

Вінницький національний технічний університет
Міністерства освіти і науки України

Національний університет «Львівська політехніка»
Міністерства освіти і науки України

Кваліфікаційна наукова
праця на правах рукопису

Поліщук Леонід Клавдійович

УДК 534-16:62.236

ДИСЕРТАЦІЯ
ДИНАМІКА ПРИВІДНИХ СИСТЕМ І СТІЛОВИХ КОНСТРУКЦІЙ
СТРІЧКОВИХ КОНВЕЄРІВ МОБІЛЬНИХ МАШИН

Спеціальність 05.02.09 – Динаміка та міцність машин

Машинознавство

Подається на здобуття наукового ступеня доктора технічних наук

Дисертація містить результати власних досліджень. Використання ідей, результатів і текстів інших авторів мають посилання на відповідне джерело

_____ Л. К. Поліщук

Науковий консультант

Харченко Євген Валентинович,

доктор технічних наук, професор.

Львів – 2016

З М І С Т

ВСТУП	6
РОЗДІЛ 1 СУЧАСНИЙ СТАН ПРОБЛЕМИ ДИНАМІКИ ТА МІЦНОСТІ	
КОНВЕЄРІВ	15
1.1 Аналіз сучасних тенденції розвитку підіймально-транспортного обладнання з конвеєрами, улаштованими на стрілових конструкціях.....	15
1.2 Аналіз існуючих конструкцій стрічкових конвеєрів.....	31
1.3 Розвиток методів розрахунку динамічних процесів у привідних системах конвеєрів.....	44
1.4 Методи аналізу динамічних явищ у несучих конструкціях конвеєрів.....	59
1.5 Вплив тривалої експлуатації на деградацію матеріалів, залишкову міцність і ресурс несівних конструкцій	65
1.6 Постановка задач досліджень	79
РОЗДІЛ 2 ОБГРУНТУВАННЯ НАПРЯМУ ДОСЛІДЖЕННЯ ТА МЕТОДІВ	
РОЗВ'ЯЗАННЯ ЗАДАЧ ДИНАМІКИ ПРИВІДНИХ СИСТЕМ І СТІЛОВИХ	
КОНСТРУКЦІЙ.....	
2.1 Обґрунтування схеми і типу приводу конвеєра.....	83
2.2 Методи і задачі дослідження динаміки привідних систем і тягових органів конвеєрів.....	91
2.3 Методика проведення експериментальних досліджень гідравлічного вмонтованого приводу, чутливого до зміни навантаження.....	107
2.3.1 Завдання експериментальних досліджень	107
2.3.2 Розробка методики проведення експериментальних досліджень.....	110
2.3.3 Принципова схема експериментального стенду для досліджень вмонтованого гідравлічного приводу конвеєра, чутливого до зміни навантаження	113
2.3.4 Вимірювальна і реєструвальна апаратура для проведення експериментальних досліджень.....	117
2.4 Методи і задачі дослідження динаміки стрілових конструкцій конвеєрів	127

