхронного приводу ПДА з одним ПЧ зі зрівноважуючими реакторами, яка подана на рис. 3.7. Дана структурна схема є математичним описом вказаного типу приводу, що включає взаємозв'язки усіх змінних та може бути використана для дослідження системи в динамічному режимі засобами імітаційного моделювання.

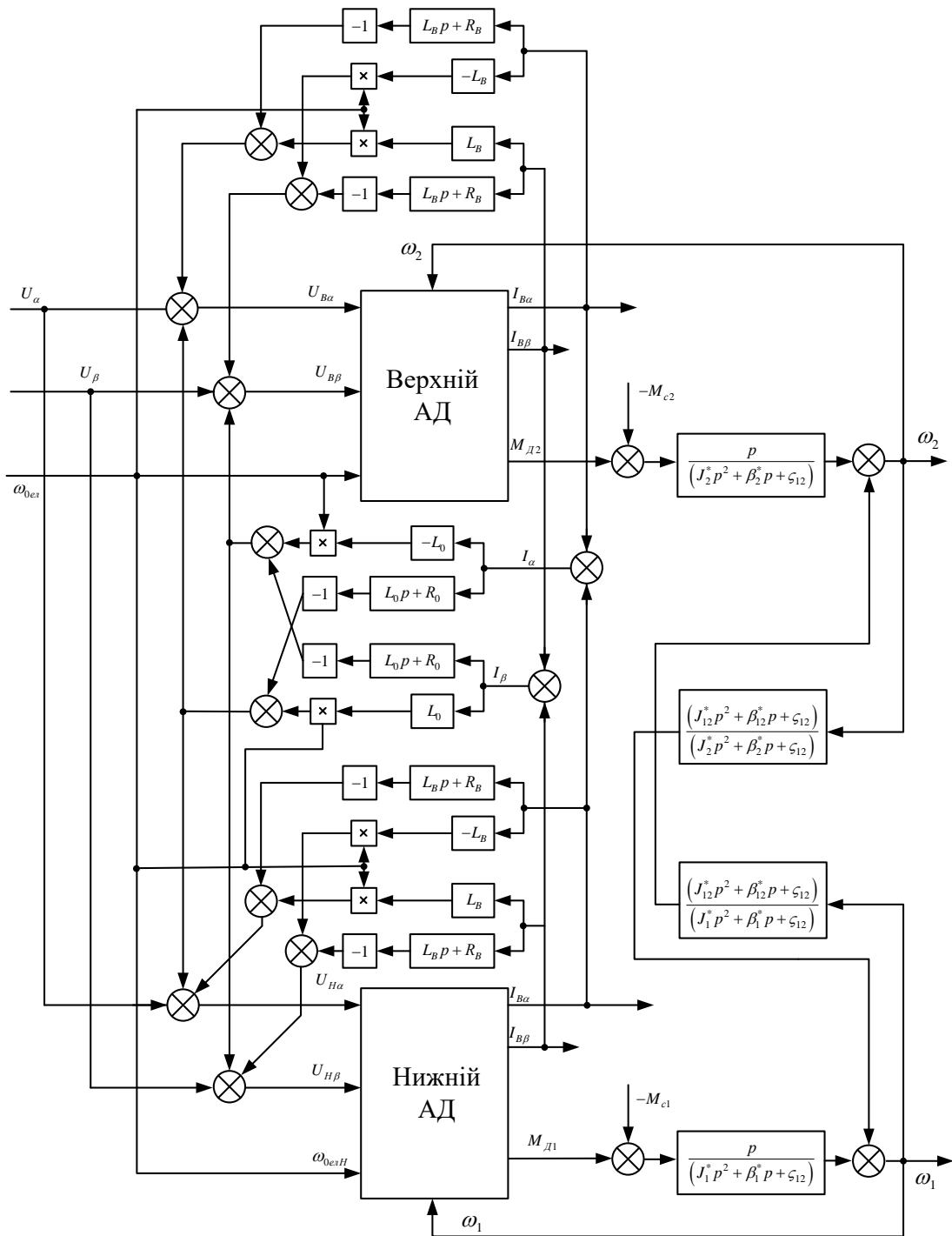


Рисунок 3.7 – Математичний опис системи асинхронного приводу ПДА зі спільним ПЧ зі зрівноважуючими реакторами

Попередні дослідження, більш детально викладені нижче, показали не досить задовільні динамічні властивості такої системи в умовах навіть незначної нерівномірності шнековалів. Використання зрівноважуючих реакторів з певними параметрами дещо їх покращують, однак погіршують пускові характеристики.

### 3.1.3 Математичні моделі асинхронного дводвигунного електроприводу при живленні двигунів від індивідуальних перетворювачів частоти

Більш складним у порівнянні з попереднім є варіант живлення системи асинхронного приводу від індивідуальних ПЧ. Така система схематично показана на рис. 3.8.

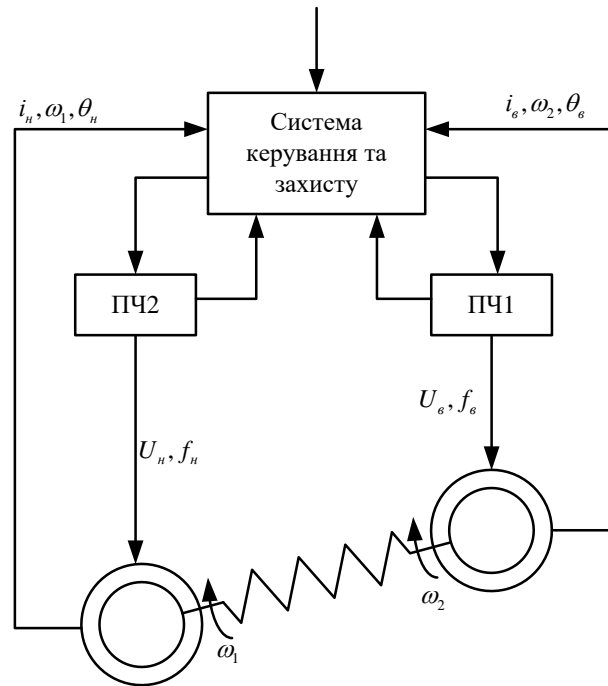


Рисунок 3.8 – Система приводу ПДА при живленні АД від індивідуальних ПЧ

При живленні АД від індивідуальних ПЧ система керування може змінювати напругу та частоту окремо на кожному двигуні та таким чином впливати на швидкість обертання та кут повороту валу окремого двигуна.

Такі системи, в яких існує кінематичний пружний зв'язок, зазвичай реалізують в системі «ведучий – ведений». В таких системах один привод вибирається «ведучим» та отримує завдання щодо швидкості обертання робочого органу, а завдання другого – «веденого» формується з врахуванням отриманих реакцій приводів (швидкості обертання, динамічні моменти тощо). За такої концепції можна синтезувати безліч систем та алгоритмів керування та забезпечення синхронного обертання валів АД, в залежності від того за якими величинами існує зв'язок.

Тому для оцінки їх ефективності постає задача адекватного математичного моделювання таких систем, що можна виконати на основі поданого на рис. 3.3.

Впровадження таких систем в першу чергу вимагає застосування пристроїв вимірювання механічних величин, які характеризують роботу приводу. Зокрема, мова йде про вимірювання швидкостей кутових швидкостей валів двигунів та робочого органу, зміну кутових положень валів двигунів один відносно одного.

### 3.2 Порівняльна характеристика приводів різних типів

Іншою важливою задачею є порівняльна характеристика розглянутих типів асинхронного приводу ПДА з частотним регулюванням по відношенню до традиційної системи приводу постійного струму, яка має включати в себе як порівняння технічних характеристик приводу ПДА, зокрема динамічних властивостей системи, так і економічних, які враховують витрати на основне обладнання та експлуатаційні витрати.

Отримані вище математичні моделі дають змогу створити імітаційні моделі різних типів привода в середовищі MATLAB Simulink для дослідження його динамічних властивостей з врахуванням різних особливостей роботи привода, зокрема змінних в ході роботи статичного моменту на валу двигуна, приведеного моменту інерції усього механізму, виникнення за певних умов роботи нерівномірного завантаження шнековалів.

На рис. 3.9 подано приклад такого моделювання плавного пуску ПДА за різних параметрів системи. На ньому зображено часові діаграми напруги на двигунах  $U$ , моментів на валах нижнього і верхнього двигунів  $M_1$ ,  $M_2$ , кутові швидкості нижнього і верхнього двигунів  $\omega_1$ ,  $\omega_2$ , їх різниці  $\Delta\omega$ , отримані в результаті моделювання.

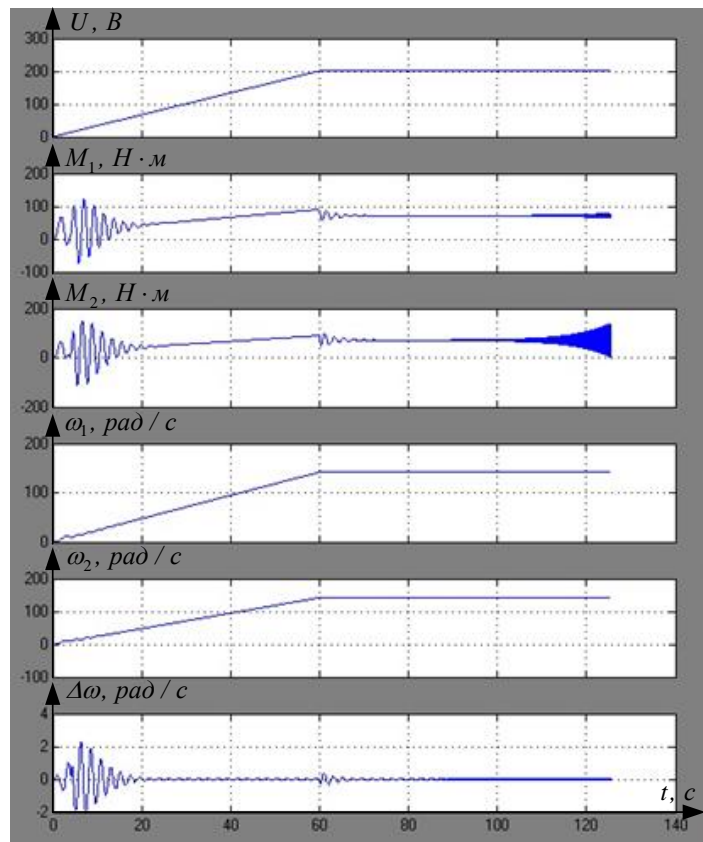
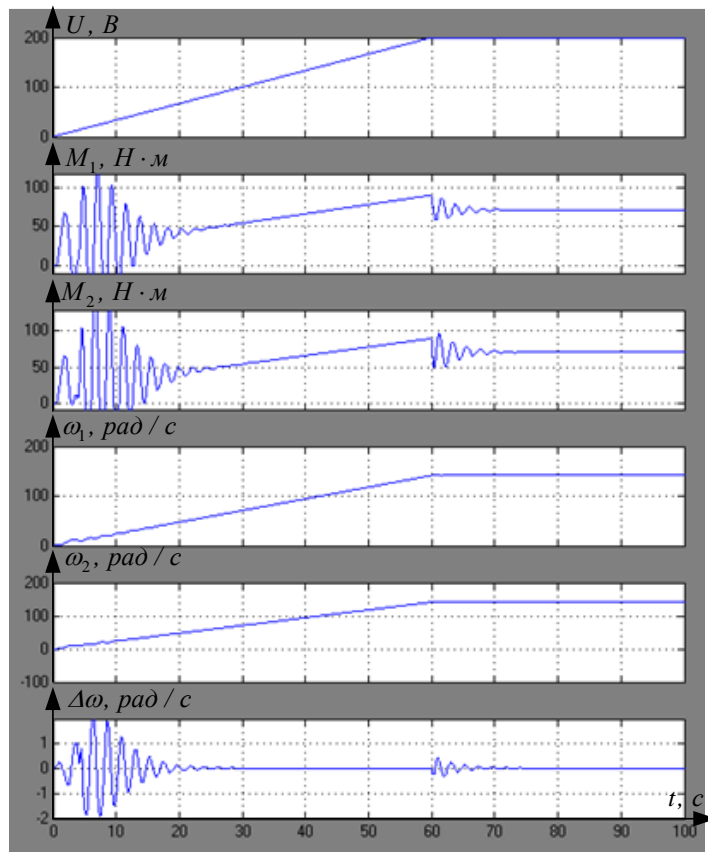


Рисунок 3.9 – Часові діаграми пуску ПДА з асинхронним приводом



Як видно з отриманих залежностей, динамічні властивості системи залежать від параметрів системи. Зокрема, за певних їх значень система приводу ПДА система є стійкою (часові діаграми вгорі), а в іншому випадку вона втрачатиме стійкість. Тому постає задача визначення впливу параметрів системи на динамічні властивості системи на стадії синтезування та проектування частотно-регульованих приводів ПДА.

Дана задача вирішується у відповідності до методики детально описаної в розділі 2 і полягає в визначенні зони стійкості приводу в певних системах координат.

Визначення зони стійкості системи асинхронного приводу доцільно провести перш за все в координатах: коефіцієнт нерівномірності завантаження шнековалів  $\alpha$ , частота вихідної напруги ПЧ  $f$  при фіксованих значеннях статичного моменту (відносно номінального моменту двигунів), тобто при однаковому завантаженні ПДА. Таку систему координат можна вважати еквівалентною системі координат  $(U, \alpha)$  в системі приводу постійного струму, для якої було визначено зони стійкості в розділі 2 (рис. 2.16)

Результати досліджень подано на рис. 3.10. Штрихованою лінією вказано зону, в якій система перебуває в стійкому стані.

З поданих на рис. 3.10 видно, що система приводу зі спільним ПЧ має гірші властивості, ніж система з індивідуальними, що виливається в меншу завантажувальну здатність ПДА, тому використання його у виробничих умовах є не можливим.

З метою більш чіткого порівняння динамічних властивостей системи асинхронного приводу (з системою постійного струму зокрема) здійснено визначення границі стійкості в системі координат: статичний момент (у відносних одиницях до номінального моменту двигунів), коефіцієнт нерівномірності завантаження шнековалів за умови номінального значення інших параметрів (напруги, частоти, швидкості обертання тощо) . Результати досліджень подано на рис. 3.11

На рис. 3.11 кривою 1 вказано границю стійкості системи приводу постійного струму, 2 – асинхронного приводу зі спільним ПЧ, 3 – асинхронного приводу з індивідуальними ПЧ. Штриховкою вказано стійку зону.

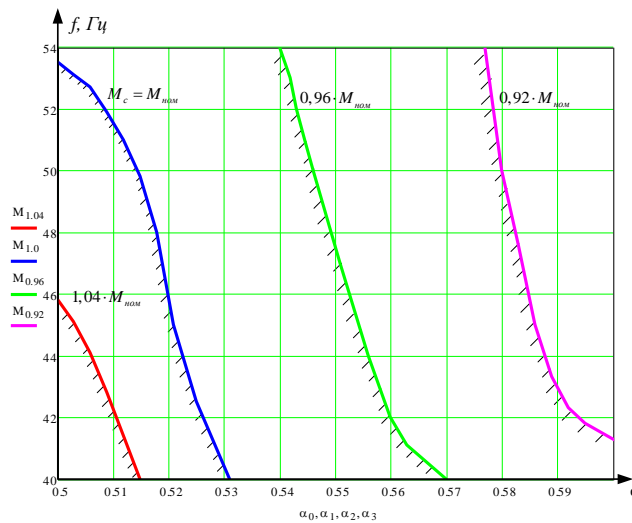
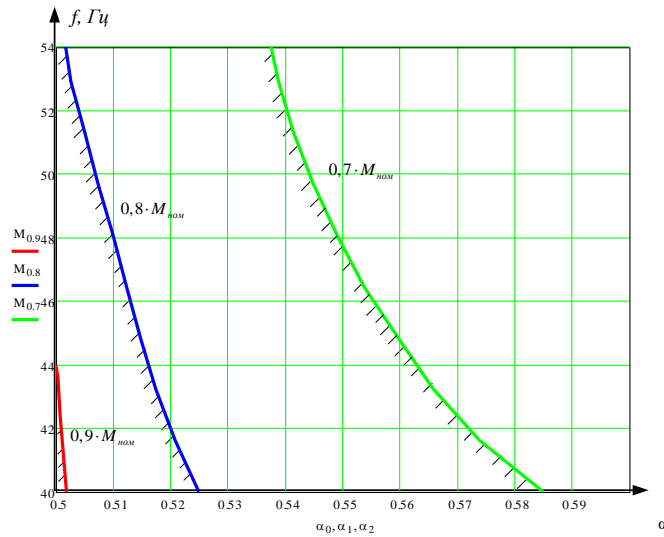


Рисунок 3.10 – Зміна границі стійкості системи асинхронного приводу ПДА зі спільним (вгорі) та індивідуальними (внизу) ПЧ в системі координат  $(f, \alpha)$  за різних значень статичних моментів.

Аналіз отриманих на рис. 3.10 та 3.11 результатів, а також порівняння з результатами на рис. 2.16 дають змогу зробити такі висновки:

- стійкість системи приводу ПДА значною мірою залежать від швидкості обертання шнековалів, величини та нерівномірності їх завантаження;

- система приводу зі спільним ПЧ значно поступається за динамічними властивостями системі з індивідуальними та має значно меншу переважувальну здатність;

- система асинхронного приводу з індивідуальними ПЧ за динамічними властивостями не поступається системі постійного струму в умовах незначного статичного моменту ( $M_{ст} \leq 0.95M_{ном}$ ) та може

працювати зі значною нерівномірністю завантаження шнековалів.

- перевагою привода постійного струму є його перевантажувальна здатність на низьких швидкостях обертання, чого досягти в асинхронному приводі можливо за умови використання систем векторного керування та збільшення номінальної потужності частотних перетворювачів.

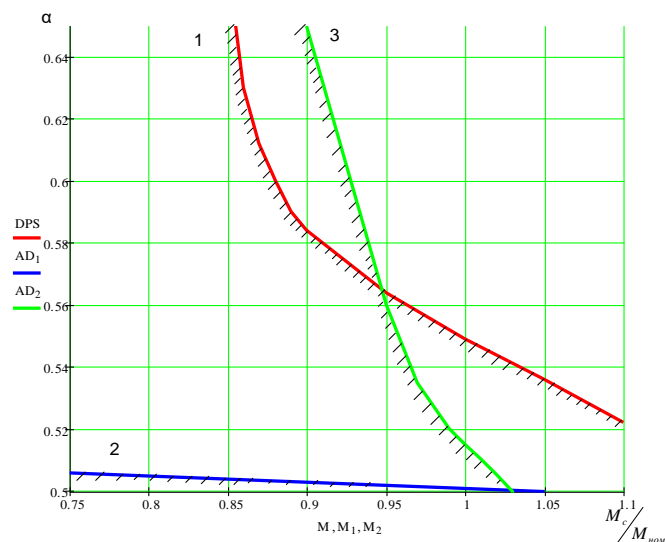


Рисунок 3.11 – Визначення зони стійкості різних типів привода ПДА

Ще однією важливою характеристикою в порівнянні типів привода є пусковий момент, оскільки в реальних виробничих умовах дифузійний апарат досить часто доводиться зупиняти та розганяти з повним завантаженням. Такий показник з однаковою номінальною потужністю значно вищий у привода постійного струму. Тому для забезпечення надійного запуску ПДА з повним завантаженням при використанні асинхронного привода необхідно збільшувати номінальну потужність ПЧ та запровадження більш досконалих алгоритмів векторного керування.

До поданого вище варто також врахувати економічні показники. Основне обладнання при використанні привода постійного струму складають два двигуни постійного струму, один тиристорний перетворювач (керований випрямляч), система керування та індикації роботи привода, при використанні асинхронного привода – два асинхронних двигуни, два перетворювачі частоти та система керування та індикації роботи привода. Досить часто декілька або усі ці елементи дублюють з метою забезпечення резерву.

Встановлено, що загальна вартість основного обладнання асинхронного приводу більша за вартість основного обладнання приводу постійного струму однакової потужності приблизно в 1,5-2 рази. Якщо врахувати вказану вище необхідність завищення номінальної потужності ПЧ асинхронного приводу це співвідношення збільшується до 2,5-3 разів. Крім цього вартість встановлення та монтажу відрізняється в 5-7 разів на користь системи приводу постійного струму.

Витрати на експлуатацію та сезонне налагоджування в асинхронному приводі значно нижчі від приводу постійного струму. Крім цього варто згадати більший строк служби асинхронних двигунів у порівнянні з двигунами постійного струму, що зменшує амортизаційні відрахування на їх заміну. Однак як уже зазначалось вище, використання асинхронного приводу доцільне з технічного боку при використанні алгоритмів векторного керування, що здорожує систему керування та вимагає додаткових витрат на розробку нової на заміну вже існуючій.

Запровадження асинхронного частотно-регульованого приводу може бути економічно доцільним при монтажу нового обладнання. Однак, на теперішній час, враховуючи стан цукрової галузі, основним типом приводу ПДА залишається груповий електропривод постійного струму, який використовується на 90-95% підприємств. Економічний їх стан у більшості випадків не дозволяє значних капіталовкладень в технічне переоснащення. Тому надзвичайно важливим є забезпечення стійкої роботи системи електропривода ПДА постійного струму в усьому діапазоні зміни експлуатаційних параметрів за рахунок модернізації вже існуючої системи керування.

Підсумовуючи вище викладене, можна зробити висновок, що в даний час використання приводу постійного струму технічно й економічно є більш обґрунтованим.

## РОЗДІЛ 4

### МЕТОДИ ТА ЗАСОБИ АВТОМАТИЗОВАНОГО КЕРУВАННЯ ДВОДВИГУННИМИ ЕЛЕКТРОПРИВОДАМИ З ПРУЖНИМИ ЗВ'ЯЗКАМИ

#### 4.1 Узагальнена структурна схема системи автоматизованого керування дводвигунним електроприводом

Проведені дослідження показують, що в системі приводу ПДА можуть виникати коливальні режими, які пов'язані з наявністю пружного кінематичного зв'язку між двигунами. На динамічні властивості, зокрема стійкість системи, в таких режимах значною мірою впливає нерівномірність завантаження шнековалів, яка характеризується відповідним коефіцієнтом. В існуючій САК швидкістю обертання шнековалами ПДА відсутні засоби визначення механічних параметрів, що спричинюють коливальні режими та інформують оператора про них. Крім того в такій системі відсутні засоби впливу на розвиток передварійних ситуацій.

Тому гостро постає задача синтезу такої системи автоматизованого керування приводом ПДА, де було б враховано вищі сказані аспекти. Розв'язання цієї задачі вимагає розробки методів та засобів вимірювання як механічних, так і електричних, параметрів, а також алгоритмів обробки даних та керування.

