

Міністерство освіти і науки України  
Вінницький національний технічний університет

**Л. К. Поліщук**

**ДИНАМІКА ВМОНТОВАНОГО  
ГІДРОПРИВОДУ КОНВЕЄРІВ  
МОБІЛЬНИХ МАШИН**

**Монографія**

Вінниця  
ВНТУ  
2018

УДК 622.64

П50

Рекомендовано до видання Вченою радою Вінницького національного технічного університету Міністерства освіти і науки України (протокол № 12 від 26.06.2018 р.)

Рецензенти:

**В. Б. Струтинський**, доктор технічних наук, професор

**Л. Г. Козлов**, доктор технічних наук, професор

**Поліщук, Л. К.**

П50 Динаміка вмонтованого гідروприводу конвеєрів мобільних машин : монографія / Л. К. Поліщук. – Вінниця : ВНТУ, 2018. – 240 с.  
ISBN 978-966-641-750-6

В монографії подано розв'язок актуальної наукової проблеми: підвищення ефективності роботи привідних систем стрічкових конвеєрів мобільних машин за рахунок зниження динамічних зусиль у пружних ланках шляхом застосування вмонтованого гідроприводу, оснащеного основним і додатковим моторами та засобами гідроавтоматики. Побудовано нелінійні математичні моделі і проведено дослідження динамічних явищ у приводі та у вітках конвеєра. Обґрунтовано параметри засобів гідроавтоматики, які забезпечують ефективну роботу конвеєра в умовах значних коливань експлуатаційних навантажень. Наведено конструкції розроблених вмонтованих приводів. Для науковців, фахівців, інженерно-технічних працівників вузів та науково-дослідних установ, аспірантів та студентів.

**УДК 622.64**

ISBN 978-966-641-750-6

© Л. Поліщук, 2018

## ЗМІСТ

ВСТУП .....	5
1 СУЧАСНИЙ СТАН ПРОБЛЕМИ ДИНАМІКИ КОНВЕЄРІВ .....	8
1.1 Аналіз існуючих конструкцій стрічкових конвеєрів.....	8
1.2 Розвиток методів аналізу динамічних процесів у привідних системах конвеєрів.....	20
2 ОБГРУНТУВАННЯ НАПРЯМУ ДОСЛІДЖЕННЯ ТА МЕТОДІВ РОЗВ'ЯЗАННЯ ЗАДАЧ ДИНАМІКИ.....	36
ПРИВІДНИХ СИСТЕМ.....	36
2.1 Обґрунтування схеми і типу приводу конвеєр .....	36
2.2 Методи і задачі дослідження динаміки привідних систем і тягових органів конвеєрів .....	43
2.3 Методика проведення експериментальних досліджень гідравлічного вмонтованого приводу, чутливого до зміни навантаження.....	58
3 ДИНАМІЧНІ ПРОЦЕСИ У ПРИВІДНИХ СИСТЕМАХ КОНВЕЄРІВ МОБІЛЬНИХ МАШИН ІЗ ЗАСОБАМИ ГІДРОАВТОМАТИКИ .....	76
3.1 Математична модель вмонтованого гідроприводу з пусковим пристроєм.....	76
3.2 Теоретичні та експериментальні дослідження динаміки гідроприводу, чутливого до зміни навантаження *.....	84
4 ДИНАМІЧНІ ПРОЦЕСИ У ПРИВІДНИХ СИСТЕМАХ КОНВЕЄРІВ МОБІЛЬНИХ МАШИН З СИСТЕМОЮ КЕРУВАННЯ.....	114
4.1 Математична модель удосконаленої системи керування гідроприводу, чутливого до зміни навантаження.....	114
4.2 Аналіз впливу параметрів системи керування на динамічні процеси у гідроприводі.....	122
4.3 Дослідження впливу пружно-інерційних характеристик механічної системи стрічкового конвеєра на динамічні процеси у гідроприводі.....	132
4.4 Дослідження динамічної стійкості приводу конвеєра .....	140
5 РОЗРАХУНОК ПЕРЕХІДНИХ ПРОЦЕСІВ У СТРІЧКОВОМУ КОНВЕЄРІ З УРАХУВАННЯМ РУХОМОСТІ МЕЖ ТРАНСПОРТУВАЛЬНОГО ОРГАНУ .....	147

5.1 Математична модель механічної системи конвеєра з урахуванням рухомості меж транспортувального органу* .....	147
5.2 Дослідження динаміки конвеєра в період пуску .....	156
6 ПРАКТИЧНІ РЕКОМЕНДАЦІЇ І ТЕХНІЧНІ РІШЕННЯ ЩОДО ПРОЕКТУВАННЯ І ЕКСПЛУАТАЦІЇ КОНВЕЄРІВ .....	161
6.1 Обґрунтування раціональної схеми привідної системи конвеєра і розміщення його елементів .....	161
6.2 Структурно-функціональний аналіз конструкцій вмонтованих приводів.....	166
6.3 Конструкції вмонтованих приводів та елементів конвеєрів з покращеними техніко-економічними показниками .....	176
6.4 Конкурентоспроможність вмонтованих приводів стрічкових конвеєрів .....	207
СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ.....	218



## ВСТУП

Транспортувальні механізми широко використовують у багатьох галузях сучасного промислового і сільськогосподарського виробництва, гірничодобувній та металургійній промисловостях, що сприяє механізації та автоматизації технологічних процесів. Найбільше поширення отримали стрічкові конвеєри, які дозволяють переміщувати вантажі з порівняно великими швидкостями як на невеликі, так і на значні відстані. Тому суттєвого значення набуває підвищення їх технічного рівня, надійності та економічності.

Вирішення цієї проблеми вимагає всебічного вивчення динаміки механічної системи конвеєра, а також розробки нових видів приводів, з покращеними експлуатаційними характеристиками.

Основними недоліками роздільного приводу, який використовується в сучасних конвеєрах є великі габаритні розміри, значна металомісткість, а також складність конструкції, що знижує його надійність. Тому в пересувних і переносних конвеєрах, живильниках, транспортувальних машинах, які експлуатуються в умовах обмеженої монтажної зони, доцільно замінити його на вмонтований, який відрізняється компактністю, невеликими вагою та кількістю вузлів.

Мінливість навантаження привідної системи в часі обумовлює виникнення механічних коливань, що створює умови для втомного руйнування стрічки, деталей та вузлів приводів. Це вимагає раціонального розташування приводів конвеєра та автоматичного адаптування їх параметрів до змінних режимів роботи.

Підвищення ефективності функціонування стрічкових конвеєрів на основі удосконалення методів дослідження динамічних явищ, встановлення закономірностей взаємовпливу механічних коливань у зазначених елементах транспортувальної машини, а також обґрунтування параметрів механічної системи, які б забезпечували зниження динамічних зусиль в елементах конструкцій і збільшували ресурс деталей та вузлів, є актуальною науково-технічною проблемою.

Одним із шляхів розв'язання цієї проблеми для приводу стрічкового конвеєра, що працює із змінними вантажопотоками, є створення компактного приводу, який оснащено пристроєм чи системою керування, що забезпечує безупинний режим роботи транспортувальної машини

В *першому розділі* монографії проведено аналіз існуючих конструкцій стрічкових конвеєрів та типів їх приводів, розрахункових моделей та методів теоретичних досліджень динамічних процесів в привідних системах транспортерів. Доведено необхідність врахування рухомості меж стрічки при виконанні динамічних розрахунків швидкохідних довгомірних стрічкових конвеєрів та сумісного розгляду рівнянь руху і нелінійних рівнянь динамічного стану приводу. Відзначено, що безупинна робота привідної системи можлива за умови використання засобів автоматизації та резервування приводу за моментом, а також за їх допомогою досягається реалізація раціональних режимів пуску конвеєрів. Це вимагає удосконалення конструкцій привідних систем конвеєрів.

В *другому розділі* обґрунтовано напрями дослідження та методи розв'язання задач динаміки привідних систем. Показано, що вмонтовані приводи, які відрізняються найменшими габаритами, можуть ефективно вирішувати проблему застосування раціональних схем розміщення приводів в конвеєрах, які влаштовані на стрілових конструкціях мобільних машин. Доведено переваги використання гідравлічного приводу, який має кращі динамічні властивості ніж електромеханічний, для зниження динамічних навантажень в стрічковому конвеєрі мобільної машини. В представленій методиці проведення експериментальних досліджень вмонтованого гідравлічного приводу, чутливого до зміни навантаження, детально описано дослідну установку, реєструючу апаратуру і прилади.

В *третьому розділі* досліджено динамічні процеси в механічній системі конвеєра з використанням в гідроприводі засобів гідроавтоматики. Раціональним способом пуску стрічкового конвеєра, який дозволяє зменшити динамічні навантаження в стрічці, здійснено синтез пристрою керування для вмонтованого гідроприводу і побудовано математичну модель динамічних процесів. Наведені співвідношення для конструювання експериментального зразка пускового пристрою.

В *четвертому розділі* досліджено перехідні процеси та динамічну стійкість адаптивного гідравлічного приводу стрічкового конвеєра за допомогою удосконаленої математичної моделі, побудованої з урахуванням фізичних процесів, що відбуваються під час роботи механічної системи конвеєра при зміні експлуатаційного навантаження. Визначе-

но параметри адаптивного приводу, що забезпечують стійку роботу механічної системи в умовах її перевантаженості.

В *п'ятому розділі* подано метод розрахунку перехідних процесів в машинах неперервного транспорту з великими швидкостями і довгомірними ланками, в яких враховано рухомість меж пружних ланок, а також динамічні властивості гідроприводу і хвильові явища в рухомій стрічці.

В *шостому розділі* монографії наведено розроблені методи обґрунтованого вибору раціонального проектування і аналіз чинників щодо ефективної експлуатації вмонтованого гідравлічного приводу. Запропоновано критеріальні оцінки для цілеспрямованого пошуку раціональних схем нових конструкцій приводів з покращеними техніко-економічними характеристиками. На основі принципів системного аналізу виділено структурно-функціональні елементи конструкцій вмонтованих приводів, які отримали своє позначення для складання структурної формули приводу, що забезпечує задані технологічні та конструктивні параметри і полегшує пошук нового технічного вирішення приводу. Ефективність використання розроблених приводів у мобільних машинах підтверджується наведеними економічними розрахунками.

# 1 СУЧАСНИЙ СТАН ПРОБЛЕМИ ДИНАМІКИ КОНВЕЄРІВ

## 1.1 Аналіз існуючих конструкцій стрічкових конвеєрів

Стрічкові конвеєри є найбільш поширеним типом транспортувальних машин, що застосовуються у всіх галузях народного господарства завдяки високій продуктивності (до 30000 т/год за швидкості транспортування 6,3 м/с), великій довжині конвеєрів, високій надійності, простоті конструкції та експлуатації. Вони використовуються для переміщення штучних, насипних і кускових вантажів у горизонтальному і похилому напрямках, а також для міжопераційного транспортування деталей в поточному виробництві. Конвеєр є основним засобом наземного та підземного транспортування вугілля і порід, руди, коксу, будматеріалів, палива на електростанціях, сировини та продуктів виробництва в легкій промисловості, сільському господарстві тощо. Стрічкові конвеєри застосовуються на складах і в портах як елементи навантажувальних та перевантажувальних пристроїв і технологічних машин, а також є складовими частинами розбірних екскаваторів, підіймально-транспортного обладнання для укладання переробленої чи готової сировини у відвали чи кагати.

На тепер стосовно до різноманітних умов експлуатації розроблено багато типів та конструкцій стрічкових конвеєрів, які для зручності проектування класифікуються за такими ознаками [1].

За призначенням – загального призначення стаціонарні, які використовуються, наприклад, на поверхнях шахт, рудників, збагачувальних фабриках тощо; загального призначення пересувні; підземні; стаціонарні та пересувні для кар'єрів; спеціальні (для навантажувальних машин, крутопохилі та ін.).

За видом вантажів – для звичайних насипних вантажів, а також для штучних вантажів.

За розташуванням несівної гілки стрічки – з верхньою несівною гілкою (більшість конвеєрів), з нижньою несівною гілкою, з двома несівними гілками.

За формою поперечного перерізу вантажонесівної гілки стрічки – з плоскою стрічкою, з жолобчастою стрічкою.

За типом стрічки – з гладенькою прогумованою стрічкою, з рифленою прогумованою (для крутопохилих).

За способом розвантаження – з розвантаженням на кінцевому барабані, з проміжним розвантаженням барабанним скидальним візком чи плужковим скидачем.

За числом приводів – однопривідні, багатопривідні.

За типом приводних пристроїв – з одним приводним барабаном, з двома чи трьома приводними барабанами, з проміжними приводними барабанами, з магнітними приводами.

За типом постави конвеєра – з жорсткою чи канатною поставою.

За кутом нахилу конвеєра – горизонтальні; похилі (до 18...20°), крутопохилі (спеціальні до 35...45°).

За профілем траси конвеєра – горизонтальні, похилі, комбіновані, похило-горизонтальні та горизонтально-похилі з одним чи кількома згинами і зі складною трасою.

Крім того, конвеєри ще можуть класифікуватися за конструкціями окремих вузлів.

Існує п'ять типів стрічкових конвеєрів. Конвеєри типу Л мають підвищену тягову здатність, призначені для транспортування насипних матеріалів горизонтальними та незначно похилими трасами. Для них характерним є відсутність уловлювачів і, часто, гальм. Конвеєри ЛБ (бремсбергові) та ЛУ (похилі) застосовуються, в основному, на підземних гірничих підприємствах для переміщення корисних копалин та гірських порід, відповідно, зверху-донизу та знизу-доверху з кутами нахилу до 18...20°. Стрічкові конвеєри типу ЛЛ призначені виключно для перевезення працюючого персоналу на підземних гірничих роботах. Стрічкові конвеєри типу ЛТ (стрічкові телескопічні) є спеціальними конвеєрами, які через певний проміжок часу можуть скорочувати свою робочу довжину без укорочення стрічки. Кожний тип стрічкового конвеєра повинен обґрунтовано вибиратися для конкретних умов роботи і експлуатації. Потужні стрічкові конвеєри КЛБ і КЛЮ застосовують на магістральних лініях транспортування корисних копалин і гірських порід на відкритих гірничих роботах.

Слід зазначити, що в 60-х роках минулого сторіччя в Японії запатентовано новий тип стрічкового конвеєра, який отримав назву «Japan Pipe Conveyor». Конструктивною особливістю стрічкового трубчатого конвеєра (СТК) є згортання стрічки в трубу під час транспортування вантажу за рахунок встановлення опорних роликів відповідним чином. При цьому її краї внапусток утворюють у верхній частині труби зону перекриття, величина якої залежить від типу стрічки, насипної

щільності і розмірів кусків транспортованого вантажу та кроку встановлення роликкоопор. Розробкою конструкцій та експлуатацією СТК займались провідні іноземні компанії: «Koch» (ФРН), «Noyes» (Франція), «Nova» (Італія), «Dosco» (Великобританія), «Simplicity» (Індія), «Krupp Robins» (США), «Young Poony» (Корея). По всьому світу наразі експлуатується понад 1000 СТК, які мають загальну протяжність понад 300 км. Спочатку СТК застосовувалися для транспортування цементу, зерна та інших сипких і пилоподібних матеріалів, але останнім часом вони успішно використовуються в гірничодобувній промисловості і навіть в підземних умовах експлуатації.

Стрічковий конвеєр – це спеціальна транспортувальна машина неперервної дії (рис. 1.1), що містить привідний двигун 1, вал якого через муфту 2 з'єднано з швидкохідним валом редуктора 3. Вихідний вал редуктора 3 через муфту 4 передає крутний момент на привідний барабан 5.

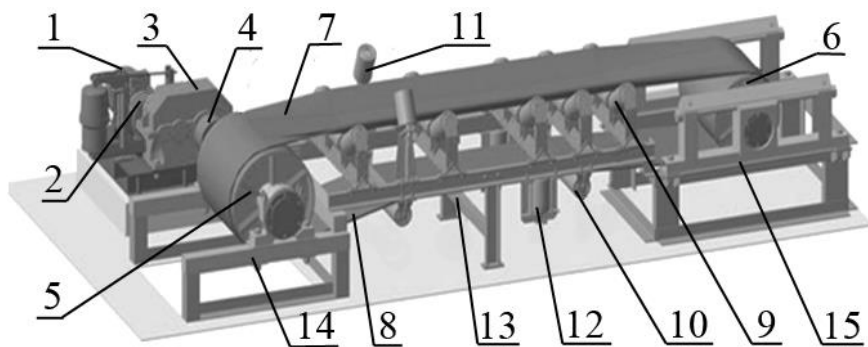


Рисунок 1.1 – Конструкція та основні вузли стрічкового конвеєра

Привідний барабан 5 та кінцевий барабан 6 (як правило, є натяжним), огинається прогумованою вертикально-замкненою стрічкою, що є основним елементом конвеєра. На верхній вантажонесівній (робочій) вітці 7 переміщується транспортований вантаж, а нижня вітка 8 є порожнинною (холостою чи неробочою). По всій довжині траси стрічка підтримується роликкооперами 9 верхньої та 10 нижньої віток, в залежності від конструкції яких стрічка має плоску чи жолобчасту форму. Для убезпечення сходу стрічки використовуються ролики 11 та 12, що встановлюються, відповідно, на робочій 7 та холостій 8 вітках. Роликкоопори монтуються на конвеєрному поставі 13, який скріплено з опорними рамами 14 та 15 привідного 5 та кінцевого 6 барабанів. Вантаж надходить на стрічку через одне чи декілька завантажувальних пристроїв, розвантаження проводиться з кінцевого барабана в прий-

мальний бункер або ж в будь-якому місці вздовж траси конвеєра за допомогою барабанних чи плужкових розвантажувачів. Очищення від частинок вантажу, що налипли на стрічки, здійснюється спеціальними очисними пристроями. На конвеєрах, що мають похилу ділянку, обов'язково встановлюються гальма.

В стрічковому конвеєрі рушійна сила стрічці передається за допомогою сил тертя під час огинання нею привідного барабана чи під час контакту привідної стрічки з вантажонесівною. Приводи стрічкового конвеєра виконуються однобарабанними з одним або ж двома двигунами, двобарабанні з близько розташованими привідними барабанами і з розділеним розташуванням привідних барабанів на обох кінцях конвеєра та трибарабанними з поряд розташованими один біля одного барабанами або ж з розділеним розташування двох привідних барабанів на обох кінцях конвеєра.

Найбільш надійним і конструктивно простим є однобарабанний привід, оскільки він має невеликі габаритні розміри, просту конструкцію, високу надійність, один згин стрічки, але у зв'язку з цим обмежений (до  $240^\circ$ ) кут огинання стрічкою барабана і понижений коефіцієнт використання міцності стрічки (рис. 1.2а) [2].

Однобарабанний привід невеликої потужності (до 30...50 кВт) виконують з вмонтованим всередину барабана двигуном та редуктором. Такі приводи отримали назву мотор-барабани та активно використовуються в приводах рухомих і переносних конвеєрів, живильників тощо (рис. 1.2б) [2, 3].

Двобарабанні приводи з близько розташованими привідними барабанами мають різне конструктивне виконання, найбільш поширеним із них є двобарабанний привід з індивідуальними привідними механізмами (рис. 1.2в) [2, 4]. В такому виконанні барабани з'єднані між собою тільки конвеєрною стрічкою (без додаткових кінематичних зв'язків). У двобарабанного приводу кут огинання стрічкою привідного барабана збільшується до  $400^\circ$ , що дозволяє використовувати стрічку меншої міцності та є його основною перевагою. Двобарабанний привід у порівнянні з однобарабанним має низку недоліків: більші габарити, складну конструкцію та меншу надійність. Крім того, багаторазові згини стрічки знижують її довговічність. Використовуються і двобарабанні приводи з розділеним розташуванням привідних барабанів на обох кінцях середньо довгомірного конвеєра (рис. 1.2,г). Трибарабанні приводи з близько розташованими барабанами використовують в довгомір-

них конвеєрах (рис. 1.2,д) чи з роздільним розташуванням двох приводних барабанів в обох кінцях конвеєра (рис. 1.2,е) [2, 4].

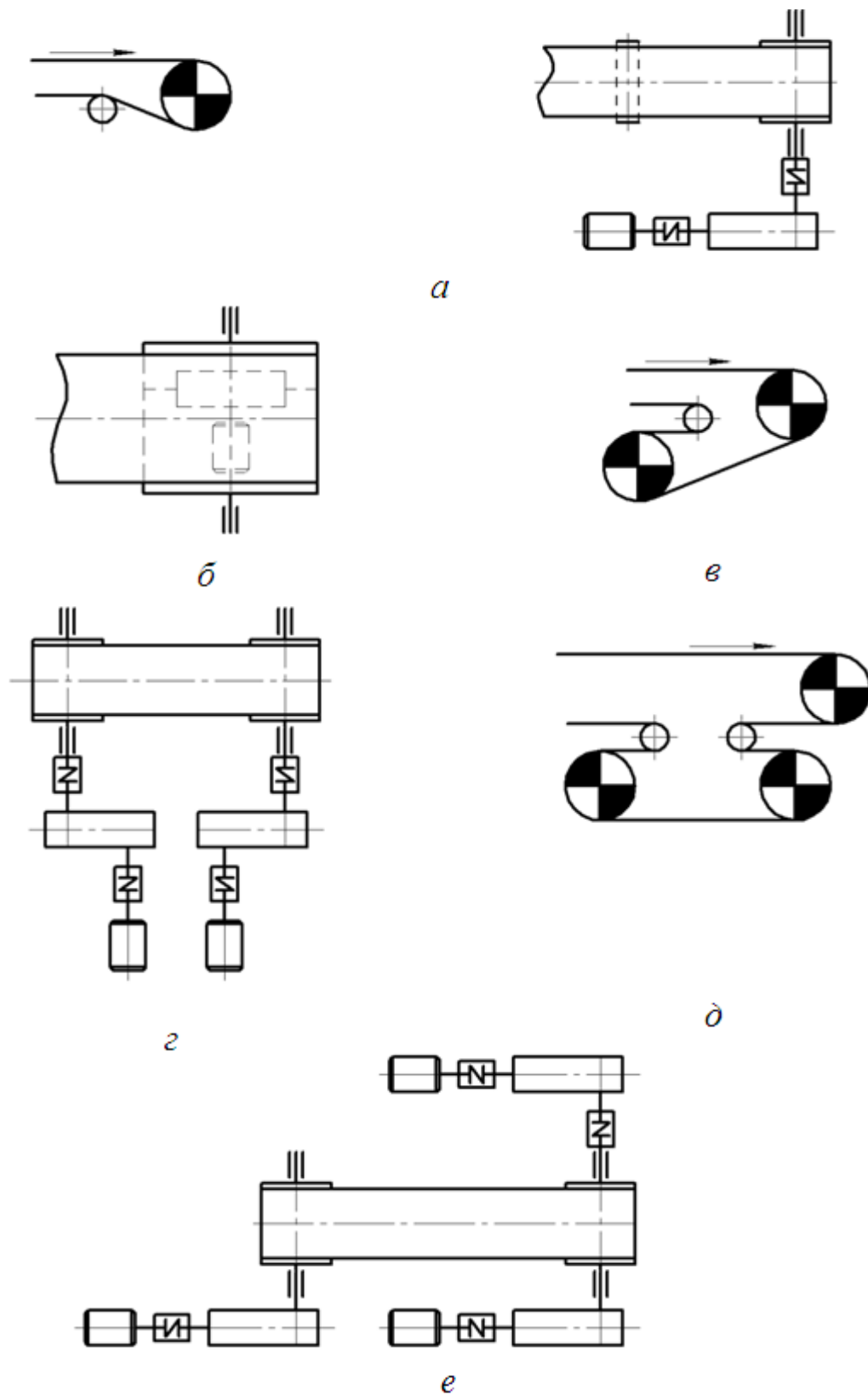


Рисунок 1.2 – Схеми типів приводів стрічкових конвеєрів



Вибір місця розташування (рис. 1.3) та типу (рис. 1.4) приводу залежить від довжини і профілю траси конвеєра, значення коефіцієнта тертя між стрічкою і поверхнею привідного барабана, кута обхвату стрічкою барабана і коефіцієнта використання міцності стрічки [5].

Для створення необхідної сили притискання стрічки до привідних барабанів і забезпечення допустимого її провисання між роликками в конвеєрах застосовуються натяжні пристрої або станції. Вони повинні бути простими, міцними, зручними і надійними в роботі. Натяжне устаткування розподіляють на три групи: нерегульовані (жорсткі), регульовані (автоматичні) і комбіновані (напівавтоматичні) [1].

Жорсткі натяжні пристрої, які характеризуються постійним чи періодично змінним положенням натяжного барабана під час роботи конвеєра, поділяються на вантажні (прості, з поліспастиками, з лебідкою для підймання вантажу тощо), механічні (гвинтові, з лебідкою для переміщення барабана тощо), гідравлічні. Перевагами їх є простота і компактність конструкції, нечутливість до забруднення, надійність в роботі. Основним недоліком цих пристроїв є послаблення натягу стрічки під час роботи через її пружні і залишкові деформації, що спричиняє проковзування стрічки на привідному барабані. Тому для уникнення цих негативних явищ натяг стрічки, як правило, завищують.

До переваг автоматичних натяжних пристроїв слід віднести здійснюваний ними раціональний режим натягу стрічки і автоматичну компенсацію пружної і залишкової витяжки. Недоліком є складність і великі розміри конструкції, чутливість до забруднення, необхідність додаткового допоміжного приводу.

До комбінованих відносяться автоматичні натяжні пристрої, які під час пуску діють як слідкуючі, а в період усталеного руху – як стабілізуючі пристрої, чи навпаки.

Натяжні пристрої встановлюються поблизу приводу, переважно в горизонтально довгомірних конвеєрах і в хвостовій частині, причому хвостовий барабан використовується як натяжний.

Конвеєрна стрічка, яка одночасно виконує функції вантажонесного та тягового елемента стрічкового конвеєра, є найбільш вартісним (близько половини загальної вартості конвеєра) та найбільш недовговічним елементом конвеєра.

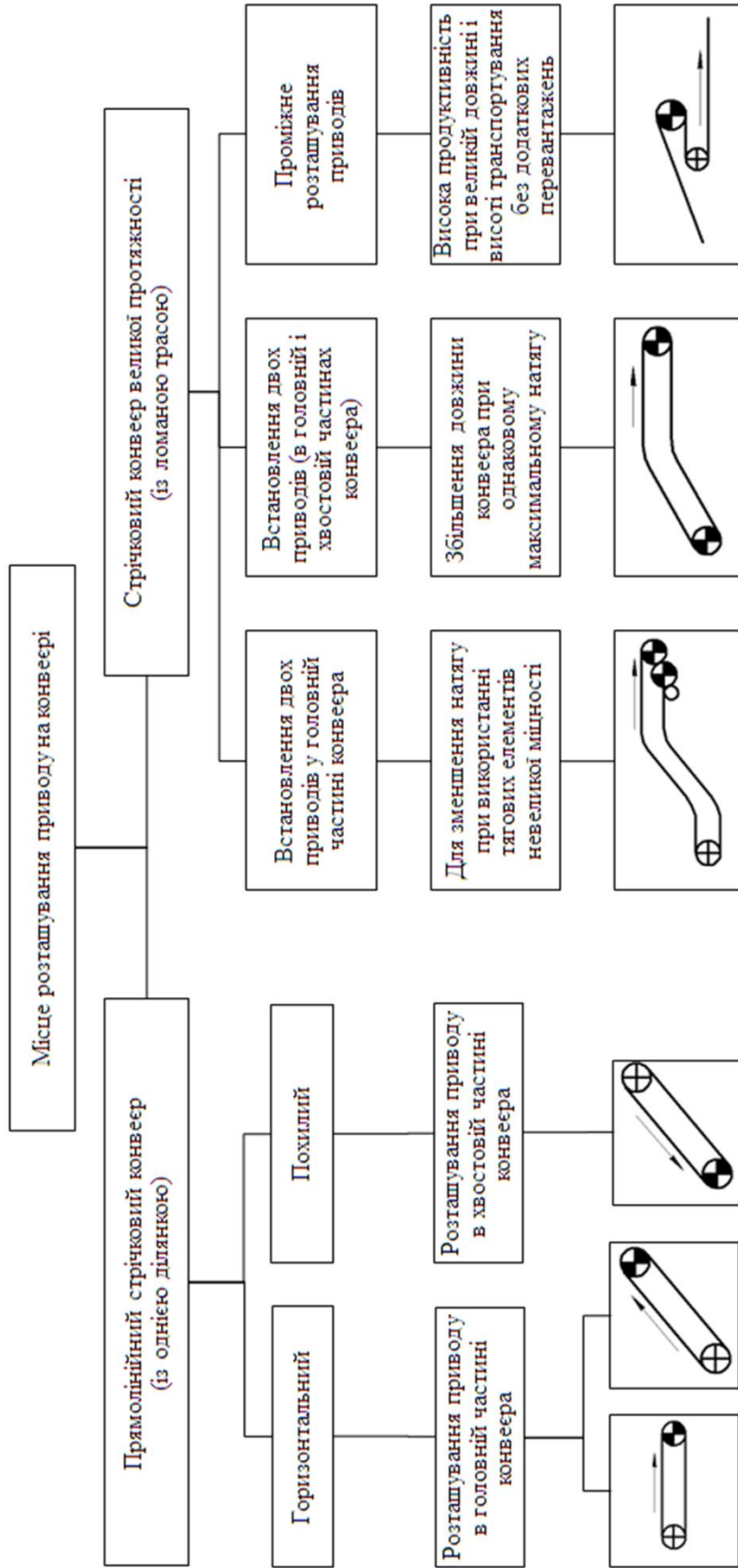


Рисунок 1.3 – Схема для визначення місця розташування приводу стрічкового конвеєра

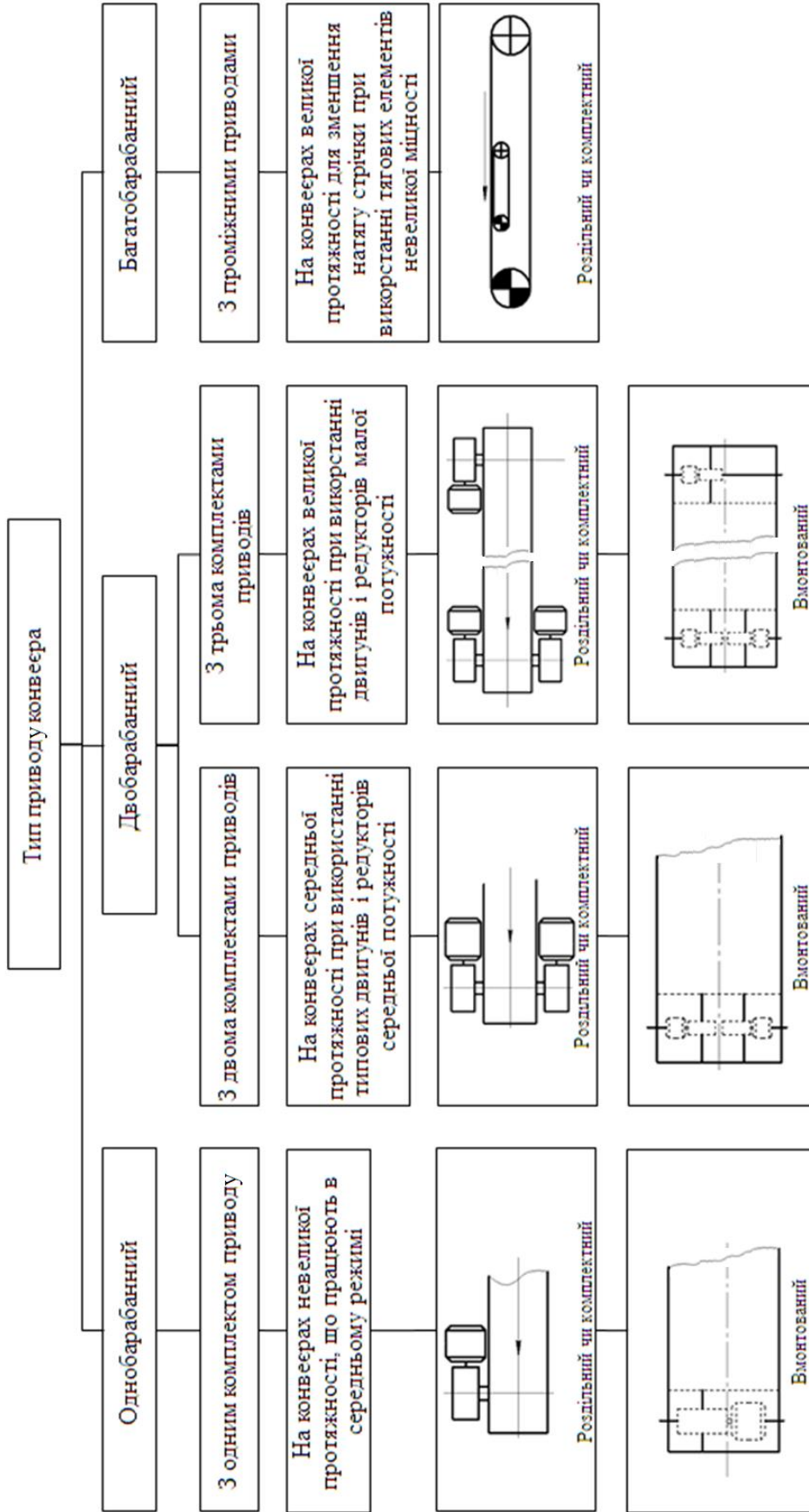


Рисунок 1.4 – Схема для визначення вибору типу приводу стрічкового конвеєра

В конвеєрах застосовуються гумовотканинні, з прокладками із бавовняних та синтетичних матеріалів, та гумовотросові стрічки. Найбільш поширеними є гладкі стрічки. Для підвищення продуктивності роботи конвеєра стрічку оснащено гофрованими бортами, або бортами і виступами, рифленнями робочої поверхні та перегородками.

Важливими розрахунковими параметрами стрічки є ширина, міцність під час розриву, відносне видовження і товщина обкладки. Ширина стрічки визначає кусковатість матеріалу, який транспортується цією стрічкою, а разом із швидкістю – продуктивність конвеєра. Міцність на розрив (максимальне зусилля тривалої дії) визначає максимально можливу довжину конвеєра, встановлену потужність, конструкцію приводу, а з врахування відносного видовження стрічки – конструкцію натяжного пристрою. Міцність стрічки на розрив визначається типом основи і числом прокладок чи тросів в ній. Удосконалення конвеєрних стрічок відбувається в напрямку підвищення їх номінальної міцності під час розриву, зносостійкості, вогнестійкості і зменшення відносного видовження [6].

Для підтримання стрічки встановлюють роликоопори чи настил – суцільний (з дерева, сталевий, пластмасовий) або комбінований (почергово настил і роликоопори). В конвеєрі використовуються роликоопори різних типів та конструкцій. За розташуванням на конвеєрі вони поділяються на верхні: прямі (рис. 1.5а), жолобчасті на двох, трьох (див. рис. 1.5б) і п'яти роликах; нижні: прямі однороликові – суцільні циліндричні (див. рис. 1.5в) та дискові (див. рис. 1.5д); дворолікові жолобчасті (див. рис. 1.5е) [7]. Кут нахилу бокових роликів  $\alpha_{ж}$  у двороліковій опорі зазвичай береться рівним  $15^\circ$  чи  $20^\circ$ , в трироліковій –  $20^\circ$  і  $30^\circ$  для всіх вантажів і будь-якої ширини стрічки; для легких вантажів і ширині стрічки 400...800 мм допускається збільшення кута нахилу до  $45^\circ$ ... $60^\circ$ , що дозволяє збільшити площу поперечного перерізу стрічки і продуктивність конвеєра на 15 % за тієї ж ширини стрічки, а також покращити її центрування [4].

За призначенням роликоопори поділяються на рядові (лінійні), які використовуються для підтримування стрічки і надання їй необхідної форми, спеціальні (амортизувальні (див. рис. 1.5в) – для зниження динамічних навантажень; підвісні – гірляндового типу на гнучкій підвісці; центрувальні – для запобігання збіганню стрічки в сторону під час руху та регулювання її положення відносно поздовжньої осі; очисні та перехідні).

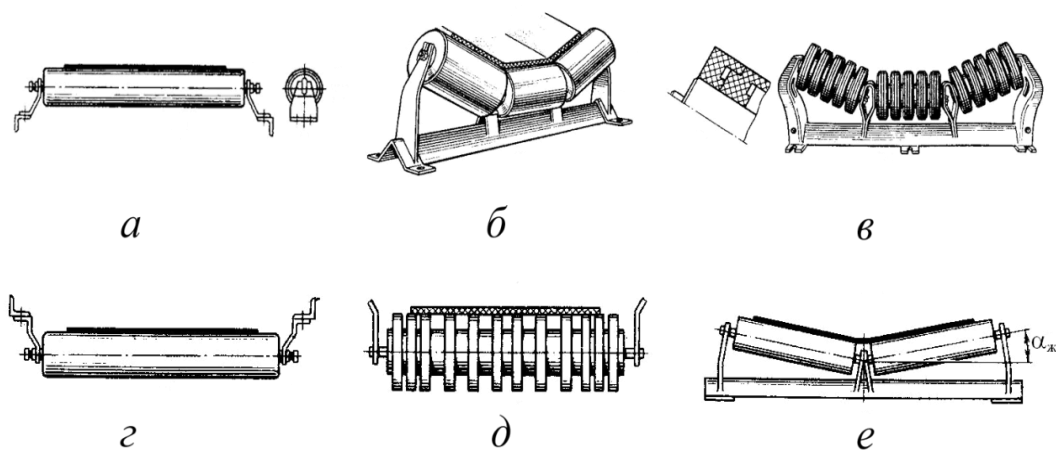


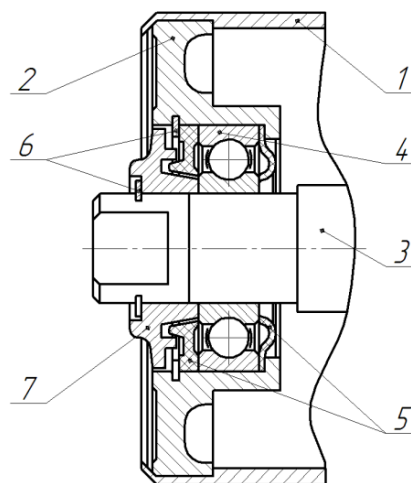
Рисунок 1.5 – Роликоопори стрічкового конвеєра

Основним елементом роликоопори є ролик, що містить обичайку 1, вкладники 2, вісь 3 чи півосі, підшипники кочення 4 та ущільнювальні елементи 5 з стопорними кільцями 6 та кришками 7 (рис. 1.6).

Довговічність роботи ролика залежить не тільки від силових навантажень і частоти його обертання, але й від конструктивного виконання та розташування і способу з'єднання його елементів, а також конструкції ущільнювального вузла.



*a*



*б*

Рисунок 1.6 – Ролик: *a* – загальний вигляд ролика; *б* – підшипниковий вузол

Роликоопори монтуються на конвеєрний постав (рис. 1.7*a*), який розміщується між металоконструкціями привідного барабана і розвантажувальної частини та містить головну, хвостову і лінійні секції (кількість яких залежить від довжини конвеєра) з роликооперами верхньої і нижньої гілок стрічки (рис. 1.7*б*). Секції скріплено між собою болтовими з'єднаннями.



*a*



*б*

Рисунок 1.7 – Загальний вигляд конвеєрного постапу (а) та секції

Привідні та непривідні барабани конвеєрів виготовляють з прокатої труби або зварюванням з обичайкою з листової сталі (з діаметром більше 1000 мм) чи з чавунної виливки (з діаметром до 500 мм). За формою обичайки барабани поділяються на циліндричні (рис. 1.8*a*) та випуклі (бочкоподібні), поверхні яких гладенькі чи з насічками. Для збільшення зчеплення зі стрічкою поверхню барабана покривають спеціальним матеріалом (футерують) (рис. 1.8*б*), як правило, еластичною гумою, що надає їм підвищені фрикційні можливості. Діаметр привідного барабана обирається з урахуванням конструктивних та фрикційних властивостей стрічки, її міцності. На привідних барабанах додатково встановлюють спеціальні пристрої, які в процесі роботи очищають стрічку і барабан від налиплих матеріалів, які впливають на зношення як стрічки, так і привідного барабана.

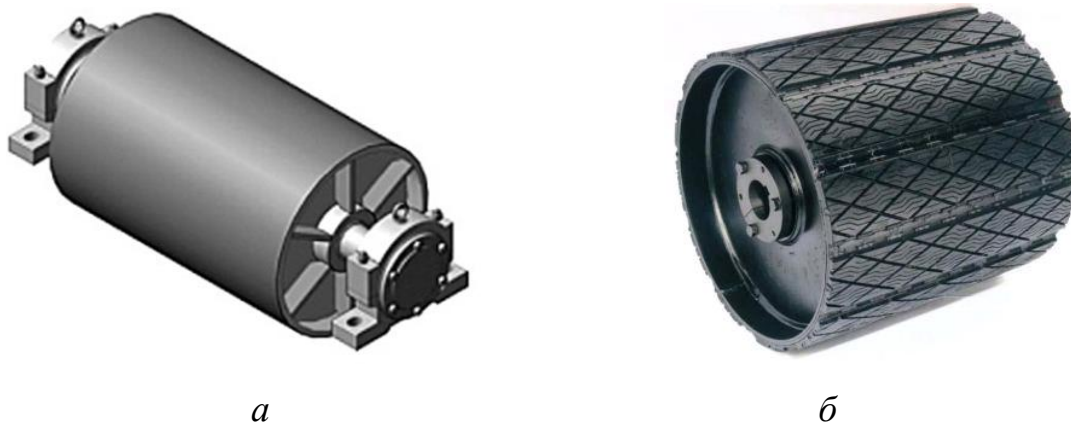


Рисунок 1.8 – Привідні барабани

Завантажувальні пристрої забезпечують необхідну продуктивність конвеєра, термін служби стрічки, величину опору її руху. Їх конструкції залежать від характеристики транспортованого вантажу та способу його подачі на конвеєр. Зазвичай, завантаження виконують біля кінцевого барабана. Для конвеєрів високої продуктивності як завантажувальні пристрої використовуються конвеєри-живильники, які дозволяють наблизити швидкість руху вантажу і швидкість руху стрічки, що збільшує термін служби стрічки.

Розвантаження стрічкового конвеєра проводиться з кінцевого барабана або на його трасі. Для розвантаження застосовуються барабанні чи плужкові розвантажувачі (скидачі). Візок барабанного розвантажувача оснащується розвантажувальною воронкою різного конструктивного виконання, що дозволяє скидати вантаж з стрічки у різних напрямках (на будь-яку одну чи дві сторони або за рухом стрічки). Плужковий скидач є стаціонарним пристроєм для розвантажування насипних та штучних вантажів. В робочому стані він опирається на стрічку і зсуває з неї вантаж в розвантажувальну воронку, а в неробочому стані знаходиться над стрічкою і вільно пропускає під собою вантаж.

Для очищення робочої поверхні стрічки від сухих та вологих, але не липучих вантажів, застосовуються одинарні чи подвійні скребки, а для вологих і липучих – щітки, що обертаються, або барабани з обертальними лопатями.

Крім конвеєрів загальнопромислового призначення застосовують спеціальні стрічкові конвеєри з прогумованою стрічкою, до яких слід віднести пересувні, переносні, магістральні, телескопічні, безроликкові, z-подібні, трубчасті конвеєри, а також конвеєри з безконтактною

опорою стрічки, із збільшеним кутом нахилу, для крупнокускових вантажів. Спеціальні конвеєри зі сталеною стрічкою застосовуються в харчовій промисловості, виробництві бетонних плит, сушильних та холодильних установках тощо. Для транспортування штучних і кускових вантажів через гартувальні, нагрівальні, випалювальні, сушильні печі та в інших подібних випадках використовуються стрічкові конвеєри з дротяною стрічкою. Окремо слід виділити конвеєри, що улаштовані на мобільних машинах, специфіка використання яких вносить конструктивні особливості щодо розміщення схеми та типу приводу і несівної системи.

Таким чином, стрічкові конвеєри за своїм призначенням та конструктивним виконанням характеризуються широкою різноманітністю. Найдорожчим і найменш довговічним елементом його є стрічка, яка визначає основні параметри конвеєра. Від правильного вибору схеми розташування приводу (приводів), його типу та конструкції, натяжного пристрою, конструкції ролюкоопор, завантажувальних та розвантажувальних пристроїв залежить ефективна і довготривала робота конвеєра.

## **1.2 Розвиток методів аналізу динамічних процесів у привідних системах конвеєрів**

Дослідженням динаміки механізмів і машин, що експлуатуються в різних галузях виробництва, приділяється велика увага, оскільки наукові результати дозволяють сформулювати теоретичну базу їх оптимального проектування. Ці дослідження спрямовані здебільшого, на зменшення динамічних навантажень у привідних механізмах та несівних конструкціях, зменшення механічних коливань в механічній системі, прогнозування ресурсу деталей та вузлів, забезпечення стійкості експлуатаційних режимів, вдосконалення систем керування машинних агрегатів. Вагомий внесок у розвиток теорії механічних коливань, яка є базовою для досліджень динамічних процесів різних машин, зроблено у фундаментальних працях А. П. Бессонова, М. В. Василенка, Й. І. Вульфсона, Д. П. Волков, В. Л. Вейца, А. Н. Голубенцева, О. О. Горошка, Дж. П. Ден-Гартога, А. П. Зінковського, С. А. Казака, Г. Каудерера, Р. Клафа, А. Є. Кобринського, С. М. Кожевнікова, О. Є. Кочури, М. З. Коловського, М. С. Комарова, В. О. Кононенка, В. В. Матвеєва, С. А. Панкратова, В. А. Светлицького, В. Б. Струтин-



ського, Г. Б. Філімоніхіна, Є. В. Харченка, С. П. Тимошенка, В. П. Терских [8–36] та багатьох інших вчених. Дослідженням та аналізу коливальних процесів у мобільних машинах та в їх елементах присвячені праці І. А. Віковича, М. Ф. Дмитриченка, Л. Г. Лобаса, М. П. Плахтійенка, Б. М. Шифрина [37–44] та інших.

Найбільш інтенсивні механічні коливання, що визначають навантаження на елементи конструкцій машин і суттєво впливають на стійкість динамічних процесів, виникають у перехідних процесах. Тому дослідженням нестационарних коливань механічних систем приділяється особлива увага [9, 25, 45–54].

За нестационарних процесів, якими є пуск, гальмування, зміна навантаження на робочій ланці, у стрічці конвеєра виникають додаткові динамічні натяги, які разом із статичними змінюють результуючий натяг в ній і зусилля в елементах конвеєра. Під час пуску ці зміни можуть спричинити неусталену роботу приводу, часткове чи повне буксування барабана, що є недопустимим для ефективної експлуатації конвеєра. Буксування стрічки по поверхні контакту з барабаном викликає інтенсивне зношування нижньої обкладки стрічки та футеровки барабана, нагрівання поверхонь тертя, різке зменшення коефіцієнта зчеплення стрічки з барабаном, що ускладнює розгін конвеєра і його подальшу нормальну роботу.

Гальмування конвеєра може спричинити перерозподіл натягу стрічки і викликати втрату стрічкою поздовжньої стійкості, її провисання, висипання вантажу, пробуксовування стрічки на барабані і збільшення тривалості гальмування та виникнення аварійно небезпечної ситуації. За таких умов можливим є обрив стрічки.

Дослідженнями встановлено [55], що обриви стрічки складають 12 % від усіх поломок в конвеєрі. У зв'язку з обривами стрічок втрати робочого часу сягають 22 % від загальних втрат часу на проведення ремонтних робіт.

Тому, як зазначено в праці [56], першою задачею дослідження динамічних процесів у стрічкових конвеєрах є визначення результуючих натягів тягового органу на привідному барабані, а також у поперечних перерізах вздовж поставу конвеєра з урахуванням динамічних та статичних складових. Це дає можливість знайти раціональні величини попереднього натягу стрічки для пуску і гальмування конвеєра.

Динамічні зусилля збільшують навантаження у привідних і в на-тяжних пристроях, а також у несівній системі конвеєра, які необхідно враховувати під час розрахунку елементів конструкцій на міцність. Аналіз досліджень динамічних явищ дає змогу визначати екстремальні навантаження у механічній системі конвеєра та враховувати вплив параметрів цієї системи на характеристики механічних коливань.

Зменшення динамічних навантажень в конвеєрі за рахунок добору параметрів механічної системи, конструктивних змін в приводі дозволяє зменшити коефіцієнт запасу міцності металоконструкції. Крім того, за рахунок зниження динамічних зусиль в стрічці можна також зменшити коефіцієнт запасу її міцності, що сприятиме зменшенню діаметральних розмірів барабанів та роликів. Ці заходи дозволяють зменшити металомісткість конвеєра, збільшать його роботоздатність, довговічність та економічність. Таким чином, другою важливою задачею досліджень динамічних процесів є визначення способів зниження динамічних навантажень в елементах конвеєра.

Одним із шляхів розв'язання цієї задачі є удосконалення конструкцій приводів конвеєрів за рахунок вибору раціональних схем їх розміщення, кінематичних схем, використання пристроїв, що дозволяють змінювати закон керування чи автоматизувати роботу приводу в залежності від зміни зовнішнього навантаження.

Значне місце в розробці теорії та розрахунку стрічкових конвеєрів відведено вивченню динамічних процесів. Особливе місце у цих дослідженнях відводиться вивченню коливних явищ, зумовлених несталістю рушійних сил і сил корисного опору, нелінійністю пружних та інерційних характеристик ланок, нерівноваженістю обертових елементів, похибками виготовлення і монтажу окремих деталей і вузлів.

Розв'язання широкого кола теоретичних і прикладних задач динаміки конвеєрів розглядається в працях А. В. Андрєєва, М. Я. Біліченка, В. С. Бондарєва Є. М. Височина, В. І. Галкіна, В. Г. Дмитрієва, В. К. Дьячкова, А. В. Євневича, Є. М. Завгороднього, Р. Л. Зенкова, Ф. К. Іванченка, В. Ф. Монастирського, Є. Є. Новікова, В. К. Смирнова, О. О. Співаковського, Л. Г. Шахмейстера [1, 6, 57–66], а також, К. Вілера, Д. Іліча, Л. Крамера, Я. М. Літбеттера, Лу [67–70] та багатьох інших авторів і в працях асоціації виробників конвеєрного обладнання СЕМА (США) [71].

Розрахунково-теоретичний аналіз нестационарних процесів у стрічкових конвеєрах розглядається в роботах [8, 9, 57, 72–75].

Важливим етапом дослідження перехідних процесів у стрічкових конвеєрах є представлення машинного агрегату спрощеною механічною системою – розрахунковою моделлю або розрахунковою схемою. Використовуються різні розрахункові моделі, ступінь еквівалентності яких реальним континуальним фізичним моделям залежить від розв’язуваних задач.

Для досліджень конвеєрів невеликої довжини успішно використовуються дискретні (з скінченним числом ступенів вільності) одномасова [76] та тримасова розрахункові моделі [57, 77, 78, 79], в яких маси ділянок стрічки, роликів, сили опору зведені до привідного та хвостового барабанів з моментами інерції  $I_1$  та  $I_2$  (рис. 1.9).

Ротор двигуна з моментом інерції  $I_{пр}$  зв’язаний пружним елементом з жорсткістю  $c_\phi$  з привідним барабаном. Рухомі маси з’єднані між собою в’язко-пружним елементом Фойгта з статичним модулем пружності стрічки  $E$  та коефіцієнтом демпфування  $\mu$ .

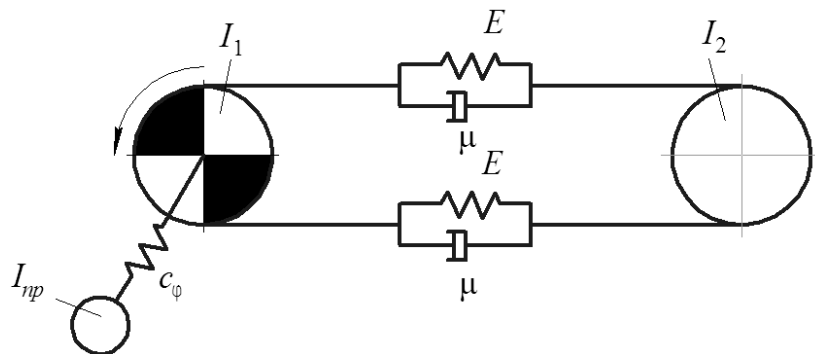


Рисунок 1.9 – Тримасова розрахункова модель конвеєра

Суттєвою перевагою дискретних розрахункових моделей є те, що їх рух описується звичайними диференціальними рівняннями, математична теорія яких у достатній мірі розроблена.

Спроба створити узагальнену математичну модель стрічкового конвеєра, за допомогою якої, на думку автора [80], можна виконувати інженерний аналіз як статичної, так і динамічної завантаженості конвеєра на різних режимах роботи, сприяла розробці моделі, що наведена на рис. 1.10 (привідного і хвостового) барабанів, та фіктивних розміщених на межах  $n$  ділянок стрічки, що зв’язані між собою невагомою ланкою. Натяжні барабани мають додатковий поступальний рух, фіктивні рухаються без ковзання відносно стрічки, а привідні у визна-

чених умовах ковзають відносно стрічки. Всі барабани розташовані в середині чи зовні контуру стрічки. Ділянка стрічки представлена моделлю Фойгта.

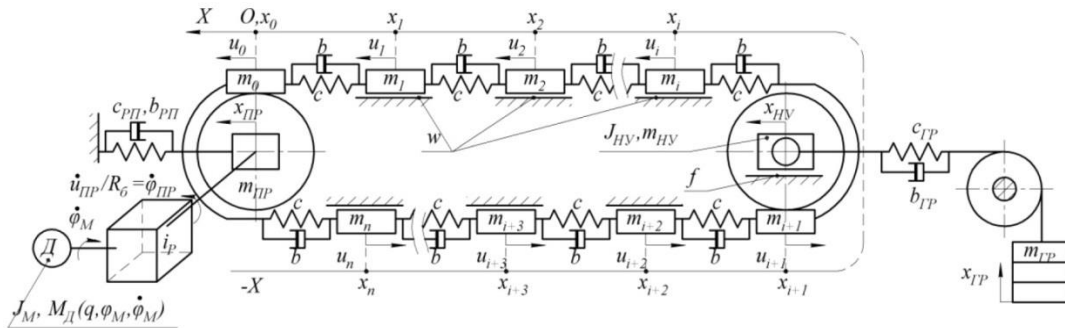


Рисунок 1.10 – Багатомасова модель конвеєра

В цій моделі використано велику кількість дискретних мас, зв'язаних в'язко-пружними елементами, за наявності нелінійних ефектів, зумовлених дією сил сухого тертя, проковзуванням стрічки. А. Н. Подійомщиков пропонує модель конвеєра, що представлена ланцюговою системою (рис. 1.11), яка складається з реальних (приводного і хвостового) барабанів, та фіктивних розміщених на межах  $n$  ділянок стрічки, що зв'язані між собою невагомою ланкою.

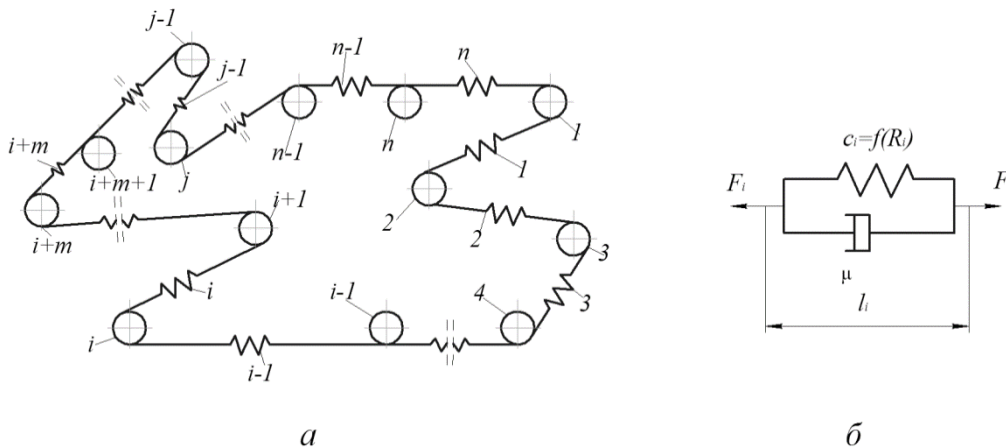


Рисунок 1.11 – Ланцюгова розрахункова модель конвеєра (а) та модель стрічки (б)

Залежно від підходу щодо оцінки швидкості поширення хвилі вантажною і порожньою вітками конвеєра, в дослідженнях використовуються стрижневі моделі стрічок, бо вважається, що в період пуску її реологічні властивості можна представити моделлю Гука з динаміч-

ним модулем пружності [81, 82, 83]. На рис. 1.12а наведено модель конвеєра з вантажним натяжним пристроєм [84], в якій привід представлений зосередженою масою  $m_{пр}$ , а вантажна та порожня вітки конвеєра двома суміщеними стрижнями з довжинами  $l$  та погонними масами  $q_1, q_2$ , погонною щільністю вантажу  $\rho_1$  та  $\rho_2$ , з швидкістю поширення пружних хвиль  $c_1, c_2$ , відповідно.

На відміну від наведеної, в розрахунковій моделі (див. рис. 1.12б) вантажна і порожня вітки представлені стрижнем постійного перерізу довжиною  $2l$ . При цьому дослідники [61, 85] вважають, що швидкість поширення пружної хвилі обома вітками приблизно рівна, тому що вплив маси вантажу на швидкість поширення пружної хвилі деформації вантажною віткою компенсується провисанням стрічки між опорами на порожнинній вітці. У розрахунках використовуються еквівалентні значення погонної маси  $q_e$ , погонної щільності  $\rho_e$  та швидкості поширення пружної хвилі  $c_e$ .

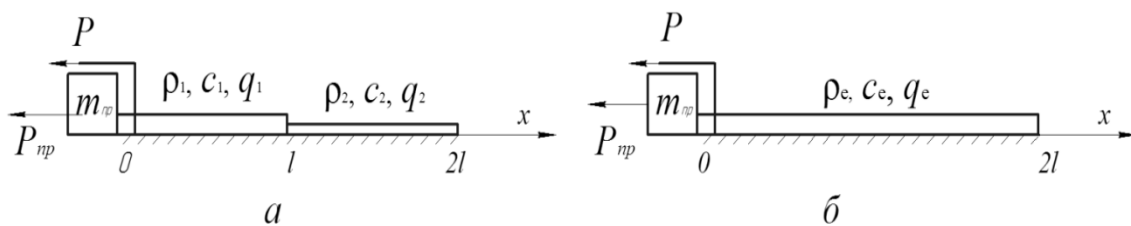


Рисунок 1.12 – Стрижнева модель конвеєра

Для досліджень нестационарних режимів роботи І. В. Запенін [6] запропонував використати дискретно-континуальну модель (з нескінченним числом ступенів вільності) стрічкового конвеєра (рис. 1.13), в якій стрічка моделюється як пружна ланка з розподіленими зведеними параметрами з щільністю тягового органа у вантажній  $q_1$  та порожнинній  $q_2$  вітках конвеєра. Вважаючи трансмісійні вали абсолютно жорсткими, привід характеризується зведеною до привідного барабана масою  $m_{пр}$ , на яку діє зведене зовнішнє зусилля. Абсолютно податливий натяжний пристрій жорсткий (див. рис. 1.13а) чи вантажний (див. рис. 1.13б) представлений у вигляді невагомого барабана, що переміщується під дією постійного зовнішнього зусилля. Модуль пружності стрічки нелінійно залежить від її натягу.

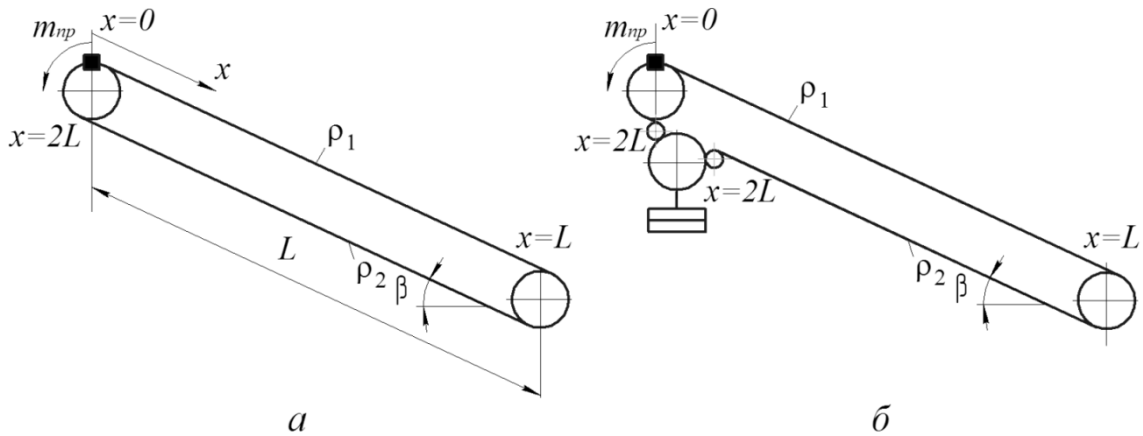


Рисунок 1.13 – Дискретно-континуальна модель конвеєра

Для дослідження пуско-гальмівних режимів стрічкового конвеєра з вантажним натяжним пристроєм [86] розроблено його модель, показану на рис. 1.14.

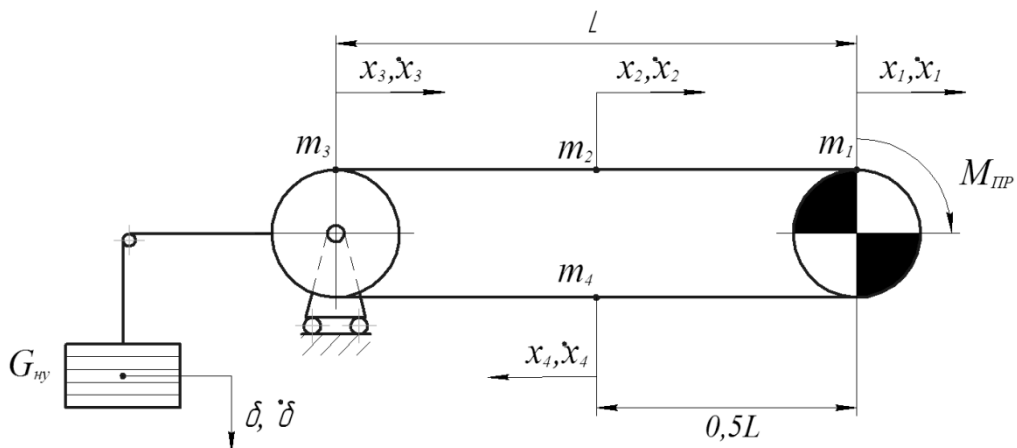


Рисунок 1.14 – Розрахункова схема конвеєра з натяжним пристроєм в хвостовій частині

В ній стрічка та маса обертальних частин роликкоопор рівномірно розподілена вздовж контуру і представлена чотирма зосередженими масами  $m_1, m_2, m_3, m_4$ . В масі  $m_1$  врахована маса привода. Стрічка представлена в'язко-пружним стрижнем. Маси хвостового і відхиляючого барабанів є значно меншими в порівнянні з розподіленою масою стрічки та вантажу, тому вважаються невагомими. Масою  $G_{ny}$  представлено натяжний пристрій, що розташований у хвостовій частині конвеєра. Узагальненими змінними прийняті переміщення  $x_1, x_2, x_3, x_4$  зазначених мас, їх швидкості  $\dot{x}_1, \dot{x}_2, \dot{x}_3, \dot{x}_4$ , а також хід та швидкість переміщення натяжного вантажу  $\delta, \dot{\delta}$ , відповідно.

Важливою особливістю аналізу перехідних процесів у машинних агрегатах є необхідність урахування взаємодії механічних систем з привідними двигунами. Ця проблема безпосередньо пов'язана з теорією коливних систем, що перебувають під дією джерела енергії обмеженої потужності, узагальнений виклад якої міститься в роботі [87]. Тому в низці робіт [88, 89], дослідження перехідних процесів в стрічкових конвеєрах виконуються за допомогою дискретно-континуальної моделі, в якій рухомі маси привідної системи, привідного та хвостового барабанів представлені у вигляді трьох дискретних ланок з моментом інерції  $I_{пр}$ ,  $I_1$ ,  $I_2$ , відповідно (рис. 1.15). Транспортувальну ланку розглядають як пружний стрижень з розподіленими параметрами [1, 6, 59, 88, 90] у вантажній  $\rho_1$ ,  $q_1$  та порожній  $\rho_2$ ,  $q_2$  вітках. Крім того, тут враховується в'язко-пружний зв'язок ( $\nu$ ,  $c_\varphi$ ) між ротором двигуна з моментом інерції  $I_{пр}$  та привідним барабаном –  $I_1$ , що викликаний наявним зв'язком двигуна і привідного барабана пружної муфти, трансмісійних валів і передавального механізму.

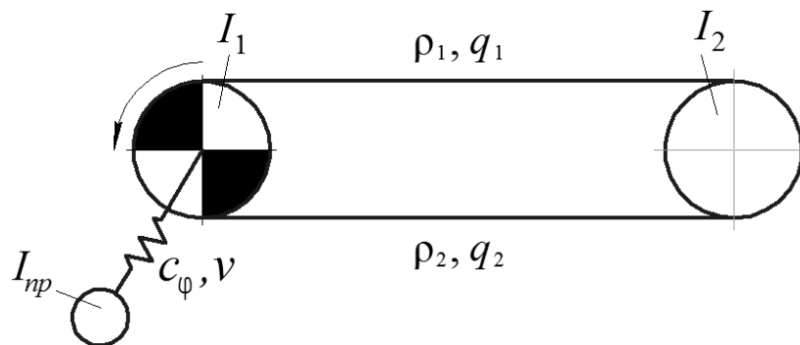


Рисунок 1.15 – Дискретно-континуальна модель конвеєра з пружним зв'язком двигуна та привідного барабана

Для механізмів і машин, що мають ланки з явно вираженими розподіленими параметрами, зокрема довгі вітки конвеєрів, доцільно застосовувати континуально-дискретні розрахункові моделі, оскільки хвильові явища в ланках великих розмірів суттєво впливають на динаміку механічних систем. Через те, що рух таких розрахункових моделей описується сукупністю звичайних диференціальних рівнянь і рівнянь з частинними похідними, це значно ускладнює дослідження, особливо, за наявності нелінійних факторів. Проте зазначений підхід сприяє суттєвому підвищенню точності динамічних розрахунків конвеєрів.

Дослідження нестационарних режимів в конвеєрах проводиться з використанням різних методів розв'язання рівнянь руху стрічки. В роботі [8] виконано аналіз трьох методів, що використовуються в динамічних розрахунках: метод характеристик, метод розкладання за власними формами (метод Фур'є) та метод поширювальних хвиль. Але використання їх обмежується ускладненнями, що виникають під час розв'язання задач, зокрема, про поздовжні коливання стрічки. А для деяких конвеєрів це важко розв'язати. Наприклад, метод поширювальних хвиль і метод характеристик можна використати лише для дуже довгомірних конвеєрів з постійними за довжиною конвеєра характеристиками жорсткості та маси, що дуже рідко трапляється під час їх експлуатації. Значні ускладнення виникають при використанні класичного методу Фур'є навіть для простих схем конвеєрів, бо необхідно розв'язувати трансцендентні характеристичні рівняння. Ці методи дають можливість детально вивчати властивості нескладних коливних систем, однак вони мало придатні для побудови узагальнених алгоритмів комп'ютерного розрахунку і не забезпечують високої ефективності аналізу систем зі значним числом ступенів вільності.

Конвеєрна стрічка у сукупності з рухомими частинами конвеєра є складною коливальною системою з розподіленими параметрами, що ускладнює розв'язання задач під час досліджень перехідних процесів.

Розвиток чисельних методів розширив можливості розв'язання складних прикладних задач. Ефективність їх використання доведена багатьма дослідженнями [86, 91, 92, 93, 94, 95]. Використання методів скінченних елементів та скінченних різниць дозволяє розробити універсальні алгоритми розрахунку стрічкових конвеєрів. Необмежені можливості вдосконалення апроксимації невідомих функцій, зручність у врахуванні багатьох видів крайових умов, можливість використання в одному блоці елементів різноманітних типів роблять пріоритетним використання методу скінченних елементів.

Але при їх використанні іноді трапляються складнощі для реалізації класичних методів Бубнова–Гальоркіна і Гальоркіна–Петрова, які обумовлені вибором координатних функцій, що задовольняють спеціальні граничні умови.

Необхідно зазначити, що вибір системи координат відіграє важливу роль під час складання рівнянь руху механічної системи конвеєра. Зокрема, переміщення ділянок віток стрічки може бути описано як в



нерухомій (ейлеровій), так і в рухомій (лагранжевій) системах координат, якими успішно користуються в механіці суцільних середовищ [96]. Особливістю рухомої системи координат є жорсткий зв'язок її з точками середовища, яка деформується разом з ним. Вона ще отримала назву супутньої.

Зважаючи на те, що в стрічкових конвеєрах межі ділянок переміщуються, то хвильове рівняння, яке описує поздовжні коливання стрічки в супутній системі координат, необхідно розв'язувати за рухомих крайових умов. Зазвичай, під час виконання динамічних розрахунків рухомістю меж нехтують, виходячи з того, що перехідні процеси є не тривалими [6]. Для досліджень динамічних режимів роботи швидкохідних довгомірних конвеєрів такі припущення можуть призвести до значних похибок розрахунку. Це зумовлює необхідність розв'язування задачі з урахуванням строгої відповідності рівнянь в частинних похідних, що описують рух віток конвеєра, крайовим умовам, які повинні задовольняти інтеграли рівнянь руху. Такої відповідності можна досягти перетворенням рівнянь руху шляхом заміни супутніх координат на нерухомі і подальшому розв'язанні нелінійних рівнянь в частинних похідних за фіксованих крайових умов. В існуючих роботах з динаміки конвеєрів це питання висвітлено недостатньо.

Під час розв'язання низки задач динаміки машинних агрегатів для опису роботи приводу використано лінійні диференціальні рівняння, які достатньо точно відображають реальну залежність обертового моменту тільки в обмеженому діапазоні робочих швидкостей [13, 97, 98, 99, 100], який відповідає лінійній частині механічної характеристики двигуна.

Для підвищення точності динамічних розрахунків перехідні процеси в механічних системах конвеєрів досліджуються за сумісного розгляду рівнянь руху вихідної ланки і нелінійних рівнянь динамічного стану приводу. Такий підхід використано в роботах [34, 45, 77, 78, 101, 102, 103, 104], в яких побудовані математичні моделі строго враховують коливальні явища в приводі і дозволяють всебічно вивчити нестационарні процеси в механічних системах.

Дослідження динамічних процесів у привідних системах конвеєрів направлені на пошук способів забезпечення їх стійкої роботи [105], підвищення терміну служби стрічки [106], рівномірності розподілу навантаження між барабанами багатопривідних конвеєрів [11]. Ви-

вченням впливу нерівномірності завантаження стрічкових конвеєрів на навантаження привідних двигунів у двобарабанному приводі [107] встановлено, що через нерівномірність вантажопотоків потужності на кожному з них змінюються до 2,6 разів, а коефіцієнт співвідношення потужності привідних двигунів, що характеризує динамічність навантаження і визначає ресурс його елементів, змінюється в межах від 0,69 до 1,21. Порівняльний аналіз розподілу тягового зусилля між двома приводами, під час їх сумісної роботи із застосуванням електродвигунів, а також електродвигунів з гідромурфтами та гідромоторами, який виконаний в роботі [108], показав, що найбільш рівномірний розподіл тягового зусилля мають приводи з використанням гідромоторів чи електродвигунів з фазним ротором та безступінчастим регулюванням ланцюга ротора.

Коефіцієнт використання конвеєрів на гірничих підприємствах складає в середньому 50...70 % за потужністю і 60...70 % за тривалістю роботи. Таке неефективне використання конвеєрів пов'язане з нерівномірністю вантажопотоків за амплітудою навантаження й перервами в надходженні вантажу тощо.

Наприклад, транспортні вантажопотоки, які формуються у забоях шахт, також відрізняються суттєвою нерівномірністю як за інтенсивністю, так і періодом завантаження. Здебільшого ці зміни носять випадковий характер [6]. Нерівномірність є результатом сукупного впливу на процеси видобутку корисних копалин, навантаження і транспортування вугілля чи гірничої маси з великим числом природних, гірничотехнічних та інших чинників, що знаходяться в складному взаємозв'язку і можуть змінюватися в широких межах. За таких умов коефіцієнт нерівномірності вантажопотоків може коливатися в межах  $K_n = 1,97...2,02$  [1]. Транспортери сільськогосподарських мобільних машин сприймають навантаження, інтенсивність яких також суттєво відрізняється у різних фазах технологічного циклу. Так, вивантажувальний і поперечний транспортери коренезбиральної машини РКМ-6 під час зміни автотранспорту, що працює з комбайном, зупиняються і в бункері накопичується буряк. Під час подальшого пуску приводу транспортерів технологічне навантаження на них зростає в 2,5...3 рази у порівнянні з номінальним. Аналогічні режими роботи властиві й для приймального конвеєра буртоукладача К-65М2Б3-К під час розвантаження коренеплодів в бункерний пристрій з автотранспорту. В такому

випадку, в електромеханічному приводі транспортерів можливим є вихід з ладу елементів привода, а в гідрофікованому [109] – аварійне відмикання через спрацьовування запобіжного клапана і зупинка гідромотора. Для подальшого відновлення роботи конвеєра вручну зменшують навантаження на його робочому органі, після чого здійснюють повторний пуск привода.

Такі режими роботи конвеєра спричинюють невикористані затрати електроенергії, зношування стрічки, роликкоопор, збільшення холостого вибігу стрічки, простою обладнання. Тому значна кількість досліджень [86, 110–119] спрямована на забезпечення узгодження режимів роботи приводів стрічкових конвеєрів з параметрами вантажопотоків шляхом керування швидкості руху стрічки. Проте, технічна реалізація такого способу регулювання вантажопотоків ускладнена через відсутність ефективних, недорогих, вибухозахищених перетворювальних пристроїв, здатних забезпечити регулювання частоти обертання відповідного асинхронного двигуна в широкому діапазоні [120].

Окрім регулювання швидкості руху стрічки в певних режимах роботи конвеєрів в умовах змінних навантажень, коли максимальне перевищення над номінальним може бути значним, виникає потреба в регулюванні крутного моменту на привідному барабані. Під час роботи таких конвеєрів для уникнення поломок приводу, через значне збільшення навантаження, необхідна його термінова зупинка, що суттєво знижує продуктивність. З метою забезпечення безупинної роботи приводу конвеєра, що піддається короткочасним або тривалим перевантаженням, та підвищення за рахунок цього продуктивності машини неперервного транспорту доцільно оснащувати привід додатковим двигуном, встановленим паралельно до основного, що дозволить застосувати активне резервування крутного моменту на привідному барабані. При цьому необхідно застосувати пристрої чи систему керування, чутливі до зміни навантаження на робочому органі. Розв'язання таких задач розглядається в роботах [78, 103, 121, 122, 123]. Проте запропоновані способи та пристрої керування потребують як технічного удосконалення, так і теоретичного обґрунтування їх параметрів, які забезпечать ефективне функціонування приводу в нестационарних режимах роботи. Це питання вимагає більш детального опрацювання й ґрунтовного аналізу динамічних процесів приводів конвеєрів з пристроями чи системами керування.

Як зазначалося вище, пуск конвеєра супроводжується дією значних динамічних зусиль на елементи механічної системи.

Під час вибору способу пуску конвеєра необхідно враховувати особливості перебігу динамічних процесів в тяговому органі стрічкового конвеєра, які обумовлені фізичною картиною розповсюдження пружних хвиль з урахуванням їх заломлення і відбиття на роlikоопорах [1, 6].

Пуск конвеєра з постійним моментом привідного двигуна чи з постійним прискоренням [79] забезпечується миттєвим прикладанням максимально допустимого тягового зусилля, а постійне прискорення – зміною природної характеристики приводу шляхом збільшення його тягового зусилля в початковій фазі пуску від деякої певної величини до максимальної в кінці фази зрушення.

Для цих режимів пуску характерні відносно великі зусилля, які прикладені до стрічки, у порівнянні із зовнішнім навантаженням. На початку фази зрушення виникає зниження колового зусилля на привідному барабані, яке пов'язане з хвильовими процесами в стрічці, котра контактує з роlikоопорами, що спричиняє інтенсивні коливання тягового органа і елементів приводу, а також до збільшення тривалості пуску.

В електричних приводах конвеєрів застосовують різні способи пуску: пуск прямою подачею напруги, пуск перемиканням зірка-трикутник, плавний пуск двигуна тощо. Для перших двох способів пуску різною мірою характерними є великі пускові струми (в 6–7, а інколи в 9–10 разів вищі номінального) та моменти зрушення (в 4–5 разів вищі номінального), що викликає термічні перевантаження обмотки двигуна. Наслідком цього є прискорене старіння ізоляції та її ушкодження, а також великі діючі зусилля в стрічці у порівнянні з зовнішнім навантаженням, що спричинює часткове чи повне пробуксовування барабана і навіть обрив стрічки [79, 124]. Для третього способу пуску характерним є поступове збільшення напруги за допомогою тиристорних пристроїв в основному контурі, а також процесорів, що дозволяє поступово збільшити обертовий момент на привідному барабані та зусилля в стрічці [125, 126, 127, 128, 129, 130]. Проте, за такого способу пуску суттєво збільшується тривалість пускового періоду  $t_{п.}$

Проблема пошуку способу регулювання параметрів пуску асинхронного електродвигуна гірничої машини розглядається в праці [131],

в якій запропоновано квазічастотне управління цим двигуном для підвищення ефективності функції «Kick-start», що досягається перевищенням пускового моменту критичного значення при стійкій роботі за зменшеної кутової швидкості.

Ефективність послідовного вмикання привідних барабанів під час пуску довгомірних конвеєрів доведена дослідженнями математичної моделі стрічкового конвеєра з використанням методу скінченних елементів [92]. Розроблено програмне забезпечення керування таким приводом, яке успішно застосовано в новозбудованому конвеєрі довжиною 7,6 км в м. Цзіньчен, (провінція Шаньсі, КНР).

Проте, зменшити динамічні зусилля в механічній системі стрічкового конвеєра під час пуску та його тривалість можна за допомогою способу, розробленого в [132], графік якого зображено на рис. 1.16.

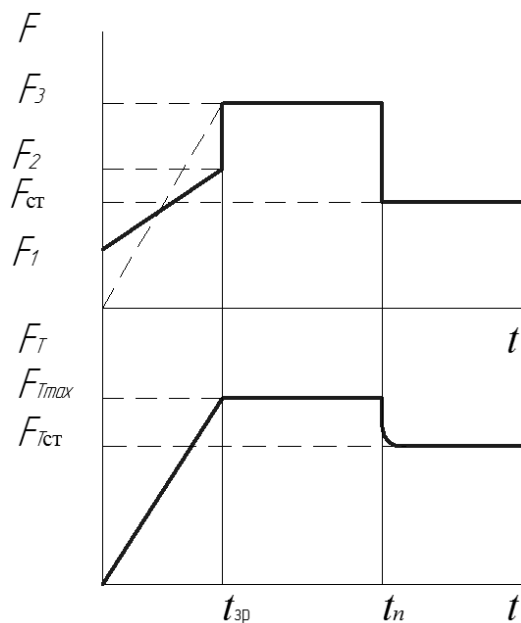


Рисунок 1.16 – Графік зміни тягової  $F$  та колдової  $F_t$  сил за раціональним способом пуску стрічкового конвеєра

На графіку виділено три проміжки часу, які характерні для таких фаз пуску: зрушення (від 0 до  $t_{зр}$ ), яка визначається часом залучення в рух всієї стрічки; формування статичного зусилля на привідному барабані конвеєра ( від  $t_{зр}$  до  $t_n$ ), яке визначається часом повернення відбитої хвилі від останньої роликпопори; розгону конвеєра до номінальної швидкості (від  $t_n$  до  $t$ ) . За цим способом пуску в момент прибуття пружної хвилі до привідного барабана тягове зусилля приводу збіль-

шують до величини  $F_3$  для того, щоб компенсувати зменшення колової сили, викликане пружними деформаціями.

До моменту повернення відбитої хвилі від останньої роликкоопори до привідного барабана сила  $F_3$  залишається незмінною, після чого її зменшують до величини статичного зусилля  $F_{ст}$ , що відповідає коловій силі  $F_{ст}$ , за якої встановлюється номінальний режим транспортування.

Такий спосіб пуску конвеєра можна ефективно реалізувати за допомогою гідравлічного приводу з пристроєм регулювання зміни обертового моменту на привідному барабані, що зменшить динамічні зусилля в його механічній системі та тривалість пускового періоду.

Таким чином, вивчення динамічних процесів у привідних системах конвеєрів спрямовано на розв'язок двох основних задач. Першою з них є пошук раціональних величин попереднього натягу стрічки під час пуску та гальмування за рахунок визначення результуючих натягів тягового органу на привідному барабані та у поперечних перерізах вздовж поставу конвеєра за сумісної дії динамічних та статичних навантажень. Другою – визначення способів зниження динамічних навантажень в механічній системі конвеєра, що дозволяє зменшити коефіцієнт запасу міцності в стрічці та, разом з цим, геометричні параметри барабанів і роликів. Це знизить металомісткість і збільшить довговічність та економічність стрічкового конвеєра.

Лише на основі врахування взаємного впливу коливальних явищ у машинних агрегатах і несівних конструкціях можна здійснити ґрунтовні дослідження перехідних та стаціонарних режимів механічних систем мобільних підйимально-транспортних машин. Необхідно враховувати місце улаштування та динамічні властивості двигунів приводів стрічкових конвеєрів, принцип дії та параметри пристроїв керування, пружно-дисипативні та інерційні властивості деформівних та рухомих елементів, закономірності зміни технологічних навантажень. Також важливо брати до уваги особливості конструкцій стріл, які впливають на вибір розрахункових моделей, і тривалість їх експлуатації, яка змінює механічні характеристики матеріалу, в результаті чого змінюються показники надійності та залишкового ресурсу машини. Необхідно здійснювати комплексний аналіз функціонування привідних систем, транспортувальних органів, несівних конструкцій як єдиної динамічної системи.