2.5 Методи дослідження впливу динамічних навантажень і деградації матеріалу на залишкову міцність та довговічність стрілових конструкцій.....	131
2.6 Висновки до другого розділу	138
РОЗДІЛ 3 ДИНАМІЧНІ ПРОЦЕСИ У ПРИВІДНИХ СИСТЕМАХ	
КОНВЕЄРІВ МОБІЛЬНИХ МАШИН	140
3.1 Математична модель вмонтованого гідроприводу з пусковим пристроєм	140
3.2 Теоретичні та експериментальні дослідження динаміки гідроприводу, чутливого до зміни навантаження.....	150
3.2.1 Конструктивна схема вмонтованого гідравлічного приводу конвеєра, чутливого до зміни навантаження.....	150
3.2.2 Математична модель гідравлічного вмонтованого приводу конвеєра, чутливого до зміни навантаження	154
3.2.3 Теоретичні дослідження вмонтованого гідравлічного приводу конвеєра, чутливого до зміни навантаження.....	163
3.2.4 Експериментальні дослідження перехідних режимів роботи приводу	167
3.3 Математична модель удосконаленої системи керування гідроприводу, чутливого до зміни навантаження.....	181
3.4 Аналіз впливу параметрів системи керування на динамічні процеси у гідроприводі.....	190
3.5. Дослідження впливу пружно-інерційних характеристик механічної системи стрічкового конвеєра на динамічні процеси у гідроприводі	201
3.6 Розрахунок перехідних процесів у стрічковому конвеєрі з урахуванням рухомості меж транспортувального органу	211
3.7. Висновки до третього розділу.....	221
РОЗДІЛ 4 ДИНАМІЧНІ ПРОЦЕСИ У СТІЛОВИХ КОНСТРУКЦІЯХ	
КОНВЕЄРІВ МОБІЛЬНИХ МАШИН	223
4.1 Модальний аналіз суцільної багатопрогонової стріли відвалоутворювача	223
4.2 Аналіз вільних коливань механічної системи стріли відвалоутворювача з шарнірно з'єднаними жорсткими секціями	233
4.3 Розрахунок вільних коливань системи шарнірно зчленованих балок	

Тимошенка з податливими секціями.....	245
4.4 Дослідження вимушених коливань стріли підйимально-транспортної машини з улаштованим на ній конвеєром.....	254
4.4.1 Визначення динамічних навантажень металоконструкції стріли.....	254
4.4.2 Вимушені поперечні коливання механічної системи стріли.....	259
4.5 Висновки до четвертого розділу.....	266
РОЗДІЛ 5 ВПЛИВ ДИНАМІЧНИХ НАВАНТАЖЕНЬ НА ЗАЛИШКОВУ МІЦНІСТЬ І РЕСУРС СТІЛОВОЇ КОНСТРУКЦІЇ КОНВЕЄРА	268
5.1 Оцінювання експлуатаційної деградації профільної сталі стріли буртоукладника	268
5.2 Зміна механічних властивостей та корозійне розтріскування під напруженням матеріалу металоконструкції стріли буртоукладника	282
5.3 Корозійно-циклічна тріщиностійкість сталі стріли буртоукладника	288
5.4 Прогнозування розвитку тріщиноподібних дефектів у профільних елементах стріли буртоукладника.....	294
5.5 Висновки до п'ятого розділу.....	310
РОЗДІЛ 6 ПРАКТИЧНІ РЕКОМЕНДАЦІЇ І ТЕХНІЧНІ РІШЕННЯ ЩОДО ПРОЕКТУВАННЯ І ЕКСПЛУАТАЦІЇ КОНВЕЄРІВ МОБІЛЬНИХ МАШИН ...	313
6.1 Обґрунтування раціональної схеми привідної системи конвеєра і розміщення його елементів	313
6.2 Структурно-функціональний аналіз конструкцій вмонтованих приводів	319
6.3 Конструкції вмонтованих приводів та елементів конвеєрів з покращеними техніко-економічними показниками	330
6.4 Конкурентоспроможність вмонтованих приводів стрічкових конвеєрів.....	365
6.5 Висновки до шостого розділу	378
ВИСНОВКИ	380
СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ	385
ДОДАТКИ.....	435
Додаток А. Акти впровадження результатів дисертаційної роботи	436
Додаток Б. Розрахунок економічного ефекту від впровадження	