Варто зазначити, що пропонується система автоматизованого керування приводом ПДА (рис. 4.1), є узагальненою, тобто основні її елементи можуть бути використанні при побудові систем приводу обох типів, хоча в основному орієнтована на привод постійного струму. Різниця полягає лише в джерелі регульованої напруги основного приводу (Керований випрямляч / Перетворювачі частоти) та способі синхронізації обертання двигунів.

В традиційному приводі постійного струму спосіб синхронізації швидкості обертання полягає в послідовному ввімкненні якірних обмоток двигунів. Можливість керування швидкістю обертання окремого двигуна відсутня. При побудові систем асинхронного частотно-регульованого основного приводу для синхронізації обертання може бути використаний блок вимірювання механічних параметрів.

Першочерговим завданням є контроль механічних параметрів приводу за допомогою сенсорів кутового положення двигунів 1 та 2, встановлених на муфтах з'єднання валів двигунів з первинними валами редукторів Р<sub>н</sub> та Р<sub>в</sub>.

До контрольованих механічних параметрів приводу відносяться швидкості обертання нижнього  $\omega_1$  та верхнього  $\omega_2$  двигунів та відносний кут закручування валів двигунів  $\Delta\theta$ . Останній параметр характеризує нерівномірність завантаження шнековалів та перебуває в залежності з коефіцієнтом  $\alpha$ .

Вимірювання швидкості обертання двигунів основного приводу дає змогу синтезувати системи автоматичного керування встановленого режиму роботи ПДА, а також можуть бути використані для синхронізації обертання двигунів при побудові систем асинхронного приводу з частотним регулюванням.

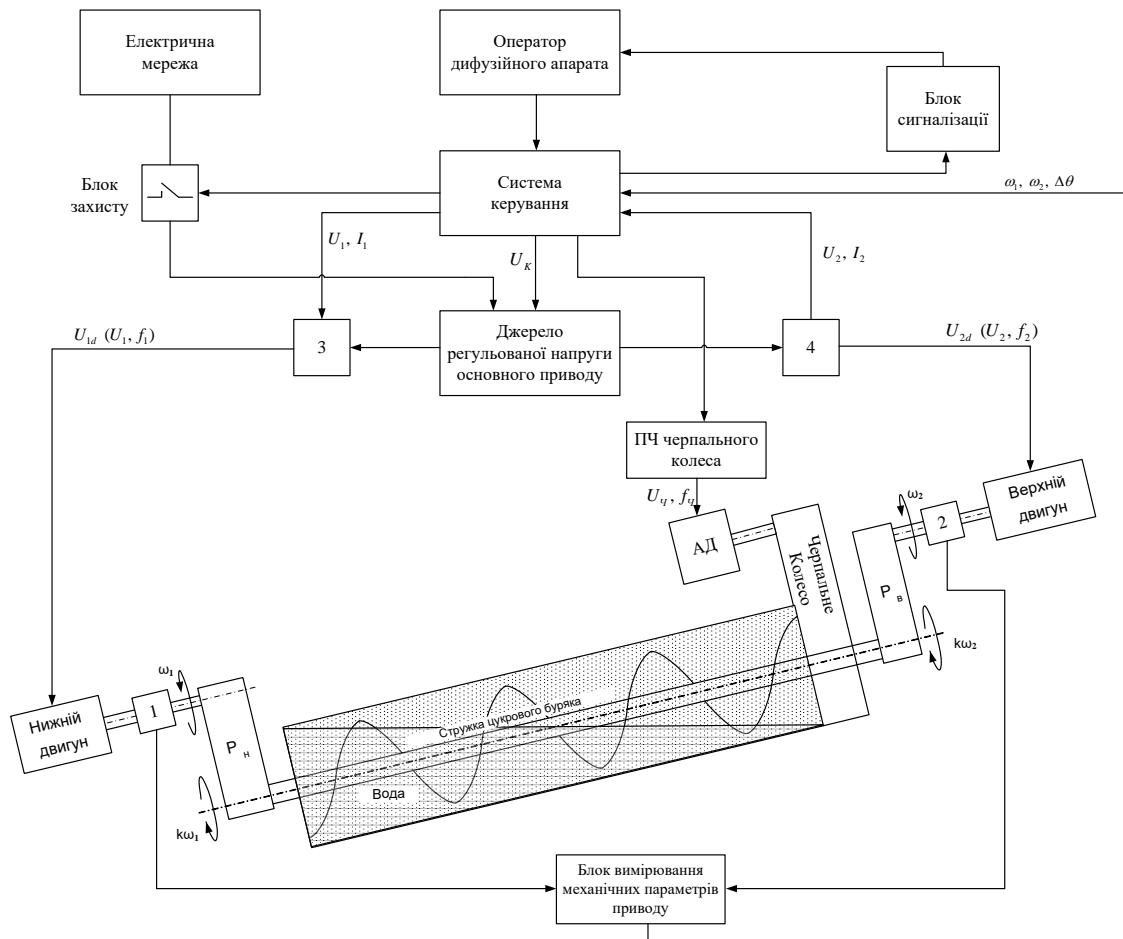


Рисунок 4.1 – Структурна схема системи автоматизованого керування приводом ПДА

Також запропонована система має сенсори напруги та струму нижнього – 3 та верхнього – 4 двигунів, яка необхідна для диференціації можливих причин виникаючих відмов: електричних чи механічних. Усі отримані дані про параметри приводу передаються до мікропроцесорної системи керування.

З метою зменшення нерівномірності завантаження шнековалів дифузійного апарату в критичних режимах в запропонованій системі черпальне колесо приводиться в рух частотно-регульованим приводом. Основною цільовою функцією такого регулювання є:

$$\Delta\theta_{-} \rightarrow \min, \quad (4.1)$$

де  $\Delta\theta_{-}$  – середнє значення відносного кута повороту валів двигунів.

Швидкість обертання черпального колеса визначає система керування за складною емпіричною залежністю, як функція декількох змінних, зокрема швидкість обертання основного приводу, середнє значення відносного кута закручування валів двигунів.

Реалізація частотного регулювання приводу черпального колеса дає змогу вирівнювати завантаження двигунів основного приводу і таким чином покращувати динамічні властивості системи приводу ПДА. Однак вплив швидкості розвантаження на нерівномірність завантаження валів відбувається зі значними сталими часу. Тому за певних умов зі швидким розвитком коливальних процесів постає задача зупинки приводу за перевищення допустимих значень контрольованих величин, яка покладена на блок захисту. Контроль механічних параметрів приводу (швидкості обертання двигунів, кута закручування) дозволяють організувати диференційний захист дифузійного апарату, як за електричними, так і механічними показниками, що позитивно впливає на чутливість захисту та діагностування причин можливих відмов.

З метою оптимізації керування розроблена система має блок сигналізації оператору про наближення певних показників до критичних значень, що за вмiлого здійснення регулювання оператором також позитивно впливатиме на динаміку та надійність приводу, зменшуючи кількість його відмов.

Реалізація запропонованої системи автоматизованого керування приводом ПДА потребує розробки засобів та алгоритмів роботи окремих блоків та пристроїв цієї системи, що буде викладено нижче.

## 4.2 Методи та засоби вимірювання механічних величин дводвигунного електропривода

До контрольованих механічних параметрів привода ПДА належать швидкості обертання нижнього  $\omega_1$  та верхнього  $\omega_2$  двигунів та відносний кут повороту валів двигунів  $\Delta\theta$ .

На рис. 4.2 схематично зображено сенсорну структуру вимірювального каналу (ВК) відносного кута повороту валів, яка складається з двох сенсорів повороту (обертання) валів двигунів, що мають пружний зв'язок через редуктори та шнековали ПДА та обертаються з кутовими швидкостями  $\omega_H$  та  $\omega_B$  відповідно.

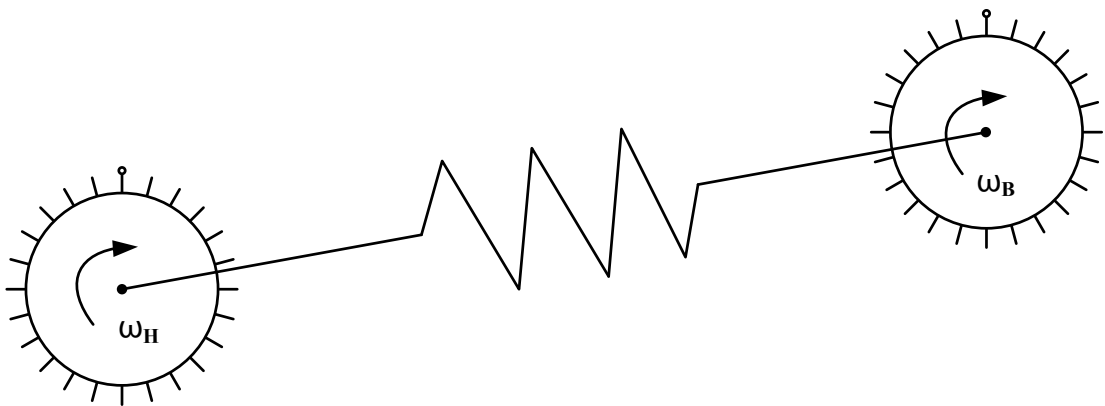


Рисунок 4.2 – Сенсори повороту валів двигунів

Сенсор повороту валу має  $Z$  міток, а кут між двома сусідніми мітками:

$$\theta_0 = \frac{360^\circ}{Z}. \quad (4.2)$$

На рис. 4.3 подана структурна схема ВК відносного кута повороту валів двигунів привода ПДА. Пояснюють його принцип роботи часові діаграми (рис. 4.4)



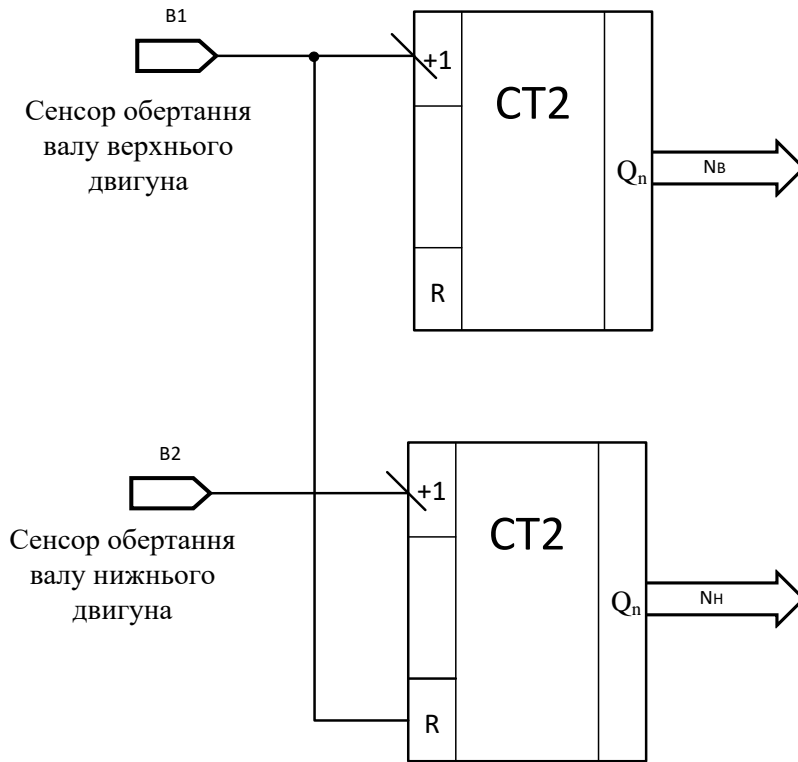


Рисунок 4.3 – Структурна схема ВК відносного кута повороту валів двигунів привода ПДА

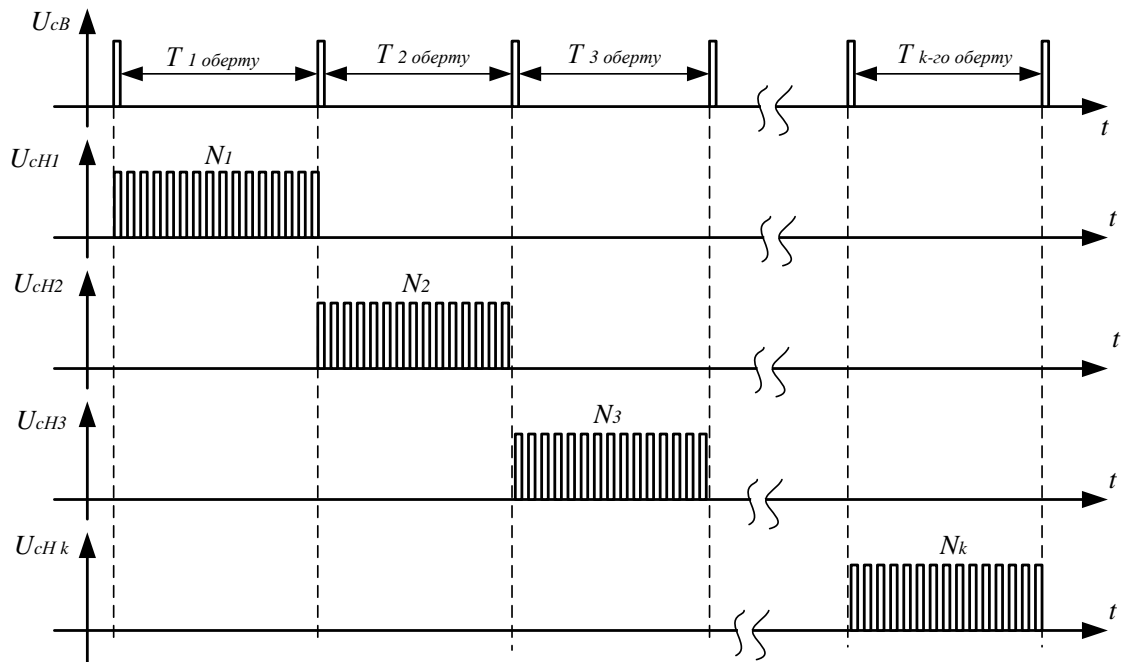


Рисунок 4.4 – Часові діаграми роботи ВК відносного кута повороту валів двигунів привода ПДА

Нульова мітка сенсора обертання верхнього двигуна відмічає його оберт. При проходженні вперше за час роботи ПДА нульової мітки

біля чутливого елемента сенсора верхнього двигуна відкривається система збігу і починається підрахунок міток, що проходять біля чутливого елемента сенсора обертання нижнього двигуна, який закінчується при наступному її проходженні. Тобто за цей час вал верхнього двигуна зробить один повний оберт або  $\theta_{B1} = 360^\circ$ , а вал нижнього двигуна повернеться на кут:

$$\theta_{H1} = N_1 \cdot \theta_0,$$

де  $N_1$  – кількість міток, підрахована двійковим лічильником.

Тоді відносний кут між двома валами двигунів за час першого обертну верхнього двигуна, тобто на момент другого проходження нульової мітки його сенсора, складе:

$$\Delta\theta_1 = \theta_{H1} - \theta_{B1} = N_1 \cdot \theta_0 - 360^\circ.$$

Отримане значення кута заноситься до регістру і в цей же момент стартує підрахунок міток сенсора нижнього двигуна за другий оберт верхнього. Вали верхнього і нижнього двигунів за цей час обернуться на кути  $\theta_{B2} = 360^\circ$  та  $\theta_{H2} = N_2 \cdot \theta_0$  відповідно, а відносний кут між валами зміниться на величину  $\Delta\theta_2 = N_2 \cdot \theta_0 - 360^\circ$ . У випадку коли за цей оберт лічильник підрахує  $Z$  міток, то це означатиме, що відносно положення валів протягом цього часу не змінилось. В будь якому іншому випадку відносний кут повороту валів двох двигунів на момент проходження втретє нульової мітки сенсора на валу верхнього двигуна визначиться як сума його значень за два оберти:

$$\Delta\theta_{\Sigma(2)} = \Delta\theta_1 + \Delta\theta_2 = (N_1 + N_2) \cdot \theta_0 - 2 \cdot 360^\circ$$

Далі вимірювання проводиться циклічно, і в момент проходження кожної нульової мітки сенсора верхнього двигуна результат, отриманий за попередній період, додається до вже отриманого раніше значення.

Аналогічно можна записати відносний кут, на який закрутяться вали двигунів за  $k$ -й оберт верхнього двигуна:

$$\Delta\theta_k = N_k \cdot \theta_0 - 360^\circ. \quad (4.2)$$

А відносний кут на момент завершення  $k$ -го обертну верхнього двигуна визначиться як їх сума значень за окремі його оберти:

$$\Delta\theta_{\Sigma K} = \Delta\theta_1 + \Delta\theta_2 + \dots + \Delta\theta_k = (N_1 + N_2 + \dots + N_k) \cdot \theta_0 - K \cdot 360^\circ = \theta_0 \sum_{k=1}^K N_k - K \cdot 360^\circ,$$

або, якщо позначити  $N_{\Sigma K} = \sum_{k=1}^K N_k$ , отримано:

$$\Delta\theta_{\Sigma K} = \theta_0 \cdot N_{\Sigma K} - K \cdot 360^\circ \quad (4.3)$$

З рівняння (4.3) кількість підрахованих двійковим лічильником міток сенсора нижнього двигуна за  $k$ -й оберт верхнього:

$$N_k = \frac{\Delta\theta_k + 360^\circ}{\theta_0} = \frac{\Delta\theta_k}{\theta_0} + \frac{360^\circ}{\theta_0}.$$

Враховуючи (4.2) після певних перетворень:

$$N_k = \frac{Z}{360^\circ} \Delta\theta_k + Z. \quad (4.4)$$

Отримане рівняння є рівнянням перетворення розробленого вимірювального каналу за один цикл, яким є повний оберт верхнього двигуна. Його статична характеристика наведена на рис. 4.5.

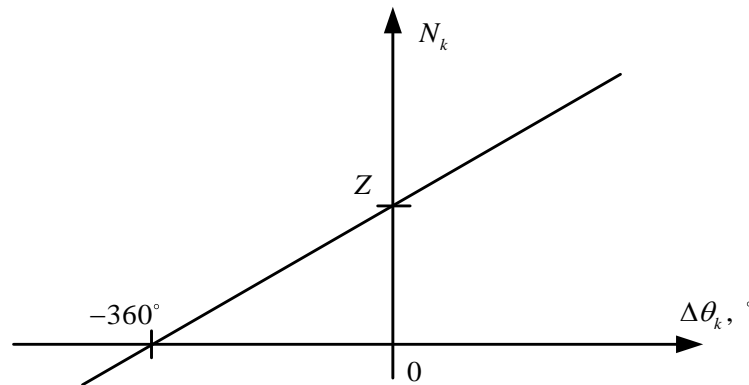


Рисунок 4.5 – Статична характеристика ВК відносного кута повороту валів двигунів привода ПДА

Похибка квантування визначається за виразом:

$$\delta_k \% = \frac{1}{N} 100\% = \frac{1}{\frac{Z}{360^\circ} \Delta\theta_k + Z} 100\% \quad (4.5)$$

та представлена графічно на рис. 4.6.

З отриманої залежності видно, що похибка квантування зменшується зі збільшенням вимірюваної величини, а також залежить від кількості міток сенсорів повороту валу двигуна. Шляхом зменшення похибки квантування є використання енкодерів з більшою кількістю міток.

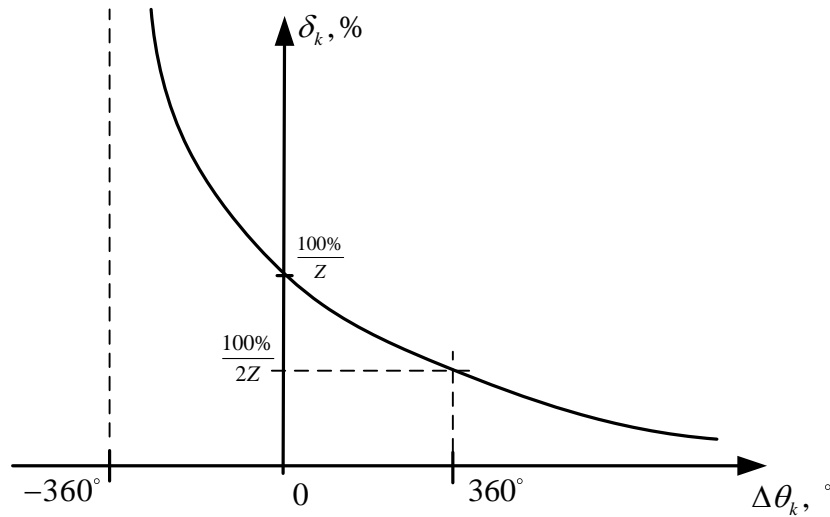


Рисунок 4.6 – Похибка квантування ВК відносного кута повороту валів двигунів привода ПДА

На основі описаного принципу дії ВК відносного кута повороту валів двигунів привода ПДА можна розробити наступний алгоритм його роботи (рис. 4.7). Його робота полягає в наступному. Після ініціалізації системи відбувається підрахунок імпульсів, сформованих мітками сенсорів верхнього та нижнього двигунів. На наступному етапі за (4.3) визначається відносний кут повороту валів двигунів за час одного повного оберту верхнього двигуна після чого визначене значення додається до отриманого у попередньому циклі. Результат суми записується у пам'ять та передається до бази даних та за допомогою UART порта до системи моніторингу та керування приводом ПДА.

Крім цього поточне значення відносного кута повороту валів двигунів порівнюється з допустимим і в разі його перевищення подається сигнал ввімкнення захисту.

Варто зазначити, що відносний кут повороту валів двигунів привоу ПДА є приведеним до швидкості обертання двигунів кутом радіального закручування шнековалів ПДА і відрізняється передатнім числом редукторів, яке дорівнює 1:1250.