Однак, теорія динамічного розрахунку привідних систем конвеєрів мобільних машин розроблена недостатньо і не задовольняє практичні вимоги, пов'язані з необхідністю удосконалення приводів конвеєрів з системами керування їх параметрів та забезпечення їх безперервної експлуатації. Не розроблено достатньо ефективних методів аналізу нестационарних режимів машинних агрегатів з урахуванням взаємовпливу коливальних явищ у механічних системах та динамічних властивостей адаптивного гідроприводу, а також електромагнітних процесів у електричних машинах. У зазначеній постановці не проводилося математичне моделювання динамічних процесів у привідній системі та транспортувальному органі стрічкового конвеєра. Крім того, потребує удосконалення математична модель перехідних процесів з урахуванням рухомості меж довгомірних пружних ланок машин неперервного транспорту та розробка ефективного алгоритму розв'язання цієї задачі.

## 2 ОБГРУНТУВАННЯ НАПРЯМУ ДОСЛІДЖЕННЯ ТА МЕТОДІВ РОЗВ'ЯЗАННЯ ЗАДАЧ ДИНАМІКИ ПРИВІДНИХ СИСТЕМ

### 2.1 Обґрунтування схеми і типу приводу конвеєра

Аналіз схем стрічкових конвеєрів, що влаштовані на стрілових конструкціях підйимально-транспортних машин, показав, що в них застосовуються одно-, дво-, трибарабанні, інколи багатобарабанні приводи. Місце їх встановлення щодо траси конвеєра визначається умовами експлуатації, продуктивністю, технологічною характеристикою, конструкцією приводу тощо.

В більшості конструкцій конвеєрів гірничодобувних та сільськогосподарських комплексів привід відвальної частини транспортера двобарабанний і розміщений в нижній частині траси конвеєра. Типову схему конвеєра відвалоутворювача наведено на рис. 2.1.

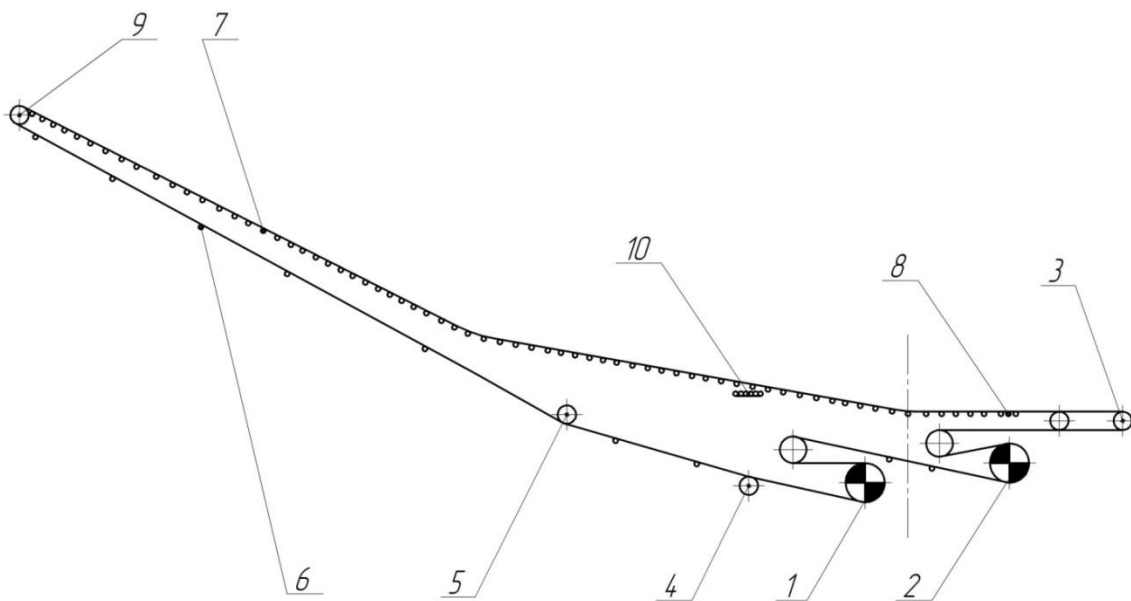


Рисунок 2.1 – Схема конвеєра відвальної консолі: 1, 2 – привідні барабани; 3 – натяжний барабан; 4, 5 – барабани відхилення стрічки; 6 – роликоопори порожнинної вітки; 7 – роликоопори навантаженої вітки; 8 – роликоопори зони навантаження; 9 – кінцевий барабан; 10 – роликовий стіл

Сили, що діють у вітці конвеєра на привідному барабані (рис. 2.2), співвідносяться між собою за формулою Ейлера [133]:



$$\frac{F_1}{F_2} = e^{f\alpha} = q, \quad (2.1)$$

де  $F_1, F_2$  – сили у набігаючій та збігаючій вітках стрічкового конвеєра, відповідно;  $f$  – коефіцієнт тертя між контактуючими поверхнями стрічки та привідного барабана;  $\alpha$  – кут обхвату стрічкою привідного барабана;  $q$  – тяговий фактор.

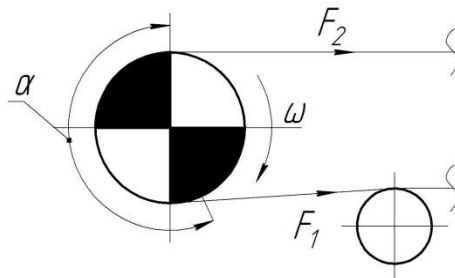


Рисунок 2.2 – Сили у вітках конвеєра на привідному барабані

Тобто, за схемою, що наведена на рис. 2.1, сила  $F_2$ , яка створена для забезпечення тягового зусилля у вантажонесівній вітці, буде меншою у  $q$  разів за силу  $F_1$  у порожній гілці конвеєра. За таких умов виникає необхідність використання стрічки конвеєра із завищеною міцністю, що призводить до збільшення встановленої потужності приводу, геометричних параметрів барабанів та роликкоопор і підвищення металоємності конструкції стріли.

Розглянемо розподіл тягового зусилля по стрічці конвеєра, враховуючи місце улаштування та кількість приводів (рис. 2.3) [134].

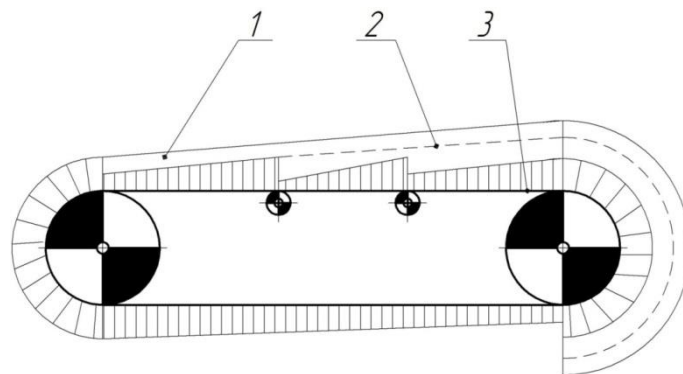


Рисунок 2.3 – Діаграма розподілу тягового зусилля в стрічці:  
1 – з однобарабанним приводом; 2 – з двобарабанним приводом;  
3 – з багатобарабанним приводом

Аналіз діаграми розподілу тягового зусилля показує, що зменшення сил натягу стрічки залежить як від місця розташування, так і від кількості приводів. За умови використання однобарабанного приводу

його слід улаштувати в місці розвантаження транспортованого вантажу. Використання двох приводів на кінцях траси конвеєра або кількох приводів, розміщених вздовж неї, дозволяє суттєво зменшити натяг стрічки, встановлену потужність приводу і збільшити довговічність конвеєра.

В стрічкових конвеєрах використовуються різні типи приводів (рис. 2.4), які поділяються на роздільні (рис. 2.4а, б, в, г), комплектні (рис. 2.4е, ж) та вмонтовані (рис. 2.4з).

Окремо слід виділити конвеєри з електричним лінійним асинхронним двигуном (рис. 2.4д).

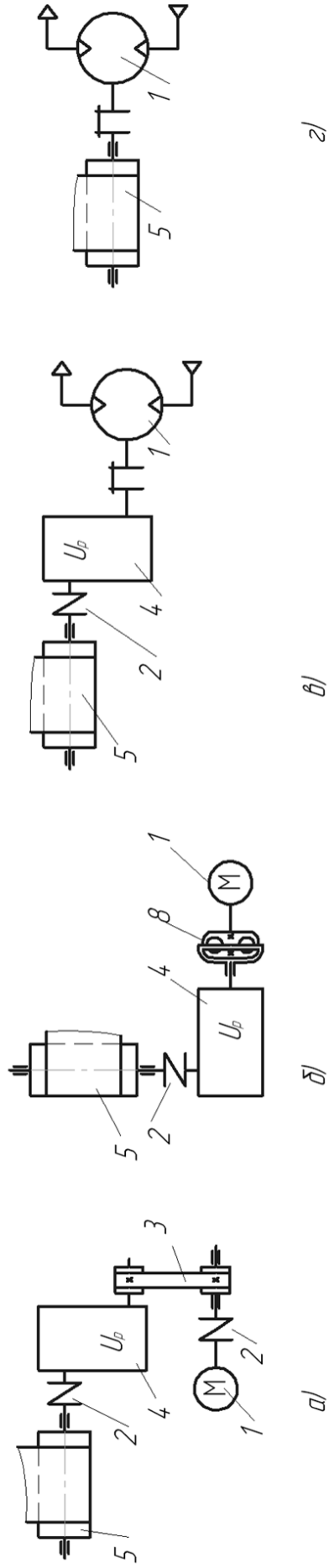
Серед зазначених типів приводів найбільш компактними є комплектні та вмонтовані приводи. Зокрема, завдяки використанню комплектних приводів (мотор-редукторів), які розташовані по обидва боки привідного барабана конвеєра технологічної лінії подрібнення щебеню (див. рис. 1.5в), вдалося розмістити привід в кінці стріли відвалюювача в зоні розвантаження, завдяки чому досягнуто зменшення габаритів приводу, сили натягу стрічки і його потужності.

Вмонтовані приводи, які відрізняються найменшими габаритами, можуть ефективно вирішити проблему застосування раціональних схем розміщення приводів в конвеєрах, які влаштовані на стрілових конструкціях мобільних машин.

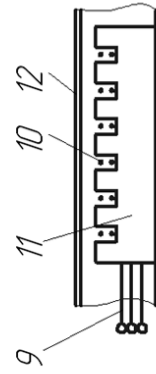
Відзначено, що серед вмонтованих приводів конвеєрів, які ще мають назву мотор-барабани (МБ), найбільше поширення отримали електричні та гідравлічні приводи [103, 135, 136]. На рис. 2.5а наведено конструктивну схему електричного вмонтованого приводу [137], розробленого в НДГРІ, Кривий Ріг.

Експлуатація мотор-барабанів в залізорудних шахтах вимагає встановлення електродвигуна в герметичному закритому корпусі, який запобігає потраплянню вологи та пилу. Тому в них значно погіршені природні умови охолодження електродвигуна. В електричних мотор-барабанах для охолодження застосовують масло і повітря, які нагнітаються вентилятором. Перенесення тепла маслом в навколишнє середовище невелике, його питома теплопровідність  $c = 0,107$  ккал/год·м<sup>2</sup>·град. Крім того, тепловіддачу ускладнює транспортувальна стрічка, яка закриває частину корпусу барабана.

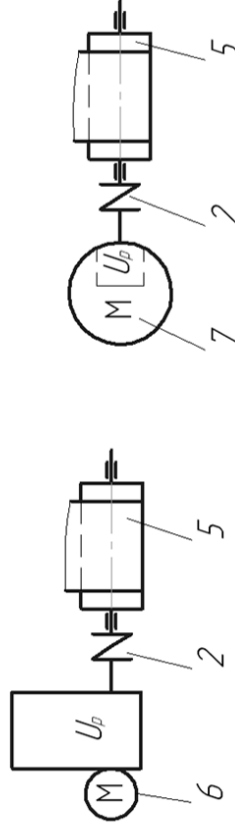
### Роздільний привід



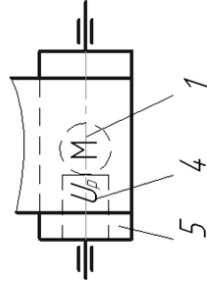
### 3 лінійним електродвигуном



### Комплектний привід



### Вмонтований привід



- 1 – мотор ; 2 – некерована пружна муфта; 3 – пасова передача; 4 – редуктор; 5 – барабан; 6 – мотор-редуктор;  
 7 – редукторний електродвигун; 8 – гідро муфта; 9 – струмо провід; 10 – обмотка; 11 – видозмінений плоский статор;  
 12 – видозмінений плоский ротор.

Рисунок 2.4 – Кінематичні схеми основних типів приводів стрічкових конвеєрі

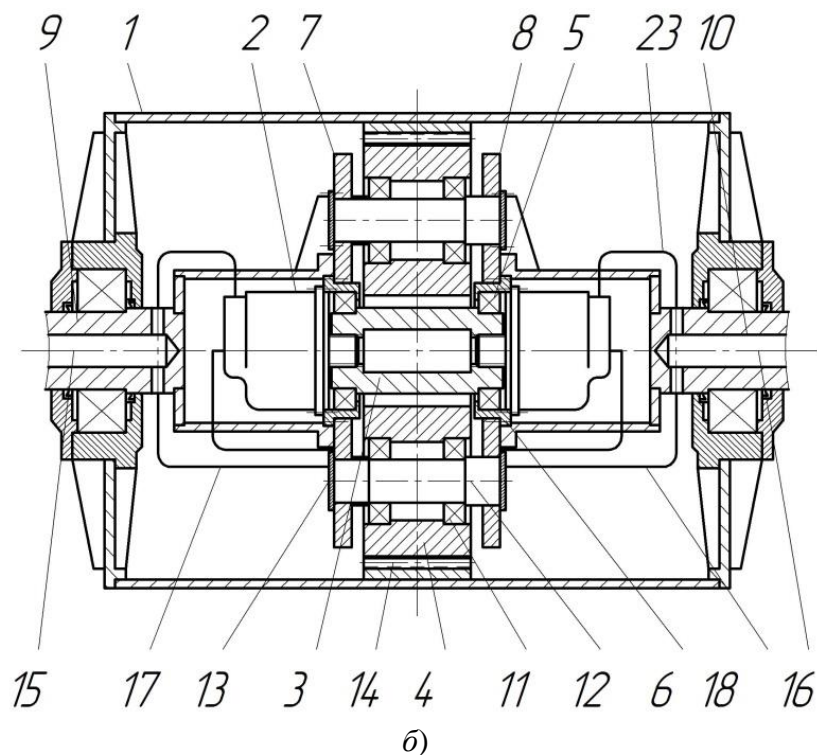
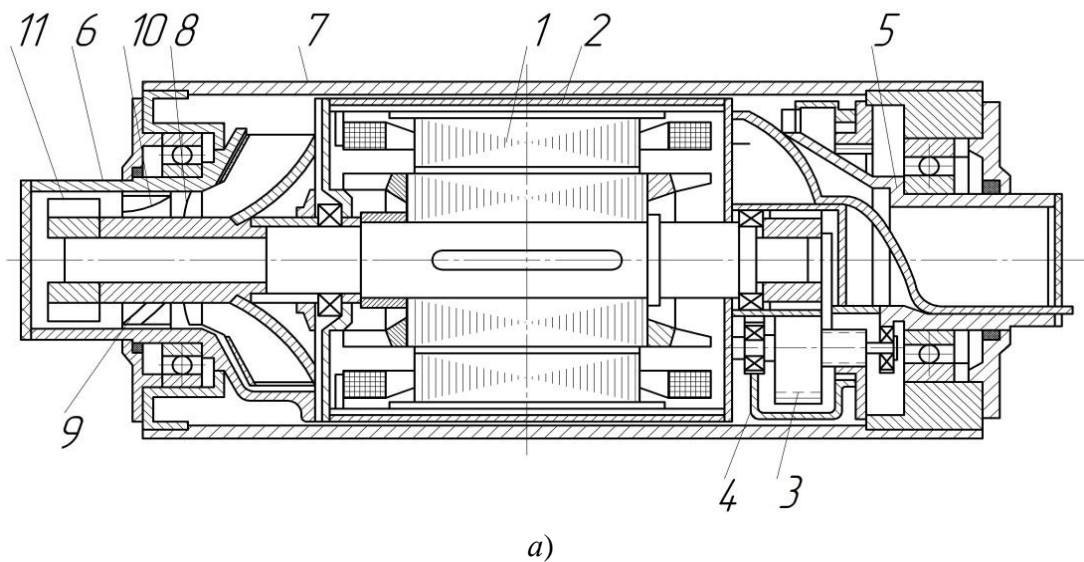


Рисунок 2.5 – Вмонтовані приводи стрічкових конвеєрів:  
*а* – електричний, *б* – гідравлічний

Ефективна охолоджувальна дія повітря можлива при мінімальних обертах вентилятора  $n = 800 \text{ хв}^{-1}$  [138]. З цього випливає, що вентилятор повинен бути розташований на валу електродвигуна так, як це виконано на наведеній конструкції. Електродвигун 1 встановлено в алюмінієвому корпусі 2, а редуктор 3 із рядовою двоступінчастою співвісною передачею, корпусом 4 прикріплений до корпусу 2. Порож-

нинні цапфи 5 і 6 утворюють разом із корпусами 2 і 4 нерухому конструкцію. В порожнинній цапфі встановлено вентилятор 8, перед яким закріплені гвинтоподібні напрямні 9 із лопатками 11.

При очевидній ефективності установка вентилятора із напрямними ускладнює конструкцію і понижує ККД.

Незважаючи на широку різноманітність конструктивного виконання електричних мотор-барabanів, їх використання як приводу обмежується недостатньо високими питомою потужністю та ККД, складністю здійснення плавного регулювання числа обертів і крутного моменту, реалізацією заданого закону керування, вимогами установки охолоджуючих і вибухобезпечних пристроїв всередині корпусу барабана.

Усунути або значною мірою зменшити вказані недоліки можна за рахунок використання в мотор-барabanі гідравлічного двигуна [109, 139, 140, 141].

Головним фактором, що обумовлює переваги гідрооб'ємних приводів обертальної дії у порівнянні з електроприводом, є фізичний принцип дії. Так, гідродвигун працює з питомим силовим напруженням (тиском) 6,3...25 МПа і вище, а в магнітному зазорі електродвигуна питоме силове напруження становить 0,7 МПа. Іншими факторами, які визначають переваги гідродвигуна, є [142]:

- простота передачі сил і крутних моментів при малих габаритних розмірах (об'єм гідродвигун становить 12–13% об'єму електродвигуна, а його маса в 5–10 разів менша від маси електродвигуна такої ж потужності) у поєднанні з можливістю плавного регулювання крутного моменту і частоти обертання в широкому діапазоні;

- можливість частих і швидких змін напрямку обертання, при малих силах і моментах інерції гідродвигуна (за однакової потужності механічна постійна часу електродвигуна в 10–100 разів менше ніж у гідродвигуна);

- простота і надійність захисту від перевантажень за допомогою запобіжних клапанів;

- простота регулювання і налаштування деяких інших параметрів на необхідні значення, особливо швидкості, потужності, крутного моменту;

– загальний ККД гідро приводу майже на всьому діапазоні регулювання значно вищий ККД електроприводу з реостатним регулюванням;

– простота способу увімкнення і вимкнення при автоматичних циклах роботи виконавчих механізмів;

– невелике зношування основних робочих вузлів і, як наслідок, велика довговічність та відносно невисокі експлуатаційні витрати.

Ці обставини відкривають широкі можливості застосування гідроприводу у вмонтованих приводах.

На рис. 2.5б наведено конструктивну схему гідравлічного вмонтованого приводу, розробленого на кафедрі галузевого машинобудування ВНТУ [143].

Конструкція містить корпус барабана 1, в який вмонтовано привод, що складається із гідромоторів 2 лівого і правого обертання та передавального механізму, виконаного із ведучої шестірні 3 і проміжних зубчастих коліс 4. Ведуча шестірня 3 розташована співвісно осі барабана та її опорні цапфи встановлено на підшипниках 5, які вмонтовані в стакани 6, що закріплені на жорстко скріплених між собою плитах 7 і 8, утворюючи опорний елемент. До них прикріплено півосі 9 і 10, всередині яких встановлено гідромотори 2. Ведуча шестірня 3 посаджена на вихідні вали гідромоторів 2, які закріплені на плитах 7 і 8 опорного елемента. В проміжні зубчасті колеса 4, які знаходяться в зчепленні з ведучою шестірнею 3, впресовані підшипники 11. Вони встановлені на осі 12, котрі закріплені на плитах 7 і 8 за допомогою фіксуючих планок 13, розміщених в прорізах, що виконані на торцевих поверхнях осі 12. Проміжні зубчасті колеса 4, виступаючи за межі опорного елемента, входять в зчеплення з коронним зубчастим колесом 14, яке жорстко закріплене на внутрішній поверхні корпусу барабана 1. Півосі 9 і 10 разом з опорним елементом утворюють з'єднану вісь мотор-барабана. Для підведення і відведення робочої рідини до гідромоторів 2 всередині півосей 9 і 10 виконано осьові канали 15 і 16, які за рахунок радіальних каналів і під'єднаних до них трубопроводів 17 і 18 з'єднані з вхідними і вихідними отворами гідромоторів 2. Корпус барабана 1 встановлено на підшипниках, які закриті кришками з ущільнювальними елементами.

Мотор-барабан працює таким чином.

При подачі робочої рідини через осьовий канал 15, трубопроводи 17, в робочі камери гідромоторів 2 відбувається обертання їх вихідних валів, які через ведучу шестірню 3 і проміжні зубчасті колеса 4 приводять в рух коронне зубчасте колесо 14. Останнє, через жорстке кріплення на внутрішній поверхні корпусу барабана 1, передає крутний момент відносно зіставної осі. Робоча рідина, що втратила енергію, через вихідні отвори гідродвигунів 2, трубопроводи 18 і осьовий канал 16 надходить на злив.

Регулюючи витрати і тиск робочої рідини, можна керувати числом обертів корпусу барабана 1 (а значить і швидкістю транспортування) і крутним моментом, відповідно. За допомогою гідророзподільника можна виконувати реверс напрямку обертання корпусу барабана 1. Конструкція мотор-барабана за необхідності дозволяє використовувати один гідромотор.

Під час вибору типу приводу з різними джерелами енергії необхідно керуватися не лише питомими показниками енерговитрат, металоемності, габаритними розмірами, але і показниками динамічних характеристик цих приводів, оскільки під час перехідних процесів робочі ланки конвеєра сприймають найбільші пікові навантаження, а в механічній системі можуть виникати тривалі коливальні процеси, які можуть бути причиною появи небажаних резонансних явищ в системі. Тому необхідно провести порівняння динамічних явищ в електромеханічному і гідравлічному приводах.

## **2.2 Методи і задачі дослідження динаміки приводних систем і тягових органів конвеєрів**

Як було зазначено в розділі 1, однією з важливих задач дослідження динамічних процесів конвеєрів є визначення способів зниження динамічних навантажень в стрічці. Складність розв'язку цієї задачі, в першу чергу, пов'язана з її неоднозначністю. Зменшення одного параметра, наприклад, прискорення, дозволяє зменшити динамічні навантаження в стрічці під час пуску, але збільшує тривалість пуску. Для багатоконвеєрних ліній це не тільки викликає збільшення сумарного пуску, але й призводить до збільшення непродуктивних холостих рухів і додаткових витрат електроенергії [56].

Під час вивчення динамічних процесів дослідникам доводиться стикатися з різного роду складнощами, через які в теорію динамічних розрахунків конвеєрів введено низку припущень та спрощень. Тому в наукових працях розв'язуються задачі динаміки конвеєрів різного рівня складності. Ці роботи значно розширили розуміння фізичної суті нестационарних процесів в стрічкових конвеєрах, проте деякі проблеми є ще не вирішеними.

Дослідження динамічних процесів механічної системи стрічкового конвеєра виконують за допомогою побудови розрахункових моделей, ступінь еквівалентності яких реальній фізичній моделі залежить від поставлених задач. При побудові такої розрахункової моделі враховується тип привідного двигуна, його кінематичний зв'язок з передавальним механізмом (з муфтою чи без неї), конструкційні особливості транспортувальної ланки, динамічні властивості стрічки, тип натяжного пристрою, пружно-інерційні характеристики елементів та вузлів системи тощо.

Під час розв'язання задач динаміки конвеєра, що пов'язані з розглядом деформації стрічки, необхідно враховувати її динамічні властивості. Для опису аналітичних залежностей між напруженням та деформацією в стрічці використовуються моделі, які з певною точністю відображають суть її роботи при дії динамічних навантажень. Найбільш поширеними в дослідженнях динамічних процесів є три такі прості моделі [144].

Найбільш простою є модель Фойгта (або Кельвіна-Фойгта) (рис. 2.6а), в якій пружний елемент (тіло Гука) і в'язкий елемент (в'язке тіло Ньютона) з'єднані паралельно.

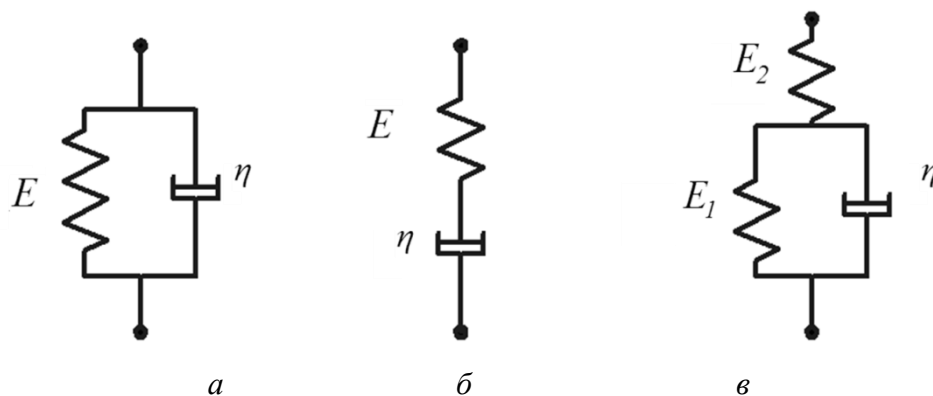


Рисунок 2.6 – Реологічні моделі стрічкового конвеєра:  
 а – модель Фойгта; б – модель Максвелла; в – модель Кельвіна



При такому з'єднанні деформація елементів буде однаковою, а напруження визначатиметься сумою напружень в пружному і в'язкому елементах. Тому напруження та деформація у випадку простого одновісного розтягування зв'язані між собою співвідношенням

$$\sigma(t) = E\varepsilon + \eta\dot{\varepsilon}, \quad (2.2)$$

де  $E$  – статичний модуль пружності;  $\varepsilon$  – відносна деформація;  $\eta$  – постійна в'язкості. Тут  $\dot{\varepsilon} = d\varepsilon/dt$ .

Ця модель описує явище повзучості, за якого після раптового розвантаження деформація зменшується не миттєво, а впродовж певного часу. Під час прикладання миттєвого навантаження в моделі початкова деформація рівна нулю  $\varepsilon(0) = 0$ . За таких умов

$$\varepsilon(t) = \frac{\sigma_0}{E}(1 - e^{-\lambda t}), \quad (2.3)$$

де  $\lambda = E/\eta$  – інтенсивність релаксації.

Іншою простою реологічною моделлю є елемент Максвела (рис. 2.6б), в якому послідовно з'єднано пружний і в'язкий елементи. Після швидкого навантаження в'язкий елемент не переміщується, а деформується пружний. Модель поводить себе як пружне тіло. Під час повільного зростання навантаження до деякої постійної деформації пружного тіла буде додаватися майже необмежена зростаюча деформація в'язкого елемента і модель буде вести себе як пружна рідина. Якщо деформацію пружного елемента позначити через  $\varepsilon_1$ , а деформацію в'язкого – через  $\varepsilon_2$ , то загальна деформація визначиться як

$$\varepsilon = \varepsilon_1 + \varepsilon_2, \quad (2.4)$$

а залежність між напруженням і деформацією –

$$\dot{\varepsilon} = \dot{\sigma} / E + \sigma / \eta. \quad (2.5)$$

З виразу (2.5) отримуємо рівняння Максвела

$$\frac{d\sigma}{dt} = \frac{d\varepsilon}{dt} E - \left( \frac{\sigma}{\eta} \right) E, \quad (2.6)$$

з якого, для випадку релаксації напруження ( $\varepsilon = const$ ), отримуємо співвідношення

$$\sigma = \sigma_0 e^{\left(\frac{t}{\tau}\right)}, \quad (2.7)$$

де  $\tau = \varepsilon/E$  – час релаксації.

Модель Томсона–Пойтинга (або модель Кельвіна) отримано введенням додаткової жорсткості  $E_2$  в елемент Фойгта (рис. 2.6в). Для цієї моделі реологічні співвідношення мають вигляд:

$$\varepsilon = \varepsilon_1 + \varepsilon_2; \quad \sigma = E_2 \varepsilon_2; \quad \sigma = E_1 \varepsilon_1 + \eta \dot{\varepsilon}_1, \quad (2.8)$$

де  $\varepsilon_1$  – деформація елемента Фойгта;  $\varepsilon_2$  – деформація додаткового пружного елемента.

Тоді рівняння, що описує поведінку моделі, матиме вигляд:

$$\dot{\sigma} + \frac{E_1 + E_2}{\eta} \sigma = E \dot{\varepsilon} + \frac{E_1 + E_2}{\eta} \varepsilon. \quad (2.9)$$

Ці моделі дозволяють отримати деяку кінцеву деформацію за миттєвого і нескінченно тривалого прикладеного навантаження, що частково відповідає реальним деформаціям стрічки під час роботи конвеєра. Реологічні константи для стрічки визначаються за допомогою експериментальних залежностей для відносної деформації її зразка або з дослідів на вільні коливання.

Бажання дослідників отримати більш достовірні значення навантажень, що розтягують тяговий елемент під час пуску, привели до ускладнення розглянутої моделі. Наприклад, за результатами експериментальних досліджень, виконаних в МДГУ, для деяких режимів навантаження запропоновано більш складну модель стрічки, що містить декілька елементів Фойгта (рис. 2.7), константи яких визначалися для найбільш характерних режимів навантаження конвеєрної стрічки.

Однак, вибір моделі для виконання динамічних розрахунків залежить від багатьох чинників і обґрунтовується дослідниками відповідно до конкретно поставлених задач.

При виборі моделі стрічки у вигляді пружного стрижня важливим є вибір швидкості поширення пружної хвилі. Необхідно зазначити, що швидкість поширення пружної хвилі є однією з найважливіших характеристик динамічного процесу і від точності її визначення суттєво залежить точність виконання динамічного розрахунку[56].

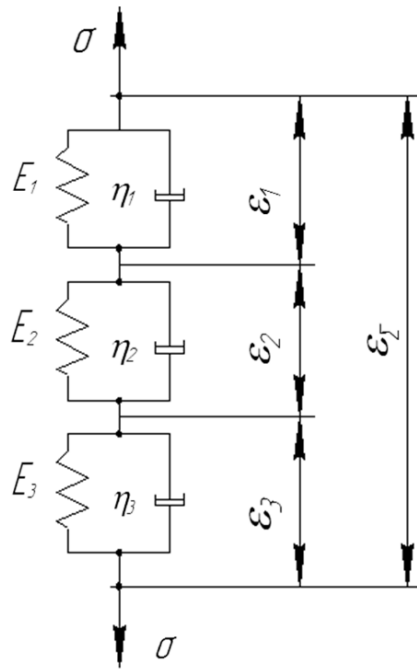


Рисунок 2.7 – Еквівалентна модель стрічки конвеєра

Якщо не враховувати прогини в стрічці і сили сухого тертя у підшипниках роликів, то швидкість поширення пружної хвилі визначатиметься виразом

$$c = \sqrt{E / \rho}, \quad (2.10)$$

де  $E$  – модуль пружності стрічки;  $\rho$  – сумарна щільність відповідної вітки стрічки.

З врахуванням розтягу стрічки і вважаючи, що вона набуває форми параболи, її зведений модуль пружності, знаходять за виразом [145]

$$E_{зв} = \frac{12F^3}{q_0^2 (l'_p)^2 + \frac{12F^3}{E_0}}, \quad (2.11)$$

де  $F$  – сила натягу в стрічці;  $q_0 = q_v + q_c$  – погонне навантаження; тут  $q_v$ ,  $q_c$  – погонне навантаження від вантажу та стрічки, відповідно;  $l'_p$  – відстань між ролюпоорами;  $E_0$  – поздовжня динамічна жорсткість стрічки.

З врахуванням (2.11) швидкість поширення пружної хвилі визначається як

$$C_1 = \sqrt{\frac{E_{зв}}{\rho}} = \sqrt{\frac{12F^3 g}{[q_0^2 (l'_p)^2 + \frac{12F^3}{E_0}] q_b}}. \quad (2.12)$$

Існує також вираз для визначення швидкості прямої хвилі [9]

$$C_1 = \frac{C_0}{\sqrt{1 + \frac{(q_e + q_c)(l'_p)^2 E}{12F^3}}}, \quad (2.13)$$

де  $C_0 = \sqrt{E_d / q_e}$ ;  $E_d$  – динамічний модуль пружності.

За наявності сил сухого тертя швидкість поширення пружної хвилі визначається за виразом:

$$C_2 = \frac{C_1}{\sqrt{1 + \frac{g \omega^1 (\xi - \xi_0)}{\partial^2 u / \partial t^2}}}, \quad (2.14)$$

де  $C_1$  – швидкість, що визначається за формулою (2.12);  $u$  – деформація стрічки;  $\omega^1$  – загальний коефіцієнт опору рухові стрічки.

Розглянувши механізм поширення пружних деформацій під час пуску конвеєра, в праці [1] зроблено висновок, що існують три вирази для визначення поширення пружної хвилі: швидкість, що визначається за формулою (2.12), яка характеризується поширенням хвилі в стрічці, опертій з провисанням на роликоопорах, за умови, коли сили опору зорієнтовані в сторону, протилежну рухові; швидкість  $C_2$ , що визначена за формулою (2.14) і характеризує поширення хвиль деформації з випадку не повної орієнтації сил опору.

При розробці розрахункової схеми механічної системи стрічкового конвеєра велику увагу необхідно приділити моделюванню привідної системи, яке значною мірою визначається типом приводу.

Під час вибору фізичної моделі реального приводу необхідно обґрунтовувати вибір числа дискретних мас. Численні експериментальні

дослідження свідчать, що машини, які відзначаються складністю конструкцій з великою кількістю рухомих мас, можна успішно зводити до тримасових фізичних моделей і точність виконаних розрахунків буде знаходитися в допустимих межах [146]. За нескладних кінематичних схем механізмів і машин їх можна зводити до більш простих – двомасових моделей.

Під час складання фізичної моделі приводу необхідно вважати деталі, діаметр яких в два і більше разів більший діаметра вала, дискретними масами. Пружними ланками будуть вали, з'єднувальні муфти, зубчасті колеса, пасові, ланцюгові передачі тощо.

Зведення моментів інерції ланок механізмів виконують за допомогою рівняння, що зв'язує кінетичні енергії цих ланок і ланки зведення. Для механізму, ланки якого здійснюють обертальний рух, таке рівняння має вигляд

$$\sum_{i=1}^n \frac{J_i \omega_i^2}{2} = \frac{J_{зв} \omega_{зв}^2}{2}, \quad (2.15)$$

де  $i = 1, 2, 3, \dots, n$  – число ланок зведення;  $J$  – момент інерції;  $\omega$  – кутова швидкість.

Зведена крутильна жорсткість пружних ланок такого механізму, визначиться з умови рівності потенціальної енергії системи

$$\sum_{i=1}^n \frac{c_i \varphi_i^2}{2} = \frac{c_{зв} \varphi_{зв}^2}{2}, \quad (2.16)$$

де  $i = 1, 2, 3, \dots, n$  – число ланок зведення;  $c$  – крутильна жорсткість;  $\varphi$  – кутова координата.

Використовуючи наведені співвідношення, електромеханічний та гідравлічний приводи стрічкового конвеєра з передавальним механізмом і одним двигуном зведено до двомасової фізичної моделі (рис. 2.8).

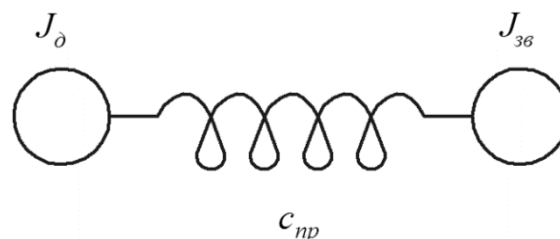


Рисунок 2.8 – Розрахункова схема механічної частини приводу

Зазначені принципи моделювання фізичних моделей використано при побудові простих розрахункових моделей електромеханічного та гідравлічного приводів [147] конвеєрів для порівняння їх динамічних властивостей.

На рис. 2.9 наведено розрахункову схему електромеханічного приводу конвеєра, в якій вал електродвигуна 1 з моментом інерції ротора  $I_r$  через пружну муфту, яка зображена пружиною із зведеною крутильною жорсткістю  $c$  та в'язкістю  $\nu$ , редуктор з передатним числом  $u$ , з'єднано з привідним барабаном 2, що має момент інерції  $I_2$ . До хвостового барабана з моментом інерції  $I_3$  зведено момент опору  $M_0$  корисних сил. Кути повороту вала двигуна, привідного та хвостового барабанів позначено через  $\varphi_1$ ,  $\varphi_2$ ,  $\varphi_3$ , відповідно.

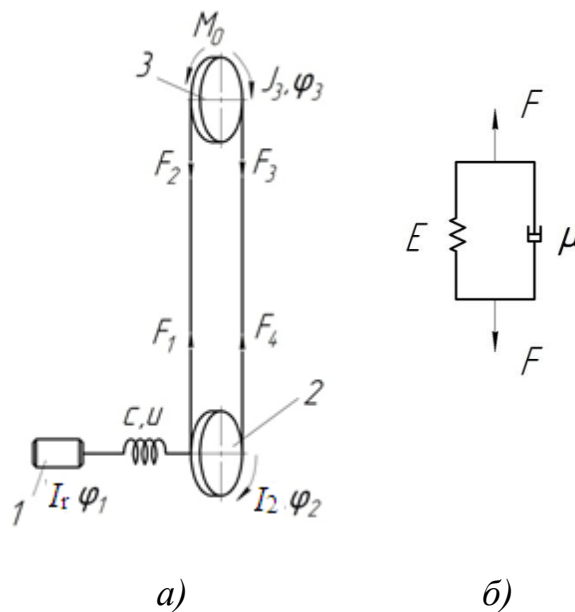


Рисунок 2.9 – Розрахункова схема електромеханічного приводу конвеєра (а) та розрахункова схема стрічки (б)

До барабанів прикладено сили натягу стрічки  $F_1, F_2, F_3, F_4$ . Стрічка конвеєра представлена в'язко-пружною моделлю Фойгта [6], згідно з якою

$$F = A(E\varepsilon + \mu\dot{\varepsilon}), \quad (2.17)$$

де  $A$  – площа поперечного перерізу стрічки;  $E$  – статичний модуль пружності стрічки;  $\varepsilon$  – відносне видовження стрічки;  $\mu$  – в'язкість стрічки.

Абсолютне видовження стрічки  $\Delta l$  через кути повороту  $\varphi_2$  і  $\varphi_3$  та радіуси привідного  $r_1$  і холостого  $r_2$  барабанів, відповідно, визначається за виразом:

$$\Delta l = \varphi_2 r_2 - \varphi_3 r_3. \quad (2.18)$$

За законом Гука для деформації розтягу

$$\Delta l = \frac{F \cdot l}{EA}, \quad (2.19)$$

де  $l$  – довжина стрічки конвеєра.

Відносне видовження визначається як

$$\varepsilon = \frac{\Delta l}{l} = \frac{\varphi_2 r_2 - \varphi_3 r_3}{l}, \quad (2.20)$$

а його похідна

$$\dot{\varepsilon} = \frac{\dot{\varphi}_2 r_2 - \dot{\varphi}_3 r_3}{l} = \frac{\omega_2 r_2 - \omega_3 r_3}{l}, \quad (2.21)$$

де  $\omega_2, \omega_3$  – кутові швидкості привідного та хвостового барабанів.

Враховуючи отримані співвідношення (2.18), (2.19), (2.20) і (2.21), вираз (2.17) набуде вигляду

$$\begin{aligned} F &= \frac{AE}{l} (\varphi_2 r_2 - \varphi_3 r_3) + \frac{A \cdot \mu}{l} (\omega_2 r_2 - \omega_3 r_3) = \\ &= c_s (\varphi_2 r_2 - \varphi_3 r_3) + v_s (\omega_2 r_2 - \omega_3 r_3), \end{aligned} \quad (2.22)$$

в якому

$$c_s = \frac{AE}{l}, \quad (2.23)$$

є жорсткістю стрічки, а

$$v_s = \frac{A\mu}{l}, \quad (2.24)$$

є її динамічною в'язкістю.

З використанням співвідношень (2.22), (2.23) та (2.24) рівняння руху тримасової системи має вигляд

$$\begin{aligned}
 I_r \frac{d\omega_1}{dt} + c(\varphi_1 - u\varphi_2) + v(\omega_1 - u\omega_2) &= M_e; \\
 I_2 \frac{d\omega_2}{dt} + uc(\varphi_2 - u\varphi_1) + uv(\omega_2 - u\omega_1) + \\
 + 2c_s(\varphi_2 r_2 - \varphi_3 r_3) r_2 + 2v_s(\omega_2 r_2 - \omega_3 r_3) &= 0; \\
 I_3 \frac{d\omega_3}{dt} + 2c_s(\varphi_3 r_3 - \varphi_2 r_2) r_3 + 2v_s(\omega_3 r_3 - \omega_2 r_2) r_3 &= -M_0, \quad (2.25)
 \end{aligned}$$

де

$$\dot{\varphi}_1 = \omega_1, \quad \dot{\varphi}_2 = \omega_2, \quad \dot{\varphi}_3 = \omega_3, \quad (2.26)$$

причому  $M_e$  – момент на валу електродвигуна.

Для коректного визначення електромагнітного моменту  $M_e$  необхідно врахувати співвідношення, що описують електромагнітний стан двигуна [148].

Електромагнітні явища в асинхронному двигуні з урахуванням насичення магнітопроводу описуються рівняннями

$$\begin{aligned}
 \frac{di_s}{dt} &= A_s(u + \Omega_s \Psi_s - R_s i_s) + B_s(\Omega_r \Psi_r - R_r i_r); \\
 \frac{di_r}{dt} &= A_r(\Omega_r \Psi_r - R_r i_r) + B_r(u + \Omega_s \Psi_s - R_s i_s), \quad (2.27)
 \end{aligned}$$

де  $i_s, i_r, u_s$  – матриці-колонки струмів і напруг;  $A_r, B_r, A_s, B_s$  – матриці зв'язків;  $\Omega_s, \Omega_r$  – матриці частот обертання;  $\Psi_s, \Psi_r$  – матриці-колонки потокозчеплень;  $R_s, R_r$  – активні опори. Індекс  $s$  вказує на приналежність величини до обмотки статора,  $r$  – ротора.

Матриці-колонки  $i_s, i_r, u_s$  визначаються рівностями

$$\begin{aligned}
 i_j (j = s, r) &= \text{col}(i_{jx}, i_{jy}); \\
 U_s &= \text{col}(U_m, 0), \quad (2.28)
 \end{aligned}$$

де  $i_{jx}, i_{jy}$  – проекції струмів на координатні осі  $x, y$ ;  $U_m$  – амплітуда напруги мережі живлення.

Квадратні матриці  $A_r, B_r, A_s, B_s$  визначаються залежностями



$$\begin{aligned} A_s &= a_s(1 - a_s G); B_s = -a_s a_r G; \\ A_r &= a_r(1 - a_r G); B_r = B_s, \end{aligned} \quad (2.29)$$

де

$$G = \frac{1}{i_m^2} \begin{bmatrix} Ri + Ti(R - T)i_x i_y \\ (R - T)i_x i_y Ri + Ti \end{bmatrix}, \quad (2.30)$$

причому

$$R = \frac{1}{\rho + \alpha_s + \alpha_r}; \quad T = \frac{1}{\tau + \alpha_s + \alpha_r}. \quad (2.31)$$

Тут  $i_m, i_x, i_y$  – струм намагнічування і його складові за осями  $x, y$ ;  $\tau, \rho$  – величини, що визначаються за кривою намагнічування, яка є функціональною залежністю робочого потокозчеплення  $\Psi_m$  від струму намагнічування;  $\alpha_s, \alpha_r$  – величини, обернені до індуктивностей розсі-яння обмоток статора і ротора.

Матриці кутових швидкостей

$$\Omega_s = \begin{pmatrix} 0 & \omega_0 \\ -\omega_0 & 0 \end{pmatrix}; \quad \Omega_r = \begin{pmatrix} 0 & \omega_0 - \omega_1 \\ \omega_1 - \omega_0 & 0 \end{pmatrix}, \quad (2.32)$$

де  $w_0, w_r$  – синхронна кутова швидкість двигуна і кутова швидкість ротора, виражені в електричних радіанах за секунду. Величини  $w_0, w_r$  мають значення

$$w_0 = 314; \quad w_r = p_0 u w_1, \quad (2.33)$$

де  $p_0$  – число пар магнітних полюсів;  $u$  – передавальне відношення приводу.

Матриці-колонки повних потокозчеплень обмоток статора і ротора мають вигляд

$$\begin{aligned} \Psi_s &= \frac{1}{a_s} i_s + \frac{1}{\tau} i; \\ \Psi_r &= \frac{1}{a_r} i_r + \frac{1}{\tau} i, \end{aligned} \quad (2.34)$$

де  $i = \cos(i_x, i_y)$ .

Величини  $i_x, i_y, i_m$  складають:

$$\begin{aligned} i_x &= i_{sx} + i_{rx}; \\ i_y &= i_{sy} + i_{ry}; \\ i_m &= \sqrt{i_x^2 + i_y^2}. \end{aligned} \quad (2.35)$$

Значення  $\tau$  і  $\rho$  визначаються виразами

$$\tau = \frac{i_m}{\Psi_m}; \quad \rho = \frac{di_m}{d\Psi_m}. \quad (2.36)$$

Електромагнітний момент знаходимо за формулою:

$$M_E = \frac{3}{2} p_0 u \frac{1}{\tau} (i_{rx} i_{sy} - i_{ry} i_{sx}). \quad (2.37)$$

Криву намагнічування подаємо у вигляді

$$\begin{aligned} \Psi_m &= a_1 i_m + a_2 i_m^3 + a_3 i_m^5, \rightarrow \text{якщо } i_m > i_{mk}; \\ \Psi_m &= a_1 i_m, \rightarrow \text{якщо } i_m \leq i_{mk}, \end{aligned} \quad (2.38)$$

де  $i_{mk}$  – критичне значення струму намагнічування, за межею якого залежність  $\Psi_m(i_m)$  є нелінійною. Тоді  $\tau$  і  $\rho$ , згідно з виразами (2.37), визначаються залежностями

$$\begin{aligned} \tau &= (a_1 + a_2 i_m^2 + a_3 i_m^4)^{-1}, & \text{якщо } i_m > i_{mk}; \\ \tau &= a_m, & \text{якщо } i_m \leq i_{mk}; \\ \rho &= (a_1 i_m + 3a_2 i_m^2 + 5a_3 i_m^4)^{-1}, & \text{якщо } i_m > i_{mk}; \\ \rho &= a_m, & \text{якщо } i_m \leq i_{mk}. \end{aligned} \quad (2.39)$$

Для обчислення електромагнітного моменту двигуна  $M_e$  на кожному кроці числового інтегрування диференціальних рівнянь (2.35) і (2.36) одночасно з розв'язанням рівнянь руху проводимо числове інтегрування рівнянь електромагнітного стану двигуна. Розрахунок пере-

хідних процесів у привідній системі конвеєра зводиться до інтегрування рівнянь (2.35)–(2.37) з урахуванням залежності (2.36).

Для дослідження перехідних процесів в гідроприводі стрічкового конвеєра використовуємо розрахункову схему механічної системи конвеєра, що наведена на рис. 2.10.

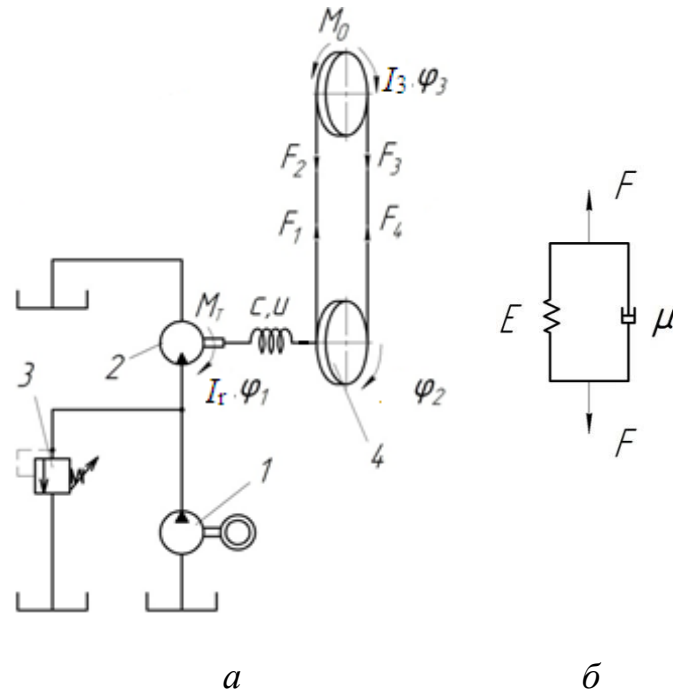


Рисунок 2.10 – Розрахункова схема гідравлічного вмонтованого приводу конвеєра (а) і модель ділянки стрічки (б)

На розрахунковій схемі гідравлічного вмонтованого приводу конвеєра гідролінія від насоса 1 (рис. 2.10а), який приводиться в дію електродвигуном, підведена до гідромотора 2, а від нього на злив. Максимальний тиск, що створюється насосом 1, визначається налагодженням запобіжного клапана 3. Передавальний механізм приводу з передатним числом  $u$  представлено пружиною з крутильною жорсткістю  $c$ . Рухомі частини конвеєра подані двома дискретними масами 4 і 5. До першої зведені маси обертових частин привідного пристрою з моментом інерції  $I_2$ , до другої – рухомі ланки транспортувальної частини конвеєра з моментом інерції  $I_3$ . До хвостового барабана зведено момент опору  $M_0$  корисних сил, що діють на конвеєр. Кути повороту вала гідромотора, дискретних мас 4 і 5 позначено через  $\varphi_1$ ,  $\varphi_2$ ,  $\varphi_3$ , відповідно. До дискретних мас 4 і 5 прикладено сили натягу стрічки  $F_1$ ,  $F_2$ ,

$F_3, F_4$ . Стрічку конвеєра подано реологічною моделлю Фойгта з пружно-дисипативними зв'язками (рис. 2.10б).

Спрощена математична модель гідравлічного приводу може бути подана у вигляді системи рівнянь, в якій враховано умову нерозривності потоку робочої рідини та рівняння руху механічної частини

$$\begin{aligned}
 & q_n n_n - \sigma p_1 - q_m n_m - k_1 V_1 (dp_1 / dt) = 0; \\
 & I_r \frac{d\omega_1}{dt} + c(\varphi_1 - u\varphi_2) + v(\omega_1 - u\omega_2) = M_e; \\
 & I_2 \frac{d\omega_2}{dt} + uc(\varphi_2 - u\varphi_1) + uv(\omega_2 - u\omega_1) + \\
 & + 2c_s(\varphi_2 r_2 - \varphi_3 r_3) r_2 + 2v_s(\omega_2 r_2 - \omega_3 r_3) = 0; \\
 & I_3 \frac{d\omega_3}{dt} + 2c_s(\varphi_3 r_3 - \varphi_2 r_2) r_3 + 2v_s(\omega_3 r_3 - \omega_2 r_2) r_3 = -M_o; \\
 & M_e = q_m p_1,
 \end{aligned} \tag{2.40}$$

де

$$\dot{\varphi}_1 = \omega_1, \quad \dot{\varphi}_2 = \omega_2, \quad \dot{\varphi}_3 = \omega_3. \tag{2.41}$$

Для порівняння показників динамічних характеристик електромеханічного (див. рис. 2.5а) і гідравлічного (див. рис. 2.5б) приводів конвеєрів виконаємо дослідження перехідних процесів під час їх пуску. Параметри досліджуваної механічної системи конвеєра з електромеханічним та гідравлічним приводом подано в табл. 2.1.

Таблиця 2.1 – Параметри стрічкового конвеєра для дослідження динамічних властивостей гідравлічного та електричного приводів

Параметр	Числове значення	Параметр	Числове значення
$E_A, \text{Н}$	$13,2 \cdot 10^6$	$p_1, \text{кг} \cdot \text{с}^2 / \text{м}$	20,21
$q_r, \text{кг} / \text{м}$	164,3	$p_2, \text{кг} \cdot \text{с}^2 / \text{м}$	2,14
$\dot{q}'_p, \text{кг} / \text{м}$	21,5	$c_1, \text{м} / \text{с}$	298,4
$q''_p, \text{кг} / \text{м}$	8,5	$c_2, \text{м} / \text{с}$	917
$q_l, \text{кг} / \text{м}$	12,4	$l_1, \text{м}$	5
$m_n, \text{кг}$	226,7	$l_2, \text{м}$	10
$m_{nn}, \text{кг}$	184,9	$l_3, \text{м}$	100
$I_{п}, \text{кг} \cdot \text{м}^2$	22,5	$l_4, \text{м}$	20
$I_{н}, \text{кг} \cdot \text{м}^2$	18,35	$l_5, \text{м}$	15
$\gamma, \text{т} / \text{м}^3$	2,5	$l_6, \text{м}$	85

Теоретичні криві будувалися для випадків перехідних процесів у механічній системі конвеєра без дії навантаження (рис. 2.11) та з навантаженням (рис. 2.12).

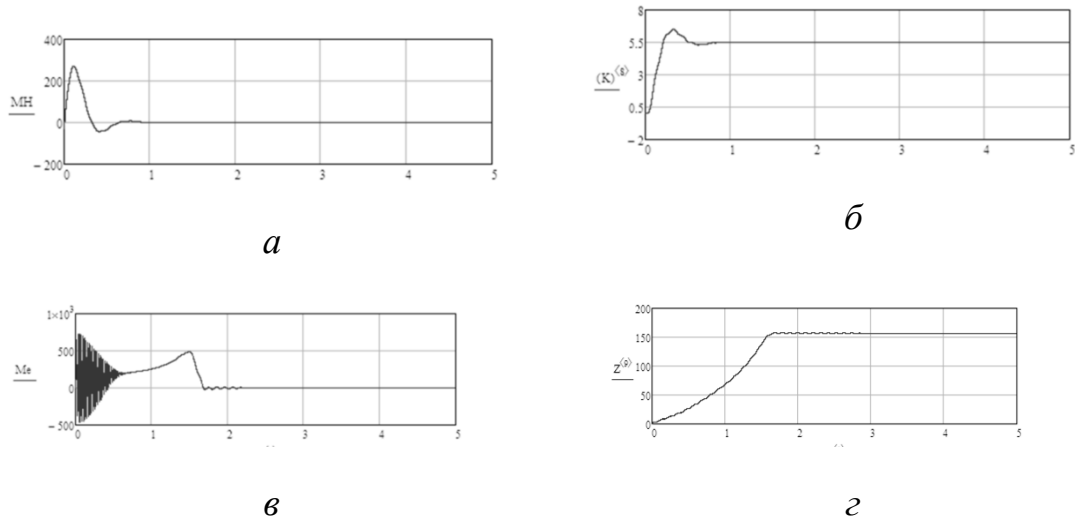


Рисунок 2.11 – Порівняльні характеристики динамічних властивостей гідравлічного (а, б) та електричного (в, г) вмонтованих приводів без навантаження

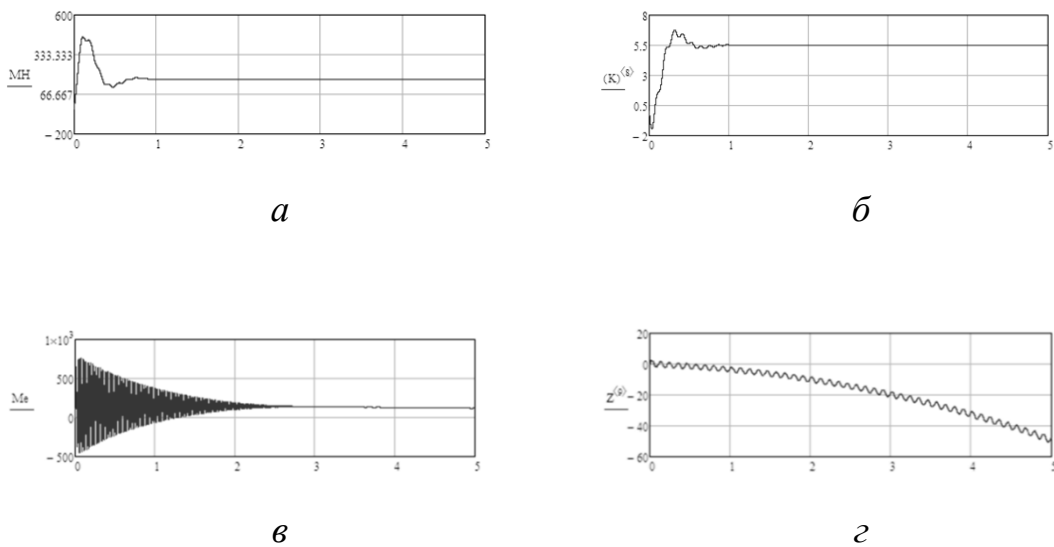


Рисунок 2.12 – Порівняльні характеристики динамічних властивостей гідравлічного (а, б) та електричного (в, г) вмонтованих приводів з навантаженням

Розрахунок виконувався за абсолютно однакових параметрів жорсткості та в'язкості привідної системи, а також однакових параметрів жорсткості, в'язкості та інерційних характеристик транспортувальної частини конвеєра.

Порівнянням перехідних процесів діючих моментів та кутової швидкості привідного барабана в гідравлічному та електричному приводі показано, що коефіцієнт динамічності для гідроприводу  $K_d = 2,8$ , а для електроприводу –  $K_d = 5$ . Тривалість перехідного процесу встановлення стабільної швидкості руху в приводі з електродвигуном в 3,5 разів перевищує цей параметр у приводі з гідродвигуном. Тобто, для зниження динамічних навантажень в механічній системі стрічкового конвеєра мобільної машини перевагу слід надати гідравлічному вмонтованому приводу, який має кращі динамічні властивості ніж електромеханічний. Тому в подальшому всі дослідження виконуються для гідравлічного вмонтованого приводу.

## **2.3 Методика проведення експериментальних досліджень гідравлічного вмонтованого приводу, чутливого до зміни навантаження**

### **2.3.1 Завдання експериментальних досліджень**

Невід’ємним етапом створення нових конструкцій вмонтованих гідравлічних приводів стрічкових конвеєрів з пристроєм керування є їх експериментальні дослідження, які дозволяють визначити робочі характеристики зазначених приводів та пристроїв керування при зміні їхніх параметрів.

Тому метою експериментальних досліджень є: визначення закономірностей впливу зміни параметрів гідросистеми стрічкового конвеєра на динаміку вмонтованого гідравлічного приводу чутливого до навантаження та пристрою керування; встановлення адекватності математичної моделі вмонтованого гідравлічного приводу реальним фізичним процесам, що відбуваються в гідромеханічній системі конвеєра; оцінювання кількісних значень похибок результатів аналітичного та експериментального досліджень.

Відповідно до поставленої мети при експериментальних дослідженнях вмонтованого гідравлічного приводу та пристрою керування необхідно розв’язати такі задачі:

1. Вивчити вплив інерційного навантаження приводу та рухомих ланок транспортувальної частини конвеєра на динаміку перехідних процесів пуску гідропривідного агрегату.

2. Визначити вплив зміни об’єму порожнин напірної гідромагістралі на характер та час перехідного процесу.

3. Вивчити вплив крутильної жорсткості транспортувального органу на динаміку перехідного процесу пуску гідроприводу.

4. Визначити величину коефіцієнта податливості гідросистеми приводу конвеєра для використання її в теоретичних дослідженнях.

5. На основі порівняльного аналізу експериментальних та теоретичних досліджень встановити можливість використання математичної моделі гідравлічного вмонтованого приводу конвеєра, чутливого до навантаження, для розрахунків.

Об'єктом досліджень прийнятий вмонтований гідравлічний привід та пристрій керування, які виготовлені на Сутиському заводі АЕА за кресленнями, розробленими у Вінницькому національному технічному університеті. Загальний вигляд вмонтованого гідравлічного приводу, його складових частин, а також загальний вигляд пристрою керування і його складові показано на рис. 2.13 та рис. 2.14, відповідно.

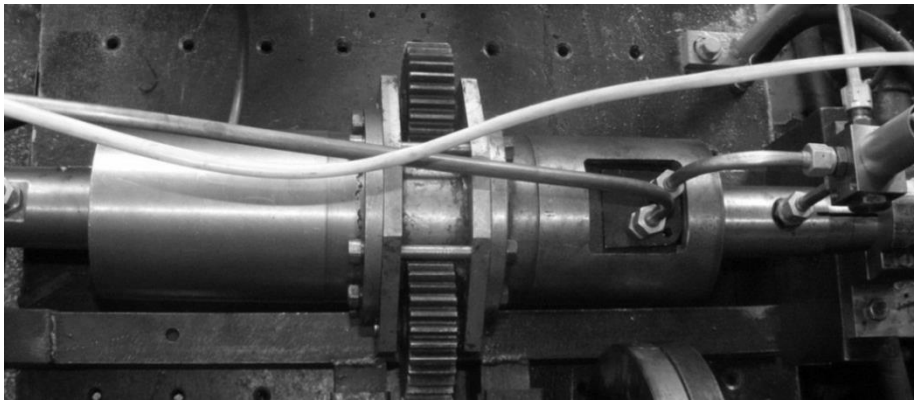
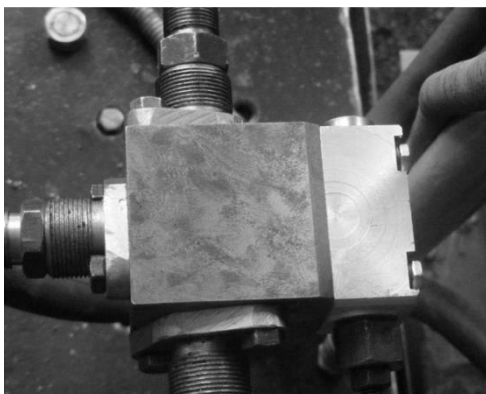
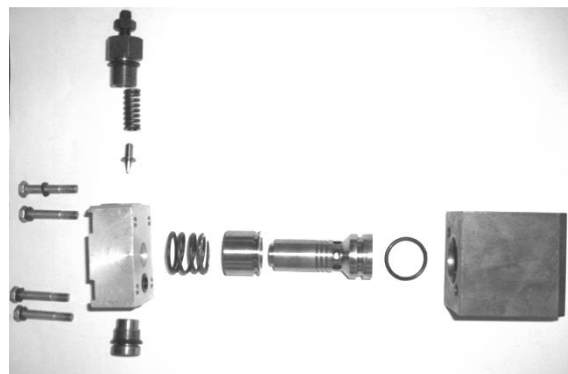


Рисунок 2.13 – Загальний вигляд привідної частини вмонтованого приводу, чутливого до навантаження



*a*



*б*

Рисунок 2.14 – Загальний вигляд (а) та складові елементи (б) пристрою керування

Технічні характеристики експериментального вмонтованого гідравлічного приводу, чутливого до навантаження:

1. Номінальний перепад тиску на гідромоторі, МПа	14;
2. Номінальні витрати, м <sup>3</sup> /с	0,5·10 <sup>-3</sup> ;
3. Номінальна потужність гідродвигуна, кВт	6;
4. Передаточне число передавального механізму	4,556;
5. Габаритні розміри:	
– довжина, м	0,61,
– діаметр, м	0,4.

Технічна характеристика пристрою керування:

1. Умовний прохід, мм	16;
2. Тиск на вході, МПа:	
– номінальний	20;
– максимальний	25;
– мінімальний	1;
3. Максимальний тиск перерегулювання, МПа	0,4;
4. Діапазон регулювання тиску, МПа	2–25;
5. Витрати робочої рідини, л/хв	
– номінальні	80;
– максимальні	100;
– мінімальні	3;
6. Внутрішня герметичність, см <sup>3</sup> /хв, не більше	300;
7. Перерегулювання за тиском при випадковому збільшенні витрат, %	4...6.

### **2.3.2 Розробка методики проведення експериментальних досліджень**

Проведення експериментальних досліджень вмонтованого гідравлічного приводу стрічкового конвеєра та пристрою керування проводилось в такій послідовності:

- підготовка стенду для проведення експериментальних досліджень;
- проведення експериментів;
- визначення необхідних залежностей;
- обробка отриманих даних та визначення їх точності;
- подання результатів експериментальних досліджень у вигляді ілюстративних матеріалів.

Для підготовки стендів до експериментальних досліджень необхідно виконати такий комплекс робіт:



1. Монтаж на станині стенду досліджуваного зразка вмонтованого гідравлічного приводу конвеєра, чутливого до навантаження, проміжного вала із встановленим на ньому зубчатим колесом та ведучим шківом, навантажувального пристрою з встановленим на валу ведучим шківом (для проведення експериментальних досліджень керованого гідравлічного приводу).

2. Приєднання порожнин об'єктів досліджень до гідроліній насосної станції.

3. Перевірка функціонування об'єктів досліджень:

– проходження робочої рідини по гідролініях, передбачених схемою;

– характеру та величини переміщення вихідних ланок;

– регулювання потоку та тиску робочої рідини.

Перевірка проводиться в два етапи: перший – на початку досліджень за мінімального тиску; другий – після перевірки герметичності за мінімального та максимального тисків.

4. Перевірку міцності, зовнішньої та внутрішньої герметичності гідросистем.

5. Монтаж датчиків тиску на досліджуваному зразку вмонтованого гідравлічного приводу конвеєра, чутливого до навантаження, датчиків на вимірювальній скобі навантажувального пристрою, а також датчика переміщення вихідної ланки:

6. Підготовка вимірювально-реєструвальної апаратури, виведення необхідних параметрів на шлейфовий осцилограф або АЦП, встановлення необхідних коефіцієнтів підсилення:

7. Налаштування вмонтованого гідравлічного приводу конвеєра, чутливого до навантаження, на різні режими та проведення пробних записів пуску з метою визначення найбільш раціональної часової розгортки осцилограм.

Вплив параметрів механічної системи на динаміку вмонтованого гідравлічного приводу конвеєра, чутливого до навантаження, визначався за допомогою зміни навантажувальних дисків різної ваги, які встановлювались на вали ведучого та веденого шківів, що імітували зміну інерційного навантаження, зміни об'єму пружинного гідравлічного акумулятора – об'єм порожнин напірної магістралі, зміни кількості елементів гнучкого зв'язку – крутильну жорсткість системи. Вплив характеру навантаження механічної системи на динаміку гідроприводу

визначався шляхом подачі підсилених керованих ступінчастих та трапецеїдальних сигналів від спеціального електричного пристрою, що подавав їх до навантажувального пристрою експериментального стенду.

Для експериментальної перевірки впливу параметрів гідросистеми з пристроєм керування параметр, що перевірявся у виконуваному експерименті, змінювався, а значення решти параметрів бралися базовими.

З метою отримання достовірних значень досліджуваних параметрів кількість необхідних вимірювань для одного і того ж режиму визначалась за формулою [149]

$$n \geq \frac{1 + p_d + 2n_0}{1 - p_d}, \quad (2.42)$$

де  $n_0$  – число вимірювань, що не враховуються;  $p_d$  – довірна ймовірність того, що похибка визначення параметра знаходиться в допустимих межах.

За рекомендацією авторів [150] для нормування квантильної оцінки результуючої та випадкової похибок вимірювальної техніки  $p_d$  вибирається в межах 0,8...0,9, тоді для  $n_0 = 0$ :

$$n \geq \frac{1 + (0,8...0,9)}{1 - (0,8...0,9)} = 9...19. \quad (2.43)$$

Таким чином, мінімальна кількість вимірювань для забезпечення достовірності результатів повинна бути не менша дев'яти. Відповідно до теореми Ляпунова випадкова похибка вимірювань повинна бути розподілена за законом, близьким до нормального. Тому, для знаходження дійсного значення вимірюваного на осцилографі параметра та його середньої квадратичної похибки використовувались формули [150]:

$$a \cong \bar{x} = \frac{1}{n} \sum_{i=1}^n x_i; \quad (2.44)$$

$$\sigma \cong \sqrt{\frac{1}{n-1} \sum_{i=1}^n (x_i - \bar{x})^2}, \quad (2.45)$$

де  $x_i$  – виміряна величина параметра;  $\bar{x}$  – середнє арифметичне значення виміряної величини.

У відповідності із структурною схемою вимірювального ланцюга (тракту) [151] давач–тензопідсилювач–осцилограф–осцилограма–тарувальний графік–параметр, результуюча повна похибка визначення величини параметрів досліджуваного об'єкта складається з систематичних та випадкових похибок цього ланцюга. Її середньоквадратичне значення можна розрахувати за відомою залежністю

$$\Delta_k = \sqrt{\Delta_d^2 + \Delta_n^2 + \Delta_o^2 + \Delta_t^2}, \quad (2.46)$$

де  $\Delta_k$  – результуюча похибка вимірювального ланцюга;  $\Delta_d$  – похибка давача;  $\Delta_n$  – сумарна похибка тензопідсилювача;  $\Delta_o$  – сумарна похибка системи осцилографа;  $\Delta_t$  – похибка вимірювання параметра за осцилограмами та тарувальним графіком.

При визначенні сумарної похибки вимірювання параметрів системи використовувались відомі рекомендації: основна похибка давача тиску складає  $\Delta_d = \pm 1,6 \%$ , похибка тензопідсилювача та осцилографа  $\Delta_n = \Delta_o = \pm 0,7 \%$  [152], похибка обробки осцилограм  $\Delta_t = \pm 5 \%$  [153]. В результаті сумарна похибка при визначенні, наприклад, тиску складає  $\pm 5,4 \%$ . Отже, достовірність результатів експериментальних досліджень є достатньо високою.

### **2.3.3 Принципова схема експериментального стенду для досліджень вмонтованого гідравлічного приводу конвеєра, чутливого до зміни навантаження**

Експериментальні дослідження виконувалися в науково-дослідній лабораторії кафедри галузевого машинобудування Вінницького національного технічного університету на спеціально розробленому обладнанні, яке дозволяє проводити комплекс досліджень й отримати результати, достатні для визначення закономірностей роботи об'єкта, що вивчається.

Експериментальне обладнання складається зі стенду, що містить насосну станцію і встановлену на рамі привідну частину (без корпусу барабана) досліджуваного об'єкта, а також комплекс вимірювальної та реєструвальної апаратури.

Для розширення функціональних можливостей насосна станція, що створена на базі установки Г48–22Н для живлення гідроприводів металорізальних верстатів, була модернізована шляхом оснащення її насосним агрегатом з більш високими значеннями номінального тис-

ку робочої рідини й панелью з гідроапаратурою, в якій додатково встановлені регулятор потоку й манометри контролю високого й низького тиску.

Принципову гідрокінематичну схему з давачами контролю основних параметрів на досліджуваному об'єкті показано на рис. 2.15 її загальний вигляд – на рис. 2.16. Гідравлічна схема експериментального стенду містить насосну станцію з насосом 1 типу НШ-10-3, запобіжний клапан 2 типу Г-55-2, регулятор потоку 3 дослідження гідравлічного приводу чутливого до зміни навантаження типу ПГ-55-24, фільтр високого тиску 4 типу Ф7М. Для контролю величини робочого тиску вона забезпечена манометрами 5 – в напірній магістралі, і 6 – в зливній. Пружинний гідроаккумулятор 7 встановлений перед вхідною гідролінією гідромотора 8 досліджуваного приводного пристрою 9.

Для вимірювання витрат рідини, яка споживається гідросистемою досліджуваного приводного пристрою, застосовується витратомір 12, вбудований в зливну гідролінію, кран 13 при цьому закритий. Витратоміром 12 є мірна місткість.

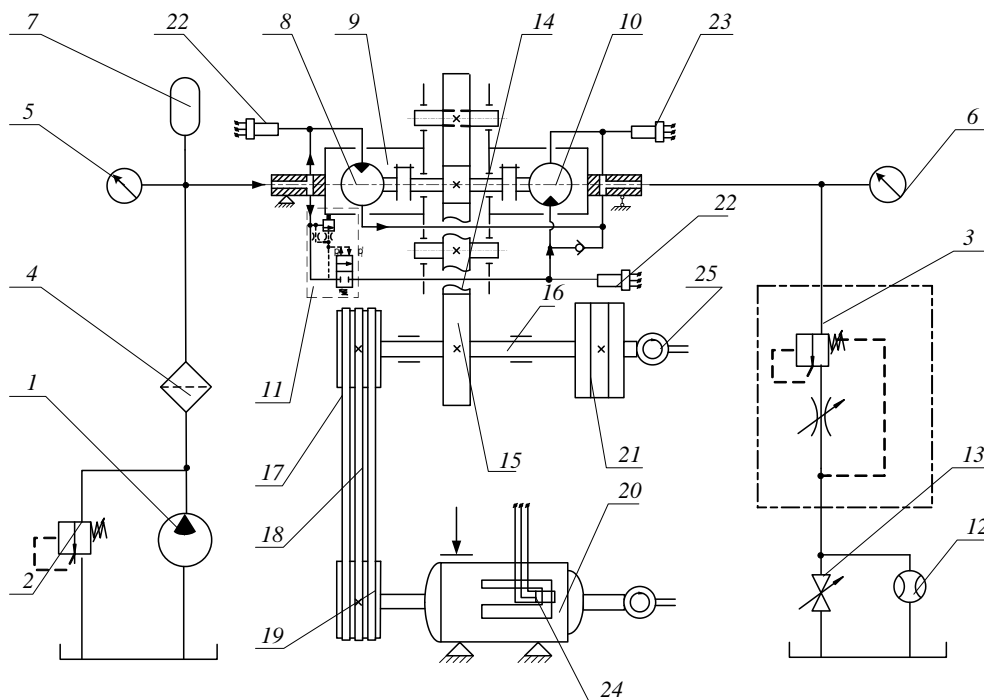


Рисунок 2.15 – Схема експериментального стенду для дослідження вмонтованого гідравлічного приводу конвеєра, чутливого до зміни навантаження

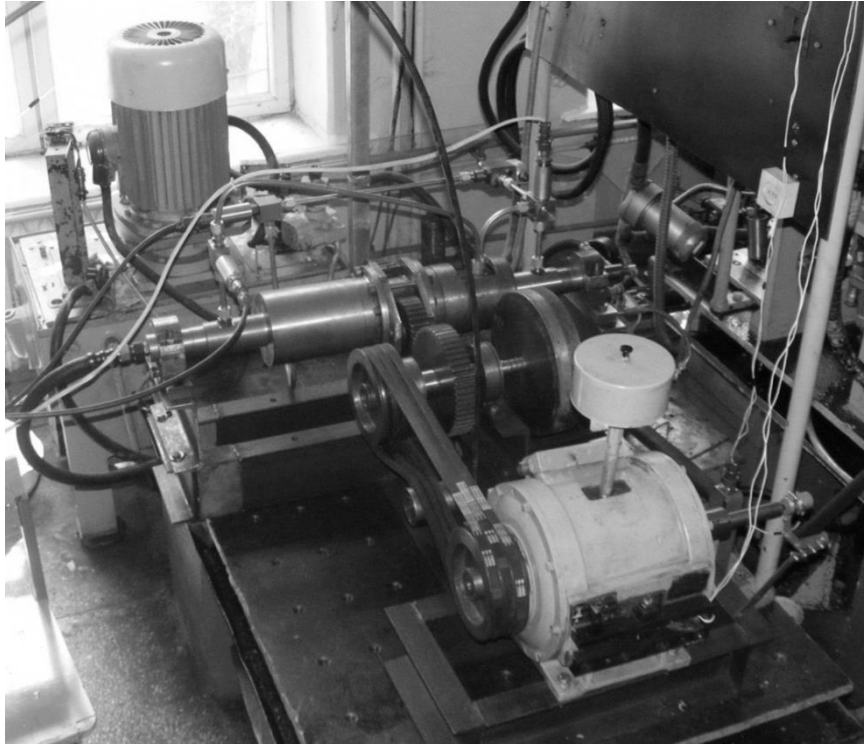


Рисунок 2.16 – Загальний вигляд експериментального стенда для дослідження вмонтованого гідравлічного приводу конвеєра, чутливого до зміни навантаження

Конструкцію і принцип дії досліджуваного вмонтованого гідравлічного приводу стрічкового конвеєра, чутливого до зміни навантаження, детально буде описано в розділі 3. В приводі, призначеному для експериментальних досліджень і встановленому на випробувальному стенді, для зручності моделювання транспортувальної частини конвеєра і реєстрації параметрів корпус барабана знято.

Для моделювання крутильної жорсткості транспортувальної частини конвеєра використана клинопасова передача з трьома змінними пасами 18, ведучий шків 17 якої встановлено на кінці проміжного вала, а ведений 19 – на валу навантажувального пристрою 20. Натяг пасів регулюється за допомогою рухомого ролика. Як навантажувальний пристрій використано порошкове гальмо ПТ-40, момент опору руху в якому створюється подачею напруги постійного струму на статор. Зміна навантаження на гальмі здійснюється зміною подачі струму за допомогою спеціального пристрою.

При моделюванні транспортувальної частини інерційне навантаження імітувалось набором дисків 21 різної маси, які встановлювалися на проміжний вал для моделювання навантаження приводу, або на

втулку, посажену на вільний кінець вала навантажувального пристрою.

Реєстрація параметрів приводу виконувалась методом осцилографування за допомогою тензометричних давачів тиску і крутного моменту, а також тахометричного давача числа обертів. Давачі 22 для запису зміни тиску на вході в гідромотор встановлено в напірних гідролініях гідромоторів, а давач 23 для запису зміни тиску на виході – в зливній гідролінії. Величина моменту опору рухові реєструється давачем 24, який розміщений на вимірювальній скобі порошкового гальма, і спостерігалась візуально за допомогою індикатора переміщень годинникового типу, що фіксував переміщення скоби, яке викликане діючим моментом. Тахометричний давач 25 реєстрував зміну числа обертів під час пуску проміжного вала або вала навантажувального пристрою.

Основні конструктивні параметри і технічна характеристика експериментальної установки наведені в табл. 2.2.

Таблиця 2.2 – Технічна характеристика і конструктивні параметри експериментальної установки

Найменування параметра і його позначення	Одиниця вимірювання	Чисельна величина параметра
Номінальна подача	м <sup>3</sup> /с	0,23·10 <sup>-3</sup>
Номінальний тиск	МПа	14
Максимальний об'єм гідроаккумулятора	м <sup>3</sup>	5·10 <sup>-2</sup>
Передатні відношення: - передавального механізму - ланцюгової передачі	– –	2,75 1
Маса: - малих дисків - великих дисків	кг кг	7 14
Діаметр: - малих дисків - великих дисків - шківів	м м м	0,3 0,3 0,19
Кількість: - малих дисків - великих дисків - пасів	шт. шт. шт.	4 2 3

Під час проведення експериментальних досліджень вимірювались такі параметри приводу:

- тиск на вході і виході гідромотора;
- число обертів проміжного вала і вала навантажувального пристрою;
- момент опору руху, який створюється навантажувальним пристроєм;
- витрата робочої рідини, яка споживається гідропривідним агрегатом;
- температура робочої рідини.

Для реєстрації і вимірювання зазначених параметрів в лабораторних умовах застосовувалась така апаратура та прилади: восьмиканальний тензометричний підсилювач 8 АНЧ-7М; світлопроменевий осцилограф Н-117; випрямлячі ВС-24М; набір опорів Р155; давачі тиску, переміщення, числа обертів та діючого моменту; витратомірна ємність; манометри, термометр.

#### **2.3.4 Вимірювальна і реєструвальна апаратура для проведення експериментальних досліджень**

Ступінчаста або трапецеїдальна зміна навантаження на навантажувальному пристрої формувалась за допомогою спеціального електричного пристрою.

Давачі тиску і крутного моменту навантажувального пристрою під'єднувались до вимірювального каналу тензометричного підсилювача. З виходу давачів електричний сигнал надходив на вхід тензопідсилювача, у вхідний ланцюг якого увімкнено пристрій балансування, що здійснював компенсацію початкового розбалансування напівмосту давача, і тарувальний пристрій, що контролює чутливість підсилювача. Підсилений і модульований сигнал з давача за допомогою демодулятора і фільтра перетворювався в коливання струму з частотою деформації чутливого елемента давача, які в масштабованому за допомогою набору опорів вигляді реєструвались осцилографом.

Конструкція тензометричного давача, який використовувався для вимірювання тиску в напірній гідролінії гідросистеми досліджуваного приводу, показана на рис. 2.17, а його фото в місці установки на стенді – на рис. 2.18. Давач складається з корпусу 1, чутливий елемент якого виконаний у вигляді тонкостінної трубки 2. Пробка 3 вгвинчена в трубку з використанням епоксидного клею, що забезпечує герметич-

ність з'єднання. Робоча рідина під тиском підводиться до отвору 4 і, деформуючи трубку 2, діє на активний дротяний тензорезистор 5 типу 2 ПКБ-20-200, наклеєний перпендикулярно твірній циліндричної поверхні трубки. Компенсаційний тензорезистор 6 наклеєний на неробочу частину трубки 2. Обидва тензорезистора сполучені між собою у вигляді напівмосту й увімкнені до чотирипровідного роз'ємного контактного з'єднання 7 типу 2РМ14Б4ШВ1, яке закріплене на захисному кожусі 8 давача. Давач з тензопідсилювачем з'єднано за допомогою екранованого кабелю.