вмонтованого гідравлічного приводу в технологічній лінії подрібнення щебеню	441
Додаток В. Розрахунок конструктивних параметрів стріли відвалоутворювача	450
Додаток Г. Програма розрахунку перехідних процесів для конвеєра з електромеханічним приводом в програмному пакеті MATCAD	459
Додаток Д. Програма розрахунку перехідних процесів для конвеєра з гідравлічним вмонтованим приводом в програмному пакеті MATCAD	463
Додаток Е. Програма досліджень на ПК гідравлічного вмонтованого приводу, чутливого до зміни навантаження з пристроєм керування в програмному пакеті MATLAB13.....	466
Додаток Є. Програма для дослідження математичної моделі гідроприводу конвеєра з транспортувальною частиною та системою керування за допомогою MATLAB.....	474
Додаток Ж. Програма визначення частот і форм вільних коливань суцільної багатопрогонової стріли відвалоутворювача на ПК.....	486
Додаток К. Програма для аналізу вільних коливань механічної системи стріли з жорсткими шарнірно з'єднаними секціями	509
Додаток Л. Програма розрахунку частот і форм вільних коливань стріли з податливими шарнірно зчленованими секціями	512
Додаток М. Програма розрахунку вимушених коливань стріли буртоукладника	527
Додаток Н. Порівняльний аналіз геометричних розмірів механічних передач....	535

Вступ

Для забезпечення високої продуктивності праці в кар'єрах відкритого видобування корисних копалин, на переробних виробництвах (цукрових заводах тощо) застосовують комплекси мобільних машин, що оснащені стріловими конструкціями з улаштованими на них стрічковими конвеєрами, що здійснюють потокове транспортування вантажів. Спільним для цих комплексів є наявність підйимально-транспортувальних машин (ПТМ), оснащених стріловою конструкцією, яка утримується під заданим кутом за допомогою відтяжок, закріплених на вантовій опорі. На стрілі улаштовано стрічковий конвеєр, який здійснює транспортування вантажу. Ефективність роботи комплексу визначається продуктивністю, радіусом і висотою дії машини, що відвантажує продукцію у відвали чи бурти. Довжини стріл сягають від кількох десятків до двохсот метрів.

Вантажопотоки, що надходять на стрічки конвеєрів відвалоутворювача, буртоукладника, коренезбиральної машини тощо, характеризуються великою нерівномірністю. 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.

Транспортування нерівномірно розподіленого на стрічці вантажу супроводжується дією змінних у часі інерційних навантажень на стрілову конструкцію, що спричиняє виникнення вимушених коливань стріли. Змінні напруження, які при цьому виникають, разом із агресивним середовищем сприяють передчасному корозійному руйнуванню стрілових конструкцій. За таких умов важливого значення набувають питання надійності, зокрема, довговічності машин, що входять в технологічний комплекс. Вихід з ладу будь-якого агрегату чи несівної конструкції викликає простоювання всього комплексу, що призводить до значних втрат на виробництві.

Розв'язання цієї проблеми за рахунок збільшення запасу міцності призводить до збільшення початкової вартості машини, а отримані при цьому її масо-інерційні параметри виявляються необґрунтовано завищеними.

Отже, підвищення ефективності функціонування стрічкових конвеєрів мобільних машин на основі удосконалення методів дослідження динамічних явищ, реалізації комплексного підходу до розрахунку динамічних процесів у привідних системах та стрілових конструкціях, встановлення закономірностей взаємовпливу механічних коливань у зазначених елементах машин, 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.

Зв'язок роботи з науковими програмами, планами, темами.

Дисертаційна робота виконувалась відповідно до наукової тематики кафедри галузевого машинобудування (ГМ) Вінницького національного технічного університету (ВНТУ). Здобувач був відповідальним виконавцем держбюджетної науково-дослідної теми №19–Д–366 (номер держ. реєстрації 0114U003738) «Розроблення моделей і методів аналізу динамічних процесів у привідних системах конвеєрів» та науковим керівником госпдоговірних тем №1923 (номер держ. реєстрації 0107U011589) «Розробка методики розрахунку приводів стрічкових конвеєрів з різними режимами навантаження», №1927 (номер держ. реєстрації 0112U008354) «Розробка методики визначення динамічних характеристик та параметрів міцності елементів механічної системи конвеєра технологічної лінії подрібнення щебеню», №1928 (номер держ. реєстрації 0115U000973) «Розробка технічної документації на експериментальні зразки гідравлічних приводних пристроїв для робочих ланок різальної та конвеєрної частин машини холодного фрезерування асфальтного дорожнього покриття».