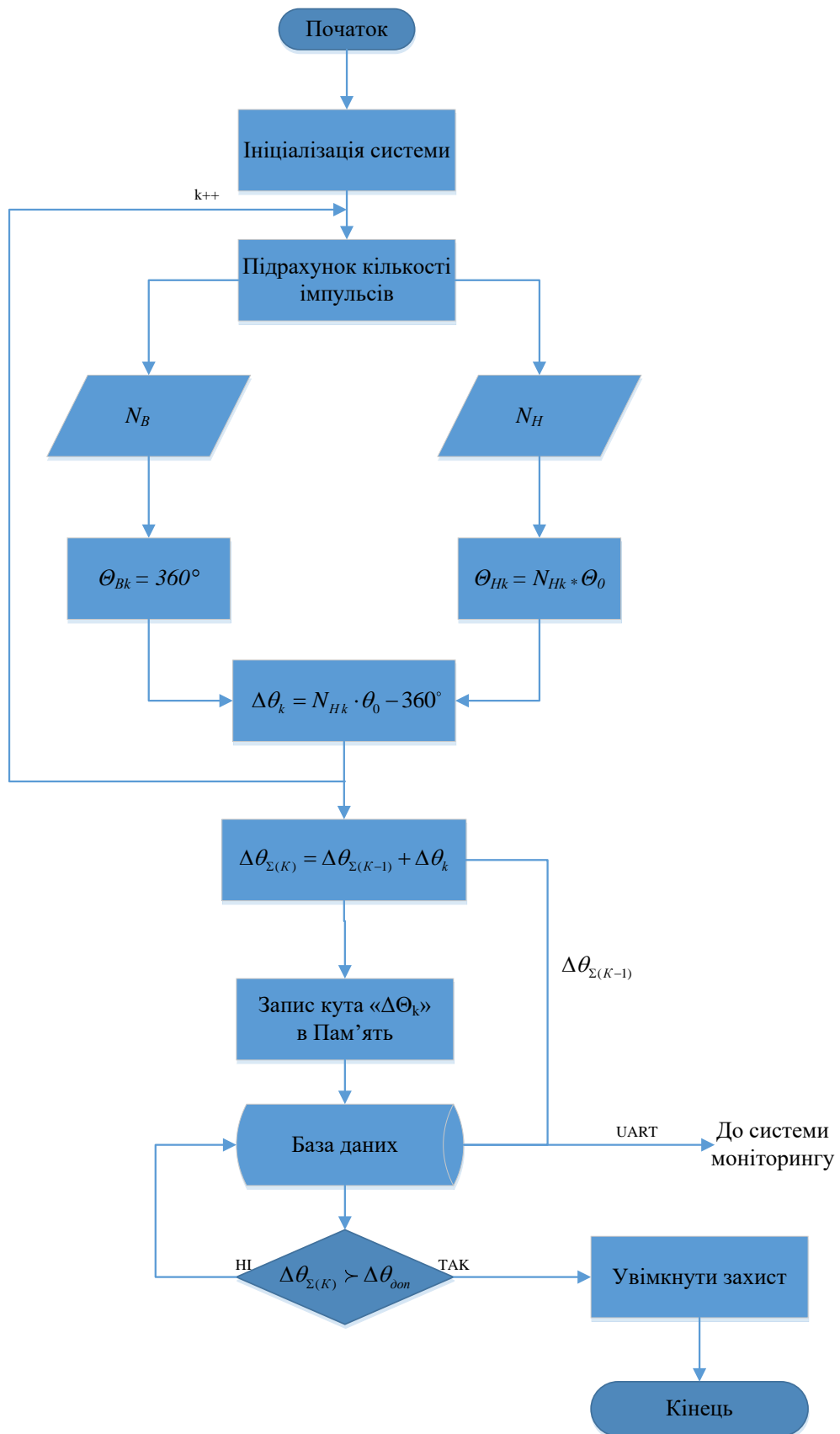


Рисунок 4.7 – Алгоритм роботи ВК відносного кута повороту валів двигунів привода ПДА

Окрім відносного кута повороту валів двигунів система автоматизованого керування приводом ПДА здійснює вимірювання швидкостей обертання кожного двигуна.

Засоби їх вимірювання використовують ту саму сенсорну структуру, що й ВК відносного кута повороту валів двигунів, та виконані на основі цифрових частотомірів миттєвих значень (рис. 4.8).

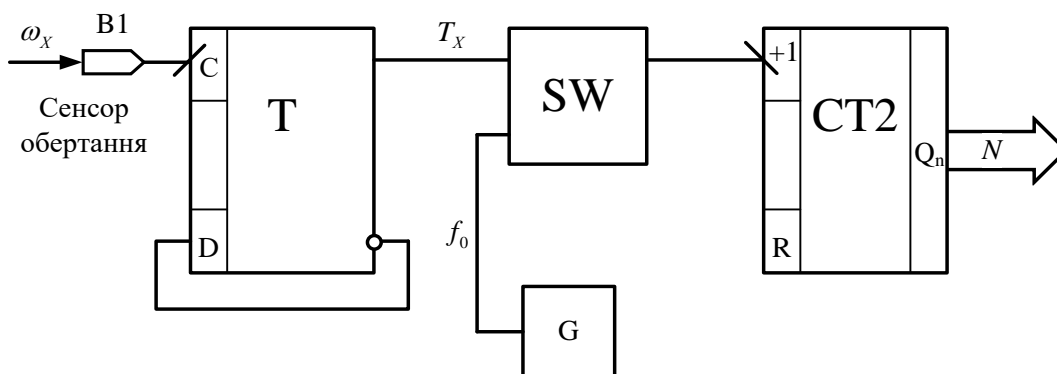


Рисунок 4.8 – Структурна схема ВК кутової швидкості

Принцип дії ВК кутової швидкості засновано на квантуванні часового проміжку проходження двох сусідніх міток сенсорів повороту валу  $T_x$  сигналами зразкової частоти. Даний процес ілюструють миттєві діаграми, зображені на рис. 4.9.

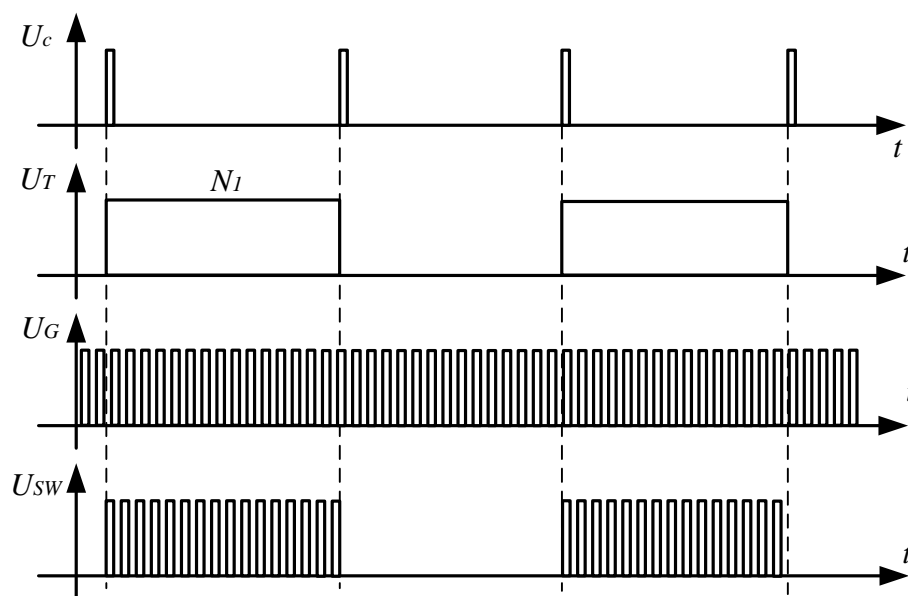


Рисунок 4.9 – Часові діаграми ВК кутової швидкості

Кутова швидкість обертання валу дорівнює відношенню кута між двома сусідніми мітками  $\frac{2\pi}{Z}$  до часу проходження їх біля чутливого елемента сенсора обертання валу  $T_x$  :

$$\omega_x = \frac{2\pi}{Z \cdot T_x}.$$

Час  $T_x$  у схемі збігу SW квантується імпульсами зразкової частоти  $f_0$ . Імпульси  $f_0$  із виходу генератора G через відкриту схему збігу SW надходять на вхід двійкового лічильника СТ2. У лічильнику після закінчення кожного проміжку  $T_x$  формується код:

$$N = f_0 \cdot T_x = \frac{2\pi \cdot f_0}{Z \cdot \omega_x}. \quad (4.6)$$

Останнє співвідношення є рівнянням перетворення ВК кутової швидкості, графічне представлення (статична характеристика) якого подано на рис. 4.10.

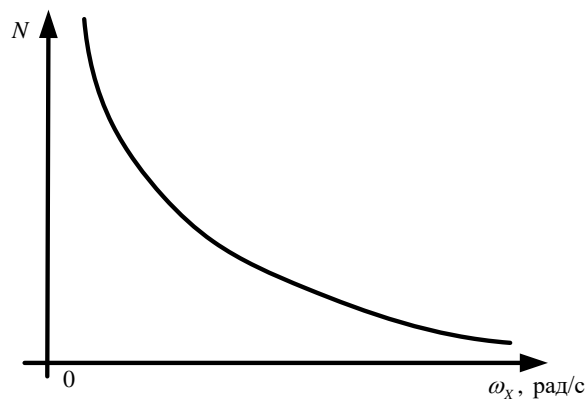


Рисунок 4.10 – Статична характеристика ВК кутової швидкості

Похибка квантування визначається за виразом:

$$\delta_{кв}, \% = \frac{1}{N} 100\% = \frac{Z \cdot \omega_x}{2\pi \cdot f_0} 100\% \quad (4.7)$$

та подана на рис. 4.11 у вигляді графічної залежності.

Аналіз рівняння похибки квантування показує, що можливим шляхом зменшення  $\delta_{кв}$  є збільшення частоти квантування  $f_0$ , а також залежить від вимірювальної величини та числа міток сенсора обертання валу двигуна  $Z$ .

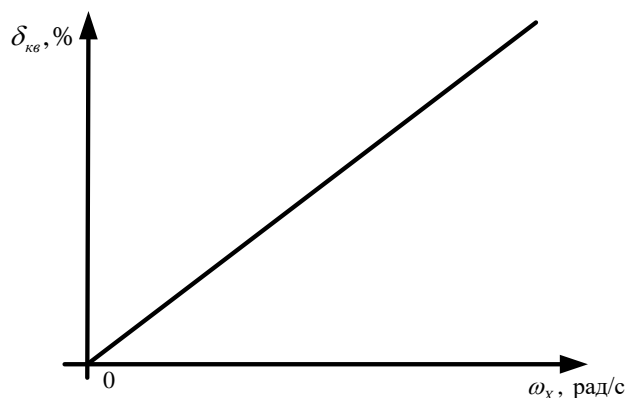


Рисунок 4.11 – Похибка квантування ВК кутової швидкості

Також важливим є залежність похибки квантування вимірювальних каналів механічних параметрів ПДА від числа міток сенсорів обертання валу двигуна  $Z$ . Вони описуються рівняннями (4.5) та (4.7) та представлені на рис. 4.12.

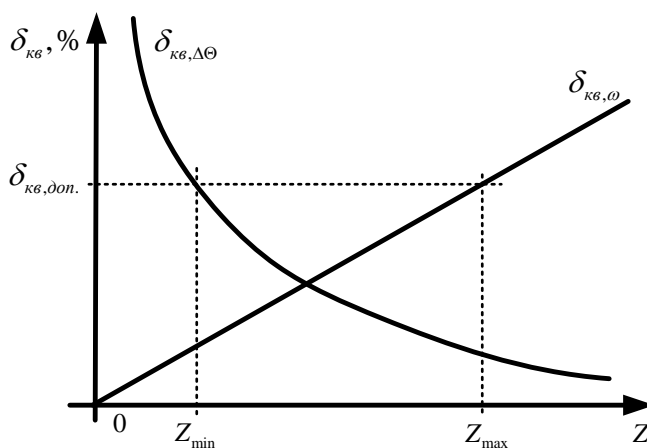


Рисунок 4.12 – Залежність похибки квантування від числа міток

Аналіз отриманих результатів показує, що кількість міток енкодерів задовольняє умову допустимої похибки квантування для ВК відносного кута повороту та ВК кутової швидкості обертання валів двигунів лише в певних межах  $Z_{\min} < Z < Z_{\max}$ . Розширення цього діапазону можливе за рахунок ВК кутової швидкості, використовуючи квантування не одного а двох сусідніх проміжків. В такому разі похибку квантування ВК можна зменшити.

Розроблені ВК відносного кута повороту та ВК кутової швидкості обертання валів двигунів дають змогу визначати механічні параметри, які характеризують роботу системи приводу ПДА з необхідною точністю та швидкодією. Це в свою чергу дозволить реалізувати таку



систему автоматизованого керування, динамічні властивості якої будуть кращими за існуючу.

### 4.3 Методи та засоби вимірювання електричних величин дводвигунного електропривода

До контрольованих електричних параметрів в системі привода постійного струму належать струм роторних обмоток двигунів  $I_d$  та напруги  $U_{d1}$  й  $U_{d2}$ , що падають на кожному з них. На рис. 4.13 зображено структурну схему мікропроцесорного засобу вимірювання вказаних величин.

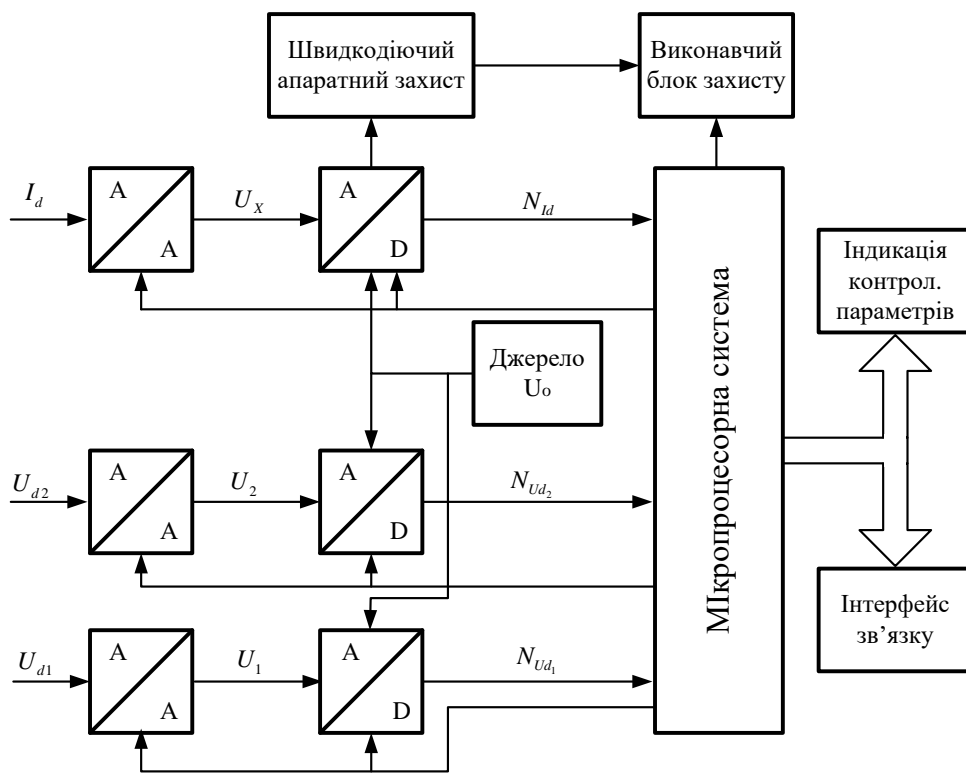


Рисунок 4.13 – Структурна схема засобу вимірювання електричних параметрів приводу постійного струму ПДА

Вхідним аналоговим перетворювачем струму є сенсор на основі ефекту Холла, на виході якого генерується постійна напруга  $U_x$ . Рівняння перетворення такого сенсора описується виразом:

$$U_x = b \cdot I_d,$$

де  $b$  – коефіцієнт, що визначається конструкцією сенсора та є постійним за умови роботи в межах лінійної області гістерезису. Тобто його рівняння перетворення є лінійним.

При вимірюванні напруги в якості вхідних аналогових перетворювачів використовується вимірювальний підсилювач, виконаний на ізолюваному операційному підсилювачі, що дозволяє, як і сенсор струму Холла, здійснити гальванічну розв'язку інформаційно-вимірювальних кіл від силового. Вони мають лінійні рівняння перетворення:

$$U_1 = k_{eU} U_{d1}, U_2 = k_{eU} U_{d2},$$

де  $k_{eU}$  – постійний коефіцієнт.

Сигнали з виходів вхідних перетворювачів подаються на аналого-цифрові перетворювачі (АЦП), що служать основними вимірювальними перетворювачами. Вони під'єднанні до джерела високостабільної напруги  $U_0$ , відносно якої проводяться вимірювання в АЦП. Рівняння перетворення АЦП має вигляд:

$$N_x = \frac{U_x}{U_0} \cdot (2^{n-1} - 1),$$

де  $n$  – розрядність АЦП.

Подане співвідношення, а також рівняння перетворення вхідних вимірювальних перетворювачів, дозволяє отримати:

$$N_{I_d} = \frac{b}{U_0} (2^{n-1} - 1) \cdot I_d, \quad (4.8)$$

$$N_{U_d} = \frac{k_{eU}}{U_0} (2^{n-1} - 1) \cdot U_d. \quad (4.9)$$

Вирази (4.8) й (4.9) є рівняннями перетворення пропонуваного мікропроцесорного засобу вимірювання для струму та напруг відповідно. Обидва рівняння є лінійними та відрізняються лише коефіцієнтом вхідних перетворювачів.

Виходи АЦП зв'язані з мікропроцесорною системою керування, яка здійснює аналіз отриманих даних та забезпечує їх індикацію та узгодження з іншими елементами системи автоматизованого керування приводом ПДА.

Похибка квантування засобу вимірювання для струму та напруг:

$$\delta, \% = \frac{1}{N_{I_d}} 100\% = \frac{U_0}{b \cdot (2^{n-1} - 1) \cdot I_d} 100\% \quad (4.10)$$

$$\delta, \% = \frac{1}{N_{U_d}} 100\% = \frac{U_0}{k_{eU} \cdot (2^{n-1} - 1) \cdot U_d} 100\% \quad (4.11)$$

На рис. 4.14 подано статичну характеристику засобу вимірювання для струму та його залежність похибки квантування від вимірювальної величини. Аналізуючи вирази (4.10) та (4.11), видно, що похибка квантування обернено пропорційна вимірювальним величинам, а також визначається розрядністю АЦП.

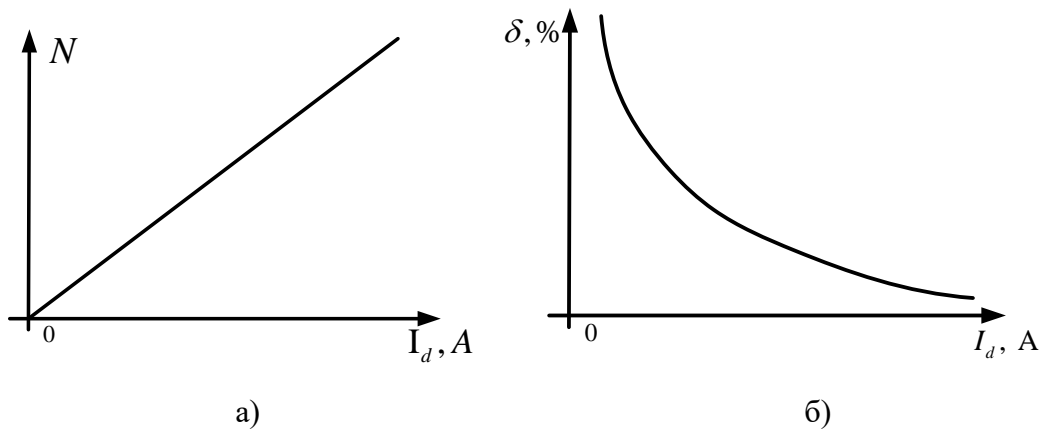


Рисунок 4.14 – Теоретичні статична характеристика (а) та залежність похибки квантування (б) засобу вимірювання струму

Розроблений засіб дозволяє визначити напруги на нижньому та верхньому двигуні окремо. За цими значеннями мікропроцесорна система обчислює також значення загальної напруги приводу, як суми двох напруг двигунів

$$U_d = U_{d1} + U_{d2},$$

а також різниці цих напруг

$$\Delta U = U_{d1} - U_{d2}.$$

Значення загальної напруги може бути використане для зворотного зв'язку за напругою системи автоматичного керування приводом ПДА. Значення різниці напруг двигунів використовується для високоточного диференційного захисту за електричними параметрами. У разі перевищення певної уставки значення різниці напруг на двигунах приводу мікропроцесорна система зупиняє роботу приводу.

Виміряне значення струму в системі автоматизованого керування використовується для ефективного струмообмеження, що дозволяє запобігти перевантаженню двигунів приводу. Засіб також оснащений швидкодіючим максимальним струмовим захистом від надструмів у приводі, спричинених різними негативними факторами.

## **РОЗДІЛ 5**

### **АПАРАТНА РЕАЛІЗАЦІЯ СИСТЕМИ АВТОМАТИЗОВАНОГО КЕРУВАННЯ ДВОДВИГУННИМ ЕЛЕКТРОПРИВОДОМ НА ПРИКЛАДІ ПОХИЛОГО ДИФУЗІЙНОГО АПАРАТА**

Впровадження основних результатів досліджень поданих в попередніх розділах вимагає апаратної реалізації системи автоматизованого керування ПДА, що включає в себе розв'язання ряду задач:

- синтезу функціональних та принципових електричних схем на основі отриманих в розділі 3 структурних схем системи в цілому та пристроїв контролю основних параметрів приводу, зокрема, з використанням мікропроцесорної техніки;
- розробка методів та засобів обробки даних вимірювальних сенсорів;
- визначення законів регулювання основним приводом постійного струму та частотно-регульованим приводом черпального колеса, а також дослідження їх ефективності;
- розробка алгоритмів роботи мікропроцесорної системи автоматизованого керування приводом ПДА, як електромеханічним комплексом;
- фізична реалізація розробленої системи та експериментальні дослідження ефективності її роботи в умовах виробництва.

Крім цього існує задача реалізації засобів захисту приводу ПДА, як в межах мікропроцесорної системи, так і окремими пристроями. У такому разі можна буде підвищити надійність системи приводу, в якій не передбачено встановлення мікропроцесорної системи в цілому.

#### **5.1 Функціональні схеми системи автоматизованого керування електроприводом похилого дифузійного апарату**

Для реалізації поставлених задач спочатку необхідно синтезувати електричну принципову схему системи приводу ПДА, як електромеханічного комплексу, що включає в себе основний та усі допоміжні приводи. Така схема подана на рис. 5.1.