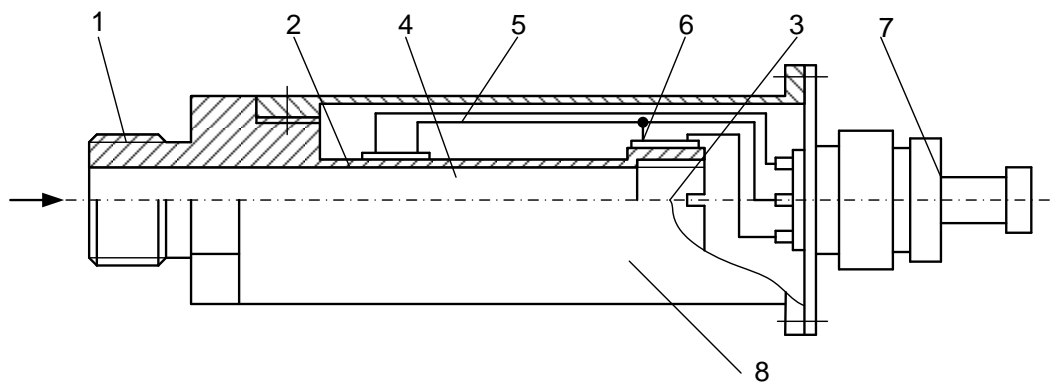


Рисунок 2.17 – Конструктивна схема давача високого тиску

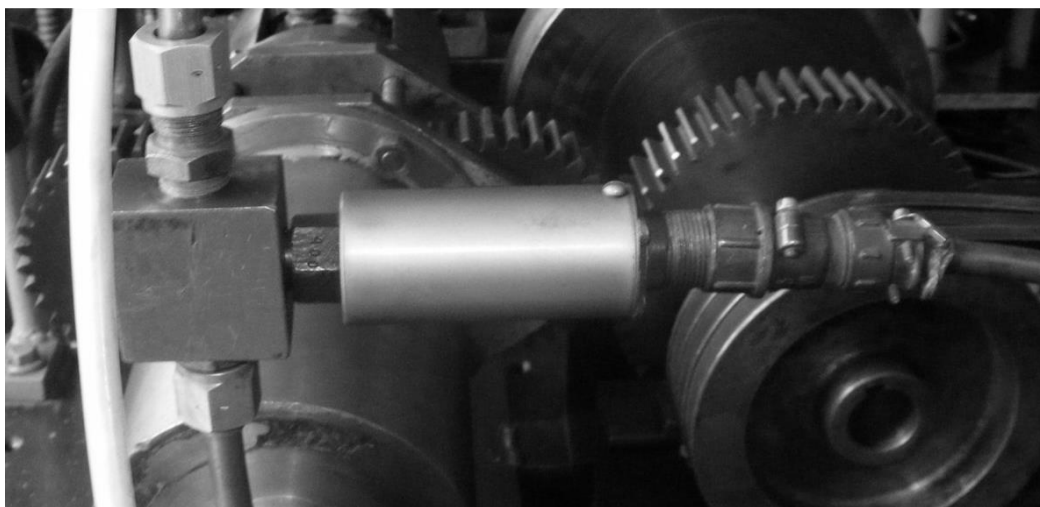


Рисунок 2.18 – Давач високого тиску на експериментальному стенді

Тарування давача проводилося на ручному гідравлічному пресі. Величини тарувального тиску навантажень контролювалися за показниками зразкового манометра класу точності 0,35. Під час тарування тиск рідини змінювався ступінчасто від нуля до необхідного значення, і відповідне цьому значенню відхилення стрілки міліамперметра тензопідсилювача і променя шлейфа осцилографа реєструвалося за роз-



поділом їх шкал. Діапазон навантажувальних величин тарувального тиску пройдено в режимі збільшення і зменшення п'ять разів. Тарувальні графіки давачі високого тиску показані на рис. 2.19. Для розширення функціональних можливостей стенду при необхідності контролю тиску в зливній гідролінії, коли на виході створюється підпір, доцільно використати давач низького тиску, конструктивна схема якого показана на рис. 2.20. Чутливим елементом давача є мембрана 1, яка зафіксована між корпусом 2 і кільцем 3. Для уникнення можливості викривлення мембрани в процесі складання або роботи давача їй за допомогою кільця 4 і натискної гайки 5 надається попередній натяг по контуру. Активний тензорезистор 6 2ПКБ-10-200 наклеєний на мембрану в діаметральному напрямі. Компенсуючий тензорезистор 7 наклеєний на внутрішню поверхню натискної гайки 5. Тензорезистори також з'єднані у вигляді напівмосту і увімкнені до чотирипровідного раз'ємного контактного з'єднання 8. Для забезпечення лінійності тарувального графіка давача необхідно, щоб прогин мембрани під дією номінального тиску не перевищував половини її товщини. Це досягається за рахунок співвідношення розмірів мембрани, в якій її діаметр повинен перевищувати товщину не менше, ніж вдесятеро.

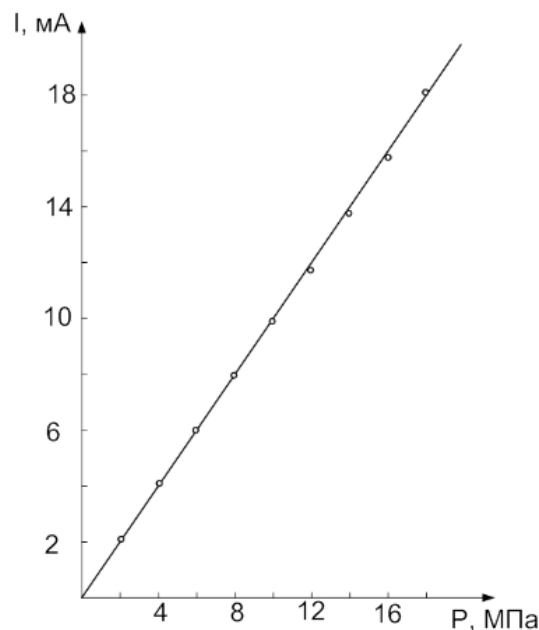


Рисунок 2.19 – Тарувальний графік давача високого тиску на каналі підсилення № 1

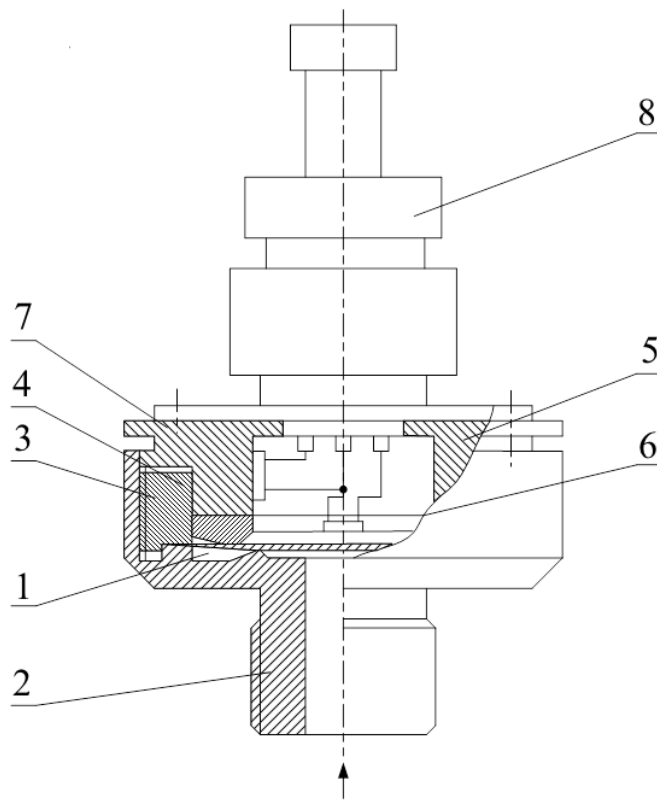


Рисунок 2.20 – Конструктивна схема давача низького тиску на експериментальному стенді

Момент опору руху, що створюється на веденому валу клинопасової передачі порошковим гальмом ПТ-40, вимірювався тензометричним давачем крутного моменту, встановленим на навантажувальному пристрої. Конструктивна схема давача показана на рис. 2.21, а фото загального вигляду – на рис. 2.22. Давач містить вимірювальну скобу 1, нижня частина якої жорстко закріплена на корпусі 2 порошкового гальма за допомогою гвинтів 3. Верхня частина скоби сприймає вертикальне переміщення вилки 4, які є аналоговим сигналом моменту опору руху, що виникає в результаті взаємодії силових магнітних полів статора і ротора. Вертикальні переміщення скоби фіксуються тензорезисторами 5 і 6 типу ПКБ-20-200, які наклеєні з обох боків її тонкої аочної частини постійного перерізу, а також індикатором переміщень 7 годинникового типу. Виходи тензорезисторів з'єднані за напівмостовою схемою і під'єднані до роз'ємного контактного з'єднання 8. Тарування давача проводимо з використанням спеціального пристосування, що складається з важеля і еталонних вантажів, маса яких становить 1 кг.

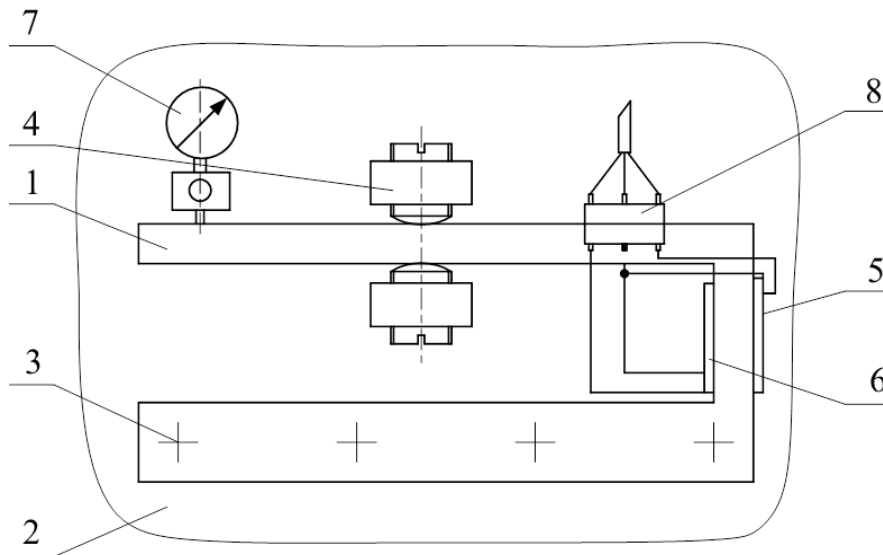


Рисунок 2.21 – Конструктивна схема давача крутного моменту



Рисунок 2.22 – Давач крутного моменту на експериментальному стенді

Один кінець важеля закріплено за допомогою втулки на валу навантажувального пристрою, а інший, що розташований на відстані 1 м призначений для підвішування еталонного вантажу. При встановленні еталонного вантажу на підвіс створювався крутний момент, що врівноважувався моментом опору руху обертання ротора. Величина його залежала від напруги, що відповідала певній величині струму, покази якого

фіксувалися відхиленням стрілки на шкалі амперметра випрямляча. Навантажувальні величини тарувального моменту опору руху контролювалися за кількістю встановлених вантажів і реєструвалися індикатором переміщення, а також відхиленням стрілки міліамперметра тензопідсилювача і променя шлейфу осцилографа за поділками їх шкал. Тарувальні графіки давача крутного моменту показані на рис. 2.23.

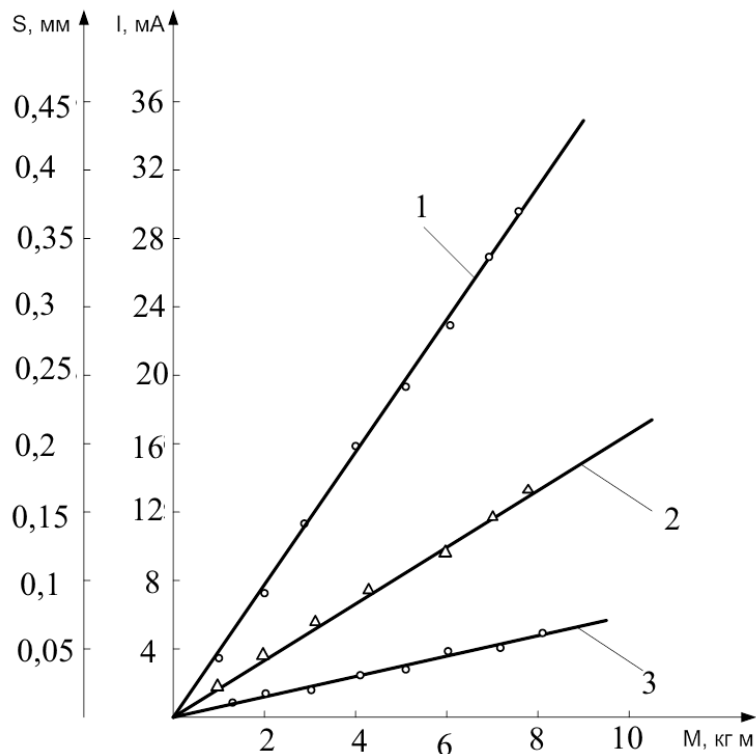


Рисунок 2.23 –Тарувальні графіки давача крутного моменту:  
 1 – канал підсилення № 1; 2 – канал підсилення № 2;  
 3 – канал підсилення № 3

Тахометричний давач числа обертів типу ДТЕ-042 показаний на рис. 2.24 в місці установки його на стенді. Перетворювачем давача цього типу є тахогенератор з постійними магнітами змінної електро-рушійної сили, частота якої пропорційна швидкості обертання контрольованого вала. Електрична і механічна характеристики давача такі: діапазон контрольованих частот обертання –  $0...2000 \text{ хв}^{-1}$ ; значення електрорушійної сили за максимальної швидкості обертання –  $80...88 \text{ В}$ ; частота за максимальної швидкості обертання –  $166,67 \text{ Гц}$ ; опір обмоток –  $400 \text{ Ом}$ ; температурний діапазон  $-50...+70 \text{ }^\circ\text{C}$ . Тарування давача числа обертів проводилось за допомогою тахометра годинникового типу СК 751, для якого похибка вимірювань за частоти обертання до

1000  $\text{хв}^{-1}$  не перевищує 1%. Змінні частоти обертання ведучого вала отримано шляхом зміни витрати рідини в гідросистемі за допомогою регулятора потоку. Тахометричний давач і тахометр годинникового типу встановлюються з протилежних торців ведучого вала. Тарувальні значення числа обертів контролюються показами тахометра годинникового типу і реєструються відхиленням променя шлейфа осцилографу за поділками його шкали. Тарувальний графік давача числа обертів показаний на рис. 2.25.

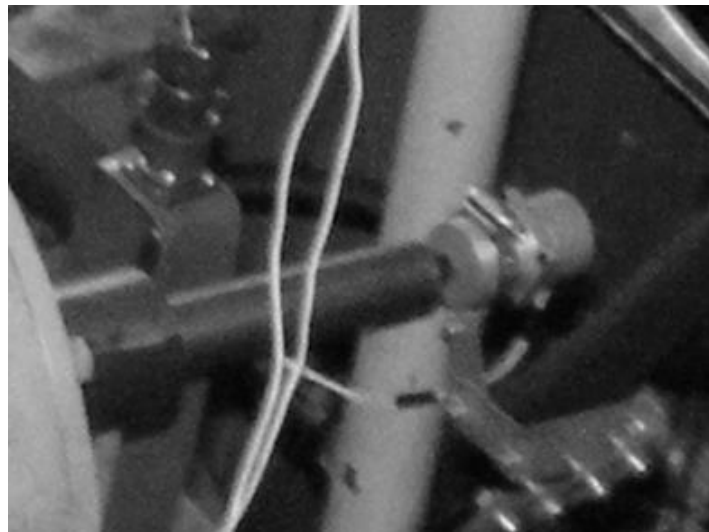


Рисунок 2.24 – Тахометричний давач числа обертів на експериментальному стенді

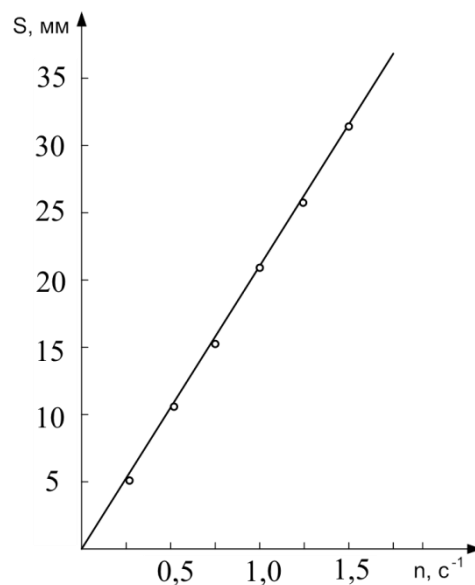


Рисунок 2.25 – Тарувальний графік тахометричного давача числа обертів

Власні частоти давачів тиску і крутного моменту визначалися відповідно до методики, викладеній в праці [154]. В загальному випадку власна частота  $f_0$  будь-якого тензOMETричного давачів може бути розрахована за формулою

$$f_0 = \frac{1}{2\pi\sqrt{m_e e_e}}, \quad (2.47)$$

де  $m_e$  – еквівалентна маса пружного елемента давача;  $e_e$  – еквівалентна піддатливість пружного елемента давача.

Для трубчастого давача тиску еквівалентна маса розраховується за формулою [155]:

$$m_e = \frac{4m}{p^2} = 1,27\rho h_1 l_1 (h_1 + d_1), \quad (2.48)$$

де  $\rho$  – густина матеріалу трубки;  $h_1$  – товщина стінки трубки;  $l_1$ ,  $d_1$  – довжина і внутрішній діаметр каналу передачі тиску.

Сумарна піддатливість трубки 2 і каналу передачі тиску визначаються залежністю [149]

$$e_e = 1,27l_1 \left[ d_1 k (1 - 0,5\mu) + 0,25Eh_1 \right] / (h_1 d_1^2 E_k), \quad (2.49)$$

де  $\mu$  – коефіцієнт Пуассона;  $E$  – модуль пружності матеріалу пружного елемента;  $k$  – зведений модуль об'ємної пружності робочої рідини.

Після підстановки (2.48) і (2.49) в (2.47), отримаємо

$$f_{от} = 0,125 \frac{d_1}{l_1} \sqrt{\frac{E_k}{\rho(h_1 + d_1) \left[ d_1 k (1 - 0,5\mu) + 0,25h_1 E \right]}}. \quad (2.50)$$

Для мембранного давача тиску власна частота визначається за формулою, яка наведена в [343] і має вигляд

$$f_{ом} = 0,649 \frac{h_1}{d_2^2} \sqrt{\frac{E}{(1 - \mu^2)\rho}}, \quad (2.51)$$

де  $d_2$ ,  $h_2$  – робочий діаметр мембрани і її товщина.

Власна частота давача крутного моменту розраховується за залежністю, яка визначає частоту власних коливань консольної балки, один кінець якої закріплено, а інший – зв’язаний з коливним об’єктом і, з врахуванням виразу для маси [152],

$$m_e = 0,236b_3l_3h_3\rho \quad (2.52)$$

та для піддатливості

$$e_e = 4l_3^3 / Eb_3h_3^3, \quad (2.53)$$

набуде вигляду

$$f_{06} = 0,164 \frac{h_3}{l_3^2} \sqrt{\frac{E_3}{\rho}}, \quad (2.54)$$

де  $l_3, h_3$  – довжина і товщина вільного кінця балки.

Конструктивні параметри виготовлених тензодавачів тиску і крутного моменту задовольняють умови досліджень, бо власні частоти, що визначені за формулами (2.50), (2.51) і (2.54) і відповідно рівні 4927 Гц, 1737 Гц, 506 Гц, значно більші максимальної частоти реєстрованих процесів, яка не перевищує 170 Гц. Під час проведення осцилографування перехідних процесів досліджуваного привідного пристрою стрічкового конвеєра використовуються гальванометри типу Н 001, що мають власну частоту 1200 Гц за ступенем стану спокою рухомої системи гальванометрів  $\beta = 0,7 - 0,1$  [156].

Лінійність характеристики перетворення давачів забезпечується відповідними розрахунковими величинами параметрів.

Для забезпечення стабільної роботи тензометричних давачів використано пульт для контролю точних балансувань мосту та виставлення нуля і узгодження роботи гальванометрів шлейфового осцилографа.

## 3 ДИНАМІЧНІ ПРОЦЕСИ У ПРИВІДНИХ СИСТЕМАХ КОНВЕЄРІВ МОБІЛЬНИХ МАШИН ІЗ ЗАСОБАМИ ГІДРОАВТОМАТИКИ

### 3.1 Математична модель вмонтованого гідроприводу з пусковим пристроєм

В розділі 3.1 показано ефективність використання засобів гідроавтоматики для реалізації способу пуску конвеєра зі зміною обертового моменту на привідному барабані, що дозволяє зменшити динамічні навантаження в транспортувальному органі та тривалість цього процесу.

На рис. 3.1 подано графіки змін тягової  $F$  та колової  $F_t$  сил за раціональним способом пуску стрічкового конвеєра і відповідно до них графік зміни тиску  $p$  в напірній магістралі гідромотора приводу в часі.

На графіку (див. рис. 3.1а та б) виділено три проміжки часу, які характерні для таких фаз пуску як зрушення (від 0 до  $t_{зр}$ ), формування статичного зусилля на привідному барабані конвеєра (від  $t_{зр}$  до  $t_{п}$ ), розгону конвеєра до номінальної швидкості (від  $t_{п}$  до  $t$ ). За цим способом пуску тягове зусилля приводу на першій фазі збільшується до величини  $F_3$  для компенсації зменшення колової сили внаслідок дії пружних деформацій стрічки. В період від  $t_{зр}$  до  $t_{п}$ , поки відбита хвиля від останньої ролюкоопори не повернеться до привідного барабана, сила  $F_3$  залишається незмінною. Після чого її зменшують до величини статичного зусилля  $F_{ст}$ , що відповідає коловій силі  $F_{тст}$ , за якої встановлюється номінальний режим транспортування.

Для того, щоб відтворити з максимальним наближенням режим зміни тягової сили  $F$  на привідному барабані, тиск  $p$  в гідросистемі приводу теоретично повинен змінюватись на різних фазах пуску таким чином, як показано на графіку (див. рис. 3.1в).

На основі наведеного способу пуску у ВНТУ здійснено синтез пристрою керування для гідравлічного вмонтованого приводу конвеєра (мотор-барабана), що зображений на рис. 3.2 [157, 158].

Гідравлічний мотор-барабан (див. рис. 3.2а) містить корпус барабана 1, в який вбудовано привід, виконаний у вигляді окремого гідромотора 2 (в конструкції передбачено можливість встановлення другого гідромотора паралельно гідромотору 2), та передавального механізму, що складається з ведучого 3, проміжних 4 та коронного 5 зубчастих коліс. Корпус барабана 1 встановлено на осі, виконаній з двох півосей 6 та 7. Для підведення і відведення робочої рідини від гідро-



мотора 2 всередині півосей 6 та 7 виконано осьові канали 8 і 9, які за допомогою радіальних каналів і трубопроводів з'єднані з робочою камерою гідромотора. На відведенні напірного трубопроводу встановлено пристрій керування режимом пуску 10 (на схемі літерами МЗ зазначено механічний зв'язок між кульковим затвором та штовхачем ступінчастого поршня).

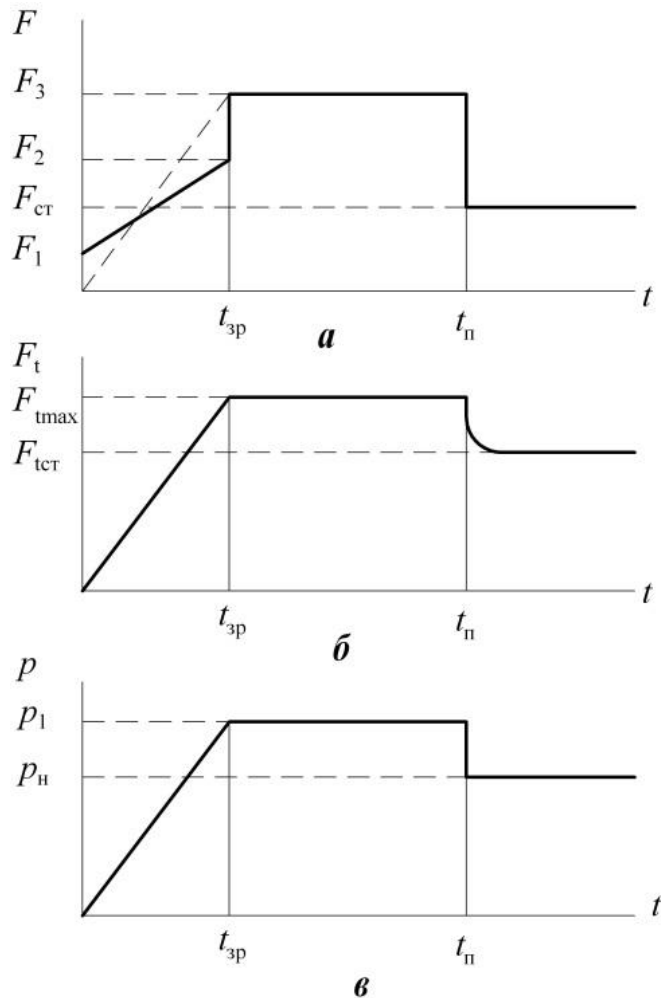
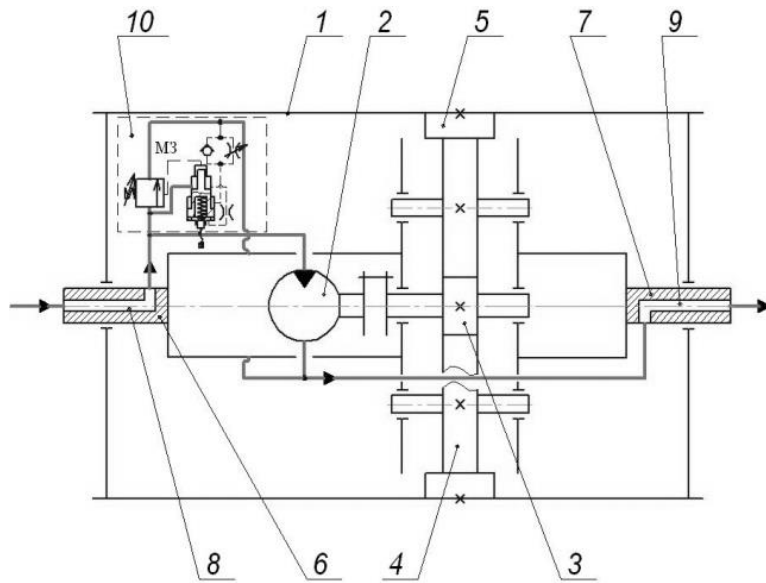
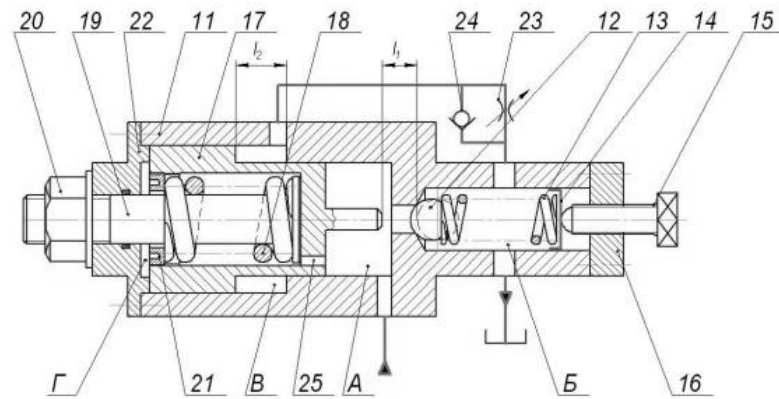


Рисунок 3.1 – Графік зміни тягової  $F$  (а) та колової  $F_t$  (б) сил за раціональним способом пуску стрічкового конвеєра та тиску  $p$  (в) в напірній магістралі гідромотора приводу

Пристрій керування режимом пуску 10 (див. рис. 3.2б) гідравлічного мотор-барабана складається з корпусу 11, в одній частині якого розміщено запобіжний клапан (сенсор), що містить кульковий затвор 12, притиснутий пружиною 13 до конічного сидла, виконаного у корпусі 11, яке розділяє його на частини, та опорне кільце 14 і регулювальний гвинт 15 для налагодження на заданий тиск, котрий встановлено у задній кришці 16.



a



б

Рисунок 3.2– Конструктивна схема вмонтованого гідравлічного приводу конвеєра з пусковим пристроєм

В іншій частині корпусу 11 розміщено пристрій витримки ступінчастого сигналу, який складається із встановленого в середині корпусу за двома діаметральними поверхнями ступінчастого поршня 17 з штовхачем, що співвісно цим поверхням виконано на торцевій поверхні меншого ступеня поршня, зворотної пружини 18, її регульованого упора 19 з гайкою 20 та опорного кільця 21, яке через різьбу з'єднано з внутрішньою поверхнею порожнини ступінчастого поршня 17 і має зазор із зовнішньою поверхнею регульованого упора 19. Ступінчастий поршень 17 фіксується у корпусі 11 передньою кришкою 22. Порожнину А між кульковим затвором 12 та торцевою поверхнею меншого ступеня ступінчастого поршня 17 під'єднано до напірної порожнини

гідромотора. Порожнину запобіжного клапана Б з'єднано зі зливом. Порожнину В, утворену поверхнями ступінчастого поршня 17 і корпусу 11, з'єднано через регульований дросель 23 та паралельно встановлений йому зворотний клапан 24 з порожниною Б. Порожнину Г ступінчастого поршня 17 з'єднано з порожниною А дроселем 25, що виконаний аксіально у торці меншого ступеня поршня.

Робота пускового пристрою полягає у спрацьовуванні від тиску  $p_1$ , який вище номінального  $p_n$ , та витримці цього тиску визначений час (від  $t_{зр}$  до  $t_{п}$ ), після чого клапан різко знижує цей тиск до номінального  $p_n$  і підтримує його впродовж роботи приводу. Такий режим роботи забезпечує пристрій керування, що містить ступінчастий поршень 17.

На конструктивній схемі показано початковий стан усіх елементів. Різке підвищення тиску у головній робочій лінії, що має місце у початковий момент роботи виконавчих пристроїв або на деяких інших режимах, викликає спрацьовування кулькового клапана 12, але від тиску вищого за номінальний. Значення тиску відкриття регулюється пружиною 13. У цей же момент починає рухатись ступінчастий поршень 17 через різницю сил тиску рідини у порожнині А разом із зусиллям пружини 18, з однієї сторони, та сили тиску рідини у порожнині Г, з іншої сторони, за рахунок різниці робочих площ ступінчастого поршня 17. Під час руху ступінчастий поршень 17 виштовхує рідину із закритої порожнини В через дросель 23, що супроводжується підвищенням тиску у порожнині В та врівноваженням сил на торцях ступінчастого поршня 17. Коли штовхач ступінчастого поршня 17 досягне кульки 12 клапана, вона отримає додаткове зусилля зі сторони порожнини А та, відповідно, додаткове переміщення із додатковим стисканням пружини 13. Це спричинює збільшення відкриття клапана і, відповідно, зниження тиску у порожнині А та головній робочій лінії гідросистеми до номінального значення. Коли тиск у порожнинах А та Г досягне номінального значення, діючі на ступінчастий поршень 17 сили тиску у порожнині А та сили пружин 13 і 18 з однієї сторони, врівноважать силу тиску рідини у порожнині Г з другої сторони, тобто рух ступінчастого поршня 17 припиниться.

Для повернення клапана у початковий стан необхідно знизити тиск у головній робочій лінії, що відбувається під час припинення дії навантажень або вимикання насосної станції. За таких умов, по-перше, закриється кульковий клапан 12, по-друге, зусилля від пружини

ни 18, що діє на ступінчастий поршень 7, перевищить різницю сил тиску на торці у порожнинах А і Г. В результаті ступінчастий поршень 7 буде рухатись від кульки 12, а порожнина В буде отримувати рідину від порожнини Б через зворотний клапан 24.

Усі робочі параметри регулюються відповідними елементами. Так значення тиску відкриття кулькового клапана 12 регулюється пружиною 13, час проходження ступінчастим поршнем 17 відрізка  $l_1$  до натискання на кульку 12, тобто час витримки підвищеного тиску у головній лінії регулюється дроселем 23. Значення номінального тиску, що підтримується клапаном після закінчення витримки підвищеного тиску, регулюється пружиною 18 за допомогою опорного кільця 21.

За умови оснащення пристрою електромагнітною системою керування сенсором регулювання його параметрів може здійснюватися дистанційно.

Побудовано математичну модель динамічних процесів гідроприводу стрічкового конвеєра з пусковим пристроєм [159] за розрахунковою схемою, яка наведена на рис. 3.3. Принципи побудови цієї моделі відрізняються від моделювання динаміки пуску гідроприводу з об'ємним регулюванням швидкості [160].

На конструктивній схемі показано початковий стан усіх елементів, коли тиск енергоносія в гідросистемі  $p_d$  менший тиску відкриття сенсора  $p_1$  ( $p_d < p_1$ ).

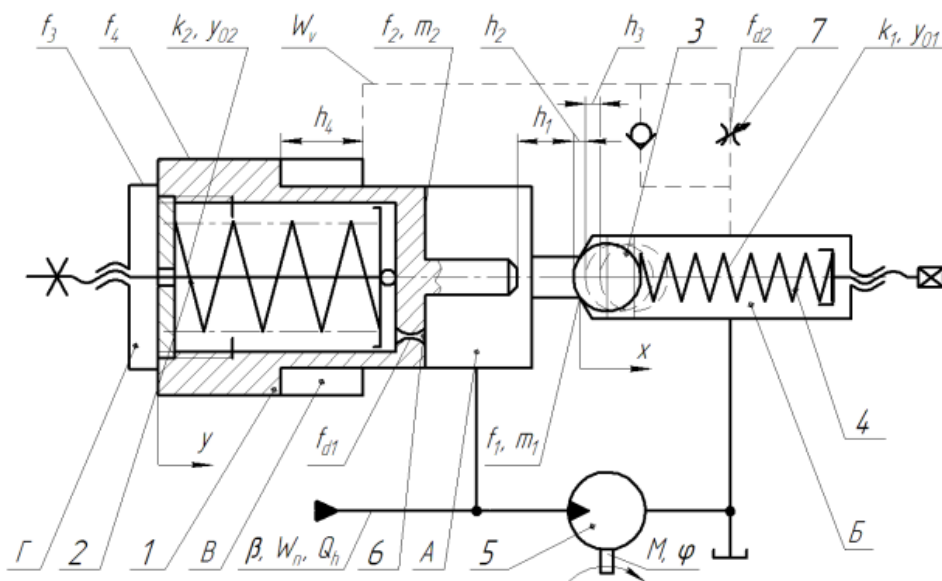


Рисунок 3.3 – Розрахункова схема пускового пристрою гідроприводу стрічкового конвеєра

За таких умов у фазі зрушення співвідношення сил, що діють на ступінчастий поршень 1 у його вихідному положенні, визначається виразом

$$p_g f_3 < p_o f_2 + p_z (f_3 - f_2) + k_2 y_{02}, \quad (3.1)$$

де  $f_2, f_3$  – площі перерізів ступінчастого поршня, що знаходяться під дією тиску  $p_g$  в гидросистемі;  $p_z$  – тиск в зливній магістралі;  $k_2, y_{02}$  – відповідно, жорсткість і попередня деформація пружини 2.

Відкриття кулькового запірнього елемента 3 сенсора настає в кінці фази зрушення  $t_1$  приводу за тиску  $p_1$  в порожнині А, який вище номінального  $p_n$ , якщо

$$p_1 \geq k_1 y_{01} / f_1, \quad (3.2)$$

де  $f_1$  – площа кулькового запірнього елемента 3 в місці контакту з сидлом;  $k_1, y_{01}$  – відповідно, жорсткість і попередня деформація пружини 4.

Тривалість фази зрушення  $t_1$  відповідає тривалості набору тиску до величини  $p_1$  і визначається за виразом

$$t_1 = \frac{E \cdot W_n}{Q_n \cdot p_1}, \quad (3.3)$$

де  $W_n, E$  – об'єм та зведений модуль пружності напірної магістралі гідромотора 5;  $Q_n$  – витрати насоса.

Рівняння руху кулькового запірнього елемента 3 після спрацьовування сенсора:

$$(p_1 - p_z) f_1 = m_1 \ddot{x}_1 + k_1 (y_{01} + x) + F_g, \quad (3.4)$$

де  $m_1$  – маса запірнього елемента 3;  $F_g$  – гідродинамічна сила, яка визначається за виразом [161]

$$F_g = \rho Q_c (v_w \cos \beta_0 - v_c), \quad (3.5)$$

тут  $\rho$  – густина робочої рідини;  $v_c, v_w$  – відповідно швидкість потоку робочої рідини в сидлі і в щілині;  $\beta_0$  – кут відхилення потоку робочої рідини за щілиною.

При  $0 < x < h_2$  витрати потоку робочої рідини через сенсор

$$Q_c = \mu \pi d_1 \cdot x \sqrt{2(p_1 - p_z) / \rho}, \quad (3.6)$$

де  $\mu$  – коефіцієнт витрат через щілину сенсора;  $d_1$  – діаметр площі поперечного перерізу  $f_1$ .

Рівняння руху ступінчастого поршня 1 при  $0 < y < (h_1 + h_2)$  має вигляд

$$(p_1 - p_z)f_4 = m_2\ddot{y} + k_2(y_0 + y) + p_v(f_4 - f_2) + p_1f_2, \quad (3.7)$$

де  $m_2$  – маса ступінчастого поршня;  $f_4$  – площа поперечного перерізу більшого ступеня поршня 1;  $p_v$  – тиск в закритій порожнині В.

Витрати рідини через дросель 6

$$Q_{d1} = \mu_1 f_{d1} \sqrt{2\Delta p_{d1} / \rho}, \quad (3.8)$$

де  $\mu_1$  – коефіцієнт витрат через щілину дроселя 6;  $\Delta p_{d1}$  – перепад тиску на дроселі 6;  $f_{d1}$  – площа поперечного перерізу дроселя 6.

Витрати робочої рідини із закритої порожнини В через дросель 7

$$Q_{d2} = \mu_2 f_{d2} \sqrt{2(p_v - p_z) / \rho}, \quad (3.9)$$

де  $\mu_2$  – коефіцієнт витрат через щілину дроселя 7;  $f_{d2}$  – площа поперечного перерізу дроселя 7 із змінною довжиною при поступальному переміщенні золотника, яка визначається за виразом [161]

$$f_{d2} = b \cdot a \cdot \sin\alpha, \quad (3.10)$$

тут  $b$  – ширина щілини;  $a$  – довжина відкриття (хід) золотника;  $\alpha$  – кут відхилення струменя робочої рідини. Ці параметри визначаються за номограмою, що наведена в [162].

Витрати  $Q_{d2}$  дорівнюють витратам рідини, що витісняється із закритої порожнини В

$$Q_v = (f_4 - f_2)v_p, \quad (3.11)$$

де  $v_p$  – швидкість потоку робочої рідини, що визначається швидкістю руху ступінчастого поршня 1, яка відповідає заданій тривалості витримки тиску  $p_1$  в напірній порожнині В

$$t_g = t_n - t_1, \quad (3.12)$$

тобто

$$v_p = dy / dt_g. \quad (3.13)$$

Після контакту штовхача ступінчастого поршня 1 кулькового запірнього елемента 3 маси  $m_1$  та  $m_2$  пристрою керування рухаються разом рівномірно сповільнено до зупинки, яка настає за умови рівноваги сил, що діють на ці маси, й швидкого зниження тиску від  $p_1$  до  $p_n$ .

Рівняння руху при  $h_1 + h_2 < y < h_1 + h_2 + h_3$  і  $h_2 < x < h_4$  має вигляд

$$\begin{aligned} (dp/dt) \cdot f_4 = & -(m_1 + m_2) \ddot{y} + k_2(y_{02} + y) + \\ & + k_1(x + y_{01}) + F_g + (dp/dt) \cdot f_2 \end{aligned}, \quad (3.14)$$

причому, коли  $y = h_1 + h_2$ , то  $p = p_1$ , а коли  $y = h_1 + h_2 + h_3$ , то  $p = p_n$ .

Рівняння моментів сил, що діють на валу гідромотора 5 під час пуску конвеєра, має вигляд

$$M + M_0 = q_m \Delta p - \beta_m d\varphi/dt, \quad (3.15)$$

де  $M, M_0$  – відповідно момент корисних сил опору та сил тертя;  $\beta_m$  – коефіцієнт сил в'язкого опору в гідромоторі;  $\varphi$  – кутова координата вала гідромотора;  $\Delta p$  – перепад тиску в гідромоторі, що відповідає його величині в фазах зрушення, витримки, тягового зусилля та усталеного руху конвеєра.

За допомогою наведених співвідношень (3.1)–(3.15) за фіксованих значень змінних величин визначено основні конструктивні параметри пускового пристрою вмонтованого гідравлічного приводу стрічкового конвеєра. Це дало можливість розробити конструкцію дослідного зразка пускового пристрою, просторова 3D модель якого наведена на рис. 3.4.

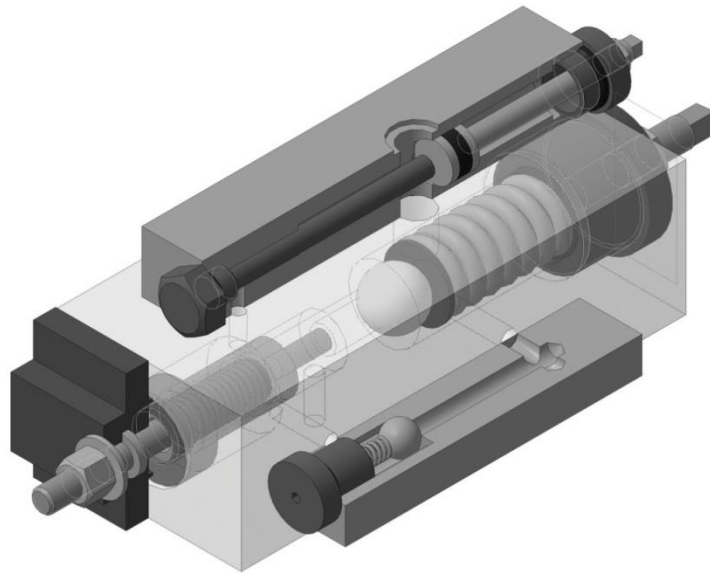


Рисунок 3.4 – 3D модель пускового пристрою гідравлічного приводу стрічкового конвеєра

Розроблено робочу конструкторську документацію для виготовлення дослідного зразка пускового пристрою вмонтованого гідравлічного приводу.

Запропонований пристрій керування режимом пуску вмонтованого гідравлічного приводу за рахунок відтворення зміни тягового зу-

силля на барабані згідно з раціональним способом пуску дозволить зменшити динамічні навантаження в стрічці конвеєра.

### **3.2 Теоретичні та експериментальні дослідження динаміки гідроприводу, чутливого до зміни навантаження<sup>1\*</sup>**

#### **3.2.1 Конструктивна схема вмонтованого гідравлічного приводу конвеєра, чутливого до зміни навантаження**

Метою розробки конструктивної схеми вмонтованого гідравлічного приводу конвеєра, чутливого до зміни навантаження, є розширення функціональних можливостей, зниження динамічних навантажень в стрічці конвеєра, підвищення його надійності, ефективності та продуктивності роботи і зменшення енерговитрат.

На рис. 3.5а показано конструктивну схему вмонтованого гідравлічного приводу конвеєра, чутливого до зміни навантаження [163], що розроблений у Вінницькому національному технічному університеті на кафедрі галузевого машинобудування.

Вмонтований гідравлічний привід містить корпус барабана 1, в який вбудовано привід, виконаний у вигляді двох окремих гідромоторів 2 та 3 і передавального механізму, що складається з ведучої шестерні 4, проміжних 5 та коронної 6 зубчастих коліс.

Барабан 1 встановлено на осі, яка складається з двох півосей 7 та 8. Для підведення і відведення робочої рідини до гідромоторів 2 та 3 в середині півосей 7 та 8 виконано осьові канали 9 і 10, які за допомогою радіальних каналів 11 та 12, а також трубопроводів 13 і 14 та 15 і 16 з'єднані з робочими камерами гідромоторів. В одному з радіальних каналів півосі 7 для підведення робочої рідини до гідромоторів 2 та 3 встановлено пристрій керування 17 у вигляді клапана непрямої дії. Пристрій керування містить клапан першого каскаду – конічно-циліндричний затвор 18 притиснутий пружиною 19 до сідла 20, встановленого в корпусі 21, та регулювальний гвинт 22 для налагодження на заданий тиск. Конічно-циліндричний затвор 18 спряжений з двома поверхнями сідла 20 різного діаметра, причому, запірні конічні поверхні ступеня меншого діаметра контактує із фаскою, виконаною на меншому діаметрі ступінчастої розточки в сідлі 20, розміщеному в корпусі 21 клапана першого каскаду, а циліндрична поверхня ступеня більшого діаметра спряжена із розточкою більшого діаметра сідла 20 за ходовою посадкою і утворює з торцем сідла 20 додатне перекриття.

---

<sup>1</sup> Підрозділ написаний у співавторстві з О. О. Адлер



А також клапан другого каскаду – трубчастий золотник 23 притиснутий пружиною 24 до сідла 25. Внутрішньою поверхнею золотник 23 спряжений з циліндричним сердечником 26, що забезпечує його напрямок переміщення під час взаємодії з сідлом 25, а зовнішньою поверхнею – з поверхнею розточки корпусу 27, і ущільнений гумовим кільцем 28. Вхід гідромотора 3 за вимкненого пристрою керування 17 з'єднано із зливом через зворотний клапан 34.

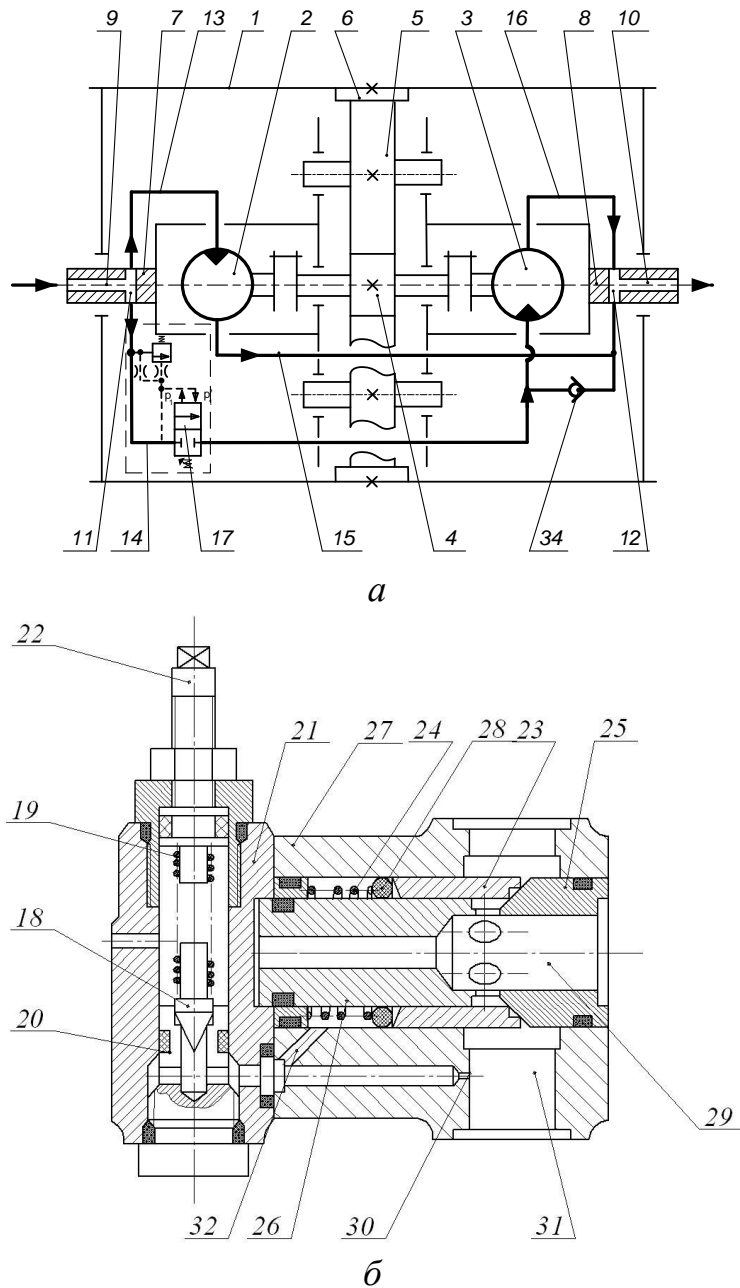


Рисунок 3.5 – Конструктивна схема вмонтованого гідравлічного приводу конвеєра, чутливого до зміни навантаження

Вмонтований гідравлічний привід працює таким чином. Якщо тиск на вході в гідросистему не перевищує тиск налагодження пристрою керування 17, то робоча рідина під тиском через осьовий 9 та радіальний 11 канали, що виконані у півосі 7, і трубопровід 13 надходить в робочу камеру гідромотора 2. В результаті взаємодії робочої рідини з роторним елементом гідромотора 2 відбувається обертання його вихідного вала, жорстко з'єднаного з швидкохідним валом редуктора 3, який за допомогою ведучої шестерні 4 та проміжних зубчастих коліс 5, приводить в рух коронне зубчасте колесо 6. Це колесо, яке жорстко закріплене на внутрішній стороні поверхні корпусу барабана 1, передає йому обертальний рух відносно складеної осі. Втративши енергію, робоча рідина через вихідний отвір гідромотора 2, трубопровід 15, радіальний 12 та осьовий 10 канали, виконані у півосі 8, надходить на злив. При цьому пристрій керування 17 вимкнено, гідромотор 3 працює вхолосту і, завдяки зворотному клапану 34, його робочі камери та магістраль 16 знаходяться в середовищі робочої рідини, що надходить на злив.

За раптового підвищення навантаження тиск на вході гідросистеми (отвір 31) (див. рис. 3.5б) досягає значення  $p_2$ , що перевищує номінальне  $p_1$ , спрацьовує пристрій керування 17 і за рахунок того, що конічно-циліндричний затвор 18, стискаючи пружину 19, встановлену в корпусі 21, сила якої визначається налагодженням регулювального гвинта 22, зміщується відносно сідла 20 і робоча рідина надходить на злив через отвір 33. При цьому на дроселі 30 виникає перепад тисків за рахунок чого трубчастий золотник 23, який встановлено на циліндричному сердечнику 26, стискаючи пружину 24, зміщується в корпусі 27 разом із ущільнювальним гумовим кільцем 28 відносно сідла 25 вліво, пропускаючи робочу рідину в отвір 29, що з'єднаний із трубопроводом 14, через який робоча рідина надходить в робочу камеру гідромотора 3, вмикаючи його паралельно гідромотору 2. Дросель 32 демпфує трубчастий золотник 23, підвищуючи цим динамічну стійкість пристрою керування, а також формує надклапанну порожнину (між дроселем 32 та торцем трубчастого золотника 23), оптимальна величина податливості якої забезпечує необхідні перехідні характеристики клапана. При цьому дросель 32 не впливає на коефіцієнт підсилення за витратами клапана першого каскаду, а також не погіршує статичні характеристики клапана керування. В результаті взаємодії робочої рідини з роторними елементами гідромоторів 2 та 3 відбувається обер-

тання їх вихідних валів, що жорстко з'єднані з швидкохідним валом передавального механізму 3, який за допомогою ведучої шестерні 4 та проміжних зубчастих коліс 5 приводить в рух коронне колесо 6. Коронне зубчасте колесо 6, яке жорстко закріплене на внутрішній поверхні корпусу барабана 1, передає йому обертальний рух відносно зіставної осі. Втративши енергію, робоча рідина через вихідні отвори гідромоторів 2 та 3, трубопроводи 15 і 16, відповідно, радіальний 12 та осьовий 10 канали, виконані у півосі 8, надходить на злив. Регулюючи витрату і тиск робочої рідини, можна керувати відповідно числом обертів корпусу барабана 1 (а значить і швидкістю транспортування) та крутним моментом.

Для того, щоб гідропривід працював усталено, без вібрацій, характеристика пристрою керування повинна відповідати графічній залежності, що зображена на рис. 3.6 [164].

Така залежність відкриття клапана від тиску на його вході забезпечується конструкцією розробленого пристрою керування

Розглянута конструктивна схема вмонтованого гідравлічного приводу конвеєра, чутливого до навантаження, відповідає поставленій меті розробки і буде використана для подальших теоретичних та експериментальних досліджень.

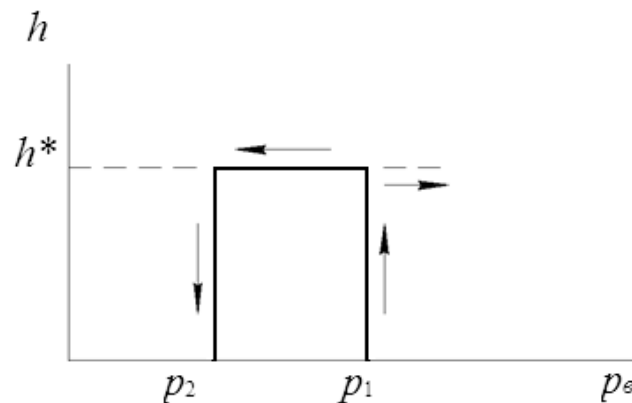


Рисунок 3.6 – Залежність величини відкриття пристрою керування від тиску на вході гідросистеми

### 3.2.2 Математична модель гідравлічного вмонтованого приводу конвеєра, чутливого до зміни навантаження

Для вивчення впливу параметрів гідроприводу, чутливого до зміни навантаження, на перехідні процеси в механічній системі стрічкового конвеєра розрахункову схему вмонтованого приводу необхідно доповнити відповідними елементами, що є частинами гідромеханічної системи конвеєра та пристрою керування.

На (рис. 3.7а) показано розроблену розрахункову схему приво-  
ду, в якій реальна континуальна фізична модель конвеєра приведена  
до дискретної [165]. Такий підхід не суперечить результатам проведе-  
ного аналізу розрахункових моделей стрічкових конвеєрів, оскільки  
об'єктом дослідження в цьому випадку є транспортувальна машина  
невеликої довжини. Тому на розрахунковій схемі рухомі частини кон-  
веєра представлені двома дискретними масами 6 і 8. До першої части-  
ни зведені маси обертових частин привідного пристрою, до другої –  
рухомі ланки транспортувальної частини конвеєра.

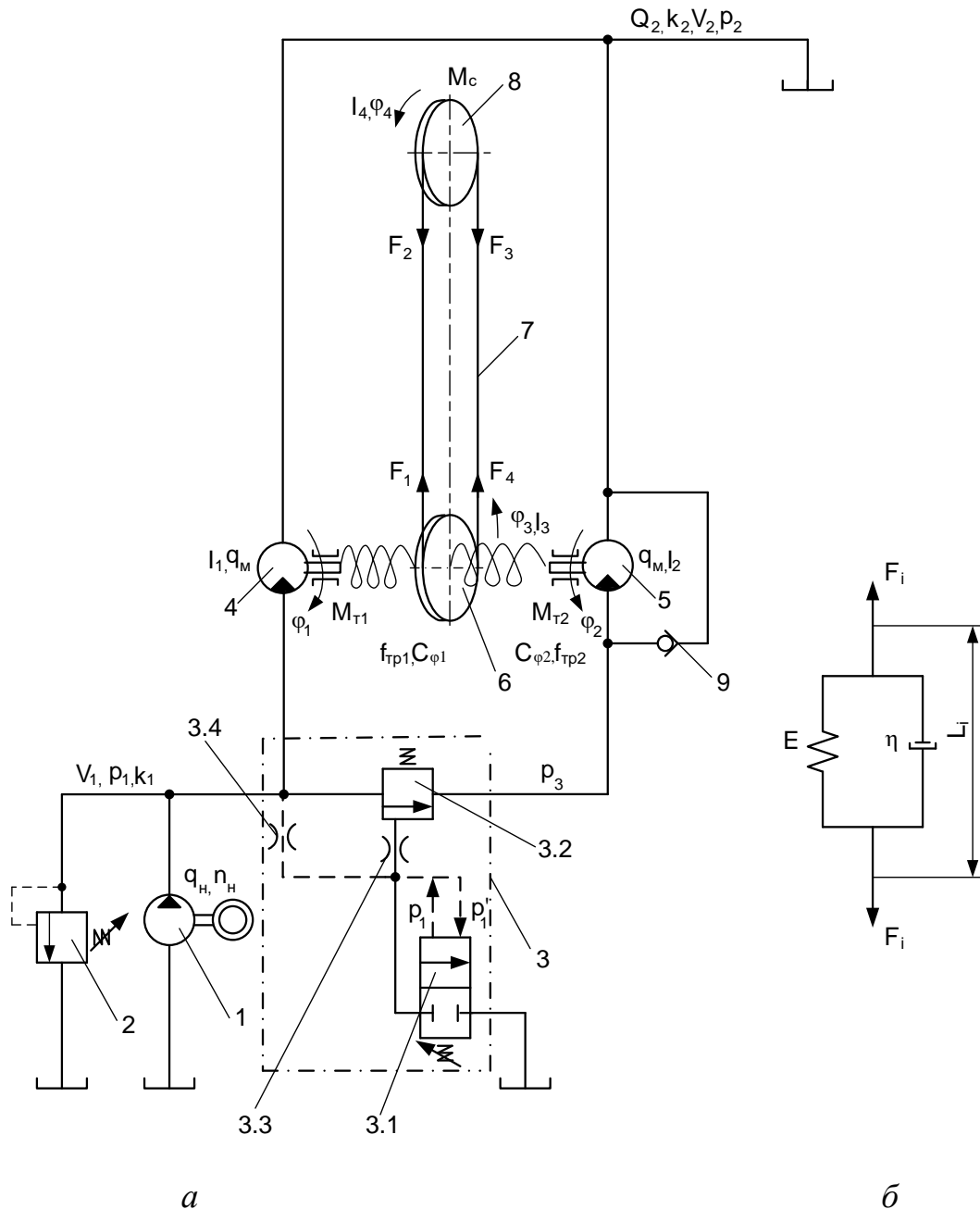


Рисунок 3.7 – Розрахункова схема вмонтованого гідравлічного приво-  
ду конвеєра, чутливого до навантаження

Стрічку конвеєра представляємо реологічною моделлю Фойгта (див. рис. 3.7б). В привідному пристрої встановлено гідромотори 4 та 5, до яких підведено напірну та зливну магістралі. Максимальний тиск, що створюється насосом 1, визначається налагодженням запобіжного клапана 2. В гідромагістралі, яка з'єднує напірну порожнину півосі з гідромотором 5, встановлено пристрій керування 3, основними складовими якого є: клапан першого каскаду (3.1), клапан другого каскаду (3.2), дроселі (3.3) та (3.4). Вхід гідромотора 5 при вимкненому пристрої керування з'єднано із зливом через зворотний клапан 9. Механічні втрати в гідромоторі моделюються обертальними кінематичними парами. Момент опору руху стрічки діє на ланку 8.

В основу математичного опису руху вихідної ланки приводу покладені рівняння руху механічної частини і рівняння балансу витрат рідини [165].

При складанні рівнянь (3.16)–(3.42) прийняті такі припущення:

- продуктивність насоса постійна ( $Q_n = \text{const}$ );
- напірні з'єднувальні магістралі короткі, тому гідравлічним опором і хвильовими процесами в них можна знехтувати ( $\Delta p_{\text{тр}} = 0$ );
- температура і в'язкість потоку робочої рідини бралися постійними ( $t^\circ = \text{const}$ ;  $\beta = \text{const}$ );
- податливості порожнин, а також стисливість робочої рідини враховувалися як усереднені величини для цього діапазону зміни тиску [166];
- тиск рідини в усіх точках об'єму напірної та клапанної магістралей змінюється синфазно;
- тиск рідини в зливних магістралях приблизно постійний;
- сили сухого тертя невеликі, тому ними можна знехтувати;
- інерційний напір в дросельній магістралі малий порівняно з повним втраченим напором рідини;
- кут відхилення потоку приблизно постійний і не змінюється за малих коливань закриття клапана поблизу усталеного положення;
- втрати у магістралі нагнітання пропорційні тиску;
- пробуксовування стрічки відносно барабана відсутне ( $F_{\text{max}}/F_{\text{min}} \geq e^{f\alpha}$ );
- вважаємо стрічку абсолютно гнучкою пружною ниткою.

За номінального навантаження рівняння, що описують роботу приводу, спочатку враховуємо роботу одного гідромотора 4.

Рівняння витрат робочої рідини в напірній магістралі

$$q_n n_n - \sigma_1 p_1 - Q_{m1} - k_1 V_1 \left( \frac{dp_1}{dt} \right) = 0, \quad (3.16)$$

а в зливній

$$Q_{m1} - k_2 V_2 \left( \frac{dp_2}{dt} \right) - \sigma_2 p_2 = Q_2, \quad (3.17)$$

причому  $p_{кл} \geq p_1$ .

Рівняння руху ділянки 4–6

$$\begin{aligned} I_1 \left( \frac{d^2 \varphi_1}{dt^2} \right) + \beta_1 \left( \frac{d\varphi_1}{dt} \right) + c_{\varphi 1} (\varphi_1 - i\varphi_3) + \\ + c_{\varphi} f_{тр} (\varphi_1 - i\varphi_3) \operatorname{sgn} \left[ \frac{d(\varphi_1 - i\varphi_3)}{dt} \right] + \\ + M_{т1} - q_{m1} (p_1 - p_2) = 0; \end{aligned} \quad (3.18)$$

$$i c_{\varphi} (\varphi_1 - i\varphi_3) - I_2 \left( \frac{d^2 \varphi_3}{dt^2} \right) - r_1 (F_1 - F_4) = 0. \quad (3.19)$$

Рівняння руху ланки 8

$$r_2 (F_2 - F_3) - I_4 \left( \frac{d^2 \varphi_4}{dt^2} \right) - M_0 = 0. \quad (3.20)$$

Зв'язок сили натягу і деформації стрічки, що описується моделлю Фойгта, встановлюється співвідношенням

$$F_1 = A \left( E_c \varepsilon_1 + \eta \frac{d\varepsilon_1}{dt} \right), \quad (3.21)$$

де

$$\varepsilon_1 = u_1 / l. \quad (3.22)$$

Деформація стрічки через кутові переміщення ланок 6 і 8 запишеться виразом

$$u_1 = (\varphi_3 - \varphi_4) r_1. \quad (3.23)$$

Умова постійності довжини замкнутого контуру пружної нитки матиме вигляд

$$F_1 = -F_2; -F_3 = F_4. \quad (3.24)$$

Розглянемо компоненти рівнянь (3.16)–(3.20).

Підпір в зливній магістралі є мінімальним і береться  $p_2 = 0$ . Тоді витрати через гідромотор визначаються виразом

$$Q_{м1} = q_{м1} \left( \frac{d\varphi}{dt} \right). \quad (3.25)$$

Враховуючи, що момент інерції ротора гідромотора типу МГП-125 значно менший ( $I_M = 3,06 \cdot 10^{-5} \text{ кг} \cdot \text{м}^2$ ) зведеного моменту інерції рухомих частин привідного механізму конвеєра  $I_2$ , ним можна знехтувати.

За даними досліджень [6, 167, 168] в динамічних розрахунках систем з пружним зв'язком як основну характеристику необхідно приймати динамічний модуль пружності  $E_D$ , значення якого за тривалої дії навантаження менше однієї секунди, можна вважати постійними.

Момент  $M_0$  визначиться через силу опору рухові стрічки  $F_t$ :

$$M_0 = r_1 F_t. \quad (3.26)$$

Сила  $F_t$  залежить від коефіцієнта довжини конвеєра  $\xi$ , погонної густини гілок конвеєра  $\rho$ , загального коефіцієнта опору руху стрічки роликкооперами  $w$ , тобто

$$F_t = \xi \rho g w l. \quad (3.27)$$

Загальний коефіцієнт опору руху  $w$  визначиться через його складові

$$w = w_{дв} + w_{дс} + w_{ор} + w_{вр}, \quad (3.28)$$

де  $w_{дв}$ ,  $w_{дс}$ ,  $w_{ор}$ ,  $w_{вр}$  – коефіцієнти опору від деформацій вантажу, стрічки, обертання роликів, втискання роликів в стрічку, відповідно. Значення цих коефіцієнтів визначаємо на підставі теоретичних і експериментальних залежностей [56].

З врахуванням зазначених припущень і співвідношень (3.25)–(3.28), математична модель гідравлічного мотор-барабана стрічкового конвеєра матиме вигляд:

$$q_n n_n - \sigma_1 p_1 - q_{m1} \left( \frac{d\varphi}{dt} \right) - k_1 V_1 \left( \frac{dp_1}{dt} \right) = 0; \quad (3.29)$$

$$\beta \left( \frac{d\varphi_1}{dt} \right) + c_\varphi (\varphi_1 - i\varphi_2) + c_\varphi f_{\text{тр}} (\varphi_1 - i\varphi_2) \operatorname{sgn} \left[ \frac{d(\varphi_1 - \varphi_2)}{dt} \right] + M_{\tau 1} - q_{m1} p_1 = 0; \quad (3.30)$$

$$r_2 (F_2 - F_3) - I_4 \frac{d^2 \varphi_3}{dt^2} - M_0 = 0; \quad (3.31)$$

$$F_1 = \frac{A}{l} \left( E_c u_1 - \eta \frac{du_1}{dt} \right); \quad (3.32)$$

$$u_1 = (\varphi_3 - \varphi_4) r_1, \quad F_1 = -F_2; -F_3 = F_4, \quad n_m = \frac{d\varphi}{dt}.$$

Коли в приводі виникає певне межове значення навантаження, що перевищує номінальне, в гідросистемі встановлюється тиск  $p'_1$ , спрацьовує пристрій керування і вмикається гідромотор 5, тобто  $p_1 \geq p'_1$ . Для розробки математичної моделі, що описує роботу приводу з вмиканням додаткового гідромотора, необхідно скористатися розрахунковою схемою пристрою керування, що виконаний на основі клапана непрямої дії (рис. 3.8), яка використана для досліджень динамічних процесів в цьому пристрої [169].

Рівняння витрат робочої рідини в напірній магістралі

$$q_n n_n - \sigma_1 p_1 - Q_{m1} - Q_{m2} - k_1 V_1 (dp_1 / dt) = 0, \quad (3.33)$$

зливній –

$$Q_{m1} + Q_{m2} - k_2 V_2 (dp_2 / dt) - \sigma_2 p_2 = Q_2. \quad (3.34)$$





$$q_{m2} \frac{d\varphi_2}{dt} = \mu_1 b_1 h_1 \sqrt{\frac{2(p_1 - p_3)}{\rho}} + \mu_{dp} f_{dp} \sqrt{\frac{2(p_1 - p_{кл})}{\rho}} + \sigma_2 p_{кл} + k_{кл} V_{кл} \frac{d}{dt} p_{кл} + \frac{\pi}{4} (d_3^2 - d_2^2) \frac{dh_1}{dt}. \quad (3.39)$$

Рівняння руху золотникового клапана пристрою керування

$$\frac{\pi}{4} (d_3^2 - d_2^2) p_1 + \frac{\pi}{4} (d_3^2 - d_1^2) p_3 = m_1 \frac{d^2}{dt^2} h_1 + \beta_3 \frac{d}{dt} h_1 + 2\mu_1 b_1 h_1 \sqrt{(p_1 - p_3)(p_1 - p_{кл})} \cos \alpha_1 + e_1 (h_1 + x_1). \quad (3.40)$$

Відкриття клапана першого каскаду здійсниться за умови

$$p_1' = \frac{kh_2}{f_3}, \quad (3.41)$$

а закриття –

$$p_1 = p_1' \frac{f_3}{f_4} + \frac{kh_2}{f_4}. \quad (3.42)$$

В рівняннях (3.16)–(3.42) використані такі позначення:  $p_1$  – тиск в напірній магістралі гідромотора 4;  $p_2$  – тиск в зливній магістралі;  $p_3$  – тиск в магістралі гідромотора 5 після спрацьовування пристрою керування;  $q_n$ ,  $q_{m1}$ ,  $q_{m2}$  – робочі об'єми насоса і гідромоторів 4 та 5, відповідно;  $n_n$  – частота обертів вихідного вала насоса;  $\sigma_1$  – коефіцієнт витрат з порожнини гідроприводу, що знаходиться під тиском  $p_1$ ;  $k_1$  – коефіцієнт податливості напірної магістралі з урахуванням стисливості рідини об'єм якої рівний  $V_1$ ;  $\varphi_1$ ,  $\varphi_2$ ,  $\varphi_3$ ,  $\varphi_4$  – кутові переміщення роторів гідромоторів 4 та 5, привідного і хвостового барабанів, відповідно;  $c_\varphi$  – зведена крутильна жорсткість привідної системи;  $\beta_1$ ,  $\beta_2$  – коефіцієнти в'язкого тертя в гідромоторах;  $I_1$ ,  $I_2$ ,  $I_3$ ,  $I_4$  – моменти інерції роторів гідромоторів і зведені моменти інерції привідного механізму та рухомих ланок транспортувальної частини конвеєра, відповідно;  $M_{т1}$ ,  $M_{т2}$  – механічні втрати в гідромоторах;  $M_o$  – момент опору рухові

стрічки;

$r$  – радіус барабанів;  $A$  – площа перерізу стрічки;  $E_c$  – статичний модуль пружності стрічки;  $\eta$  – відносний коефіцієнт демпфування;  $p_{кл}$  – тиск в гідролінії керування пристроєм;  $h_1$ ,  $b_1$  – відкриття та довжина робочого отвору золотникового клапана;  $m_1$  – маса золотникового клапана;  $e_1$ ,  $x_1$  – жорсткість та попереднє стискання пружини;  $\beta_3$  – коефіцієнт в'язкого демпфування золотникового клапана;  $\mu_1$ ,  $\mu_{др}$  – коефіцієнт витрат відповідних прохідних перерізів;  $\rho$  – густина робочої рідини;  $d_1$ ,  $d_2$ ,  $d_3$  – діаметри поверхонь золотникового клапана;  $f_{др}$  – площа поперечного перерізу дроселя;  $h_2$  – попередня деформація пружини першого каскаду;  $k$  – жорсткість пружини першого каскаду;  $\alpha_1$  – кут відхилення потоку рідини при виході з робочої порожнини;  $f_1 = (\pi/4)(d_3^2 - d_2^2)$  – площа контакту торця золотникового клапана;  $f_2 = (\pi/4)(d_3^2 - d_1^2)$  – повна площа торця золотникового клапана;  $f_3 = \pi d_4^2 / 4$  – площа конуса затвора в місці контакту з сідлом;  $f_4 = \pi d_5^2 / 4$  – площа циліндричної частини затвора;  $d_4$ ,  $d_5$  – діаметри конічної і циліндричної поверхонь затвора, відповідно.

Розв'язання диференціальних рівнянь, що увійшли до математичного опису роботи вмонтованого гідравлічного приводу з пристроєм керування, дозволяє встановити вплив параметрів гідроприводу та пристрою керування на перехідні процеси у вмонтованому гідравлічному приводі, чутливому до навантаження.

### **3.2.3 Теоретичні дослідження вмонтованого гідравлічного приводу конвеєра, чутливого до зміни навантаження**

Дослідження динаміки гідроприводу, чутливого до зміни навантаження [169,170] здійснювалось на основі інтегрування диференціальних рівнянь (3.16)–(3.42) за допомогою комп'ютерної програми, створеної на основі пакета MathLab 13.

Для теоретичних досліджень використовувалися такі вихідні значення параметрів системи:  $q_H = 1,59 \cdot 10^{-6}$  м<sup>3</sup>/рад;  $q_M = 12,8 \cdot 10^{-6}$  м<sup>3</sup>/рад;  $n_H = 147,6$  рад/с;  $\sigma_1 = 3,21 \cdot 10^{-11}$  м<sup>5</sup>/Нс;  $k_1 = 0,714$  1/МПа;  $V_1 = 0,46 \cdot 10^4$  м<sup>3</sup>;  $c_\phi = 0,8 \cdot 10^6$  Нм/рад;  $\beta = 0,05$  Н·м·с/рад;  $I_3 = 0,22$  кг·м<sup>2</sup>;  $I_4 = 0,32$  кг·м<sup>2</sup>;  $M_T = 10$  Н·м;  $M_0 = 87$  Н·м,  $M_{\max} = 280$  Н·м;  $r = 0,09$  м;  $A = 151,8 \cdot 10^{-6}$  м<sup>2</sup>;  $E_c = 510$  МПа;  $\eta = 24$  Н·с/м;  $b_1 = 2 \cdot 10^{-3}$  м;  $m_1 = 5,5 \cdot 10^{-2}$  кг;  $e_1 = 2,8 \cdot 10^3$  Н/м;  $x_1 = 3 \cdot 10^{-3}$  м;  $\mu_1 = 0,64$ ;  $\mu_{др} = 0,6$ ;  $\rho = 850$  кг·м<sup>-3</sup>;  $f_{др} = 0,785 \cdot 10^{-6}$  м<sup>2</sup>;  $\alpha_1 = 45^\circ$ ;  $h_2 = 51,25 \cdot 10^{-4}$  м;  $k = 5 \cdot 10^4$  Н/м.

Результати досліджень наведені на рис. 3.9–3.17.

Аналіз умов роботи гідроприводних систем показав, що на перехідні процеси гідроприводного агрегату впливають інерційне навантаження, крутильна жорсткість, об'єм напірної магістралі. Тому вплив кожного з вищезгаданих параметрів ( $I_4$ ,  $c_\phi$ ,  $V_1$ ) визначався перебором крайніх і проміжних їх значень за початкових значень решти параметрів.

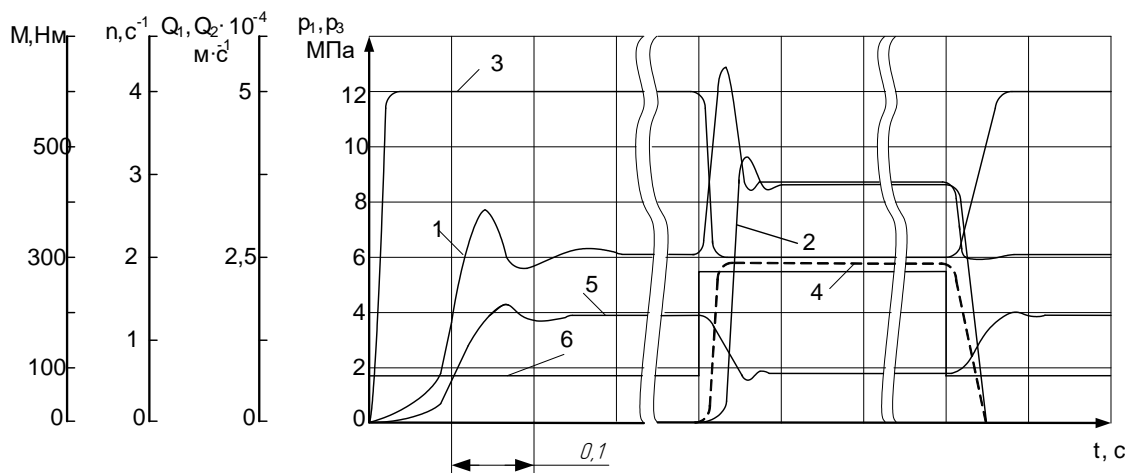


Рисунок 3.9 – Теоретичні залежності  $p_1(t)$ ,  $p_3(t)$ ,  $Q_1(t)$ ,  $Q_2(t)$ ,  $n(t)$ ,  $M(t)$  (криві 1, 2, 3, 4, 5, 6 відповідно) при  $p_{кв}=12$  МПа, крутильній жорсткості  $c_\phi=0,37 \cdot 10^{-3}$  Н·м/рад;  $f_3/f_4=0,6$  та ступінчастій зміні навантаження

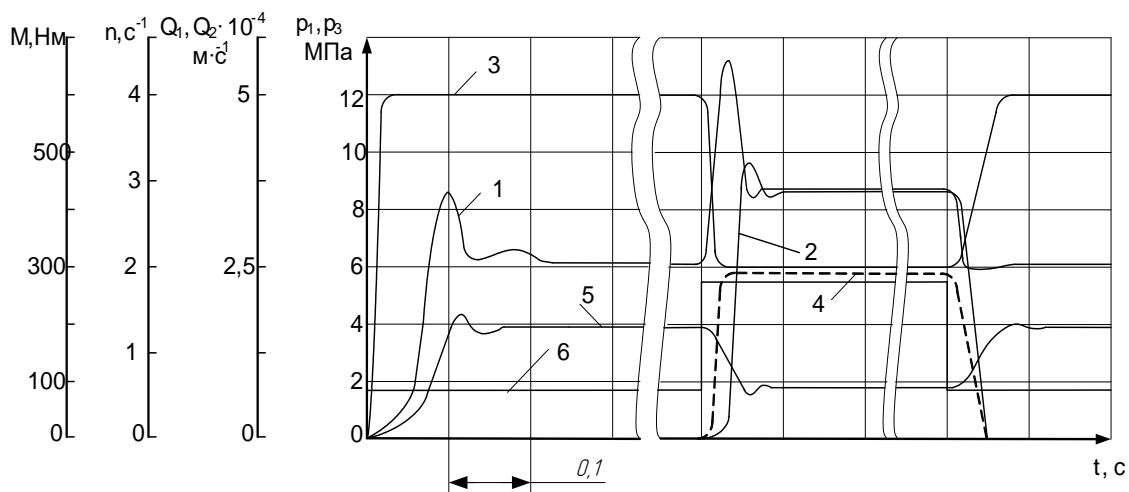


Рисунок 3.10 – Теоретичні залежності  $p_1(t)$ ,  $p_3(t)$ ,  $Q_1(t)$ ,  $Q_2(t)$ ,  $n(t)$ ,  $M(t)$  (відповідно криві 1, 2, 3, 4, 5, 6) при  $p_{кв}=12$  МПа, крутильній жорсткості  $2c_\phi=0,74 \cdot 10^{-3}$  Н·м/рад;  $f_3/f_4=0,6$  та ступінчастій зміні навантаження

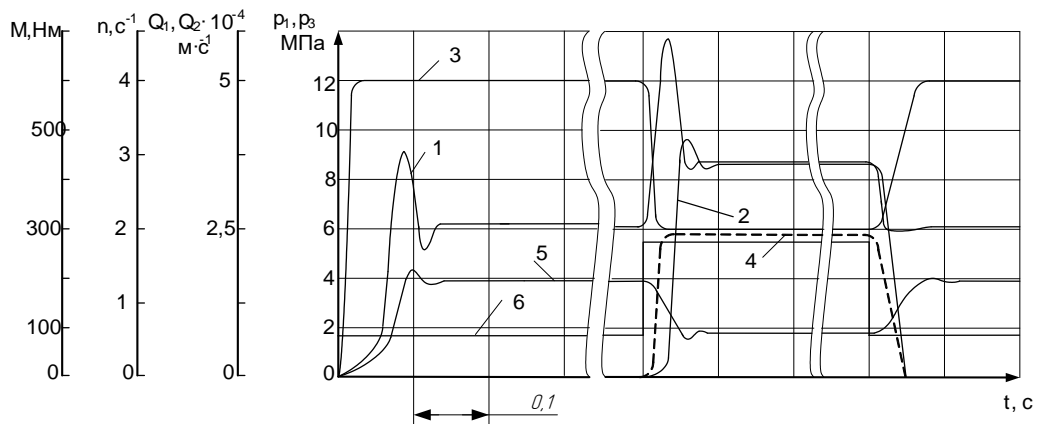


Рисунок 3.11 – Теоретичні залежності  $p_1(t)$ ,  $p_3(t)$ ,  $Q_1(t)$ ,  $Q_2(t)$ ,  $n(t)$ ,  $M(t)$  (криві 1, 2, 3, 4, 5, 6 відповідно) при  $p_{кв} = 12$  МПа, крутильній жорсткості  $3c_{\varphi} = 1,11 \cdot 10^{-3}$  Н·м/рад;  $f_3/f_4 = 0,6$  та ступінчастій зміні навантаження

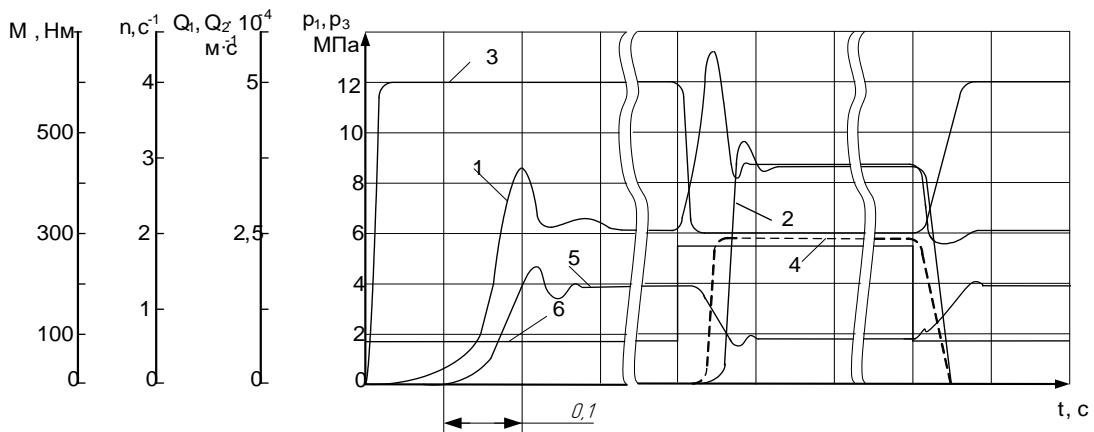


Рисунок 3.12 – Теоретичні залежності  $p_1(t)$ ,  $p_3(t)$ ,  $Q_1(t)$ ,  $Q_2(t)$ ,  $n(t)$  (відповідно криві 1, 2, 3, 4, 5) при  $p_{кв} = 12$  МПа, крутильній жорсткості  $c_{\varphi} = 0,37 \cdot 10^{-3}$  Н·м/рад та максимальному інерційному навантаженні  $I_3 = 1,01$  кг·м<sup>2</sup> та ступінчастої зміні навантаження

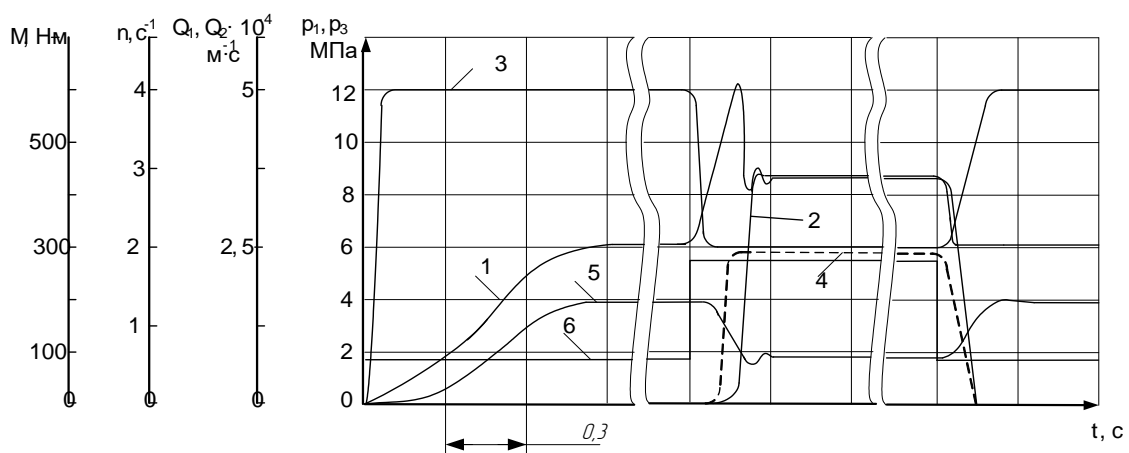


Рисунок 3.13 – Теоретичні залежності  $p_1(t)$ ,  $p_3(t)$ ,  $Q_1(t)$ ,  $Q_2(t)$ ,  $n(t)$  (відповідно криві 1, 2, 3, 4, 5) при  $p_{кв} = 12$  МПа, об'ємі порожнини напірної магістралі  $V_1 = 5 \cdot 10^{-2}$  м<sup>3</sup> та максимальному інерційному навантаженні  $I_4 = 1,01$  кг·м<sup>2</sup> та ступінчастої зміні навантаження

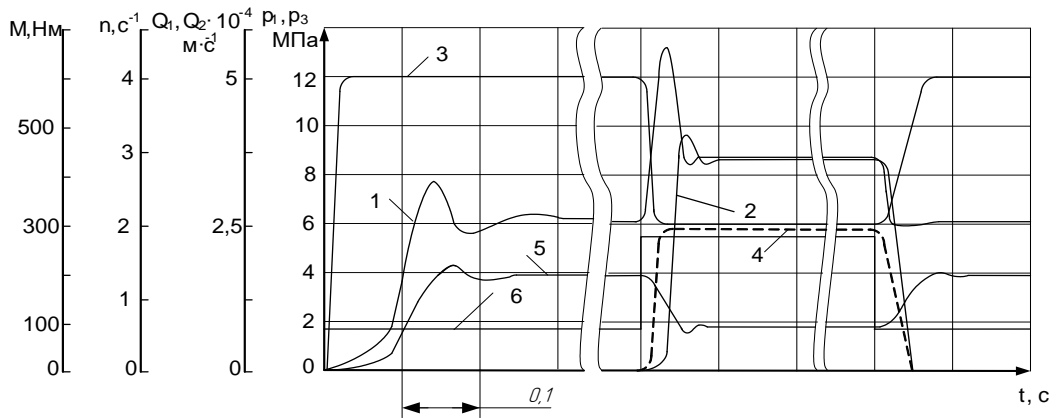


Рисунок 3.14 – Теоретичні залежності  $p_1(t)$ ,  $p_3(t)$ ,  $Q_1(t)$ ,  $Q_2(t)$ ,  $n(t)$ ,  $M(t)$  (криві 1, 2, 3, 4, 5, 6 відповідно) при  $p_{кв} = 12$  МПа, крутильній жорсткості  $c_\varphi = 0,37 \cdot 10^{-3}$  Н·м/рад;  $f_3/f_4 = 0,63$  та ступінчастій зміні навантаження

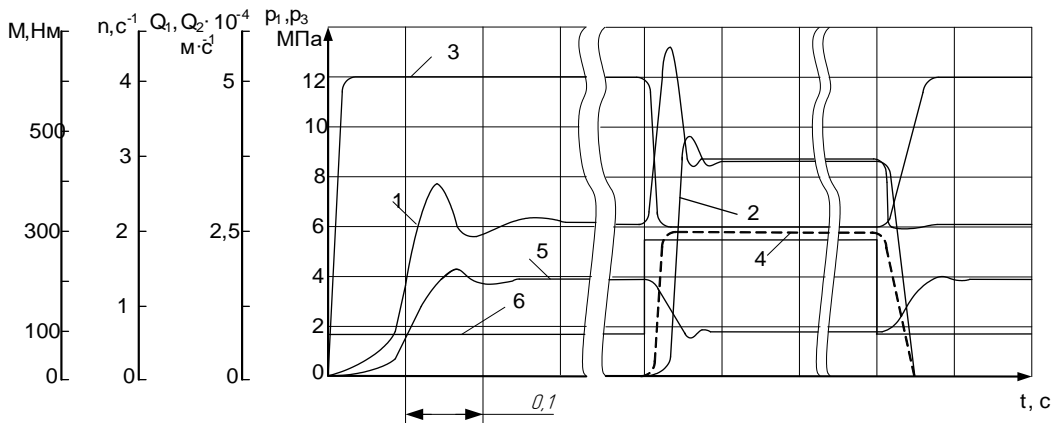


Рисунок 3.15 – Теоретичні залежності  $p_1(t)$ ,  $p_3(t)$ ,  $Q_1(t)$ ,  $Q_2(t)$ ,  $n(t)$ ,  $M(t)$  (криві 1, 2, 3, 4, 5, 6 відповідно) при  $p_{кв} = 12$  МПа, крутильній жорсткості  $c_\varphi = 0,37 \cdot 10^{-3}$  Н·м/рад;  $f_3/f_4 = 0,83$  та ступінчастій зміні навантаження

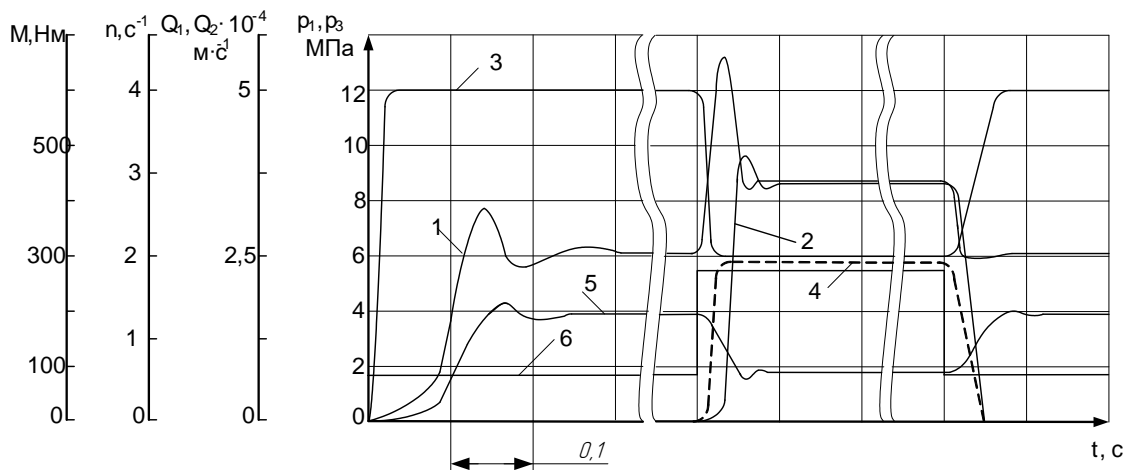


Рисунок 3.16 – Теоретичні залежності  $p_1(t)$ ,  $p_3(t)$ ,  $Q_1(t)$ ,  $Q_2(t)$ ,  $n(t)$ ,  $M(t)$  (криві 1, 2, 3, 4, 5, 6 відповідно) при  $p_{кв} = 12$  МПа, крутильній жорсткості  $c_\varphi = 0,37 \cdot 10^{-3}$  Н·м/рад;  $f_1/f_2 = 0,6$  та ступінчастій зміні навантаження

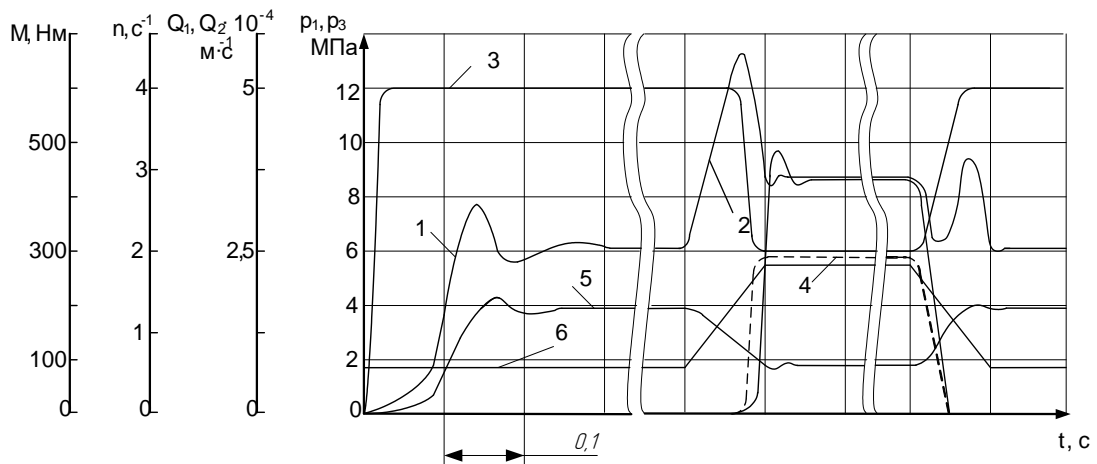


Рисунок 3.17 – Теоретичні залежності  $p_1(t)$ ,  $p_3(t)$ ,  $Q_1(t)$ ,  $Q_2(t)$ ,  $n(t)$ ,  $M(t)$  (криві 1, 2, 3, 4, 5, 6 відповідно) при  $p_{кв} = 12$  МПа, крутильній жорсткості  $c_\phi = 0,37 \cdot 10^{-3}$  Н·м/рад;  $f_3/f_4 = 0,6$  та трапецеїдальній зміні навантаження

Крім того досліджувались динамічні процеси, що виникають у приводі при ступінчастому та трапецеїдальному законах зміни навантаження Під час досліджень тиск відкриття клапана пристрою керування становив  $p_{кв} = 12$  МПа.