Мета і завдання досліджень. Метою роботи є підвищення ефективності функціонування стрічкових конвеєрів мобільних машин на

основі комплексного вивчення динамічних процесів у привідних системах і стрілових конструкціях та прогнозування залишкового ресурсу елементів тривалої експлуатації.

Для досягнення поставленої мети необхідно розв'язати такі задачі:

1. Розробити метод аналізу динамічних процесів у вмонтованому гідравлічному приводі конвеєра, чутливому до зміни навантаження, з пристроєм керування вмиканням та вимиканням додаткового гідромотора, в залежності від крутного моменту.

2. Розробити метод аналізу нестационарних режимів роботи гідропривідного агрегату стрічкового конвеєра з основним і додатковим гідромоторами та системою керування, чутливою до зміни навантаження, яка забезпечує вмикання або вимикання додаткового гідромотора за умови сталості споживаної потужності.

3. Побудувати математичні моделі динамічних процесів у синтезованому пусковому пристрої та в системі керування вмонтованого гідроприводу з паралельно встановленими гідромоторами і проведення аналізу впливу параметрів системи керування та режиму навантаження рушійного барабана на перебіг перехідних процесів в приводі стрічкового конвеєра.

4. Провести експериментальні дослідження динамічних процесів у вмонтованому гідроприводі з пристроєм керування і перевірка коректності розробленої математичної моделі та прийнятих припущень.

5. Розробити метод розрахунку перехідних процесів в машинах неперервного транспорту з урахуванням рухомості меж віток стрічки та впливу хвильових явищ у довгомірних елементах конвеєра на динамічні зусилля у механічній системі.

6. Побудувати узагальнені математичні моделі і алгоритми визначення власних частот і форм коливань стрілової конструкції з жорсткими та податливими секціями.

7. Опрацювати метод дослідження вимушених коливань несівної системи конвеєра та визначити динамічні напруження в елементах стріли з урахуванням взаємодії звантаженої стрічки з роликowymi опорами.

8. Визначити вплив умов тривалої експлуатації стріли буртоукладника на зміну механічних властивостей та швидкість тріщиноутворення матеріалу конструкцій.

9. Дослідити сумісну дію динамічних навантажень та корозійного середовища на тріщиноутворення в матеріалі конструкції стріли буртоукладника та визначити характеристичні розміри тріщин різної форми для оцінки залишкового ресурсу.

10. Обґрунтувати напрямки створення компактних і ефективних у експлуатації конструкцій вмонтованих приводів стрічкових конвеєрів, а також технічне рішення, спрямоване на підвищення довговічності опорних вузлів стрілових конструкцій; оцінити конкурентоспроможність пропонуваніх конструкцій приводів конвеєрів.

Об'єкт дослідження – динамічні процеси в привідних системах і стрілових конструкціях конвеєрів мобільних машин.

Предмет дослідження – методи аналізу динамічних процесів у привідних системах і стрілових конструкціях конвеєрів мобільних машин та оцінка впливу коливальних явищ на залишковий ресурс несівних систем.

Методи досліджень. Дослідження динамічних процесів у гідравлічному вмонтованому приводі стрічкового конвеєра з системами керування та у підвісних стрілових конструкціях виконані із застосуванням математичного та фізичного моделювання. Керовані гідроприводи розглядали як нелінійні механічні системи зі скінченним числом ступенів свободи. Математичне моделювання стрілових конструкцій проведено із застосуванням методів динаміки механічних систем з розподіленими параметрами. Використано технічну теорію згину та неklasичну теорію балок С. Тимошенка. Комп'ютерні розрахунки вільних і вимушених коливань багатопрогонових конструкцій виконано матричним методом

початкових параметрів. Характеристики динамічних процесів під час експериментальних досліджень визначали методом тензометрування. Результати вимірювань реєстрували за допомогою шлейфового осцилографа. Похибки вимірювань оцінювали методами математичної статистики. Механічні характеристики, тріщиностійкість та опір корозійному розтріскуванню зразків матеріалу стріли визначали механічними випробуваннями на повітрі та в корозійному середовищі, а механізми руйнування – електронно-фрактографічними дослідженнями.