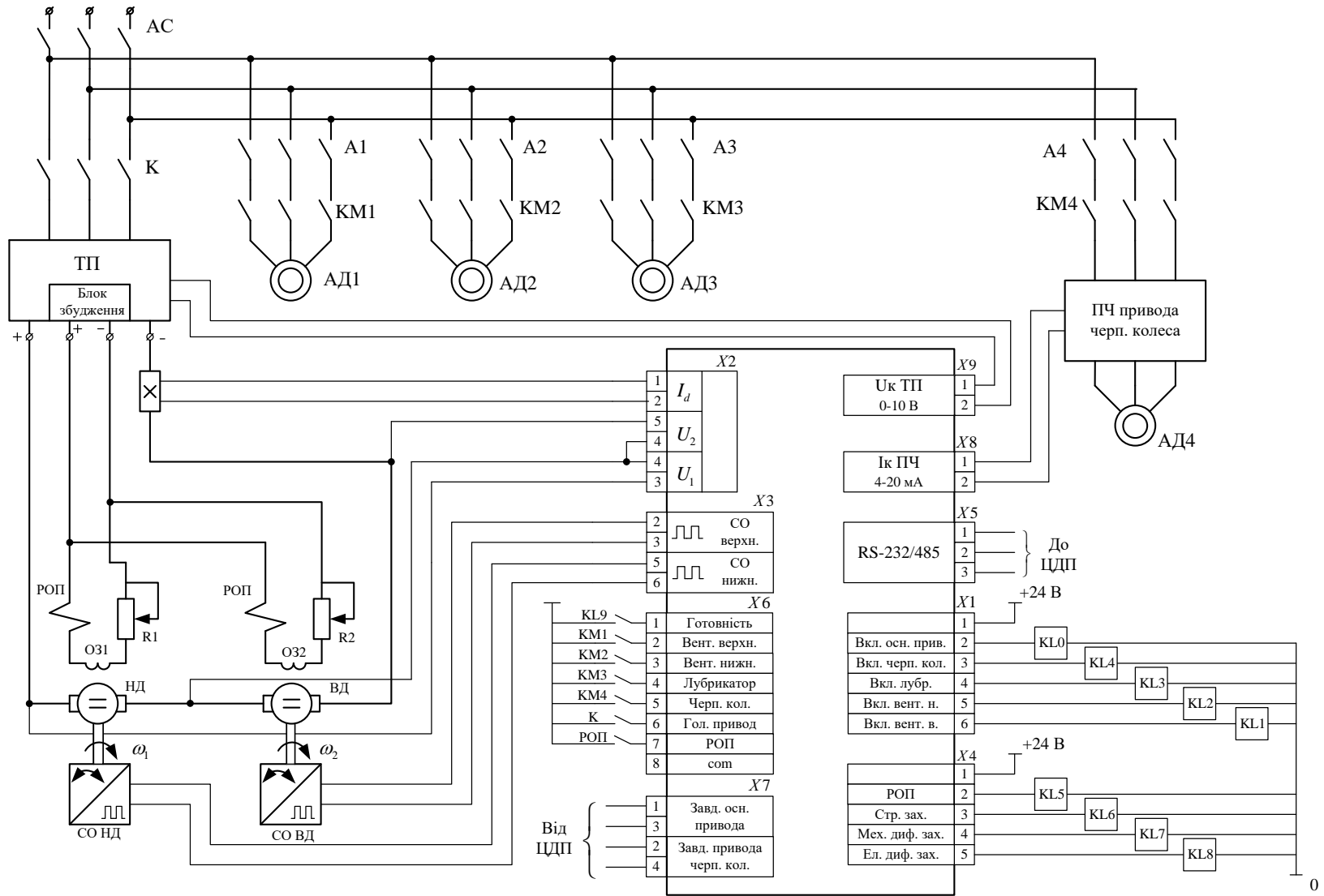


Рисунок 5.1 – Схема електрична принципова системи привода ПДА

Силова частина схеми складається з основного приводу та приводів допоміжних механізмів та живиться від трифазної мережі промислової частоти з лінійною напругою 380 В через автоматичний вимикач АС.

Електромагнітним контактором К до неї під'єднується тиристорний перетворювач, що є джерелом регульованої напруги для двох послідовно ввімкнених роторних обмоток двигунів постійного струму НД та ВД. ТП також містить блок збудження, що живить обмотки збудження ОЗ1, ОЗ2 через обмотки реле обриву поля РОП, які здійснюють захист двигунів основного приводу від втрати збудження. Реостати R1 та R2 слугують для вирівнювання механічних характеристик двигунів за рахунок регулювання струмів збудження кожного з двигунів окремо.

Асинхронні двигуни АД1, АД2, АД3 приводять в рух допоміжні механізми приводу (вентилятори охолодження двигунів основного приводу, лубрикатор) та підключаються до мережі електромагнітними контакторами КМ1, КМ2, КМ3 відповідно. Для їх захисту служать автоматичні вимикачі А1, А2, А3.

Черпальне колесо приводиться асинхронним двигуном АД4 з частотним регулюванням, яке забезпечує ПЧ черпального колеса. Він живиться від мережі через електромагнітний контактор КМ4 та захищений автоматичним вимикачем А4.

На схемі рис. 5.1 також зображено усі зв'язки силової частини приводу з системою її автоматизованого керування, принципову електричну схему якої подано на рис. 5.2.

Система оснащена сенсорами обертання валів нижнього та верхнього двигунів СО НД та СО ВД відповідно, виходи яких зведено на клемну колодку Х3. Дані з цих сенсорів у вигляді послідовності імпульсів обробляються мікроконтролером DD1, до якого поступають через узгоджуючі транзисторні ключі VT5, VT7. Це цифровий сигнальний контролер серії С2000 Piccolo від TexasInstruments на ядрі MIPS. Його основна галузь застосування – вимірювання та САК реального часу. На цей контролер покладено завдання вимірювання, обробки та аналізу лише механічних параметрів приводу.

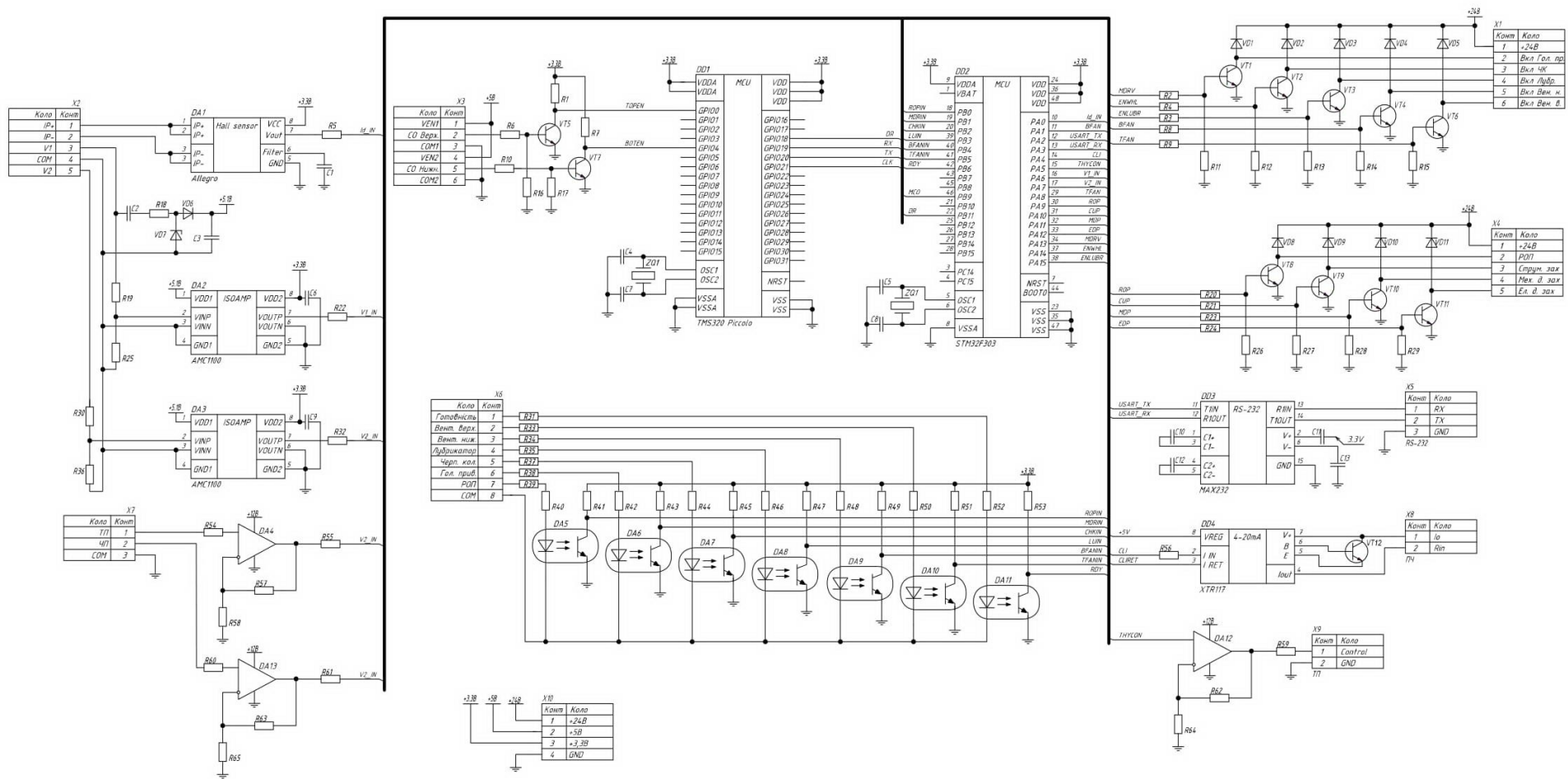


Рисунок 5.2 – Схема електрична принципова мікропроцесорної системи автоматизованого керування приводом ПДА

Контролер DD1 має зв'язок з основним мікроконтролером DD2. Це мікроконтролер загального призначення серії F3 виробництва STMicroelectronics, на ядрі ARM Cortex-M4.

На нього покладено усі інші функції системи керування, до яких, зокрема, належать вимірювання електричних параметрів приводу, до яких належать напруги роторних обмоток двигунів та струм, що протікає через них. Вихід сенсора струму, заснованого на ефекті Холла, а також потенціальні провідники від двигунів зведено на клемну колодку X2. Обробка даних сенсора струму здійснює мікросхема DA1, а для вимірювання напруг використано ізольовані операційні підсилювачі DA2 та DA3.

Система має декретні входи, через які до неї поступає інформація за станами електромагнітних контакторів та реле (клемна колодка X6). Гальванічна розв'язка та узгодження рівнів напруг відбувається за допомогою оптопар DA5 – DA11

Для включення електромагнітних контакторів використовуються дискретні виходи DD2, що подають напругу на проміжні реле KL0 – KL4, які включають відповідні електромагнітні контактори (К, КМ1 – КМ4). Також дискретні виходи відключають привод у разі виникнення небажаного режиму роботи, диференціюючи причини їх виникнення: реле обриву поля, максимальний струмовий захист, диференційний захист за електричними та механічними параметрами, включаючи відповідні реле KL5 – KL8. Виконавчими елементами дискретних виходів є транзисторні ключі VT1 – VT11, колектори яких виведені на клемні колодки X1 та X4.

Від оператора до мікропроцесорної системи автоматизованого керування через аналогові входи (колодка X7) подаються уставки обертів основного приводу та приводу черпального колеса. Система, ґрунтуючись на значеннях цих уставок, а також контрольованих параметрів, за певними законами визначає рівень сигналів на аналогових виходах, які подаються на вхід ТП основного приводу та ПЧ приводу черпального колеса.

На вхід ТП подається сигнал 0 – 10 В, а на вхід ПЧ 4 – 20 мА. Вихідними формувачами аналогових виходів є операційний підсилювач DA12 у першому випадку та мікросхема DD4 – у другому.



Важливим завданням системи є зв'язок та узгодження її роботи з центральним диспетчерським пунктом, який здійснюється за допомогою інтерфейсу RS 232/485, по протоколу ModBus RTU. Дані про роботу приводу ПДА інтегруються в систему керування технологічним процесом бурякопереробного відділення. Візуалізація режиму роботи системи приводу, здійснена програмно на вищому рівні допомагає в організації найбільш оптимального керування технологічним процесом.

## **5.2 Закони регулювання та алгоритми роботи системи автоматизованого керування електроприводом похилого дифузійного апарата**

### **5.2.1 Закони регулювання основним приводом та допоміжним приводом черпального колеса**

Для забезпечення працездатності системи, що розробляється, постає задача розробки алгоритмів її роботи. Для цього, перш за все, необхідно створити математичне забезпечення обробки даних та законів регулювання.

Як було вже зазначено вище система оснащена засобами вимірювання наступних величин: напруга нижнього та верхнього двигунів, струм їх роторних обмоток (електричні параметри), відносний кут повороту валів двигунів, їх швидкості обертання (механічні параметри). Деякі параметри приводу, такі як сумарна напруга приводу, різниця напруг двигунів та різниця їх швидкостей обертання, визначаються шляхом обчислень.

Вимірювання та обчислення цих величин відбувається циклічно через певний інтервал часу або за час обертання валу двигуна на фіксований кут весь час роботи приводу. Тому для здійснення моніторингу та оцінки зміни параметрів у часі постає задача математичної обробки отриманих даних, що, в свою чергу, дозволить розробки та здійснення оптимального регулювання керованими приводами системи.

Розглянемо по чергово математичні операції, які мусить здійснювати система для отримання достатньо-інформативної картини про розвиток процесів у часі з кожним із контрольованих параметрів.

Структурні схеми засобів вимірювання та їх метрологічні характеристики подані у розділі 4.

Обробку механічних параметрів приводу здійснює мікроконтролер DD1. Кутові швидкості двигунів здійснюються з циклічністю, яка дорівнює проміжку часу проходження двох сусідніх міток сенсорів обертання, тобто мінімальне значення цього часу буде:

$$t_{\omega \min} = \frac{60}{Z \cdot n_{\max}}. \quad (5.1)$$

З такою ж циклічністю здійснюється обчислення різниці швидкостей обертання за формулою:

$$\Delta\omega = \omega_1 - \omega_2 \quad (5.2)$$

Як показало імітаційне моделювання різних режимів роботи, проведене в розділі 2, а також спостереження в умовах виробництва за роботою приводу в режимах близьких до описаних у [58], [59], [60-62], показали, що кутові швидкості двигунів не є постійною та можуть змінюватись в часі за законом близьким до синусоїдного накладеного на постійну складову, а їх різниця не містить постійної складової. Контроль за цими параметрами здійснюється за миттєвими значеннями та не передбачає подальших математичних перетворень. У разі перевищення  $\Delta\omega$  допустимого значення, тобто за виконання умови  $\Delta\omega > \Delta\omega_{\text{дон}}$ , мікроконтролер здійснює аварійну зупинку приводу ПДА, а при наближенні до цього значення подає попереджувальний сигнал до оператора.

Час між двома черговими вимірюваннями відносного кута повороту валів двигунів приводу складає періоду обертання валу верхнього двигуна, тобто:

$$t_{\Delta\Theta \min} = \frac{60}{n_{\max}}. \quad (5.3)$$

Вказані вище дослідження свідчать, що при роботі системи приводу ПДА можуть досить часто виникати режими, в яких відносний кут повороту валів двигунів змінюється у часі за складним непередбачуваним законом. На рис. 5.3 поданий можливий закон зміни цього параметру.

Для якісної оцінки роботи приводу за цим параметром миттєвих значень не достатньо, а тому постає необхідність визначення його середнього та середньо-квадратичного значення в реальному часі. Крім того середнє значення відносного кута повороту валів, яке пов'язане

передатнім числом редукторної системи з кутом закручування валу ПДА, опосередковано зв'язано з коефіцієнтом нерівномірності завантаження шнековалів та може слугувати його індикатором. Це зумовлює те, що саме середнє значення кута повороту валів двигунів визначає разом із уставкою оператора швидкість обертання черпального колеса, закони регулювання якої будуть досліджуватись нижче. Зміна швидкості розвантаження верхньої частини приводу впливає на нерівномірність завантаження вздовж шнеку.

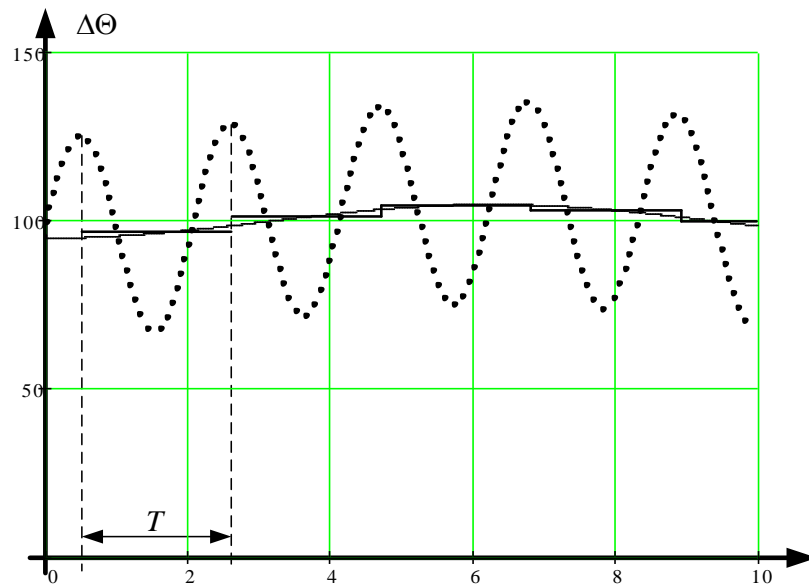


Рисунок 5.3 Графік зміни відносного кута повороту валів двигунів

Для якісної оцінки роботи приводу за цим параметром миттєвих значень не достатньо, а тому постає необхідність визначення його середнього та середньо-квадратичного значення в реальному часі. Крім того середнє значення відносного кута повороту валів, яке пов'язане передатнім числом редукторної системи з кутом закручування валу ПДА, опосередковано зв'язано з коефіцієнтом нерівномірності завантаження шнековалів та може слугувати його індикатором. Це зумовлює те, що саме середнє значення кута повороту валів двигунів визначає разом із уставкою оператора швидкість обертання черпального колеса, закони регулювання якої будуть досліджуватись нижче. Зміна швидкості розвантаження верхньої частини приводу впливає на нерівномірність завантаження вздовж шнеку.

Середнє значення відносного кута повороту валів двигунів визначається як середнє арифметичне отриманих за період даних:

$$\overline{\Delta\Theta} = \frac{1}{N} \sum_{k=1}^N \Delta\Theta_k, \quad (5.4)$$

де  $\Delta\Theta_k$  – значення кута в ході одного  $k$ -го вимірювання, а  $N$  – кількість вимірювання за період. Оскільки період зміни даної величини може змінюватись, то постає необхідність дослідного визначення періоду, як відстань між двома екстремумами функції з однаковим знаком похідної, як показано на рис. 5.3.

Середньо-квадратичне значення визначається за виразом:

$$\Delta\Theta_{СК} = \frac{1}{N} \sqrt{\sum_{k=1}^N \Delta\Theta_k^2} \quad (5.5)$$

Умовами зупинки приводу за цим параметром є співвідношення:

$$\Delta\Theta_k \succ \Delta\Theta_{дон}, \quad \overline{\Delta\Theta} \succ \overline{\Delta\Theta_{дон}}, \quad \Delta\Theta_{СК} \succ \Delta\Theta_{СКдон}. \quad (5.6)$$

Про наближення вказаних величин до допустимих значень подається попереджувальний сигнал оператору.

Грунтуючись на отриманих за виразами (5.4) та (5.5) даних, система обчислює вихідну дію для ПЧ приводу черпального колеса за одним з двох можливих законів регулювання, які подані на рис. 5.4 у вигляді структурних схем.

Найпростішим випадком регулювання є структурна схема, зображена на рис. 5.4, а. За нею до заданої оператором уставки  $U_z$  додається величина з виходу аперіодичної ланки, на вхід якої подається виміряне значення відносного кута повороту валів двигунів. Коефіцієнт передачі цієї ланки  $k_{\Theta}$  вибирається таким чином, щоб забезпечити необхідне збільшення швидкості обертання черпального колеса, а її стала часу  $T_{\Theta}$  забезпечує фільтрування змінної складової коливань відносного кута повороту вищої частоти до задовільного рівня, але не повинна бути значною для забезпечення швидкодії регулювання. Вихідне значення струму керування ПЧ черпального колеса  $I_{К\_ПЧ}$  формується аперіодичною ланкою з коефіцієнтом передачі  $k_n$  та сталою часу  $T_n$ , на вхід якої подається сума вказаних вище величин. Її призначення забезпечення плавного регулювання.

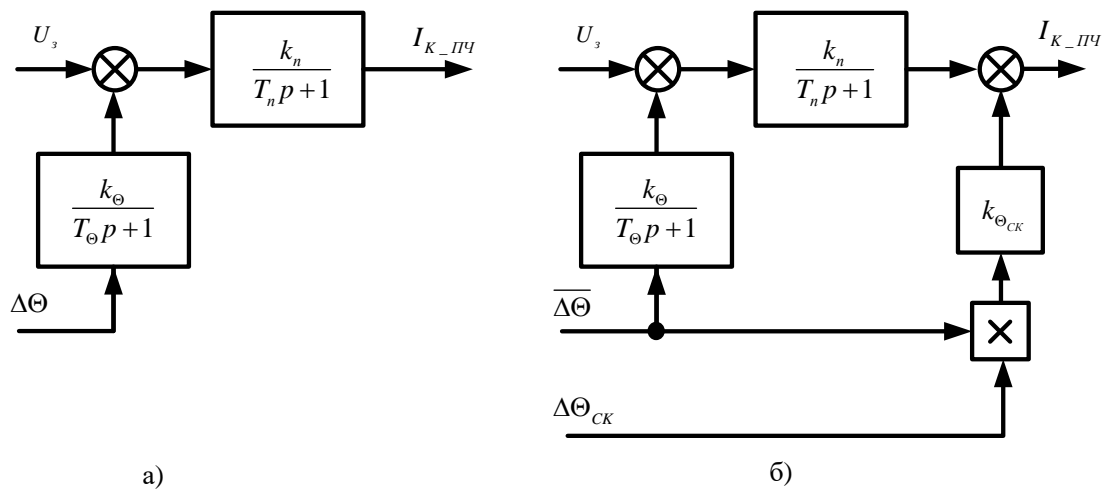


Рисунок 5.4 – Закони регулювання вхідною дією ПЧ черпального колеса

Дослідження динамічних режимів запропонованого каналу регулювання швидкості обертання черпального колеса, проведене засобами математичного моделювання показало задовільні динамічні характеристики та точність регулювання. Однак керування за таким законом регулювання не дає можливості системі реагувати за інтенсивністю коливань відносного кута повороту валів двигунів.

Нівелювати цей недолік покликаний канал регулювання, виконаний на основі структурної схеми, поданої на рис. 5.4, б. Вона відрізняється тим, що до обчисленого за попередньою схемою вихідного значення додається добуток  $k_{\Theta_{СК}} \cdot \overline{\Delta\Theta} \cdot \Delta\Theta_{СК}$ , що забезпечує підвищення швидкості обертання при збільшенні амплітуд коливальних процесів з наявною постійною складовою, а при її відсутності швидкість обертання черпального колеса визначається виключно уставкою оператора.

На рис. 5.5 подано результати моделювання законів регулювання ПЧ черпального колеса за наступних параметрів:  $k_{\Theta} = 0,01 \text{ B}/\text{o}$ ;  $T_{\Theta} = 10\text{c}$ ;  $k_n = 2 \text{ A}/\text{B}$ ;  $T_n = 1\text{c}$ ;  $k_{\Theta_{СК}} = 5 \cdot 10^{-5} \text{ A}/(\text{o})^2$ . Відносний кут повороту валів двигунів  $\Delta\Theta$  змінюється в часі, як показано на графіку зверху.

Часові діаграми подані за умови заданої оператором уставки  $U_3 = 8\text{B}$ , яка в момент часу  $t = 100\text{c}$  зменшується на 25%. Результатом моделювання є вихідні дії системи  $I_{К-ПЧ1}$ ,  $I_{К-ПЧ2}$ , обчислені за законами регулюваннями, поданими на рис 5.4, а та рис. 5.4, б відповідно.