Проведені теоретичні дослідження підтверджують необхідність виконання динамічних розрахунків вмонтованих приводів на стадії проектування. Добором інерційних характеристик, жорсткостей приводу та транспортувальної частини і об'єму напірної порожнини можна змінити величину динамічних навантажень в заданих межах. Це сприяє створенню конструкцій приводів та конвеєрів з оптимальними параметрами, які забезпечують збільшення надійності та довговічності транспортувальних пристроїв.

### 3.2.4 Експериментальні дослідження перехідних режимів роботи приводу

Стрічковий конвеєр з вмонтованим гідравлічним приводом та пристроєм керування є складною механічною системою, динамічні процеси якої можуть бути цілком вивчені лише під час проведення теоретичних та експериментальних досліджень.

Експериментальні дослідження вмонтованого гідравлічного приводу конвеєра, чутливого до зміни навантаження, дозволили встановити закономірності впливу на перехідні процеси параметрів гідроприводу, транспортувальної частини стрічкового конвеєра та характеру зміни навантаження, а також визначити значення деяких параметрів, необхідних для проведення динамічних розрахунків [171, 172].

Експериментальні дослідження проводились на стендах за допомогою комплексу вимірювально-реєструвальної апаратури, які описані в підрозділі 2.4.

Методикою експериментальних досліджень передбачалось встановлення взаємозв'язку динамічних процесів в приводі з пружно-дисипативними, інерційними характеристиками та жорсткостями ланок конвеєра, а також режимом зміни вантажопотоків.

На рис. 3.18–3.26 показано зразки осцилограм, які дозволяють визначити вплив зазначених параметрів на динамічні процеси у вмонтованому гідравлічному приводі конвеєра, чутливого до зміни навантаження.

Для режиму пуску характерним є запізнення початку руху вихідної ланки відносно набору тиску, що викликане інерційністю та жорсткістю системи, а також силами тертя. З підвищенням тиску (крива 1) вихідний вал впродовж певного часу  $t_n$  залишається нерухомим (горизонтальна ділянка кривої 2). Рух вихідного вала починається в момент досягнення тиску, достатнього для подолання навантаження, що зумовлено вагою рухомих елементів гідромеханічної системи, моментом опору, який сформовано навантажувальним пристроєм, та силою тертя. При подальшому підвищенні тиску відбувається розгін вихідної ланки.

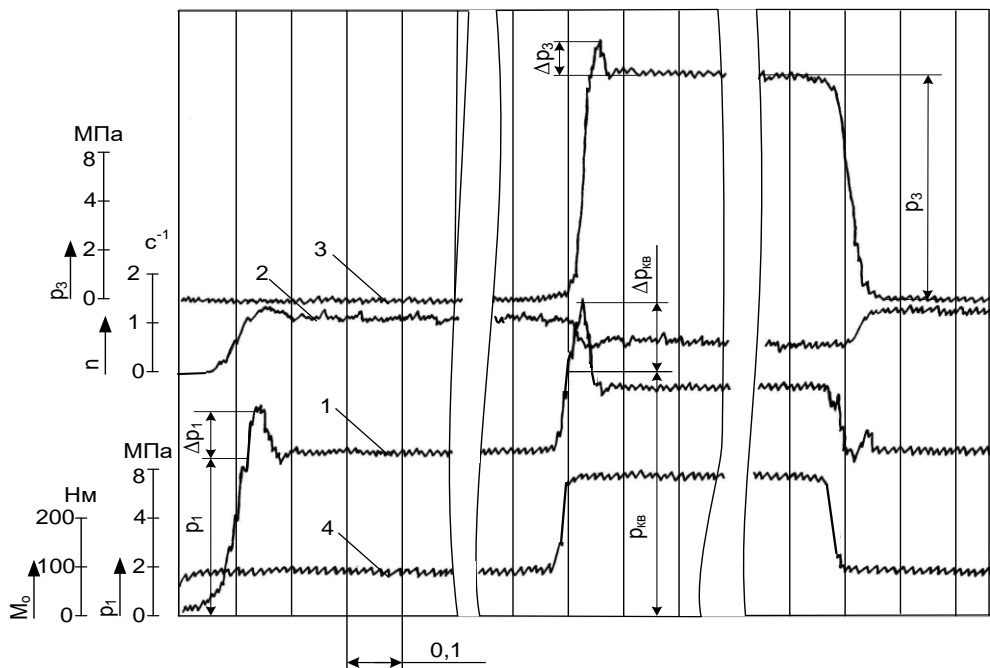


Рисунок 3.18 – Осцилограма перехідних процесів вмонтованого гідравлічного приводу конвеєра, чутливого до зміни навантаження при тиску «відкриття»  $p_{кв} = 12$  МПа, крутильній жорсткості  $c_{\phi} = 0,37 \cdot 10^{-3}$  Н·м/рад;  $f_3/f_4 = 0,6$ : 1 – зміна тиску в напірній гідромагістралі першого гідромотора; 2 – зміна частоти обертів виконавчої ланки приводу; 3 – зміна тиску в напірній гідромагістралі другого гідромотора; 4 – зміна навантаження (ступінчаста) на виконавчій ланці приводу



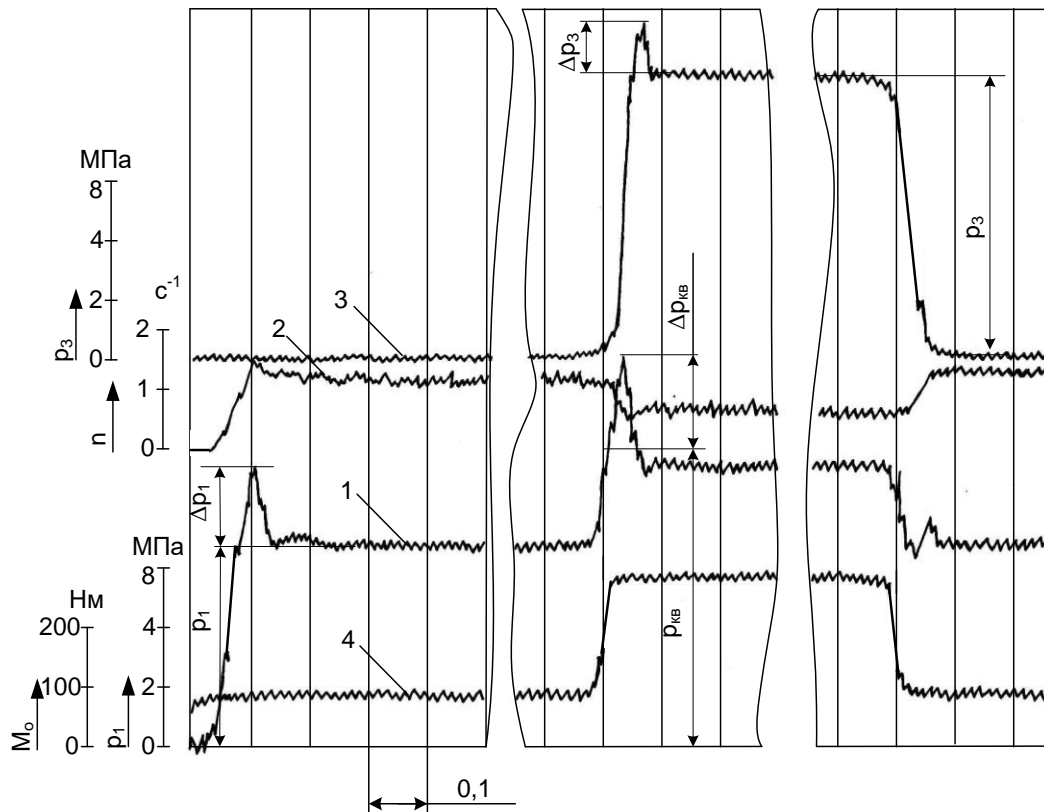


Рисунок 3.19 – Осцилограма перехідних процесів вмонтованого гідравлічного приводу конвеєра, чутливого до зміни навантаження при тиску «відкриття»  $p_{KB} = 12$  МПа, крутильній жорсткості  $2c_{\phi} = 0,74 \cdot 10^{-3}$  Н·м/рад;  $f_3/f_4 = 0,6:1$  – зміна тиску в напірній гідромагістралі першого гідромотора; 2 – зміна частоти обертів виконавчої ланки приводу; 3 – зміна тиску в напірній гідромагістралі другого гідромотора; 4 – зміна навантаження (ступінчаста) на виконавчій ланці приводу

Під час розгону спостерігається підвищення тиску на величину  $\Delta p_1$  від номінального, яке викликане інерційністю навантаження, і продовжується до того моменту, поки частота обертання вихідного вала не досягне значення, близького до усталеного. Після цього дія динамічного навантаження починає зменшуватися, і в гідросистемі відбувається зниження тиску (крива 1 опускається вниз). Проте, частота обертання вихідного вала протягом певного проміжку часу збільшується (крива 2 підіймається вгору) і під дією інерційних мас механічної системи досягає величини, що перевищує усталену. В цей момент у гідромоторі витрати рідини збільшуються до максимуму, внаслідок чого тиск знижується до значення, нижчого за номінальне (крива 1 опускається). Після припинення дії інерційних мас механічної системи частота обертів вихідного вала і тиску в гідросистемі досягають значень номінального режиму роботи.

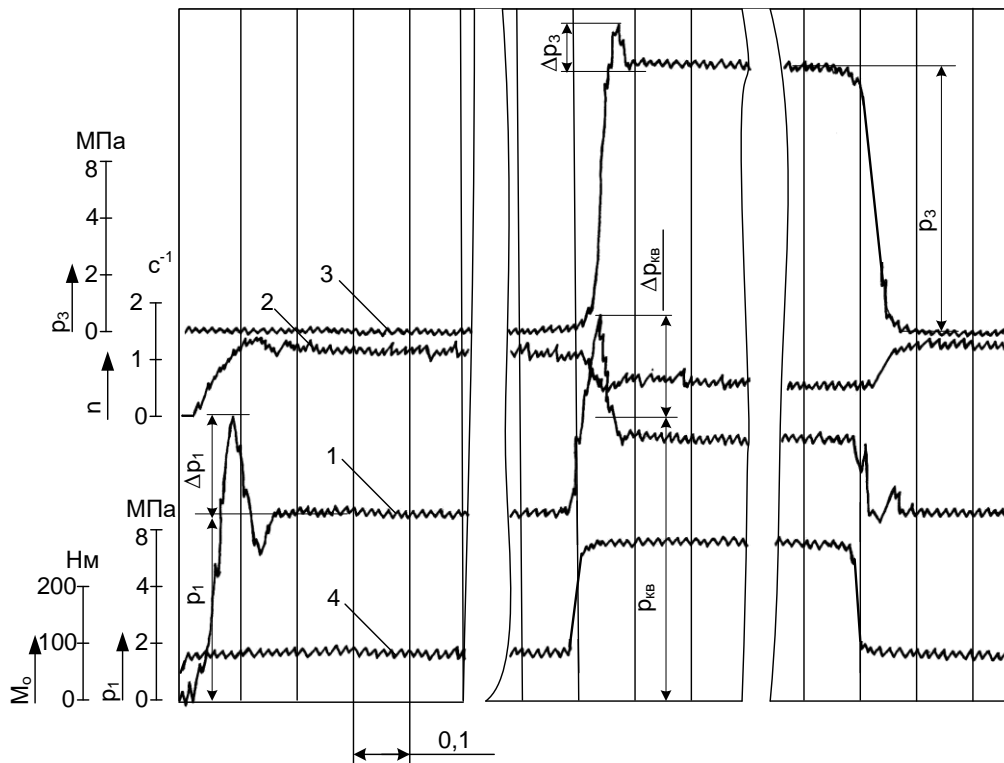


Рисунок 3.20 – Осцилограма перехідних процесів вмонтованого гідравлічного приводу конвеєра, чутливого до зміни навантаження при тиску «відкриття»  $p_{кв} = 12$  МПа, крутильній жорсткості  $3c_{\phi} = 1,11 \cdot 10^{-3}$  Н·м/рад;  $f_3/f_4 = 0,6$ : 1 – зміна тиску в напірній гідромагістралі першого гідромотора; 2 – зміна частоти обертів виконавчої ланки приводу; 3 – зміна тиску в напірній гідромагістралі другого гідромотора; 4 – зміна навантаження (ступінчаста) на виконавчій ланці приводу

Такий режим характеризується рівновагою сил руху та сил корисного опору, проте в результаті дії сил пружності виникають невеликі коливання частоти обертання вихідного вала.

Під час різкого збільшення навантаження до величини  $M_0 = 280$  Нм (крива 4) в приводі спрацьовує пристрій керування, в якому клапан першого каскаду налаштований на тиск «відкриття»  $p_{кв} = 12$  МПа, що відповідає навантаженню  $M_0 = 228$  Нм. В цей момент пристрій керування під'єднує гідромагістраль другого гідромотора, в якій тиск  $p_3$  починає стрімко зростати (крива 3), а частота обертів вихідної ланки навпаки – стрімко знижуватися (крива 2). Завищення тисків  $\Delta p_{кв}$  та  $\Delta p_3$  викликані тими ж причинами, що зазначені вище під час опису періоду розгону. Через вплив максимальних витрат тиск в гідромагістралях обох гідромоторів знижується нижче номінального, який визначається максимальним навантаженням під час сумісної роботи двох гідромоторів і становить  $p_{н1} = 9$  МПа та  $p_{н2} = 8,8$  МПа. Різниця

значень  $p_{н1}$  та  $p_{н2}$  викликана незначними втратами напору в пристрої керування. Характер зміни частоти обертання вихідного вала (крива 2) до досягнення усталеного значення, яке вдвічі менше, ніж під час роботи одного гідромотора (характерні об'єми гідромоторів однакові), аналогічний пусковому періоду.

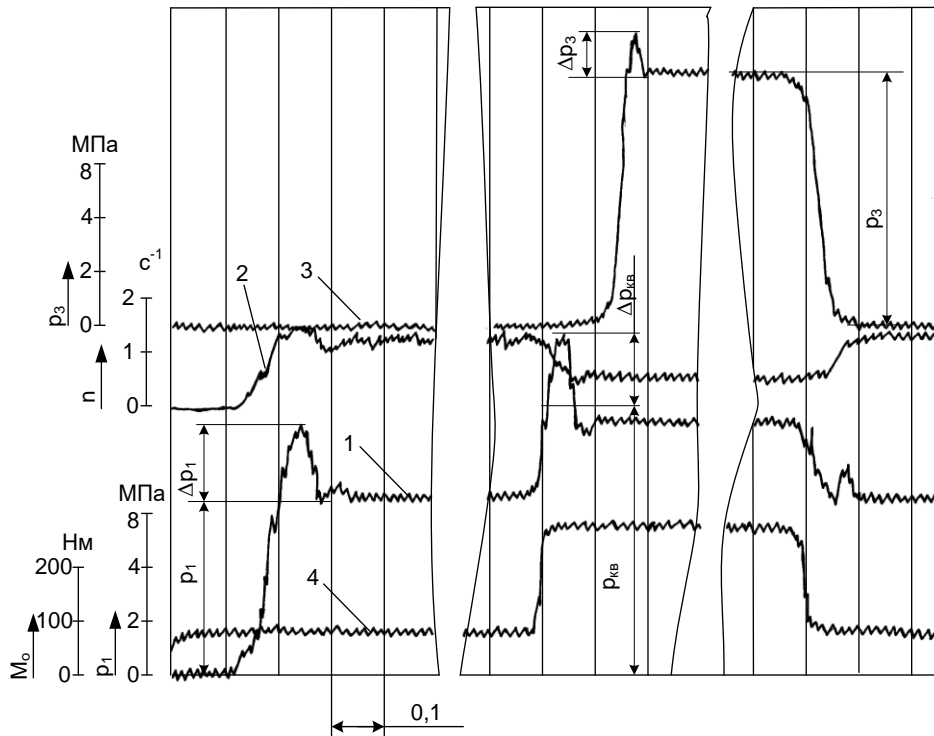


Рисунок 3.21 – Осцилограма перехідних процесів вмонтованого гідравлічного приводу конвеєра, чутливого до зміни навантаження при тиску «відкриття»  $p_{кв} = 12$  МПа, крутильній жорсткості  $c_{\phi} = 0,37 \cdot 10^{-3}$  Н·м/рад та максимальному інерційному навантаженні  $I_3 = 1,01$  кг·м<sup>2</sup>: 1 – зміна тиску в напірній гідромагістралі першого гідромотора; 2 – зміна частоти обертів виконавчої ланки приводу; 3 – зміна тиску в напірній гідромагістралі другого гідромотора; 4 – зміна навантаження (ступінчаста) на виконавчій ланці приводу

В момент різкого зменшення навантаження (крива 4), по досягненню ним величини, що відповідає тиску «закриття»  $p_{кз}$  пристрою керування, який визначається співвідношенням площ його запірних елементів першого каскаду  $f_3/f_4$ , гідромагістраль другого гідромотора перекривається клапаном другого каскаду. В цей час тиск в гідромагістралі другого гідромотора  $p_3$  різко знижується до нуля (крива 3), а тиск в гідромагістралі першого гідромотора  $p_1$  через різке збільшення на його валу навантаження на невеликий проміжок часу різко зростає. Проте, ступінчасте спадання навантаження викликає подальше зни-

ження тиску  $p_1$  (крива 1) спочатку нижче номінального, а потім його завищення над номінальним до встановлення усталеного режиму. Частота обертів вихідного вала збільшується вдвічі, що відповідає роботі одного гідромотора.

Одним з параметрів механічної системи конвеєра, що суттєво впливає на динамічні характеристики гідроприводного агрегату, є крутильна жорсткість, величина якої визначається зведеною жорсткістю елементів приводу та ділянок стрічки. Враховуючи, що жорсткість елементів приводу значно більша жорсткості ділянок стрічки, то під час вивчення впливу крутильної жорсткості системи змінювались параметри лише гнучкого органу.

Відомо [173], що зведена жорсткість гнучкого органу, який піддається крутильним деформаціям, залежить від його погонної жорсткості, довжини, радіуса привідної ланки та передатного відношення між привідною ланкою та центром зведення. Практичну цінність викликає вивчення впливу довжини гнучкого органу при незмінних параметрах приводу та характеристики жорсткості стрічки. На експериментальному стенді стрічка конвеєра моделюється клинопасовою передачею, в якій при постійній міжосьовій відстані та потужності приводу зміну деформації паса, відповідну його видовженню, можна досягти шляхом зміни їх кількості на шківу.

Збільшення крутильної жорсткості (див. рис. 3.18–3.20) також збільшує завищення тиску  $\Delta p_1$  на 80 % (від 1,68 МПа ( $c_\phi$ ) до 3,6 МПа ( $3c_\phi$ )), завищення тиску «відкриття»  $\Delta p_{\text{кв}}$  на 44 % (від 1,8 МПа ( $c_\phi$ ) до 2,6 МПа ( $3c_\phi$ )), та зменшує тривалість перехідних процесів пуску на 26 % (з  $t_{\text{п}} = 0,21$  с ( $c_\phi$ ) до  $t_{\text{п}} = 0,14$  с ( $3c_\phi$ )) і «відкриття» пристрою керування на 24 % (з  $t_{\text{кв}} = 0,10$  с ( $c_\phi$ ) до  $t_{\text{кв}} = 0,08$  с ( $3c_\phi$ )), а також майже не впливає на величину та тривалість завищення тиску «закриття»  $p_{\text{кз}}$ . Збільшення інерційного навантаження (див. рис. 3.21) з  $I_3 = 0,32$  кг·м<sup>2</sup> до  $I_3 = 1,01$  кг·м<sup>2</sup> при незмінних базових параметрах збільшує завищення тиску  $\Delta p_1$  на 30 % (від 1,68 МПа ( $I_3$ ) до 2,2 МПа ( $3I_3$ )), завищення тиску «відкриття»  $\Delta p_{\text{кв}}$  на 29 % (від 1,8 МПа ( $I_3$ ) до 2,32 МПа ( $3I_3$ )), тривалості перехідних процесів пуску на 23 % (з  $t_{\text{п}} = 0,21$  с ( $I_3$ ) до  $t_{\text{п}} = 0,26$  с ( $3I_3$ )) і «відкриття» пристрою керування на 41 % (з  $t_{\text{кв}} = 0,10$  с ( $I_3$ ) до  $t_{\text{кв}} = 0,14$  с ( $3I_3$ )), та незначно збільшує тривалість перехідного процесу тиску «закриття»  $p_{\text{кз}}$  (в межах 8 %) (від  $t_{\text{кз}} = 0,07$  с ( $I_3$ ) до  $t_{\text{кз}} = 0,08$  с ( $3I_3$ )).

Керування роботою гідроприводного агрегату стрічкового конвеєра здійснюється оператором за допомогою гідроапаратури насосної станції. Довжина напірних трубопроводів може бути різною, залежно від місця розташування насосної станції. Тому важливим етапом експериментальних досліджень є вивчення впливу зміни об'єму напірної порожнини гідросистеми на перехідні режими приводу.

На рис. 3.22 показано осцилограму перехідних процесів вмонтованого гідравлічного приводу конвеєра, чутливого до зміни навантаження, з об'ємом напірної порожнини  $V_1 = 5 \cdot 10^{-2} \text{ м}^3$  та інерційному навантаженню  $I_3 = 1,01 \text{ кг} \cdot \text{м}^2$ . У порівнянні з базовим значенням об'єму напірної порожнини  $V_1 = 0,46 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3$ , збільшується величина тривалості перехідних процесів пуску більше ніж у три рази (з  $t_{\text{п}} = 0,26 \text{ с}$  до  $t_{\text{п}} = 0,8 \text{ с}$ ), при цьому завищення тиску  $\Delta p_1$  відсутнє.

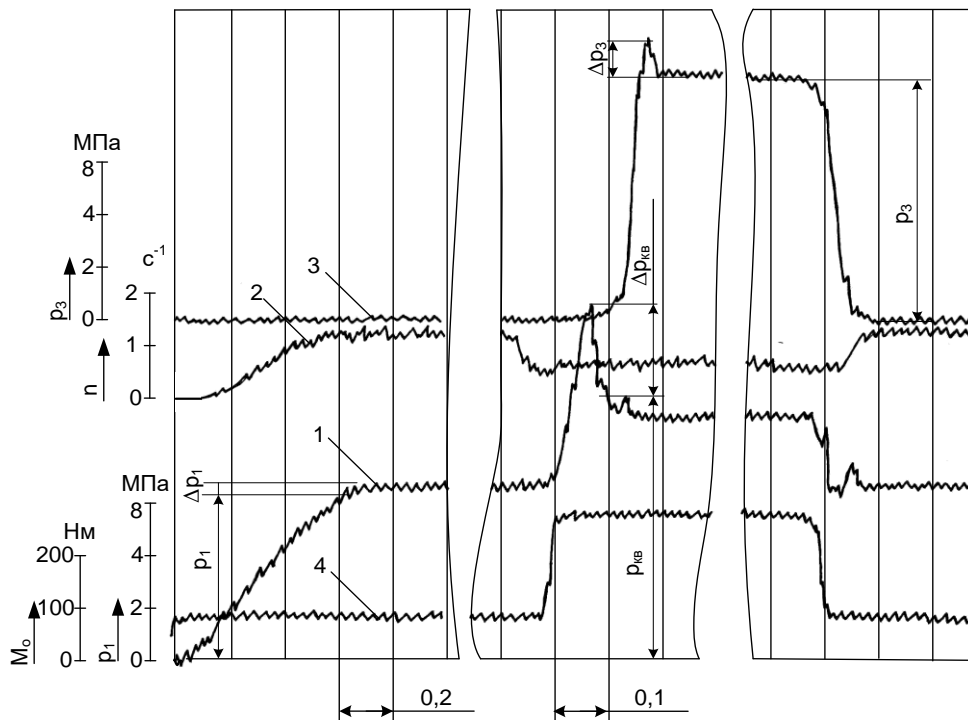


Рисунок 3.22 – Осцилограма перехідних процесів вмонтованого гідравлічного приводу конвеєра, чутливого до зміни навантаження при тиску «відкриття»  $p_{\text{кв}} = 12 \text{ МПа}$ , об'ємі порожнини напірної магістралі  $V_1 = 5 \cdot 10^{-2} \text{ м}^3$  та максимальному інерційному навантаженню  $I_4 = 1,01 \text{ кг} \cdot \text{м}^2$ : 1 – зміна тиску в напірній гідромагістралі першого гідромотора; 2 – зміна частоти обертів виконавчої ланки приводу; 3 – зміна тиску в напірній гідромагістралі другого гідромотора; 4 – зміна навантаження (ступінчаста) на виконавчій ланці приводу

Криві тиску та частоти обертання мають яскраво виражені похилі характеристики. Під час спрацьовування пристрою керування в моменти «відкриття» та «закриття» різниця відповідних параметрів є не суттєвою. Аналіз осцилограм дає підставу стверджувати, що зміна об'єму напірної порожнини змінює крутизну пускової характеристики, що є важливим для пуску конвеєрів з підвищеною вантажопідйомністю.

Осцилограми, що показані на рис. 3.23, 3.24 дають змогу встановити вплив співвідношення площ запірного елемента першого каскаду на величину і характер зміни тиску закриття. Так, при значенні  $f_3/f_4 = 0,63$  тиск «закриття» становить  $p_{кз} = 7,8$  МПа, а при  $f_3/f_4 = 0,83$  –  $p_{кз} = 9,8$  МПа. Таким чином, зміною вказаних параметрів можна керувати тиском «закриття», що є важливим для отримання якісних динамічних характеристик приводу за різного характеру зміни навантаження.

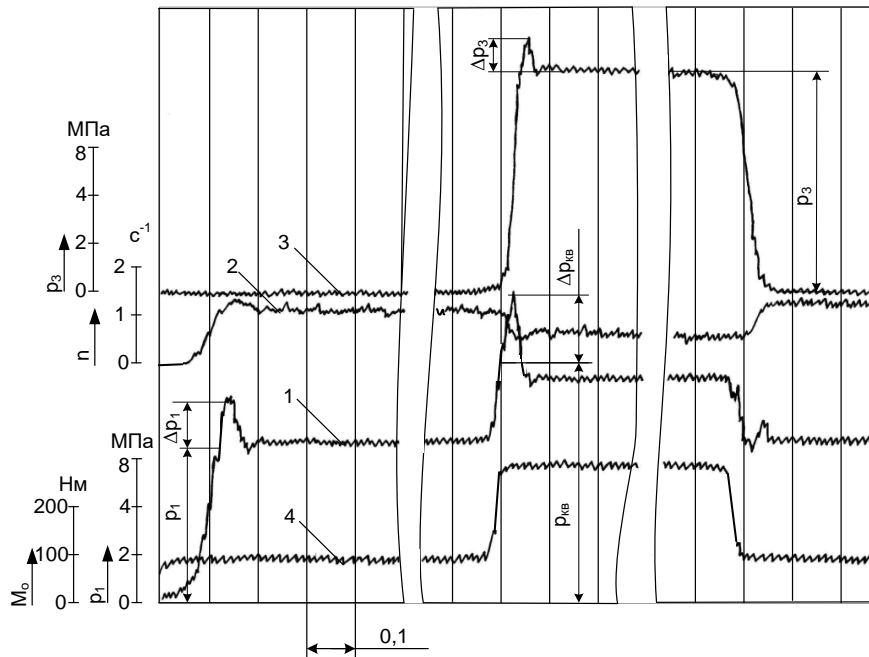


Рисунок 3.23 – Осцилограма перехідних процесів вмонтованого гідравлічного приводу конвеєра, чутливого до зміни навантаження при тиску «відкриття»  $p_{кв} = 12$  МПа, крутильній жорсткості  $c_{\phi} = 0,37 \cdot 10^{-3}$  Н·м/рад;  $f_3/f_4 = 0,63$ :  
 1 – зміна тиску в напірній гідромагістралі першого гідромотора;  
 2 – зміна частоти обертів виконавчої ланки приводу;  
 3 – зміна тиску в напірній гідромагістралі другого гідромотора;  
 4 – зміна навантаження (ступінчаста) на виконавчій ланці приводу

На рис. 3.25 показана осцилограма перехідного процесу в приводі зі зміненими параметрами золотникового клапана другого каскаду пристрою керування. Співвідношення площ  $f_1/f_2$  не так суттєво впли-

ває на якісні показники перехідного процесу, і зміна їх величин не перевищує 5 %.

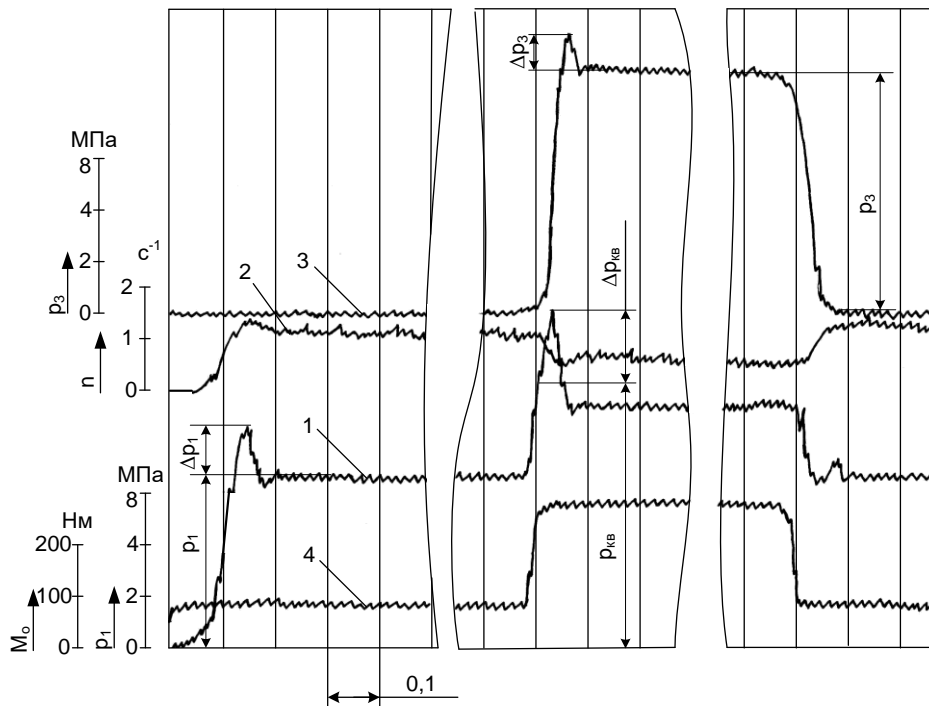


Рисунок 3.24 – Осцилограма перехідних процесів вмонтованого гідравлічного приводу конвеєра, чутливого до зміни навантаження при тиску «відкриття»  $p_{кв} = 12$  МПа, крутильній жорсткості  $c_{\phi} = 0,37 \cdot 10^{-3}$  Н·м/рад;  $f_3/f_4 = 0,83$ : 1 – зміна тиску в напірній гідромагістралі першого гідромотора; 2 – зміна частоти обертів виконавчої ланки приводу; 3 – зміна тиску в напірній гідромагістралі другого гідромотора; 4 – зміна навантаження (ступінчаста) на виконавчій ланці приводу

Зміна характеру навантаження, наприклад, з ступінчастого на трапецеїдальний, значно впливає на динамічні процеси, що відбуваються під час «відкриття» та «закриття» пристрою керування. За такої зміни навантаження (градієнт наростання моменту опору в чотири рази менший порівняно з ступінчастим) тривалість перехідного процесу «відкриття» пристрою керування (див. рис. 3.26)  $t_{кв}$  збільшується в 2,2 рази. Особливо слід відзначити вплив характеру зміни навантаження на перехідні процеси, що відбуваються в приводі під час «закриття» пристрою керування. Через спадання моменту опору, що також відбувається повільніше в чотири рази, ніж при ступінчастій зміні навантаження, тиск в гідромагістралі першого гідромотора після спрацьовування пристрою керування спочатку на короткий проміжок часу спадає, а потім значно збільшується до значення  $\Delta p_{кз} = 3,4$  МПа (у випадку ступінчастої зміни навантаження  $\Delta p_{кз} = 1,2$  МПа) в результаті більш тривалої дії навантаження, що повільніше змінюється на валу гідромотора.

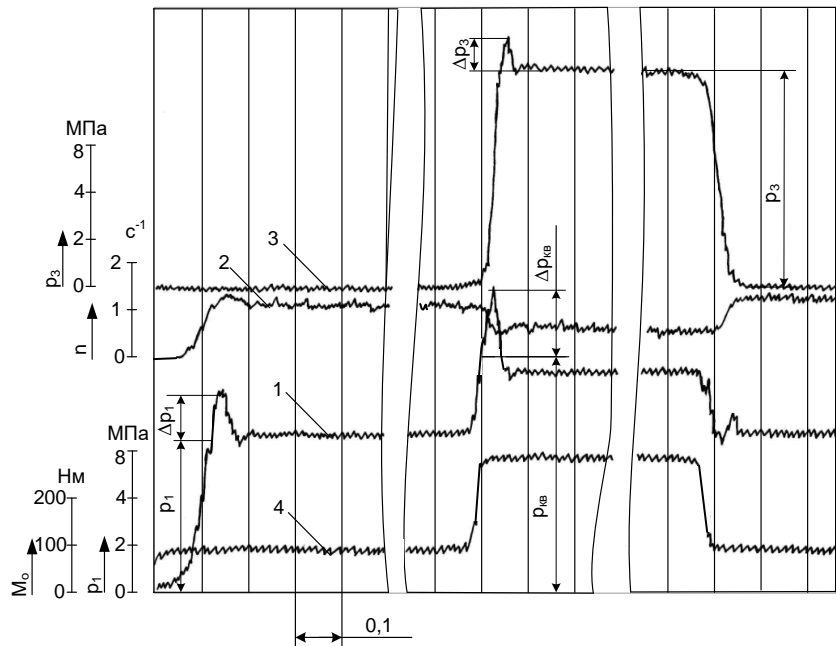


Рисунок 3.25 – Осцилограма перехідних процесів вмонтованого гідравлічного приводу конвеєра, чутливого до зміни навантаження при тиску «відкриття»  $p_{кв} = 12$  МПа, крутильній жорсткості  $c_{\phi} = 0,37 \cdot 10^{-3}$  Н·м/рад;  $f_1/f_2 = 0,6$ : 1 – зміна тиску в напірній гідромагістралі першого гідромотора; 2 – зміна частоти обертів виконавчої ланки приводу; 3 – зміна тиску в напірній гідромагістралі другого гідромотора; 4 – зміна навантаження (ступінчата) на виконавчій ланці приводу

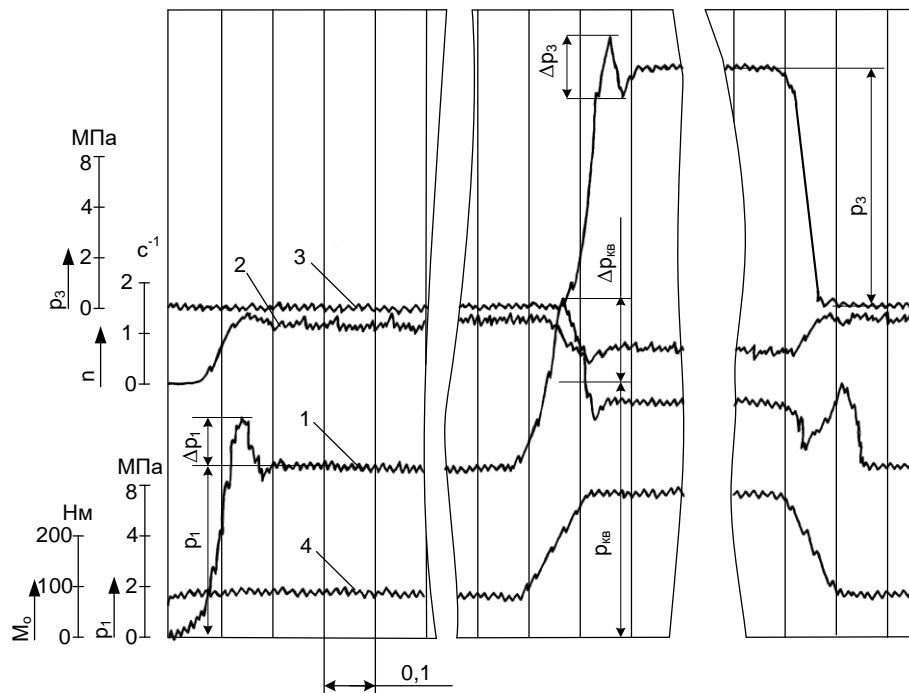


Рисунок 3.26 – Осцилограма перехідних процесів вмонтованого гідравлічного приводу конвеєра, чутливого до зміни навантаження при тиску «відкриття»  $p_{кв} = 12$  МПа, крутильній жорсткості  $c_{\phi} = 0,37 \cdot 10^{-3}$  Н·м/рад;  $f_3/f_4 = 0,6$ : 1 – зміна тиску в напірній гідромагістралі першого гідромотора; 2 – зміна частоти обертів виконавчої ланки приводу; 3 – зміна тиску в напірній гідромагістралі другого гідромотора; 4 – зміна навантаження (ступінчата) на виконавчій ланці приводу



Таким чином, при збільшених значеннях тиску «закриття» та повільній зміні навантаження під час роботи одного гідромотора існує ймовірність такого завищення тиску, що призведе до «відкриття» пристрою керування, що є недопустимим. В такому випадку, значення тиску «закриття» необхідно понизити до величини, яка відрізняється від номінальної на 1...1,5 МПа.

Під час заповнення гідросистеми робочою рідиною, а також в процесі її експлуатації можливе попадання бульбашок нерозчиненого повітря в рідину. Наслідком наявності нерозчиненого повітря є підвищення стисливості рідини. При збільшенні повітря до 1 % від об'єму рідини похибка в розрахунку модуля об'ємної пружності робочої рідини досягає 14 %. Тому, визначене розрахунковим шляхом значення модуля пружності необхідно уточнити шляхом порівняння перехідних процесів в реальному приводі та математичній моделі.

При зіставленні ділянок кривих набору тиску підбираємо значення модуля пружності робочої рідини найближче до реального значення.

Коефіцієнт в'язкого тертя значно впливає на перехідні процеси в приводі, а саме, визначає його тривалість та коливання гідросистеми. Величина цього коефіцієнта визначається параметрами гідросистеми і робочої рідини. Враховуючи, що найбільші зміни коефіцієнта в'язкого тертя спричиняють значні зміни характеру перехідного процесу, його значення, отримане теоретично, необхідно уточнити експериментально. Дійсне значення цього коефіцієнта отримане шляхом ідентифікації математичної моделі та реального приводу з використанням методики [174].

Експериментальними дослідженнями пристрою керування та вмонтованого гідравлічного приводу конвеєра, чутливого до зміни навантаження, отримано низку важливих результатів.

1. На динаміку перехідного процесу ВГП конвеєра, чутливого до зміни навантаження, суттєвий вплив має крутильна жорсткість системи. Збільшення довжини стрічки при незмінних значеннях натягу у вітках зменшує крутильну жорсткість системи, а тривалості перехідного процесу пуску, вмикання пристрою керування і завищення тиску в них – збільшує.

2. Величина інерційного навантаження приводу неоднозначно впливає на перехідні процеси в гідросистемі. За невеликих його значень параметри перехідних процесів зростають незначно, а подальше

збільшення інерційного навантаження значно збільшує тривалість перехідного процесу пуску, завищення тиску в гідросистемі. Тому, для конвеєрів, які мають невелику довжину транспортувальних ланок, а отже, відповідні їм інерційні навантаження приводу і транспортувальної частини, необхідно намагатися зменшувати інерційне навантаження приводу.

3. Збільшення об'єму напірної порожнини гідромагістралей збільшує тривалість перехідного процесу пуску і при цьому суттєво зменшує завищення тиску в гідросистемі, а також зменшує крутизну пускової характеристики, що дозволяє регулювати тривалість зрушення рухомих ланок конвеєра, наприклад, установкою регульованого гідроаккумулятора.

4. Тиск «закриття» в гідросистемі приводу регулюється співвідношенням площ запірних елементів першого каскаду і залежить від величини налагодження тиску «відкриття».

5. Зміна характеру навантаження значно впливає на перехідні процеси під час «відкриття» та «закриття» пристрою керування. Слід ретельно визначати величину тиску «закриття», оскільки при збільшених його значеннях та повільній зміні навантаження під час роботи одного гідромотора існує ймовірність завищення тиску до таких величин, які спричинять «відкриття» пристрою керування, що є недопустимим.

6. Деякі параметри гідросистеми для підвищення точності розрахунку перехідних процесів під час виконання теоретичних досліджень слід визначати експериментально.

Для перевірки адекватності математичної моделі та експериментального зразка вмонтованого гідравлічного приводу конвеєра, чутливого до зміни навантаження, визначення меж застосовності математичної моделі, оцінки коректності прийнятих припущень та достовірності теоретичних залежностей, які отримані розрахунками на ПЕОМ, проведено порівняння теоретичних та експериментальних досліджень.

Порівняння теоретичних та експериментальних даних (рис. 3.27–3.29) проводилось шляхом зіставлення відповідних теоретичних та експериментальних кривих [175]. Визначення відносної величини похибки  $\Delta$  між розрахунковими та експериментальними значеннями параметрів проводилось за відомою формулою

$$\Delta = \left| \frac{\alpha_T - \alpha_e}{\alpha_T} \right| \cdot 100\%, \quad (3.43)$$

де  $\alpha_T$  та  $\alpha_e$  – розрахункове та експериментальне значення величини параметра.

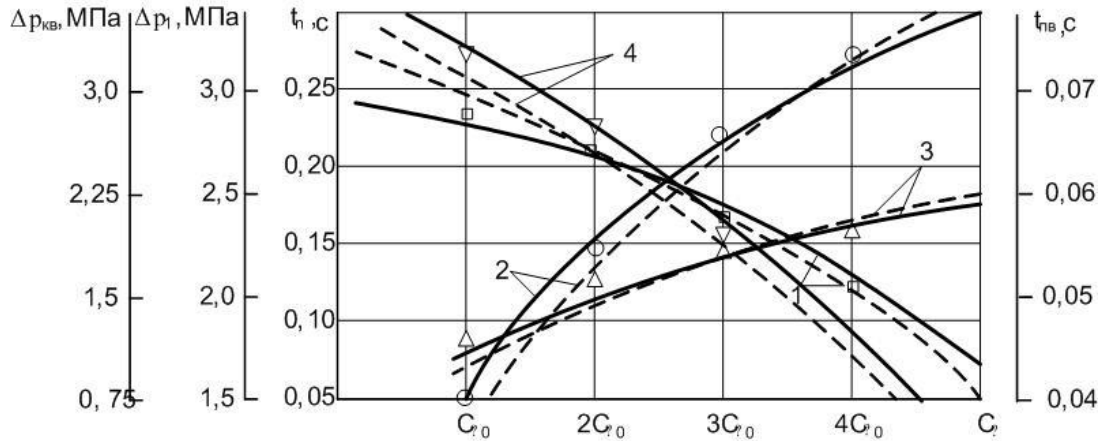


Рисунок 3.27 – Графік залежностей  $t_n(c_\phi)$ ,  $\Delta p_1(c_\phi)$ ,  $\Delta p_{kv}(c_\phi)$ ,  $t_{kv}(c_\phi)$  (відповідно криві 1, 2, 3 та 4) при  $p_{kv} = 12$  МПа, крутильній жорсткості  $c_\phi = 0,37 \cdot 10^{-3}$  Н·м/рад;  $f_3/f_4 = 0,6$  та ступінчастій зміні моменту опору  $M_0$  від 87 Нм до 280 Нм (--- теоретичні, — експериментальні)

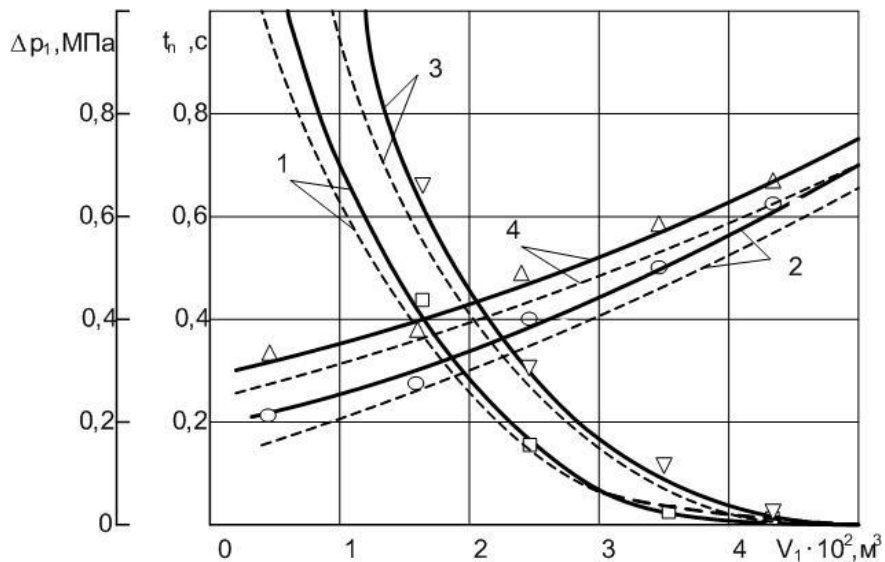


Рисунок 3.28 – Графік залежностей  $\Delta p_1(V_1)$ ,  $t_n(V_1)$  (відповідно криві 1, 2) при відсутності моменту опору та  $\Delta p_1(V_1)$ ,  $t_n(V_1)$  (відповідно криві 3, 4) при  $p_{kv} = 12$  МПа, крутильній жорсткості  $c_\phi = 0,37 \cdot 10^{-3}$  Н·м/рад;  $f_3/f_4 = 0,6$  та ступінчастій зміні моменту опору  $M_0$  від 87 Нм до 280 Нм (відповідно криві 1, 2, 3 та 4) (--- теоретичні, — експериментальні)

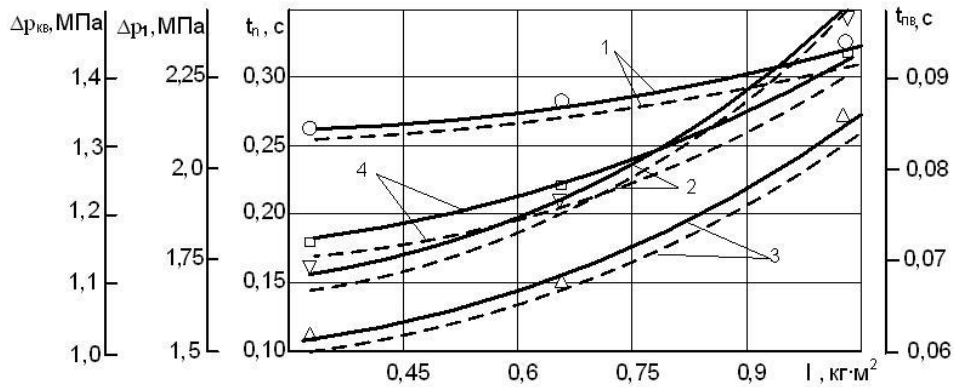


Рисунок 3.29 – Графік залежностей  $t_n(I)$ ,  $\Delta p_1(I)$ ,  $\Delta p_{кв}(I)$ ,  $t_{кв}(I)$  (криві 1, 2, 3 та 4) при  $p_{кв} = 12$  МПа, крутильній жорсткості  $c_\phi = 0,37 \cdot 10^{-3}$  Н·м/рад;  $f_3/f_4 = 0,6$  та ступінчастій зміні моменту опору  $M_0$  від 87 Нм до 280 Нм (--- теоретичні, — експериментальні)

При цьому, прийняті такі складові середньої квадратичної похибки вимірювань: для тензOMETричних трубчастих датчиків –  $\pm 1,6$  %; для тензOMETричних датчиків крутного моменту –  $\pm 6$  %; для тахометричного датчика числа обертів –  $\pm 1$  %; сумарна похибка тензостанції –  $\pm 0,7$  %; відносна похибка під час вимірювання параметрів по осцилограмі –  $\pm 5$  %; сумарна похибка під час вимірювання для датчиків тиску –  $\pm 5,3$  %; для датчиків крутного моменту –  $\pm 6,25$  %. Похибки математичного моделювання на ПЕОМ за допомогою пакета програм MathLab 13 з кроком інтегрування 0,001 с, не перевищувала 2 %.

В результаті зіставлень теоретичних та експериментальних величин параметрів перехідних процесів вмонтованого гідравлічного приводу встановлено: максимальна величина різниці часу перехідного процесу та перевищення усталеного тиску в керованому приводі в залежності від крутильної жорсткості – 14 %; максимальна величина різниці часу перехідного процесу та перевищення усталеного тиску в керованому приводі в залежності від моменту інерції – 8,4 %. Оскільки, максимальна відносна різниця не перевищує допустимих значень, то розроблена математична модель вмонтованого гідравлічного приводу як якісно, так і кількісно ідентична перебігу фізичним процесам, які спостерігаються у реальній моделі вмонтованого гідравлічного приводу. Тому прийняті припущення при розробці математичної моделі є коректними, а результати теоретичних досліджень можна вважати достовірними. Результати виконаних досліджень дозволяють

здійснити вибір оптимальних параметрів гідравлічного приводу конвеєра з пристроєм керування [176].

Проведеними дослідженнями доведено можливість зниження динамічних навантажень в механічній системі стрічкового конвеєра за пускових режимів та змінних вантажопотоків за рахунок використання засобів гідроавтоматики.

Виконано синтез системи пуску стрічкового конвеєра, яка дозволяє за рахунок відтворення зміни тягового зусилля на барабані згідно з раціональним способом пуску зменшити динамічні навантаження в стрічці конвеєра. Розроблено математичну модель пускового пристрою і запропоновано розрахункові співвідношення, за допомогою яких виконується проектування пускового пристрою.

Розроблено нову компактну конструкцію вмонтованого гідравлічного приводу стрічкового конвеєра, чутливого до зміни навантаження, в пристрої керування якого у запірному елементі першого каскаду застосовано параметричний принцип, що дозволило підвищити швидкість та керувати величинами тиску «відкриття» та «закриття» для вмикання додаткового гідромотора, в залежності від крутного моменту.

Побудовано математичну модель приводу, чутливого до зміни навантаження, і виконаними дослідженнями встановлено оптимальні конструктивні співвідношення пристрою керування, які забезпечують раціональний режим його роботи, а також вплив на динамічні процеси в приводі пружно-дисипативних, інерційних характеристик, жорсткостей ланок конвеєра та характеру зміни навантаження.

Порівнянням теоретичних та експериментальних досліджень приводу, чутливого до зміни навантаження, визначено похибки основних параметрів, які знаходяться в межах від 8,4 % до 17,8 %, що дозволяє вважати прийнятні під час теоретичних досліджень припущення правомірними, а математичну модель приводу адекватною реальній моделі.

## 4 ДИНАМІЧНІ ПРОЦЕСИ У ПРИВІДНИХ СИСТЕМАХ КОНВЕЄРІВ МОБІЛЬНИХ МАШИН З СИСТЕМОЮ КЕРУВАННЯ

### 4.1 Математична модель удосконаленої системи керування гідроприводу, чутливого до зміни навантаження

У дослідженнях гідроприводу з пристроєм керування, який виконано на основі двокаскадного клапана, що наведені в підрозділі 3.2, показано ефективність його використання за умови зміни навантаження на робочому органі. Однак недоліком такого приводу є те, що при вимкненому пристрої керування основний гідромотор окрім корисної роботи, спрямованої на переміщення вантажу, виконує роботу по подоланню сил тертя в рухомих ланках другого передавального механізму та додаткового гідромотора, що суттєво знижує коефіцієнт корисної дії та підвищує енергозатрати і знижує ефект використання такого приводу. Крім того, за різних механічних характеристик додатковий гідромотор може працювати в насосному режимі, до того ж вмикання додаткового гідромотора відбувається під дією сил опору і такий режим знижує довговічність роботи гідромотора.

Визначено шляхи удосконалення роботи гідроприводу [177] за рахунок розробки системи керування з фрикційною муфтою для вмикання додаткового гідромотора. Крім того, для зменшення сил опору під час пуску додаткового гідромотора необхідно, щоб робота пристрою керування цієї системи відбувалася за режимом, відповідно до якого, спочатку, з невеликою затримкою в часі, відбувається зрушення вала додаткового гідромотора, а потім спрацьовує фракційна муфта ведучої шестірні передавального механізму. Ця задача розв'язана в системі керування вмонтованого гідроприводу, що розглядається нижче.

Для системи керування гідроприводом стрічкового конвеєра із змінними вантажопотоками розроблено розрахункову схему, що подана на рис. 4.1.

Виконавчими ланками системи керування (СК) гідроприводу конвеєра із змінним навантаженням є два гідромотори ГМ1 та ГМ2, до яких підводиться потік робочої рідини  $Q_{m1}$  та  $Q_{m2}$  від насосної станції, що має витрати  $Q_n$ , та плунжер 7 півмуфти фрикційної муфти вмикан-

ня передавального механізму другого гідромотора ГМ2, зведена маса якого  $m_3$ . Плу́нжер 7 взаємодіє з натискним пристроєм дисків півмуфти, який навантажений пружиною 8 із жорсткістю  $k_3$ . На цьому етапі досліджень осьову силу  $F_a$  стискання дисків приймаємо постійною, що відповідає кінцевій стадії вмикання муфти.

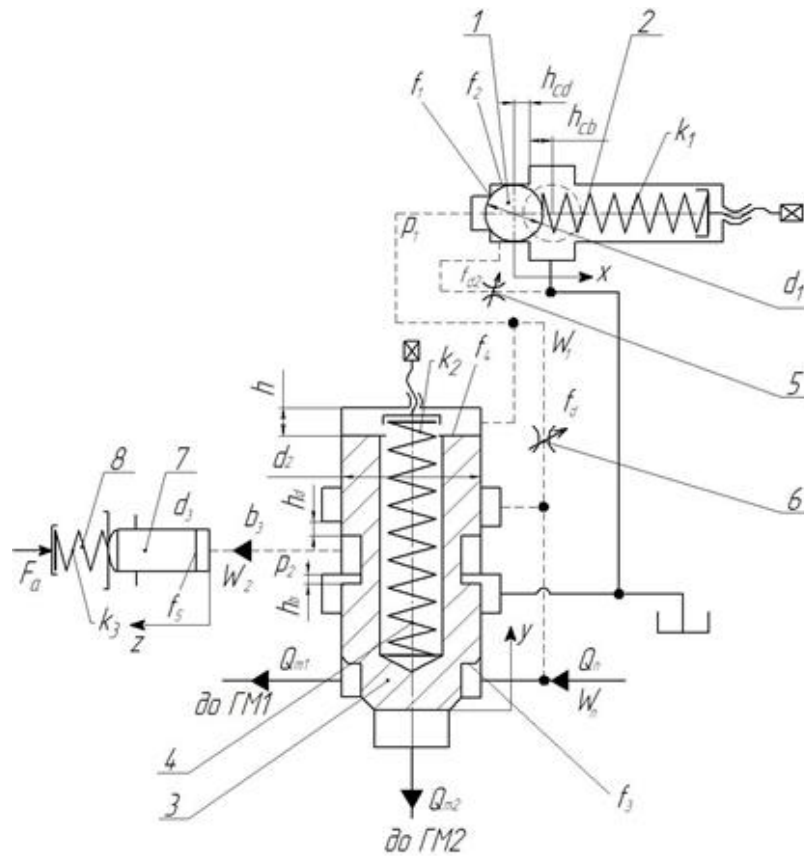


Рисунок 4.1 – Розрахункова схема пристрою керування гідроприводу конвеєра із змінним навантаженням

Робочі порожнини гідромоторів та натискного плунжера короткими гідролініями з'єднано з відповідними порожнинами основного складового елемента системи – пристрою керування (ПК) клапанного типу з функціями розподільника. Він містить клапан першого каскаду (сенсор), запірний елемент 1 якого масою  $m_1$  має кулькову форму і навантажений пружиною 2 із жорсткістю  $k_1$  регулятора тиску відкриття ПК, та другого каскаду у вигляді запірно-розподільного елемента 3 масою  $m_2$ , що навантажений регулювальною пружиною 4, жорсткість якої  $k_2$ . Між проміжною та зливною порожнинами встановлено регулювальний дросель 5 з площею прохідного перерізу  $f_{d2}$ . Напірна по-

рожнина, що утворена проточкою клапанної частини запірно-розподільного елемента, внутрішньою поверхнею корпусу та герметизуючою фаскою сідла, гідролініями з'єднана з першою керівною порожниною, яка має додатне перекриття  $h_d$ , другою керівною порожниною, верхня торцева поверхня розточки корпусу якої з нижньою торцевою поверхнею проточки запірно-розподільного елемента утворюють від'ємне перекриття  $h_b$ , з порожниною між торцевою поверхнею хвостової частини запірно-розподільного елемента та верхньою частиною корпусу, що має висоту  $h$ , а також з напірною порожниною сенсора.

У гідролінії між першою керівною порожниною і порожниною торцевої частини запірно-розподільного елемента, що з'єднана з напірною порожниною сенсора, встановлено регулювальний дросель 6 з площею  $f_d$  прохідного перерізу.

У вихідному положенні запірно-розподільного елемента ПК плунжер 7 масою  $m_3$  натискного пристрою півмуфти, який навантажений пружиною 8 розмикання з жорсткістю  $k_3$ , знаходиться у положенні, що відповідає вимкненому стану фрикційної муфти ФМ.

Під час побудови розрахункової і математичної моделей гідроприводу важливе місце займає вибір моделі енергоносія. Для гідроприводів гідроімпульсних технологічних машин, режими вібронавантаження яких характеризуються відносно малими амплітудами і високими частотами вібрацій, доцільно застосовувати пружно-зосереджену модель енергоносія, в якій пружна ланка представлена у вигляді в'язкопружної моделі Кельвіна–Фойгта, складеної із паралельно з'єднаних безінерційних пружного і дисипативного елементів [178]. Оскільки динамічні процеси, що досліджуються за допомогою розробленого ПК в гідросистемах технологічних машин, виникають під час одиничного імпульсу зміни навантаження на робочій ланці після тривалого усталеного режиму роботи, то енергоносій в розрахунковій моделі можна представити традиційною пружною ланкою, жорсткість якої залежить від зведеного модуля пружності гідросистеми та геометричних параметрів напірних порожнин.

Розрахункова модель ПК адаптивного приводу представлена у вигляді тримасової системи з пружними зв'язками гідравлічних ланок. Жорсткість пружних елементів гідравлічних ланок напірних порож-



нин за рекомендаціями [179] визначаємо через величину усереднених площ  $f_0$  їх поперечних перерізів:

$$f_0 = \frac{\sum_{i=1}^n (l_i \cdot f_i)}{\sum_{i=1}^n l_i}, \quad (4.1)$$

де  $l_i, f_i$  – довжина та площа перерізу  $i$ -го гідроканалу (гідролінії) напірної порожнини гідросистеми привода.

За необхідності таким же чином можна визначити величину усереднених площ поперечних перерізів зливної порожнини.

Робочий цикл СК гідроприводу конвеєра із змінним навантаженням можна умовно розділити на такі фази (рис. 4.2) [180]:

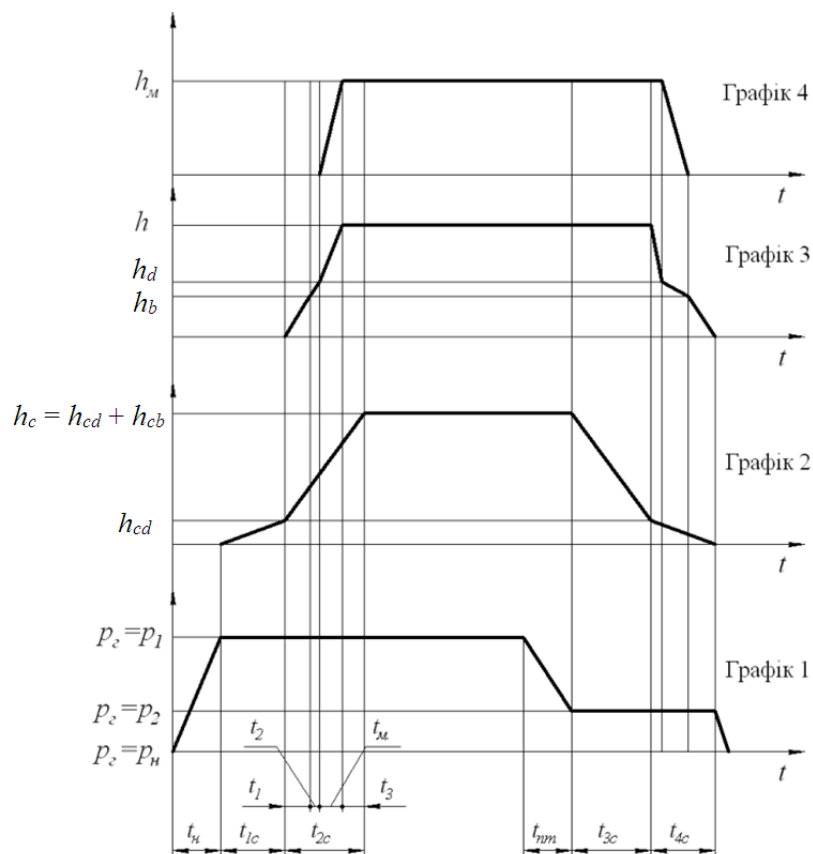


Рисунок 4.2 – Циклограми робочого циклу ВГП, чутливого до зміни навантаження, з системою керування

1) підвищення тиску в напірній порожнині гідросистеми від величини номінального тиску  $p_n$ , що відповідає стаціонарному навантаженню на валу гідромотора ГМ1, до величини  $p_1$  тиску налагодження

ПК, який визначається заданою величиною збільшеного навантаження на робочій ланці приводу (графік 1);

2) переміщення кулькового запірнього елемента (сенсора) на хід  $h_c$  із закритого положення у відкрите, який складається з додатного  $h_{cd}$  та від'ємного  $h_{cb}$  перекриття:  $h_c = h_{cd} + h_{cb}$  (графік 2);

3) початок переміщення запірньо-розподільного елемента на величину від'ємного перекриття  $h_b$  і від'єднання порожнини натискного плунжера півмуфти від зливної порожнини (графік 3);

4) переміщення запірньо-розподільного елемента на частину шляху додатного перекриття  $h_d$  (графік 3);

5) переміщення запірньо-розподільного елемента на повний хід  $h$  і під'єднання порожнини натискного плунжера півмуфти до напірної порожнини (графік 3, графік 4);

6) рух натискного плунжера на хід  $h_m$  для змикання півмуфти фрикційної муфти (графік 4);

7) зниження тиску в напірній порожнині до величини тиску «закриття»  $p_2 = p_2$ ; переміщення кулькового запірнього елемента в закрите положення та утримання тиску  $p_2 = p_2$  в напірній порожнині (графік 1, графік 2);

8) переміщення запірньо-розподільного елемента під час зворотного ходу на величину від'ємного перекриття  $h_{cb}$  і від'єднання напірної порожнини натискного плунжера фрикційної муфти (графік 3);

9) проходження запірньо-розподільним елементом під час зворотного ходу додатного перекриття  $h_d$  і під'єднання порожнини натискного плунжера фрикційної муфти до зливної порожнини, переміщення натискного плунжера у початкове положення, розмикання півмуфт фрикційної муфти другого передавального механізму (графік 3, графік 4);

10) завершення зворотного ходу запірньо-розподільного елемента у закрите положення, від'єднання напірної порожнини другого гідромотора ГМ2 від напірної порожнини гідросистеми; функціонування гідроприводу конвеєра від одного гідромотора (графік 1, графік 4).

Запропонована циклограма робочого циклу ПК гідроприводу конвеєра із змінним навантаженням є ідеалізованою і не враховує перехідні процеси, що відбуваються у системі керування. Для кожної з описаних фаз циклу роботи ПК можна скласти математичну модель у вигляді диференціальних рівнянь руху, запірнього, запірньо-розподільного елементів, плунжера фрикційної муфти та рівнянь витрат робочої рі-

дини і умов однозначності. З метою спрощення математичного описання роботи приводу об'єднаємо фази 1–6, вважаючи їх прямим ходом запірних елементів, а 7–10 зворотним ходом.

Побудову математичної моделі виконуємо за умов прийняття припущень, що були взяті раніше, коректність яких підтверджена порівнянням результатів теоретичних та експериментальних досліджень [169].

Математична модель СК, що розроблена за розрахунковою схемою (див. рис 4.1) побудована на основі принципу Д'Аламбера щодо сил, які діють на рухомі елементи, та балансу витрат робочої рідини [181] з урахуванням зміни моменту сил корисного опору, дії сил в'язкого тертя на обертові елементи гідромоторів, зміни напрямків руху робочої рідини в процесі роботи ПК, дисипації енергії при переміщенні рухомих елементів системи.

Рівняння рівноваги моментів на валах гідромоторів:  
коли працює один гідромотор ГМ1 ( $y = 0$ ) –

$$M + M_0 = q_{m1} \cdot p_n - \beta_m \frac{d\varphi}{dt}; \quad (4.2)$$

коли працює два гідромотори ГМ1 та ГМ2 ( $y > 0$ ;  $F_a > F_{tr}$ ) –

$$M + M_0 = q_{m1} \cdot p_n + q_{m2} \cdot p_n - \beta_m \frac{d\varphi}{dt}. \quad (4.3)$$

Відкриття запірнього елемента 1 відбувається за умови підвищення тиску в гідроприводі до величини

$$p_1 \geq \frac{k_1 x}{f_1}. \quad (4.4)$$

Рівняння руху кулькового запірнього елемента після відкриття сенсора за умови, що тиск в зливній порожнині  $p_0 \approx 0$ , має вигляд

$$f_2 p_1 = m_1 \frac{d^2 x}{dt^2} + k_1 (x_0 + x) + b_1 \frac{dx}{dt} + F_{g1}, \quad (4.5)$$

де  $F_{g1}$  – гідродинамічна сила в сенсорі, яка визначиться так:

$$F_{g1} = F'_{g1} - F''_{g2} = \rho Q v_w \cdot \cos \beta_0 - \rho Q v_c = \rho Q (v_w \cdot \cos \beta_0 - v_c). \quad (4.6)$$

При  $0 \leq x \leq h_c$ ,  $h_c = h_{cd} + h_{cb}$  витрати потоку через сенсор

$$Q = \mu \cdot \pi \cdot d_1 \cdot x \sqrt{2|p_1|/\rho} \cdot \text{sgn}(p_1). \quad (4.7)$$

Рівняння руху запірно-розподільного елемента 3 для переміщення  $0 \leq y \leq h_b$ , має вигляд:

$$p_n f_3 = p_1 f_4 + k_2 y_0, \quad \text{якщо } y = 0; \quad (4.8)$$

$$p_n f_3 = m_2 \frac{d^2 y}{dt^2} + k_2 (y_0 + y) + b_2 \frac{dy}{dt} + p_1 f_4 + F_{g2}, \quad \text{якщо } y > 0, \quad (4.9)$$

де  $F_{g2}$  – гідродинамічна сила, що діє на запірно-розподільний елемент, визначиться як

$$F_{g2} = \psi_g p_n f_3. \quad (4.10)$$

Рівняння балансу витрат робочої рідини в напірній гідролінії:

$$Q_n = Q_{m1} + Q_{fd} + \beta W_n \frac{dp_n}{dt}, \quad \text{якщо } y = 0; \quad (4.11)$$

$$Q_n = Q_{m1} + Q_{m2} + Q_{fd} + \beta W_n \frac{dp_n}{dt}, \quad \text{якщо } 0 < y < h_d; \quad (4.12)$$

$$Q_n = Q_{m1} + Q_{m2} + Q_{fd} + Q_k + \beta W_n \frac{dp_n}{dt}, \quad \text{якщо } y \geq h_d, \quad (4.13)$$

тобто має місце відкриття порожнини плунжера 7, де

$$Q_{fd} = \mu \cdot f_d \sqrt{2|p_n - p_1|/\rho} \cdot \text{sgn}(p_n - p_1); \quad (4.14)$$

$$Q_k = \mu \cdot \pi \cdot d_2 \cdot (y - (h_b + h_d)) \sqrt{2|p_n - p_2|/\rho} \cdot \text{sgn}(p_n - p_2). \quad (4.15)$$

Витрати робочої рідини після дроселя 6  $Q_{fd}$  та запірно-розподільного елемента 3 в порожнині плунжера 7  $Q_k$ :

$$Q_{fd} = Q + \beta W_1 \frac{dp_1}{dt}; \quad (4.16)$$

$$f_5 \cdot \frac{dz}{dt} + \mu \cdot \pi \cdot d_2 \cdot (h_b - y) \sqrt{2p_2 / \rho} \cdot \text{sgn}(p_2) + \beta W_2 \frac{dp_2}{dt} = 0, \quad (4.17)$$

якщо  $y = 0 \dots h_b$  – відбувається злив робочої рідини з порожнини плунжера 7;

$$f_5 \cdot \frac{dz}{dt} + \beta W_2 \frac{dp_2}{dt} = 0, \quad \text{якщо } y = h_b \dots h_d; \quad (4.18)$$

$$Q_k = f_5 \cdot \frac{dz}{dt} + \beta W_2 \frac{dp_2}{dt}, \quad (4.19)$$

якщо  $y = h_d \dots h$  – відбувається нагнітання робочої рідини в порожнину плунжера 7.

Рівняння руху натискного плунжера 7 фрикційної півмуфти:

$$p_2 f_5 = m_3 \frac{d^2 z}{dt^2} + k_3 (z_0 + z) + b_3 \frac{dz}{dt} + F_a. \quad (4.20)$$

Сила  $F_a$  починає діяти у момент входження в контакт натискного плунжера з муфтою.

Закриття кулькового запірного елемента відбувається за умови зниження тиску до величини [180]

$$p_1' \leq p_1 \frac{f_1}{f_2} + \frac{k_1 x}{f_2}. \quad (4.21)$$

В рівняннях (4.1)–(4.21) використані такі позначення:  $M$  – крутний момент на валах гідромоторів;  $M_0$  – момент тертя в гідромоторах;  $p_n$  – тиск в гідросистемі за номінального навантаження на робочій ланці;  $p_1$

– тиск «відкриття» кулькового запірнього елемента, що відповідає розрахунковому максимальному навантаженню на робочій ланці;  $p_1'$  – тиск «закриття» кулькового запірнього елемента;  $p_2$  – тиск в порожнині плунжера натискного механізму;  $x, y, z$  – координати переміщення відповідних мас;  $x_0, y_0, z_0$  – початкові деформації пружин стиснення;  $\beta_m$  – коефіцієнт в'язкого тертя в гідромоторі;  $q_{m1}, q_{m2}$  – характерний об'єм гідромоторів;  $\beta$  – коефіцієнт піддатливості з урахуванням стисливості робочої рідини;  $\mu$  – коефіцієнт витрати;  $\rho$  – густина робочої рідини;  $S = f_1/f_2$  – відношення площі контакту запірнього елемента з сідлом клапана до площі циліндричної частини клапана;  $f_3, f_4, f_5$  – площі поверхонь торців запірньо-розподільного елемента 3 та плунжера 7, відповідно;  $h_c, h, h_m$  – відповідно, хід кулькового запірнього 1, запірньо-розподільного 3 елементів та півмуфти ФМ;  $W_n, W_1, W_2$  – об'єм напірної гідролінії, порожнини сенсора 1 та порожнини плунжера 7, відповідно;  $d_1, d_2, d_3$  – діаметр запірнього елемента 1, запірньо-розподільного елемента 3 та плунжера 7, відповідно;  $b_1, b_2, b_3$  – коефіцієнт в'язкого демпфування;  $\beta_0$  – кут нахилу струменя робочої рідини;  $v_w, v_c$  – швидкість руху рідини в щілині та сідлі, відповідно;  $\psi_g$  – коефіцієнт сили;  $Q_{fb}, Q_k$  – витрати рідини за дроселем 5, в порожнині плунжера 7, відповідно;  $F_{g1}, F_{g2}$  – гідродинамічні сили, що діють на кульковий запірний 1 та запірньо-розподільного 3 елементи;  $F_a$  – реакція зчеплення півмуфт.

#### **4.2 Аналіз впливу параметрів системи керування на динамічні процеси у гідроприводі**

Розв'язування нелінійних диференціальних рівнянь математичної моделі виконувалося за допомогою комп'ютерного програмного пакета MATLAB Simulink [182, 183]. Для обчислення їх станів в процесі моделювання і генерації коду використано функцію ode23s, в основу якої покладено однокроковий модифікований метод Розенброка 2-го порядку, покликаний забезпечити високу швидкість обчислень для жорстких систем. Програмний пакет MATLAB Simulink дозволяє з бібліотеки стандартних блоків створити блок-схеми системи рівнянь, провести імітацію динамічних процесів та отримати дані для подальшого аналізу.

Основна блок-схема розв'язання системи нелінійних диференціальних рівнянь зображена на рис. 4.3

Вона містить: групу блоків 1 з параметрами для сенсора, що використовуються у системі рівнянь та записані за допомогою блоків Constant та Goto; групу блоків 2 з параметрами для клапана-розподільника; групу блоків 3 з параметрами для плунжера; групу блоків 4 з параметри насоса та гідромоторів; групу блоків 5 з іншими параметрами математичної моделі, що характеризують об'єм гідроліній, фізичні властивості робочої рідини та геометричні характеристики дроселя, встановленого між сенсором та клапаном-розподільником. Крім того, до основної блок-схеми входять сім підсистем, які відповідають рівнянням математичної моделі, що записані у формі Коші. Блок Scope є засобом візуалізації графічних залежностей змінних стану в часі, які отримуються в результаті розв'язання диференціальних рівнянь математичної моделі.