Наукова новизна одержаних результатів.

1. Вперше розроблено та науково обґрунтовано математичну модель нестационарних режимів роботи гідропривідного агрегату стрічкового конвеєра з основним і додатковим гідромоторами та системою керування, чутливою до зміни навантаження, що дає можливість на етапі проектування узгоджувати параметри системи керування з пружно-інерційними характеристиками транспортувального органу з урахуванням особливостей перехідних режимів роботи гідроприводу.

2. Удосконалено метод розрахунку перехідних процесів у стрічкових конвеєрах з урахуванням рухомості меж довгомірних віток транспортувального органу та хвильових явищ у цих вітках, що дало можливість значно підвищити точність визначення зусиль у стрічці.

3. Вперше розроблено та науково обґрунтовано математичну модель вимушених коливань стрілової конструкції, що встановлена на вантовій підвісці, з урахуванням механічної взаємодії стрічки конвеєра з нерівномірно розподіленим по довжині вантажем і опорних роликів, яка дає можливість встановлювати закономірності зміни динамічних навантажень опорних роликів і стріли в залежності від характеру розподілу вантажу і швидкості руху стрічки.

4. Поглиблено наукові основи розрахунку власних і гармонічних вимушених коливань багатосекційних стрілових конструкцій, встановлених на вантових підвісках, за рахунок узагальнення математичних моделей на

випадки суцільної та шарнірно зчленованої конструкції, наявності та відсутності пружних зв'язків у шарнірних з'єднаннях, рівномірного та нерівномірного розподілу маси по довжині секцій, сталої та змінної згинної жорсткості секцій по довжині, урахування згинних та згинно-зсувних деформацій секцій.

5. Вперше науково обґрунтовано істотний вплив параметрів режиму навантаження та умов тривалої експлуатації несівної конструкції стріли буртоукладника на механічні характеристики матеріалу, тріщиноутворення та залишковий ресурс.

Практичне значення одержаних результатів. Запропоновані методи аналізу динамічних процесів забезпечують суттєве підвищення точності визначення навантажень і внутрішніх сил в елементах стрічкового конвеєра та рівнів вібрацій його несівної стрілової конструкції і дають можливість виявляти автоколивальні явища, зумовлені взаємодією гідроприводної та механічної підсистем і усувати резонансні коливання несівної конструкції мобільної машини; прогнозувати залишковий ресурс за синергетичного впливу діючих напружень і агресивного середовища.

Одержані в дисертації результати дають можливість реалізовувати раціональні режими пуску і усталеного руху привідних систем стрічкових конвеєрів, забезпечувати безупинну роботу машин за значної зміни навантаження транспортувального органу, визначати раціональні інерційні та жорсткісні характеристики конвеєрів, діагностувати технічний стан та визначати залишковий ресурс елементів привідних систем і стрілових конструкцій.

На основі проведених досліджень запропоновано нові технічні рішення вмонтованих приводів стрічкових конвеєрів з пусковими пристроями, а також з пристроями та системами керування вмиканням додаткового гідромотора, встановленого паралельно до основного, з метою оптимізації тривалості пуску та підвищення продуктивності роботи конвеєра.

Результати наукових досліджень у вигляді конструкторської документації на нові конструкції та розроблених методик впроваджені на ПрАТ «Калинівський машзавод», ПрАТ «Стрижавський кар'єр», ВАТ «Гніванський кар'єр». Результати роботи та експериментальна установка використовуються в навчальному процесі у Вінницькому національному технічному університеті.