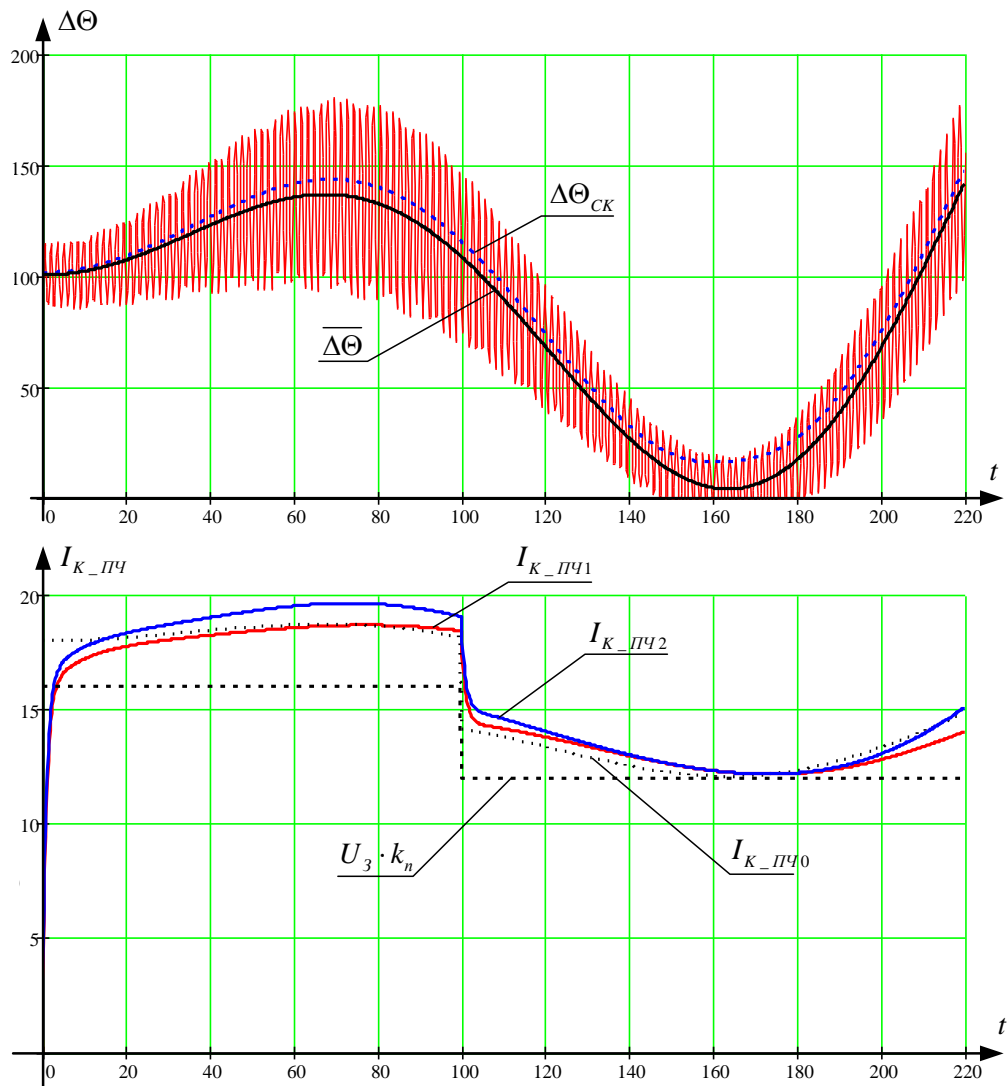


Рисунок 5.5 – Часові діаграми законів регулювання ПЧ черпального колеса

Як видно з отриманих залежностей вихідна дія системи для ПЧ черпального колеса визначається уставкою оператора та середнім значенням відносного кута повороту валів двигунів, а у випадку вдосконаленого закону регулювання (рис. 5.4 б) ще й його середньо-квадратичним значенням.

Швидкість обертання асинхронного двигуна приводу черпального колеса регулюється ПЧ за лінійним законом регулювання, що разом з математичним описом АД, поданого на рис. 3.1, та рівнянням механіки дає змогу синтезувати наступну структурну схему.

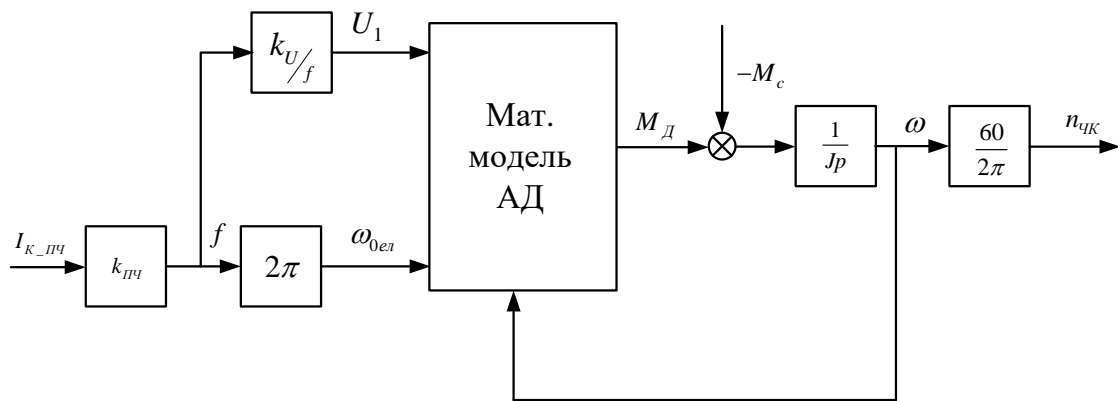


Рисунок 5.6 – Структурна схема керування швидкістю обертання ЧК

Таким чином швидкість обертання черпального колеса є функцією двох керуючих дій: уставка завдання та відносний кут повороту валів двигунів основного приводу ПДА. При практичній реалізації такого регулювання уставка завдання може бути пропорційна швидкості обертання основного приводу. В такому разі:

$$n_{чк} = f(\omega_{осн.пр.}; \Delta\theta). \quad (5.7)$$

При зростанні нерівномірності завантаження вздовж шнеків ПДА збільшується середнє значення кута закручування валу ПДА ( $\Delta\theta$  – його приведенє значення). В такому разі система підвищує швидкість обертання черпального колеса і верхня (більш завантажена частина ПДА) починає розвантажуватись швидше, що призводить до зниження нерівномірності завантаження та зменшення відповідного коефіцієнту.

Таким чином виконується цільова функція регулювання швидкістю обертання черпального колеса (3.16) та забезпечується покращення динамічних характеристик основного приводу ПДА.

Керування основним приводом ПДА ґрунтується на контролі електричних параметрів, серед яких вимірюються напруги на кожному двигуні та їх струм. За виміряними значеннями  $U_1$  та  $U_2$  обчислюються загальна напруга приводу:

$$U = U_1 + U_2 \quad (5.8)$$

та їх різниця:

$$\Delta U = U_1 - U_2. \quad (5.9)$$

За значенням різниці  $\Delta U$  виконано диференційний захист за електричними параметрами приводу у відповідності до умови спрацювання:

$$\Delta U \geq \Delta U_{дон} \quad (5.10)$$

Умовою спрацювання максимального струмового захисту є співвідношення:

$$I \geq I_{дон}. \quad (5.11)$$

При наближенні вказаних параметрів до допустимих значень система інформує оператора за допомогою зв'язку з ЦДП.

Крім цього визначенні значення напруги та струму можуть бути використані для реалізації САК за протиЕРС, виконані за математичними моделями, поданими на рис.2.5, на основі засобів мікропроцесорної системи керування приводом ПДА, а не вбудованих засобів ТП.

### **5.2.2 Схеми програмної підтримки мікропроцесорної системи автоматизованого керування**

Описане вище дають змогу розробити алгоритми роботи МК DD1 та DD2. Як зазначалось, МК DD1 призначений для вимірювання та обробки даних механічних параметрів приводу, а алгоритм його роботи подано на рис. 5.7 – 5.8. Перша його частина виконує вимірювання швидкостей обертання нижнього та верхнього двигунів та відносного кута повороту їх валів та ґрунтується на положеннях отриманих у розділі 3.

На другому етапі виконується обробка виміряних даних, що полягає у визначенні середнього та середньо-квадратичного значень відносного кута повороту валів. Після цього здійснюється перевірка виконання умов аварійної зупинки приводу за механічними параметрами (співвідношення 5.6). Також МК DD1 здійснює передачу даних по запиту до МК DD2.

Останній є основним та здійснює керування усією периферією системи автоматизованого керування приводом ПДА, як електромеханічним комплексом. Алгоритм його роботи подано на рис. 5.9 –5.10.

Після ініціалізації відбувається обробка команд пуску периферійних приводів системи, що полягає у формуванні на дискретних виходах МК відповідних сигналів, а також очікуванні підтвердження про успішність їх включення. Пуск головного приводу можливий лише після того, як на дискретні входи прийдуть сигнали успішності включення усіх додаткових приводів. Зупинка головного приводу у разі відключення будь-якого додаткового прописано у перериваннях.



За умови успішного пуску основного приводу МК починає вимірювання напруг на двигунах та їх струму та здійснює запит до МК DD1 про отримання поточних даних про механічні параметри приводу. Отримана інформація записується до бази даних.

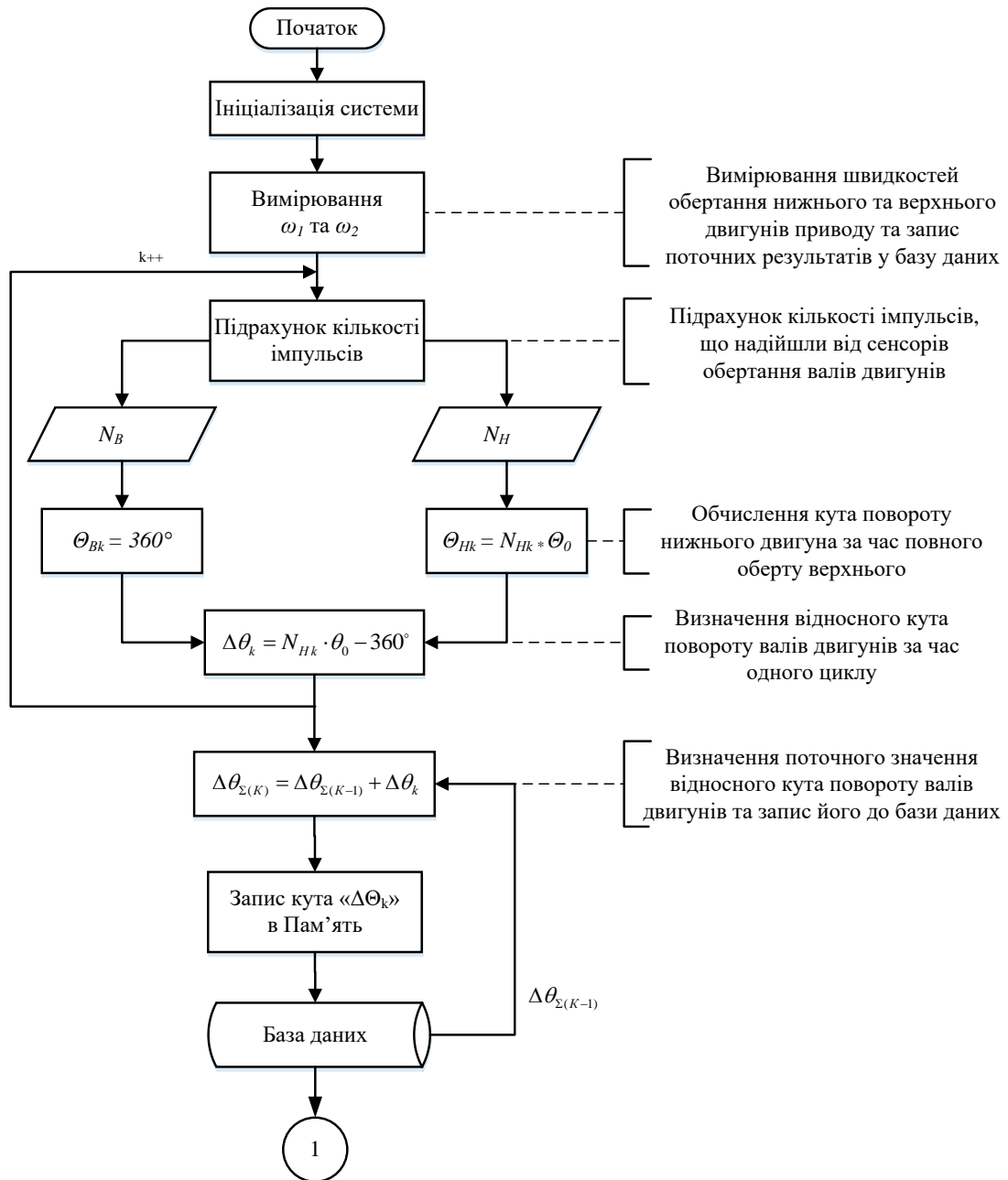


Рисунок 5.7 – Алгоритм роботи МК DD1

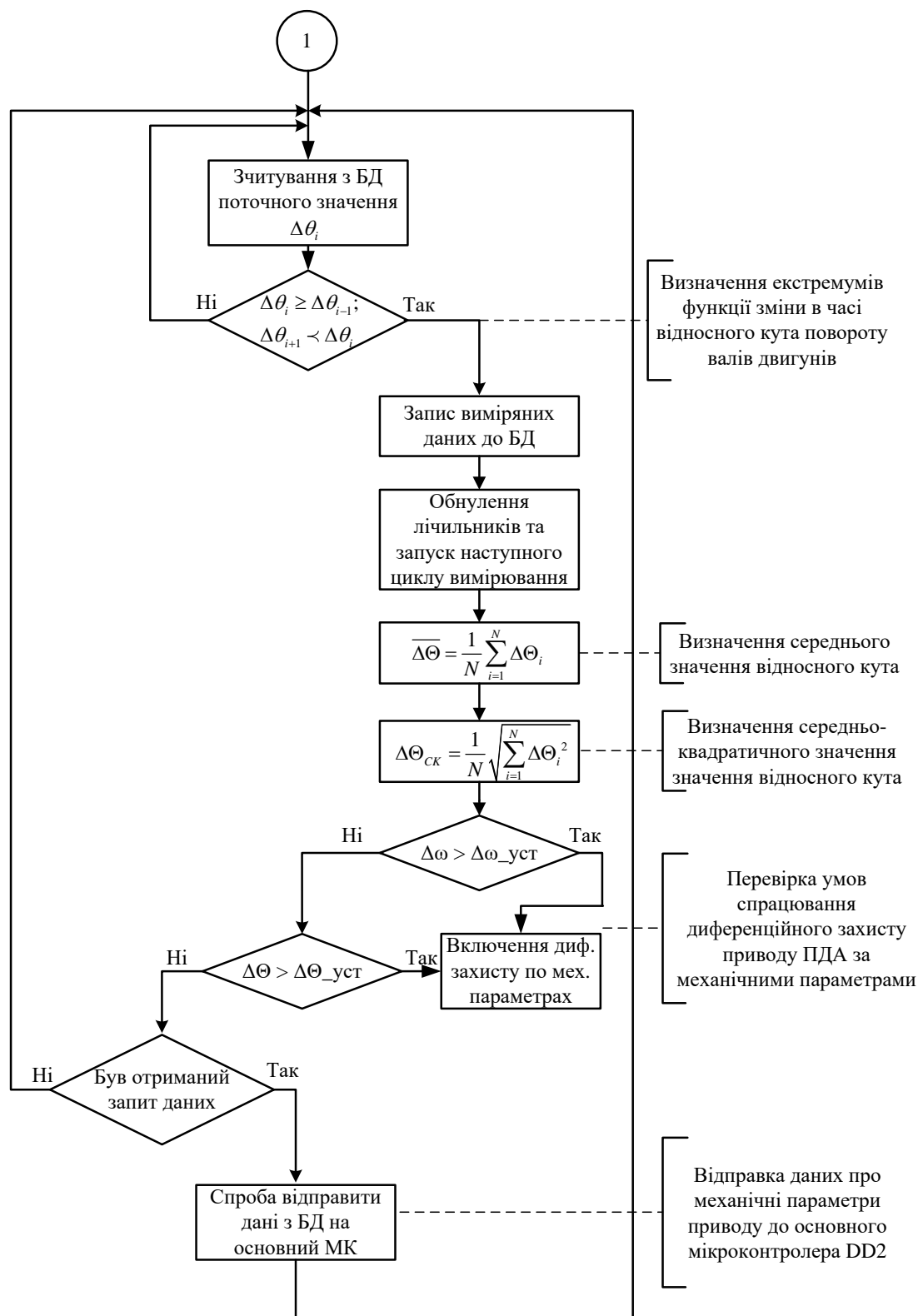


Рисунок 5.8 – Алгоритм роботи МК DD1 (продовження)

Наступним кроком є перевірка умов максимального струмового та диференційного за напругою на двигунах захистів (співвідношення (5.10 – 5.11)). Потім МК обчислює вихідні дії для ПЧ черпального колеса та ТП основного приводу за розробленими вище передатними

функціями та формують сигнали відповідного рівня на аналогових виходах МК, що здійснюють керування ними.

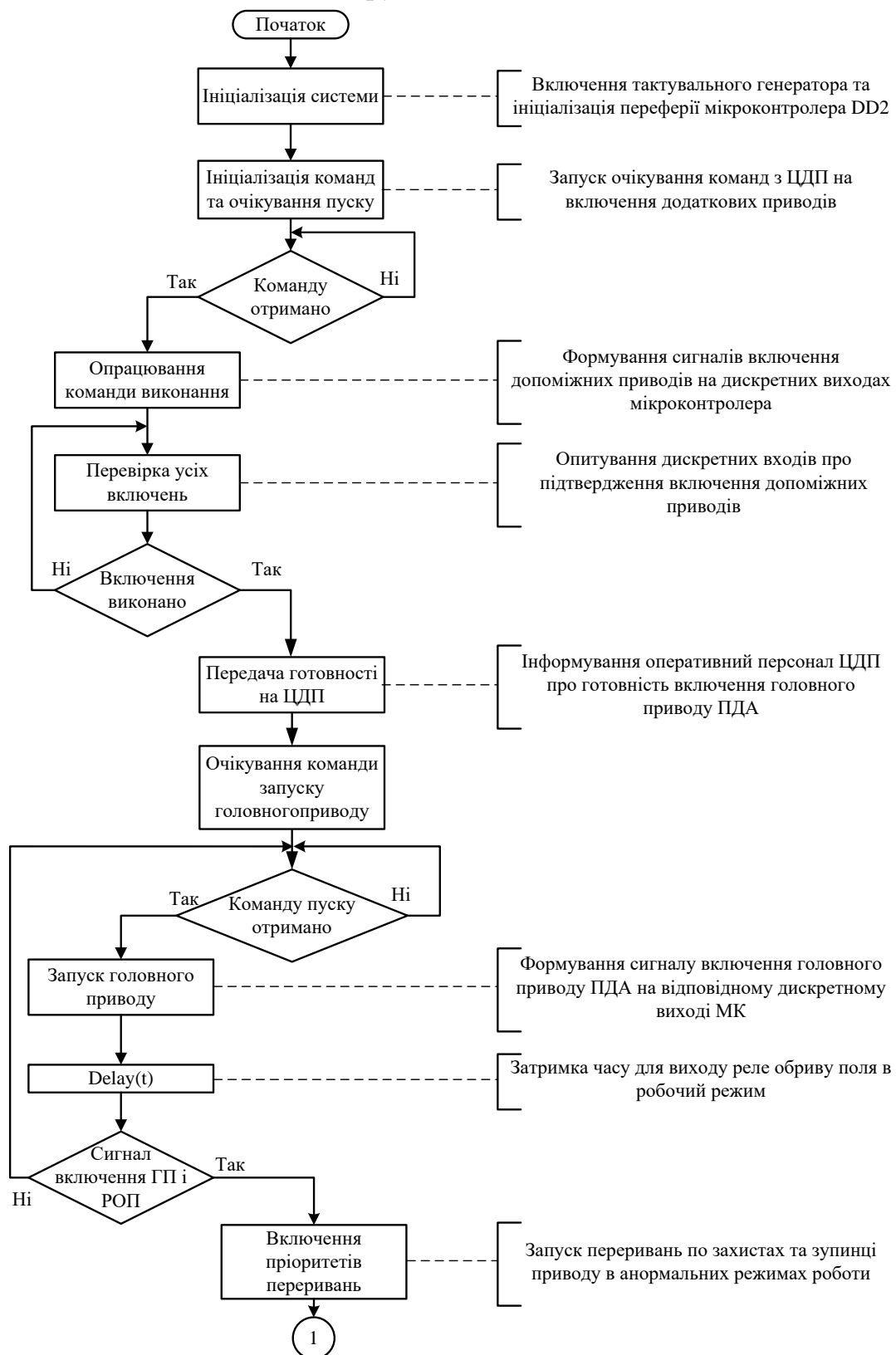


Рисунок 5.9 – Алгоритм роботи МК DD2

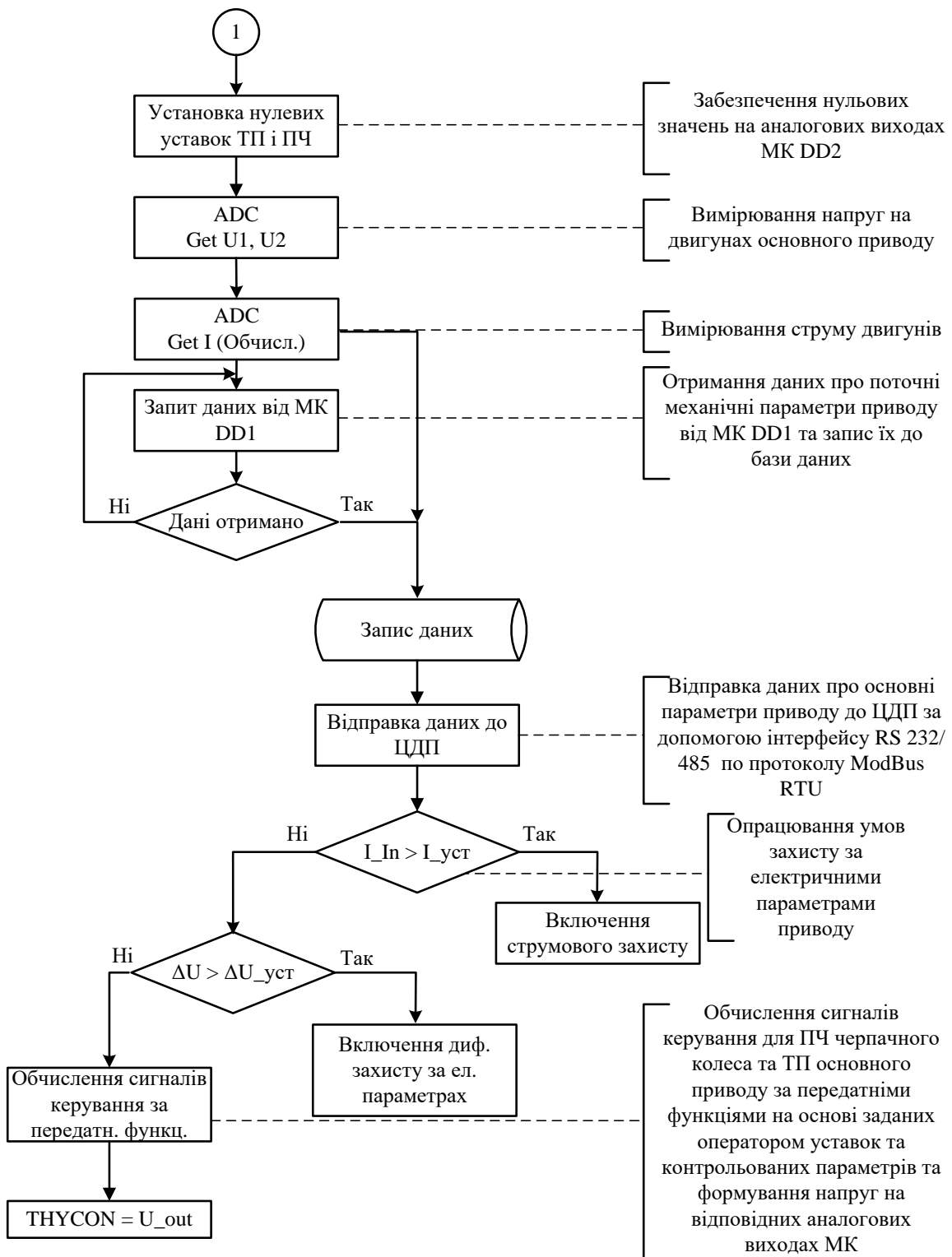


Рисунок 5.10 – Алгоритм роботи МК DD2 (продовження)

За розробленими алгоритмами було розроблено та відлагожено відповідне програмне забезпечення, використовуючи мову програмування С++, фрагменти якої приведено в додатках.