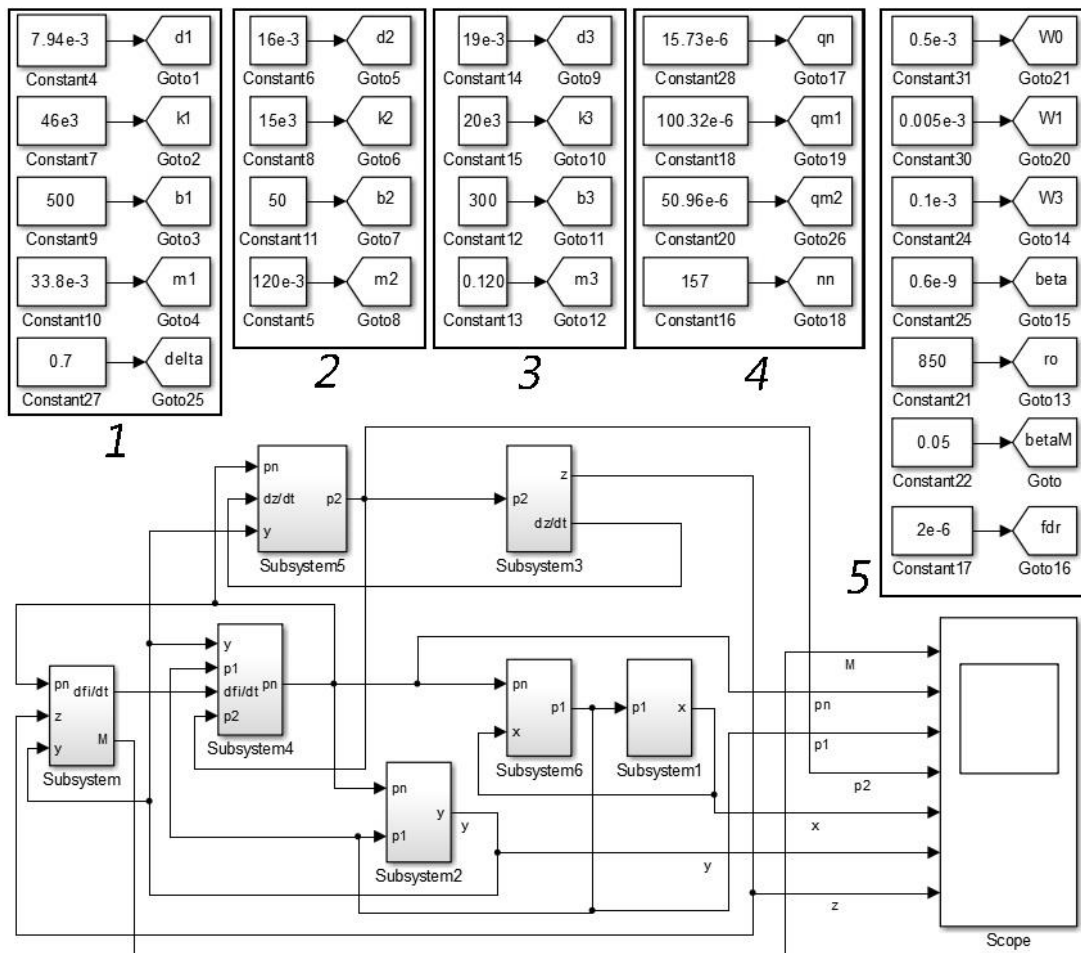


Рисунок 4.3 – Основна блок-схема розв'язання системи нелінійних диференціальних рівнянь

Рівняння математичної моделі розв’язані за таких початкових умов:  $M(0) = 0$ , Нм;  $p_n(0) = p_1(0) = p_2(0) = 0$ , Па;  $x(0) = y(0) = z(0) = 0$ , м. В процесі розв’язування використано постійні величини параметрів системи керування і для змінного крутного моменту навантаження  $M(t)$  на валах гідромоторів знайдено у вигляді графіків теоретичні залежності зміни в часі тиску напірної гідролінії  $p_n(t)$ , тиску «відкриття» та «закриття» сенсора  $p_1(t)$ , тиску в порожнині плунжера  $p_2(t)$ , переміщення сенсора  $x(t)$ , переміщення запірно-розподільного елемента  $y(t)$ , переміщення плунжера  $z(t)$ , що показані на рис. 4.4.

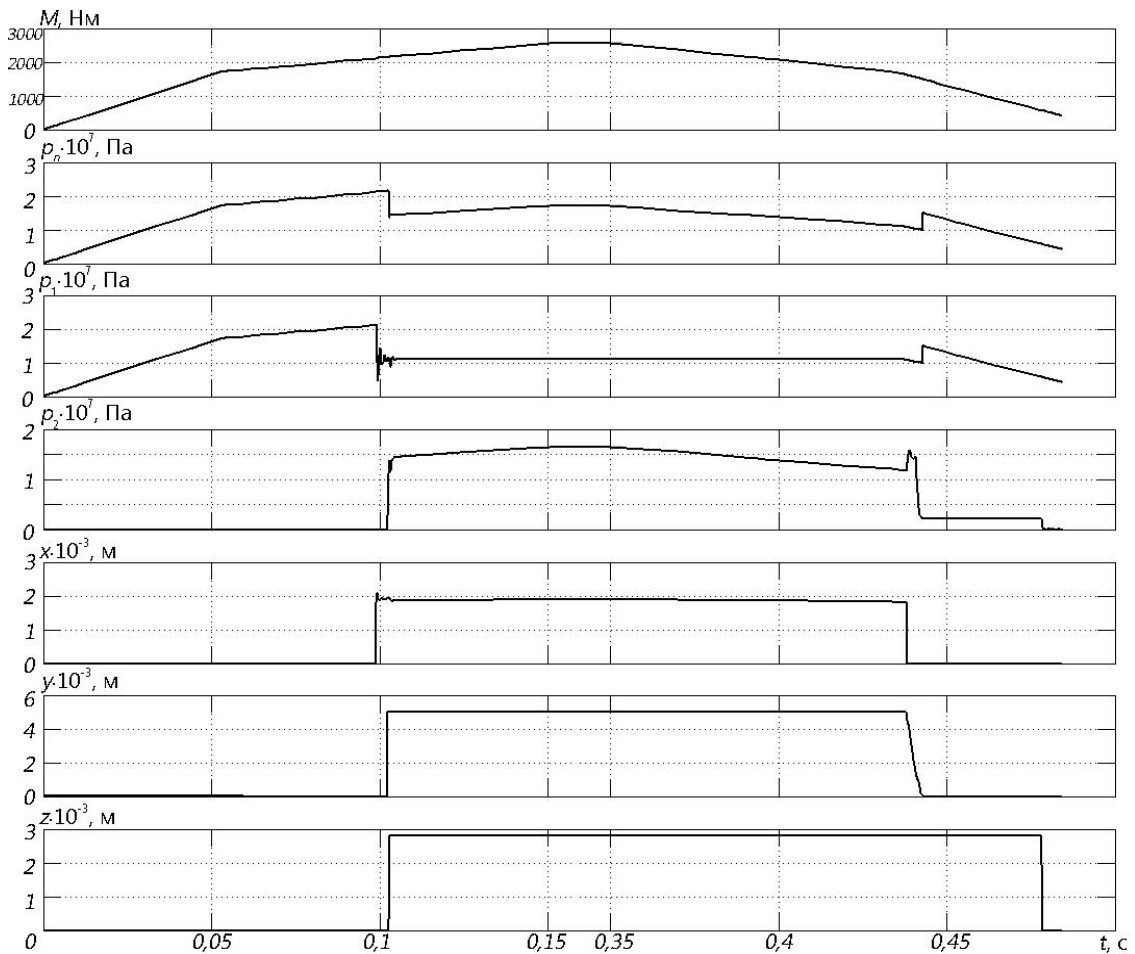


Рисунок 4.4 – Теоретичні графіки зміни в часі  $M(t)$ ,  $p_n(t)$ ,  $p_1(t)$ ,  $p_2(t)$ ,  $x(t)$ ,  $y(t)$ ,  $z(t)$

Аналіз теоретичних графіків показує, що система керування адекватно реагує на зміну зовнішнього навантаження. Перехідні процеси тривають невеликий проміжок часу (до 0,009 с), максимальне амплітудне значення коливачь тиску не перевищує тиск «відкриття» ( $0,76 p_1$ ). Характеристики пружини 2 та площа  $f_1$  сенсора відповідають



налаштуванню на тиск «відкриття» 21 МПа запірно-розподільного елемента 3. Тривалість відкриття запірно-розподільного елемента 3 до моменту спрацьовування сенсора становить 0,006 с. Затримка в часі між пуском вала додаткового гідромотора та зчепленням фрикційної муфти становить  $9 \cdot 10^{-4}$  с, за якої відбувається зміна комутації гідроліній напору та зливу порожнини плунжера 7. Після зниження навантаження запірний елемент 1 сенсора повертається у вихідне положення за тиску «закриття» близько 12 МПа. При цьому гідролінія додаткового гідромотора відмикається від гідросистеми і відбувається тимчасове зростання тиску в напірній порожнині першого гідромотора до 18 МПа, який є меншим від тиску «відкриття» сенсора і забезпечує стійку роботу гідроприводу до моменту виходу на номінальний режим.

Отримано графічні залежності, що ілюструють вплив характерного об'єму додаткового гідромотора на зміну тисків напірної гідролінії  $p_n(t)$ , в сенсорі  $p_1(t)$  та положення плунжера півмуфти  $z(t)$  в часі (рис. 4.5).

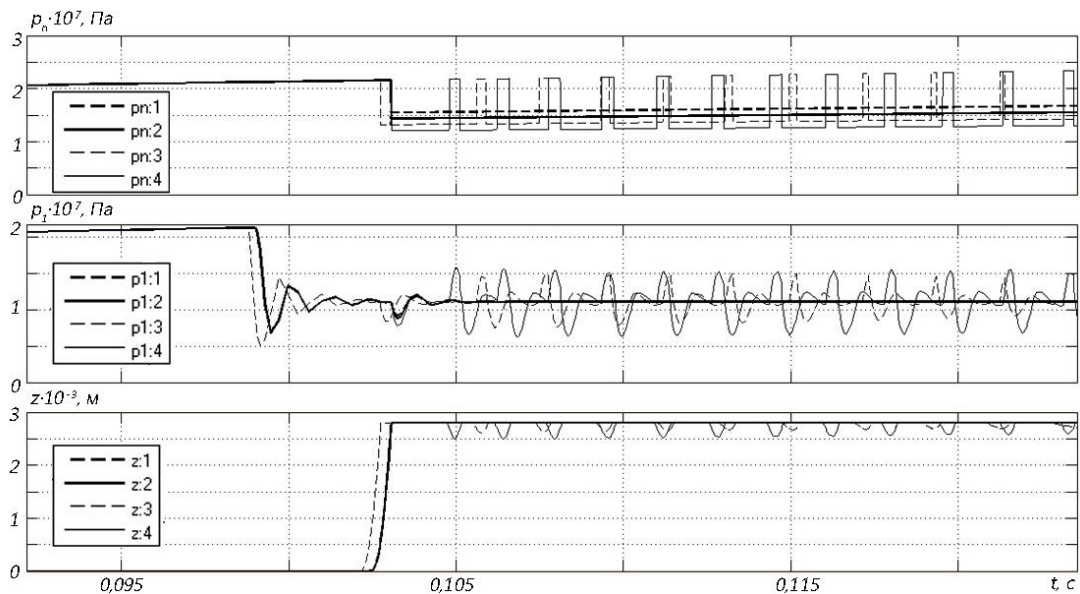


Рисунок 4.5 – Теоретичні графіки зміни тисків напірної гідролінії  $p_n(t)$ , «відкриття» сенсора  $p_1(t)$  та положення плунжера півмуфти  $z(t)$  в часі для значень характерного об'єму додаткового гідромотора:  
 1 –  $q_{m2}=250 \text{ см}^3$ ; 2 –  $q_{m2}=320 \text{ см}^3$ ; 3 –  $q_{m2}=400 \text{ см}^3$ ; 4 –  $q_{m2}=500 \text{ см}^3$

Коливання тиску  $p_1(t)$  під час відкриття сенсора (рис. 4.5) відбуваються в результаті падіння тиску  $p_n(t)$  в напірній гідролінії нижче 15 МПа та неповному притисканні плунжером півмуфти під час його переміщення  $z(t)$ . Амплітуда коливань для найбільш несприятливого випадку ( $q_{m1} = 630 \text{ см}^3$  і  $q_{m2} = 500 \text{ см}^3$ ) становить близько 3,7 МПа з ча-

стотою 450 Гц. Падіння тиску  $p_n(t)$  в напірній гідролінії спричинює зменшення тиску  $p_2(t)$ , який діє на плунжер півмуфти і, як наслідок, зменшується сила притискання півмуфти та збільшується час повного зчеплення дисків. Збільшення часу повного зчеплення дисків призводить до нестійких процесів в гідроприводі та більшого нагрівання поверхонь тертя муфти. Для зменшення таких несприятливих явищ необхідно використовувати як додатковий гідромотор з характерними об'ємами  $q_{m2} = 250 \text{ см}^3$  або  $320 \text{ см}^3$ .

Аналізом динамічних процесів, проілюстрованих на рис. 4.6, визначено вплив співвідношення площ  $S = f_1/f_2$  на тиск  $p_1(t)$  «відкриття» і «закриття» сенсора та положення сенсора  $x(t)$  в часі. За малих співвідношень ( $S = 0,1; 0,3$ ) перехідні процеси відбуваються в стійкому режимі і тиск  $p_1(t)$  «закриття» має менші значення. Співвідношення  $S = 0,5; 0,7$  відповідають тиску  $p_1(t)$  «закриття», що забезпечує нормальний режим роботи гідропривода, тобто вимикання додаткового гідромотора ГМ2 за необхідного зменшення діючого навантаження. За значення  $S = 0,9$  спостерігаємо нестійкий режим роботи сенсора системи керування.

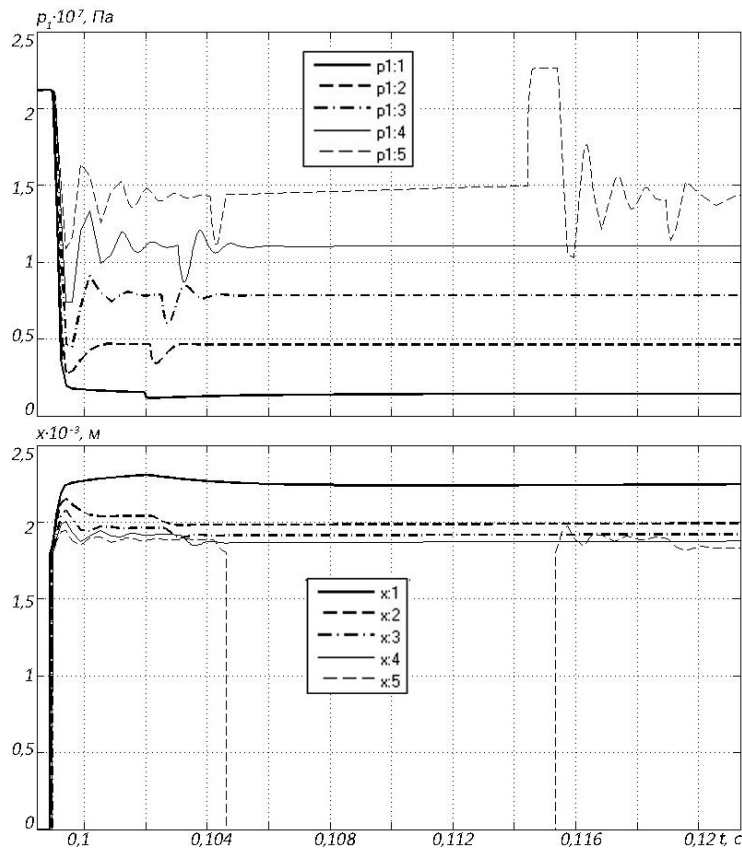


Рисунок 4.6 – Теоретичні графіки зміни в часі  $p_1(t)$  та  $x(t)$  при  $S = 0,1(1); 0,3(2); 0,5(3); 0,7(4); 0,9(5)$

Визначено вплив довжини переміщення запірно-розподільного елемента на тривалість зміни комутації гідроліній пристрою, графік якого зображено на рис. 4.7.

Як показує графік, залежність зміни довжини переміщення запірно-розподільного елемента має лінійний характер. Збільшення довжини переміщення в 3,5 рази збільшує тривалість зміни комутації 1,25 разів.

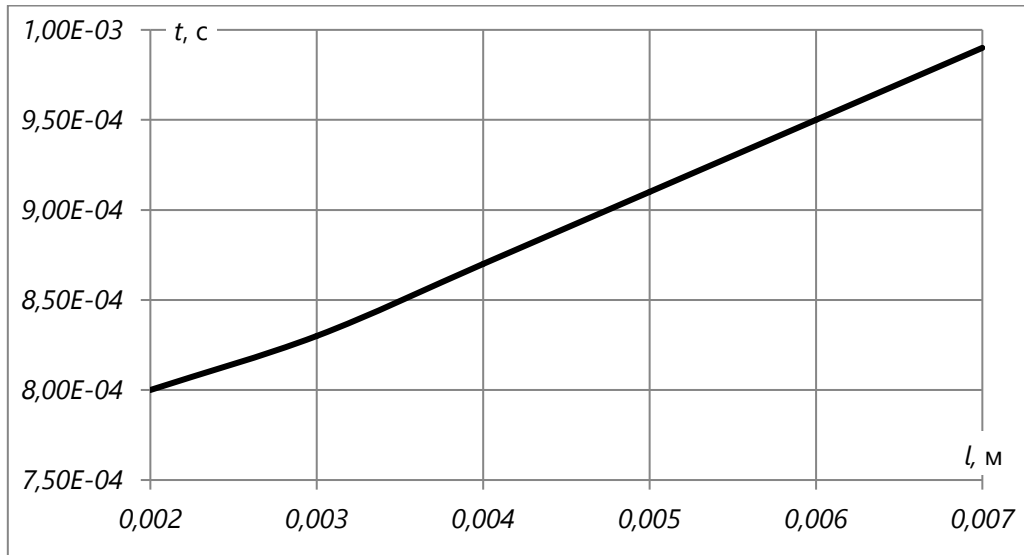


Рисунок 4.7– Графік тривалості зміни комутації гідроліній пристрою

На рис. 4.8 наведено найбільш характерні зміни моментів  $M_{m1}(t)$  і  $M_{m2}(t)$  на валах гідромоторів ГМ1 та ГМ2, відповідно, під час вмикання (див. рис. 4.8а) та відмикання (див. рис. 4.8б) додаткового гідромотора ГМ2.

В момент відкриття запірно-розподільного елемента (див. рис. 4.8а), що триває  $t=0,103$  с, відбувається вмикання додаткового гідромотора ГМ2, під час якого, в період розгону, що відповідає тривалості зміни комутації (див. рис. 4.7), ГМ1 та ГМ2 під час вмикання та відмикання додаткового гідромотора ГМ2, пусковий момент  $M_{m2}(t)$  на валу додаткового гідромотора досягає максимальних значень 1100 Нм без дії робочого навантаження. Максимальний пусковий момент  $M_{m2}(t)$  сформовано за рахунок затримки дії робочого навантаження на вал додаткового гідромотора ГМ2 вмиканням фрикційної муфти, який більший паспортного значення додаткового гідромотора ГМ2 (585 Нм) в 1,88 разів. Це дозволяє суттєво зменшити перехідний

процес вмикання додаткового гідромотора ГМ2 через накопичену енергію на його валу. Після вмикання муфти, внаслідок дії робочого навантаження, момент  $M_{m2}(t)$  знижується спочатку до 690 Нм, а потім через зміну пружності гідравлічної системи зростає до 720 Нм.

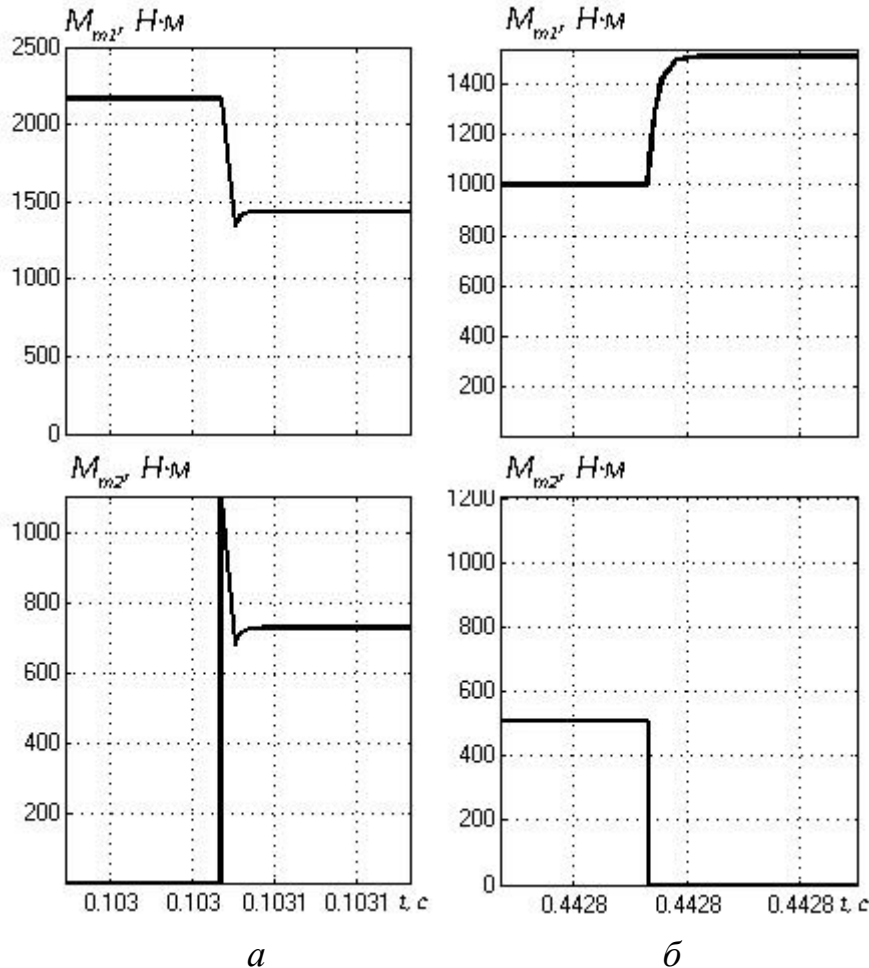


Рисунок 4.8 – Графік зміни моментів  $M_{m1}(t)$  і  $M_{m2}(t)$  на валах гідромоторів

Під час закриття запірно-розподільного елемента (див. рис. 4.8б), що відповідає  $t = 0,4428$  с, відбувається відмикання додаткового гідромотора ГМ2 від напірної гідролінії й діюче робоче навантаження плавно перерозподіляється на вал гідромотора ГМ1. Крім того, розчеплення фрикційної муфти відбувається через деякий час ( $t=0,035$ ) після того, як робоча рідина повністю витісниться з порожнини плунжера. В цей час додатковий гідромотор ГМ2 працює в насосному режимі. Для уникнення утворення вакуумної порожнини

в робочій камері додаткового гідромотора ГМ2 між напірною і зливною гідролініями встановлено зворотний клапан.

Розраховано вплив зведеної маси плунжера  $m_3$  і коефіцієнта демпфування  $b_3$  на зміну тиску  $p_2(t)$  в порожнині плунжера від часу (рис. 4.9а, б).

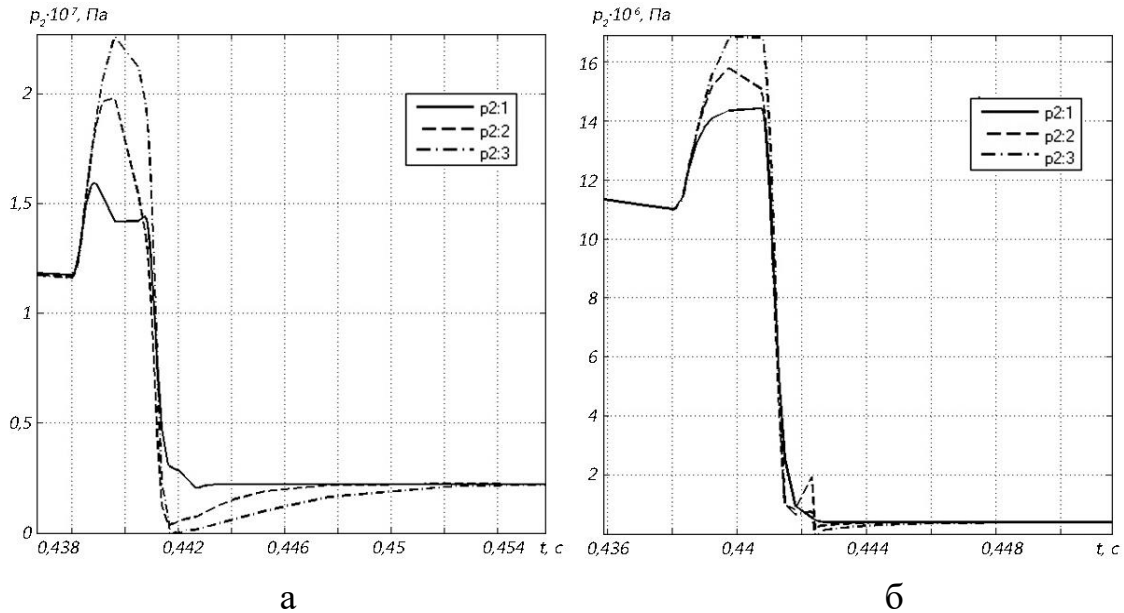


Рисунок 4.9 – Графіки зміни тиску  $p_2(t)$  від зведеної маси плунжера  $m_3$  і коефіцієнта демпфування  $b_3$  під час закриття запірно-розподільного елемента при  $b_3=300$  кг/с (а) та  $b_3=800$  кг/с (б)

Із збільшенням зведеної маси  $m_3$  плунжера в 5 та 10 разів відповідно зростає його інерційність, внаслідок чого тиск  $p_2(t)$  під час закриття запірно-розподільного елемента (див. рис. 4.9а) зростає на 19 % та 33 %, відповідно. За таких умов необхідно збільшити коефіцієнт демпфування  $b_3$ , який зменшує максимальне значення тиску  $p_2(t)$ . Так наприклад для  $b_3=800$  кг/с (див. рис. 4.9б) для збільшеної зведеної маси  $m_3$  плунжера в 5 та 10 разів тиск  $p_2(t)$  зростає на 8 % та 16 %, відповідно.

Розглянуто вплив гідродинамічних сил на динаміку роботи сенсора та запірно-розподільного елемента пристрою керування. Під час аналізу параметрів, що визначають гідродинамічну силу в сенсорному пристрої встановлено, що кут нахилу струменю в щилині для такої конструкції запірного елемента становить  $\beta_0=0^\circ$ , а швидкості руху робочої рідини в щилині  $v_w$  та сідлі  $v_c$  наближено рівні [161], то цією складовою у розрахунках нехтували ( $F_{g1}=0$ ).

На рис. 4.10 наведено графіки зміни переміщення  $y(t)$  запірно-розподільного елемента від дії гідродинамічної сили  $F_{g2}$  впродовж його закриття при значеннях коефіцієнта демпфування  $b_2 = 50; 80; 100$  кг/с.

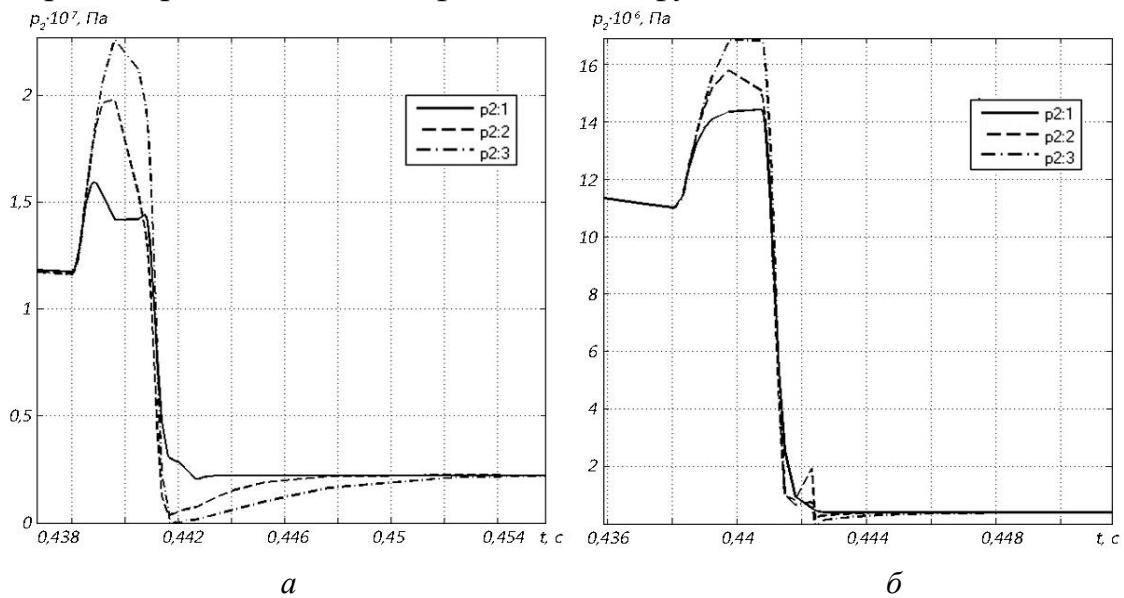


Рисунок 4.10 – Графіки зміни тиску  $p_2(t)$  від зведеної маси плунжера  $m_3$  і коефіцієнта демпфування  $b_3$  під час закриття запірно-розподільного елемента при  $b_3 = 300$  кг/с (а) та  $b_3 = 800$  кг/с (б)

Для прийнятих значень коефіцієнта демпфування  $b_2$  характерним є незначне збільшення тривалості перехідного процесу закриття запірно-розподільного елемента. Дія гідродинамічної сили найбільш проявляється під час закриття запірно-розподільного елемента і сприяє більш швидкому поверненню його у вихідне положення.

Досліджено вплив швидкості зростання дії робочого навантаження на зміну тиску  $p_1(t)$  в сенсорі (рис. 4.11). Найбільшою швидкістю зростання дії робочого навантаження, яка не викликала перевищення тиску  $p_1(t)$  відкриття сенсора (21 МПа), що відповідає максимальному тиску роботи гідромотора ГМ1, є  $\text{grad } M = 7143$  Н·м/с (див. рис. 4.11а). Збільшення цієї швидкості, наприклад в 2,3 рази (див. рис. 4.11б), спричинює підвищення тиску відкриття сенсора  $p_1(t)$  до величини 26 МПа, що може призвести до пошкоджень у гідромоторі (наприклад ГПРФ-630). Тому варто використовувати в приводі такого конвеєра сучасні гідромотори, в яких максимальний тиск більш ніж у два рази вищий номінального.

Побудовані математична модель динамічних процесів у системі керування гідроприводу з паралельно встановленими гідромоторами та блок-схема розв'язування нелінійних диференціальних рівнянь математичної моделі системи керування гідроприводу для приймального

конвеєра буртоукладача К-65М2Б3-К, в якій враховано початкові параметри системи керування, його насосної станції, основного та додаткового гідромоторів, що забезпечує високу швидкість обчислень за жорстких умов.

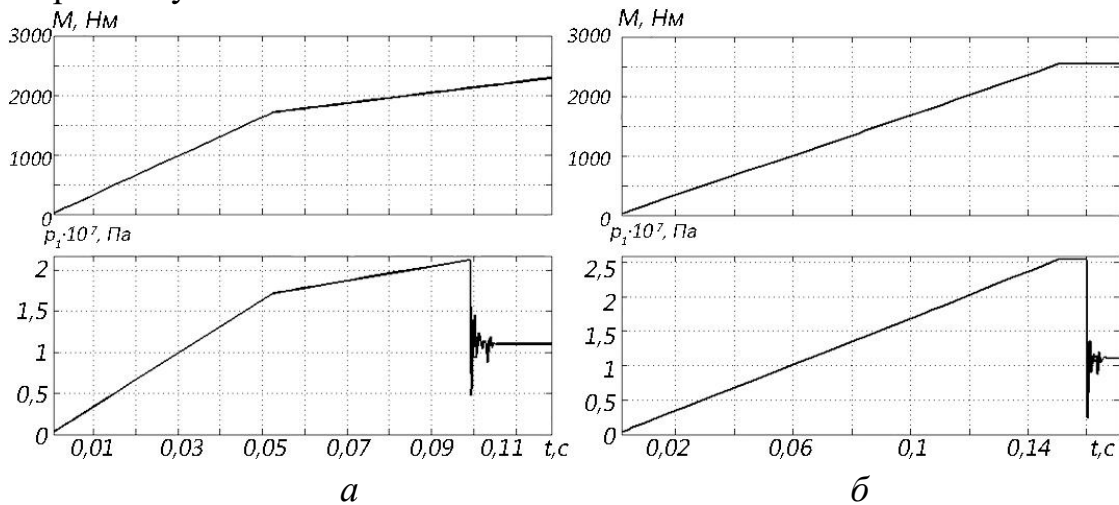


Рисунок 4.11 – Теоретичні графіки зміни швидкості зростання робочого навантаження  $M(t)$  та тиску  $p_1(t)$  в порожнині сенсора

Аналіз теоретичних графіків показав, що система керування гідроприводом адекватно реагує на зміну зовнішнього навантаження.

Проведений аналіз дозволив отримати такі важливі результати.

Визначено значення характерного об'єму додаткового гідромотора, за яких виникають незатухаючі коливання в напірній порожнині гідроприводу. Для зменшення таких несприятливих явищ необхідно використовувати як додатковий гідромотор з характерними об'ємами  $q_{m2} = 250; 320 \text{ см}^3$ . Підтверджено ефективність в системі керування, як сенсора, клапана прямої дії з параметричним принципом керування, що дозволяє регулювати тиск закриття за рахунок добору його геометричних характеристик, незалежно від характеру зміни навантаження. Встановлено, що співвідношення площ сенсора  $S = f_1/f_2 = 0,5; 0,7$ , забезпечують стійкий режим роботи гідроприводу стрічкового конвеєра. Зміною довжини переміщення запірно-розподільного елемента системи керування можна регулювати тривалість затримки вмикання фрикційної муфти після вмикання додаткового гідромотора. Показано, що вмикання додаткового гідромотора відбувається раніше ніж зчеплення фрикційної муфти передавального механізму. Змінами маси плунжера і демпфування або під'єднанням паралельно встановлених зворотного клапана і дроселя досягається затування коливань під час відмикання муфти. Доведено, що дія гідродинамічної сили найбільш проявляється під час закриття запірно-розподільного елемента і

сприяє більш швидкому поверненню його у вихідне положення. Швидкість зміни моменту на приводному барабані впливає на тиск спрацьовування сенсора, який може перевищити допустимі максимальні значення тиску гідромомтора.

#### 4.3 Дослідження впливу пружно-інерційних характеристик механічної системи стрічкового конвеєра на динамічні процеси у гідроприводі

Результати досліджень, що отримані в підрозділі 3.3, дозволили розробити конструкцію [184] і технічну документацію вмонтованого гідравлічного приводу з системою керування вмикання паралельно встановленого додаткового гідромотора, схема якого наведена на рис. 4.12.

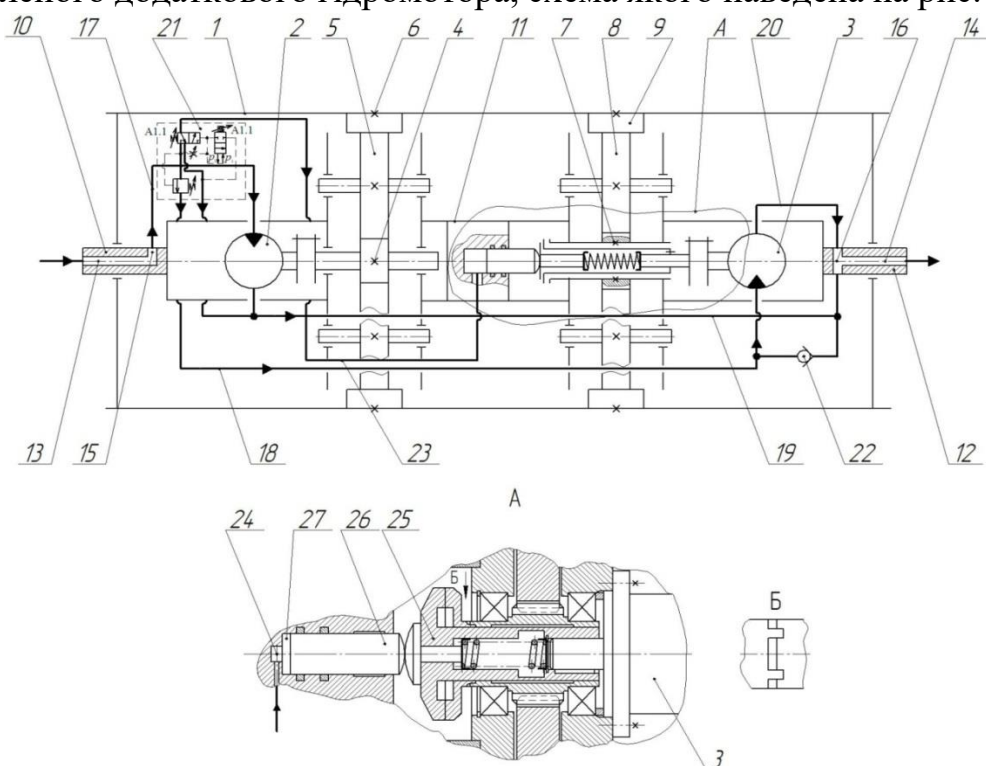


Рисунок 4.12 – Конструктивна схема вмонтованого гідроприводу приймального конвеєра буртоукладача К-65М253-К

Керований гідравлічний мотор-барабан містить корпус барабана 1, в який вбудовано привід, виконаний у вигляді двох окремих гідромоторів основного 2 (ГМ1) та додаткового 3 (ГМ2), і два передавальні механізми, кожний з яких складається з ведучих шестірень 4 і 7, проміжних 5 і 8 та коронних 6 і 9 зубчастих коліс. Корпус барабана 1 встановлено на осі, що складається із трьох частин 10, 11, 12. Для підведення і відведення робочої рідини до гідромоторів 2 та 3 в середині лівої та правої частин осі 10 та 12 виконано осьові канали 13 і 14, які



за допомогою радіальних каналів 15 і 16, а також напірних трубопроводів 17 і 18 та зливних – 19 і 20, з'єднані з робочими камерами гідромоторів 2 та 3. В напірному трубопроводі 17 встановлено пристрій керування 21. Вхід додаткового гідромотора 3 при вимкненому пристрої керування 21 з'єднано із зливом через зворотний клапан 22.

Пристрій керування 21 виконано за схемою, що наведена на рис. 4.1 у вигляді двокаскадного клапана, наділеного функціями гідравлічного розподільника.

В другому передавальному механізмі між валом додаткового гідромотора 3 та ведучою шестірнею 7, встановлено фрикційну муфту 25, ліва півмуфта якої через грибок має контакт з торцевою сферичною поверхнею натискного плунжера 26, що встановлений у більшому діаметрі центрального ступінчастого отвору, виконаного з правого боку середньої частини 11 осі. Плоска поверхня натискного плунжера 26 з більшим діаметром центрального ступінчастого отвору утворює порожнину 27, яка з'єднана з порожниною меншого діаметра.

За номінального навантаження на робочій ланці конвеєра працює основний гідромотор 2, який через передавальний механізм приводить в рух корпус барабана 1. При раптовому підвищенні навантаження, величина якого відповідає значенням тиску «відкриття», спрацьовує пристрій керування 21 і, спочатку, відбувається вмикання додаткового гідромотора 3, а потім – спрацьовує фрикційна муфта 25, і крутний момент від вала додаткового гідромотора 3 через передавальний механізм передається корпусу барабана 1.

Після зниження навантаження на робочій ланці конвеєра до величини, що відповідає тиску «закриття», спрацьовує пристрій керування 21, відмикається фрикційна муфта 25, а потім додатковий гідромотор 3.

Для дослідження взаємовпливу параметрів гідроприводу конвеєра, чутливого до зміни навантаження, з системою керування та пружно-інерційних характеристик його транспортувальної частини розроблено розрахункову схему, яка подана на рис. 4.13.

Математична модель складається з рівнянь, що описують рух транспортувальної частини та гідроприводу конвеєра із системою керування вмикання додаткового гідромотора.

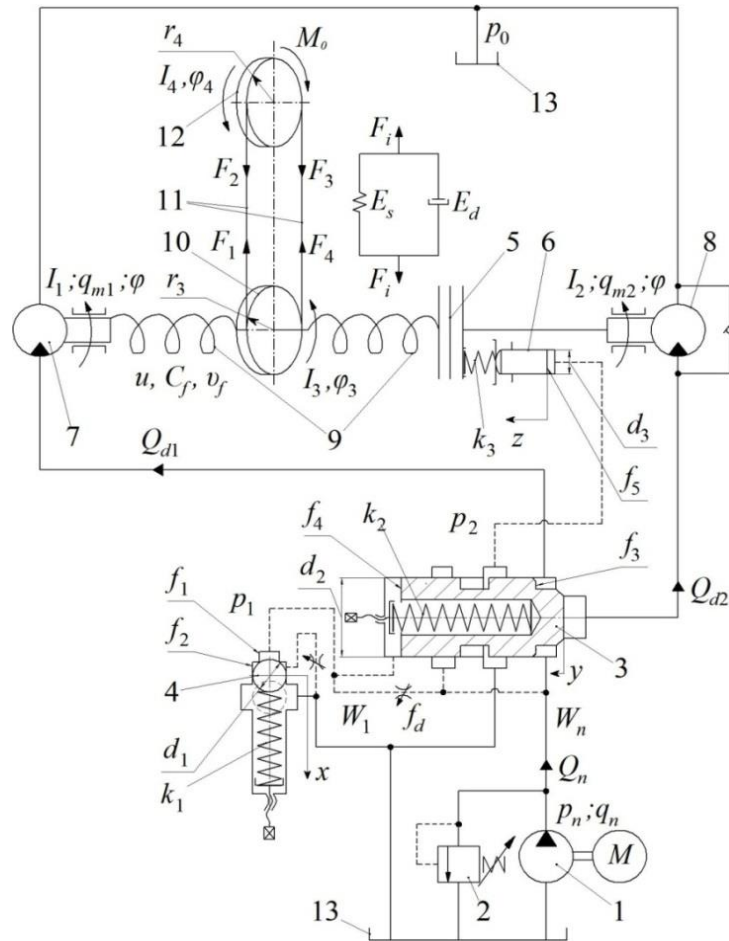


Рисунок 4.13 – Розрахункова схема гідроприводу з системою керування

Для розв’язання системи нелінійних диференціальних рівнянь за допомогою комп’ютерного програмного пакета MATLAB Simulink їх необхідно представити у формі Коші таким чином.

Рівняння, що описують рух транспортувальної частини конвеєра:

$$\begin{aligned} \varphi &= \iint \frac{q_{m1}P_n + q_{m2}P_n - C_f(\varphi - u\varphi_3) - v_f\left(\frac{d\varphi}{dt} - \frac{d\varphi_3}{dt}\right)}{I_r}; \\ \varphi_3 &= \iint \frac{uC_f(\varphi - u\varphi_3) + v_f\left(\frac{d\varphi}{dt} - u\frac{d\varphi_3}{dt}\right) - 2C_s(\varphi_3r_3 - \varphi_4r_4)r_2 - 2v_s\left(\frac{d\varphi_3}{dt}r_2 - \frac{d\varphi_4}{dt}r_4\right)}{I_2}; \\ \varphi_4 &= \iint \frac{2C_s(\varphi_2r_2 - \varphi_4r_4)r_4 + 2v_s\left(\frac{d\varphi_3}{dt}r_2 - \frac{d\varphi_4}{dt}r_4\right) - M_0}{I_2}. \end{aligned} \quad (4.22)$$

Рівняння рівноваги сил, що діють на сенсор, клапан-розподільник та плунжер

$$x = \iint \frac{f_2 p_1 - k_1(x_0 + x) - b_1 \frac{dx}{dt} - F_{g1}}{m_1}; \quad (4.23)$$

$$y = \iint \frac{p_n f_3 - k_2(y_0 + y) - b_2 \frac{dy}{dt} - p_1 f_4 - F_{g2}}{m_2}; \quad (4.24)$$

$$z = \iint \frac{p_2 f_5 - k_3(z_0 + z) - b_3 \frac{dz}{dt} - F_a}{m_3}. \quad (4.25)$$

Рівняння умови нерозривності потоків для напірної магістралі, гідроліній сенсора і плунжера:

$$p_n = \int \frac{q_n \cdot n_n - (q_{m1} + q_{m2}) \cdot \frac{d\varphi}{dt} - \mu \cdot f_{dr} \sqrt{\frac{2|p_n - p_1|}{\rho}} \times}{\beta W_n} \quad (4.26)$$

$$\times \operatorname{sgn}(p_n - p_1) - \mu \cdot \pi \cdot d_2 \cdot y \sqrt{\frac{2|p_n - p_2|}{\rho}} \cdot \operatorname{sgn}(p_n - p_2) \\ \frac{}{\beta W_n};$$

$$p_1 = \int \frac{\mu \cdot f_{dr} \sqrt{2|p_n - p_1|/\rho} \cdot \operatorname{sgn}(p_n - p_1) - \mu \cdot \pi \cdot d_1 \cdot x \sqrt{2|p_1|/\rho} \cdot \operatorname{sgn}(p_1)}{\beta W_1}; \quad (4.27)$$

$$p_2 = \int \frac{\mu \cdot \pi \cdot d_2 \cdot y \sqrt{2|p_n - p_2|/\rho} \cdot \operatorname{sgn}(p_n - p_2) - f_5 \cdot \dot{z}}{\beta W_2}. \quad (4.28)$$

Дослідження динамічних характеристик для привідної та транспортувальної частин конвеєра проводилося на основі аналізу графіків перехідних процесів  $M(t)$ ,  $p_n(t)$ ,  $p_1(t)$ ,  $p_2(t)$ ,  $x(t)$ ,  $y(t)$ ,  $z(t)$  (рис. 4.14).

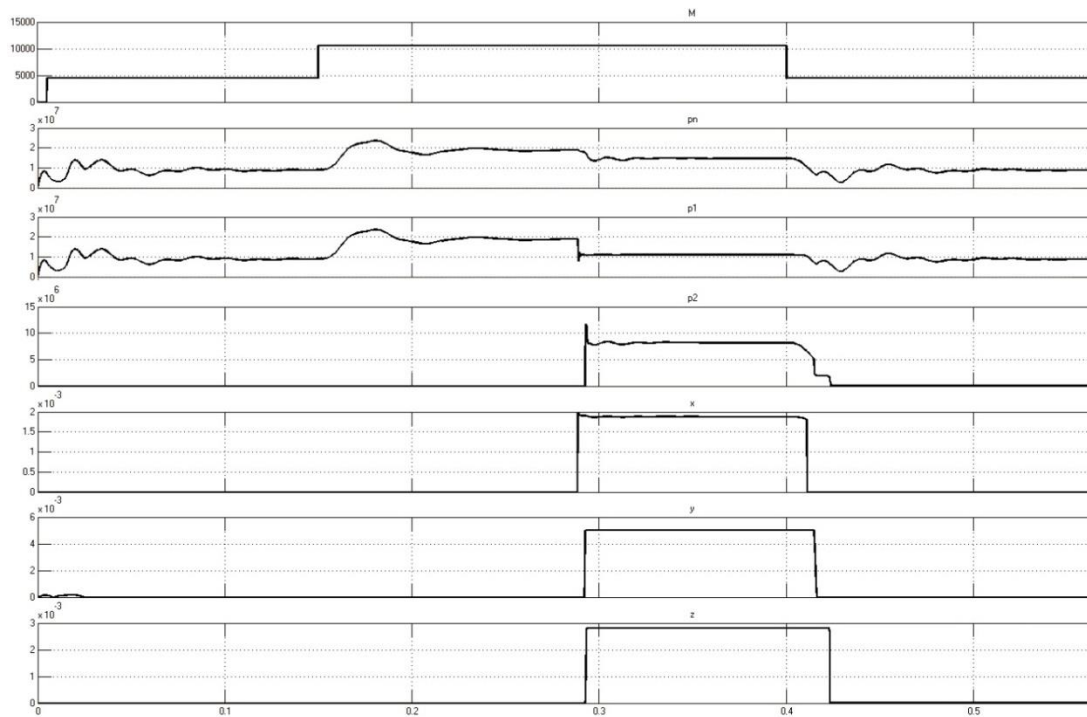


Рисунок 4.14 – Теоретичні графіки перехідних процесів зміни  $M(t), p_n(t), p_1(t), p_2(t), x(t), y(t), z(t)$

Збурювальним фактором в системі є зміна моменту навантаження на хвостовому барабані за нормального режиму роботи до режиму перевантаження та навпаки.

Під час збільшення моменту від 5000 Нм до 12000 Нм привідної та транспортувальної системи конвеєра спостерігається режим перевантаження. Він характеризується трьома фазами перехідних процесів: перша – вмикання додаткового гідромотора; друга – робота приводу з двома гідромоторами; третя – зменшення навантаження і відмикання додаткового гідромотора. Для кожної із зазначених фаз перехідних процесів аналізувалися динамічні характеристики. Дослідження проводилися за таких діапазонів зміни параметрів привідної та транспортувальної систем конвеєра: статичний модуль пружності стрічки конвеєра  $E_s = (210 \dots 1010) \cdot 10^6$  МПа, динамічний модуль пружності  $h_s = 988 \dots 4750$  МПа, площа поперечного перерізу стрічки  $A_s = (0,824 \dots 3,96) \cdot 10^{-2}$  м, довжина конвеєра  $L_s = 11 \dots 42,4$  м, зведений момент інерції хвостового барабана  $I_b = 5 \dots 9$  кг·м<sup>2</sup>, крутильна жорсткість передавального механізму  $c_f = (0,25 \dots 0,75) \cdot 10^6$  МПа, демпфування передавального механізму  $\nu_f = 150 \dots 600$  Нс/м.

Досліджувався вплив параметрів механічної системи керованого гідроприводу на час перехідного процесу  $t_p$  та величину перерегулювання (завищення) для тиску  $\Delta p_n$  в напірній магістралі.

На рис. 4.15 і 4.16 показано залежність часу перехідного процесу та величини перерегулювання для першої фази перевантаження при зміні параметрів привідної та транспортувальної частин конвеєра в заданих діапазонах. Розраховано параметри привідної та транспортувальної частин конвеєра для заданих значень діапазону параметрів, за яких час перехідного процесу  $0,11\text{с} < t_{p1} < 0,15\text{с}$ , а величина перерегулювання тиску  $15\% < \Delta p_1 < 45\%$ . Щоб збільшити швидкодію перехідного процесу  $t_{p1}$ , потрібно зменшувати значення параметрів довжини конвеєра  $L_s$  та крутильної жорсткості передавального механізму  $c_f$ , а збільшувати – статичний  $E_s$  та динамічний  $h_s$  модулі пружності стрічки. Для зменшення величини перерегулювання  $\Delta p_1$  варто орієнтуватися на зменшення параметрів статичного  $E_s$  та динамічного  $h_s$  модулів пружності стрічки і жорсткості передавального механізму  $c_f$ .

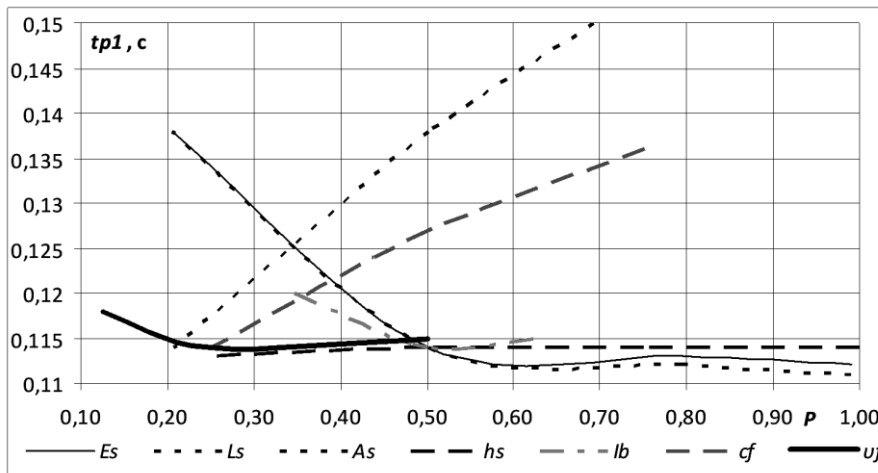


Рисунок 4.15 – Вплив параметрів привідної та транспортувальної частин конвеєра на час перехідного процесу для першої фази перевантаження

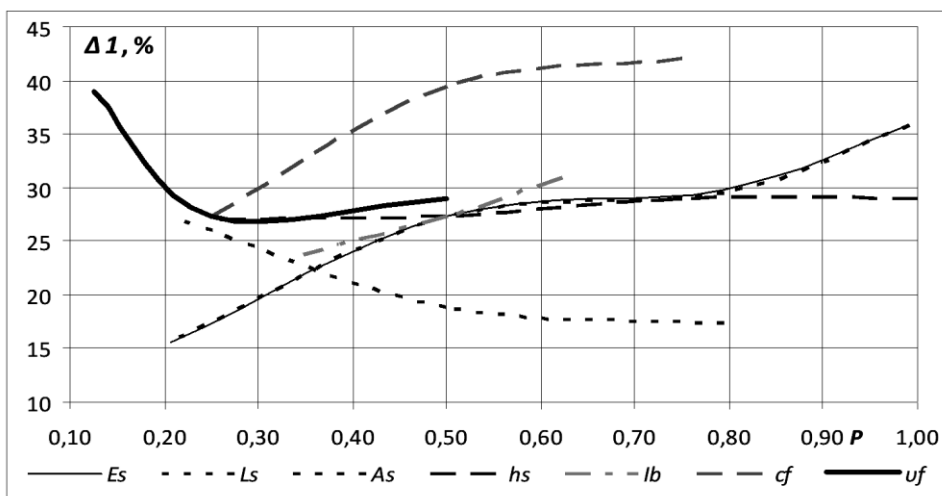


Рисунок 4.16 – Вплив параметрів привідної та транспортувальної частин конвеєра на величину перерегулювання для першої фази перевантаження

На рис. 4.17 і 4.18 представлено залежності динамічних характеристик, що відповідає другій фазі перевантаження. Ця фаза характеризується незначними змінами значень динамічних характеристик в межах  $0,05 \text{ c} < t_{p2} < 0,12 \text{ c}$  та  $4 \% < \Delta p_2 < 12 \%$ . Для збільшення швидкості перехідних процесів  $t_{p2}$ , а також зменшення величини перерегулювання  $\Delta p_2$ , потрібно зменшувати зведені моменти інерції барабанів  $I_b$  та жорсткість передавального механізму  $c_f$  і збільшувати демпфування передавального механізму  $v_f$ . Інші параметри суттєво не впливають на перехідні процеси. Також додатково на зменшення величини перерегулювання  $\Delta p_2$  можна вплинути, збільшуючи параметри статичного  $E_s$  та динамічного  $h_s$  модулів пружності.

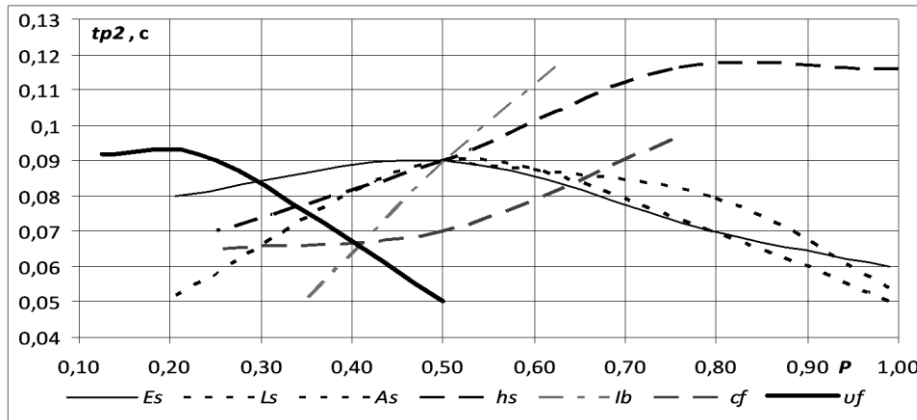


Рисунок 4.17 – Вплив параметрів привідної та транспортувальної частин конвеєра на час перехідного процесу для другої фази перевантаження

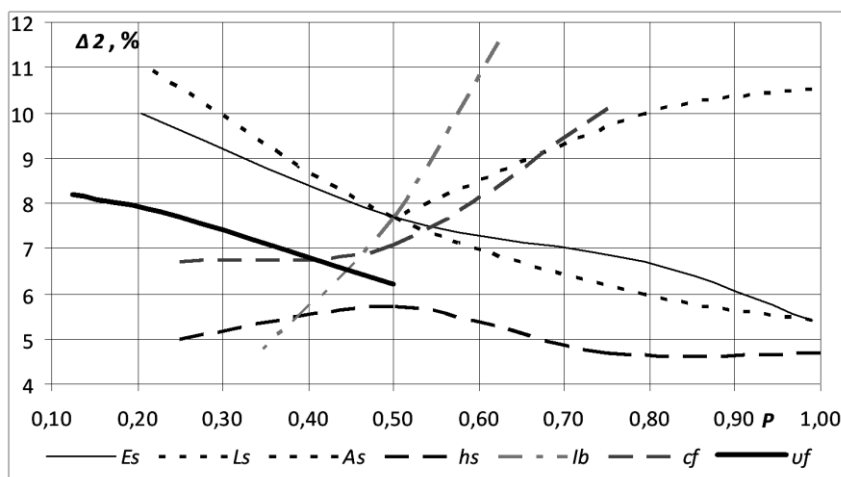


Рисунок 4.18 – Вплив параметрів привідної та транспортувальної частин конвеєра на величину перерегулювання для другої фази перевантаження

Вплив параметрів системи на динамічні характеристики третьої фази перехідних процесів приводу показано на рис. 4.19 і 4.20. Визначено параметри приводної та транспортувальної частин конвеєра, за яких після розвантаження час перехідного процесу  $0,9 \text{ с} < t_{p3} < 0,17 \text{ с}$ , а величина перерегулювання  $20 \% < \Delta p_3 < 55 \%$ . Для збільшення швидкодії  $t_{p3}$  перехідних процесів приводної та транспортувальної систем конвеєра при розвантаженні потрібно збільшувати параметри: демпфування передавального механізму  $\nu_f$ , статичного  $E_s$  модуля пружності та площі поперечного перерізу стрічки  $A_s$ ; зменшувати параметри: зведеного моменту інерції барабанів  $I_b$ , крутильної жорсткості передавального механізму  $c_f$ . Основні параметри приводної та транспортувальної систем конвеєра, що зменшують величину перерегулювання  $\Delta p_3$ , це значення жорсткості передавального механізму  $c_f$  та зведеного моменту інерції барабанів  $I_b$  в менших розглянутих діапазонах. Збільшення демпфування передавального механізму  $\nu_f$  призводить до зменшення величини перерегулювання  $\Delta p_3$ .

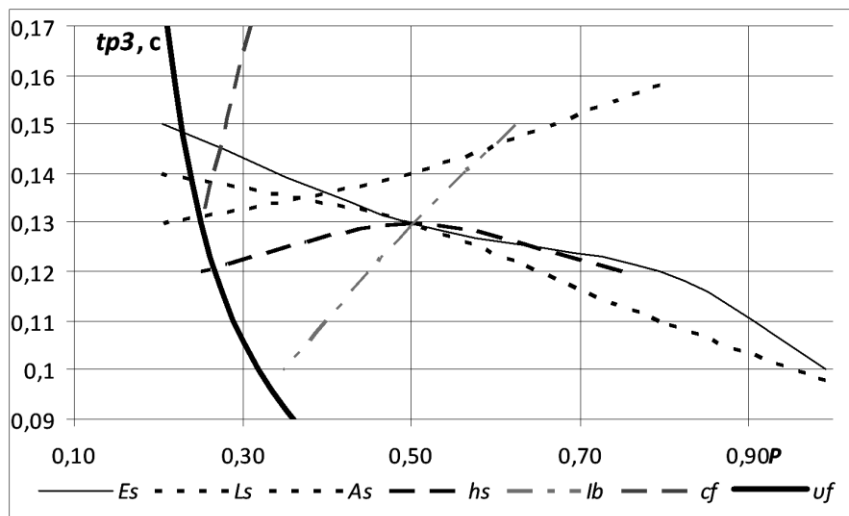


Рисунок 4.19 – Вплив параметрів приводної та транспортувальної частин конвеєра на час перехідного процесу для третьої фази перевантаження

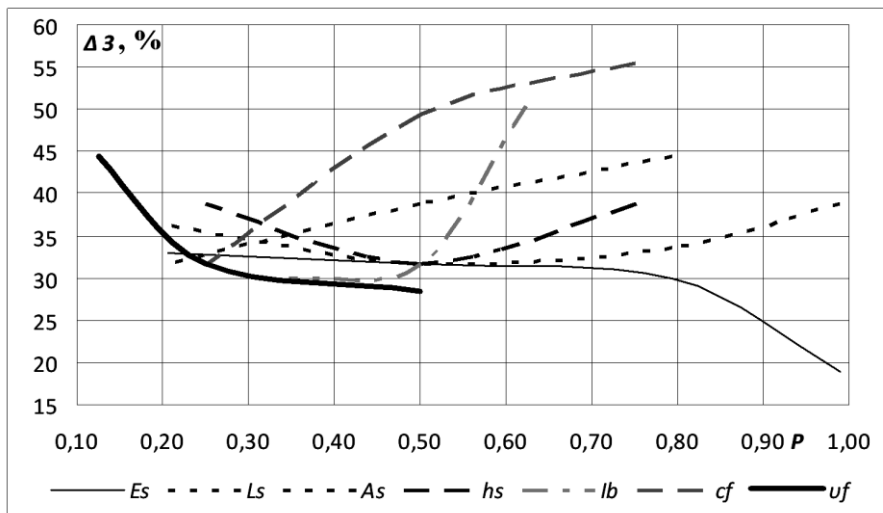


Рисунок 4.20 – Вплив параметрів приводної та транспортувальної частин конвеєра на величину перерегулювання для третьої фази перевантаження

#### 4.4 Дослідження динамічної стійкості приводу конвеєра

Машини та механізми, зокрема такі, що оснащені системами автоматичного керування, за певних параметрів можуть працювати в нестійких режимах роботи. Тому забезпечення стійкості є однією з основних задач, які необхідно розв'язати при створенні пристроїв з системами автоматичного керування [185]. Особливо це стосується нестационарних режимів роботи, коли важливим є збереження механічною системою стану рівноваги чи заданого закону руху.

Математичні моделі, які побудовані для вивчення динамічного стану механічних пристроїв з системами автоматичного керування, описуються диференціальними рівняннями вищих порядків. Дослідження математичних моделей, що описані рівнянням вище четвертого порядку, часто супроводжуються труднощами під час їх розв'язання. Основні з них виникають під час вибору параметрів для регулювання коливального режиму роботи. Тому, насамперед, виникає необхідність визначитися з характером перехідного процесу та вирішити задачу стійкості адаптивного приводу із змінним навантаженням.

Для дослідження стійкості незбуреного та збуреного рухів системи, стан якої описується системою диференціальних рівнянь, часто застосовується метод Ляпунова. Для морської лебідки з ПД-керуванням на основі гідравлічної системи побудовано математичну



модель динамічних процесів [186] і досліджено її динамічну стійкість в нестационарних режимах роботи.

Проаналізовано довготривалу поведінку одновимірного гідравлічного відкритого каналу [187], який часто використовується в гідротехніці для характеристики динаміки нестационарного потоку в річковому каналі, для випадку коли коливання потоку не враховується. Встановлено раціональні параметри, які забезпечують стійкість системи із зворотним зв'язком, що підтверджено чисельним моделюванням.

Для системи змішаного спектра активної зони реактора надкритичної води побудовано рівняння збурень динаміки потоку та досліджено 1-D стійкість роботи на основі аналізу частотних характеристик математичної моделі [188].

В праці [189] розроблено нелінійну математичну модель динамічних процесів у гідромеханічному сервомеханізмі, що виконує керування систем літака. Встановлено вплив жорсткості монтажної конструкції на перебіг перехідних процесів та проведено аналіз стійкості за теоремами Ляпунова–Малкіна. Побудовано графіки стійкості для системи керування за критерієм Рауса–Гурвіца. Показано способи забезпечення стійкості роботи системи керування, використовуючи позитивний вплив структурного зворотного зв'язку.

Для механічних систем, що описуються рівняннями вище четвертого порядку, найбільш поширеним щодо оцінки стійкості є критерій Найквіста–Михайлова, згідно з яким записується перехідна функція та досліджуються амплітудно-фазові характеристики системи керування [190–192].

Наведені методи дослідження стійкості є досить складними і трудомісткими для дослідження систем вище п'ятого порядку.

Сучасні програмні продукти MATLAB, а саме Simulink, дозволяють досліджувати стійкість роботи приводу під час налагодження математичної моделі. Розрахунок перехідних процесів відбувається за лічені хвилини та за результатами підбору параметрів системи керування, наприклад, гідроприводом легко визначити параметри, що забезпечують затухаючі коливальні процеси.

В праці [193] розроблено нелінійну математичну модель робочого процесу системи гідротурбін з похилим стельовим тунелем під час зміни навантаження. Отримано графіки перехідних процесів, фазові

просторові траєкторії та діаграми стійкості системи від кута нахилу стельового тунелю та його секційної форми.

Проаналізовано динамічну стійкість обертання ротора великої гідравлічної турбіни на основі амплітудно-частотних характеристик, що отримані для нелінійної математичної моделі [194]. Встановлено вплив параметрів лабіринтного ущільнення на коливальні процеси в турбіні.

Результати теоретичних досліджень щодо стійкості перехідних процесів в гідросистемі стрижневого циліндра, що викладені в праці [195], підтверджені експериментальними дослідженнями.

Експериментальні дослідження гідравлічної стійкості розроблених випробувальних стендів [196, 197] дозволяють уникнути важких розрахунків та складання математичних моделей. Проте такі методи є досить коштовними та потребують сертифікованого обладнання.

Таким чином, дослідження стійкості динамічних процесів в машинах та механізмах з системами керування, які описуються системами диференціальних рівнянь вищих порядків, доцільно проводити з використанням програмних пакетів, наприклад, MATLAB Simulink.

Для дослідження стійкості адаптивного гідроприводу конвеєра, що працює із змінними вантажопотоками, використовувалася математична модель, яка складається з рівнянь, що описують рух транспортувальної частини та математична модель гідроприводу конвеєра із системою керування вмикання додаткового гідромотора.

Розрахунки виконувалися за такими початковими значеннями параметрів системи керування:  $M$  до 12000 Нм;  $M_0 = 1200$  Нм;  $E_s = 510 \cdot 10^6$  МПа;  $E_d = 2400$  МПа;  $A_s = 2 \cdot 10^{-2}$  м;  $L_s = 11$  м;  $C_f = 0,25 \cdot 10^6$  Па;  $\nu_f = 300$  Нс/м;  $q_n = 15,73 \cdot 10^{-6}$  м<sup>3</sup>/рад;  $q_{m1} = 200,32 \cdot 10^{-6}$  м<sup>3</sup>/рад;  $q_{m2} = 50,96 \cdot 10^{-6}$  м<sup>3</sup>/рад;  $n_n = 105$  рад;  $\beta = 0,6 \cdot 10^{-9}$  м<sup>2</sup>/Н;  $\mu = 0,6$ ;  $\rho = 850$  кг/м<sup>3</sup>;  $S = f_1/f_2 = 0,7$ ;  $f_d = 2,2 \cdot 10^{-6}$  м<sup>2</sup>;  $W_n = 0,5 \cdot 10^{-3}$  м<sup>3</sup>;  $m_1 = 33 \cdot 10^{-3}$  кг;  $d_1 = 7,94 \cdot 10^{-3}$  м;  $x_0 = 10 \cdot 10^{-3}$  м;  $k_1 = 50 \cdot 10^3$  Н/м;  $b_1 = 500$  кг/с;  $W_1 = 0,5 \cdot 10^{-5}$  м<sup>3</sup>;  $m_2 = 120 \cdot 10^{-3}$  кг;  $d_2 = 16 \cdot 10^{-3}$  м;  $y_0 = 0$ ;  $k_2 = 9 \cdot 10^3$  Н/м;  $b_2 = 50$  кг/с;  $W_2 = 0,1 \cdot 10^{-3}$  м<sup>3</sup>;  $F_{g1} = 0$ ;  $F_{g2} = 0$ ;  $m_3 = 120 \cdot 10^{-3}$  кг;  $d_3 = 19 \cdot 10^{-3}$  м;  $z_0 = 0$ ;  $k_3 = 15 \cdot 10^3$  Н/м;  $b_3 = 300$  кг/с.

Математичну модель, яка складається з системи нелінійних диференціальних рівнянь п'ятнадцятого порядку, розв'язували за допомогою комп'ютерного програмного пакета MATLAB Simulink з використанням методу Розенброка 2-го порядку. Цей метод забезпечує висо-

ку швидкість обчислень у порівнянні з методами, наприклад, Рунге–Кутти та Адамса, за точності розрахунків 0,001, якої достатньо для отримання достовірних результатів обчислень. Розрахунок одного перехідного процесу тривав близько 3 хв.

Дослідження динамічних характеристик механічної системи конвеєра виконували на основі перехідних процесів по тиску  $p_n$  в напірній магістралі гідроприводу (див. рис. 4.14) [198].

Послідовність зміни  $p_n(t)$ ,  $x(t)$ ,  $y(t)$ ,  $z(t)$  майже відповідає розробленій циклограмі роботи систем керування гідроприводу стрічкового конвеєра (див. рис. 4.2). Відсутність ідентичності пояснюється появою перехідних процесів та різною тривалістю їх перебігу.

Під час параметричного налагодження математичної моделі з метою пошуку найкращих (оптимальних) параметрів, за яких ступінь невідповідності між моделлю та механічною системою конвеєра [103] була мінімальною, виявлено режими нестійкої роботи.

Тому виникла потреба в більш детальному дослідженні динамічної стійкості роботи адаптивного приводу конвеєра.

Теоретичними дослідженнями визначено, що за діапазону зміни параметрів транспортувальної частини конвеєра:  $E_s = (210 \dots 1010) \cdot 10^6$  МПа;  $E_d = 988 \dots 4750$  МПа;  $A_s = (0,824 \dots 3,96) \cdot 10^{-2}$  м;  $L_s = 11 \dots 42,4$  м;  $I_4 = 5 \dots 9$  кг·м<sup>2</sup>;  $C_f = (0,25 \dots 0,75) \cdot 10^6$  Па;  $\nu_f = 150 \dots 600$  Нс/м; та системи керування гідроприводу конвеєра:  $k_3 = (10 \dots 42) \cdot 10^3$  Н/м;  $b_3 = (200 \dots 850)$  кг/с;  $W_3 = (0,1 \dots 0,5) \cdot 10^{-3}$  м<sup>3</sup>;  $m_3 = (120 \dots 1200) \cdot 10^{-3}$  кг, забезпечуються стійкі режими роботи адаптивного приводу конвеєра.

В той же час, в діапазоні зміни параметрів:  $k_1 = (15 \dots 65) \cdot 10^3$  Н/м;  $b_1 = (200 \dots 850)$  кг/с;  $k_2 = (10 \dots 27) \cdot 10^3$  Н/м;  $b_2 = (20 \dots 85)$  кг/с;  $f_d = (0,5 \dots 5) \cdot 10^{-6}$  м<sup>2</sup>;  $W_n = (0,2 \dots 1,5) \cdot 10^{-3}$  м<sup>3</sup>, виявлено області стійкої та нестійкої роботи (рис. 4.21). Крім того, за деяких значень параметрів не відбувалось спрацювання відповідних елементів. Відсутність результату спрацювання елементів, наприклад, перемикачів клапана-розподільника після спрацювання сенсора на перевантаження, розцінювалось як непрацездатність математичної моделі та відсутність стійкої роботи адаптивного приводу конвеєра.

Отримані графіки (див. рис. 4.21) дозволили визначити параметри адаптивного приводу конвеєра в діапазонах, що забезпечують стійку роботу:  $k_1 = (28 \dots 46) \cdot 10^3$  Н/м;  $b_1 = (400 \dots 860)$  кг/с;  $k_2 = (15 \dots 22) \cdot 10^3$  Н/м;  $b_2 = (25 \dots 80)$  кг/с;  $f_d = (1,8 \dots 5) \cdot 10^{-6}$  м<sup>2</sup>;  $W_n = (0,4 \dots 1,2) \cdot 10^{-3}$  м<sup>3</sup>.

На рис. 4.22 показано вплив характерного об'єму  $q_{m2}$  гідромотора ГМ2 на стійкість перехідних процесів в адаптивному приводі конвеєра. Коли характерний об'єм  $q_{m2} \leq 0,5q_{m1}$  (див. рис. 4.22а), після вмикання системою керування додаткового гідромотора ГМ2 привід конвеєра працює у стійкому режимі. Коли ж значення характерного об'єму додаткового гідромотора ГМ2 перевищують зазначений діапазон (наприклад, на рис. 4.22б для  $q_{m2} = 0,75q_{m1}$ ), після його вмикання в системі керування розвиваються незатухаючі коливальні процеси.

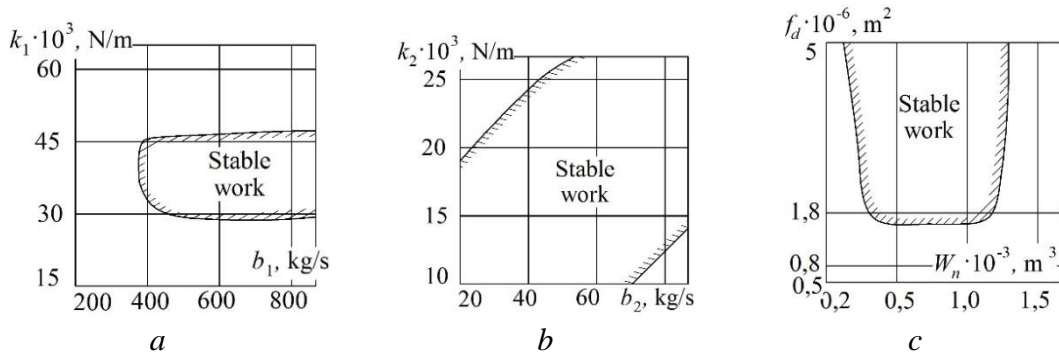


Рисунок 4.21 – Вплив параметрів адаптивного приводу конвеєра на стійкість його роботи: *a* – жорсткості пружини  $k_1$  та коефіцієнта демпфування  $b_1$  для сенсора; *b* – жорсткості пружини  $k_2$  та коефіцієнта демпфування  $b_2$  для клапана-розподільника; *c* – площі  $f_d$  робочого вікна дроселя та об'єм напірної магістралі  $W_n$

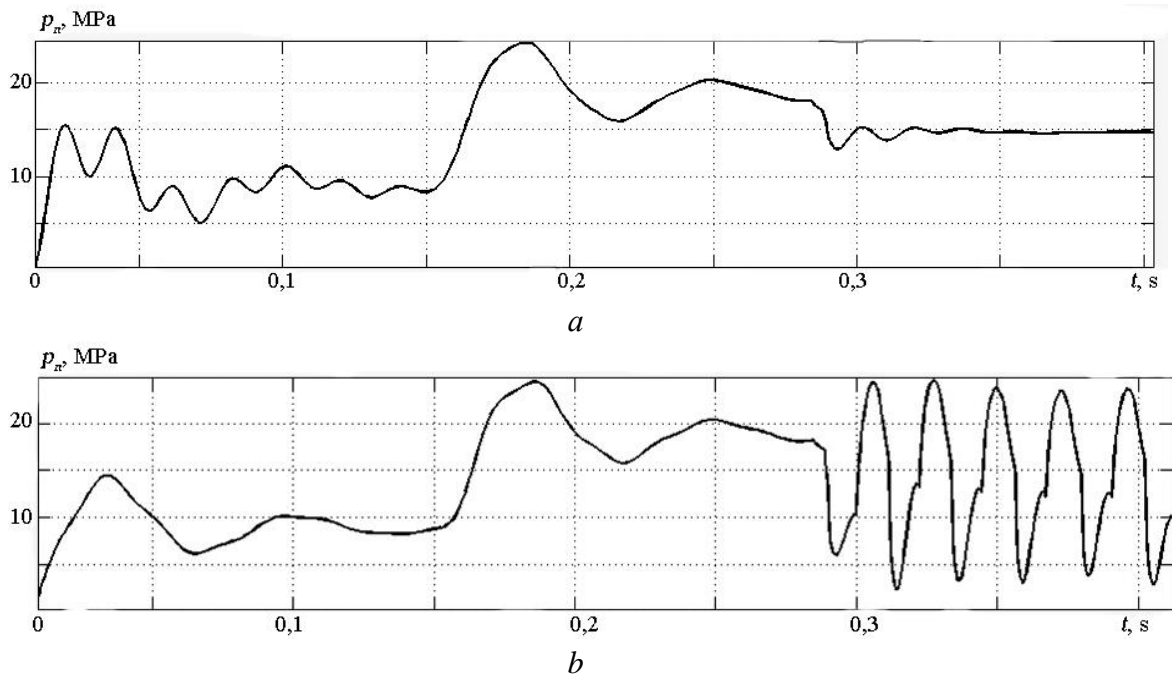


Рисунок 4.22 – Теоретичний графік зміни в часі тиску  $p_n$  в напірній гідролінії системи керування адаптивного приводу конвеєра:  
*a* –  $q_{m2} \leq 0,5q_{m1}$ ; *b* –  $q_{m2} = 0,75q_{m1}$

На рис. 4.6 проілюстровано вплив співвідношення площ  $S=f_1/f_2$  на тиск «відкриття» і «закриття» сенсора системи керування на стійкість перехідних процесів. В підрозділі 4.2 обґрунтовано співвідношення цих площ, що забезпечують стійку роботу гідромеханічної системи.

Проведені дослідження дозволили розрахувати оптимальне співвідношення параметрів адаптивного приводу конвеєра з системою керування, які забезпечують стійкий режим роботи. Величини цих параметрів використано під час дослідження впливу характеру зміни навантаження на приводі конвеєра для двох режимів: ступінчастий та трапецеїдальний (рис. 4.23а, б).

Аналіз динамічних процесів, які проілюстровані на цих графіках, показує різний вплив характеру зміни навантаження на фазах вмикання та вимикання додаткового гідромотора ГМ2. Так, за ступінчастої зміни навантаження, вмикання додаткового гідромотора ГМ2 супроводжується великим перерегулюванням по тиску (до 40 %) у порівнянні з трапецеїдальною (до 3 %). А під час вимикання додаткового гідромотора ГМ2 навпаки – перерегулювання по тиску для ступінчастої зміни навантаження (до 5 %) є меншим у порівнянні з трапецеїдальною (до 20 %). Проте на стійкість роботи адаптивного приводу конвеєра характер зміни навантаження не впливає.

За результатами досліджень сформовано рекомендації щодо вибору параметрів адаптивного приводу з системою керування стрічкового конвеєра та розроблено технічну документацію на вмонтований гідравлічний привід приймального конвеєра буртоукладача К-65М2Б3-К для ПрАТ «Калинівський машинобудівний завод» (Україна), продукція якого експлуатується на цукрових заводах України та Європи.

Виконані дослідження динамічних процесів в гідроприводі конвеєрів мобільних машин показали ефективність використання системи керування за умови роботи транспортера із змінними вантажопотоками.

Аналізом теоретичних графіків показано, що запірно-розподільний елемент пристрою керування, забезпечує необхідний режим роботи системи із затримкою вмикання фрикційної муфти після вмикання додаткового гідромотора для його розгону в холостому режимі, за рахунок чого виконавчий орган ефективно долає короткочасні та тривалі перевантаження привідної системи.

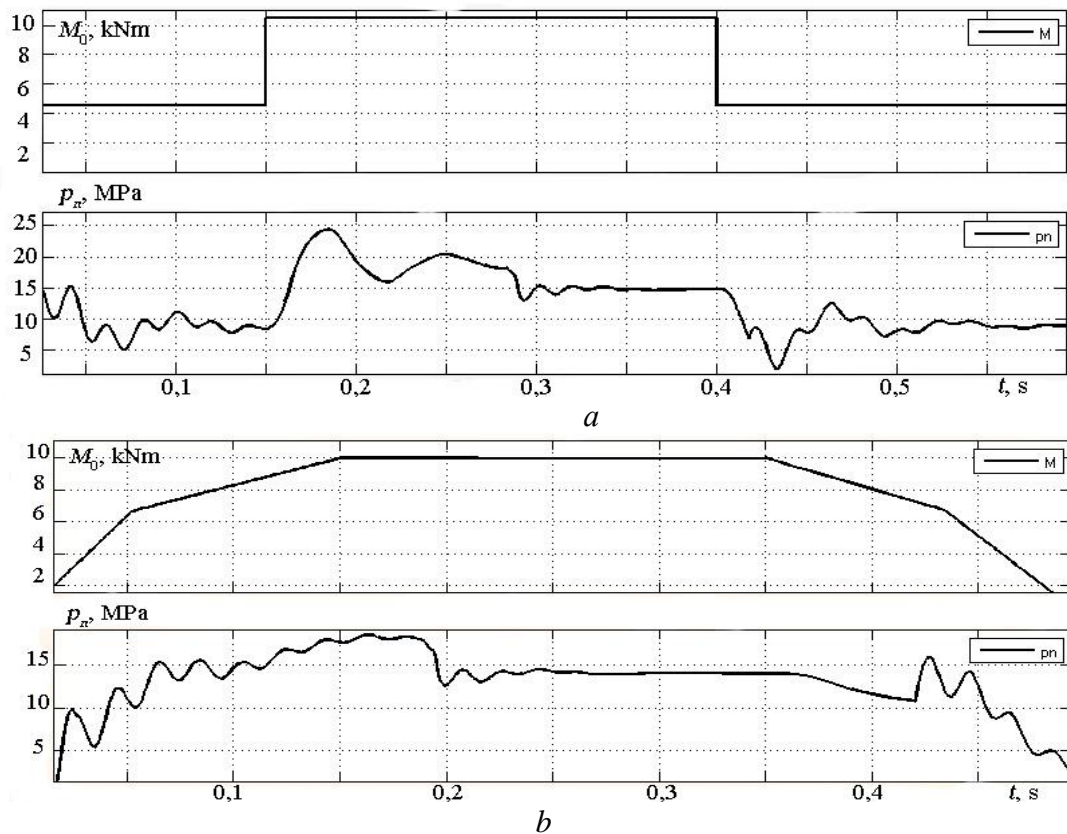


Рисунок 4.23 – Теоретичні графіки характеру зміни навантаження  $M(t)$  та тиску  $p_n(t)$  в напірній магістралі:  $a$  – ступінчаста зміна навантаження;  $b$  – трапецеїдальна зміна навантаження

Значення характерного об'єму додаткового гідромотора, співвідношень площ герметизації запірнього елемента впливають на стійкість перехідних процесів сенсора. Для уникнення утворення вакуумної порожнини в додатковому гідромоторі під час розчеплення фрикційної муфти необхідно між напірною і зливною гідролініями встановити зворотний клапан. Зміною маси плунжера чи його демпфування за рахунок підключення паралельно встановлених зворотного клапана та дроселя досягається затухання його коливань під час відключення муфти. Для запобігання перевищенню тиску в сенсорі над значенням тиску налагодження необхідно встановлювати в гідросистемі запобіжно-переливний клапан, що обмежує тиск в напірній гідролінії. Підтверджено ефективність застосування в пристрої керування, як сенсора, – клапана прямої дії з параметричним принципом керування, що дозволяє регулювати тиск закриття за рахунок добору його геометричних характеристик, незалежно від характеру зміни навантаження. Проведеними дослідженнями вмонтованого гідравлічного приводу з системою керування вмикання додаткового гідромотора встановлено взаємовплив параметрів адаптивного приводу та пружно-інерційних характеристик транспортувальної частини конвеєра.