Особистий внесок здобувача. Здобувачем запропоновано нові схеми вмонтованих приводів, створені пристрої та системи керування режимами роботи приводу, знайдені їх параметри, спроектована гідроапаратура та створені зразки гідроприводів сучасних мобільних машин. У спільних роботах здобувачу належать постановка задач досліджень, математичне моделювання динамічних процесів механічної системи, аналіз отриманих результатів.

Здобувач брав безпосередню участь в експериментальних дослідженнях, розробці конструкторської документації на вмонтовані приводи та промислового впроваджені результатів роботи. Постановка задач досліджень, формування проблеми, відпрацювання змісту роботи виконані разом з науковим консультантом.

Апробація результатів дисертації. Основні результати роботи доповідалися та обговорювалися на науково-технічних конференціях: «2-й, 7-й–10-й, 12-й Міжнародний симпозіум українських інженерів-механіків у Львові» (м. Львів, 1995р., 2005 р., 2007 р., 2009 р., 2011 р., 2015 р.), «Современные проблемы машиностроения и технический прогресс» (м. Донецьк, 1996 р.), «Прогресивні матеріали, технології та обладнання в машино- та приладобудуванні» (м. Тернопіль, 2000 р.), «Современные материалы технологии, оборудование и инструмент в машиностроении» (м. Київ, 2000 р.), «Гидроаеромеханика в инженерной практике» (м. Харків, 2001 р.), «Застосування теорії пластичності в сучасних технологіях обробки тиском» (м. Вінниця, 2001 р.), «Прогресивна техніка і технологія - 2001» (м. Севастополь, 2001 р.) «XI, XIII, XIV международная научно -

техническая конференция в г. Севастополь» (м. Севастополь, 2005 р., 2006р., 2007 р.), Міжнародна науково-технічна конференція «Вібрації в техніці та технологіях» (м. Полтава, 2005 р, м. Вінниця 2009 р., 2011 р., м. Харків 2013р.), «1-а, 5-а Міжнародна конференція «Теорія та практика раціонального проектування, виготовлення та експлуатації машинобудівних конструкцій» (м. Львів, 2008 р., 2016 р.), «Промислова гідравліка і пневматика» (м. Чернігів, 2012 р.), «Облік, контроль та аналіз на підприємствах АПК: стан та перспективи розвитку» (м. Вінниця, 2012 р.), «Современные направления теоретических и прикладных исследований 2012» (м. Одеса, 2012 р.), «Современные проблемы и пути их решения в науке, транспорте, производстве и образовании» (м. Одеса, 2012 р.), III Міжнародна науково-технічна конференція «Земля України – потенціал енергетичної та екологічної безпеки держави» (м. Вінниця, 2012 р.), «Сучасні вібраційні технології, машини, обладнання та динамічні процеси в них» (м. Вінниця, 2013 р.), «New technologies and products in machine manufacturing technologies» (м. Сучава, Румунія, 2013р., 2015р.), «Гідро- та пневмоприводи машин – сучасні досягнення та застосування» (м. Вінниця, 2014 р.), «Гідроаеромеханіка в інженерній практиці» (м. Київ, 2015 р., 2016 р.), «Комплексне забезпечення якості технологічних процесів та систем» (м. Чернігів, 2015 р., 2016р.); науково-технічних конференціях професорсько-викладацького складу, співробітників та студентів ВНТУ з участю працівників науково-дослідних організацій та інженерно-технічних працівників підприємств м. Вінниці та області» (1995 –2016 р.р.). У повному обсязі дисертація доповідалась і отримала схвалення на розширеному науковому семінарі кафедри «Галузеве машинобудування» 14 грудня 2016 року

Публікації. За матеріалами дисертації опубліковано 59 наукових праць, зокрема: 1 монографія; 28 статей у наукових фахових виданнях України, 6 з них у виданнях, що реферуються наукометричними базами; 3 статі у закордонних наукових виданнях; 14 патентів на винаходи і корисні

моделі; 13 тез доповідей у збірниках міжнародних конференцій. З них 3 роботи опубліковано одноосібно.