Розроблена система автоматизованого керування приводом ПДА разом з її алгоритмічним та програмним забезпеченням може бути використана для здійснення оптимального керування даним електромеханічним комплексом. Остаточне налаштування та узгодження роботи окремих ланок вимагає впровадження її в умовах виробництва. Це дасть можливість виконати оцінку ефективності її використання та очікуваного покращення динамічних властивостей системи, що зрештою виливається в підвищення її надійності, вимагає проведення. Цим дослідженням присвячено розділ 6.

### **5.3 Пристрої захисту похилого дифузійного апарата в анормальних режимах роботи**

Використання розробленої системи автоматизованого керування приводом ПДА, яка оснащена декількома видами захистів від анормальних режимів роботи, що виникають у ході експлуатації, не передбачає застосування окремих пристроїв захисту, оскільки в такому разі ці пристрої будуть виконувати дублювання певних функцій системи. Однак в певних умовах з об'єктивних та суб'єктивних причин, що лежать, в першу чергу, в економічній площині, впровадження пропонованої системи не можливе.

В такому разі гострої необхідності набуває розробка окремих пристроїв, які б мали невисоку вартість, але забезпечували надійний захист ПДА від режимів, пов'язаних із нерівномірним завантаженням вздовж шнековалів і як наслідок збільшення кута закручування шнековалів. Без використання таких пристроїв ПДА в описаних режимах може бути виведений з ладу. Пристрої диференційного захисту від таких режимів мають бути чутливі до величини кута закручування або ж швидкості його зміни (тобто різниці швидкостей обертання двигунів).

Реалізація цих пристроїв може бути виконана за допомогою аналогової або ж цифрової схемотехніки. В другому випадку вони можуть бути реалізовані як обмежена частина системи автоматизованого керування, що представлена вище. Зокрема це стосується диференційного захисту за механічними параметрами, що був розроблений у [64]. Його структурна схема подана на рис. 5.11.

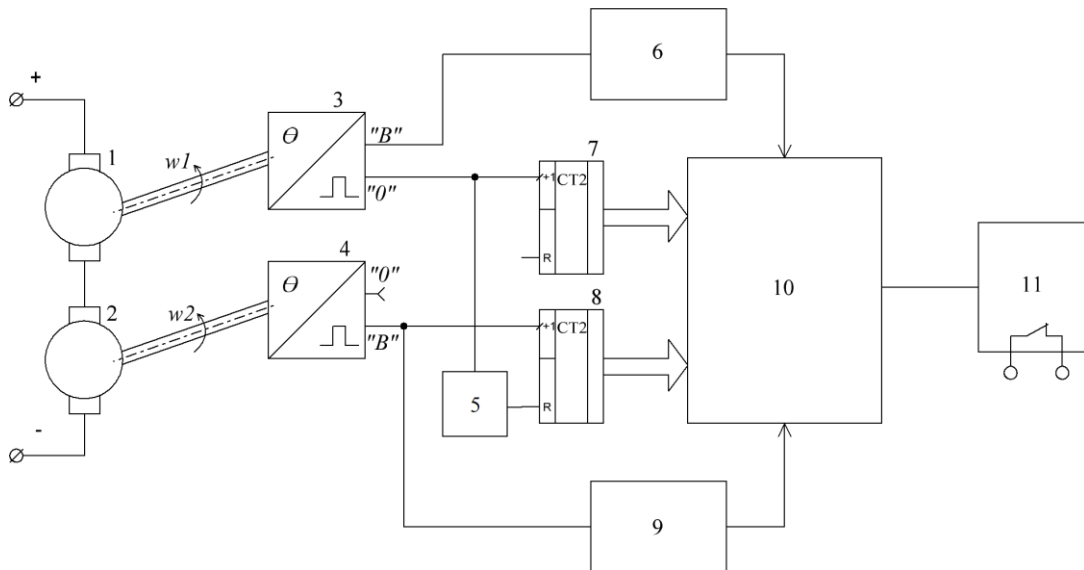


Рисунок 5.11 – Пристрій диференційного захисту приводу ПДА за механічними параметрами

Пристрій містить сенсори кута повороту 3 та 4, які встановлені на валах двигунів 1 та 2. Їх вимірювальні виходи підключені до двох частотомірів миттєвих значень 6 та 9, а вихід нульової мітки першого сенсора кута повороту валу 3 підключено до інкрементного входу першого двійкового лічильника 7 та через схему виділення імпульсу 5, що формує імпульс сталої тривалості, до обнуляючого входу другого двійкового лічильника 8, інкрементний вхід якого підключено до вимірювального виходу другого сенсора кута повороту валу 4. Виходи частотомірів миттєвих значень 6, 9 та двійкових лічильників 7, 8 підключені до мікропроцесорної системи обробки даних а захисту 10, яка обробляє отримані дані та подає сигнали захисту на керований вихід, який підключено до блоку захисту 11.

Пристрій диференційного захисту ПДА за механічними параметрами працює наступним чином: в нормальному режимі роботи вали двигунів 1 та 2 обертається синхронно з однаковою швидкістю. Сенсори кута повороту валів 3 та 4 перетворюють кути повороту в послідовності імпульсів, які подаються на частотоміри 6 та 9. Крім того, пристрій містить схему вимірювання відносного кута повороту валів двигунів, принцип роботи якої полягає в циклічному квантуванні кожного повного оберту двигуна 2 сигналами, що поступають з вимірювального виходу другого сенсора кута повороту валу 4. Схема вимірювання

відносного кута повороту працює наступним чином: нульова мітка сенсора повороту валу 3 відмічає оберти двигуна 1 і підраховується першим двійковим лічильником 7. При проходженні вперше за час роботи приводу нульової мітки біля чутливого елементу першого сенсора 3 починається підрахунок другим двійковим лічильником 8 імпульсів від другого сенсора кута повороту валу 4 біля чутливого елементу якого проходять мітки другого валу. Після повного оберту валу двигуна 1 з виходу нульової мітки сенсора 3 подається сигнал на обнуляючий вхід лічильника 8, а підраховане ним значення імпульсів передається до мікропроцесорної системи обробки даних та захисту і одночасно стартує наступний цикл підрахунку.

Далі вимірювання проводиться циклічно, і в момент проходження кожної нульової мітки сенсора 1 результат, отриманий за попередній період, додається до вже отриманого раніше значення. Значення відносного кута повороту валів двигунів після  $K$  обертів двигуна 1 визначається з співвідношення

$$\Delta\theta_{\Sigma K} = \theta_0 \sum_{k=1}^K N_k - K \cdot 360^\circ, \quad (5.12)$$

де  $K$  – кількість підрахованих імпульсів двійковим лічильником 7,  $N_k$  – кількість підрахованих імпульсів двійковим лічильником 8 в  $k$ -му циклі вимірювання,  $\theta_0$  – кут між двома сусідніми мітками сенсорів 3 та 4.

Виміряні частотомірами 6 та 9 значення частот імпульсів, що прямо пропорційні швидкості обертання валів двигунів 1 та 2, а також відносний кут повороту валів передаються до мікропроцесорної системи обробки даних та захисту 10, яка обробляє необхідні дані, порівнює їх, та за умови перевищення допустимих значень подає сигнал на виконавчий орган блоку захисту 11, який відключає живлення приводу.

Запропонований пристрій апаратно реалізується як обмежена частина принципової схеми, запропонованої на рис. 5.2, на основі мікроконтролера DD1. Цей пристрій відноситься до цифрової схемотехніки. Аналогічно може бути реалізовано пристрій диференційного захисту за напругами на двигунах. Однак в певних умовах виникає необхідність синтезу простого та надійного пристрою диференційного захисту,

виконаного на основі аналогової схемотехніки, що пов'язано з їх низькою вартістю та простотою обслуговування.

Зокрема, до таких пристроїв можна віднести розроблений пристрій диференційного захисту дводвигунного приводу постійного струму ПДА за напругами на двигунах на базі віконного компаратора, схему якого подано на рис. 5.12, а миттєві діаграми, що пояснюють його роботу, – на рис. 5.13.

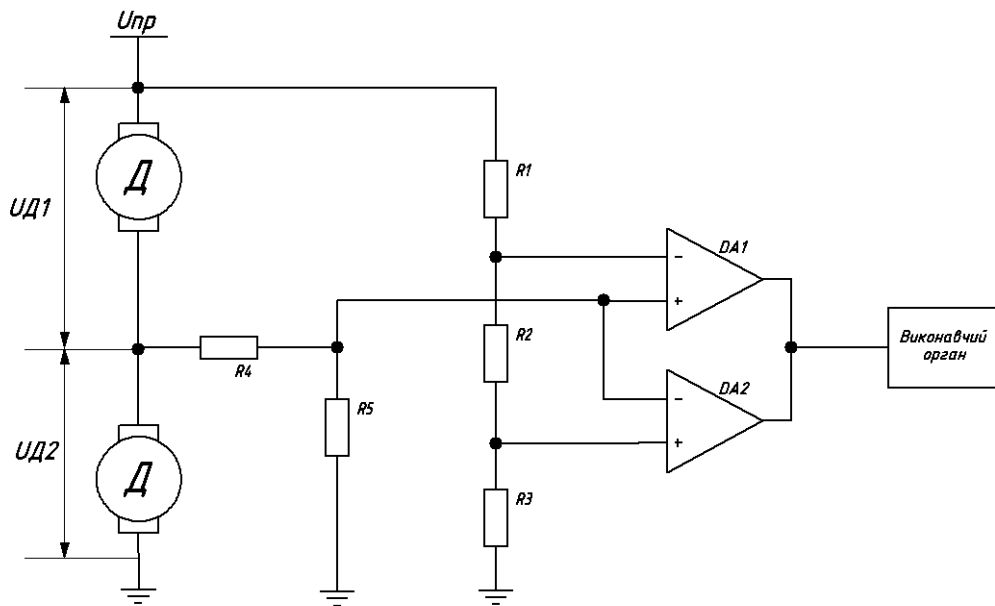


Рисунок 5.12 – Пристрій диференційного захисту приводу ПДА на основі віконного компаратора

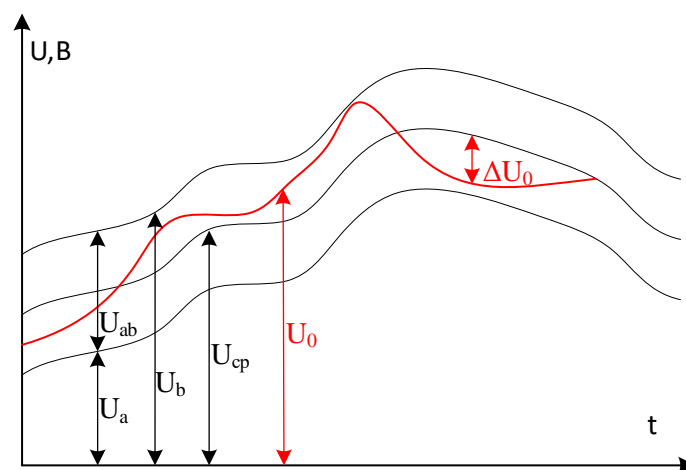


Рисунок 5.13 – Миттєві діаграми пристрою диференційного захисту приводу ПДА на основі віконного компаратора



Пристрій диференційного захисту дводвигунного приводу постійного струму працює наступним чином. В нормальному режимі роботи вали двигунів 1 та 2 обертається синхронно з однаковою швидкістю. Оскільки двигуни увімкнуті послідовно та мають однакові механічні характеристики, то й напруги на них будуть однакові або близькими за значенням.

Падіння напруги на резисторі R2 резистивного подільника напруги R1-R2-R3

$$U_{ab} = \frac{R_2}{R_1 + R_2 + R_3} \cdot U \quad (5.13)$$

утворює «вікно» значень віконного компаратора утвореного операційними підсилювачами DA1 (верхня межа) та DA2 (нижня межа):

$$U_a = \frac{R_2 + R_3}{R_1 + R_2 + R_3} \cdot U_{np}; \quad U_b = \frac{R_3}{R_1 + R_2 + R_3} \cdot U_{np},$$

де  $U_{np}$  – загальна напруга приводу,  $U_a$  – напруга на інверсному вході  $U_b$  – напруга на прямому вході операційних підсилювачів DA1 та DA2 відповідно.

В нормальних режимах у в межах  $[U_a; U_b]$  перебуває напруга  $U_0$ , яка діє на прямому вході операційного підсилювача 3 та інверсному вході операційного підсилювача 4, що утворюють вхід віконного компаратора.

Напруга  $U_0$  прямо пропорційна напрузі в середній точці з'єднання двигунів  $U_{д2}$  та визначається зі співвідношення опорів подільника напруги R4-R5 за виразом:

$$U_0 = U_{д2} \frac{R_5}{R_4 + R_5}. \quad (5.14)$$

В такому разі на виходах операційних підсилювачах напруга відсутня.

Враховуючи, що:  $U_{np} = U_{д1} + U_{д2}$ ;  $\Delta U = U_{д2} - U_{д1}$ , після певних перетворень рівняння (5.14) матиме вигляд:

$$U_0 = \frac{R_5}{R_4 + R_5} \cdot \frac{U_{np}}{2} + \frac{R_5}{R_4 + R_5} \cdot \frac{\Delta U}{2} \quad (5.15)$$

При виникненні аварійних режимів роботи, коли різниця напруг на двигунах  $\Delta U$  перевищує встановлене значення з будь-яким знаком

напруга на вході віконного компаратора  $U_0$  виходить за межі створеного подільником  $R_1-R_2-R_3$  «вікна» допустимих значень відхилення напруг на двигунах, на виході відповідного операційного підсилювача формується сигнал відключення, що подається до виконавчого органу пристрою захисту, який здійснює аварійну зупинку приводу.

Умови налаштування захисту визначаються на основі знаходження напруги, рівновіддаленої від напруг  $U_a$  та  $U_b$ :

$$U_{cp} = U_a + \frac{1}{2} \cdot U_{ab} = \frac{R_3}{R_1 + R_2 + R_3} \cdot U_{np} + \frac{1/2 \cdot R_2}{R_1 + R_2 + R_3} \cdot U_{np} = \frac{R_3 + 1/2 \cdot R_2}{R_1 + R_2 + R_3} \cdot U_{np}$$

Різниця між напругою  $U_0$  та  $U_{cp}$ :

$$\begin{aligned} \Delta U_0 &= U_0 - U_{cp} = \\ &= \frac{R_5}{R_4 + R_5} \cdot \frac{U}{2} + \frac{R_5}{R_4 + R_5} \cdot \frac{\Delta U}{2} - \frac{R_3 + 1/2 \cdot R_2}{R_1 + R_2 + R_3} \cdot U \end{aligned} \quad (5.16)$$

Параметри схеми підбираються таким чином, щоб за умови рівності напруг на двигунах ( $U_{д1} = U_{д2}$ ),  $U_{cp} = U_0$ . В такому разі  $\Delta U_0 = 0$ ;  $\Delta U = 0$ .

Тоді рівняння (5.16) перетвориться:

$$\frac{R_5}{R_4 + R_5} \cdot \frac{U}{2} - \frac{R_3 + 1/2 \cdot R_2}{R_1 + R_2 + R_3} \cdot U = 0.$$

Звідки отримано:

$$\frac{1/2 \cdot R_5}{R_4 + R_5} = \frac{R_3 + 1/2 \cdot R_2}{R_1 + R_2 + R_3}. \quad (5.17)$$

Дане співвідношення є умовою налаштування пристрою з міркувань рівності максимально допустимого додатного і від'ємного відхилення  $\Delta U$ .

Враховуючи (5.17) рівняння (5.16) перетвориться до виразу:

$$\Delta U_0 = \frac{R_5}{R_4 + R_5} \cdot \frac{\Delta U}{2} \quad (5.18)$$

Умовою спрацювання захисту є вираз:

$$|\Delta U_0| \geq \frac{1}{2} \cdot U_{ab},$$

або, після підстановки в останній вираз рівнянь (5.13) та (5.18):

$$\frac{1}{2} \cdot \frac{R_5}{R_4 + R_5} \cdot |\Delta U| \geq \frac{1}{2} \cdot \frac{R_2}{R_1 + R_2 + R_3} \cdot U \quad (5.19)$$

Співвідношення (5.19) є умовою налаштування пристрою за величиною допустимого значення розбіжності напруг на двигунах.

Підсумовуючи отримані результати, можна побачити дві умови налаштування пристрою диференційного захисту ((5.17) та (5.19)), що зумовлює використання підстроєчних резисторів у двох подільниках напруг.

Оцінка ефективності запровадження розроблених пристроїв диференційного захисту приводу ПДА, яка полягає у визначенні показників надійності зупинки приводу в режимах недопустимих для експлуатації, пов'язаних з несиметричним завантаженням двигунів, вимагає експериментальних досліджень в виробничих умовах.

## РОЗДІЛ 6

### ДОСВІД ПРАКТИЧНОЇ ЕКСПЛУАТАЦІЇ ЗАСОБІВ ТА МЕТОДІВ АВТОМАТИЗОВАНОГО КЕРУВАННЯ ПОХИЛИМ ДИФУЗІЙНИМ АПАРАТОМ

#### **6.1 Експериментальні метрологічні характеристики засобів вимірювання механічних параметрів електроприводу похилого дифузійного апарата**

Проведення експериментальних досліджень виконаних на основі матеріалів, розроблених у дисертаційній роботі, має загальну мету дослідної перевірки результатів отриманих теоретичним шляхом, а також оцінки ефективності та доцільності впровадження їх в умовах виробництва. Ці дослідження вимагають розв'язання конкретних експериментальних задач:

- експериментальні дослідження актуальності отриманих математичних моделей існуючих та розроблених систем керування електричним приводом, виконаних на основі спостереження за роботою привода, зокрема, в критичних режимах роботи;
- дослідне дослідження метрологічних характеристик розроблених засобів вимірювання основних контрольованих параметрів привода та порівняння їх з теоретичними;
- дослідження впливу керування швидкістю обертання черпального колеса, здійсненого на основі розроблених законів регулювання на відносний кут повороту валів двигунів основного привода;
- експериментальне визначення доцільності ефективності впровадження розробленої системи автоматизованого керування приводом ПДА в умовах виробництва, а також визначення показників надійності у порівнянні з традиційною системою;
- моніторинг за спрацюваннями пристроїв захисту привода.

У відповідності до першої поставленої задачі пасивні експерименти були проведені на декількох цукрових заводах. Зокрема, на Іллінецькому цукровому заводі неодноразово спостерігались незатухаючі електромеханічні коливальні режими, детально описані у [6]. Ці режими характеризувались значними коливаннями струму двигунів та асиметричними коливаннями напруг на двигунах. При цьому загальну напругу

приводу система автоматичного керування забезпечувала стабільною або змінювала у дуже незначній мірі. Коливання вказаних величин здійснювалось з низькою частотою від десятих частин до одиниць герц. Ці спостереження підтверджують актуальність математичних моделей, розроблених у розділі 2, оскільки отримані результати моделювання подібних режимів, подане на рис. 2.11, є аналогічні описаним.

Аналіз таких режимів, виконаний на основі показань оперативного персоналу та даних залишених самописцями та інших засобів моніторингу за роботою системи приводу та особистих спостережень, показав такі основні причини їх виникнення:

- перевантаження приводу (значення струму двигунів безпосередньо перед виникненням таких режимів було близьким або перевищувало номінальний для двигунів, а також фіксувалось значна швидкість завантаження стружкою ПДА);

- максимальні оберти шнеків ПДА (зафіксовано приладами магнітоелектричної системи значення напруги приводу близькі до номінальних, що у відповідності до досліджень, проведених у [51] - [55], могли на 5-10% занижати її);

- помилки оперативного персоналу, що призводили до нерівномірності завантаження ПДА вздовж шнековалів (аналіз даних моніторингу за технологічними режимами роботи показував невідповідність температурних та рівневих показників в окремих відділах ПДА значенням, характерним для нормальної роботи, напередодні виникнення таких режимів).

Таким чином визначений спектр основних причин виникнення таких режимів чітко корелюється з даними, отриманими при дослідженні різних чинників погіршення динамічних властивостей системи ПДА, отриманий у розділі 2.

Основною відмінністю запропонованої системи автоматизованого керування від тих, які застосовуються на промислових підприємствах, є вимірювання та контроль механічних параметрів (швидкостей обертання та відносного кута повороту валів двигунів). Тому експериментальні дослідження їх метрологічних характеристик є надзвичайно важливим.

Вони полягають у побудові експериментальних статичних характеристик вимірювальних каналів швидкостей обертання та відносного кута повороту валів двигунів приводу ПДА, а також оцінку похибок квантування цих каналів й порівняння їх з результатами, отриманими в ході теоретичних досліджень.