## 5 РОЗРАХУНОК ПЕРЕХІДНИХ ПРОЦЕСІВ У СТРІЧКОВОМУ КОНВЕЄРІ З УРАХУВАННЯМ РУХОМОСТІ МЕЖ ТРАНСПОРТУВАЛЬНОГО ОРГАНУ

### 5.1 Математична модель механічної системи конвеєра з урахуванням рухомості меж транспортувального органу<sup>2\*</sup>

Стрічкові конвеєри характеризуються своєю конструктивною різноманітністю. Одним з важливих конструктивних параметрів, що визначається технічними вимогами експлуатації, є його довжина, яка коливається від кількох метрів до декількох десятків кілометрів. Так в гірничодобувній, вугільній та інших галузях промисловості застосовуються конвеєри, довжина яких досягає значних розмірів (63 км в м. Дубаї, ОАЕ, 98 км Західна Сахара, Марокко). Транспортувальні ланки таких машин мають велику масу і значну податливість в осьовому напрямі. Це обумовлює виникнення хвильових явищ в довгомірних елементах системи та їх суттєвий вплив на динаміку конвеєра при нестационарних режимах роботи [6, 199].

Розглядається метод розрахунку перехідних процесів в машинах неперервного транспорту з урахуванням рухомості меж довгомірних пружних ланок [89]. Суть методу [200] полягає у перетворенні вихідних хвильових рівнянь шляхом заміни супутніх координат на нерухомі та подальшому числовому інтегруванні нелінійних рівнянь з частинними похідними за фіксованих крайових умов.

Відмітимо, що аналогічний підхід з успіхом застосовано для розв'язування задач механіки твердого тіла [201] та про поздовжні коливання колони бурильних труб у потоці промивальної рідини [34].

Розглянемо механічну систему стрічкового конвеєра, розрахункову схему якої подану на рис. 5.1, де  $J_0$  – зведений до привідного барабана момент інерції ротора двигуна з механічними передачами;  $J_1, J_2$  – моменти інерції привідного і натяжного барабанів;  $M_0, M_{c1}, M_{c2}$  – зведений момент двигуна і моменти опору рухові барабанів;  $c, \nu$  – жорсткість і коефіцієнт в'язкого тертя муфти;  $r_1, r_2$  – радіуси барабанів. Робочу і холосту вітки конвеєра розбиваємо на однакову кількість скінченних елементів довжиною  $l$ . Для опису поздовжніх коливань ділянок використовуємо систему супутніх координат  $x_1, x_2, x_m$ , почат-

<sup>2</sup> Підрозділ написано у співавторстві з Є. В. Харченко

ки яких  $O_1, O_2, \dots, O_m$  у початковий момент часу розташовані на межах відповідних ділянок. Переміщення перерізів ділянок віток  $u_1, u_2, \dots, u_m$  є функціями просторових координат і часу  $t$ . Кутові переміщення ротора двигуна і барабанів позначаємо як  $\varphi_0, \varphi_1, \varphi_2$ .

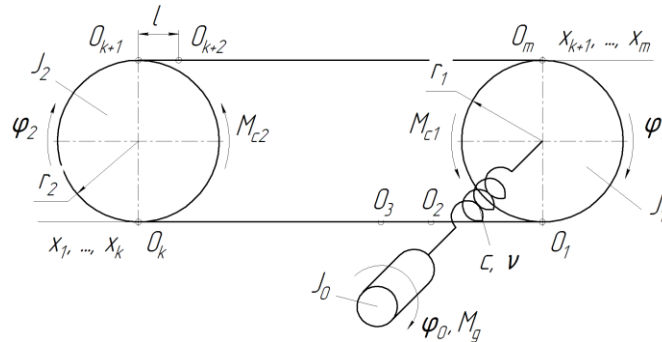


Рисунок 5.1 – Розрахункова схема стрічкового конвеєра

Рівняння поздовжніх коливань  $i$ -ї ділянки вітки конвеєра записуємо у вигляді

$$\frac{\partial^2 u_i}{\partial t^2} - a_i^2 \frac{\partial^2 u_i}{\partial x_i^2} - \mu a_i^2 \frac{\partial^3 u_i}{\partial x_i^2 \partial t} = 0, (i = 1, 2, \dots, m), \quad (5.1)$$

де  $a_i = \sqrt{E_{зв}/\rho_i}$  – традиційно прийнята швидкість поширення хвилі пружних деформацій;  $\mu$  – коефіцієнт, за допомогою якого враховується розсіяння енергії в матеріалі згідно з гіпотезою Фойгта.

Як уже було зазначено, швидкість поширення хвилі пружних деформацій є однією з основних характеристик динамічних процесів, точність визначення якої суттєво впливає на точність виконання динамічних розрахунків. Врахування модуля пружності  $E$  для конвеєрної стрічки, що розтягнена між опорами, як фізичного тіла вносить суттєву похибку в динамічний розрахунок. Більш поширеним у використанні для динамічних розрахунків довгомірних конвеєрів є зведений модуль пружності стрічки  $E_{зв}$ , що враховує провисання її між опорами.

Вважаючи, що вона набуває форми параболи,  $E_{зв}$  знаходять за виразом [145]

$$E_{зв} = \frac{12N^3}{q_0^2 (l_p^1)^2 + \frac{12N^3}{E_0}}, \quad (5.2)$$



де  $N$  – сила натягу в стрічці;  $q_0 = q_v + q_c$  – питоме навантаження; тут  $q_v$ ,  $q_c$  – погонне навантаження від вантажу та стрічки, відповідно;  $l_p^1$  – відстань між ролюкооперами;  $E_0$  – динамічний модуль пружності стрічки.

З врахуванням (5.2) швидкість поширення пружної хвилі визначається як

$$a_i = \sqrt{\frac{E_{зв}}{\rho_i}} = \sqrt{\frac{12N_i^3}{\left(q_{0i}^2 (l_{pi}^1)^2 + \frac{12N_i^3}{E_0}\right) \rho_i}}. \quad (5.3)$$

Розглянемо нерухомі координати

$$z_i = x_i + u_i(x_i, t), (i = 1, 2, \dots, m), \quad (5.4)$$

які за відсутності переміщень збігаються з відповідними супутніми координатами  $x_i$  ( $i = 1, 2, \dots, m$ ).

З урахуванням (5.4) похідні функції  $u_i(x_i, t)$  записуємо як

$$\frac{\partial u_i(x_i, t)}{\partial x_i} = \frac{u_i'}{1 - u_i'}, \quad \frac{\partial u_i(x_i, t)}{\partial t} = \frac{\dot{u}_i}{1 - u_i'}. \quad (5.5)$$

У правих частинах співвідношень (5.5) переміщення  $u_i$  розглядаємо як функцію нерухомої координати  $z_i$  і часу  $t$ , причому похідну за просторовою координатою позначаємо штрихом, а за часовою – точкою.

Диференціюючи (5.5) за  $x_i$  і  $t$ , визначаємо з урахуванням (5.4) другі та змішані похідні функції  $u_i(x_i, t)$ :

$$\frac{\partial^2 u_i(x_i, t)}{\partial x_i^2} = \frac{u_i''}{(1 - u_i')^3}, \quad \frac{\partial^2 u_i(x_i, t)}{\partial x_i \partial t} = \frac{u_i'' \dot{u}_i}{(1 - u_i')^3} - \frac{\dot{u}_i'}{(1 - u_i')^2},$$

$$\frac{\partial^2 u_i(x_i, t)}{\partial t^2} = \frac{\ddot{u}_i + 2\dot{u}_i \dot{u}_i' - 2\ddot{u}_i u_i' - 2\dot{u}_i u_i' \dot{u}_i' + \dot{u}_i^2 u_i'' + (u_i')^2 \ddot{u}_i}{(1 - u_i')^3}; \quad (5.6)$$

$$\frac{\partial^3 u_i(x_i, t)}{\partial x_i^2 \partial t} = \frac{\dot{u}_i [u_i''' (1 - u_i')^3 + 3(1 - u_i')^2 (u_i'')^2]}{(1 - u_i')^7} + \frac{\dot{u}_i'' (1 - u_i')^3 + 3(1 - u_i')^2 u_i'' \dot{u}_i'}{(1 - u_i')^6}.$$

Розкладаючи вирази (5.5) і (5.6) у степеневі ряди, обмежуючись членами, що мають порядок малості не вище другого, одержуємо:

$$\begin{aligned}
\frac{\partial u_i(x_i, t)}{\partial x_i} &= u_i'(1 + u_i'); \quad \frac{\partial u_i(x_i, t)}{\partial t} = \dot{u}_i(1 + u_i'); \\
\frac{\partial^2 u_i(x_i, t)}{\partial x_i \partial t} &= \dot{u}_i'(1 + 2u_i') + u_i'' \dot{u}_i; \\
\frac{\partial^2 u_i(x_i, t)}{\partial x_i^2} &= u_i''(1 + 3u_i'); \quad \frac{\partial^2 u_i(x_i, t)}{\partial t^2} = \ddot{u}_i(1 + u_i') + 2\dot{u}_i \dot{u}_i'; \\
\frac{\partial^3 u_i(x_i, t)}{\partial x_i^2 \partial t} &= \dot{u}_i''(1 + 3u_i') + u_i''' \dot{u}_i + 3u_i'' \dot{u}_i'. \quad (5.7)
\end{aligned}$$

Підставляючи (5.7) в (5.1) і нехтуючи в доданку, за допомогою якого враховується розсіяння енергії, членами вищого порядку малості, одержуємо рівняння руху в нерухомій системі координат:

$$\frac{\partial^2 u_i}{\partial t^2} \left( 1 + \frac{\partial u_i}{\partial z_i} \right) + 2 \frac{\partial^2 u_i}{\partial z_i \partial t} \frac{\partial u_i}{\partial t} - a_i^2 \frac{\partial^2 u_i}{\partial z_i^2} \left( 1 + 3 \frac{\partial u_i}{\partial z_i} \right) - \mu a_i^2 \frac{\partial^3 u_i}{\partial z_i^2 \partial t} = 0 \quad (5.8)$$

$$(i = 1, 2, \dots, m).$$

Для зручності розроблення алгоритму розв'язування задачі скористаємося відносними просторовими координатами

$$\zeta_i = \frac{z_i}{l}, (i = 1, 2, \dots, m). \quad (5.9)$$

З урахуванням (5.8) та (5.9) одержуємо

$$\frac{\partial^2 u_i}{\partial t^2} \left( 1 + \frac{1}{l} \frac{\partial u_i}{\partial \zeta_i} \right) + \frac{2}{l} \frac{\partial^2 u_i}{\partial \zeta_i \partial t} \frac{\partial u_i}{\partial t} - \frac{a_i^2}{l^2} \frac{\partial^2 u_i}{\partial \zeta_i^2} \left( 1 + \frac{3}{l} \frac{\partial u_i}{\partial \zeta_i} \right) - \frac{\mu a_i^2}{l^2} \frac{\partial^3 u_i}{\partial \zeta_i^2 \partial t} = 0 \quad (5.10)$$

$$(i = 1, 2, \dots, m).$$

Поздовжня сила в деякому перерізі стрічки конвеєра визначається виразом

$$N_i(x_i, t) = EA \left( \frac{\partial u_i(x_i, t)}{\partial x_i} + \mu \frac{\partial^2 u_i(x_i, t)}{\partial x_i \partial t} \right), \quad (5.11)$$

де  $A$  – площа поперечного перерізу стрічки.

Беручи до уваги перше і третє співвідношення (5.7), виконуємо перетворення координат у формулі (5.11):

$$N_i(z_i, t) = EA \left[ \frac{\partial u_i}{\partial z_i} \left( 1 + \frac{\partial u_i}{\partial z_i} \right) + \mu \frac{\partial^2 u_i}{\partial z_i \partial t} \right]. \quad (5.12)$$

Перейшовши до відносних просторових координат і врахувавши друге і п'яте співвідношення (5.7) та залежність (5.12), запишемо крайові умови на привідному барабані у вигляді

$$\begin{aligned} & \frac{J_1}{r_1} \left[ \frac{\partial^2 u_1}{\partial t^2} \left( 1 + \frac{1}{l} \frac{\partial u_1}{\partial \zeta_1} \right) + \frac{2}{l} \frac{\partial u_1}{\partial t} \frac{\partial^2 u_1}{\partial \zeta_1 \partial t} \right]_{\zeta_1=0} - \frac{EA r_1}{l} \left[ \frac{\partial u_1}{\partial \zeta_1} \left( 1 + \frac{1}{l} \frac{\partial u_1}{\partial \zeta_1} \right) + \mu \frac{\partial^2 u_1}{\partial \zeta_1 \partial t} \right]_{\zeta_1=0} + \\ & + \frac{EA r_1}{l} \left[ \frac{\partial u_m}{\partial \zeta_m} \left( 1 + \frac{1}{l} \frac{\partial u_m}{\partial \zeta_m} \right) + \mu \frac{\partial^2 u_m}{\partial \zeta_m \partial t} \right]_{\zeta_m=1} - \\ & - c \left[ \varphi_0 - \frac{1}{r_1} u_1(0, t) \right] - v \left[ \omega_0 - \frac{1}{r_1} \frac{\partial u_1}{\partial t} \left( 1 - \frac{1}{l} \frac{\partial u_1}{\partial \zeta_1} \right) \right]_{\zeta_1=0} = -M_{c1}; \\ & J_0 \frac{d\omega_0}{dt} + c \left[ \varphi_0 - \frac{1}{r_1} u_1(0, t) \right] + v \left[ \omega_0 - \frac{1}{r_1} \frac{\partial u_1}{\partial t} \left( 1 + \frac{1}{l} \frac{\partial u_1}{\partial \zeta_1} \right) \right]_{\zeta_1=0} = M_d; \\ & u_1(0, t) = u_m(1, t); \quad \frac{d\phi_0}{dt} = \omega_0, \end{aligned} \quad (5.13)$$

тут  $\omega_0$  – кутова швидкість ротора двигуна.

Крайові умови на натяжному барабані виражаються залежностями

$$\begin{aligned} & \frac{J_2}{r_2} \left[ \frac{\partial^2 u_k}{\partial t^2} \left( 1 + \frac{1}{l} \frac{\partial u_k}{\partial \zeta_k} \right) + \frac{2}{l} \frac{\partial u_k}{\partial t} \frac{\partial^2 u_k}{\partial \zeta_k \partial t} \right]_{\zeta_k=1} + \frac{EA r_2}{l} \left[ \frac{\partial u_k}{\partial \zeta_k} \left( 1 + \frac{1}{l} \frac{\partial u_k}{\partial \zeta_k} \right) + \mu \frac{\partial^2 u_k}{\partial \zeta_k \partial t} \right]_{\zeta_k=0} - \\ & - \frac{EA r_2}{l} \left[ \frac{\partial u_{k+1}}{\partial \zeta_{k+1}} \left( 1 + \frac{1}{l} \frac{\partial u_{k+1}}{\partial \zeta_{k+1}} \right) + \mu \frac{\partial^2 u_{k+1}}{\partial \zeta_{k+1} \partial t} \right]_{\zeta_{k+1}=0} = -M_{c2}; \end{aligned}$$

$$u_k(1, t) = u_{k+1}(0, t). \quad (5.14)$$

При складанні крайових умов (5.13), (5.14) припускали, що кутові координати  $\varphi_1$  і  $\varphi_2$  зв'язані з переміщеннями перерізів стрічки залежностями

$$\varphi_1 = \frac{1}{r_1} u_1(0, t) = \frac{1}{r_1} u_m(1, t); \quad \varphi_2 = \frac{1}{r_2} u_k(1, t) = \frac{1}{r_2} u_{k+1}(0, t). \quad (5.15)$$

Крайові умови для стиків сусідніх елементів стрічки такі:

$$\begin{aligned} & \left[ \frac{\partial u_i}{\partial \zeta_i} \left( 1 + \frac{1}{l} \frac{\partial u_i}{\partial \zeta_i} \right) + \mu \frac{\partial^2 u_i}{\partial \zeta_i \partial t} \right]_{\zeta_i=1} = \left[ \frac{\partial u_{i+1}}{\partial \zeta_{i+1}} \left( 1 + \frac{1}{l} \frac{\partial u_{i+1}}{\partial \zeta_{i+1}} \right) + \mu \frac{\partial^2 u_{i+1}}{\partial \zeta_{i+1} \partial t} \right]_{\zeta_{i+1}=0}; \\ & u_i(1, t) = u_{i+1}(0, t) \quad (i=1, 2, \dots, k-1; k+1, k+2, \dots, m-1). \end{aligned} \quad (5.16)$$

Розглянемо скінченний елемент стрічки конвеєра. Розв'язок нелінійного рівняння з частинними похідними (5.10) подаємо з деякою похибкою у вигляді

$$u_i(\zeta_i, t) \cong U_i \tau_i, \quad (5.17)$$

де  $U_i$  – матриця-колонка базисних функцій,

$$U_i = (U_{i1}(\zeta_i), U_{i2}(\zeta_i), \dots, U_{in}(\zeta_i)),$$

$\tau_i$  – матриця-колонка невідомих функцій часу,

$$\tau_i = \text{col}(\tau_{i1}(t), \tau_{i2}(t), \dots, \tau_{in}(t)).$$

Значення базисних функцій задаємо за допомогою виразів

$$U_{i1} = 1 - \zeta_i; U_{in} = \zeta_i; U_{ij} = \sin(j-1)\pi\zeta_i \quad (j = 2, 3, \dots, n-1); \quad (5.18)$$

Компоненти матриць-колонок  $\tau_i$  ( $i = 1, 2, \dots, m$ ) визначаємо методом зважених нев'язок [202]. Підставляючи (5.17) в рівняння (5.10), перемножуючи отриманий вираз із матрицею-колоною вагових функцій, котрі беремо рівними базисним (5.18) і, інтегруючи добуток за  $\zeta_i$  в межах від нуля до одиниці, доходимо матричного співвідношення

$$A_i \ddot{\tau}_i + B_i \tau_i + C_i \dot{\tau}_i + D_i = R_{\Omega i}, \quad (5.19)$$

де  $R_{\Omega i}$  – матриця-колонка зважених нев'язок;

$$A_i = A_{1i} + A_{2i}; B_i = -\frac{a^2}{l^2} \int_0^1 U_i^T U_i'' d\zeta_i; \\ D_i = \frac{2}{l} \int_0^1 U_i^T U_i' \dot{\tau}_i U_i \dot{\tau}_i d\zeta_i - \frac{3a^2}{l^3} \int_0^1 U_i^T U_i' \tau_i U_i'' \tau_i d\zeta_i, \quad (5.20)$$

причому

$$A_{1i} = \int_0^1 U_i^T U_i d\zeta_i; \quad A_{2i} = \frac{1}{l} \int_0^1 U_i^T U_i' \tau_i U_i d\zeta_i. \quad (5.21)$$

Як видно із співвідношень (5.20), (5.21), матриці  $A_{1i}$ ,  $B_i$ ,  $C_i$  не залежать від часу і підлягають визначенню один раз. Компоненти матриць  $D_i$  і  $A_{2i}$ , котрі є функціями часової координати, обчислюємо на кожному кроці інтегрування диференціальних рівнянь.

З урахуванням (5.17) і перших рівностей (5.13), (5.14), (5.16) запишемо нев'язки граничних умов для початкового ( $S_i$ ) і кінцевого ( $R_i$ ) перерізів елемента

$$S_i = S_{0i} \ddot{\tau}_i + S_{1i}; \quad R_i = R_{0i} \ddot{\tau}_i + R_{1i}; \quad (i = 1, 2, \dots, m), \quad (5.22)$$

де

$$S_{0i} = \frac{J_1}{r_1} \left( 1 + \frac{1}{l} U_1'(0) \tau_1 \right) U_1(0); \quad S_{0, k+1} = \frac{J_2}{r_2} \left( 1 + \frac{1}{l} U_{k+1}'(0) \tau_{k+1} \right) U_{k+1}(0); \\ R_{0k} = \frac{J_2}{r_2} \left( 1 + \frac{1}{l} U_k'(1) \tau_k \right) U_k(1); \quad R_{0m} = \frac{J_1}{r_1} \left( 1 + \frac{1}{l} U_m'(1) \tau_m \right) U_m(1);$$

$$\begin{aligned}
S_{0,j+1} &= R_{0j} (j=1, 2, \dots, k-1, k+1, k+2, \dots, m-1) = 0; \\
S_{11} = R_{1m} &= \frac{2J_1}{r_1 l} U_1(0) \dot{\tau}_1 U_1'(0) \dot{\tau}_1 - \frac{EA r_1}{l} \left[ U_1'(0) \tau_1 \left( 1 + \frac{1}{l} U_1'(0) \tau_1 \right) + \mu U_1'(0) \dot{\tau}_1 \right] + \\
&\quad + \frac{EA r_1}{l} \left[ U_m'(1) \tau_m \left( 1 + \frac{1}{l} U_m'(1) \tau_m \right) + \mu U_m'(1) \dot{\tau}_m \right] - \\
&\quad - c \left( \varphi_0 - \frac{1}{r_1} U_1(0) \tau_1 \right) - v \left[ \omega_0 - \frac{1}{r_1} U_1(0) \dot{\tau}_1 \left( 1 + \frac{1}{l} U_1'(0) \tau_1 \right) \right] + M_{c1}; \\
S_{1,k+1} = R_{1k} &= \frac{2J_2}{r_2 l} U_k(1) \dot{\tau}_k U_k'(1) \dot{\tau}_k + \frac{EA r_2}{l} \left[ U_k'(1) \tau_k \left( 1 + \frac{1}{l} U_k'(1) \tau_k \right) + \mu U_k'(1) \dot{\tau}_k \right] - \\
&\quad - \frac{EA r_2}{l} \left[ U_{k+1}'(0) \tau_{k+1} \left( 1 + \frac{1}{l} U_{k+1}'(0) \tau_{k+1} \right) + \mu U_{k+1}'(0) \dot{\tau}_{k+1} \right] + M_{c2}; \\
S_{1,j+1} = R_{1j} \quad (j=1, 2, \dots, k-1, k+1, k+2, \dots, m-1) &= \\
&= U_i'(1) \tau_i \left( 1 + \frac{1}{l} U_i'(1) \tau_i \right) + \mu U_i'(1) \dot{\tau}_i - \\
&\quad - U_{i+1}'(0) \tau_{i+1} \left( 1 + \frac{1}{l} U_{i+1}'(0) \tau_{i+1} \right) - \mu U_{i+1}'(0) \dot{\tau}_{i+1}.
\end{aligned}$$

Одночасно забезпечити рівність нулю нев'язок, які визначаються виразами (5.19) і (5.22) вибором часових функцій  $\tau_{ij} (j = 1, 2, \dots, n)$  неможливо через надто велику кількість рівнянь, котрі ці функції повинні були б задовольняти. Прирівнюючи до нуля суми нев'язок всередині і на межах області існування функцій  $U_{ij}$ , одержуємо сукупність диференціальних рівнянь

$$\dot{\mathfrak{Q}}_i = Q_i; \quad \dot{\tau}_i = \mathfrak{Q}_i \quad (i = 1, 2, \dots, m), \quad (5.23)$$

де  $Q_i = G_i^{-1} H_i$ , причому  $G_i = A_i + \kappa_i S_{0i} + \lambda_i R_{0i}$ ;

$$H_i = -B_i \tau_i - C_i \mathfrak{Q}_i - D_i - \kappa_i S_{1i} - \lambda_i R_{1i}.$$

Тут  $\kappa_i$  і  $\lambda_i$  – матриці-колонки вагових коефіцієнтів.

В рівняннях (5.21) необхідно врахувати залежності

$$\tau_{in} = \tau_{i+1, 1}; \quad \mathfrak{Q}_{in} = \mathfrak{Q}_{i+1, 1} \quad (i = 1, 2, \dots, m-1); \quad \tau_{mn} = \tau_{11}; \quad \mathfrak{Q}_{mn} = \mathfrak{Q}_{11}, \quad (5.24)$$

котрі є наслідком других рівностей (5.13), (5.14), (5.16) і виразів (5.17), (5.18). Для цього з матриць-колонок  $\tau_i$ ,  $\vartheta_i$ ,  $Q_i$  виключаємо останні елементи, оскільки вони, згідно з (5.24), рівні іншим елементам відповідних матриць-колонок невідомих. Відповідні скорочені вектори позначимо  $\tau_i^*$ ,  $\vartheta_i^*$ ,  $Q_i^*$ . Крім цього, перші елементи одержаних матриць-колонок  $Q_i^*$  замінюємо півсумами

$$q_{11}^* = \frac{1}{2}(q_{11} + q_{mm}); \quad q_{i1}^* = \frac{1}{2}(q_{i1} + q_{i-1,n}) \quad (i = 2, 3, \dots, m),$$

де  $q_{ij}$  ( $j = 1, 2, \dots, m; j = 1, 2, \dots, n$ ) – компоненти матриць-колонок  $Q_i$ .  
Остаточно одержуємо сукупність диференціальних рівнянь

$$\dot{\vartheta} = Q; \quad \dot{\tau} = \vartheta, \quad (5.25)$$

де  $h(h = \tau, \vartheta, Q) = \text{col}(h_1^*, h_2^*, \dots, h_m^*)$ .

Останні рівності (5.13) з урахуванням (5.17) перетворюємо до вигляду

$$\dot{\omega}_0 = \frac{M_e}{J_0} - \frac{c}{J_0} \left( \phi_0 - \frac{1}{r_1} U_1(0) \tau_1 \right) - \frac{v}{J_0} \left[ \omega_0 - \frac{1}{r_1} U_1(0) \dot{\tau}_1 \left( 1 + \frac{1}{l} U_1'(0) \tau_1 \right) \right] \quad (5.26)$$

Якщо рушійний момент і моменти корисного опору відомі, то рівняння (5.25), (5.26) утворюють замкнуту систему і повністю описують перехідний процес. Більш строгий підхід полягає в сумісному розв'язуванні рівнянь руху механічної системи і рівнянь динамічного стану привідного двигуна. У цьому випадку рівняння (5.25), (5.26) доповнюємо математичною моделлю гідравлічної або електричної машини.

Таким чином, запропонований метод дає можливість аналізувати перехідні режими роботи машин неперервного транспорту з урахуванням рухомості меж довгомірних пружних ланок. Застосування скінченно-елементної дискретизації нелінійних рівнянь з частковими похідними дає можливість звести розв'язування задачі до інтегрування системи звичайних диференціальних рівнянь за допомогою стандарт-

них процедур, сприяє побудові простого і ефективного обчислювального алгоритму. Це відкриває перспективи поглибленого вивчення динаміки конвеєрів, підвищення якості їх проектування і забезпечення раціональних режимів експлуатації.

## 5.2 Дослідження динаміки конвеєра в період пуску

Під час дослідження математичної моделі перехідних режимів приводу стрічкового конвеєра визначався вплив зміни основних параметрів конвеєра та гідроприводу.

Розрахунок перехідних процесів під час пуску здійснювався для конвеєра уніфікованого ряду 2 ЛТ-80, який застосовується для підземних робіт, необхідні початкові характеристики якого наведено в табл. 5.1.

Таблиця 5.1 – Параметри механічної системи стрічкового конвеєра

Параметр	Значення	Параметр	Значення
$E A$	$(3,3...13,2) \cdot 10^6$ Н	$M_{c1}$	476,3 Н·м
$g_{\text{л}}$	14,3 кг/м	$M_{c2}$	274 Н·м
$g_{\text{р}}$	13,57 кг/м	$N_0$	$8,0 \cdot 10^4$ Н
$g'_{\text{р}}$	7,6 кг/м	$q_{\text{н}}$	$37,7 \cdot 10^{-6}$ м <sup>3</sup> /рад
$g_{\text{г}}$	62,5 кг/м	$n_{\text{н}}$	157 рад/с
$J_1$	$22,5...225$ кг·м <sup>2</sup>	$q_{\text{м}}$	$100,2 \cdot 10^{-6}$ м <sup>3</sup> /рад
$J_2$	$18,35$ кг·м <sup>2</sup>	$\sigma$	$3,21 \cdot 10^{-11}$ м <sup>5</sup> /Н·с
$\mu$	0,1	$k_1 V_1$	$1,34 \cdot 10^{-12}$ м <sup>5</sup> /Н
$k_3$	0...1	$\beta$	0,1...1 Н·м·с/рад
$\xi_{\text{г}}$	0,030	$C_{\text{ф}}$	$0,8 \cdot 10^6$ Н·м/рад
$\xi_{\text{н}}$	0,025	$f_{\text{нр}}$	0,125
$L$	250...1000 м	$M_{\text{г}}$	171 Н·м

На рис. 5.2 наведені приклади розрахунків нестационарних процесів, які відбуваються під час пуску конвеєра. Розрахунки виконані для конвеєра довжиною  $L = 1000$  м, жорсткість стрічки  $E A = 13,2 \cdot 10^6$  Н, коефіцієнт завантаження  $k_3 = 1$ , тиск налагодження запобіжного клапана насосної станції  $p_1 = 30$  МПа. Як видно з графіків, в результаті



ступінчастої зміни витрат рідини, яка надходить в гідросистему від насоса, протягом декількох часток секунди змінюється тиск рідини (див. рис. 5.2а) і досягає значення  $p_1 = 30$  МПа, зусилля натягу у вантажній вітці стрічки різко зростає (див. рис. 5.2в), а в порожній – зменшується (див. рис. 5.2г), привідний барабан одночасно починає обертатися (див. рис. 5.2б). Зусилля натягу у вантажній вітці стрічки досягає максимального значення  $F_{max} = 71,5$  кН в момент часу  $t = 1,453$  с зустрічі хвиль деформації, що поширюються вантажною та порожньою вітками (див. рис. 5.3а). В цьому перетині контуру стрічки її швидкість рівна нулю. Тиск в гідросистемі, що відповідає налагодженню запобіжного клапана  $p_{кл}$ , підтримується впродовж  $t = 12$  с до проміжку часу, коли швидкість обертання барабана досягає значення близького до величини стаціонарного руху. В проміжку часу  $t = 12...21$  с тиск в гідросистемі падає, зусилля натягу у вантажній вітці стрічки понижується, а в порожній – збільшується, швидкість обертання барабана, досягнувши максимального значення в момент часу  $t = 17$  с (при цьому тиск мінімальний), набуває значення, що відповідає встановленому руху конвеєра (рис. 5.4). Завершальний етап пуску конвеєра супроводжується затухаючими коливаннями в механічній системі.

Графіки залежностей тривалості перехідного процесу від коефіцієнта завантаження, жорсткості стрічки, довжини конвеєра, які отримані в результаті розрахунку пуску механічної системи конвеєра, наведені на рис. 5.5...5.7.

Вплив коефіцієнта навантаження  $k_3$  (див. рис. 5.5) на тривалість перехідного процесу пуску  $t_n$  і максимальний натяг в вантажній гілці конвеєра  $F_{max}$  неоднозначний. Так, із збільшенням завантаженості конвеєра спостерігається майже пропорційне зростання максимального значення натягу у вантажній вітці стрічки з 63 кН (при  $k_3 = 0$ ) до 71,5 кН (при  $k_3 = 1$ ) і 75 кН (при  $k_3 = 1,5$ ). І навпаки, тривалість перехідного процесу змінюється незначно при збільшенні коефіцієнта завантаження до значення  $k_3 = 0,5$  і збільшується на 80 % за значення  $k_3 = 1$  та на 180 % при  $k_3 = 1,5$ .

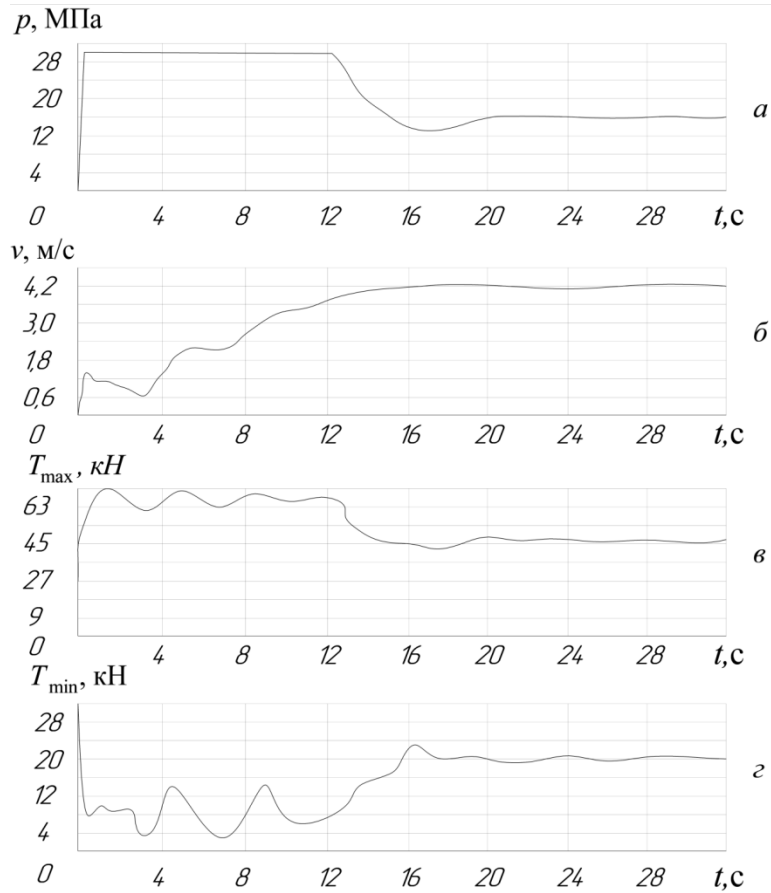


Рисунок 5.2 – Теоретичні графіки нестационарних процесів, які відбуваються під час пуску конвеєра  $p(t)$ ,  $v(t)$ ,  $T_{\max}(t)$ ,  $T_{\min}(t)$

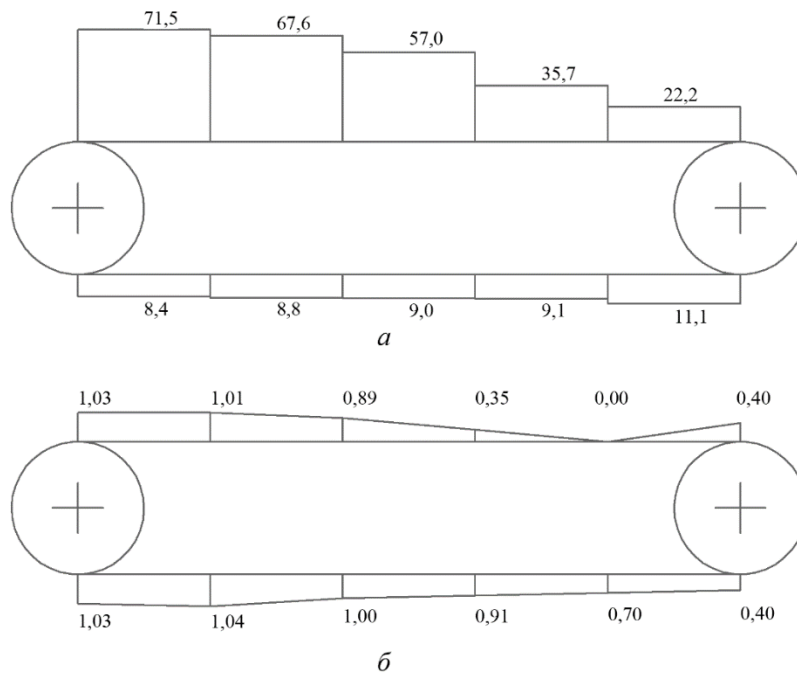


Рисунок 5.3 – Діаграми зміни натягу (а) і швидкості стрічки (б) під час пуску при  $t = 1,453$  с

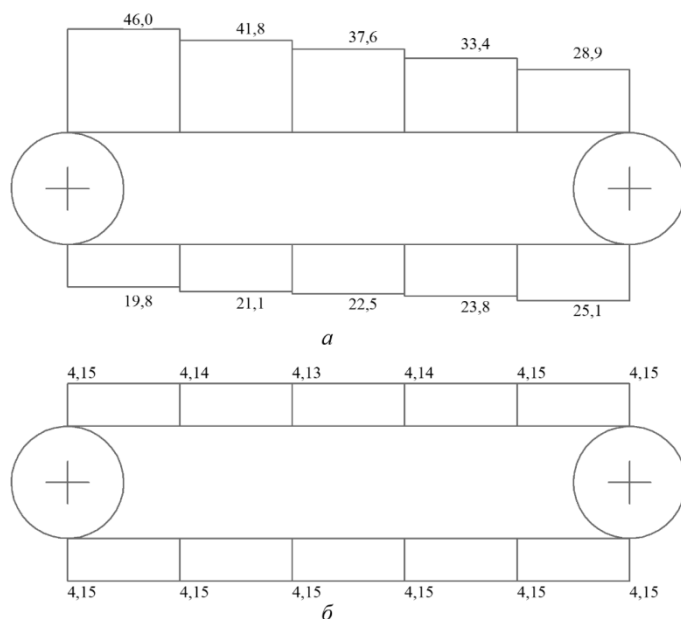


Рисунок 5.4 – Діаграми зміни натягу (а) і швидкості стрічки (б) під час пуску при  $t = 25,953$  с

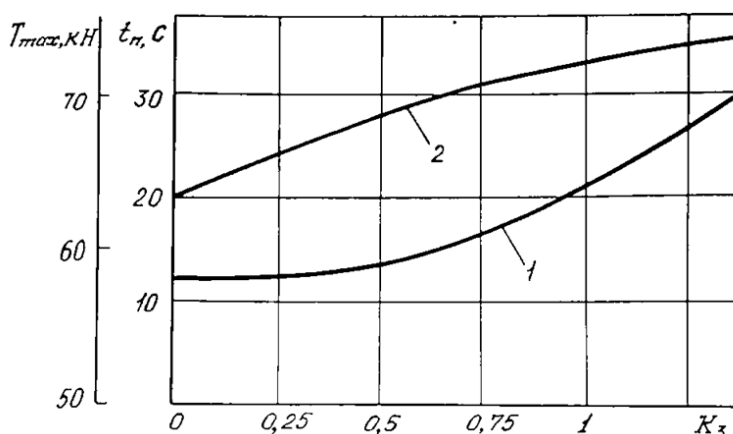


Рисунок 5.5 – Графіки залежностей часу перехідного процесу  $t_n$  і максимального натягу в вантажній вітці конвеєра (криві 1 та 2 відповідно) від коефіцієнта навантаження  $k_3$

Таким чином, значення коефіцієнта завантаження суттєво впливає на динамічні навантаження і тривалість їх дії в конвеєрі під час пуску.

На рис. 5.5 наведено графік залежності тривалості пуску конвеєра  $t_n$  від жорсткості стрічки  $EA$ . Розрахунки виконувались для випадку повного завантаження конвеєра, яка відповідає його номінальній продуктивності, що наведена в технічній характеристиці. Як видно із графіка, тривалість дії динамічних навантажень в механічній системі конвеєра із збільшенням жорсткості стрічки – зменшується. Причому, в інтервалі жорсткості  $(3,3...13,2) \cdot 10^6$  Н її вплив на перехідний процес є суттєвим, а понад  $EA = 13,2 \cdot 10^6$  Н – зменшується.

Дослідженнями також встановлено, величина інерційного навантаження приводу  $J_1$ , в межах реальних значень, не впливає на зміну динамічного навантаження конвеєра. Це пояснюється тим, що у довгомірних конвеєрах інерційне навантаження приводу значно менше інерційної складової транспортувальної частини конвеєра.

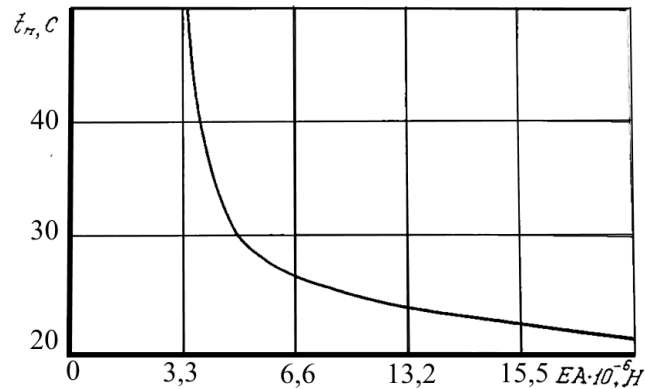


Рисунок 5.6 – Графіки залежностей часу переходного процесу  $t_n$  від жорсткості стрічки  $EA$  при коефіцієнті навантаження  $k_3 = 1$

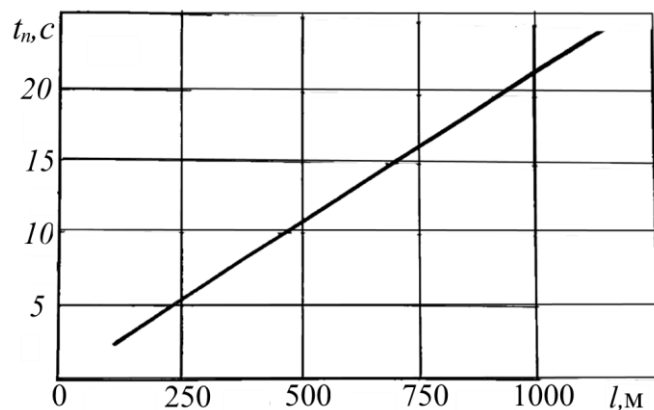


Рисунок 5.7 – Графіки залежностей часу переходного процесу  $t_n$  від довжини конвеєра при коефіцієнті навантаження  $k_3 = 1$

Необхідно відзначити, що за недостатнього попереднього натягу в порожній вітці конвеєра під час розгону можуть виникати зусилля, які приведуть до нестійкої роботи приводу. Для уникнення такого небажаного ефекту, необхідно збільшити натяг в порожній вітці конвеєра до значення, яке перевищує мінімально допустиме. При коефіцієнті завантаження  $k_3 = 1$  для досліджуваного конвеєра попередній натяг стрічки повинен становити більше  $F_0 = 27$  кН.

Отримані залежності дозволяють здійснити вибір параметрів механічної системи конвеєра для забезпечення оптимальних пускових режимів довгомірних конвеєрів.

## **6 ПРАКТИЧНІ РЕКОМЕНДАЦІЇ І ТЕХНІЧНІ РІШЕННЯ ЩОДО ПРОЕКТУВАННЯ І ЕКСПЛУАТАЦІЇ КОНВЕЄРІВ**

### **6.1 Обґрунтування раціональної схеми привідної системи конвеєра і розміщення його елементів**

Одним з основних механізмів стрічкових конвеєрів різних технологічних машин і комплексів є привід, який, переважно визначає їх досконалість, надійність, функціональні можливості, вартість та інші техніко-економічні показники. Зазвичай критеріями вибору приводу стрічкових конвеєрів є його доступність виготовлення чи придбання, ККД, габаритні розміри, вага, вартість затрат на виготовлення за відповідності основних робочих характеристик (потужність, частота обертання робочого вала) вимогам експлуатації [136]. Однак в працях вітчизняних і закордонних вчених [25, 142, 146], які спрямовані на удосконалення приводів машин, вказано на необхідність урахування додаткових вимог, таких як підвищена питома потужність, можливість регулювання швидкісних і силових параметрів, реалізація необхідного закону керування тощо.

Тому, під час розробки нового чи удосконалення існуючого конвеєра, необхідно значну увагу приділити вибору раціональної схеми його приводу. Для цього пропонується скористатися критеріальними оцінками, які дозволяють здійснити такий вибір і забезпечити покращені техніко-економічні показники приводу.

Привідні механізми конвеєрів загальнопромислового призначення поділяються на роздільні приводи (РП), які складаються з електродвигуна, нормалізованого редуктора, з'єднувальних муфт, механічних передач (зубчастих, пасових, ланцюгових), та комплектні приводи, до яких належать мотор-редуктор (МР), редукторні електродвигуни (РЕД), вмонтовані приводи (ВП).

МР відрізняються наявністю електродвигуна фланцевого виконання, який закріплено на корпусі редуктора, а у РЕД електродвигун і редуктор змонтовані в одному загальному корпусі або на одній корпусній деталі.

До ВП належать мотор-барабани (МБ) конвеєрів, приводи лебідок, що розміщені всередині барабанів, тельфери, силові головки і шпинделі агрегатних верстатів тощо.

Під час вибору приводу з визначеними параметрами (потужність, кутова швидкість вихідного вала) необхідно надавати перевагу приводу з найбільш високим ККД, малими габаритами та вагою, низькою вартістю.

Узагальненим критерієм, який визначає економічну доцільність вибраного типу приводу, вважаємо мінімум суми витрат на виготовлення і експлуатацію.

Наближено будемо вважати вартість витрат на виготовлення приводу рівну оптовим цінам  $\Pi_{\text{опт}}$  на його складові вузли. Витрати на обслуговування, ремонт, амортизацію беремо однаковими для нової та базової розробок і через їх невеликі значення у порівнянні із витратами на електроенергію, яка втрачається у приводі, не враховуємо.

Тоді економічно ефективним варіантом приводу вважається той, у якого менший мінімум суми витрат  $E$ , яка визначається за виразом [136]

$$E = \Pi_{\text{опт}} + t_0 k (1 - \eta) \frac{P}{\eta}, \quad (6.1)$$

де  $t_0$  – тривалість роботи приводу протягом року;  $k$  – вартість 1 кВт·год;  $\eta$  – ККД приводу;  $P$  – потужність на веденому валу.

Потужність  $P$  визначається за формулою:

$$P = \frac{1}{T} \int_0^T P' dt, \quad (6.2)$$

де  $T$  – тривалість роботи приводу;  $P' = P(t)$  – закон зміни потужності в функції часу.

Аналіз виразу (6.1) показує, що за однакової передавальної потужності, мінімальна величина суми витрат залежить від витрат на виготовлення приводу  $\Pi_{\text{опт}}$  і величини ККД.

Друга складова цього виразу суттєво залежить від вибору кінематичної схеми приводу, оскільки величина загального ККД визначається втратами енергії у механічних передачах, підшипниках, муфтах тощо. Переважний вплив на величину втрат енергії приводу має ККД його механічних передач.

У МР, РЕД, МБ механічні передачі з гнучким зв'язком, як правило, не застосовуються. Тому для вибору раціонального виду механіч-

ної передачі для приводів за величиною ККД, доцільно скористатися графіками, що показані на рис. 6.1.

Найбільш високі значення ККД має планетарна типів I, II, III, рядова та хвильова з проміжними тілами кочення. Як видно з графіків, для значень передатного числа  $u < 20$  величини ККД цих передач суттєво не відрізняються і, за рівних умов, необхідно надавати перевагу рядовій передачі як найбільш конструктивно простій та технологічній.

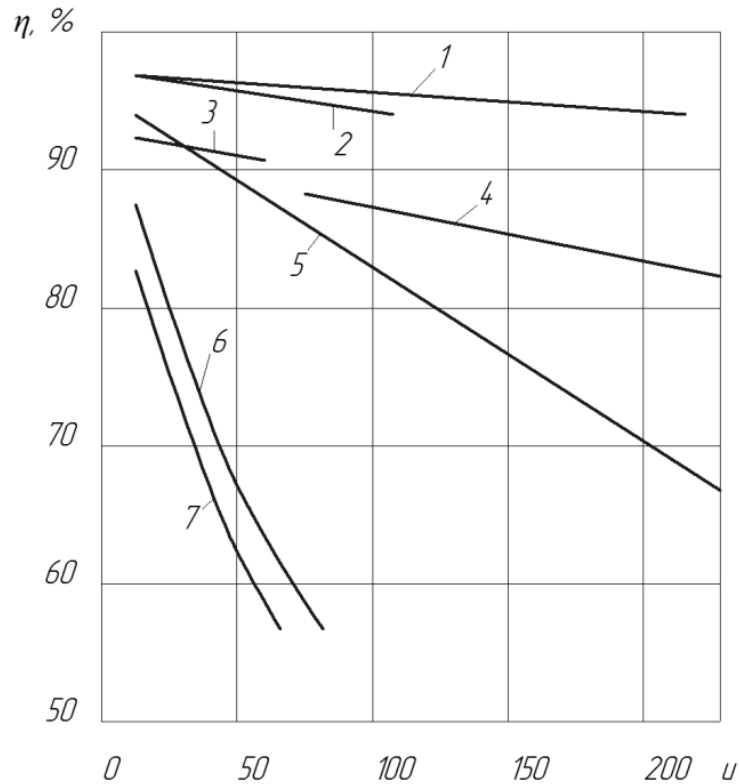


Рисунок 6.1 – Залежність ККД основних типів передач

від передатних чисел: 1 – планетарна типів I, II, III; 2 – рядова;

3 – хвильова з проміжним тілом кочення; 4 – хвильова з гнучким колесом;

5 – планетарна типів IV і V; 6 – черв'ячна глобоїдна; 7 – черв'ячна циліндрична

Другою важливою критеріальною оцінкою, якою необхідно керуватися під час вибору приводу, є його габарит. На рис. 6.2 показано габаритні розміри РП, МР, РЕД і МБ (в одній проекції) однакової потужності та частоти обертання привідного барабана. Необхідно зазначити, що представлена схема РП є найпростішою, бо між електродвигуном і редуктором, чи редуктором і привідним барабаном може бути влаштована зубчаста, пасова або ланцюгова передачі, що збільшує його габарити.

Порівняльний аналіз габаритного розміру приводів конвеєрів показує, що у МБ він у 1,7 разів менший ніж у РЕД, в 1,75 разів – ніж у МР і в 2,2 рази ніж у РП.

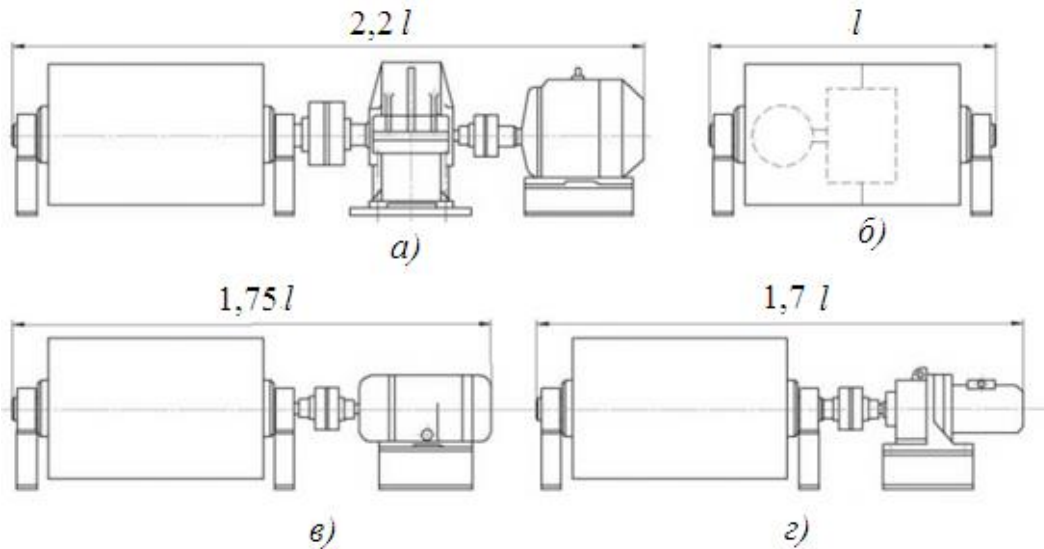


Рисунок 6.2 – Габарити РП (а), МБ (б), РЕД (в) та МР (г) однакових параметрів

Третім критерієм вибору приводу є його вага, яка на стадії проектного пошуку технічного рішення може бути наближено визначена в залежності від габаритного об'єму. Для цього використовуємо коефіцієнт заповнення габаритного об'єму  $k_3$  і тоді вага  $G$  визначається за формулою

$$G = V\gamma k_3, \quad (6.3)$$

де  $V$  – об'єм механічної частини приводу;  $\gamma$  – усереднена питома вага матеріалів передачі;  $k_3$  – коефіцієнт заповнення габаритного об'єму.

Для РП електричного і гідравлічних МБ визначено коефіцієнти заповнення габаритного розміру  $k_3$ , значення яких наведені в табл. 6.1.

На рис. 6.3 наведена графічна залежність ваги чотирьох типів приводів (в РП враховано вагу рами, а в МБ – вагу барабана) від потужності для різних швидкостей веденої ланки.



Таблиця 6.1 – Коефіцієнт заповнення габаритного об'єму  $k_3$  та питома потужність  $k_n$  для різних типів приводів

Тип приводу	$k_3$	$k_n$ , Вт/кг
Роздільний привід: КЛГ НДГРІ	0,72	14,5
КЛГМ НДГРІ	0,68	21,9
Мотор-барабан електричний МБ14/80-1,25	0,54	27,2
Мотор-барабан гідравлічний:		
з рядовою двопотоковою передачею	0,2	55,1
з спеціальним гідродвигуном	0,5	32,2
з одноступінчастими рядовими передачами	0,45	35,6
з хвильовими передачами з гнучким колесом	0,4	–
з двоступінчастою співвісною передачею (чотирипоточна на другому ступені)	0,3	53,7
з триступінчастою цівково-циліндричною співвісною передачею	0,38	–
з триступінчастою циліндрично-цівковою співвісною передачею	0,35	29,9
з двома рядовими двопоточними передачами	0,35	67,6

Крім зазначених критеріїв важливим показником є питома потужність приводу  $k_n$ , яка визначає ефективність витрат підведеної до приводу енергії. Наведені в табл. 6.1 значення цього показника свідчать про найбільш ефективне використання споживаної потужності у МБ.

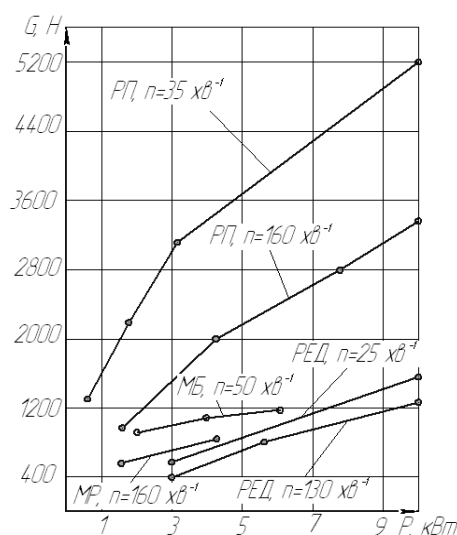


Рисунок 6.3 – Залежність ваги роздільного приводу РП, мотор-редуктора МР, редукторного електродвигуна РЕД і мотор-барабана МБ від потужності для різних швидкостей тихохідного вала

Проведений аналіз за критеріальними оцінками зазначених типів приводів конвеєрів показує ефективність заміни РП на вмонтовані приводи (МБ), серед яких перевагу необхідно надавати гідроприводним пристроям, про основні переваги яких зазначено в розділі 2. Інші головні чинники, що визначають переваги гідравлічних приводів, сформовані в працях [135, 203].

Специфіка конструкції МБ, яка полягає в обмеженні габаритних розмірів передавального механізму внутрішнім простором корпусу барабана, вимагає гармонійного поєднання габаритних розмірів механічних передач з їх передатними відношеннями. Проведений зіставний аналіз розмірів різних типів передач для відповідних діапазонів передатних чисел [204] дозволяє оцінити область їх застосування з погляду на забезпечення оптимальної компоновки вмонтованого приводу.

Пошуки засобів зниження динамічних навантажень в стрічці конвеєра під час нестационарних режимів, а також забезпечення надійного та безперебійного транспортування в умовах змінних вантажопотоків, і виконані дослідження викликали необхідність формування додаткових вимог до привідних пристроїв щодо можливості регулювання швидкості транспортування, крутного моменту, заданого закону керування роботою приводу. Як доведено проведеними в розділі 3 дослідженнями, поставлені задачі в гідравлічному МБ успішно розв'язуються за допомогою засобів гідравтоматики [103, 205].

Проте, під час вибору приводу, крім зазначених критеріальних оцінок і показників, необхідно також враховувати і динамічні властивості цих приводів, які можуть вплинути на застосування електромеханічного чи гідравлічного приводу в стрічковому конвеєрі [204] залежно від умов експлуатації.

## **6.2 Структурно-функціональний аналіз конструкцій вмонтованих приводів**

Вмонтовані приводи застосовуються в машинах та пристроях різного технологічного призначення, в яких за умовами експлуатації під привід відводиться невелика монтажна зона. Зокрема, в підйомно-транспортних машинах знайшли широке використання мотор-барабани (МБ) як приводи транспортувальних машин, лебідок, якими вони оснащуються.

Привід є механічною системою взаємодія елементів якої може бути вивчена з врахуванням різних чинників.

Проведений аналіз різних конструкцій МБ дозволив виділити як найбільш поширені електричні та гідравлічні привідні пристрої. Не-

зважаючи на різні джерела енергії, конструкції їх мають подібну структуру, яка складається з елементів, що наділені однаковими конструктивними та функціональними ознаками.

Якщо виділення структурних і функціональних ознак елементів конструкцій підпорядкувати принципам системного аналізу, то вони будуть відтворювати внутрішню організацію, порядок і побудову механічної системи таким чином, що дозволить створити основу для розробки алгоритму автоматизованого проектування.

Оскільки МБ є детермінованою системою, то, як зазначено в праці [206], в таких системах можна передбачити взаємодію її елементів, а отже спроектувати машину із заздалегідь відомими характеристиками.

Деталізацію окремих елементів конструкцій МБ виконуємо з врахуванням таких вимог:

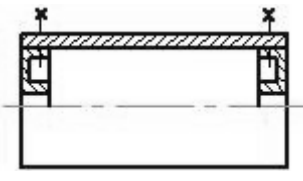
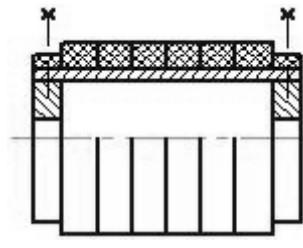
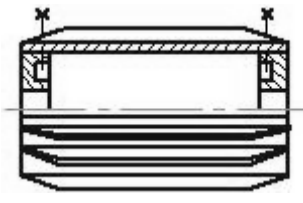

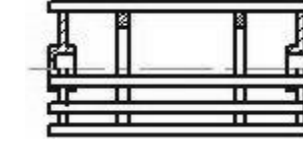
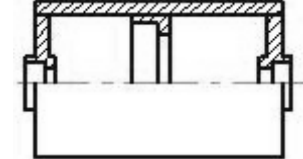
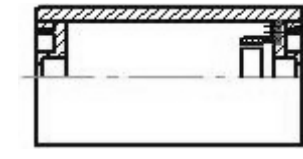
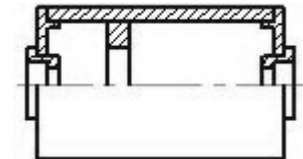
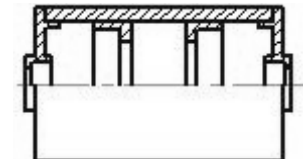
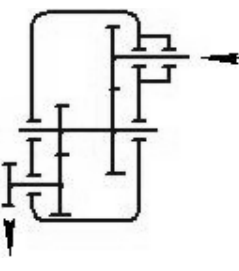
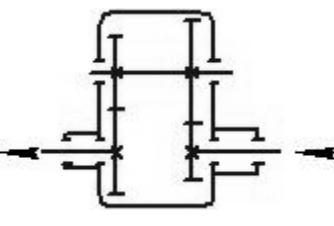
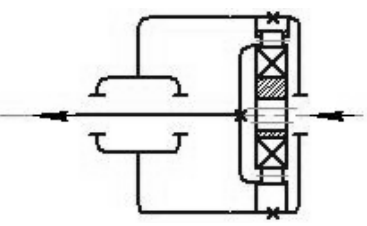
- структурні і функціональні ознаки об'єктів аналізу не повинні повторюватись на інших рівнях деталізації, а на одному рівні не дублюватись;
- виділені елементи повинні забезпечувати проектні статичні і динамічні характеристики конструкцій;
- можливість компоновки у поєднанні з іншими елементами конструкцій;
- уніфікація стикових елементів, комунікацій;
- можливість створення уніфікованих складальних одиниць в межах окремих, а також суміжних типорозмірів.

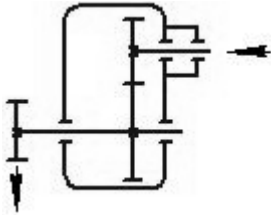
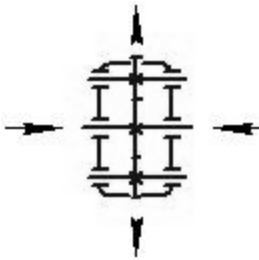
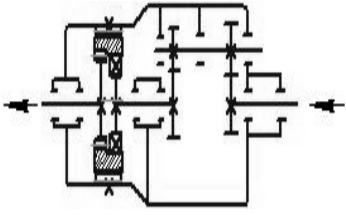
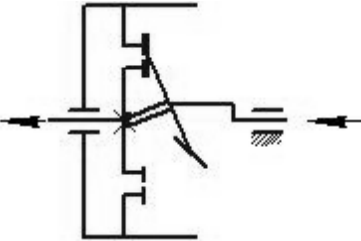
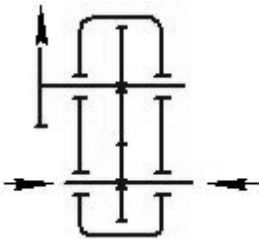
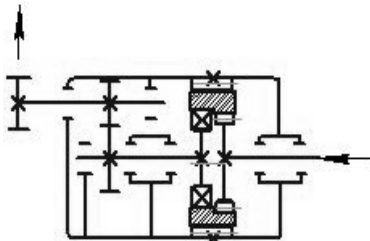
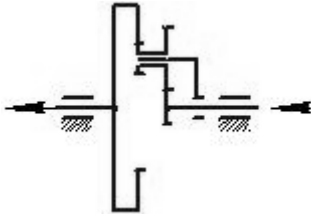
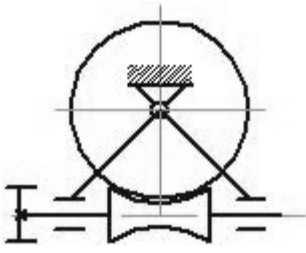
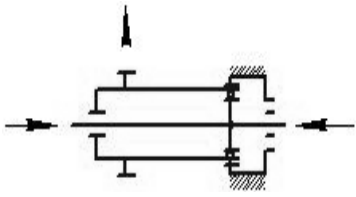
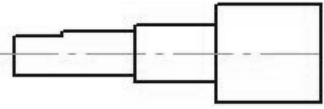
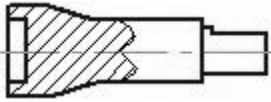
В результаті аналізу значної кількості конструкцій електричних (Е) та гідравлічних (Г) мотор-барабанів виділено такі основні структурно-функціональні елементи: барабани (Б1...Б8), які відрізняються конструктивним рішенням щодо обичайки, улаштуванням її на осі, наявності елементів, які збільшують зчеплення поверхні барабана з стрічкою або забезпечують кінематичний зв'язок з передавальним механізмом; передавальні механізми з відповідним числом ступенів (П1...П3), що відрізняються типом механічної передачі (наприклад, циліндричної (Ц), зубчасто-хвильової (ЗХ), цівково-зубчастою (ЦЗ), зубчасто-цівковою (ЗЦ), хвильовою з проміжними тілами кочення (ХПТК), черв'ячною передачею (Ч)) тощо; піввісь (Н1...Н10) суцільна з різними елементами під фіксацію, з поверхнею для приєднання передавального механізму, зіставна з фланцевою порожнинною циліндричною поверхнею для улаштування гідромотора, центральними, аксіальними та радіальними каналами для підведення енергоносія тощо; опорний елемент (О), наприклад, у вигляді білячого колеса (ОБ), із

зовнішнім фланцем на торцевій поверхні (ОЦ) тощо; пристрої чи системи керування (К).

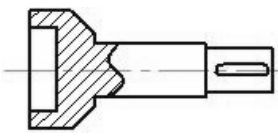
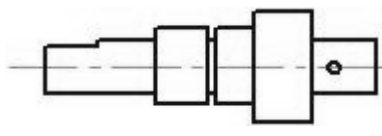
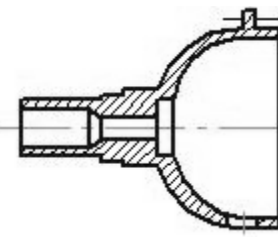
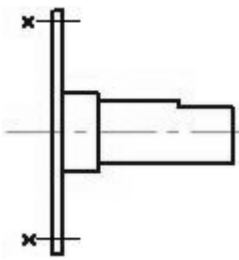
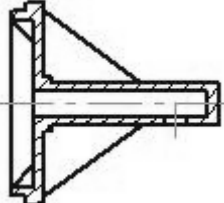
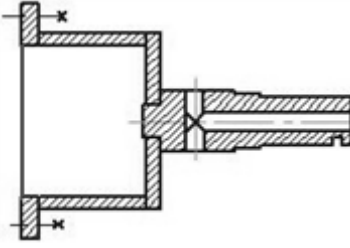
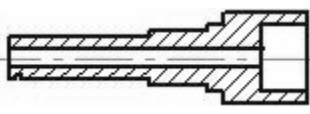
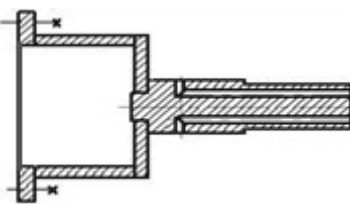
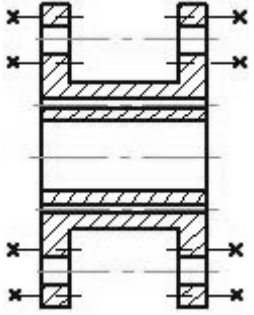
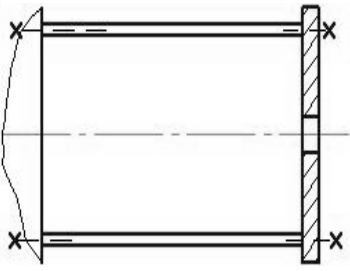
В табл. 6.2 наведені конструкції зазначених структурно-функціональних елементів, що є типовими для розглянутих приводів, та їх позначення. В позначеннях кожного з елементів зазначені характерні ознаки, перелік яких наводимо нижче.

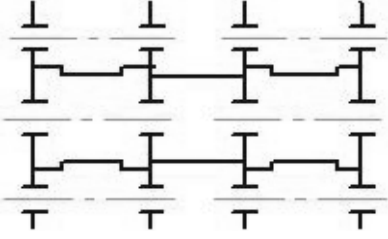
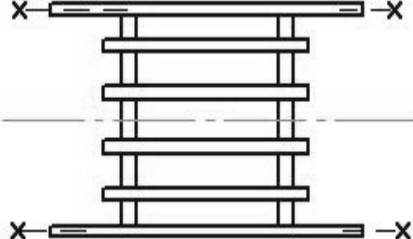
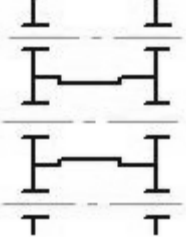
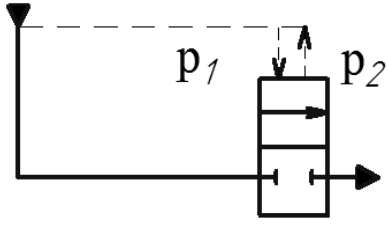
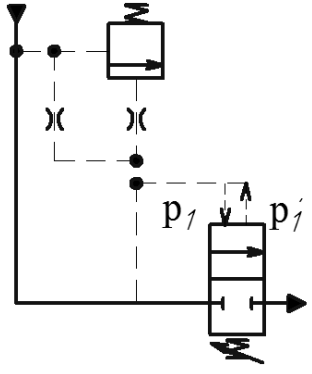
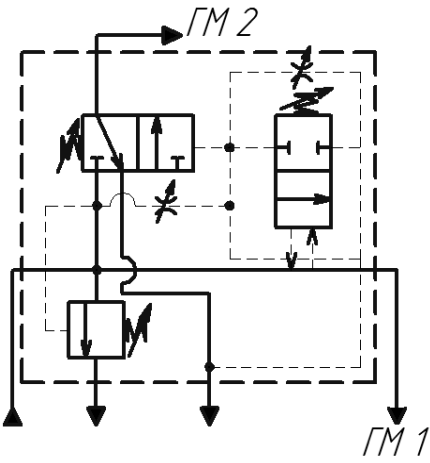
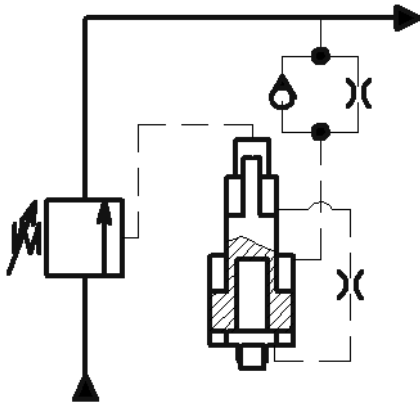
Таблиця 6.2 – Структурно-функціональні елементи вмонтованих приводів

Барабани		
<p>Б1</p> 	<p>Б2</p> 	<p>Б3</p> 
<p>Б4</p> 	<p>Б5</p> 	<p>Б6</p> 
<p>Б7</p> 	<p>Б8</p> 	<p>Б9</p> 
Передавальні механізми		
<p>П2-ЦЗ</p> 	<p>П2-СЦЗ</p> 	<p>П1-ХПТК</p> 

<p>Б2 П1-Ц3</p> 	<p>П1БП-Ц3</p> 	<p>П3-3-Ц</p> 
<p>П1-ПК</p> 	<p>П1-Ц3</p> 	<p>П2-Ц-3</p> 
<p>П1-П</p> 	<p>П1-Ч</p> 	<p>П1-3X</p> 
<p>Півосі</p>		
<p>H1</p> 	<p>H2</p> 	

Продовження табл. 6.2

<p style="text-align: center;">Н3</p> 	<p style="text-align: center;">Н4</p> 
<p style="text-align: center;">Н5</p> 	<p style="text-align: center;">Н6</p> 
<p style="text-align: center;">Н7</p> 	<p style="text-align: center;">Н8</p> 
<p style="text-align: center;">Н9</p> 	<p style="text-align: center;">Н10</p> 
<p>Опорні елементи</p>	
<p style="text-align: center;">ОЦ-АО1</p> 	<p style="text-align: center;">ОС</p> 

<p style="text-align: center;">ОЦ-2-АО2</p> 	<p style="text-align: center;">ОБ</p> 
<p style="text-align: center;">ОЦ-АО2</p> 	
<p>Засоби гідроавтоматики</p>	
<p style="text-align: center;">КМ-1</p> 	<p style="text-align: center;">КМ-2</p> 
<p style="text-align: center;">КМ-3Р</p> 	<p style="text-align: center;">КП-1</p> 

Барабани.

Б1 – корпус барабана з боковими кришками без додаткових конструктивних елементів.

Б2 – корпус барабана футерований по зовнішній поверхні для підвищення щеплення із стрічкою.

Б3 – корпус барабана з металевими смугами, прикріпленими на зовнішній поверхні.

Б4 – корпус барабана у вигляді білячого колеса.

Б5 – корпус барабана у вигляді білячого колеса з двома дисками, скріпленими по внутрішній поверхні обичайки для передачі руху.

Б6 – корпус барабана з скріпленням в середній частині внутрішньої поверхні кільцем для приєднання коронного зубчастого колеса.

Б7 – корпус барабана з скріпленням до внутрішньої сторони кришки зубчастим вінцем.

Б8 – корпус барабана з скріпленням до внутрішньої поверхні кільцем для приєднання привідного диску.

Б9 – корпус барабана з двома скріпленнями до внутрішньої поверхні кільцями для приєднання коронних зубчастих коліс.

Передавальні механізми.

П1–П – передавальний механізм з одноступінчастим планетарним редуктором.

П1–ПК – передавальний механізм з одноступінчастим планетарним редуктором і кривошипом у ведучій ланці.

П1–ЦЗ – передавальний механізм з одноступінчастим циліндричним зубчастим редуктором.

П2–ЦЗ – передавальний механізм з двоступінчастим циліндричним зубчастим редуктором.

П1–Ч – передавальний механізм з одноступінчастим черв'ячним редуктором

П1–БЦЗ – передавальний механізм з одноступінчастою багатопочною циліндричною зубчастою передачею.

П2–СЦЗ – передавальний механізм з двоступінчастим співвісним циліндричним зубчастим редуктором.



П1–3Х – передавальний механізм з одноступінчастим зубчастохвильовим редуктором.

П2–Ц–3 – передавальний механізм з двоступінчастим цівково-зубчастим редуктором.

П3–3–Ц – передавальний механізм з триступінчастим зубчасто-цівковим редуктором.

П1–ХГК – передавальний механізм з одноступінчастою хвильовою передачею з гнучким колесом

П1–ХПТК – передавальний механізм з одноступінчастою хвильовою передачею з проміжними тілами кочення.

Півосі.

Н1 – піввісь суцільна з фіксацією по лисці.

Н2 – піввісь з зовнішньою опорною поверхнею під підшипник із фіксацією по лисці.

Н3 – піввісь з зовнішньою опорною поверхнею під підшипник із фіксацією за допомогою шпонки.

Н4 – піввісь суцільна з приєднувальною циліндричною поверхнею для передавального механізму.

Н5 – піввісь з півсферичним фланцем і центральним отвором для кабелю живлення.

Н6 – піввісь з дисковим фланцем і фіксацією по лисці.

Н7 – піввісь порожнинна фланцева з центрувальною поверхнею.

Н8 – піввісь з фланцем і центральним отвором для підведення рідини та радіальними каналами.

Н9 – піввісь з центральним отвором для підведення рідини та з внутрішньою опорною поверхнею під підшипник.

Н10 – піввісь з фланцем і двома отворами для підведення і відведення рідини та двома радіальними каналами.

Опорні елементи.

ОБ – опорний елемент у вигляді біячого колеса.

ОЦ – опорний елемент у вигляді циліндра з зовнішнім фланцем на його торцевій поверхні.

ОС – опорний елемент із стяжними шпильками.

ОЦ–АО1 – опорний елемент у вигляді циліндра з аксіальними отворами під привідні двигуни.

ОЦ–АО2 – опорний елемент у вигляді циліндра з центральним отвором під привідні двигуни і двома аксіальними отворами під проміжні зубчасті колеса.

ОЦ–2–АО2 – опорний елемент у вигляді здвоєних циліндрів з центральними отворами під привідні двигуни і двома аксіальними отворами під проміжні зубчасті колеса.

ОР–АО2 – опорний елемент у вигляді чотирикутної рами з двома щокovinaми і центральними отворами для кріплення півосей та двома отворами в щокovinaх для привідних двигунів.

Пристрої керування.

КМ–1 – пристрій керування зміною моменту на привідному барабані з однокаскадним клапаном прямої дії.

КМ–2 – пристрій керування зміною моменту на привідному барабані з двокаскадним клапаном прямої дії.

КМ–3Р – пристрій керування зміною моменту на привідному барабані з сенсором та запірно-розподільним елементом.

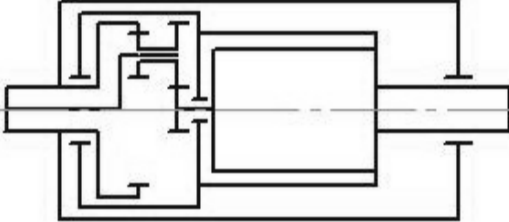
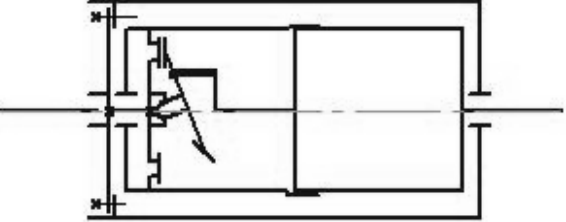
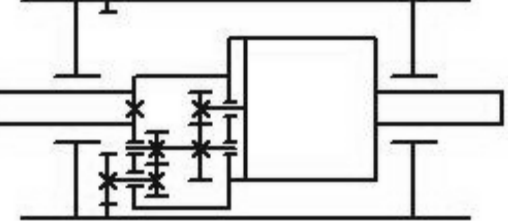
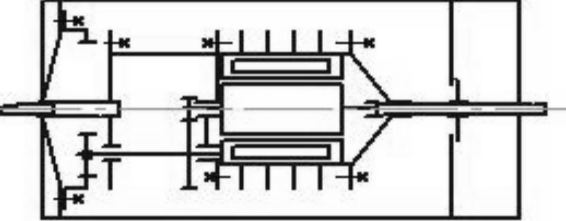
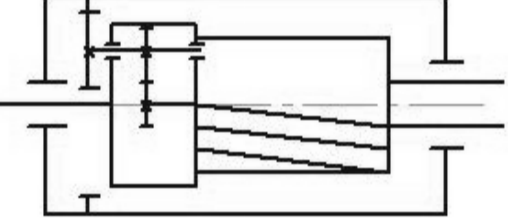
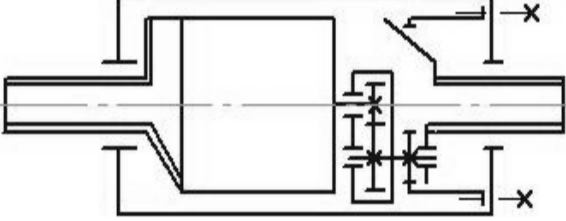
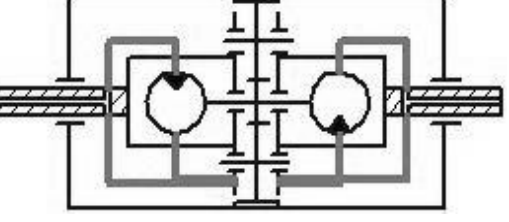
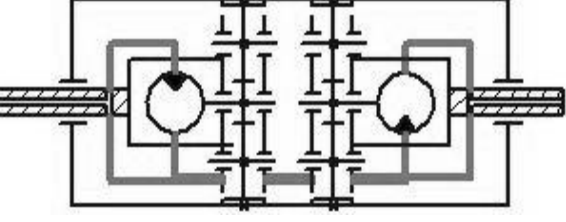
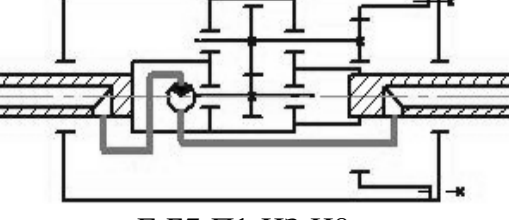
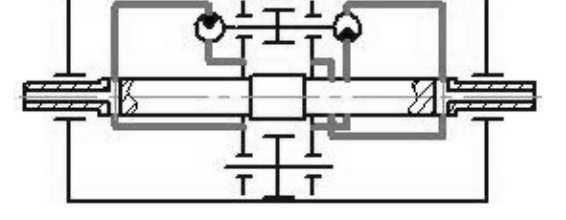
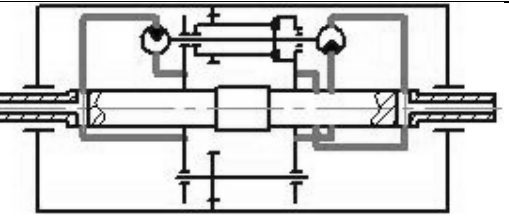
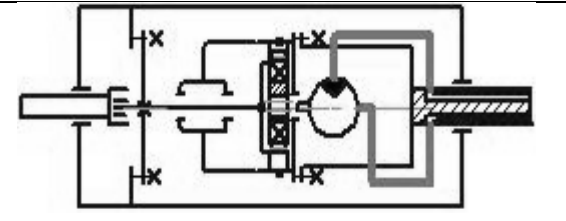
КП–1 – пристрій керування пуском приводу.

Така систематизація структурно-функціональних елементів дозволяє скласти структурну формулу приводу, за допомогою якої здійснюється вибір цих елементів, котрі забезпечують задані технологічні та конструктивні параметри механізму. Це полегшує пошук нового технічного вирішення і можливість вибору раціональної компоновочної схеми вмонтованого приводу.

В табл. 6.3 наведені деякі конструктивні схеми вмонтованих приводів, які побудовані за наведеними структурними формулами.

Виконаний структурно-функціональний аналіз вмонтованих приводів дозволяє не лише систематизувати складові елементи за властивими їм характерними ознаками й отримати привід з раціональною кінематичною схемою, але й виконати їх формалізацію для створення підсистеми автоматизованого проектування «Вмонтований привід», яка може інтегруватися в розгалужену систему автоматизованого проектування підіймально-транспортних машин.