Структура та обсяг дисертації. Дисертаційна робота складається з вступу, 6 розділів основної частини, висновків, списку використаних джерел та додатків. Загальний обсяг роботи становить 434 сторінок, у тому числі 311 сторінок основного тексту, з них 157 ілюстрацій по тексту, 74 ілюстрацій і таблиць на окремих сторінках, 27 таблиць по тексту, 454 найменувань списку використаних джерел на 49 сторінках, 12 додатків.

РОЗДІЛ 1 СУЧАСНИЙ СТАН ПРОБЛЕМИ ДИНАМІКИ ТА МІЦНОСТІ КОНВЕЄРІВ

1.1 Аналіз сучасних тенденції розвитку підіймально-транспортного обладнання з конвеєрами, улаштованими на стрілових конструкціях

Відкритим способом у країнах Європи, зокрема, в Україні, ФРН, Польщі, Росії, Чехії та в інших країнах світу (США, Австралії, Канаді, КНР) добувається близько 60% металевих руд, 85% неметалевих руд, 100% нерудних корисних копалин і 35% вугілля.

Перспективи розроблення родовищ корисних копалин пов'язані з максимальною механізацією та автоматизацією всіх виробничих процесів, безлюдною виїмкою, комплексною утилізацією всіх мінеральних компонентів тощо.

При отриманні рваного і подрібненого каменю розробку масивних порід проводять у відкритих кар'єрах буро-вибуховим способом, коли від масиву відділяються глиби, які піддають подальшому подрібненню до заданих розмірів. Подрібнення здійснюють в одну або декілька стадій на щоккових, конусних дробарках або дробарках ударної дії із сортуванням на фракції, наприклад, для щебеню 5...20, 20...40, 40...70 мм тощо. Форма щебеню залежить від особливостей дробарок, структури та текстури гірської породи. Так, вміст плоских (пластинчастих) шматків під час подрібнення крупнозернистих порід може бути вдвічі меншим, ніж за подрібнення дрібнозернистих та скловидних. Під час подрібнення на дробарках ударної дії збільшується вихід зернин, близьких до кубічної форми. Для покращення властивостей кам'яних матеріалів їх очищують від забруднення, збагачують більш міцними зернами з поліпшеною формою та поверхнею.

Для переміщення порід у відвал застосовують одноковшеві чи багатоковшеві екскаватори, відвальні плуги, бульдозери та конвеєрні відвалоутворювачі.

У технологічних процесах видобування корисних копалин відкритим способом важливе місце займають відвалоутворювачі [1,2]. Від їх продуктивності і довжини відвальної консолі (стріли) значно залежить ефективність освоєння родовища.

Відвалоутворювачі використовуються для укладання розкривних порід (або корисних копалин) у відвал. Як правило, відвалоутворювач є частиною конвеєрного комплексу на гусеничному, рейковому, крокуючому або крокуючо-рейковому ході з приймальною і похилою відвальними консолями. За здатністю повороту відвальної і приймальної консолей вони розділяються на повноповоротні, частково поворотні і неповоротні.