В дослідному зразку сенсорами обертання валів двигунів обрано інкрементний енкодер Wachendorff WDG58E. Даний пристрій оснащений порожнистим валом, що дозволяє зручно з'єднати його механічно з валом двигуна основного приводу. В проведених дослідженнях використовувався енкодер з кількістю імпульсів на періоді, яка складає  $Z = 720$ .

Дослідні дані знімалися на дослідному зразку, зібраному на ПДА марки ДС-8 Іллінецького цукрового заводу у відповідності до наведених вище схем. В таблиці 6.1 наведено вибірку з роботи пристрою.

Таблиця 6.1 – Зведені дані експериментальних досліджень метрологічних характеристик ВК

t, с	$T_2$ , с	$N_k$	$\Delta\theta_k$ , град.	t, с	$T_2$ , с	$N_k$	$\Delta\theta_k$ , град.
66	0.057	739	9.5	67.485	0.059	738	9
66.056	0.056	738	9	67.544	0.059	739	9.5
66.11	0.055	736	8	67.601	0.058	740	10
66.164	0.054	734	7	67.658	0.057	740	10
66.218	0.054	730	5	67.713	0.056	739	9.5
66.271	0.053	727	3.5	67.768	0.055	737	8.5
66.324	0.053	723	1.5	67.822	0.054	734	7
66.377	0.053	719	-0.5	67.876	0.054	731	5.5
66.43	0.053	715	-2.5	67.929	0.053	727	3.5
66.483	0.053	712	-4	67.982	0.053	723	1.5
66.537	0.054	708	-6	68.035	0.053	720	0
66.591	0.054	705	-7.5	68.088	0.053	716	-2
66.646	0.055	703	-8.5	68.141	0.053	712	-4
66.702	0.056	701	-9.5	68.194	0.054	708	-6
66.759	0.057	700	-10	68.249	0.054	705	-7.5
66.817	0.058	700	-10	68.304	0.055	703	-8.5
66.876	0.059	701	-9.5	68.36	0.056	701	-9.5
66.936	0.06	703	-8.5	68.416	0.057	700	-10
66.996	0.061	706	-7	68.474	0.058	700	-10
67.058	0.061	710	-5	68.533	0.059	701	-9.5
67.119	0.062	714	-3	68.593	0.06	703	-8.5
67.181	0.062	718	-1	68.653	0.061	706	-7
67.243	0.062	723	1.5	68.715	0.061	709	-5.5
67.304	0.062	728	4	68.776	0.062	713	-3.5
67.365	0.061	732	6	68.838	0.062	718	-1
67.426	0.06	735	7.5				

Дана вибірка знята на проміжку часу  $t = [66; 68,838]c$ , що відповідає 50 обертам верхнього двигуна. В другій колонці таблиці наведено час  $T_2$ , за який він здійснює повний оберт, а в третій кількість імпульсів сенсора обертів нижнього двигуна за відповідний проміжок часу. Відповідно до формули (3.11) можна знайти відносний кут повороту валів двигунів  $\Delta\theta_k$  за час повного оберту верхнього, що відображено в четвертій колонці.

З отриманих даних можна побудувати експериментальну статичну характеристику ВК відносного повороту валів двигунів, яка подана на рис. 6.1 у вигляді точок. Суцільною лінією побудована теоретична статична характеристика, яка майже повністю збігається з отриманими дослідними даними.

На рис. 6.2 аналогічним чином зображено графік експериментальної та теоретичної похибки квантування.

Як видно з приведених рисунків експериментальні дані співпадають з отриманими у розділі 4 теоретичними (рис. 4.5 – 4.6).

На підставі отриманих значень  $\Delta\theta_k$  за кожний оберт верхнього двигуна на підставі формули (4.3) можна визначити поточний відносний кут повороту валів двигунів  $\Delta\theta_{\Sigma K}$ . результати обрахунків приведені у вигляді часової діаграми у верхній частині рис. 4.3. Крива  $\Delta\theta_{\Sigma K}$  є кривою інтегрування кривої  $\Delta\theta_k$ , що чітко видно із діаграми.

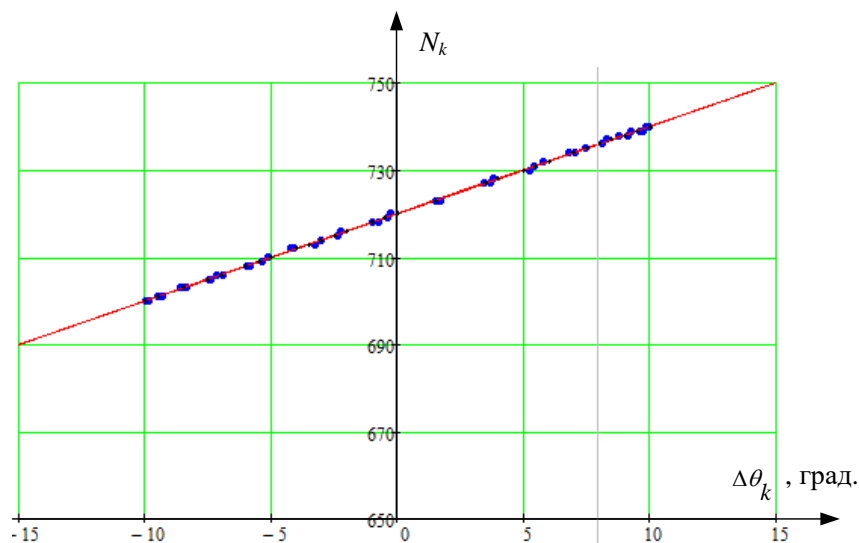


Рисунок 6.1 – Експериментальна статична характеристика ВК відносного повороту валів двигунів

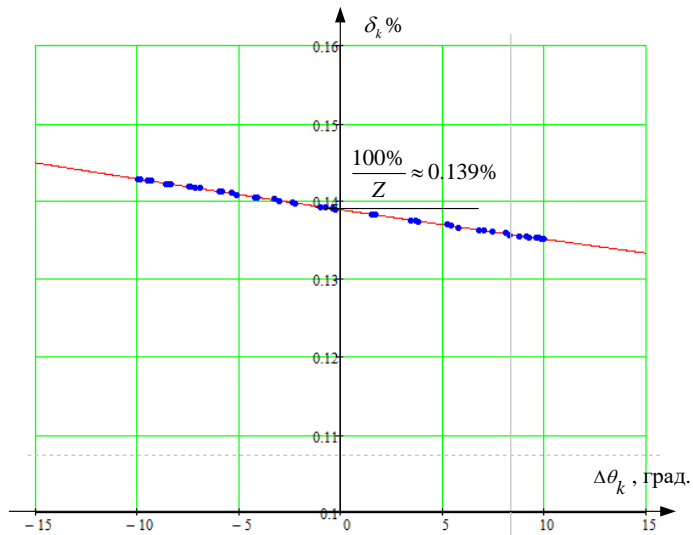


Рисунок 6.2 – Експериментальна та теоретична залежність похибки квантування ВК відносного кута повороту валів двигунів.

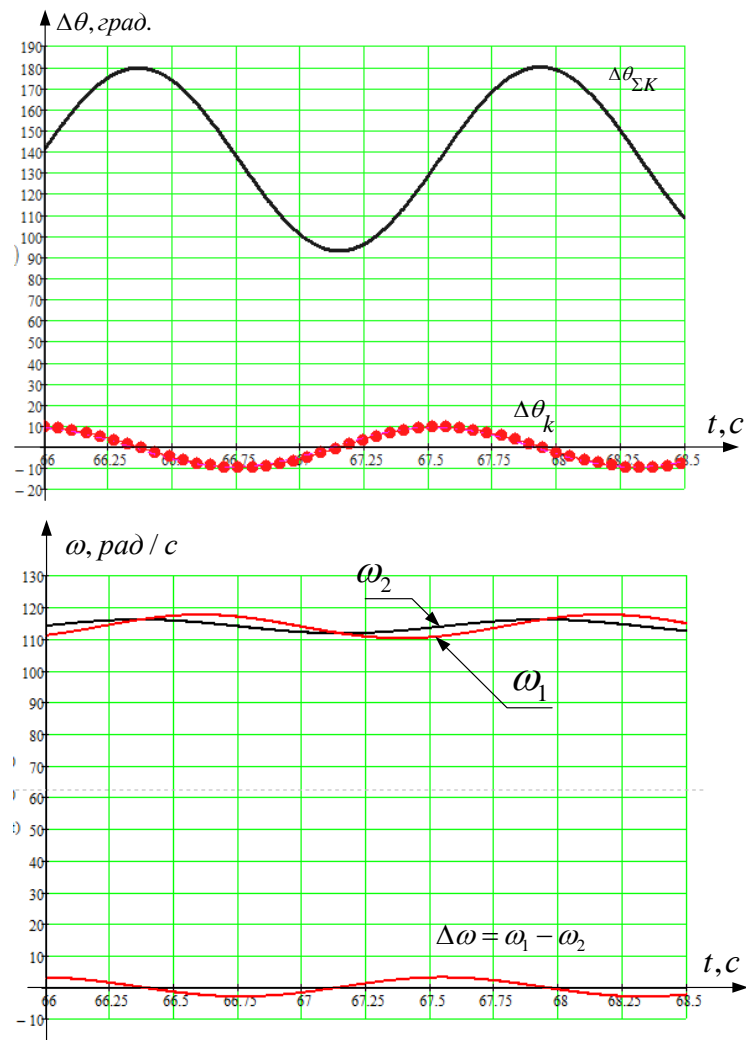


Рисунок 6.13 – Експериментальні часові діаграми механічних параметрів привода ПДА



У нижній частині рис. 6.3 подано отримані часові діаграми швидкостей обертання двигунів ПДА, а також їх різницю за той самий період часу. Дослідні результати чітко корелюються з результатами, отриманими на попередніх етапах засобами математичного та імітаційного моделювання, представленими у розділі 2, зокрема діаграмами, поданими на рис. 2.11.

Отже, проведені експериментальні дослідження роботи засобів вимірювання механічних параметрів приводу ПДА показали повну адекватність вимірювання, як швидкостей обертання двигунів, так і відносного кута повороту їх валів. Реальні метрологічні характеристики цих засобів корелюється з теоретичними розробками. Таким чином розробленні засоби вимірювання механічних параметрів приводу ПДА можуть бути використані при побудові нових систем автоматизованого керування технологічним процесом або інтегровані до існуючих у якості додаткових засобів інформативності технологічного процесу. Також вони можуть бути використані при конструюванні пристроїв захисту від аномальних режимів пов'язаних, в першу чергу, з виникненням коливальних режимів дводвигунних приводів з пружними зв'язками.

## **6.2 Показники надійності та ефективності роботи системи автоматизованого електроприводу похилого дифузійного апарата**

Впровадження та монтаж розроблених систем за поданими вище структурними та функціональними схемами, а також експериментальні дослідження їх роботи, були проведені на трьох ПДА марки ДС – 12, якими обладнано підприємства ТОВ ПК «Зоря Поділля», м. Гайсин, Вінницька обл. та ТОВ «Новомиргородський цукор», с. Капітанівка, Кіровоградська обл. протягом 2018 маркетингового року. Дифузійні апарати на цих підприємствах приводяться в рух системами приводу постійного струму. В табл. 6.2 подані деякі технічні характеристики обладнання, яке досліджувалось.

Таблиця 6.2 – Технічні характеристики ПДА

№	Параметр	ТОВ ПК «Зоря Поділля»	ТОВ «Ново-миргородський цукор»
1.	Марка ПДА	ДС-12	ДС-12
2.	Кількість ПДА на підприємстві	2	1
3.	Паспортна продуктивність, т/добу	2400	2400
4.	Планова продуктивність, т/добу	4000	3500
5.	Потужність встановлених двигунів приводу, кВт	80	110
6.	Наявність частотного приводу черпального колеса	так	так
7.	Тип перетворювача основного приводу	ТП4-500	Модернізований ТП4-320

З поданих у таблиці даних чітко видно, що транспортна механічна система дифузійних апаратів, які встановлені на вказаних підприємствах, працює в умовах значного перевантаження, адже планова продуктивність перевищує паспортну на 45-67%. Це досягається збільшенням потужності встановлених двигунів основного приводу, що призводить до значно більшого впливу пружних зв'язків між двома двигунами на динамічні властивості системи.

Дослідження, що проводились на підприємствах були здійснено приблизно за один і той же період на трьох приводах ПДА з різними системами керування та вимірювання та захистів, що зумовлено, в першу чергу суб'єктивними причинами економічного характеру. На ПДА в ТОВ «Новомиргородський цукор» та ДА №2 ТОВ ПК «Зоря Поділля» було встановлено систему автоматизованого керування, однак у другому випадку її було встановлено повністю разом з системою керування допоміжним приводом черпального колеса, а в першому – обмежились засобами вимірювання та індикації результатів оперативному персоналу та пристроями захисту на основі них. На ДА №1 ТОВ ПК «Зоря Поділля» діяла стара система автоматизованого керування без вимірювання механічних параметрів приводу.

Для аналізу доцільності та ефективності використання досліджуваних систем автоматизованого керування необхідно звернутися до теорії надійності [67] – [68]. Очевидно, що при експлуатації складних систем,

виникають зупинки пов'язанні з відмовою обладнання в досліджуваній підсистемі або порушеннями роботи в зв'язаних підсистемах. Такі відмови виникають випадковим чином, а оскільки вони усуваються то протягом певного часу дослідження буде спостерігатись потік відмов, тобто певна послідовність інтервалів, коли обладнання працювало та інтервалів простою пов'язаних з відмовами.

Часова діаграма, що ілюструє потік відмов показано на рис. 6.4:  $t_1, t_2 \dots t_k$  – інтервали часу справної роботи обладнання;  $t_{e1}, t_{e2} \dots t_{ek}$  значення часу відновлення;  $t_{(1)}, t_{(2)} \dots t_{(k)}$  моменти часу появи відмови;  $t_{e(1)}, t_{e(2)} \dots t_{e(k)}$  моменти часу відновлення.

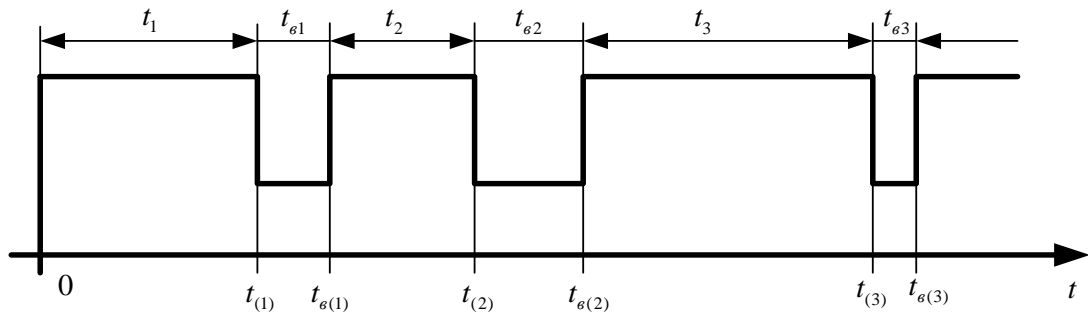


Рисунок 6.4 – Часові діаграми потоку відмов

Таким чином чергуються випадкові періоди безвідмовної роботи  $t_i$  та часу відновлення обладнання  $t_{ei}$ . Процес відновлення характеризується часом відновлення, що можна вважати випадковою величиною. Основними параметрами, що характеризують процес відновлення, а, отже, складність отриманих пошкоджень, є:

- імовірність відновлення  $V(t) = P(t_e \leq t_n)$  імовірність, що час відновлення буде менше певного нормованого значення. В нашому дослідженні прийнято  $t_n = 1 \text{ год}$ , оскільки зупинка на такий термін не приносить значної шкоди синхронності роботи підприємства. Статистично імовірність обраховується за формулою:

$$V(t) = \frac{N(t_e)}{N_e} \quad (6.1)$$

де  $N(t_e)$  кількість відновлень за час менший нормованого,  $N_e$  загальне число відмов;

- імовірність невідновлення за час  $t_n$  :

$$G(t) = P(t_e > t_n) = 1 - V(t); \quad (6.2)$$

- середній час відновлення  $T_b$  математичне очікування тривалості відновлення;

- інтенсивність відновлення

$$\mu(t) = \frac{1}{T_e}. \quad (6.3)$$

Окрім вказаних параметрів важливими показниками надійності системи є коефіцієнт готовності (відношення сумарного часу, коли обладнання знаходиться в робочому стані до загального часу спостереження) та коефіцієнту простою (відношення часу простою обладнання до загального часу спостереження)

До табл. 6.3 зведені основні результати статистичних даних, отриманих в ході дослідження із системи SCADA, призначеної для управління технологічним процесом, з якою система автоматизованого керування має мережевий зв'язок. До неї зведено усі показники, які характеризують надійність роботи приводу ПДА як електромеханічного комплексу.

Для наочності на рис. 6.5 подано результати розрахованих та зведених до табл. 6.3 основних показників надійності роботи у вигляді гістограм.

Як видно з отриманих у таблиці та представлених у вигляді гістограм даних системи обладнання засобами вимірювання механічних параметрів приводу ПДА демонструють кращі показники майже за всіма параметрами. Особливо це видно при порівнянні роботи дифузійних апаратів ТОВ ПК «Зоря Поділля», оскільки тут виключаються усі суб'єктивні фактори, адже вони керувалися тим самим персоналом та використовували однакову сировину, що виключає похибки пов'язані з різною якістю сировини.

Таблиця 6.3 – Зведені результати експериментальних досліджень

	Параметр	Не встановлено	Встановлено	Встановлено	Од.
			розроблену систему автоматизованого керування	систему вимірювання та захисту	
1.	Місце встановлення	Гайсин ДА 1	Гайсин ДА 2	Капітанівка	
2.	Період експериментальних досліджень	15.10.2018 – 28.10.2018	22.10 – 31.10.2018		
3.	Загальний час спостережень	336,00	336,00	240,00	год.
4.	Загальна кількість зупинок	73,00	56,00	53,00	
5.	з них по причині відмови обладнання	48,00	29,00	26,00	
6.	Середня кількість зупинок за зміну	2,61	2,00	2,65	
7.	Середня кількість відмов за зміну	1,71	1,04	1,30	
8.	Загальний час роботи	292,00	307,00	219,00	год.
9.	Загальний час простою	44,00	29,00	21,00	год.
10.	З нього по причині відмов	27,00	13,00	11,00	год.
11.	Коефіцієнт готовності	0,92	0,96	0,95	
12.	Коефіцієнт простою з причин відмов	0,08	0,04	0,05	
13.	Середній час роботи після запуску ПДА	4,00	5,48	4,13	год.
14.	Середній час безвідмовної роботи	6,44	11,14	8,81	год.
15.	Середній час простоїв	0,60	0,52	0,40	год.
16.	Середній час відновлення	0,56	0,45	0,42	год.
17.	Інтенсивність відновлення	1,79	2,22	2,38	1/ год
18.	Кількість зупинок тривалістю більше $t_n = 1 год$ .	13	5	6	
19.	Імовірність відновлення за час $t_n = 1 год$	0,73	0,83	0,77	
20.	Імовірність невідновлення за час $t_n = 1 год$	0,27	0,17	0,23	
21.	Середня продуктивність за добу	3470,00	3960,00	3510,00	т.
22.	По відношенню до планового показника	86,75	99,00	100,29	%

Робота ДА №2, на якому була встановлена розроблена система автоматизованого керування з вимірюванням механічних параметрів та автоматичним регулюванням швидкості обертання черпального колеса за відносним кутом закручування валу двигуна продемонструвала найкращі показники надійності: час роботи найвищий, а час простоїв найнижчий, коефіцієнт готовності вищий на 0,04, а коефіцієнт простою, пов'язаний з відмовою ланок системи приводу менший у двічі, ніж у ДА №1.

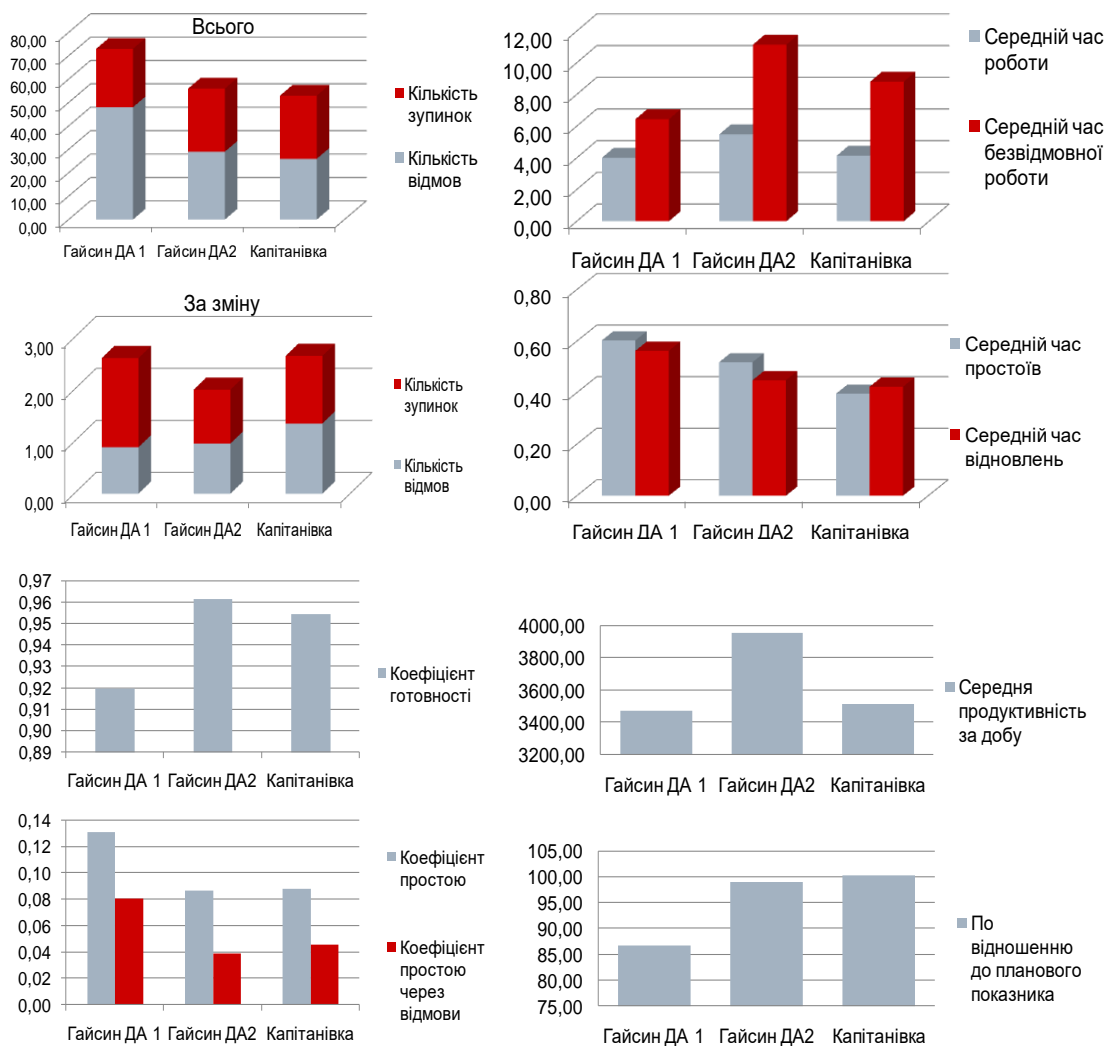


Рисунок 6.5 – Основні показники надійності роботи системи приводу трьох ПДА.