Таблиця 6.3 – Конструктивні схеми вмонтованих приводів та їх структурні формули

 <p>Е-Б1-П1-П-ОБ-Н6</p>	 <p>Е-Б1-П1-ПК-ОЦ-Н4</p>
 <p>Е-Б1-П2-Ц3-ОЦ-Н4</p>	 <p>Е-Б1-П1-Ц3-ОЦ-Н1</p>
 <p>Е-Б1-П1-Ц3-ОЦ-Н6</p>	 <p>Е-Б1-П1-Ц3-ОЦ-Н5</p>
 <p>Г-Б6-П1БП-Ц3-ОЦ-АО2-Н8</p>	 <p>Г-Б6-П1БП-Ц3-ОЦ-2-АО2-Н8</p>
 <p>Г-Б7-П1-Ц3-Н8</p>	 <p>Г-Б6-П1БП-Ц3-ОЦ-АО1-В</p>
 <p>Г-Б6-П1-33-ОЦ-АО1-В</p>	 <p>Г-Б8-П1-ХПТК-Н2-Н10</p>

### 6.3 Конструкції вмонтованих приводів та елементів конвеєрів з покращеними техніко-економічними показниками

У ВНТУ на кафедрі галузевого машинобудування накопичено великий досвід розробки та проектування гідравлічних вмонтованих приводів, зокрема з пристроями керування для вмикання паралельно встановленого додаткового двигуна, що підвищують ефективність його використання в конвеєрах зі змінним робочим навантаженням.

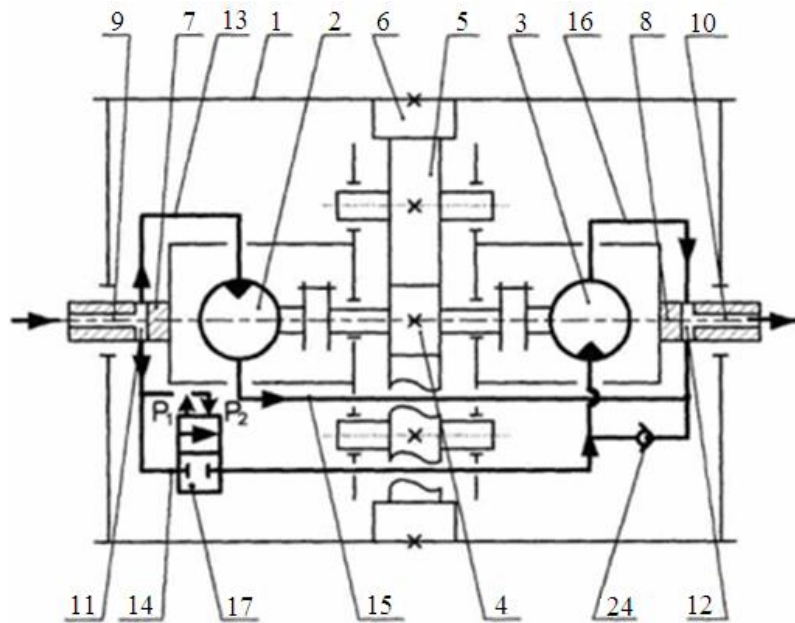
На рис. 6.4а, б наведено конструктивну схему гідравлічного вмонтованого приводу з пристроєм керування на основі клапана прямої дії [154], який має структурну формулу Г–Б6–П1–БЦ3–Н8–ОЦ–АО2–КМ1.

Гідравлічний мотор-барабан містить корпус барабана 1, в який вбудовано привід, виконаний у вигляді двох окремих гідромоторів 2 та 3 і передавального механізму, що складається з ведучої шестірні 4, проміжних 5 та коронного 6 зубчастих коліс.

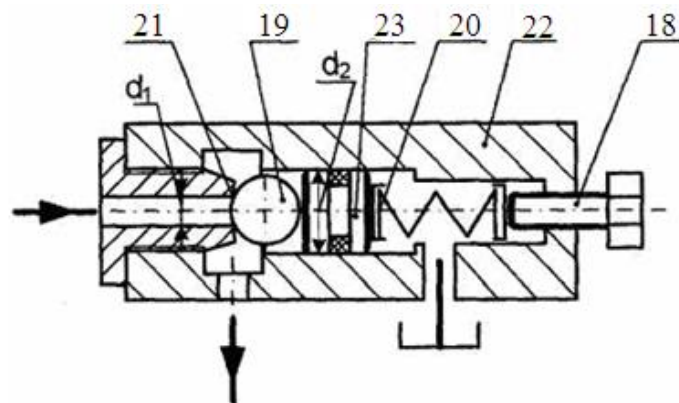
Барабан 1 встановлено на осі, виконаній із двох півосей 7 та 8. Для підведення і відведення робочої рідини до гідромоторів 2 та 3 в середині півосей 7 та 8 виконано осьові канали 9 і 10, які за допомогою радіальних каналів 11 та 12, а також трубопроводів 13 і 14 та 15 і 16 з'єднані з робочими камерами гідромоторів. В одному з радіальних каналів півосі 7, через яку підводиться робоча рідина до гідромоторів 2 та 3, встановлено пристрій керування 17 у вигляді клапана прямої дії. Клапан містить кульковий запірний елемент 19, розміщений в розточці корпусу 22, який посаджений на сідло 21 за допомогою плунжера 23, притиснутого пружиною 20, сила притискання якої визначається налагодженням регульовального гвинта 18. В корпусі 22 клапана виконано радіальний канал, до якого під'єднано гідромагістраль 14, що з'єднана із входом гідромотора 3. Вхід гідромотора 3 при вимкненому пристрої керування 17 з'єднано зі зливом через зворотний клапан 24.

Гідравлічний мотор-барабан працює таким чином. Якщо тиск на вході в гідросистему не перевищує тиску налагодження  $p_n$  пристрою керування 17, то робоча рідина під тиском через осьовий 9 та радіальний 11 канали, що виконані у півосі 7, і трубопровід 13 надходить в робочу камеру гідромотора 2. В результаті взаємодії робочої рідини з роторними елементами гідромотора 2 відбувається обертання його вихідного вала, що жорстко з'єднаний з швидкохідним валом редуктора 3, який за допомогою ведучої шестірні 4 та проміжних зубчастих коліс 5, приводить в рух коронне зубчасте колесо 6. Коронне зубчасте

колесо 6, яке жорстко закріплене на внутрішній поверхні корпусу барабана 1, передає йому обертальний рух відносно зіставної осі. Втративши енергію, робоча рідина через вихідний отвір гідромотора 2, трубопровід 15, радіальний 12 та осьовий 10 канали, виконані у півосі 9, надходить на злив. При цьому пристрій керування 17 вимкнений, гідромотор 3 працює в холосту і, завдяки зворотному клапану 24, його робочі камери та магістраль 16 знаходяться в середовищі робочої рідини, що надходить на злив.



*a*



*б*

Рисунок 6.4 – Конструктивна схема гідравлічного вмонтованого приводу з пристроєм керування на основі клапана прямої дії: *a* – конструктивна схема керуваного гідравлічного мотор-барабана; *б* – конструктивна схема пристрою керування

Під час раптового підвищення навантаження, що відповідає тиску налагодження, тиск на вході гідросистеми досягає значення  $p_1$ , що перевищує номінальне  $p_n$ , і спрацьовує пристрій керування 17. Кульковий запірний елемент 19 через плунжер 23 стискає пружину 20 і різко зміщується відносно сідла 21 вліво. При цьому робоча рідина через трубопровід 14, радіальний канал, виконаний в корпусі 22, надходить в робочу камеру додаткового гідромотора 3, вмикаючи його паралельно гідромотору 2. В результаті взаємодії робочої рідини з роторними елементами гідромоторів 2 та 3 відбувається обертання їх вихідних валів, жорстко з'єднаних з швидкохідним валом передавального механізму, який за допомогою ведучої шестірні 4 та проміжних зубчастих коліс 5, приводить в рух коронне зубчасте колесо 6, що надає обертання корпусу барабана 1. Втративши енергію, робоча рідина через вихідні отвори гідромоторів 2 та 3, трубопроводи 15 і 16, відповідно, радіальний 12 та осьовий 10 канали, виконані у півосі 9, надходить на злив. При зменшенні навантаження, коли тиск в гідросистемі знижується до значення  $p_2$ , знову спрацьовує пристрій керування 17 і за рахунок того, що кульковий запірний елемент 19 пружиною 20 різко зміщується вправо відносно сідла 21, гідромотор 3 відмикається від живлення і працює в холосту, а його вхід з'єднується зі зливом через зворотний клапан 24.

Основними недоліками такого пристрою керування є властива клапану прямої дії крутизна витратної характеристики, тому за умови збільшення швидкості транспортування конвеєра, його необхідно переналагоджувати для забезпечення стабільного значення спрацьовування за тиском. Застосування такої конструкції пристрою керування можливе при  $Q < 40$  л/хв. Крім того, через значне зниження тиску  $p_2$  при вимиканні додаткового другого гідромотора, система потребує тривалого часу для виходу на номінальний режим роботи, а це значно звужує зону стійкої роботи системи при підвищених потужностях приводу, що може стати причиною некерованих автоколивальних процесів.

При зміні навантаження в широкому діапазоні величин, за низьких його значень, загальний коефіцієнт корисної дії знижується, що суттєво збільшує енерговитрати. Крім того, з метою оптимізації продуктивності роботи приводу, необхідно знижувати швидкість транспорту-

вання шляхом відведення частини потоку робочої рідини в гідробак, що загалом знижує ефективність його використання.

В результаті аналізу зазначених недоліків і за допомогою вибору необхідних структурно-функціональних елементів створено привід [163], конструктивна схема якого наведена на рис. 3.5 (див. розділ 3.2), а 3D модель зображена на рис. 6.5

Проектування цього приводу виконувалося за структурною формулою Г–Б6–П1БП–Ц3–Н8–ОЦ–АО2–КМ2.

З врахуванням проведених теоретичних та експериментальних досліджень, що подані в розділі 3.2, для ВАТ «Гніванський кар'єр» розроблена конструкція вмонтованого гідроприводу з пристроєм керування на основі двокаскадного клапана непрямої дії.

Безупинна робота такого приводу суттєво підвищує продуктивність роботи конвеєра.

Технічна характеристика вмонтованого гідравлічного приводу, чутливого до зміни навантаження:

1. Номінальна потужність приводу, кВт	18
2. Номінальна частота обертів барабана, хв <sup>-1</sup>	30
3. Номінальний тиск в напірній гідромагістралі, МПа	16
4. Крутий момент на барабані, Нм	1430
5. Передатне число	3
6. Тип гідромотора	ГПР-Ф-630
7. Кількість гідромоторів, шт.	2
8. Габаритні розміри, мм:	
– діаметр барабана	364
– довжина барабана	2112
– міжпорна відстань	2240

Пристрій керування (див. рис. 3.5б) містить клапан першого каскаду параметричного типу, який складається з конічно-циліндричного затвора, притиснутого пружиною до сідла, встановленого в корпусі, та гвинт для регулювання на заданий тиск. Конічно-циліндричний затвор спряжений з двома поверхнями сідла різного діаметра. Клапан другого каскаду містить трубчастий золотник, притиснутий пружиною до сідла. Внутрішньою поверхнею золотник спряжений з циліндричним сердечником, що забезпечує напрямок його переміщення під час взаємодії з сідлом, а зовнішньою – з поверхнею розточки корпусу і ущільнений гумовим кільцем.



Рисунок 6.5 – Привід з пристроєм керування на основі двокаскадного клапана непрямої дії



Пристрій керування дозволяє знижувати енерговитрати під час роботи приводу при зміні навантаження в широкому діапазоні, та забезпечує його безупинну роботу.

Технічна характеристика пристрою керування:

1. Умовний прохід, мм	16
2. Тиск на вході, МПа:	
– номінальний	20
– максимальний	25
– мінімальний	1
3. Максимальний тиск перерегулювання, МПа	0,4
4. Діапазон регулювання тиску, МПа	2–25
5. Витрати робочої рідини, л/хв	
– номінальні	80
– максимальні	100
– мінімальні	3
6. Внутрішня герметичність, см/хв, не більше	300
7. Перерегулювання за тиском при випадковому збільшенні навантаження	4–6 %

Удосконалення конструкції приводу і пристроїв керування спрямовувалося на підвищення ККД та довговічність додаткового гідромотора.

На рис. 6.6 зображена конструктивна схема керованого гідравлічного мотор-барабана [207], який розроблено за структурною формулою Г–Б6–2П1БП–ЦЗ–Н2–ОЦ–2–АО–КМ2.

Керований гідравлічний мотор-барабан містить корпус барабана 1, в який вбудовано привід, виконаний у вигляді двох окремих гідромоторів 2 та 3, і містить двопотокову механічну передачу, що дозволяє за підвищених навантажень отримати невеликі діаметральні розміри барабана з передавальними механізмами, що складаються з ведучих шестірень 4 і 8, проміжних 5 і 9 та коронних 6 і 10 зубчастих коліс.

Барабан 1 встановлено на осі, виконаній із трьох частин 7, 11 та 12. Для підведення і відведення робочої рідини до гідромоторів 2 та 3 всередині лівої та правої частин осі 11 та 12 улаштовано осьові канали 13 і 14, які за допомогою радіальних каналів 15 та 16, а також трубопроводів 17 і 18 та 19 і 20 з'єднані з робочими камерами гідромоторів. В одному з радіальних каналів лівої частини осі 11, для підведення робочої рідини до гідромоторів 2 та 3, встановлено пристрій керування 21 у вигляді клапана непрямої дії. Вхід гідромотора 3 при вимкненому пристрої керування 21 з'єднано зі зливом через зворотний клапан 22.

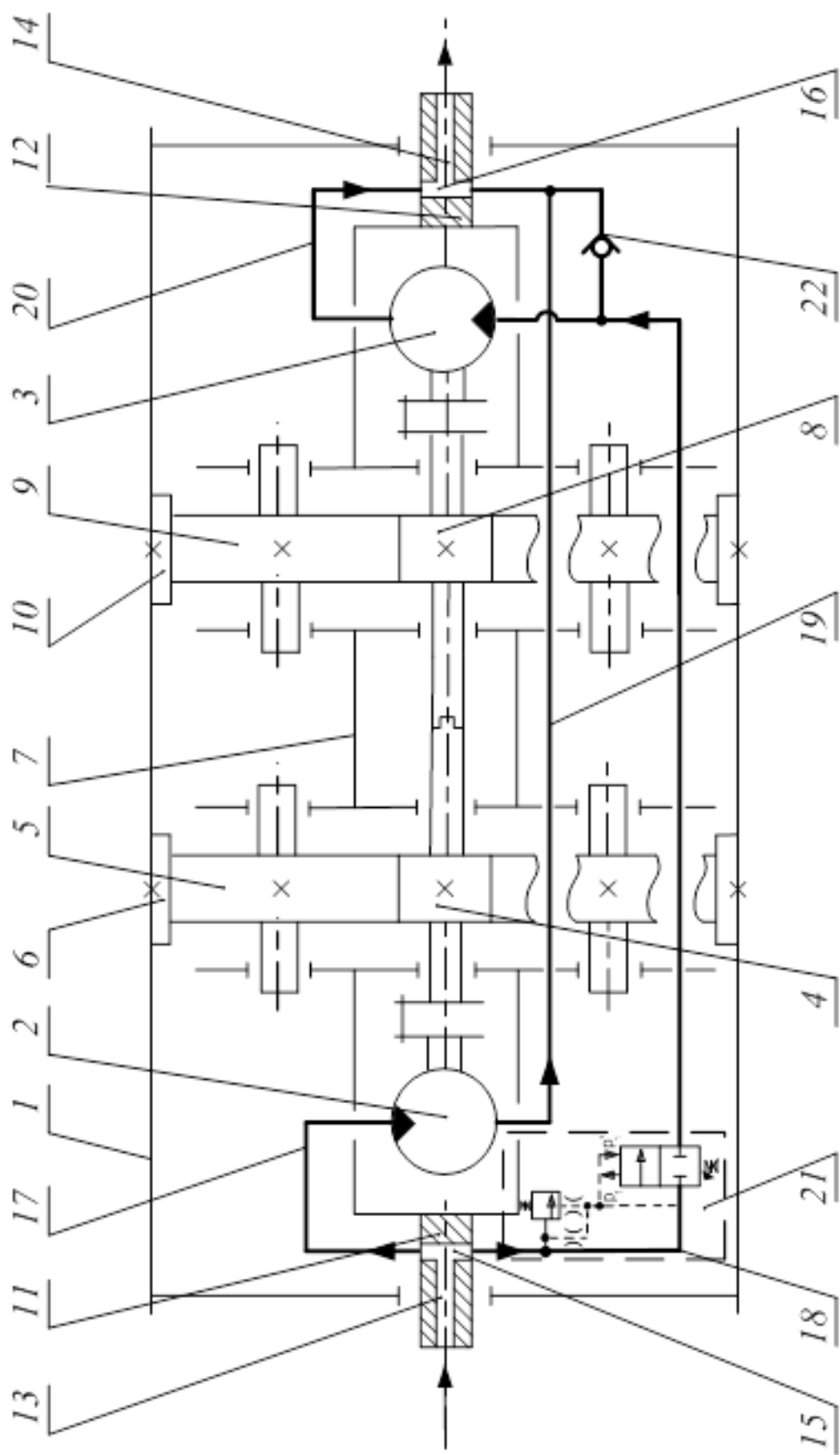


Рисунок 6.6 – Конструктивна схема гідравлічного мотор-барабана приймального конвеєра

Керований гідравлічний мотор-барабан працює таким чином. Якщо тиск на вході в гідросистему не перевищує тиску налагодження  $p_n$  пристрою керування 21, то робоча рідина під тиском через осьовий 13 та радіальний 15 канали, що виконані у лівій осі 11, і трубопровід 17 надходить в робочу камеру гідромотора 2. В результаті взаємодії робочої рідини з роторним елементом гідромотора 2 відбувається обертання його вихідного вала, жорстко з'єданого з швидкохідним валом першого ступеня передавального механізму, який за допомогою ведучих шестірень 4 і 8 та пари проміжних зубчастих коліс 5 і 9, котрі є складовими першого ступеня, а разом з коронними зубчастими колесами 6 і 10 утворюють другий ступінь, і приводить останні в рух. Коронні зубчасті колеса 6 та 10, які жорстко закріплені на внутрішній поверхні корпусу барабана 1, передають йому обертальний рух відносно складеної осі. Втративши енергію, робоча рідина через вихідний отвір гідромотора 2, трубопровід 19, радіальний 16 та осьовий 14 канали, виконані у правій частині осі 12, надходить на злив. При цьому пристрій керування 21 вимкнений, гідромотор 3 працює в холосту і, завдяки зворотному клапану 22, його робочі камери та магістраль 18 знаходяться в середовищі робочої рідини, що надходить на злив.

При раптовому підвищенні навантаження, тиск на вході гідросистеми досягає значення тиску налагодження  $p_1$ , що перевищує номінальне  $p_n$ , і спрацьовує пристрій керування 21. Робоча рідина надходить в робочу камеру гідромотора 3, вмикаючи його паралельно гідромотору 2. В результаті взаємодії робочої рідини з роторними елементами гідромоторів 2 та 3 відбувається обертання їх вихідних валів, жорстко з'єднаних з швидкохідним валом першого ступеня передавального механізму, який за допомогою ведучих шестірень 4 і 8, пари проміжних зубчастих коліс 5 і 9 та зубчастих коліс 6 і 10, приводить останні в рух. Коронні шестірні 6 і 10, які жорстко закріплені на внутрішній поверхні корпусу барабана 1, передають йому обертальний рух відносно з'єданої осі. Втративши енергію, робоча рідина через вихідні отвори гідромоторів 2 та 3, трубопроводи 19 і 20, відповідно, радіальний 16 та осьовий 14 канали, виконані у правій частині осі 12, надходить на злив.

Недоліком такого мотор-барабана є те, що вали гідромоторів, котрі розміщені всередині з'єданих півосей, жорстко з'єднані з передавальними механізмами, і через них мають кінематичний зв'язок з корпусом барабана, постійно знаходяться в обертальному русі, що збільшує механічні втрати і зменшує загальний коефіцієнт корисної дії.

Крім того, під час вмикання додаткового гідромотора через жорсткий кінематичний зв'язок його вала з корпусом барабана, роторні частини сприймають значне навантаження, яке може перевищувати пусковий момент, що зазначений в його технічних характеристиках. За таких умов знижується довговічність гідромотора.

На рис. 6.7 зображено конструктивну схему керованого гідравлічного мотор-барабана [208, 209], розробленого за структурною формулою Г–Б9–2П1БП–Ц3–Н8–ОЦ–2АО2–КМ2, в якому відсутні зазначені недоліки.

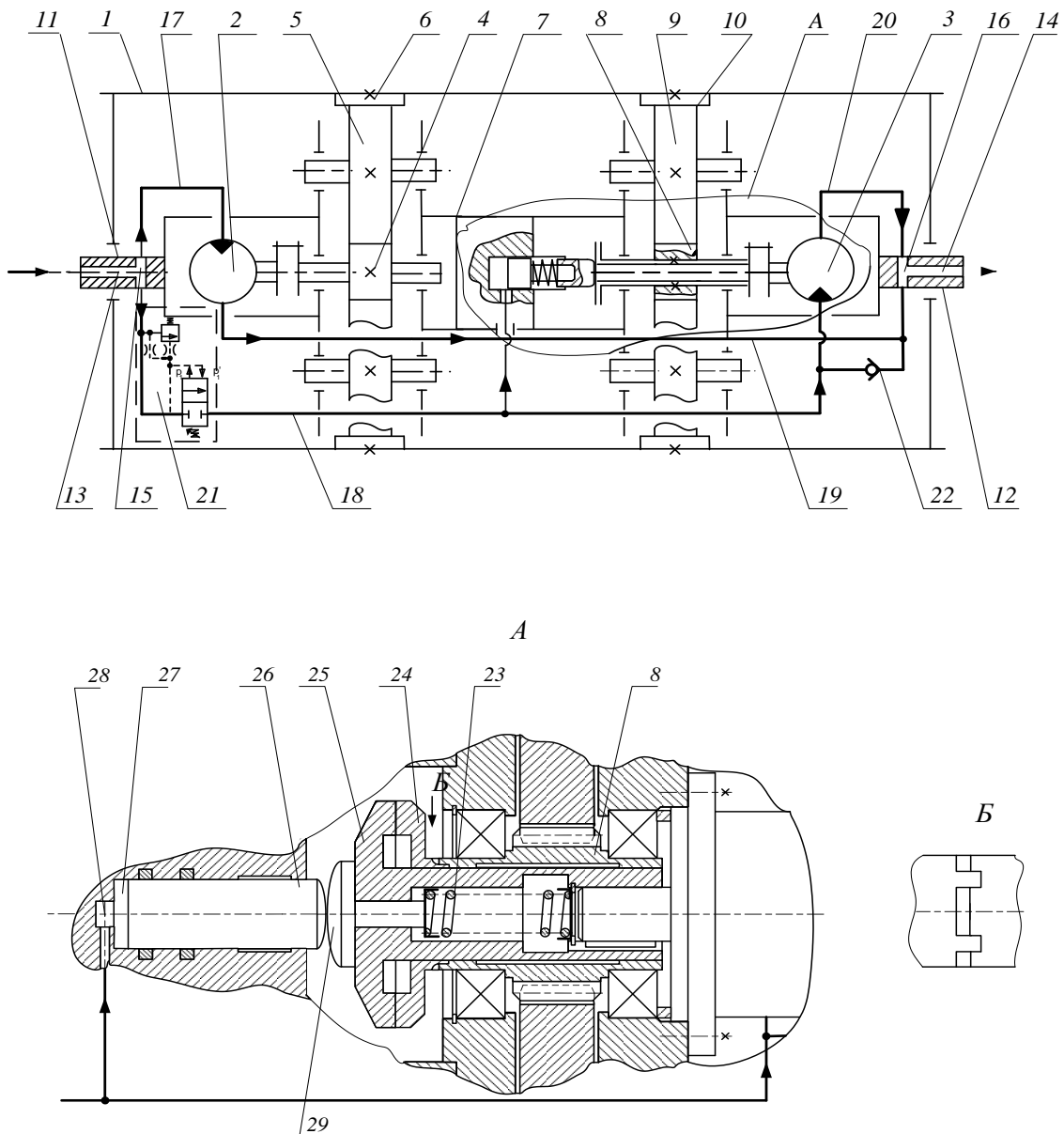


Рисунок 6.7 – Конструктивна схема керованого гідравлічного мотор-барабана

Керований гідравлічний мотор-барабан містить корпус барабана 1, в який вбудовано привід, виконаний у вигляді двох окремих гідромоторів 2 та 3 і два передавальні механізми, що складаються з ведучих шестірен 4 і 8, проміжних 5 і 9 та коронних 6 і 10 зубчастих коліс. Корпус барабана 1 встановлено на осі, виконаний із трьох частин 7, 11 та 12. В корпусі другого передавального механізму на підшипниках встановлено ведучу шестірню 8, яка внутрішньою поверхнею центрального отвору вільно із зазором розміщена на зовнішній поверхні циліндричної частини лівої півмуфти 25. Ліва півмуфта 25 своєю внутрішньою поверхнею через шпонкове з'єднання встановлена на валу додаткового гідромотора 3 з можливістю осьового переміщення. В середині лівої півмуфти 25 виконано розточку, в котру вставлена пружина 23, яка лівим торцем через шайбу взаємодіє з правим торцем грибка 29, що встановлений в центральному отворі зазначеної півмуфти. Правим торцем пружина 23 через шайбу опирається на стопорне кільце, яке розміщене в розточці зі сторони вала гідромотора 3. Ліва торцева поверхня маточини ведучої шестірні 8 жорстко скріплена з торцевою поверхнею правої півмуфти 24, яка разом з лівою півмуфтою 25 утворює фрикційну муфту. Грибок 29 своєю сферичною поверхнею контактує із торцевою сферичною поверхнею плунжера 26, що встановлений у більшому діаметрі центрального ступінчастого отвору, виконаного в середній частині 7 осі з правого боку. До поверхні меншого діаметра центрального отвору 28, виготовленого у середній частині 7 осі, підведено радіальний канал, яким порожнина, що утворена цим отвором, під'єднана до напірної магістралі гідромотора 3. Для підведення і відведення робочої рідини до гідромоторів 2 та 3 в середині лівої та правої частин осей 11 та 12 виконано осьові канали 13 і 14, які за допомогою радіальних каналів 15 та 16, а також трубопроводів 17 і 18 та 19 і 20 з'єднані з робочими камерами гідромоторів 2 і 3. В одному з радіальних каналів лівої частини осі 11, який призначений для підведення робочої рідини до гідромоторів 2 та 3, встановлено пристрій керування 21. Вхід гідромотора 3 при вимкненому пристрої керування 21 з'єднано із зливом через зворотний клапан 22.

Керований гідравлічний мотор-барабан працює таким чином.

При непрацюючому пристрої керування 21, завдяки зворотному клапану 22 робочі камери гідромотора 3 та магістраль 18 знаходяться в середовищі робочої рідини, що надходить на злив, тиск в центральному отворі 28 середньої частини осі 7, що утворює напірну порожнину плунжера 26, відсутній, і під дією пружини 23 через грибок 25

плунжер 26 зміщено вліво до упора з торцевою поверхнею центрального отвору 27 більшого діаметра. Одночасно ліва півмуфта 25 також зміщена вліво і, таким чином, поверхні тертя фрикційної муфти роз'єднані. Тому вихідний вал гідромотора 3 є нерухомим відносно шестірні другого передавального механізму. Робоча рідина під тиском через осьовий 13 та радіальний 15 канали, що виконані у лівій осі 11 і трубопровід 17 надходить в робочу камеру гідромотора 2. В результаті взаємодії робочої рідини з роторним елементом гідромотора 2 відбувається обертання його вихідного вала, жорстко з'єданого з швидкохідним валом першого передавального механізму, який за допомогою ведучої шестірні 4 та пари проміжних зубчастих коліс 5, котрі є складовою першого передавального механізму та знаходяться в кінематичному зв'язку з коронним зубчастим колесом 6, приводять останнє в рух. Коронне зубчасте колесо 6, яке жорстко закріплене на внутрішній поверхні корпусу барабана 1, передає йому обертальний рух відносно складеної осі. Втративши енергію, робоча рідина через вихідний отвір гідромотора 2, трубопровід 19, радіальний 16 та осьовий 14 канали, виконані у правій частині осі 12, надходить на злив.

Під час спрацьовування пристрою керування 21, робоча рідина під тиском через осьовий 13 та радіальний 15 канали, що виконані в лівій осі 11, і трубопровід 18 надходить в робочу камеру гідромотора 3. Плунжер 26 під дією стисненої рідини переміщується вправо і притискає ліву півмуфту плавно без удару поверхнею тертя до поверхні тертя правої півмуфти 24, що жорстко з'єднана з торцевою поверхнею маточини шестірні 8. Таким чином, обертовий момент від вала гідромотора 3 передається шестірні 8, яка приводить в рух другий передавальний механізм. Ведучі шестірні 4 і 8 передавальних механізмів та пари проміжних зубчастих коліс 5 і 9, кінематично зв'язані з коронними зубчастими колесами 6 та 10, приводять останні в рух. Коронні шестірні 6 і 10, які жорстко закріплені на внутрішній поверхні корпусу барабана 1, передають йому обертальний рух відносно зіставної осі. Втративши енергію, робоча рідина через вихідні отвори гідромоторів 2 та 3, трубопроводи 19 і 20, радіальний 16 та осьовий 14 канали, виконані у правій частині осі 12, надходить на злив.

На основі розглянутої конструктивної схеми та виконаних досліджень розроблено конструкторську документацію на вмонтований гідравлічний привід для приймального конвеєра буртоукладника БУМ-65М2Б3-К, конструкція якого наведена на рис. 6.8.

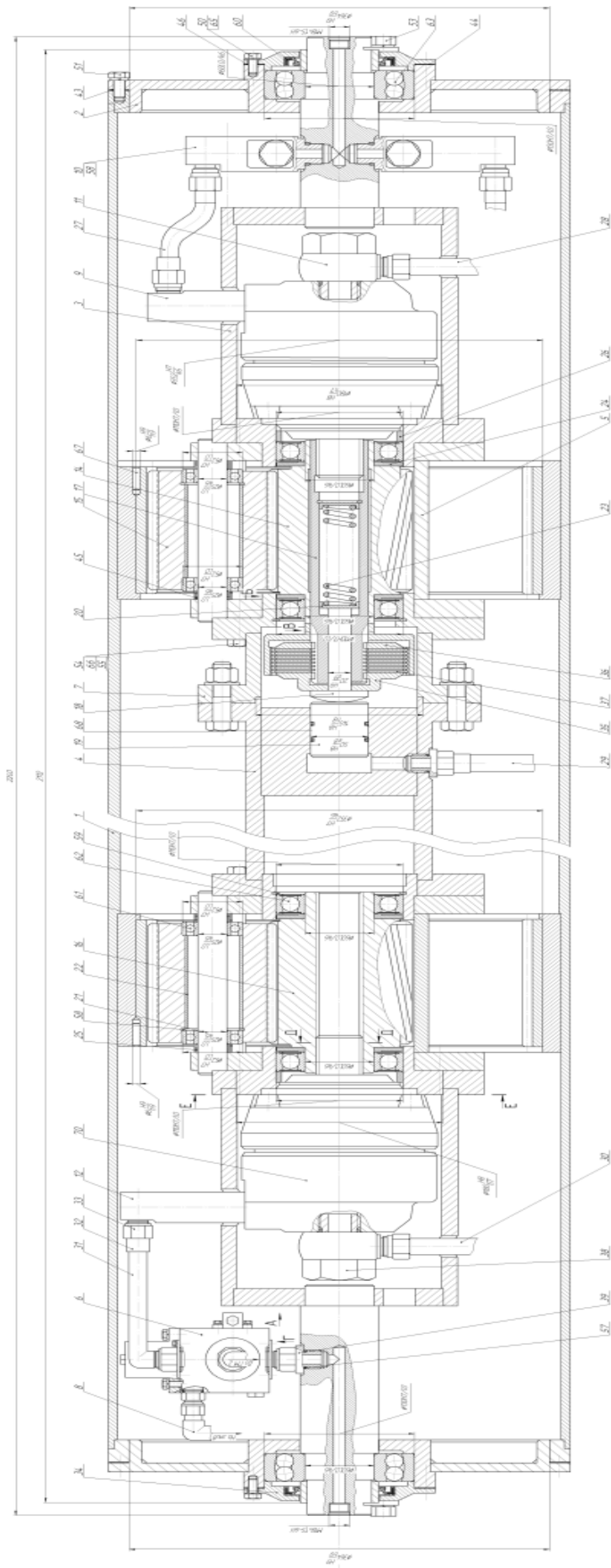


Рисунок 6.8 – Конструкція вмонтованого гідроприводу приймального конвеєра БУМ-65М2Б3-К

#### Технічна характеристика

1. Номінальна потужність приводу, кВт	18
2. Крутний момент на барабані, Нм	4947
3. Число обертів барабана, хв. <sup>-1</sup>	30
4. Передатне число	3
5. Тиск в напірній магістралі, МПа	16
6. Витрати робочої рідини, дм <sup>3</sup> /с	1,6
7. Гідромотор	ГПР-Ф-630
8. Кількість гідромоторів	2

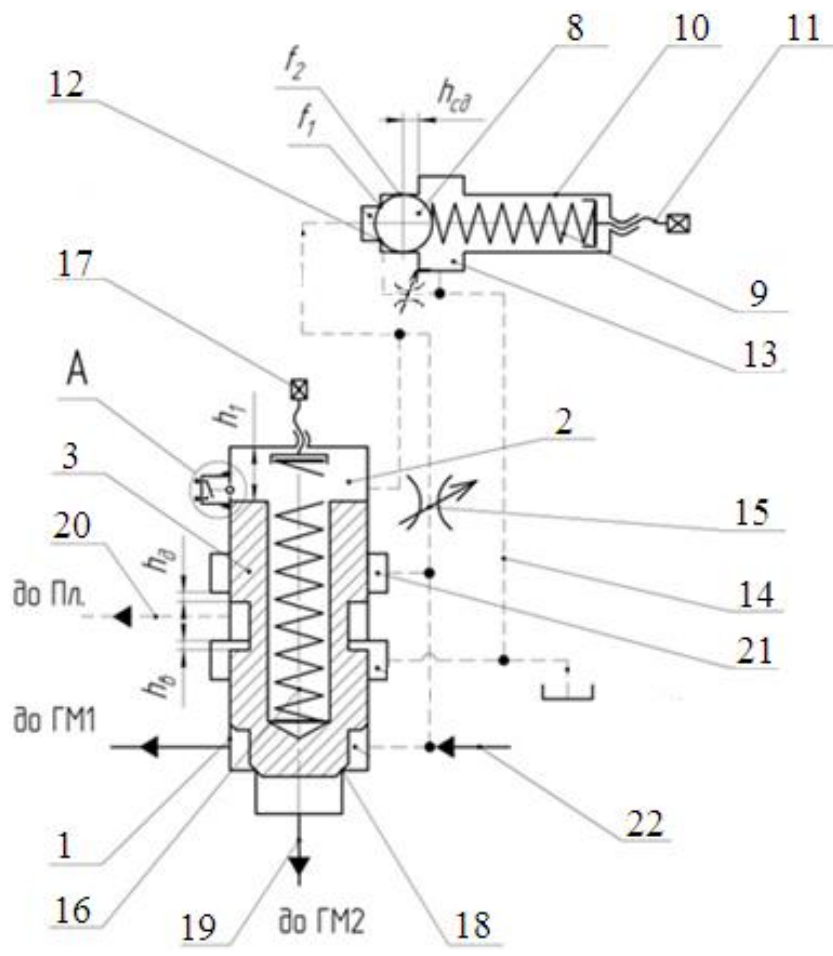
Пристрій керування, що використаний у розглянутій конструкції вмонтованого гідравлічного приводу, не дозволяє зменшити сили опору на валу додаткового гідромотора під час пуску. Розв'язком цієї проблеми стало використання пристрою керування, який з невеликою затримкою в часі забезпечує спочатку зрушення вала додаткового гідромотора, а потім спрацювання фрикційної муфти ведучої шестірні передавального механізму. Ця задача розв'язана в системі керування вмонтованого гідроприводу [210], конструктивна схема якого подана в розділі 3.3 (див. рис. 3.41), що побудований за структурною формулою Г–Б9–2П1БП–Ц3–Н8–ОЦ–2АО2–КМ2–ЗР.

За результатами виконаних досліджень визначено конструктивні параметри системи керування і спроектовано вмонтований гідравлічний привід для приймального конвеєра буртоукладача з удосконаленою системою керування, механічна частина якого є такою ж, як на рис. 6.8.

Всі розглянуті конструкції вмонтованих приводів з пристроями та системами керування призначені для роботи привідної системи в режимі постійної споживаної потужності. За такої умови під час роботи двох гідромоторів швидкість транспортування знижується пропорційно відношенню характерного об'єму додаткового гідромотора до характерного об'єму основного гідромотора. До моменту виходу конвеєра на оптимальний режим роботи продуктивність його знижується. Якщо в системі живлення гідромоторів є можливість використання додаткового насоса, то розроблену систему керування можна адаптувати до таких умов експлуатації приводу. Для цього необхідно в пристрої керування передбачити кінцеві вимикачі на шляху переміщення запірно-регулювального елемента.

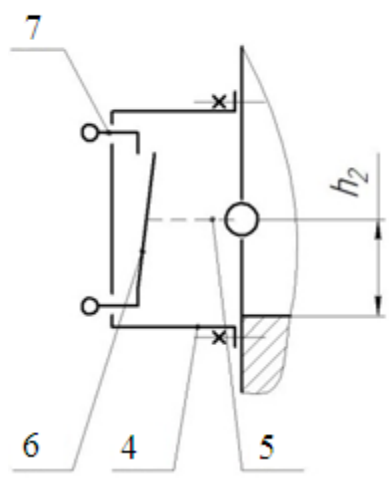


На рис. 6.9 наведено конструктивну схему пристрою керування з кінцевим вимикачем важільного типу [211]. В корпусі 1 пристрою керування на бічній поверхні порожнини 2, утвореній верхнім торцем золотникової частини запірно-розподільного елемента 3 та верхнім торцем корпусу 1, на відстані  $h_2$ , яка рівна додатному перекриттю  $h_d$ , встановлено важільний кінцевий вимикач 4, що містить шток 5, який з'єднано з важелем 6, і рухомі контакти 7. При раптовому підвищенні навантаження, тиск в напірному трубопроводі досягає значення «тиску відкриття»  $p_1$ , що перевищує номінальне значення  $p_n$ . Спрацьовує пристрій керування і за рахунок того, що кульковий запірний елемент 8, стискаючи пружину 9, встановлену в корпусі 10, сила якої визначається налагодженням регулювального гвинта 11, зміщується відносно сідла 12, робоча рідина надходить через порожнину 13, гідролінію 14 на злив. При цьому на дроселі 15 виникає перепад тиску, за рахунок чого запірно-розподільний елемент 3 клапанно-золотникової форми, що встановлений в корпусі 1, стискаючи пружину 16, сила якої визначається регулюванням гвинта 17, зміщується відносно сідла 18, пропускаючи робочу рідину в напірний трубопровід 19, через який вона надходить в робочу камеру додаткового гідромотора ГМ2, вмикаючи його без навантаження паралельно основному гідромотору ГМ1. Після переміщення запірного елемента 3 на відстань від'ємного перекриття  $h_e$ , його подальше переміщення на відстань  $h_d$  додатного перекриття приводить до з'єднання підплунжерної порожнини через трубопровід 20 із порожниною 21 та гідролінією з напірним трубопроводом 22. Робоча рідина під тиском надходить в підплунжерну порожнину натискного плунжера, який плавно, без удару притискає ліву півмуфту поверхнею тертя до поверхні тертя правої півмуфти, яка жорстко з'єднана з маточиною шестірні другого передавального механізму. Таким чином, крутний момент від вала додаткового гідромотора 3 передається шестірні, яка приводить в рух другий передавальний механізм, після того як вал першого гідромотора 3 вже набрав певні оберти. При цьому, в момент вмикання додаткового гідромотора ГМ2, запірно-регулювальний елемент 3 під час переміщення входить в контакт з штоком 5 важільного кінцевого вимикача 4, який зміщуючись, через важіль 6 з'єднує рухомі контакти 7, що вмикають подачу електроживлення до додаткового гідронасоса. За рахунок цього збільшується потік робочої рідини на величину робочого об'єму додаткового гідромотора ГМ2, чим забезпечується незмінність швидкості обертання валів основного ГМ1 та додаткового ГМ2 гідромоторів і, разом з тим, незмінність швидкості транспортування вантажу.



a

А (збільшено)



б

Рисунок 6.9 – Пристрій керування гідроприводу з важільним кінцевим вимикачем

При зниженні зовнішнього навантаження на величину, що відповідає тиску закриття  $p_2$ , регулювальні елементи пристрою керування повертаються у початкове положення. Після переміщення запірно-розподільного елемента 3 у початкове положення поверхня його хвостовика звільняє важіль 5 і він під дією пружини розмикає контакти 7 важільного вимикача 4. За рахунок цього відбувається відмикання додаткового гідронасоса від системи живлення гідромоторів.

Якщо в розглянутій пристрій керування внести нові елементи та зв'язки між давачем та пристроєм вмикання додаткового гідронасоса, в яких використано їх електромагнітні властивості, то можна отримати конструктивну схему пристрою керування, що наведена на рис. 6.10 [212].

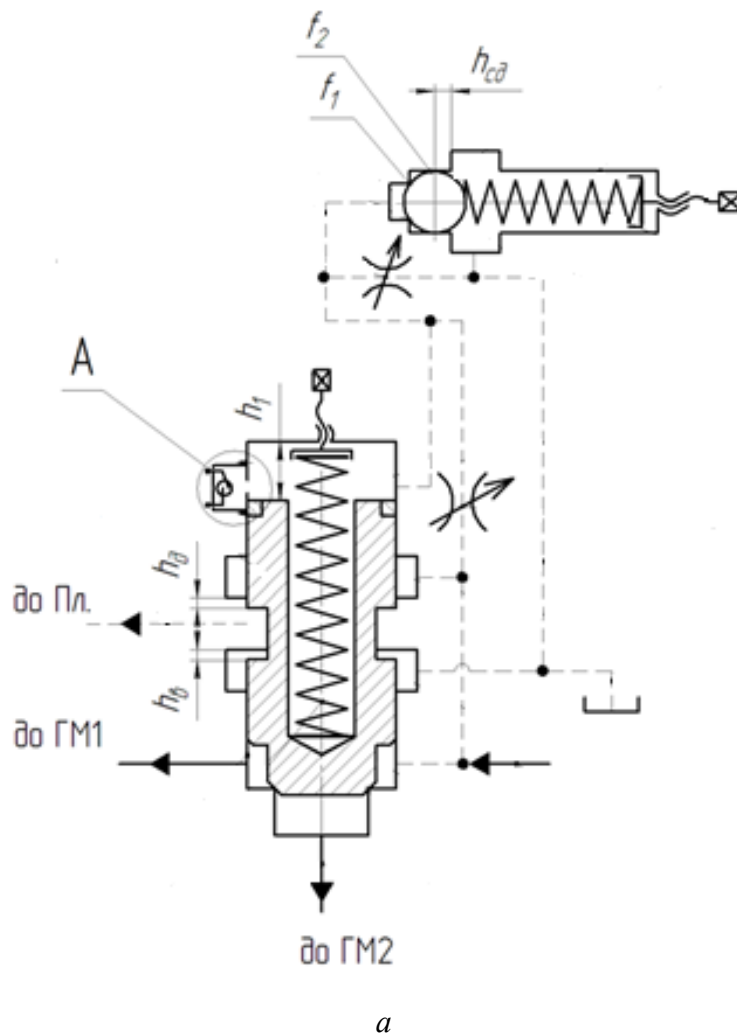


Рисунок 6.10– Пристрій керування з кінцевим вимикачем типу геркон

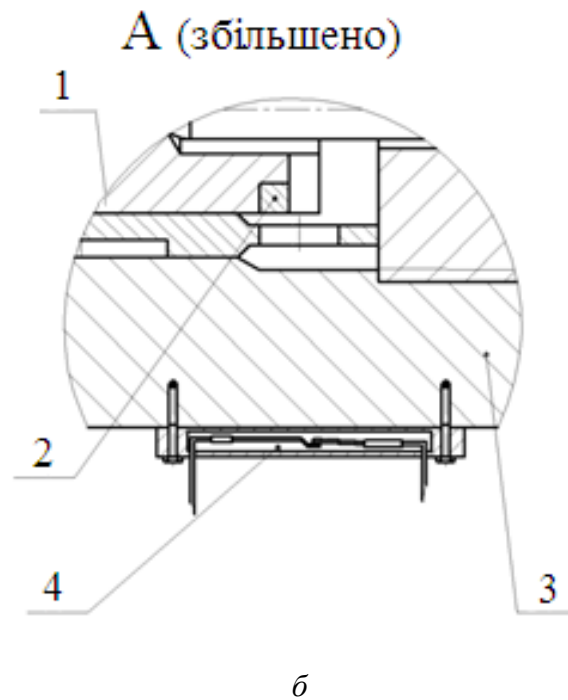


Рисунок 6.10– Пристрій керування з кінцевим вимикачем типу геркон  
(продовження)

В цій схемі використано кінцевий вимикач типу геркон. Хвостовик запірно-розподільного елемента 1 клапанно-золотникового типу пристрою керування оснащено магнітним кільцем 2. На бічній поверхні корпусу 3 улаштовано давач типу геркон 4, на відстані  $h_2$ , яка рівна додатному перекриттю  $h_d$  запірно-розподільного елемента .

Принцип роботи такого пристрою керування подібний до описаного вище.

Для укладального транспортера, який розміщений на стрілі буртоукладача БУМ-65М2Б3-К, розроблено вмонтований гідравлічний привід з триступеневим передавальним механізмом [213], конструктивна схема якого наведена на рис. 6.11. Структурна формула: Г–ПЗ–ЗЦ–Б5–Н3/Н10.

Вмонтований гідравлічний привід містить корпус барабана 1, в який вбудовано привід, що складається з гідродвигуна 2 і передавального механізму, виконаного у вигляді триступеневого редуктора.

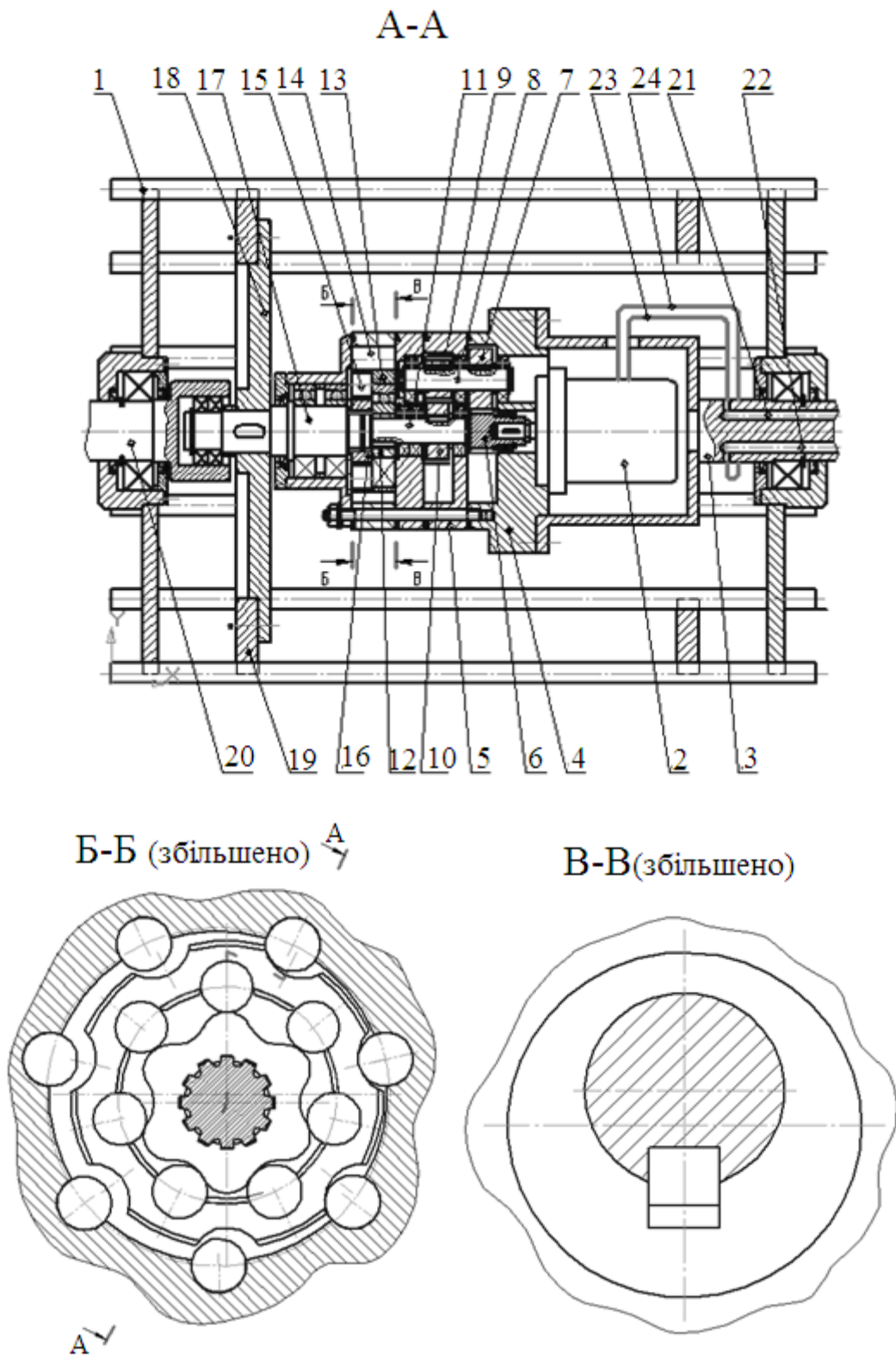


Рисунок 6.11 – Конструктивна схема вмонтованого гідравлічного приводу з триступінчастою передачею за співвісною схемою

Вал гідродвигуна 2, встановленого всередині першої півосі 3 і закріпленого на торцевій поверхні кришки 4 редуктора, через яку піввісь скріплена з корпусом 5 редуктора, жорстко з'єднаний з валом-шестірнею 6 швидкохідного ступеня редуктора. Вал-шестірня кінематично зв'язана з зубчастим колесом 7, що встановлене на першому проміжному валу 8, на якому також розміщена шестірня 9, яка разом із зубчастим колесом 10 утворює проміжний ступінь редуктора. Зубчасте колесо 10 розміщене на другому проміжному валу 11, на кінці якого встановлено опорну втулку 12, яка ексцентрично зміщена відносно вала. На опорній втулці 12 розміщено підшипник, на який посаджено перше зубчасте колесо 13 тихохідного ступеня редуктора, яке на зовнішній поверхні має зубці, западини яких можуть контактувати з цівками 14, закріпленими в з'єднанні корпусу 5 редуктора. На внутрішній поверхні першого зубчастого колеса 13 тихохідного ступеня редуктора зі сторони торцевої поверхні встановлено цівки 15, що мають можливість взаємодіяти з циклоїдальними зубцями другого зубчастого колеса 16 тихохідного ступеня редуктора, яке через шліцьове з'єднання посаджено на вихідний вал 17 редуктора. Між опорами цього вала встановлено привідний диск 18, що нерухомо з'єднаний з кільцем 19, яке жорстко скріплене з корпусом 1 барабана.

Ліва опора вихідного вала редуктора через підшипники встановлена на внутрішній поверхні другої півосі 20 барабана, яка разом із першою піввіссю і з'єднаним корпусом редуктора 5 утворює з'єднану вісь барабана.

Для підведення і відведення робочої рідини до гідравлічного двигуна 2 в першій півосі 3 виконано осьові канали 21 і 22, які за допомогою трубопроводів 23 і 24 з'єднані з робочими камерами гідродвигуна 2.

Вмонтований привід працює таким чином. Робоча рідина під тиском через осьовий канал 21 надходить в робочу камеру гідродвигуна 2. В результаті взаємодії робочої рідини з роторними елементами гідродвигуна 2 відбувається обертання його вихідного вала, який через швидкохідну та проміжну ступені редуктора передає рух другому проміжному валу 11. Ексцентрично зміщена опорна поверхня втулки 12 через підшипник надає плоско-паралельне переміщення першому зубчастому колесу 13 тихохідного ступеня редуктора, западини зубців якого поперемінно контактують з цівками 14, розташованими в корпусі редуктора 5, а цівки 15, що встановлені з внутрішньої поверхні

першого зубчастого колеса 13, взаємодіють з циклоїдальними зубцями другого зубчастого колеса 16. Це зубчасте колесо тихохідного ступеня редуктора отримує обертальний рух і через шліцьове з'єднання передає його на вихідний вал 17 редуктора, який через привідний диск 18 та кільце 19 надає обертання корпусу 1 барабана. Робоча рідина, що втратила енергію, через трубопровід 24 і осьовий клапан 22 надходить на злив.

Технічна характеристика приводу укладального конвеєра буртоукладальної машини:

1. Номінальна потужність приводу, кВт	14,76
2. Діапазон регулювання чисел обертів барабана, с <sup>-1</sup>	0,83...2,5
3. Номінальний тиск в напірній гідромагістралі, МПа	12
4. Крутний момент на барабані, Нм	925,3
5. Передаточне число	10
6. Тип гідромотора	ГМШ-50
7. Кількість гідромоторів, шт.	1
8. Габаритні розміри, мм:	
– діаметр барабана	350
– довжина барабана	800
– міжопорна відстань	1054

Зменшенням кількості складальних одиниць, металомісткості, віброактивності, що пов'язана зі способом передачі крутного моменту на вхідний вал першого редуктора існуючого привідного пристрою, доведено доцільність його заміни на розроблений вмонтований гідравлічний привід [214].

Для конвеєрів технологічних ліній подрібнення щебеню, що експлуатуються на ПрАТ «Стрижавський кар'єр», розроблено конструкції вмонтованих гідравлічних приводів конвеєрів [215].

На рис. 6.12 представлено конструктивну схему вмонтованого гідроприводу горизонтального конвеєра [216], що має структурну формулу Г–Б8–П1–ХПТК–Н2/Н10.

Застосування хвильових передач з проміжними тілами кочення (ХПТК), в яких створюється пружний натяг в зонах контакту тіл кочення з поверхнями генератора, обойми і зубців жорсткого колеса, дозволяє практично усунути мертвий хід, підвищити точність і жорсткість, забезпечити роботоздатність передач на довготривалій ресурс.

Наприклад, за однакових номінальних навантажень і швидкостях руху робочої ланки приводи, що обладнанні роликівим хвильовим редуктором, порівняно зі своїм аналогом – хвильовою передачею з гнучкою ланкою, дозволяють зменшити вібрації, кутовий зазор, забезпечити компактність габаритів в 2...6 разів в залежності від типорозміру, знизити потужність електродвигуна в 1,9 рази, забезпечити високу довговічність (до 20 років).

В конструкції приводу вал гідромотора 2 (див. рис. 6.12), що встановлений всередині першої півосі 3 і закріплений на торцевій поверхні корпусу 4 передавального механізму, жорстко з'єднаний з втулкою 5, на якій попарно за додатним і від'ємним ексцентриситетом розміщено чотири генератори хвиль 6 у вигляді циліндричних кілець чотирьох секцій хвильових передач. Це дозволяє урівноважити зміщення мас відносно осі обертання вала гідромотора.

На зовнішній поверхні генератора 6 посаджено підшипник 7, зовнішнє кільце якого кінематично зв'язане з циліндричними роликами 8, що розміщені в пазах сепаратора 9, і мають можливість контактувати з зубцями жорсткого колеса 10, виконаними на його внутрішній поверхні. На зовнішній поверхні жорсткого колеса 10 передбачено поверхні, що забезпечують його жорстке з'єднання з нерухомим корпусом 4. На одній із торцевих поверхонь сепаратора 9 виконано пази 11, а на протилежній – виступи 12, за допомогою яких чотири секції хвильових передач з'єднуються між собою, утворюючи таким чином чотирирядну компоновку 10 модуля передавального механізму.

На втулці 5 відносно бічних поверхонь крайніх секцій генераторів хвиль 6 встановлено стопорні кільця 13 і 14, що обмежують осьове переміщення секцій хвильових передач.

Пази сепаратора 9 крайньої відносно гідромотора секції хвильової передачі зчіплюються з виступами, що виконані на кільцевій поверхні вихідного вала 15 передавального механізму, який встановлено на підшипниках 16 і 17, розміщених в корпусі підшипників 18, з'єданого з корпусом 4 передавального механізму та підшипниках 19, розміщених на внутрішній поверхні другої півосі 20. На валу 15 між його опорами закріплено привідний диск 21, який нерухомо з'єднано з кільцем 22, що жорстко скріплене з внутрішньою поверхнею корпусу барабана 1.



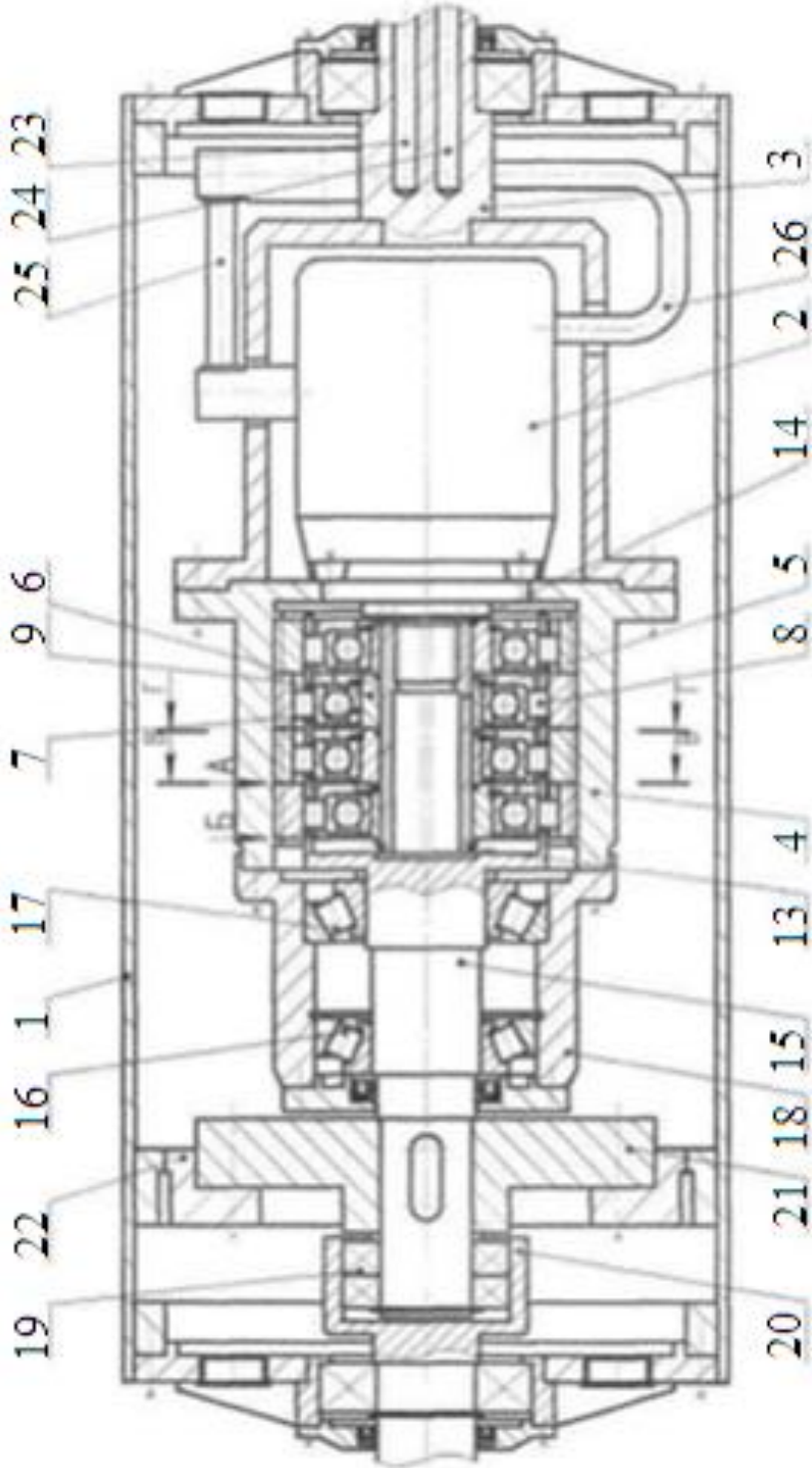


Рисунок 6.12 – Схема вмонтованого гідроприводу горизонтального конвеєра

Перша піввісь 3, друга піввісь 20 і корпус передавального механізму 4 утворюють зіставну 20 вісь барабана.

Всередині першої півосі 3 виконано два осьових канали 23 і 24, один з яких через напірний трубопровід 25 під'єднаний до робочої камери гідромотора, а інший, через виливний трубопровід 26, – із зливною камерою гідромотора.

Мотор-барабан працює таким чином. Робоча рідина під тиском через напірний осьовий канал 23, трубопровід 25 подається в робочу камеру гідромотора 2. В результаті взаємодії робочої рідини з роторними елементами гідромотора відбувається обертання його вихідного вала, який приводить в рух втулку 5, на котрій розміщені ексцентрикові генератори 6, осьові переміщення якої обмежені кільцями 13 і 14. Під час руху кожного ексцентрикового генератора підшипник 7, що встановлений на ньому, обертаючись, викликає радіальні переміщення тіл кочення 8 в пазах сепаратора 9. Тіла кочення, в свою чергу, обкочуючись по внутрішньому профілю зубчастого вінця, виконаного на внутрішній поверхні корпусу 4, спричиняють обертання сепаратора 9. За кожний оберт ексцентрикового вала сепаратор 9 повертається на кут, що рівний  $360^\circ/u$ , де  $u$  – число зубців вінця. Вихідний вал передавального механізму 15, встановлений в підшипниках 16 і 17, що розміщені в корпусі підшипників 18, та підшипниках 19, які розміщені на внутрішній поверхні другої півосі 20, і який з'єднано з сепаратором 9, через привідний диск 21 та кільце 22 надає обертання корпусу барабана 1. Робоча рідина, що втратила енергію через зливний трубопровід 26 і осьовий канал 24, надходить на злив.

На етапі розробки конструкції вмонтованого приводу конвеєра з ХППТК виконано 3D моделювання його складової привідної частини (рис. 6.13.).

Конструкція цього вузла стала основою вмонтованого гідравлічного приводу для технологічної лінії подрібнення щебеню ПрАТ «Стрижавський кар'єр», який зображено на рис. 6.14.

Технічна характеристика

1. Частота обертання барабана, хв	54,6
2. Крутний момент на барабані, Нм	1954
3. Тип двигуна	гідравлічний
4. Потужність, кВт	22
5. Передатне число передавального механізму	42

Для використання такого приводу в конвеєрі, що встановлений на похилій стріловій конструкції, необхідно його оснастити гальмівним пристроєм, який убезпечить від довільного обертання корпус барабана у зворотному напрямку під дією вантажу, розміщеного на стрічці конвеєра, за умови аварійної зупинки.

На рис. 6.15 представлена конструкція вмонтованого гідравлічного приводу, розробленого за структурною формулою Г–Б8–П1–ХПТК–Н2/Н10, з гальмівним пристроєм у вигляді обгінної муфти [217].

Під час аварійної зупинки жорстко закріплена на півосі 20 зірочка 22 через притискні пристрої 24 взаємодіє із роликками 23 і затягує їх у бік звуження зазору між обоймою 25 та зірочкою 22 і фіксує вал півосі 20 в нерухомому положенні.

Технічна характеристика вмонтованого приводу з гальмівним пристроєм

1. Частота обертання барабана, хв	50
2. Крутний момент на барабані, Нм	1954
3. Тип двигуна	гідравлічний
4. Потужність, кВт	60
5. Передатне число передавального механізму..	38
6. Гідромотор	HMR75–02

Широкі функціональні можливості вмонтованого гідравлічного приводу дозволили розробити конструкцію привідного пристрою скребкового конвеєра для видалення стружки з робочої зони токарного верстата [218, 219]. Основною метою розробки було створення компактного приводу за малих діаметральних розмірів робочого простору під гідромотор та передавальний механізм ( $D = 165\text{мм}$ ).

Таку складну задачу вдалося розв'язати завдяки використанню гідромотора, який має діаметральний розмір  $D = 73\text{мм}$  ( $P = 2\text{ кВт}$ ), а також підведенню та відведенню робочої рідини до гідромотора через центральні отвори в кожній з півосей. Для цього необхідно було розробити спеціальне торцеве ущільнення, що герметизує зовнішню обертальну поверхню вихідного вала та внутрішню нерухому поверхню півосі.

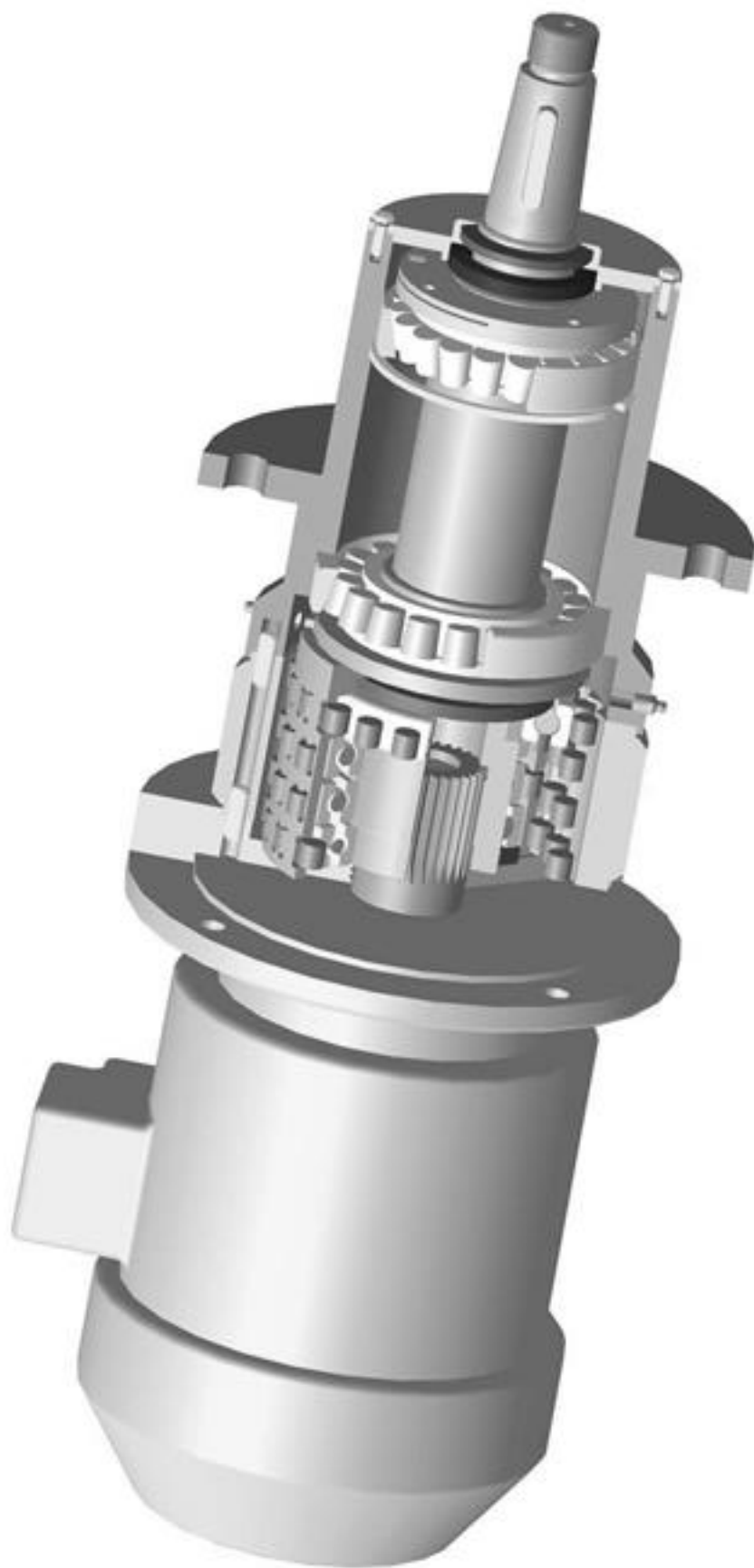


Рисунок 6.13 – 3D модель комплектного привода

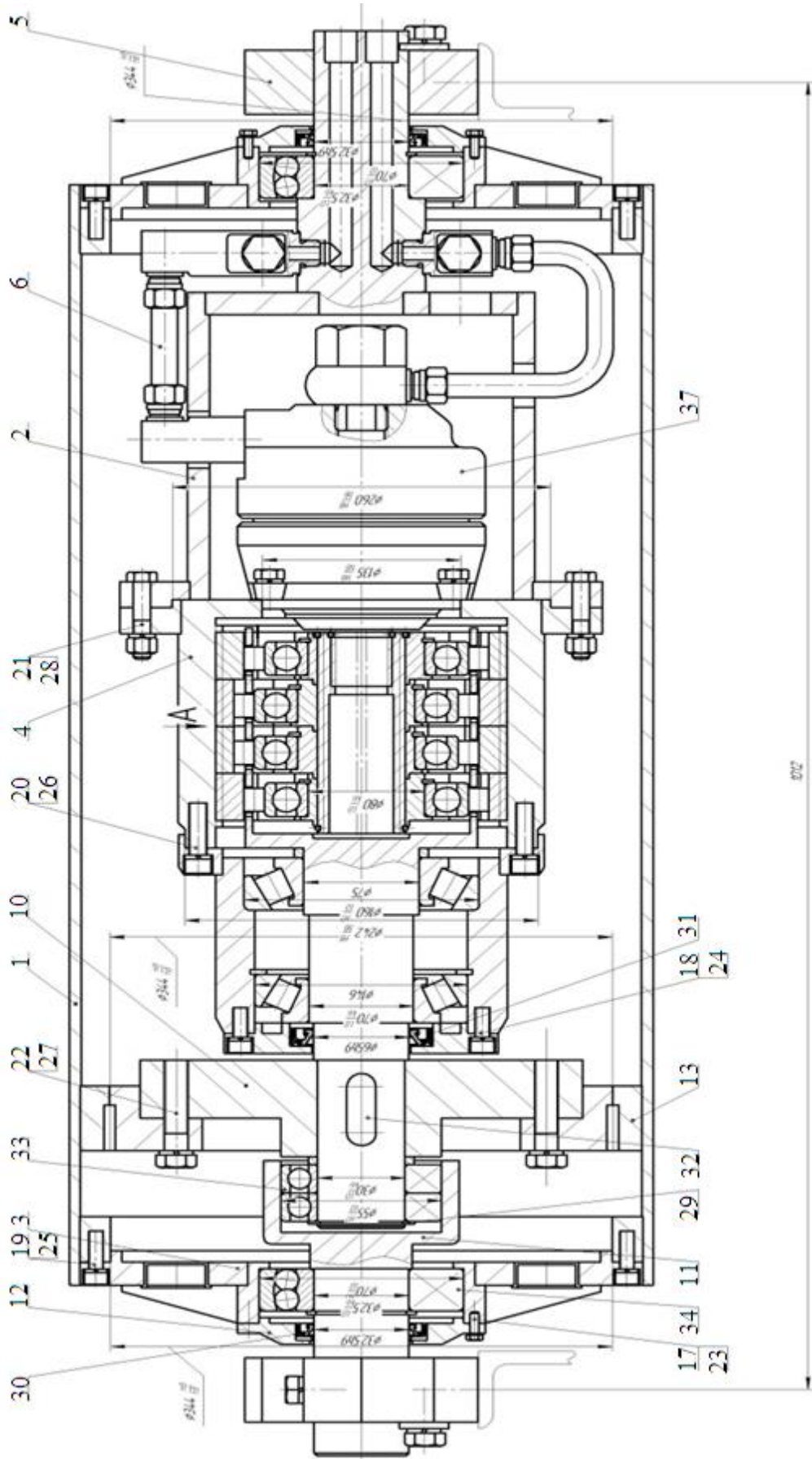


Рисунок 6.14 – Конструкція вмонтованого гідравлічного приводу для технологічної лінії подрібнення щебеню

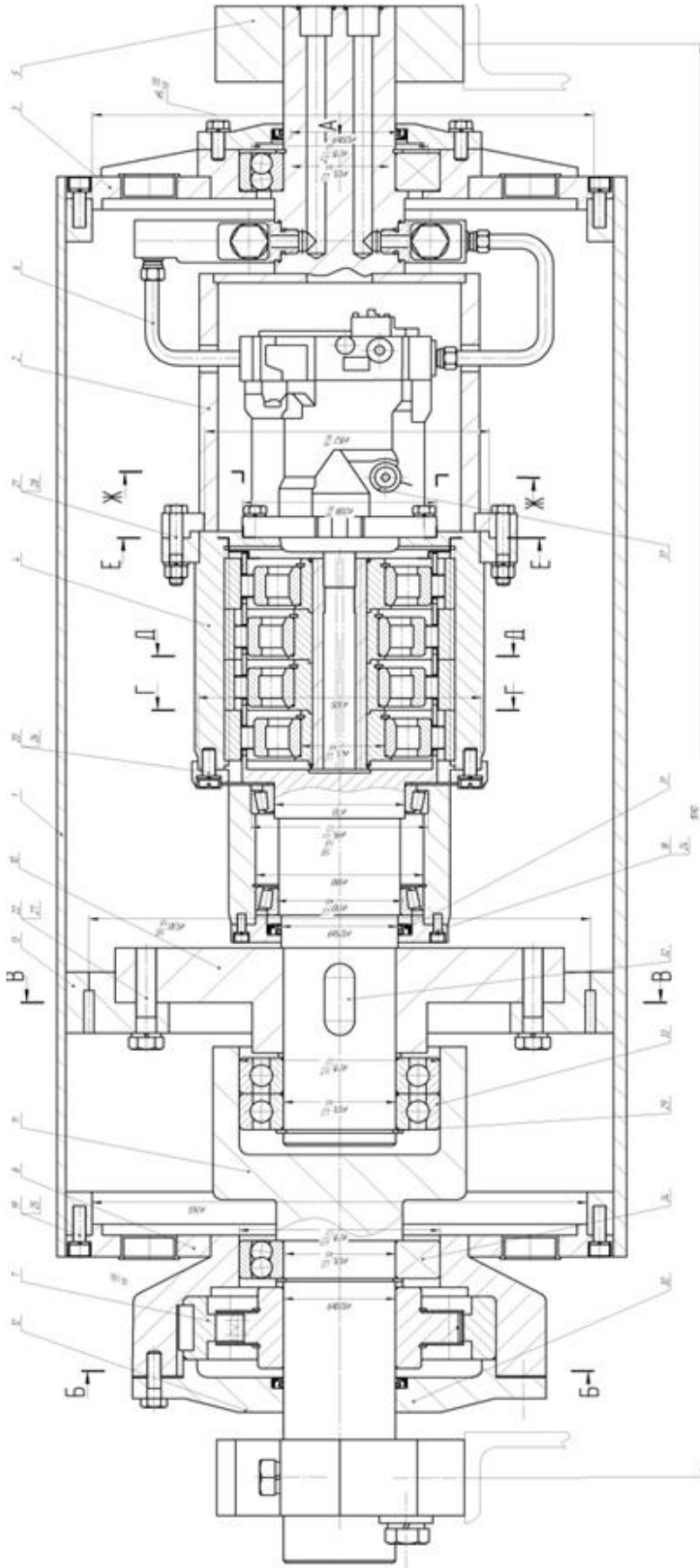


Рисунок 6.15 – Конструкція вмонтованого гідравлічного приводу для головного конвєра технологічної лінії подрібнення щєбеню

На рис. 6.16 зображено конструкцію розробленого торцевого ущільнення для вузла з'їздної півосі вмонтованого приводу конвеєра для видалення стружки.

Розроблене торцеве ущільнення містить радіальне ущільнювальне кільце 1, посаджене в кільцевій проточці оберտального ущільнювального кільця 2, яке встановлене із зазором у внутрішній поверхні розточки півосі. Кільце 15 за допомогою пружини 3 притискається до торцевої поверхні нерухомого контркілля 4, виготовленого із пластичного матеріалу, яке також встановлене із зазором у внутрішній поверхні розточки півосі й на зовнішній поверхні циліндричного виступу, виконаного на торці внутрішньої розточки другої півосі 6. Контркілля 5 своєю внутрішньою конусною поверхнею притискає до зовнішньої конусної поверхні циліндричного виступу опорне кільце 7.

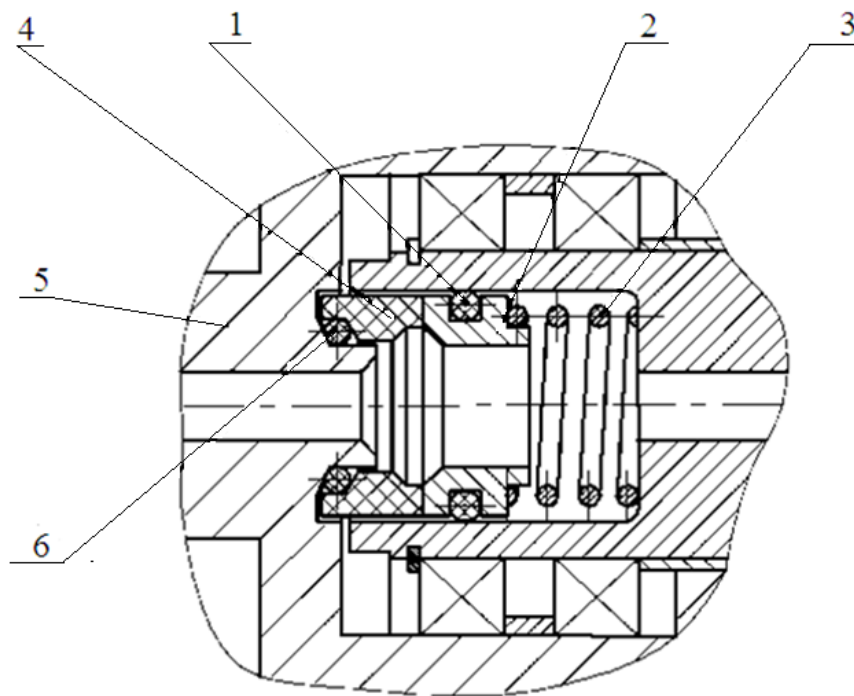


Рисунок 6.16 – Конструктивна схема розробленого торцевого ущільнення

При цьому у торцевому ущільнювальному вузлі осьова сила, яка створена пружиною 16 і тиском у виливній магістралі робочої рідини, що діє на торцеву поверхню оберտального ущільнювального кільця

15, притискає його до нерухомого контркільця 17. Шляхи витоку рідини в осьовому напрямку між зовнішньою поверхнею обертального ущільнювального кільця 15 і внутрішнього вихідного вала 6, а також між внутрішньою поверхнею контркільця 17 і зовнішнього циліндричного виступу півосі 18 надійно перекриваються радіальними 14 і опорними 15 ущільнювальними кільцями.

На рис. 6.17 зображено 3D модель такого приводу, а на рис. 6.18 – його конструкцію, що розроблена за структурною формулою Г–Б4–ПЗ–ЗЦ–Н2/Н9.

#### Технічна характеристика

1. Потужність, кВт	2
2. Частота обертання вихідної ланки, об/хв	225
3. Тип гідродвигуна	гідравлічний
4. Передаточне число редуктора	10
5. Номінальний тиск, МПа	10
6. Номінальні витрати, л/хв	12,8

Проведені дослідження вимушених коливань несівної системи конвеєра з урахуванням взаємодії з роликкооперами дозволяють визначити амплітуду коливань, що передаються через роликкоопори на металоконструкцію. Зменшення амплітуди цих коливань можна досягнути не лише добором конструктивних параметрів механічної системи конвеєра але й конструктивними засобами, наділивши роликкоопори амортизаційними властивостями.

На рис. 6.19 зображено схему улаштування підшипника роликкоопори на її вісь. Для зменшення коливань, що передаються від поверхні ролика через підшипник на вісь 1 між внутрішньою поверхнею підшипника 2 та зовнішньою поверхнею осі 1 розміщено зіставну втулку 3.

Зіставна втулка 3 складається з кількох кілець 4, які спряжені між собою. Між їх поверхнями нанесено спеціальний полімерний клей, що утворює на зовнішніх поверхнях кілець шар 5 товщиною в декілька десятків мкм. Це дає змогу забезпечити розсіювання енергії коливань в декілька разів більше, ніж за використання кілець з кращих типів гуми значно більших розмірів.



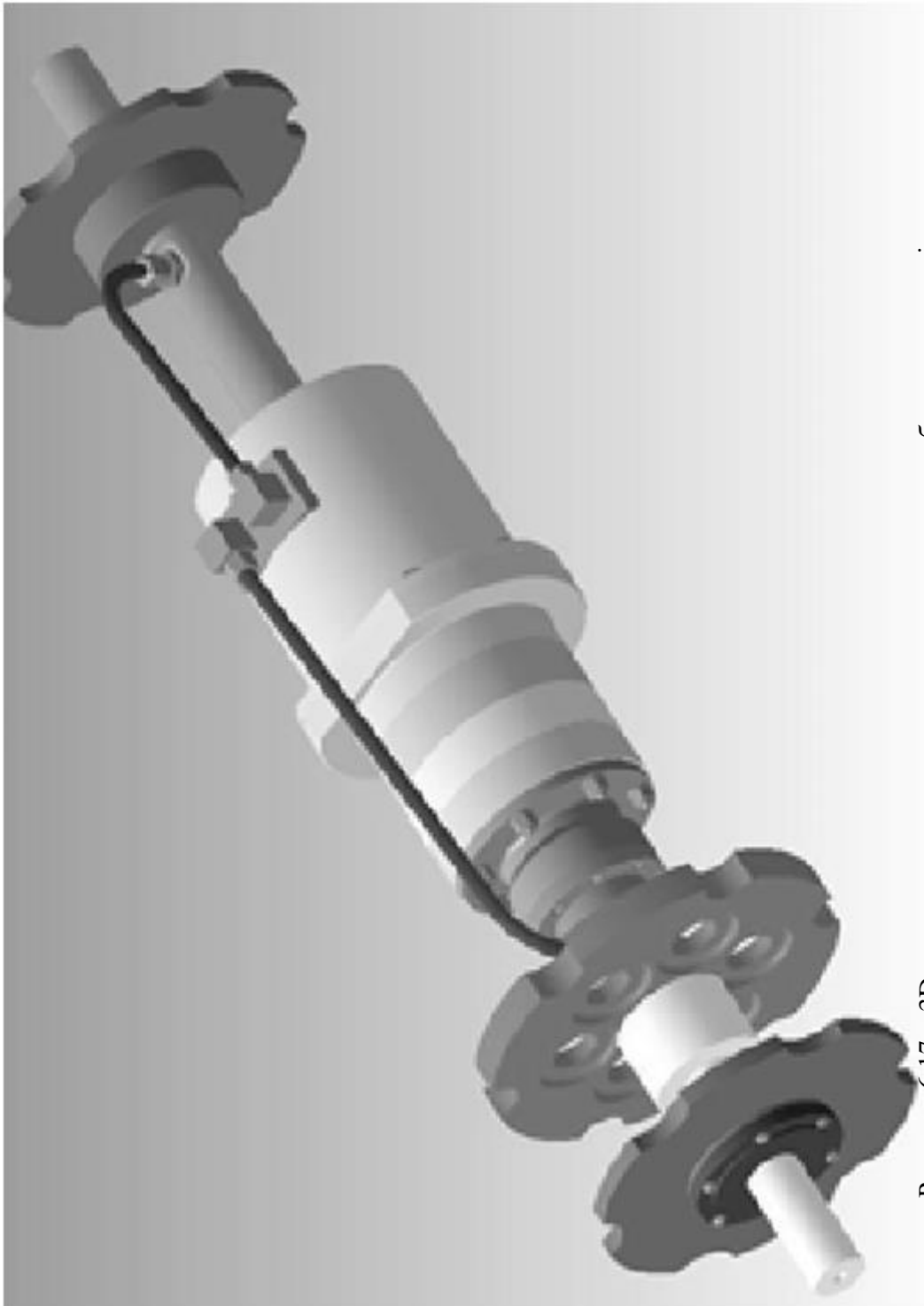


Рисунок 6.17 – 3D модель вмонтованого приводу з торцевим обертальним ущільненням

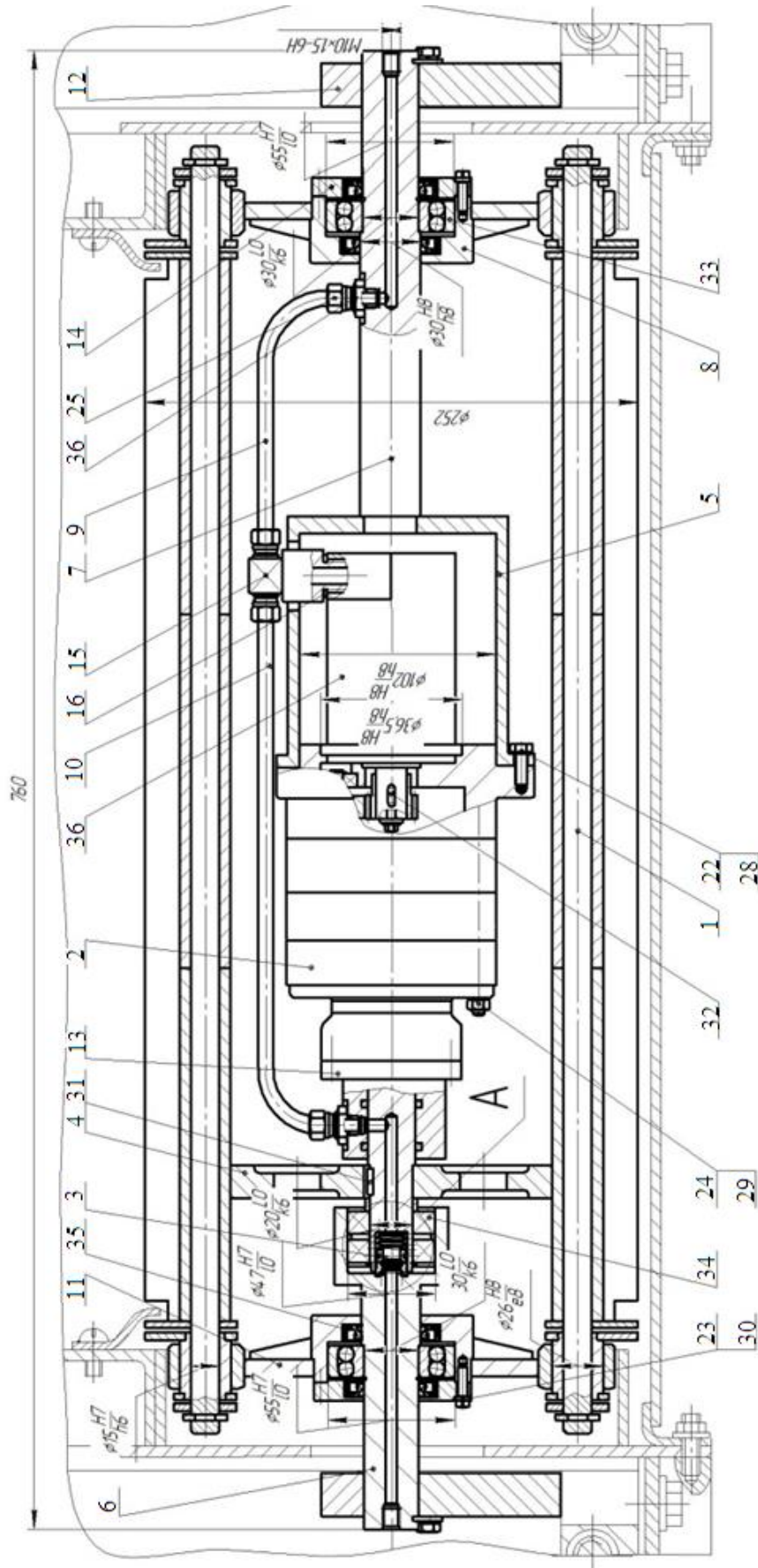


Рисунок 6.18 – Конструкція вмонтованого приводу скребкового конвєра для видалення стружки з робочої зони токарного верстата

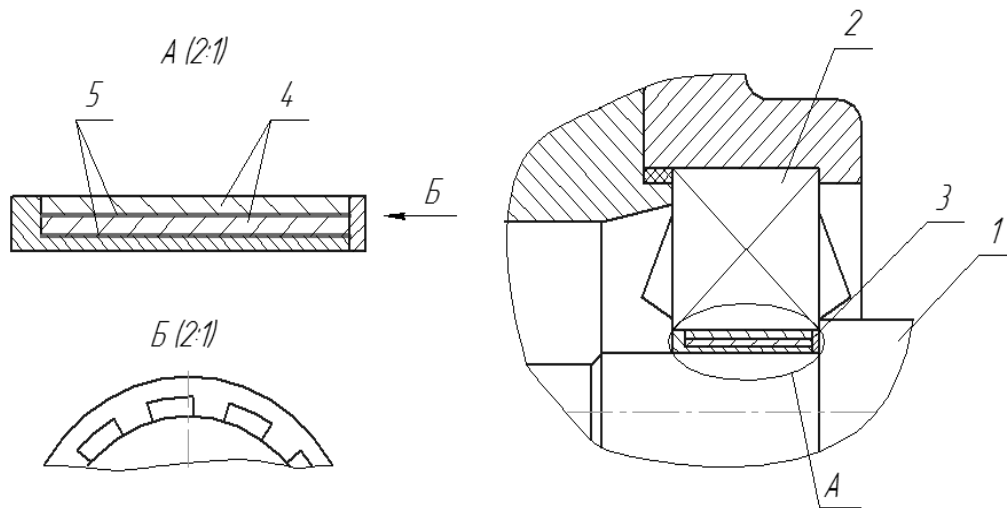


Рисунок 6.19 – Схема улаштування підшипника роликоопори на її вісь

#### 6.4 Конкурентоспроможність вмонтованих приводів стрічкових конвеєрів

Основним завданням будь-якого сучасного підприємства за умов ринкової економіки є підвищення економічної ефективності його діяльності [220].

Управління ефективністю роботи підприємства залежить від можливості зміни техніко-економічних показників щодо випуску його продукції.

Ефективність діяльності підприємства є досить складною категорією, яка складається із великої кількості елементів, що в свою чергу є важливими чинниками формування результатів його діяльності. Визначним чинником ефективності підприємства є попит на його продукцію [221]. В свою чергу, попит на продукцію підприємства залежить від двох основних складових – ціни та якості пропонованої продукції, що в комплексі визначають її конкурентоспроможність на ринку. В зв'язку з цим пріоритетним напрямком підвищення ефективності виробничого підприємства є поліпшення технічного рівня виробництва, що передбачає активне впровадження та застосування нової техніки і технологій [222, 223]. Застосування нової техніки на підприємствах обумовлене насамперед технічними характеристиками нововведень, які передбачають підвищену продуктивність виробництва, зниження трудомісткості виготовлення продукції, маловідходне або безвідходне виробництво, поліпшення якості продукції, підвищення рівня стандар-

тизації і уніфікації та інших важливих показників. Усі перераховані показники, які досягаються використанням нової техніки та технологій в результаті приводять до зниження собівартості, і, як наслідок, до зниження відпускної ціни продукції, що в подальшому формує попит на неї [221].

Особливо важливими є задачі, що стосуються зниження собівартості продукції, підвищення її якості, збільшення прибутковості підприємства, а також підвищення ефективності капітальних витрат. Вони постають на шляху України до євроінтеграції та в зв'язку із найближчими перспективами виходу на європейський ринок. Адже відомо, що усі товари, які імпортуються на митну територію Європейського Союзу, крім обов'язкової відповідності усім його вимогам, спрямованим на забезпечення захисту споживачів, повинні мати ще й привабливу цінову характеристику [223].

Серед європейських країн Україна займає провідне місце у гірничодобувній галузі. Чільне місце в ній належить видобутку та переробці будівельних матеріалів. Майже 70 % продукції припадає на щебеневі матеріали, що виробляються з гранітних мас. Разом з тим Україна має розвинену машинобудівну промисловість, яка оснащує гірничі підприємства різноманітним сучасним обладнанням для ведення геологорозвідувальних робіт, будівництва шахт і кар'єрів, машин для видобутку, транспортування, переробки і збагачення корисних копалин [224, 225].

Зважаючи на широкий спектр продукції, пропонованої підприємствами гірничодобувної галузі, достатньо потужними резервами та великою кількістю кар'єрів, розташованих на території України, а також враховуючи тенденції підвищення ефективності діяльності підприємств України за рахунок покращення технічного рівня їх виробництва, актуальним завданням щодо подальшого розвитку галузі є розробка та економічно обґрунтоване впровадження нового обладнання [224].

Згідно з класичним підходом до оцінки економічної ефективності будь-якої групи технічних нововведень, основним показником є економічний ефект, що характеризує абсолютну величину перевищення вартісної оцінки очікуваних (фактичних) результатів над сумарними витратами ресурсів за певний розрахунковий період [221]. Залежно від завдань, що підлягають вирішенню, величину економічного ефекту

потрібно обчислювати в одній із двох форм – народногосподарській (загальний ефект за умов використання нововведень) і внутрішньогосподарській (ефект, одержуваний окремо розробником, виробником і споживачем технічних новинок або нововведень) [222]. Враховуючи, що учасниками впровадження інноваційних технологій у виробництво є не лише саме підприємство, але й інвестори проекту та розробники інноваційного рішення, то на початковій стадії та стадії проектування більшість фахівців пропонують здійснювати такі види економічних розрахунків: оцінку порівняльної ефективності, оцінку комерційної ефективності, а також оцінку бюджетної ефективності [226].

Крім того, економічна ефективність впровадження того чи іншого нововведення може бути оцінена лише шляхом порівняння показників інноваційного та існуючого обладнання [227, 228].

Проблема полягає у тому, що в сучасних умовах соціально орієнтованої економіки стає необхідним застосування принципово нового підходу до визначення ефективності технічних новинок і нововведень [222]. Його суть полягає у визнанні безумовної пріоритетності критеріїв соціальної ефективності й екологічної безпеки цих об'єктів щодо критерію економічної ефективності. Процедурний механізм порівнювання й вибору найліпшого з можливих варіантів здійснюється у певній послідовності: визначення пріоритетних напрямків розвитку інновації із врахуванням тенденцій соціального ефекту та екологічної безпеки [229], перевірка цих напрямків розвитку щодо відповідності положенням і засадам державної політики [230] та міжнародним стандартам, визначення соціальних та економічних вигод нововведення за економічним критерієм [228].

Стосовно підприємств гірничодобувної галузі, продукцією яких є будівельні та дорожні матеріали, одним із основних чинників соціального ефекту згідно з вимогами ринку є зниження цінової характеристики продукції. Це можливе лише за умови зниження її собівартості. Тому рекомендаціями щодо ефективності застосування нового обладнання в гірничодобувній галузі є зниження показників витрат на роботи, які пов'язані із добуванням або переробкою сировини, мінімального терміну окупності капітальних вкладень, покращення умов праці та безпеки працівників [227–229]. Варто зазначити, що обладнання для гірничодобувної галузі характеризується досить високою вартістю проектування, виготовлення, тестування і, особливо, придбання та об-

слуговування. Тому розрахунки економічної ефективності щодо впровадження інноваційної розробки є надто важливими ще на етапах науково-дослідних та дослідно-конструкторських робіт. У зв'язку з цим основні показники прибутковості нового технічного рішення визначаються розрахунковим методом [231, 232].

В основі методики розрахунку економічної ефективності впровадження нового обладнання в гірничодобувній галузі лежить порівняння техніко-економічних показників нового та існуючого обладнання. Розрахунок цих показників виконується із врахуванням однакових умов роботи, які є найбільш характерними для такого обладнання.

Також невід'ємною складовою об'єктивності отриманих результатів є оцінка економічної ефективності використання нового обладнання у конкретно визначених умовах технологічного циклу виробничого процесу, бо його використання за інших умов може бути малоефективним.

Після проведених досліджень величини економічного ефекту від впровадження нового обладнання в технологічному комплексі для переробки гранітної маси, розробленого на базі вмонтованого приводу отримано такі результати. Порівнювалася інноваційна розробка – технологічний комплекс обладнання, до складу якого входить головний стрічковий конвеєр з розробленим вмонтованим приводом [205, 216, 233], що улаштований на стріловій конструкції з вантовою підвіскою, і забезпечує переміщення подрібненого щебеню відповідної фракції за технологічним циклом переробки гранітної маси, з аналогічним базовим технологічним комплексом, в якому приводом конвеєра є електричні мотор-редуктори, що використовуються на ПрАТ «Стрижавський кар'єр» Вінницької області.

Економічна ефективність впровадження нового обладнання в умовах експлуатації на ПрАТ «Стрижавський кар'єр» має дві складові – прямий економічний ефект, який отримує підприємство безпосередньо від заміни базового обладнання, та побічний, що пов'язаний із вартісними показниками продукції. Аналіз технологічного циклу переробки гранітних мас на ПрАТ «Стрижавський кар'єр» та умов використання існуючого базового обладнання дав змогу встановити, що прямим економічним ефектом від впровадження нового обладнання буде економія на капітальних та експлуатаційних витратах, а побічним – під-

вищення продуктивності роботи обладнання, зниження собівартості, а відтак, ціни реалізації продукції, витрат на додаткові допоміжні роботи та процеси обслуговування.

Враховуючи специфіку відкритого добування гранітних мас та особливості технологічного процесу на ПрАТ «Стрижавський кар'єр», для розрахунку показників економічної ефективності формуємо набір комплексу необхідних вихідних даних, що характеризують базовий та новий комплекси, а також умови їх експлуатації (табл. 6.4).

На основі зазначених у табл. 6.4 вихідних даних визначаємо інші розрахункові показники – обсяги продукції, що виробляється новим та базовим комплексами обладнання за одиницю календарного часу, величину капітальних витрат на придбання, транспортування, монтаж та витрати пов'язані із обслуговуванням обладнання під час його експлуатації.

Максимально можливі обсяги продукції визначаємо на основі діючих норми виробітку і нормативів добового навантаження обладнання. Наразі вони складають (станом на жовтень 2015 р.): для базового обладнання – 700 тис. т/рік; для нового обладнання – 909 тис. т/рік. Для розрахунків щодо базового обладнання приймаємо фактичний виробіток щебеню за період 2014 року – 569,6 тис. т (дані річної звітності ПрАТ «Стрижавський кар'єр»), а для нового – розрахункову величину виробітку із врахуванням підвищення продуктивності обладнання.

Капітальні витрати визначаємо з врахуванням ціни обладнання, вартості транспортних та монтажних робіт. У випадку спрощеного розрахунку доцільно приймати вартість транспортних витрат рівною 5 % від ціни обладнання, а монтажних – 10 % [218, 220]. Таким чином, капітальні витрати для базового комплексу обладнання становитимуть – 941039,3 грн.

Експлуатаційні витрати розраховуємо за весь корисний період роботи обладнання за рік та з розрахунку на одну тону готової продукції. На основі узагальнених розрахунків та аналізу роботи і обслуговування базового обладнання експлуатаційниками розраховано величини загальних експлуатаційних витрат, які наведені в табл. 6.4. Із врахуванням ресурсу роботи базового та нового комплексів обладнання маємо річну величину експлуатаційних витрат для базового облад-

нання – 51715,0 грн/рік та нового – 9930,6 грн/рік. Відтак отримаємо економію на експлуатаційних витратах у розмірі 41784,4 грн/рік.

Таблиця 6.4 – Вихідні дані для розрахунку економічної ефективності заміни базового технологічного комплексу обладнання для переробки гранітної маси на ПрАТ «Стрижавський кар’єр» новим, розробленим на базі вмонтованого приводу (станом на жовтень 2015 р.)

№	Показник	Базовий комплекс	Новий комплекс
Технічні та нормативні показники			
	Швидкість переміщення вантажу, м/с	1,6	1,6...2,1
1	Тип приводу	Електричний	Гідравлічний
2	Потужність приводу, кВт	2×30	60
3	Частота обертів, об/хв.	50	50...66
4	Довжина конвеєра, м	108	108
5	Ширина стрічки, мм	1200	1200
6	Кількість напрямних роликів, пар	4	4
7	Схема розташування вузлів	Просторова	Вмонтована
8	Кількість складальних одиниць, шт.	5	3
9	Питома потужність, Вт/кг	15,2	34,4
10	Маса, кг	1976	872
11	Ресурс роботи, роки	4	7
12	Габаритні розміри, мм	2250x840x1420	1050x840x610
13	Металомісткість, кг/м <sup>3</sup>	731,9	1645,3
14	Продуктивність, т/год.	320	320...344
Вартісні показники			
15	Ціна обладнання, грн.	818295	361109
16	Експлуатаційні витрати, грн.	206860	39722
17	Величина умовно-змінних витрат в собівартості, %	40	40
18	Розрахункова ціна продукції, грн./т	98,7	98,7

Наступним етапом розрахунків є визначення основних показників в цілому по ПрАТ «Стрижавський кар’єр». До них належать – собівартість для кар’єра отриманої однієї тони продукції, її вартість реаліза-



ції, величини валового прибутку. Ці розрахунки проводимо як для базового, так і для нового обладнання.

Собівартість тони продукції за умови використання нового комплексу необхідно скорегувати в напрямку зниження за рахунок підвищення продуктивності його роботи і, як наслідок, збільшення обсягів готової продукції.

$$C_{\text{бн}} = C_{\text{бб}} \frac{ak + b}{100} = 61,9 \cdot \frac{40 \cdot 0,926 + 60}{100} = 60 \text{ грн./т.}, \quad (6.4)$$

де  $C_{\text{бб}}$  – фіксована собівартість продукції за використання базового комплексу обладнання, грн (розрахунок собівартості однієї тони щебеню для базового обладнання проводимо на основі річної звітності підприємства на кінець 2014 року – собівартість реалізованого щебеню за 2014 рік – 35284,5 тис. грн, обсяг реалізованого щебеню – 569,6 тис. т, тому  $C_{\text{бб}} = 35284,5/569,6 = 61,9$  грн/т);  $a$  – відсоток умовно-змінних витрат, %;  $b$  – відсоток умовно-постійних витрат, %;  $k$  – коефіцієнт зміни обсягів виробництва продукції за одиницю часу (на основі технічних показників обладнання продуктивність за умов використання нового комплексу зростає на  $k = 1 - 344/320 = 1 - 7,4 \% = 0,926$ ).

Таким чином, отримане зниження собівартості продукції на  $61,9/60=3,1$  %, дасть змогу збільшити величину прибутку підприємства та підвищити обсяги продажів за рахунок зниження ціни (при сталих прибутках).

Вартість реалізації продукції (чистий дохід) визначається добутком обсягу продукції в тонах на ціну, що зафіксована на момент розрахунків. Ціна реалізації щебеню прийнята як середньорічна ринкова ціна однієї тони щебеню у 2014 році. Обсяги реалізації для базового обладнання беремо згідно з річною звітністю підприємства за 2014 рік, а для нового розраховані як можливі обсяги реалізації із врахуванням підвищення продуктивності обладнання –  $569,6 \cdot 1,074 = 611,8$  тис. т

$$V_{\text{рб}} = 569,6 \cdot 98,7 = 56213,1 \text{ грн}; \quad (6.5)$$

$$V_{\text{рн}} = 611,8 \cdot 98,7 = 60379,8 \text{ грн.} \quad (6.6)$$

Завершальним етапом розрахунків економічної ефективності впровадження розробленого обладнання на ПрАТ «Стрижавський кар'єр» є визначення комерційної вигоди проекту. В якості основного показника, що здатен оцінити результуючу економічну ефективність використання нового обладнання, варто використати величину валового прибутку підприємства. Валовий прибуток підприємства розраховуємо як різницю між чистим доходом підприємства та собівартістю реалізованої продукції. Для базового обладнання розрахунок проводимо на основі даних річної звітності підприємства за 2014 рік. Собівартість реалізованої продукції за умов використання нового комплексу визначаємо множенням можливих обсягів реалізації на собівартість однієї тони продукції –  $611,8 \cdot 60 = 36708$  тис. грн. Таким чином:

$$П_о = 56213,1 - 35284,5 = 20928,6 \text{ тис. грн}; \quad (6.7)$$

$$П_н = 60379,8 - 36708 = 23671,8 \text{ тис. грн.} \quad (6.8)$$

Порівнюючи отримані результати, приходимо до висновку, що величина валового прибутку за умов використання нового комплексу обладнання значно більша ( $23671,8 - 20928,6 = 2743,2$  тис. грн – величина комерційного економічного ефекту), а це є прямим свідченням економічної доцільності впровадження інноваційної розробки на підприємстві.

Варто зазначити, що за умов проведення інтегральних розрахунків із врахуванням повного корисного терміну використання базового та нового обладнання, як результуючий критерій економічної ефективності можна було б використати показник величини чистого дисконтованого доходу. Проте, враховуючи відсутність даних про зміну характеристик якості і втрат, що пов'язані з експлуатацією обладнання за кожен наступний рік, використання цього показника призвело б не об'єктивності отриманих результатів.

Як додатковий економічний показник розраховуємо індекс рентабельності виробництва продукції з використанням того чи іншого комплексу обладнання та термін окупності вкладених коштів.

Індекс рентабельності є відносним показником і досить зручним під час вибору проекту. Індекс рентабельності (прибутковості) розраховується як відношення теперішньої вартості прибутку за період інноваційного проекту до обсягів інвестицій у цей проект. Якщо показник індексу рентабельності (прибутковості) більший за одиницю, то

чиста теперішня вартість інноваційного проекту позитивна. За умов використання базового комплексу обладнання

$$IP_{\sigma} = \frac{W}{K} = \frac{17438,1}{12349,6} = 1,4, \quad (6.9)$$

де  $W$  – грошовий потік

$$W = \Pi_{\text{ч}} + A = 13909,632 + 0,1 \cdot 35284,5 = 17438,1 \text{ тис. грн.} \quad (6.10)$$

тут  $A$  – амортизаційні відрахування, грн. При розрахунках орієнтовно амортизаційні відрахування можна взяти рівними 10% від повної собівартості реалізованої продукції [218, 219];  $\Pi_{\text{ч}}$  – чистий прибуток, грн

$$\Pi_{\text{ч}} = \Pi_0(1 + \alpha_n) = 11591,36 \cdot (1 + 20) = 13909,632 \text{ тис. грн.} \quad (6.11)$$

де  $\Pi_0$  – оподаткований прибуток;  $\alpha_n$  – ставка податку на прибуток.

Оподаткований прибуток розраховуємо таким чином:

$$\Pi_0 = \left( \frac{C_{\text{дог}}}{1 + \alpha_{\text{ПДВ}}} - S_n \right) \cdot Q = \left( \frac{98,7}{1 + 0,2} - 61,9 \right) \cdot 569,6 = 11591,36 \text{ тис. грн.} \quad (6.12)$$

де  $K$  – капіталовкладення, грн. Наближено разові витрати можна взяти рівними  $(0,2 \dots 0,5)Q_p = 0,35 \cdot 35284,5 = 12349,6$  тис. грн.

Провівши аналогічні розрахунки отримуємо індекс рентабельності за умов використання нового комплексу обладнання – 1,56.

Критерієм, що визначає термін, який необхідний для того, щоб сума грошових потоків від впровадження нововведення дорівнювала сумі початкових витрат, є термін окупності. Цей показник роботи інвестицій є особливо важливим для інвесторів, які хочуть знати, коли відбудеться повне повернення вкладеного капіталу. За умов використання базового комплексу обладнання

$$T = \frac{K}{\Pi_0} = \frac{12349,6}{11591,36} = 1,07 \text{ року.} \quad (6.13)$$

Провівши аналогічні розрахунки, термін окупності за умов використання нового комплексу обладнання складе – 0,9 року.

З метою поліпшення зручності сприйняття отриманих результатів розрахунку основних та додаткових показників економічної ефективності запропонованого комплексу обладнання подамо результати у вигляді табл. 6.5. «Стрижавський кар'єр» базового обладнання новим – розробленим із використанням вмонтованого приводу.

Отже, значення розрахункових основних та додаткових показників економічної ефективності доводять доцільність заміни на ПрАТ.

Економічна ефективність є основним критерієм під час прийняття рішення щодо проектування, розробки та впровадження нового обладнання. Особливо це стосується галузей народногосподарського значення, в яких обладнання та технологічні процеси вимагають досить суттєвих капіталовкладень. Актуальність розробки та введення в експлуатацію нового, сучасного, високоефективного обладнання в гірничодобувній галузі України пов'язана також із тим, що переважна більшість технологічних комплексів, які використовуються на більшості підприємств, є закордонного виробництва. Як наслідок, це призводить до великих затрат не лише на придбання цього обладнання, але й на транспортування, монтаж і, особливо, на роботи пов'язані із налаштуванням, обслуговуванням, ремонтом та іншими експлуатаційними заходами.

Заміна існуючого обладнання на ПрАТ «Стрижавський кар'єр» в технологічному комплексі для переробки гранітної маси новим обладнанням, розробленим на базі вмонтованого приводу, дасть змогу здійснити управління ефективністю його виробництва шляхом покращення показника продуктивності роботи підприємства, а також досягти важливого соціального ефекту – зниження собівартості продукції.

Нове обладнання технологічного комплексу розроблене на базі вмонтованого приводу, вибір конструктивної схеми якого здійснено згідно з критеріальними оцінками [205, 216]. Конструктивні особливості нового обладнання забезпечують йому низку технічних переваг, а також зниження вартісної характеристики, що в сукупності формує конкурентоспроможність цієї новинки на ринку. Вагомою перевагою нової конструкції обладнання технологічного комплексу є застосування гідравлічного приводу, що дає змогу керувати частотою обертів привідного барабана, а відтак і швидкістю переміщення стрічки конвеєра. Такий підхід дозволяє підвищити продуктивність роботи комплексу на 7,4 % і, відповідно, на таку ж величину збільшити річні обсяги випуску продукції.

Підвищення річних обсягів випуску продукції на 7,4 % (42,2 тис. т./рік) приносить підприємству головний позитивний ефект, який можна розглядати з двох точок зору. Оскільки підвищення продуктивності роботи обладнання та збільшення обсягів готової продукції на 7,4 % знижує собівартості однієї тони щебеню на 3,1 %, то за умов

фіксованої ціни однієї тони реалізованої продукції рентабельність випуску продукції зростає на 10,7 %. З іншого боку, зниження собівартості може бути підставою для зниження ціни реалізації щебеню, що в свою чергу сприяє покращенню ринкового попиту на цю продукцію, а відтак і підвищенню показників прибутковості підприємства (чистий дохід підвищився на 7,3 %, валовий прибуток підвищився на 12,9 %) за рахунок збільшення обсягів продажу.

Таблиця 6.5 – Результати розрахунку економічної ефективності заміни базового технологічного комплексу обладнання для переробки гранітної маси на ПрАТ «Стрижавський кар’єр» новим, розробленим на базі вмонтованого приводу (станом на жовтень 2015 р.)

№	Показник ефективності	Базове обладнання	Нове обладнання	Абсолютна зміна показника	Величина ефекту, %
1	Обсяг випуску продукції, тис. т/рік	569,6	611,8	+42,2	+7,4
2	Капітальні витрати, грн	941039,3	415275,4	-525763,9	-60
3	Експлуатаційні витрати, грн/рік	51715,0	9930,6	-41784,4	-420
4	Собівартість реалізованої продукції, тис. грн/рік	35284,5	36708,0	+1423,5	+4,2
5	Собівартість 1 т продукції, грн/т	61,9	60	-1,9	-3,1
6	Чистий дохід за рік, тис. грн	56213,1	60379,8	+4166,7	+7,3
7	Валовий прибуток, тис. грн	20928,6	23671,8	+2743,2	+12,9
8	Індекс рентабельності	1,4	1,55	+0,15	+10,7
9	Термін окупності, років	1,07	0,9	-0,17	-18,8

Крім того, конструктивними особливостями нового обладнання технологічного комплексу передбачено поліпшення ряду технічних характеристик – зменшення маси приводу, зниження його металомісткості та підвищення ресурсу роботи [205, 216, 233, 234]. Вказані переваги нового обладнання порівняно із існуючим комплексом забезпечать 60 % економії на капітальних витратах та зменшення експлуатаційних витрат майже у 4 рази, що є суттєвими досягненнями в умовах сучасного ринку.

## СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ

1. Шахмейстер Л. Г. Теория и расчет ленточных конвейеров / В. Г. Дмитриев, Л. Г. Шахмейстер. – М. : Машиностроение, 1978. – 392 с.
2. Пертен Ю. А. Конвейеры : справочник / под ред. Ю. А. Пертена. – Л. : Машиностроение, 1984. – 367 с.
3. Поліщук Л. К. Системне проектування гідравлічних мотор-барабанів транспортних пристроїв / Л. К. Поліщук, О. О. Адлер // Наукові нотатки. – Луцьк. – Випуск (серпень 2006). – С. 292–302.
4. Зенков Р. Л. Машины непрерывного транспорта / Р. Л. Зенков, И. И. Ивашков, Л. Н. Колобов. – М. : Машиностроение, 1987. – 432 с.
5. Кузьмин А. В. Справочник по расчетам механизмов подъемно-транспортных машин / А. В. Кузьмин, Ф. Л. Марон. – Минск : Вышэйшая школа, 1983. – 350 с.
6. Спиваковский А. О. Теоретические основы расчета ленточных конвейеров / А. О. Спиваковский, В. Г. Дмитриев. – М. : Наука, 1977. – 154 с.
7. Вайнсон А. А. Подъемно-транспортные машины строительной промышленности. Атлас конструкций / А. А. Вайнсон. – М. : Машиностроение, 1976. – 152 с.
8. Панкратов С. А. Динамика машин для открытых горных и земляных работ / С. А. Панкратов. – М. : Машиностроение, 1967. – 448 с.
9. Волков Д. П. Динамика и прочность многоковшовых экскаваторов и отвалообразователей / Д. П. Волков, В. А. Черкасов. – М. : Машиностроение, 1969. – 408 с.
10. Бессонов А. П. Основы динамики механизмов с переменной массой звеньев / А. П. Бессонов. – М. : Наука, 1967. – 279 с.
11. Василенко М. В. Теория колебаний / М. В. Василенко. – К. : Вища школа, 1992. – 430 с.
12. Вейц В. Л. Динамика управляемых машинных агрегатов / В. Л. Вейц, М. З. Коловский, А. Е. Кочура. – М. : Наука, 1984. – 352 с.
13. Вульфсон Й. И. Динамические расчеты цикловых механизмов / Й. И. Вульфсон. – Л. : Машиностроение. Ленинград. отд-ние, 1976. – 328 с.

14. Вульфсон Й. И. Колебания машин с механизмами циклового действия / Й. И. Вульфсон. – Л. : Машиностроение. Ленингр. отд-ние, – 1990. – 309 с.
15. Голубенцев А. Н. Интегральные методы в динамике / А. Н. Голубенцев. – К. : Техника, 1967. – 350 с.
16. Горошко О. О. Введение в механику деформируемых одномерных тел переменной длины / О. О. Горошко, Г. Н. Савин. – Киев: Наук. думка, 1971. – 224 с.
17. Ден-Гартог Дж. П. Механические колебания / Дж. П. Ден-Гартог. – М. : Физматгиз, 1960. – 574 с.
18. Динник А. Н. Устойчивость упругих систем / А. Н. Динник. – М. ; Л. : ОНТИ НКТП СССР, 1935. – 183 с.
19. Зиньковский А. П. Моделирование и анализ колебаний элементов энергетических машин с неоднородностями / А. П. Зиньковский, В. А. Круц // *Energia w nauce i technice* 2012. – Bialystoc – Kleosin : Oficyna Wydawnicza Politechnici Bialostockiej, – 2012. – S. 160–176
20. Зиньковский А. П. Влияние рассеяния энергии в материале на колебания лопаток с неоднородностями / А. П. Зиньковский, И. Г. Токарь, В. А. Круц, Я. Д. Круглий // *Авиационно-космическая техника и технология*. – 2012. – № 9(96). – С. 132–137.
21. Казак С. А. Динамика мостовых кранов / А. С. Круц. – М. : Машиностроение, 1968. – 331 с.
22. Каудерер Г. Нелинейная механика / Г. Каудерер. – М. : Изд-во иностр. лит., 1961. – 778 с.
23. Клаф Р. Динамика сооружений / Р. Клаф, Дж. Пензиен. – М. : Стройиздат, 1979. – 320 с.
24. Кобринский А. Е. Механизмы с упругими связями. Динамика и устойчивость / А. Е. Кобринский. – М. : Наука, 1964. – 392 с.
25. Кожевников С. М. Динамика нестационарных процессов в машинах / С. М. Кожевников. – К., 1986. – 288 с.
26. Коловский М. З. Автоматическое управление виброзащитными системами / М. З. Коловский. – М. : Наука, 1976. – 319 с.
27. Комаров М. С. Динамика грузоподъемных машин / М. С. Комаров. – М. ; К. : Машгиз, 1962. – 267 с.
28. Комаров М. С. Динамика механизмов и машин / М. С. Комаров. – М. : Машиностроение, 1969. – 296 с.

29. Кононенко В. О. Нелинейные колебания механических систем. Избранные труды / В. О. Кононенко, Ин-т механики АН УССР. – К. : Наук. думка, 1980. – 382 с.
30. Круц В. А. Влияние трещин усталости на колебания простейшей регулярной упругости системы / В. А. Круц, А. П. Зиньковский, Е. А. Синенко // Проблемы прочности. – 2013. – № 3. – С. 37–85
31. Матвеев В. В. О границах применимости моделей парных форм при исследовании колебаний поворотно-симметричных систем / В. В. Матвеев, А. П. Зиньковский, М. В. Смерток // Проблемы прочности. – 1990. – № 5. – С. 106 – 109
32. Струтинський В. Б. Статистична динаміка шпіндельних вузлів на гідростатичних опорах : монографія / В. Б. Струтинський, Д. Ю. Федориненко. – Ніжин : Аспект-Поліграф, 2011. – 464 с.
33. Светлицкий В. А. Механика стержней. Ч. 2 / В. А. Светлицкий. – М. : Высшая школа, – 1987. – 304 с.
34. Харченко Е. В. Динамические процессы буровых установок / Е. В. Харченко. – Львов : Свит, 1991. – 176 с.
35. Тимошенко С. П. Колебания в инженерном деле / С. П. Тимошенко, Д. Х. Янг, У. Уивер. – М. : Машиностроение, 1985. – 472 с.
36. Терских В. П. Крутильные колебания валопроводов силовых установок. Исследование и методы расчета : в 4 т. / В. П. Терских. – Л. : Судостроение, 1969.
37. Вікович І. А. Конструкції і динаміка штангових оприскувачів : монографія / І. А. Вікович. – Львів : НУ «Львівська політехніка», 2003. – 460 с.
38. Дмитриченко М. Ф. Динаміка мобільних машин з начіпними функціональними елементами : монографія / М. Ф. Дмитриченко, І. А. Вікович. – Львів : НУ «Львівська політехніка», 2008. – 496 с.
39. Лобас Л. Г. Механика многосвязных систем с качением / Л. Г. Лобас, НАН України, Ін-т механіки ім. С. П. Тимошенка. – К. : Наукова думка, – 2000. – 269 с.
40. Плахтиенко Н. П. Моделирующий осциллятор А. Ю. Ишлинского в задаче М. В. Келдыша о шимми / Н. П. Плахтиенко, Б. М. Шифрин // Прикладная математика и механика. – 2016. – Т.80, № 2. – С. 176–182.



41. Н. П. Плахтиенко. Одноступенная модель колебаний опоры шасси самолета / Н. П. Плахтиенко, Б. М. Шифрин // Техническая механика. – 2016. – № 1(2). – С. 176–182.
42. Шифрин Б. М. Неканонические шимми и защита от него / Б. М. Шифрин // Восточно-Европейский журнал передовых технологий. – 2011. – № 6/7(54). – С. 58–60
43. Шифрин Б. М. Влияние конструктивных параметров на устойчивость шасси самолета при значительных скольжениях колес / Б. М. Шифрин // Авіаційно-космічна техніка і технологія : зб. наук. пр./ М-во освіти і науки України, Нац. аерокосмічний ун-т ім. М. С. Жуковського «ХАІ». – Х., – 2009. – № 8(65). – С. 12–17.
44. Шифрин Б. М. Об одной аналитической модели качения пневматической шины / Б. М. Шифрин // Прикладная механика. – 2006. – № 4(42). – С. 128–135
45. Динамика управляемого электромеханического привода с асинхронными двигателями / В. Л. Вейц, П. Ф. Вербовий, А. Е. Кочура и др. – Киев : Наук. думка, 1988. – 352 с.
46. Вейц В. Л. Динамика машинных агрегатов с двигателями внутреннего сгорания / В. Л. Вейц, А. Е. Кочура. – Л. : Машиностроение. Ленингр. отд., 1976. – 383 с.
47. Иванченко Ф. К. Механика приводов технологических машин / Ф. К. Иванченко. – К. : Вища школа, 1986. – 152 с.
48. Кадымов Я. Б. Переходные процессы в системах с распределенными параметрами / Я. Б. Кадымов. – М. : Машиностроение, 1979. – 262 с.
49. Ключев В. И. Ограничение динамических нагрузок электропривода / В. И. Ключев. – М. : Энергия, 1971. – 320 с.
50. Митропольский Ю. А. Проблемы асимптотической теории нестационарных колебаний / Ю. А. Митропольский. – М. : Наука, – 1964. – 432 с.
51. Филер З. Е. Исследование колебательной системы с учетом переходных процессов в асинхронном приводе / З. Е. Филер, Л. Г. Хухлович // Динамика и прочность тяжелых машин : межвуз. темат. сб. научн. тр. – Днепропетровск, 1980. – Вып. 5. – С. 187–192
52. Филиппов А. П. Колебания деформируемых систем / А. П. Филиппов. – М. : Машиностроение, 1970. – 736 с.

53. Цехнович Л. И. Неустановившиеся процессы в крутильно-колебательной электромеханической системе и её моделирование / Л. И. Цехнович // Динамика машин : сб. научно. тр. / под ред. С. Н. Кожевникова. – М., 1960. – С. 222–234

54. Шульженко Н. Г. Переходные колебания пространственной стержневой конструкции при внезапном нагружении / Н. Г. Шульженко, В. П. Билетченко // Проблемы машиностроения и надежности машин. – 1991. – № 1. – С. 27–32

55. Кравченко А. И. Конвейеризация подземного транспорта на шахтах Карагандинского бассейна / А. И. Краченко, Р. В. Мерцалов, В. А. Шемякин // Уголь. – 1973. – № 6. – С. 47–51.

56. Спиваковский А. О. Теория ленточных конвейеров / А. О. Спиваковский, В. Г. Дмитриев. – М. : Наука, 1982. – 191 с.

57. Андреев А. В. Исследование и расчет конвейерных лент и приводов / А. В. Андреев. – М. : Углетехиздат, 1959. – 100 с.

58. Андреев А. В. Исследование конвейера с повышенной скоростью движения ленты / А. В. Андреев, А. В. Евневич // Горные машины. – М. : Углетехиздат. – 1958. – № 4. – С. 12–24.

59. Биличенко Н. Я. Эксплуатационные режимы ленточных конвейеров / Н. Я. Биличенко, Е. М. Высочин, Е. Х. Завгородний. – К. : Гостехиздат, 1964. – 134 с.

60. Современная теория ленточных конвейеров горных предприятий / В. И. Галкин, В. Г. Дмитриев, В. П. Дьяченко и др. – М. : МГГУ, 2005. – 543 с.

61. Новиков Е. Е. Теория ленточных конвейеров для крупнокусковых горных пород / Е. Е. Новиков, В. К. Смирнов. – К. : Наукова думка, 1983. – 184 с.

62. Монастырский В. Ф. Обоснование критериев выбора параметров крутонаклонных конвейеров / В. Ф. Монастырский, Р. В. Кирия, Д. А. Номеровский и др. // Геотехнічна механіка. – 2014. – № 114. – С. 35–45.

63. Иванченко Ф. К. Підйомно-транспортні машини : [підручник для студентів техн. вузів] / Ф. К. Іванченко. – К. : Вища шк., 1993. – 413 с.

64. Підйомно-транспортні машини. Розрахунки підймальних і транспортувальних машин : підручник / В. С. Бондарев, О. І. Дубинець, М. П. Колісник [та ін.]. – К. : Вища шк., 2009. – 734 с.

65. Спиваковский А. О. Транспортирующие машины : учеб. пособие для машиностроительных вузов / А. О. Спиваковский, В. К. Дьячков. – [3-е изд., перераб.]. – М. : Машиностроение, 1983. – 487 с.
66. Зенков Р. Л. Машины непрерывного транспорта : учеб. пособие / Р. Л. Зенков, И. И. Ивашков, Л. Н. Колобов. – М. : Машиностроение, 1978. – 432 с.
67. Cramer H. Stationary and related stochastic process / H. Cramer, M. Ross Leadbetter. – John Wiley, N. J., 1967. – 348 p.
68. Calculating the Flexure Resistance of Bulk Solids Transported on Belt Conveyors Authors Craig / A. Wheeler, Alan W. Roberts, Mark G. Jones Volume 21, Issue 4 November – 2004. – P. 340–347
69. Dusan Ilic. Investigation of bulk solid and conveyor belt interactions DEM 6 / I. Dusan, C. Wheeler.
70. Yan Lu. Investigation on influence of speed on rolling resistance of belt conveyor based on viscoelastic properties / Yan Lu, Fu-Yan Lin, Yu-Chao Wang // Journal of Theoretical and Applied Mechanics, Sofia. – 2015. – № 3(45). – P. 53–68.
71. Belt conveyors for bulk materials / Conveyor Equipment Manufacturers Association (CEMA), 2007. – 600 p.
72. Запенин И. В. Моделирование переходных процессов ленточных конвейеров / И. В. Запенин, В. Е. Бельфор, Ю. А. Селищев. – М. : Недра, 1969. – 56 с.
73. Лескевич П. А. Исследование динамики ленточных конвейеров : дис. канд. техн. наук / П. А. Лескевич. – Днепропетровск : АН УССР, филиал института механики, 1964.
74. Лескевич П. А. О пробуксовке при пуске ленточных конвейеров / П. А. Лескевич // Вопросы рудного транспорта. – 1985. – № 9. – С. 48–54.
75. Гладких М. А. Исследования пусковых процессов в мощных ленточных конвейерах со сложным профилем для горной промышленности и установления параметров переходных кривых трассы : автореф. дис. на соиск. науч. степ. канд. техн. наук / М. А. Гладких. – М. : МГИ, 1976. – 16 с.
76. Кравец Н. Ф. Установление рациональных параметров приводов для ленточных конвейеров горной промышленности : автореферат

дис. на соиск. науч. степ. канд. техн. наук / Н. Ф. Кравец. – Могилёв, 1983. – 19 с.

77. Поліщук Л. К. Динамічна навантаженість механічної системи стрічкового конвеєра із вбудованим приводом : автореф. дис. на здоб. наук. ступ. канд. техн. наук : спец. 01.02.06 «Динаміка, міцність машин, приладів і апаратури» / Л. К. Поліщук. – Львів, 1994. – 19 с.

78. Адлер О. О. Вмонтований гідравлічний привод конвеєра, чутливий до навантаження : автореф. дис. на здоб. наук. ступ. канд. техн. наук : спец. 05.02.02 «Машинознавство» / О. О. Адлер. – Вінниця, 2009. – 20 с.

79. Червоненко А. Г. Динамика протяженных горных транспортных машин / А. Г. Червоненко, А. Г. Раздольский, Ю. В. Заболотный, АН УССР, Ин-т геотехн. механики. – К. : Наук. думка, 1983. – 192 с.

80. Никитин С. В. Динамическая модель ленточного конвейера / С. В. Никитин // Научно-технические ведомости Санкт-Петербургского государственного политехнического университета. – 2014. – № 1(176). – С. 156–166.

81. Кузнецов Б. А. Динамика пуска длинных ленточных конвейеров / Б. А. Кузнецов // в кн.: Транспорт шахт и карьеров. – М. : Недра, 1971. – С. 27–41.

82. Заболотный Ю. В. Исследование режимов пуска мощных ленточных конвейеров : автореф. дис. на соиск. науч. степ. канд. техн. наук / Ю. В. Заболотный. – Днепропетровск, 1972. – 21 с.

83. Механические свойства конвейерных лент из синтетического волокна / В. И. Лескевич, В. К. Смирнов, В. П. Крот [и др.] // Вопросы рудничного транспорта : сб. научных трудов. – 1970. – № 11. – С. 117–123.

84. Солод Г. Н. Электронное моделирование нестационарных процессов в электромеханической системе ленточных конвейеров при контактном пуске / Г. Н. Солод, И. В. Запенин // Горнорудные машины и автоматика : сб. науч. Трудов. – 1967. – № 3. – С. 243–269.

85. Штокман И. Г. Динамика тяговых цепей рудничных конвейеров / И. Г. Штокман. – М. : Углетехиздат, 1959. – 290 с.

86. Дмитриева В. В. Моделирование пуско-тормозных режимов ленточного конвейера / В. В. Дмитриева // Горные науки и технологии. – 2014. – № 3. – С. 50–56.

87. Кононенко В. О. Колебательные системы с ограниченным возбуждением / В. О. Кононенко. – М. : Наука, 1964. – 254 с.

88. Хорольский И. Н. Исследование динамических явлений в горизонтально-замкнутых пульсирующих конвейерах : автореф. дис. на соиск. науч. степ. канд. техн. наук / И. Н. Хорольский. – Львов, 1973. – 24 с.

89. Харченко Є. В. Розрахунок перехідних процесів у стрічковому конвеєрі з урахуванням рухомості меж транспортувального органу / Є. В. Харченко, Л. К. Поліщук, С. Собковські. // Технічні вісті (Українське інженерне товариство у Львові). – 2001. – № 1/2 (12/13). – С. 102–106.

90. Штокман И. Г. Прочность и долговечность тяговых органов / И. Г. Штокман, Л. И. Эппель. – М. : Недра, 1967. – 231с.

91. Назаренко В. М. Режимы работы автоматизированных ленточных конвейеров рудоподготовительного производства : автореф. дис. на соиск. науч. степ. докт. техн. наук / В. М. Назаренко. – Днепропетровск, 1990. – 20 с.

92. Weigang Song. Simulation Research on Dynamics of Belt Conveyor System / Weigang Song, Bangchun Wen and Huijuan Liu.

93. Analysis of Electro-hydraulic Proportional Speed Control System on Conveyer / L. Rong, L. Jing, S. Chun-geng, L. Sen // Procedia Engineering. – 2012. – № 31. – P. 1185–1193.

94. Мяченков В. И. Расчеты машиностроительных конструкций методом конечных элементов / В. И. Мяченков. – Ж Справочник, 1989. – 520с

95. Ним А. Д. Динамические воздействия ленточных конвейеров на несущие строительные конструкции : автореф. дис. на соиск. науч. степ. докт. техн. наук : 05.23.17 «Строительная механика» / А. Д. Ним. – Екатеринбург, 2002. – 17 с.

96. Седов Л. И. Механика сплошной среды / Л. И. Седов. – [4-е изд.], т.1. – М. : Наука, 1983. – 528 с.

97. Асташев В. К. Динамика машин и управление машинами : справочник / В. К. Асташев, Бабицкий, И. И. Вульфсон ; под ред. Г. В. Крейнина. – М. : Машиностроение, 1988. – 240 с.

98. Иванченко Ф. К. Прикладные задачи динамики машин / Ф. К. Иванченко. – К. : Вища школа, 1983. – 200 с.

99. Красношапка В. А. Динамика машинного агрегата с учетом динамической характеристики электродвигателя и нелинейного характера сил трения / В. А. Красношапка // *Машиноведение*, 1973. – № 4. – С. 36–41.

100. Бочаров Ю. А. Гидропривод кузнечно-прессовых машин : учеб. пособие для машиностроительных вузов / Ю. А. Бочаров, В. И. Прокофьев. – М. : Высш. Школа, 1969. – 248 с.

101. Динамика гидропривода / под ред. В. Н. Прокофьева. – М. : Машиностроение, 1972. – 281 с.

102. Калинин С. Г. Динамика несущих конструкций буровых установок / С. Г. Калинин, Е. В. Харченко. – Львов : Вища школа, изд-во при Львовском ун-те, 1988. – 144 с.

103. Поліщук Л. К. Вмонтовані гідравлічні приводи конвеєрів з гнучким тяговим органом, чутливі до зміни навантаження / Л. К. Поліщук, О. О. Адлер. – Вінниця : ВНТУ, 2010. – 184 с.

104. Харченко Є. В. Розрахунок процесу пуску насосного агрегату бурової установки з фрикційною оперативною муфтою / Є. В. Харченко, Р. А. Ковальчук // *Динаміка, міцність та проектування машин і приладів. Вісник Національного університету «Львівська політехніка»*. – 2006. – № 556. – С. 69–78.

105. Рыжикова А. Г. Обоснование способов обеспечения устойчивой работы двухбарабанного привода мощных ленточных конвейеров для горной промышленности : автореф. дис. кандидата техн. наук: 05.05.06 «Горные машины» / А. Г. Рыжикова. – М., 1985. – 18 с.

106. Гринько П. А. Исследование динамики привода ленточных конвейеров с целью повышения срока службы ленты / П. А. Гринько // *Захист металургійних машин від поломок : зб. наук. пр.* – Маріуполь, – 2003. – № 7. – С. 152–156.

107. Влияние неравномерности загрузки ленточного конвейера на нагруженность приводных двигателей и энергозатраты на транспортирование / А. К. Семенченко, И. И. Стадник, П. В. Белицкий, [и др.] // *Восточно-Европейский журнал передовых технологий*. – 2016. – Т. 4, № 1 (82). – С.42–51

108. Гончаров К. А. Обоснование выбора системы приводов протяженных ленточных конвейеров со сложной трассой : автореф. дис. на соиск. науч. степ. канд. техн. наук : спец. 05.05.04 «Дорожные,

строительные и подъемно-транспортные машины» / К. А. Гончаров. – Брянск, 2011. – 17 с.

109. Поліщук Л. К. Гідрофікація транспортних засобів буртоукладальних машин / Л. К. Поліщук, Р. Д. Іскович-Лотоцький, Р. П. Коцюбівський // Вібрації в техніці і технологіях. – 2003. – № 5 (31). – С. 28–30.

110. Шахмейстер Л. Г. Динамика грузопотоков и регулирование скорости ленточных конвейеров / Л. Г. Шахмейстер, В. Г. Дмитриев, А. К. Лобачева. – М. : Недра, 1972. – 173 с.

111. Малиновский А. К. Автоматизированный электропривод машин и установок шахт и рудников : уч. для вузов / А. К. Малиновский. – М. : Недра, 1987. – 277 с.

112. Дмитриева В. В. Разработка и исследование системы автоматической стабилизации погонной нагрузки магистрального конвейера : автореф. дис. на соиск. науч. степ. канд. техн. наук : 05.13.06 / В. В. Дмитриева. – М., 2005. – 162 с.

113. Полуниин В. Т. Эффективность регулирования скорости шахтных конвейеров / В. Т. Полуниин // Научные труды МГИ. – 1968. – № 53. – С. 87–95

114. Смирнова Н. В. Динамічні характеристики стрічкового конвеєра та методи їх оцінки : автореф. дис. на здобуття наук. ступеня канд. техн. наук : спец. 05.05.06 / Н. В. Смирнова. – Дніпропетровськ, 2000. – 17 с.

115. Заика В. Т. Влияние регулируемого привода на грузопотоки и энергоэффективность системы шахтного конвейерного транспорта / В. Т. Заика, Ю. Т. Разумный, В. Н. Прокуда // Наук. вісн. Нац. гірн. ун-ту. – 2015. – № 3. – С. 82–88

116. Lauhoff, H. “Speed Control on Belt Conveyors – Does it Really Save Energy?” / H. Lauhoff // Bulk Solids Handling. – 2005. – № .25(6). – P. 368–377.

117. Башта О. С. Використання регульованого електропривода в задачах підвищення енергоефективності технологічних процесів / О. С. Башта // Науковий вісник Національного гірничого університету. – 2012. – №. 4. – С. 98–107.

118. Wheeler, C. A. Evolutionary Belt Conveyor Design — Optimizing Coasts / C. A. Wheeler. // Bulk Material Handling by Conveyor Belt. – Littleton, Colorado, 2008. – 108 p

119. Pump valves coordinate control of the independent metering system for mobile machinery / X. Bing, D. Ruqi, Z. Junhui, C. Min, S. Tong // *Automation in Construction*. – 2015. – P. 98–111.

120. Ставицкий В. Н. Алгоритм идентификации транспортной задержки конвейера / В. Н. Ставицкий // *Сборник научных трудов ДОННТУ. Серия: Вычислительная техника и автоматизация*. – 2011. – № 37. – С. 59–66.

121. Forental V. Investigation of Dynamic Characteristics of the Hydraulic Drive with Proportional Control / V. Forental, M. Forental, F. Nazarov // *Procedia Engineering. International Conference on Industrial Engineering (ICIE-2015)*. – 2015. – № 129. – P. 695–701.

122. Котлобай А. Я. Гидравлические агрегаты систем приводов ходового оборудования дорожно-строительных машин / А. Я. Котлобай, А. А. Котлобай, В. Ф. Тамело. // *Наука и Техника*. – 2016. – №. 15 (1). – С. 69–77.

123. Cheng G. Adaptive sliding mode control of electro-hydraulic system with nonlinear unknown parameters / G. Cheng, P. Shuangxia // *Control Engineering Practice*. – 2008. – P.1275–1284.

124. Стадник Н. И. О возможности применения тиристорного привода для плавного пуска ленточного конвейера / Н. И. Стадник, К. П. Бочаров // *Уголь Украины*. – 2001. – № 1. – С. 34–37.

125. Соседка В. Л. Моделирование устройств регулирования пуска ленточных конвейеров / В. Л. Соседка, Д. Н. Фабричный // *Гірнична електромеханіка та автоматика : наук.-техн. зб.* – 2005. – № 74.

126. Фабричный Д. Н. Анализ электромеханических систем пуска ленточных конвейеров / Д. Н. Фабричный // *Гірнична електромеханіка та автоматика : наук.-техн. зб.* – 2003. – № 70.

127. Ляшенко Н. И. Некоторые результаты эксплуатации аппарата АПМ управления пуском электропривода ленточного конвейера / Н. И. Ляшенко, А. В. Панасенко, В. Н. Зеленецкий // *Уголь Украины*. – 1997. – № 12. – С. 35.

128. Новый электропривод ленточных конвейеров для шахт / А. Т. Семенченко [и др.] // *Уголь Украины*, – 2000. – № 10. – С. 40.

129. Schneider Electric. Устройства плавного пуска и торможения Altistart48. [Электронный ресурс] – Режим доступа: <http://www.schneider-electric.com>.

130. Siemens. SIRIUS 3RW. Устройства плавного пуска. [Электронный ресурс] – Режим доступа: <https://mall.industry.siemens.com>.



131. Маренич К. М. Квазічастотне управління асинхронним двигуном як засіб підвищення ефективності функції “Kick-start” / К. М. Маренич // Взрывозащищённое электрооборудование : сб. научн. трудов УкрНИИВЭ. – Донецк, 2013. – С. 118–124.

132. А. с. 874518, СССР МКИ<sup>3</sup> В 65 G 23/08. Способ пуска ленточного конвейера // Ю. А. Заболотный, В. И. Ищук, А. И. Пуха, М. Н. Голубев (СССР). – № 3026278/27-03 ; заявл. 16.01.80 ; опубл. 28.10.81, Бюл. № 39

133. Підйомно-транспортні машини: Розрахунки підйимальних і транспортувальних машин : підручник / В. С. Бондарев, О. І. Дубинець, М. П. Колісник [та ін.]. – К. : Вища шк., 2009. – 734 с.

134. Іванченко Ф. К. Підйомно-транспортні машини : підручник / Ф. К. Іванченко. – К. : Вища шк., 1993. – 413с.

135. Александров М. П. Подъёмно-транспортные машины : уч. для вузов / М. П. Александров. – [6-е изд.; перераб. и доп.]. – М. : Высш. шк., 1985. – 558 с.

136. Заблонский К. И. Встроенные редукторы / К. И. Заблонский, Л. Е. Шустер. – К. : Техніка, 1969. – 176 с.

137. А. с. 543576 СССР МКИ<sup>2</sup> В 65 23/08. Мотор-барабан / Каварма И. И., Парховник Р. Б. – № 2153293/03 ; заявлено 07.07.875 ; опубл. 25.01.77

138. Екерт Б. Осевые и центробежные компрессоры / Б. Екерт. – М. : Машгиз, 1959. – 307 с.

139. Пат США 3532208, МКИ В 65 23/08, 13/06 – т. 84, № 1, 1970.

140. Winch drives MOBILEX GFT-W for mobile applications / Rexroth. Bosh Group. – 2016. – 20 p. – Режим доступу: <https://www.boschrexroth.com>.

141. Новиков Е. Е. О применении гидродвигателей в приводах транспортирующих устройств / Е. Е. Новиков, А. Ф. Пономарчук, Л. К. Полищук // Гидропривод и гидропневмоавтоматика. – 1987. – № 23. – С. 119–122.

142. Иринг Ю. Проектирование гидравлических и пневматических систем / Ю. Иринг. – Л. : Машиностроение. Ленингр. отд., 1983. – 363 с.

143. А. с. 1474035 СССР МКИ<sup>4</sup> В 65 23/08. Мотор-барабан / Пономарчук А. Ф., Новиков Е. Е., Полищук Л. К., Олейник М. П., Кияшко О. И. – № 4114385/27-03 ; заявлено 03.06.86 ; опубл. 23.04.89

144. Работнов Ю. Н. Механика деформируемого твердого тела / Ю. Н. Работнов. – М. : Наука, 1979. – 744 с.

145. Расчет и конструирование горных транспортных машин и комплексов / под ред. И. Г. Штокмана. – М. : Недра, 1975. – 464 с.
146. Иванченко Ф. К. Динамика металлургических машин / Ф. К. Иванченко, В. А. Красношапка. – М. : Металлургия, 1983. – 295 с.
147. Поліщук Л. К. Математична модель гідравлічного мотор-барабана стрічкового конвеєра / Л. К. Поліщук, О. О. Адлер // Наукові нотатки. – 2005. – № 17. – С. 273–282.
148. Поліщук Л. К. Математична модель нестационарних режимів роботи стрічкового конвеєра / Л. К. Поліщук, Р. П. Коцюбівський, В. М. Керничний // Сборник научных трудов SWorld. Материалы Международной научно-практ. конф. «Современные направления теоретических и прикладных исследований 2012» (РИНЦ). Т. 2 : Технические науки. – Одесса : КУПРИЕНКО, 2013. – Вып. 1. – С. 61–69
149. Коваленко Н. И. Теория вероятностей и математическая статистика / Н. И. Коваленко, А. А. Филиппова. – М. : Высшая школа, 1982. – 252 с.
150. Левшина Е. С. Электрические измерения физических величин / Е. С. Левшина, П. В. Новицкий // Измерительные преобразователи : учеб. пособ. для вузов. – Л. : Электроатомиздат, 1983. – 320 с.
151. Клоков Н. П. Тензодатчики для экспериментальных исследований / Н. П. Клоков, В. Ф. Лукашин, Л. М. Воробьев. – М. : Машиностроение, 1972. – 17 с.
152. Гидроаппаратура. Правила приемки и методы испытаний : ГОСТ 20245-74. – М. : Издательство стандартов, 1975. – 67 с.
153. Полищук Л. К. Исследование переходных процессов гидропривода транспортирующих устройств сельхоз машин / Л. К. Полищук // Гидроаппаратура и гидроприводы сельскохозяйственных машин. – 1993. – С. 42.
154. Пат. 22017 України, МПК<sup>8</sup> В65G 23/00. Керований гідравлічний мотор-барабан / Поліщук Л. К., Пурдик В. П., Адлер О. О. ; заявник та патентовласник Вінницький нац. техн. університет. – № u200611864 ; заявл. 10.11.06 ; опубл. 10.04.2007, Бюл. № 4.
155. Хорин В. Н. Объемный гидропривод забойного оборудования / В. Н. Хорин. – М. : Недра, 1980. – 415 с.
156. Гевондян Т. А. Приборы для измерения и регистрации колебаний / Т. А. Гевондян, Л. Т. Киселев. – М. : Машгиз, 1962. – 467 с.
157. Поліщук Л. К. Синтез системи пуску гідравлічного привода стрічкового конвеєра / Л. К. Поліщук, А. О. Малярчук, Р. П. Коцюбів-

ський // Промислова гідравліка і пневматика. – 2010. – № 4(30). – С. 81–83.

158. Пат. 68717 України, МПК<sup>8</sup> B65G 23/04 Керований гідравлічний мотор-барабан / Поліщук Л. К., Малярчук А. О., Коцюбівський Р. П., Кислиця Д. В. ; заявник та патентовласник Вінницький нац. техн. університет – № u 2011 10888 ; заявл. 12.09.2011 ; опубл. 10.04.2012, Бюл. № 7/

159. Поліщук Л. К. Вмонтований гідравлічний привод конвеєра з пусковим пристроєм / Л. К. Поліщук, А. О. Малярчук, Р. П. Коцюбівський // Промислова гідравліка і пневматика. – 2012. – № 1(35). – С. 70–72.

160. Іскович-Лотоцький Р. Д. Математичне моделювання динаміки пуску гідроприводу конвеєра з об'ємним регулюванням швидкості / Р. Д. Іскович-Лотоцький, Л. К. Поліщук, Р. П. Коцюбівський // ПГ і П. – 2009. – № 3(25). – С. 88–91.

161. Данилов Ю. А. Аппаратура объемных гидроприводов / Ю. А. Данилов, Ю. Л. Кирилловский, Ю. Г. Колпаков. – М. : Машиностроение, 1990. – 272 с.

162. Абрамов Е. И. Элементы гидропривода : справочник / Е. И. Абрамов, К. А. Колисниченко. – К. : Техніка, 1977. – 320 с.

163. Пат. 22801 України, МПК<sup>8</sup> B65G 23/00. Керований гідравлічний мотор-барабан / Поліщук Л. К., Пурдик В. П., Обертюх Р. Р., Адлер О. О. ; заявник та патентовласник Вінницький нац. техн. університет. – № u200613735 ; заявл. 25.12.06 ; опубл. 25.04.2007, Бюл. № 5.

164. Поліщук Л. К. Керуючий пристрій для гідроприводу зі змінним навантаженням на робочому органі / Л. К. Поліщук, О. О. Адлер, А. Л. Штурма // Вісник Східноукраїнського національного університету ім. В. Даля. – 2007. – № 3(109). – С. 195–200

165. Поліщук Л. К. Керований гідравлічний привод конвеєра / Л. К. Поліщук, В. П. Пурдик, О. О. Адлер // Промислова гідравліка і пневматика. – 2007. – № 3(17). – С. 51–55

166. Гидроприводы сельскохозяйственных машин / И. А. Немировский В. Ф. Маркин, Л. П. Серета [и др.]. – К. : Техника, 1979. – 139 с.

167. Пронин Б. А. Экспериментальное исследование упругих характеристик клинового ремня вариатора / Б. А. Пронин, В. П. Пурдик. – М. : Машиностроение, 1986. – № 2. – С. 59 – 61.

168. Пурдик В. П. Динамика системы дистанционного управления клиноременным вариатором молотильного барабана зерноуборочного комбайна в режиме регулирования : автореф. дис. на соиск. науч. ст. канд. техн. наук : 05.02.02. / В. П. Пурдик. – М., 1986. – 208 с.

169. Поліщук Л. К. Динаміка пристрою керування гідроприводу чутливого до навантаження / Л. К. Поліщук, О. О. Адлер // *Машинознавство*. – 2007. – № 6 (120). – С. 33–37.

170. Вибір керуючого пристрою для вмонтованого гідравлічного приводу із змінним навантаженням / Л. К. Поліщук, В. П. Пурдик, Р. Р. Обертюх, О. О. Адлер // *Збірник праць XIII міжнародної науково-технічної конференції в м. Севастополь 17–22 вересня 2007 р. В 5 т. – Донецьк : ДонНТУ, 2007. – Т. 3. – С. 191–194.*

171. Поліщук Л. К. Експериментальне дослідження вмонтованого гідроприводу конвеєра з пристроєм керування / Л. К. Поліщук, О. О. Адлер, А. Л. Штурма // *ПГ і П*. – 2009. – № 2 (24). – С. 74–79

172. Поліщук Л. К. Вплив характеристик зміни навантаження на динаміку роботи вмонтованого гідравлічного приводу / Л. К. Поліщук, О. О. Адлер, А. О. Малярчук // *Машинознавство*. – 2009. – № 11. – С. 31–35.

173. Давыдов Б. Л. Статика и динамика машин / Б. Л. Давыдов, Б. А. Скородумов. – М. : Машиностроение, 1967. – 426 с.

174. Расстригин Л. А. Введение в идентификацию объектов управления / Л. А. Расстригин, Н. Е. Моджаров. – М. : Энергия, 1977. – 215 с.

175. Поліщук Л. К. Дослідження динаміки привода конвеєра із змінним навантаженням / Л. К. Поліщук, О. О. Адлер // *Вібрації в техніці та технолог.* – 2009. – № 3(55). – С. 35–38.

176. Поліщук Л. К. Вибір параметрів гідравлічного привода з пристроєм керування / Л. К. Поліщук, О. О. Адлер, М. Салех // *Машинознавство*. – 2010. – № 6 – С. 36–40.

177. Поліщук Л. К. Вмонтований привод з автоматичним вмиканням паралельно встановлених гідродвигунів / Л. К. Поліщук, Є. В. Харченко, О. О. Адлер // *Машинознавство*. – 2009. – № 1. – С. 32–36

178. Искович-Лотоцкий Р. Д. Экспериментальные исследования режимов работы вибромашины с клапанным генератором импульсов тиску / Р. Д. Искович-Лотоцкий, Р. Р. Обертюх, М. Р. Архипчук // *Промислова гідравліка і пневматика*. – 2005. – № 1(7). – С. 83–88.

179. Обертюх Р. Р. Разработка методики проектного расчета и создание новой конструкции вибропресса для прессования металлопошковых заготовок в капсулах при возвратно винтовом движении вибростола : автореф. дис. на соиск. науч. ст. канд. техн. наук : 05.03.05 / Р. Р. Обертюх. – М., 1986. – 313 с.

180. Іскович-Лотоцький Р. Д. Генератори імпульсів тиску для керування гідроімпульсними приводами вібраційних та віброударних технологічних машин : монографія / Р. Д. Іскович-Лотоцький, Р. Р. Обертюх, М. Р. Архипчук. – Вінниця, 2008. – 171 с.

181. Polishchuk L. Mathematical modeling of dynamic processes of control device of hydraulic drive of belt conveyor with variable load / L. Polishchuk, O. Koval // Tehnomus. New Technologies and Products in Machine Manufacturing Technologies. – 2015. – № 1. – P. 141–147.

182. Поліщук Л. К. Аналіз пливу параметрів системи керування на динамічні процеси гідроприводу стрічкового конвеєра / Л. К. Поліщук, О. В. Піонткевич, О. О. Коваль // Промислова гідравліка і пневматика, – 2016. – № 2 (52). – С. 37 – 47.

183. Поліщук Л. К. Дослідження динамічних процесів в системі керування гідроприводу стрічкових конвеєрів із змінними вантажопотоками / Л. К. Поліщук, Є. В. Харченко, О. В. Піонткевич, О. О. Коваль // Восточно-Европейский журнал передовых технологий. Технологии машиностроения. – 2016. – № 2/8(80). – С. 22–29

184. Поліщук Л. К. Система керування гідроприводу стрічкового конвеєра зі змінним навантаженням / Л. К. Поліщук, О. О. Коваль. – Вісник Вінницького політехнічного інституту. – 2015. – № 2 (191). – С. 131–136.

185. Попов Д. Н. Учебник для студентов вузов по специальности «Гидравлические машины, гидроприводы и гидропневмоавтоматика» / Д. Н. Попов. – М. : Машиностроение. 1991. – 384 с.

186. Skjong S. Model-based control designs for offshore hydraulic winch systems / S. Skjong, E. Pedersen // Ocean Engineering. – 2016. – Т. 121. – С. 224–238.

187. Chentouf B. Stability analysis and numerical simulations of a one dimensional open channel hydraulic system / B. Chentouf, N. Smaoui // Applied Mathematics and Computation. – 2018. – Т. 321. – С. 498–511.

188. 1-D dynamic stability analysis of mixed-spectrum supercritical water reactor core / Liu P. [et al.] // Annals of Nuclear Energy. – 2017. – Т. 101. – С. 278–292.

189. Halanay A., Safta C. A., Ursu F., & Ursu I. Stability analysis for a nonlinear model of a hydraulic servomechanism in a servomechanism framework. / Halanay A., Safta C. A., Ursu F., Ursu I. // Nonlinear Analysis : Real World Applications. –2009. – No. 10(2). – P. 1197–1209.

190. Saleh A. I. The Mikhailov Stability Criterion Revisited / A. I. Saleh, M. M. Hasan, N. M. M. Darwish // Journal of Engineering

Sciences, Published by Faculty of Engineering-Assiut University-Egypt. – 2010. – T. 38, № 1. – C. 195–207.

191. Busłowicz M. Stability analysis of linear continuous-time fractional systems of commensurate order / M. Busłowicz // *Journal of Automation Mobile Robotics and Intelligent Systems*. – 2009. – T. 3. – C. 12–17.

192. Lakatos B. G. Stability and dynamics of isothermal CMSMPR crystallizers / B. G. Lakatos, T. J. Sapundzhiev, J. Garside // *Chemical Engineering Science*. – 2007. – T. 62, № 16. – C. 4348–4364.

193. Nonlinear modeling and stability analysis of hydro-turbine governing system with sloping ceiling tailrace tunnel under load disturbance / W. Guo et al. // *Energy Conversion and Management*. – 2015. – T. 106. – C. 127–138.

194. Numerical simulation and rotor dynamic stability analysis on a large hydraulic turbine / R. Z. Gong et al. // *Computers & Fluids*. – 2013. – T. 88. – C. 11–18.

195. Wang L. A hydraulic circuit for single rod cylinders / L. Wang, W. J. Book, J. D. Huggins // *Journal of Dynamic Systems, Measurement, and Control*. – 2012. – T. 134. – № 1. – C. 011019.

196. Experimental investigation into the impact of density wave oscillations on flow boiling system dynamic behavior and stability / L. E. O'Neill et al. // *International Journal of Heat and Mass Transfer*. – 2018. – T. 120. – C. 144–166.

197. Chang S., Meng Q., Liang Y. Experimental study of hydraulic stability for variable water volume air conditioning System / S. Chang, Q. Meng, Y. Liang // *Procedia Engineering*. – 2017. – T. 205. – C. 1072–1078.

198. Polishchuk L. K. Dynamics of adaptive drive of mobile machine belt conveyor / L. K. Polishchuk, O. V. Piontkevych // In *22nd International Scientific Conference «MECHANIKA 2017»*, 19 May 2017. – Kaunas : University of Technology, 2017. – P. 307–311.

199. Исследование сложных непрерывно-дискретных систем / К. Я. Кухта, А. Г. Бойко, И. З. Гармаш и др. – Киев : Наукова думка, 1981. – 154 с.

200. Kharchenko Ye. The finite element of rod which performs longitudinal oscillations in immovable coordinate system / Ye. Kharchenko // *International Conference on Modeling & Simulation: Proceedings*. – Lviv (Ukraine) : Lviv Polytechnic National University, 2001. – P. 248–249.

201. Аллюшин Ю. А. Механика твердого тела и переменных Лагранжа : учебное пособие для вузов / Ю. А. Аллюшин. – М. : Машиностроение, 2012. – 192 с.
202. Зенкевич О. Конечные элементы и аппроксимация / О. Зенкевич, К. Морган. – М. : Мир, 1986. – 318 с.
203. Поліщук Л. К. Вибір раціональної схеми приводу конвеєра за критеріальними оцінками / Л. К. Поліщук, Р. П. Коцюбівський, С. А. Барабанов // Збірник наукових праць ВНАУ. Серія: Технічні науки. – 2012. – № 10(59). – С. 149–154
204. Поліщук Л. К. Вмонтовані гідравлічні приводи конвеєрів з гнучким тяговим органом, чутливі до зміни навантаження : монографія / Л. К. Поліщук, О. О. Адлер. – Вінниця : ВНТУ, 2010. – 184 с.
205. Башта Т. М. Машиностроительная гидравлика / Т. М. Башта. – М. : Машиностроение, 1979. – 672 с.
206. Тищенко Н. М. Введение в проектирование систем управления / Н. М. Тищенко. – [2-е изд. перераб. и доп.]. – М. : Энергоатомиздат, 1986. – 248 с.
207. Пат. 34120 України, МПК<sup>8</sup> В65G 23/00. Мотор-барабан / Поліщук Л. К., Адлер О. О., Федчишин В. В. заявник та патентовласник Вінницький нац. техн. університет. – № u 200803594 ; заявл. 21.03.2008 ; опубл. 25.07.2008, Бюл. № 14
208. Пат. 36107 України, МПК<sup>8</sup> В65G 23/00 Керований гідравлічний мотор-барабан / Поліщук Л. К., Харченко Є. В., Адлер О. О., Мамчур А. С., заявник та патентовласник Вінницький нац. техн. університет. – № u 200806894 ; заявл. 19.05.2008 ; опубл. 10.10.2008, Бюл. № 19.
209. Поліщук Л. К. Вмонтований гідравлічний привід приймально-го конвеєра буртоукладника / Л. К. Поліщук, О. О. Адлер, О. О. Коваль // Вісник Харківського національного технічного університету сільського господарства ім. Петра Василенка. – Харків, 2015. – Вип. 156. – С. 375–384.
210. Пат. 107491 України, МПК<sup>8</sup> В65G 23/00. Керований гідравлічний мотор-барабан / Поліщук Л. К., Коваль О. О., заявник та патентовласник Вінницький нац. техн. університет. – № u 201601464 ; заявл. 18.02.2016 ; опубл. 10.08.2016, Бюл. № 15.
211. Пат. 109082 України, МПК<sup>8</sup> В65G 23/00. Керований гідравлічний мотор-барабан / Поліщук Л. К., Коваль О. О., заявник та патентовласник Вінницький нац. техн. університет. – № u 201512091 ; заявл. 01.12.2015 ; опубл. 10.06.2016, Бюл. № 11.

212. Пат. 68816 України, МПК<sup>8</sup> В65G 23/00. Керований гідравлічний мотор-барабан / Поліщук Л. К., Обертюх Р. Р., Харченко Є. В., Адлер О. О., Кислиця Д. В., заявник та патентовласник Вінницький нац. техн. університет. – № у 201111872 ; заявл. 10.10.2011 ; опубл. 10.04.2012, Бюл. № 7.

213. Пат. 24968 України, МПК<sup>8</sup> В65G 23/00. Мотор-барабан / Поліщук Л. К., Іскович-Лотоцький Р. Д., Харченко Є. В., Адлер О. О., Коцюбівський Р. П., заявник та патентовласник Вінницький нац. техн. університет. – № у 20701202 ; заявл. 05.02.2007 ; опубл. 25.07.2007, Бюл. № 11.

214. Поліщук Л. К. Гідрофікація приводу транспортера стріли буртоукладальної машини / Л. К. Поліщук, Р. Д. Іскович-Лотоцький, Р. П. Коцюбівський // ПГ і П. – 2007. – № 4(18). – С. 106–108.

215. Поліщук Л. К. Гідравлічний мотор-барабан стрічкового конвеєра стріли відвалоутворювача / Л. К. Поліщук, О. О. Адлер // Промислова гідравліка і пневматика. – 2007. – № 2(16). – С. 61–64.

216. Пат. 97816 України, МПК<sup>8</sup> В65G 23/00. Мотор-барабан / Поліщук Л. К., Кухар І. В., Коваль О. О., заявник та патентовласник Вінницький нац. техн. університет. – № у 201410287 ; заявл. 19.09.2014 ; опубл. 10.04.2015, Бюл. № 7.

217. Пат. 105601 України, МПК<sup>8</sup> В65G 23/00. Мотор-барабан / Поліщук Л. К., Коваль О. О., Бичик І. А., заявник та патентовласник Вінницький нац. техн. університет. – № у 201509506 ; заявл. 02.10.2015 ; опубл. 25.03.2015, Бюл. № 6.

218. Пат.57045 України, МПК<sup>8</sup> В65G 23/00. Керований гідравлічний мотор-барабан / Поліщук Л. К., Адлер О. О., Колот О. В., Кислиця Д. В., заявник та патентовласник Вінницький нац. техн. університет. – № у 201008382 ; заявл. 05.07.2010 ; опубл. 10.02.2011, Бюл. № 3.

219. Привід транспортера для видалення стружки з токарного верстата / Л. К. Поліщук, Д. В. Кислиця, Д. В. Бурденюк, Я. Г. Гуровський // Промислова гідравліка і пневматика. – 2011. – № 3(33). – С. 108–110.

220. Боярко І. М. Інвестиційний аналіз : навчальний посібник / І. М. Боярко, Л. Л. Гриценко. – К. : Центр учбової літератури, 2011. – 400 с.

221. Інвестування : підручник / В. М. Гриньова, В. О. Коюда, Т. І. Лепейко, О. П. Коюда. – К. : Знання, 2012. – 458 с.

222. Дука А. П. Теорія та практика інвестиційної діяльності. Інвестування : навчальний посібник / А. П. Дука. – К. : Каравела, 2012. – 432 с.



223. Майорова Т. В. Інвестиційна діяльність : підручник / Т. В. Майорова. – К. : Центр учбової літератури, 2014. – 472 с.
224. Гайко Г. І. Історія гірництва : підручник / Г. І. Гайко. – Київ ; Алчевськ : Києво-Могилянська академія, «ЛАДО» ДонДТУ, 2013. – 542 с.
225. Білецький В. С. Мала гірнича енциклопедія / В. С. Білецький. – Донецьк : Донбас, 2004.
226. Gavin W. T. Monetary policy, taxes, and the business cycle / W. T. Gavin, F. E. Kydland, M. R. Pакко // *Journal of Monetary Economics*. – 2007. – № 54, Issue 6. – P. 1587–1611.
227. Моссаковский Я. В. Экономическая оценка инвестиций в горной промышленности : учебник / Я. В. Моссаковский. – М. : МГГУ, 2004. – 323 с.
228. Моссаковский Я. В. Оценка экономической эффективности внедрения новой техники на горнодобывающих предприятиях : уч. пос. / Я. В. Моссаковский, И. М. Богданова, Я. И. Лозовская. – 3-е изд. – М. : МГГУ, 2002. – 150 с.
229. Моссаковский Я. В. Экономика горной промышленности : учебник / Я. В. Моссаковский. – М. : МГУ, 2004. – 525 с.
230. Monterisi A. Regional innovation strategies: the Apulian experience and the role of ARTI / A. Monterisi. – Brussels, 2009. – 18 p. – Available at: [http://www.arti.puglia.it/fileadmin/user\\_files/download/OD\\_Puglia\\_7oct09\\_ilo.pdf](http://www.arti.puglia.it/fileadmin/user_files/download/OD_Puglia_7oct09_ilo.pdf).
231. Atkinson R. D. Innovation economics: the race for global advantage / R. D. Atkinson, S. J. Ezell. – Yale University Press, New Haven and London, 2012. – 262 p.
232. Sachs J. Fundamental Sources of Long Run Growth / J. Sachs, A. Warner // *The American Economic Review*. – 2007. – № 87, Issue 2. – P. 184–188.
233. Поліщук Л. К. Конкурентні переваги вмонтованих приводів конвеєрів підіймально-транспортувальних машин / Л. К. Поліщук, О. О. Адлер, О. О. Коваль // Дванадцятий міжнародний симпозиум українських інженерів-механіків у Львові : тези доповідей. – Львів : Кінпатрі ЛТД, 2015. – С. 186–187.
234. Поліщук Л. К. Аналіз економічної ефективності впровадження нового обладнання на кар'єрах відкритого видобування корисних копалин / Л. К. Поліщук, О. О. Адлер // *Восточно-Европейский журнал передовых технологий. Технологии машиностроения*. – 2015. – № 5/1 (77). – С. 5–11.

*Наукове видання*

**Поліщук Леонід Клавдійович**

**ДИНАМІКА ВМОНТОВАНОГО ГІДРОПРИВОДУ  
КОНВЕЄРІВ МОБІЛЬНИХ МАШИН**

Монографія

Редактор С. Малішевська

Оригінал-макет підготовлено Л. Поліщуком

Підписано до друку 00.10.2018 р.

Формат 29,7×42¼. Папір офсетний.

Гарнітура Times New Roman.

Друк різнографічний. Ум. др. арк. 10,63.

Наклад 300 (1-й запуск 1–75) пр. Зам № В2018-16

Вінницький національний технічний університет,

ІРВЦ ВНТУ,

21021, м. Вінниця, Хмельницьке шосе, 95,

ВНТУ, ГНК, к. 114.

Тел. (0432) 65-18-06.

**press.vntu.edu.ua**; *email*: kivc.vntu@gmail.com.

Свідоцтво суб'єкта видавничої справи

серія ДК № 3516 від 01.07.2009 р.

Віддруковано ФОП Барановська Т. П.

21021, м. Вінниця, вул. Порика, 7.

Свідоцтво суб'єкта видавничої справи

серія ДК № 4377 від 31.07.2012 р.