Крім того, варто зазначити також, за економічною ефективністю також найкращі показники продемонструвала система, встановлена на ДА №2: 99% планової продуктивності проти 86,75% у ДА №1.

Також цікавим є аналіз причин зупинок ДА, встановлених на Гайсинському цукровому заводі, поданий на рис. 6.6.

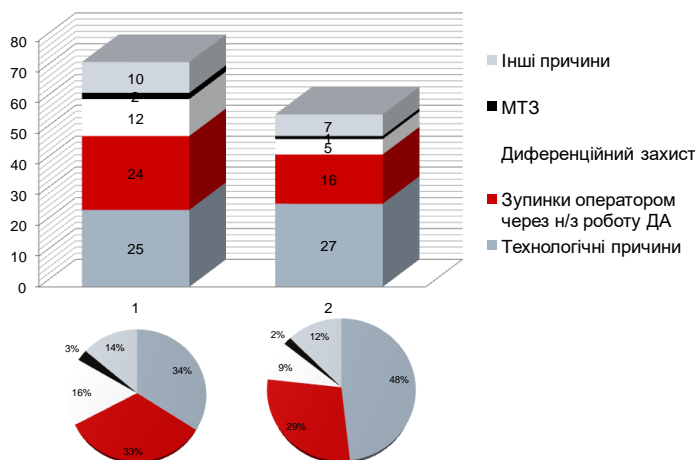


Рисунок 6.6 – Причини зупинок ДА №1 (ліворуч) та ДА №2 Гайсинського цукрового заводу.

Як видно з гістограм, обидва ДА мають приблизно однакову кількість (25 – 27) технологічних зупинок, які не залежать від справності обладнання приводу і спричиненні, в основному, виходу з синхронізму інших ланок безперервного ланцюга цукрового виробництва й оператор змушений спиняти справний апарат. Але якщо порівняти технічні причини, які характеризують власне роботу системи приводу ПДА, то чітко прослідковується менша кількість таких зупинок у ДА, обладнана вдосконаленою системою керування. Зокрема можна виділити меншу кількість зупинки привода оператором через незадовільну його роботу (16 проти 24), а також більш ніж вдвічі меншу кількість спрацювання диференційного захисту (5 проти 12).

Останнє є підтвердженням доцільності встановлення регульованого приводу черпального колеса, який змінюючи швидкість розвантаження верхньої більш завантаженої частини ДА в залежності від контрольованого системою відносного кута повороту валів двигунів, призводить до зменшення коливальних процесів пов'язаних з пружними властивостями шнековалів.

Таким чином повністю підтверджена доцільність розробки та впровадження системи автоматизованого керування приводом ПДА, основою якої є вимірювання та контроль механічних параметрів приводу, а

також розроблених законів керування частотно-регульованим приводом черпального колеса.

В цілому, підсумовуючи проведені експериментальні дослідження, можна зробити висновки, що результати, отримані на попередніх етапах дисертаційного дослідження, цілком підтверджуються практичним застосуванням в умовах виробництва.

Описані та отримані теоретичним шляхом (розділ 2) коливальні режими, пов'язані з наявністю пружної деформації шнековалів ПДА, зафіксовані засобами вимірювання вдосконаленої системи автоматизованого керування. Це підтверджує актуальність отриманих математичних та імітаційних моделей.

А доцільність застосування розроблених на основі них систем автоматизованого керування приводом ПДА підтверджується значно кращими показниками надійності та ефективності її роботи у порівнянні з традиційними системами.



## ВИСНОВКИ

- Для дослідження динамічних властивостей дводвигунного електроприводу похилого дифузійного апарату необхідно використовувати математичні моделі, які враховують електромеханічні процеси пов'язані з наявністю пружно-дисипативного зв'язку між двигунами, нелінійним характером якого не можна знехтувати. Шляхом математичного моделювання проведено дослідження динамічних властивостей дводвигунного приводу ПДА:

- Визначено зони стійкості системи приводу в залежності від основних параметрів його роботи. Показано, що зі збільшенням нерівномірності завантаження шнеків та наближенням режимів роботи двигунів до номінального зона стійкості зменшується.

- Порівняльний аналіз динамічних властивостей системи приводу постійного струму з асинхронним та їх техніко-економічних показників показав, що в сучасних умовах використання приводу постійного струму залишається більш доцільним, ніж запровадження асинхронного з частотним регулюванням.

- Запропонована структурна схема системи автоматизованого керування приводом похилого дифузійного апарата, як електромеханічним комплексом, на відміну від існуючих, покращує його динамічні властивості за рахунок засобів контролю механічних параметрів, зокрема відносного кута повороту валів двигунів, наявністю частотно-регульованого приводу допоміжного механізму черпального колеса.

- Проведені експериментальні дослідження запропонованих методів та засобів в умовах виробництва довели адекватність розроблених математичних моделей та дозволили визначити основні показники надійності системи, що підтверджують доцільність подальшого впровадження запропонованих пристроїв на надійність та ефективність роботи приводу похилого дифузійного апарата.

## СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ

- [1] М. М. Масліков, *Сучасні технологічні процеси, обладнання та енерговикористання в харчовій промисловості. Цукрова, Олійна, Консервна галузі*. Київ, Україна: Юнідо, 2015.
- [2] М. О. Прядко, М. О. Масліков, В. П. Петренко, В. І. Павелко, та В. М. Філоненко, *Основи теплотехнології цукрового виробництва*. Вінниця, Україна: Нова книга, 2007.
- [3] А. А. Ліпець, В. М. Логвін, К. Д. Скорик та ін., “Вирощування, зберігання цукрових буряків, видобування сахарози”, у *Технологія цукру = Sugar technology*, В. М. Логвін, А. І. Українець, Ред. Київ, Україна: Нац. ун-т харч. технол. Експрес-об'ява, 2015, Т. 1, с. 288, підручник в 3 т.
- [4] М. М. Калакура, Л. Ф. Романенко, *Загальні технології харчової промисловості: підручник*. Київ, Україна, 2010.
- [5] Hubert Schiweck, Margaret Clarke, *Sugar*. 2000.
- [6] William J. Colonna, Upasiri Samaraweera, Margaret A. Clarke, Michael Cleary, Mary An Godshall, and J. S. White, *Sugar*, 2006.
- [7] Mary A. Godshall, Gillian Eggleston, Jack Thompson, Vadim Kochergin, SUGAR, 2021.
- [8] Державна служба статистики України [Електронний ресурс]. - Доступно: <http://www.ukrstat.gov.ua>
- [9] В. С. Бондар, “Тенденції і перспективи цукрового ринку України (До підсумків роботи галузі в 2016 р.)”, *Цукрові буряки*, № 1, с. 4-5, 2017.
- [10] *Теорія електропривода: Підручник*, М. Г. Попович, Ред. Київ. Україна: Вища школа, 1993.
- [11] М. Г. Попович, та О. Ю Лозинський, *Електромеханічні системи автоматичного керування та електроприводи*. Київ, Україна: Либідь, 2005.
- [12] Rik De Doncker, Duco W.J. Pulle, and André Veltman, *Electrical Drives. Analysis, Modeling, Control*. Springer Dordrecht Heidelberg London New York, 2020.
- [13] М. Г. Попович, та О.В. Ковальчук, *Теорія автоматичного керування*. Київ, Україна: Либідь, 1997.
- [14] М. Г. Попович, В. А. Гаврилюк, О. В. Ковальчук, та В. І.

Теряєв, *Елементи автоматизованого електропривода*. Київ, Україна, 1990.

[15] Ghazanfar Shahgholian, “Modeling and Simulation of a Two-Mass Resonant System with Speed Controller”, *International Journal of Information and Electronics Engineering*, vol. 3, no. 5, p. 448-452, September 2013

[16] Chen Ke, Ai Wu, and Chen Bing, “ Mechanical parameter identification of two-mass drive system based on variable forgetting factor recursive least” *Transactions of the Institute of Measurement and Control*, 2018. Available: <https://doi.org/10.1177%2F0142331218765614>

[17] Andrzej Popena, Marek Lis, Marcjan Nowak and Krzysztof Blecharz, “Mathematical Modelling of Drive System with an Elastic Coupling Based on Formal Analogy between The Transmission Shaft and The Electric Transmission Line”, *Energies*, № 12, 2019,

[18] Dominik Łuczak, “Mathematical model of multi-mass electric drive system with flexible connection”, in 19th International Conference on Methods and Models in Automation and Robotics (MMAR), 2014. Available:

[19] Yunshan Liu, Xueliang Zhang, Dawei Gu, Lei Jia, and Bangchun Wen, “Synchronization of a Dual-Mass Vibrating System with Two Exciters Hindawi Shock and Vibration Volume 2020, Article ID 9345652, 12 pages Available:

[20] Akuro Big-Alabo, and Chinwuba Victor Ossia, “Analysis of the Coupled Nonlinear Vibration of a Two-Mass System”, *Journal of Applied and Computational Mechanics*, vol. 5, no. 5, pp. 935-950, 2019. Available:

[21] Hashemi Kachapi et al., “Analysis of the nonlinear vibration of a two-mass-spring system with linear and nonlinear stiffness”, *Nonlinear Analysis: Real World Applications*, № 11, pp. 1431-1441, 2010.

[22] M. Bayat, M. Shahidi, A. Barari, and D. Ganji, “Analytical Evaluation of the Nonlinear Vibration of Coupled Oscillator Systems”, *Z. Naturforsch.*, № 66a, pp. 67-74, 2011.

[23] L.Cveticanin, “The motion of a two-mass system with non-linear connection”, *Journal of sound and vibration*, vol. 252, Issue 2, pp. 361-369, 2002.

[24] Tolgay Kara , and Ilyas Eker, “Nonlinear modeling and identification of a DC motor for bidirectional operation with real time

experiments”, *Energy Conversion and Management*, 2003.

[25] Hidehiro Ikeda, “PID Controller Design Methods for Multi-Mass Resonance System”, *PID Control for Industrial Processes*, 2018. Available:

[26] Krzysztof Szabat, and Teresa Orłowska-Kowalska, “Vibration Suppression in a Two-Mass Drive System Using PI Speed Controller and Additional Feedbacks Comparative Study”, *IEEE TRANSACTIONS ON INDUSTRIAL ELECTRONICS*, vol. 54, no. 2, pp.1193-1206, 2007.

[27] Mats Tallforms, *Parameter Estimation and Model Based Control Design of Drive Train Systems*. Stockholm, Sweden, 2005.

[28] В. І. Мороз, В. М. Стефанюк, В. Б. Цяпа, та Г. О. Сивякова, “Аналіз динаміки дводвигунного приводу повороту кар’єрних екскаваторів”, *Вісник національного університету «Львівська політехніка». Електроенергетичні та електромеханічні системи*, №785, с. 50-54. 2014.

[29] T. Orłowska-Kowalska, and K. Szabat, “Optimization of fuzzy-logic speed controller for DC drive system with elastic joints”, *IEEE Transactions on Industry Applications*, vol. 40, pp. 1138-1144, 2004.

[30] Р. П. Погребняк, “Пружна нелінійна динаміка руху супорта карусельного верстата для обробки суцільнокатаних залізничних коліс”, *Наука та прогрес транспорту. Вісник Дніпропетровського національного університету залізничного транспорту імені академіка В. Лазаряна*, № 4, с. 98-105, 2017.

[31] В. В. Осадчий, М. О. Олейніков та О. С. Назарова, “Дослідження позиційного електропривода двомасової системи з внутрішнім слідкуючим контуром”, *Вісник НТУ «ХПІ»*, № 4, с. 47-54, 2019.

[32] В. С. Ловейкін, Ю. В. Човнюк, та М. Г. Діктерук “Динамічні навантаження у нелінійно-пружних елементах механізму підйому вантажу мостових кранів на стадії їх пуску”, *Техніка будівництва*, Київ, №12, с. 8-15, 2002.

[33] Г. В. Горячев, Б. І. Мокін, “Математичні моделі та методи комп’ютерного моделювання процесу екстрагування цукру в похилому дифузійному апараті: монографія”, Вінниця: УНІВЕРСУМ, 2004.

[34] Rahmat Sotudeh-Gharebagh, Hani Shamekhi, Navid Mostoufi, and Hamid Reza Norouzi, “Modeling and Optimization of the Sugar Extraction Process January”, *International Journal of Food*

*Engineering*, №5(4), 2009.

[35] *Process. Automation examples from various plant stations in a beet sugar factory*. ABB Technical information, 2014

[36] В. С. Руденко, В. Я. Ромашко, та В. В. Трифонюк, *Промислова електроніка. Підручник*. Київ, Україна: Либідь, 1993.

[37] М. А. Павловський, *Теоретична механіка: Підручник*, 2-ге вид. Київ:Техніка, 2004.

[38] Н. Ф. Olson, *Dynamical Analogies*. New York: D. Van Nostrand company, 1943.

[39] Ю. Г. Ведміцький, та В. В. Кухарчук, “Елементи теорії електродинамічного моделювання вимірювального перетворення і контролю моменту інерції. Проблематика, динамічні аналогії та принцип дуальності”, *Вісник Вінницького політехнічного інституту*, №5(80), с. 25-30, 2008.

[40] Ю. Г. Ведміцький, “Вимірювальне перетворення і контроль моменту інерції механічних та електромеханічних систем в процесі їх експлуатації. Теорія і практика”, *Вісник Хмельницького національного університету*, №4(113),с. 47-55, 2008.

[41] Ю. Г. Ведміцький, В. В. Кухарчук, та В. В. Богачук, “Узагальнений перетворювач моменту інерції. Теореми взаємодії”, *Інтегровані інтелектуальні робототехнічні комплекси (ІРТ-2009) : друга МНПК, 25-28 травня 2009 року*, Київ, Україна : тез. доп., с. 342-344. – К.: НАУ, 2009. 366 с. (збірка тез).

[42] Ю. Г. Ведміцький, В. В. Кухарчук, В. В. Богачук, “Узагальнений перетворювач моменту інерції та теореми взаємодії”, *Вісник інженерної академії України*, вип.1, с. 112-115. 2009.

[43] Ю. О. Карпов, С. Ш. Кацев, В. В. Кухарчук, Ю. Г. Ведміцький, *Теоретичні основи електротехніки. Усталені режими лінійних електричних кіл із зосередженими та розподіленими параметрами : підручник*, під ред. проф. Ю. О. Карпова. Вінниця, Україна: ВНТУ, 2011.

[44] О. І. Толочко, *Моделювання електромеханічних систем. Математичне моделювання систем асинхронного електроприводу: навчальний посібник*. Київ, НТУУ «КПІ», 2016.

[45] Liuping Wang; Shan Chai; Dae Yoo; Lu Gan; Ki Ng PID and Predictive, “Control of Electrical Drives and Power Converters using

MATLAB”, Simulink Wiley-IEEE Press , 2015

[46] В. В. Кухарчук, В. Ю. Кучерук, Є. Т. Володарський, В. В. Грабко, *Основи метрології та електричних вимірювань. Підручник*. Вінниця: ВНТУ, 2011, 522 с.

[47] В. В. Кухарчук, Ю.Г. Ведміцький, В.Ф. Граняк, *Вимірювання параметрів обертального руху електромеханічних перетворювачів енергії в перехідних режимах роботи. Монографія*. Вінниця: ВНТУ, 2019.

[48] М. Дорожовець, В. Мотало, В. Василюк та ін., *Основи метрології та вимірювальної техніки. Т1. Основи метрології*, Б. Стадник, Ред. Львів: Львівська політехніка, 2005, 532с.

[49] М. Дорожовець, В. Мотало, В. Василюк та ін., *Основи метрології та вимірювальної техніки. Т2. Вимірювальна техніка*, Б. Стадник, Ред. Львів: Львівська політехніка, 2005, 656 с.

[50] Є. С. Поліщук, М. М. Дорожовець, Б. І. Стадник та ін., *Засоби та методи вимірювань неелектричних величин*. Львів: БІТ, 2008.

[51] В. І. Родінков, та А. М. Коваль, “Оцінка точності вимірювання струмів та напруг складної форми у трифазному однокатному керованому випрямлячі”, *Вимірювальна та обчислювальна техніка в технологічних процесах*, № 1, с. 51-55, 2005.

[52] В. І. Родінков, та А. М. Коваль, “Вплив параметрів фільтруючих установок на точність вимірювання електричних величин в трифазному мостовому випрямлячі”, *Вісник Кременчуцького державного політехнічного університету*, № 3 (1). с. 113-115, 2006.

[53] В. І. Родінков, та А. М. Коваль, “Вплив параметрів Г-подібних фільтрів на точність вимірювання електричних величин в трифазному мостовому випрямлячі”, *Вісник Хмельницького національного університету*, № 5, с. 124-127, 2006.

[54] В. В. Кухарчук, В. І. Родінков, та А. М. Коваль, “Математична модель приладу магнітоелектричної системи при вимірюванні несинусоїдних сигналів”, *Вісник Вінницького політехнічного інституту*, №6, с. 7-11, 2009.

[55] В. В. Кухарчук, В. І. Родінков, А. М. Коваль, “Оцінка точності вимірювання несинусоїдних величин приладом магніто-електричної системи”, *Наукові праці ВНТУ*, №2, с. 1-5, 2009.

[56] В. І. Родінков, та Г. В. Горячев, “ Пристрій для захисту від

коротких замикань і перевантажень послідовно ввімкнутих електродвигунів постійного струму”, Патент України 34252 Н02 Н7/08 /.; заявл. 18.06.1999, опубл. 15.02.2001, Бюл. №1, 2001р.

[57] О. Є Рубаненко, Є. А. Бондаренко, І. О. Гунько, та А. М. Коваль, “Вплив відновлювальних джерел енергії на технічний стан обладнання розподільних мереж”, Вісник Хмельницького національного університету. Серія: Технічні науки, №6, с. 204-213, 2018.

[58] В. В. Кухарчук, В. І. Родінков, та А. М. Коваль, “Динамічні властивості системи привода похилого дифузійного апарата”, *Електромеханічні і енергозберігаючі системи*, №2, с. 86-93, 2013.

[59] В. В. Кухарчук, В. І. Родінков, та А. М. Коваль, “Дослідження динамічних режимів роботи системи привода похилого дифузійного апарата методом імітаційного моделювання”, *Вісник Вінницького політехнічного інституту*, №4, с. 7-12, 2013

[60] Ю. Г. Ведміцький, В. В. Кухарчук, та А. М. Коваль, “Математична і електричні моделі механічної частини шнекових дифузійних апаратів”, *Вісник інженерної академії України*, №1, с. 155-160, 2010.

[61] В. В. Кухарчук, та А. М. Коваль, “Математичні моделі асинхронного привода похилого дифузійного апарату з частотним регулюванням”, *Вісник Вінницького політехнічного інституту*, №3, с. 77-83, 2017.

[62] A. Koval, and V. Kukharchuk, “The inclined diffusion devices electric drive automated control system with controlled electric drive of the scoop wheel”, *Sciences of Europe, Praha, Czech Republic*, №74, pp. 78-83, 2021.

[63] В. В. Кухарчук, М.Й. Білінська, та В.В. Усов, “Мікропроцесорний засіб вимірювання кутового положення крокових двигунів”, *Вісник Черкаського державного технологічного університету*, № 3, с. 165-167, 2005.

[64] В. В. Кухарчук, А. М. Коваль, та В. С. Голодюк, “ Пристрій для диференційного захисту двохдвигунового привода постійного струму. Патент України на корисну модель” *UA 122663, H02K 7/08 /.* – № *u201810922*; заявл. 05.11.2018о, Бюл. № 2/201925, 07.2019.

[65] В. І. Родінков, А. М. Коваль, та В. В. Юр, “Незатухаючі електромагнітні коливання в електроприводах постійного струму”,

*Вісник інженерної академії України*, №1, с. 124-127, 2010.

[66] Paul Horowitz, and Winfield Hill, *The art of electronics*. Monograph, Cambridge university press, 1998.

[67] В. М. Кутін, М. О. Ілюхін, та М. В. Кутіна, *Діагностика електрообладнання: навчальний посібник*, Вінниця: ВНТУ, 2013.

[68] О. В. Губаревич, *Надійність і діагностика електрообладнання: підручник*. Сєвєродонецьк: СНУ ім. В. Даля, 2016.

[69] В. В. Кухарчук, та А. М. Коваль, “Автоматизований контроль механічних параметрів дводвигунного електропривода похилого дифузійного апарата”, *Вісник Вінницького політехнічного інституту*, №2, с. 15-23, 2021.

[70] В. І. Родінков, А. М. Коваль, та М. Ю. Лихогляд, “Система диференційного захисту електропривода змінного струму. Патент України на корисну модель”, *UA 77061, H02P 9/14 /.* – № *u201208819*, заявл. 17.07.2012; Бюл. № 2/2013, 25.01.2013.

[71] В. В. Кухарчук, А. М. Коваль, та В. С. Голодюк, “Пристрій для диференційного захисту двохдвигунового приводу постійного струму. Патент України на корисну модель” *UA 122663, H02K 7/08 /.* – № *u201810922*; заявл. 05.11.2018о, Бюл. № 2/201925, 07.2019.



*Наукове видання*

**Коваль Андрій Миколайович,  
Кухарчук Василь Васильович**

**АВТОМАТИЗОВАНИЙ ДВОДВИГУННИЙ  
ЕЛЕКТРОПРИВОД З НЕЛІНІЙНИМИ ПРУЖНИМИ  
ЗВ'ЯЗКАМИ**

Монографія

Редактор

Оригінал-макет підготовлено А. Коваль

Підписано до друку  
00.00.2000 р. Формат  
29,7×42¼. Папір офсет-  
ний.

Гарнітура Times New Roman.  
Друк різнографічний. Ум. др. арк. ....  
Наклад 000 прим. Зам № .....

Вінницький національний технічний  
університет, ІРВЦ ВНТУ,  
21021, м. Вінниця, Хмельни-  
цьке шосе, 95, ВНТУ, ГНК, к.  
114.

Тел. (0432) 59-85-32.

Свідоцтво суб'єкта видавни-  
чої справи серія ДК № 3516 від  
01.07.2009 р.

Віддруковано у Вінницькому національному технічному  
університеті, в комп'ютерному інформаційно-видавничому  
центрі,

21021, м. Вінниця, Хмельни-  
цьке шосе, 95, ВНТУ, ГНК, к.  
114.

Тел. (0432) 59-81-59

Свідоцтво суб'єкта видавни-  
чої справи серія ДК № 3516 від  
01.07.2009 р.