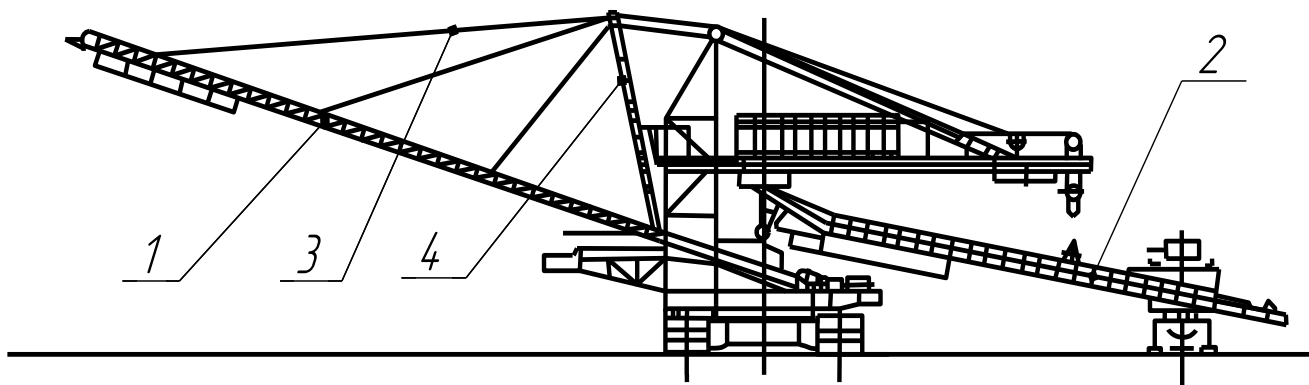
Відвалоутворення транспортованого вантажу конвеєром, що улаштований на стрілі, виконується на конус або віялом.

Розглянемо особливості основних конструктивних схем відвалоутворювачів, що виготовляються вітчизняними та зарубіжними підприємствами.

На рис. 1.1 зображена конструктивна схема (а) та зовнішній вигляд (б) відвалоутворювача ОГ-7000/85 виробництва Новокраматорського машинобудівного заводу (НКМЗ) [3].

Він складається з відвальної 1 і приймальної 2 консолі, які шарнірно закріплені до поворотної платформи. Відвальна консоль, що є зварною суцільною стріловою конструкцією, кріпиться за допомогою трьох відтяжок 3 (канатів) до пілона 4 і утримуються ними в заданому положенні. Приймальна консоль під час роботи опирається на опорний візок, який зв'язаний з перевантажувальним візком відвального конвеєра. Машина може повертатися відносно обертової консолі на кут $\pm 90^\circ$. Переміщується відвалоутворювач за допомогою гусениць.

В табл. 1.1 подана технічна характеристика відвалоутворювача ОГ-8000/85. На рис. 1.2 зображена конструктивна схема відвалоутворювача крокуючого ЗД 2500 виробництва фірми PRODECO (Чехія) [4], який призначений для прийому та транспортування на зовнішні або внутрішні відвали м'яких розкривних порід, добутих роторним екскаватором на відкритих розробках корисних копалин,



a



б

Рисунок 1.1 – Відвалоутворювач ОГ-7000/85

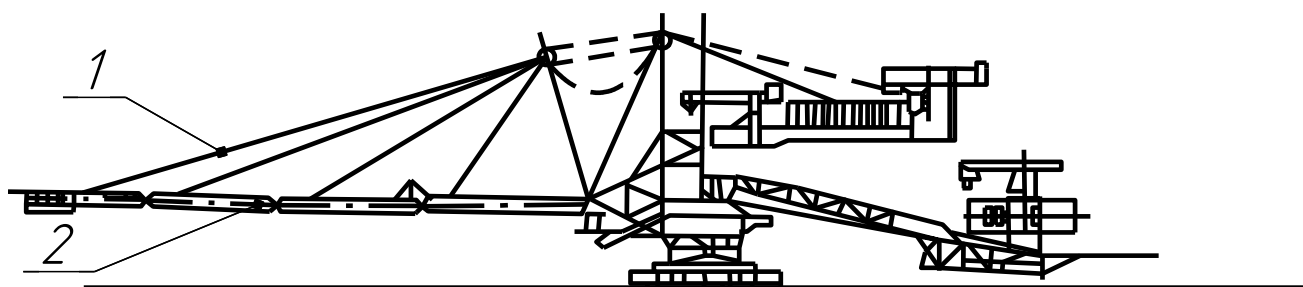


Рисунок 1.2 – Відвалоутворювач ЗД 2500

Таблиця 1.1 – Технічна характеристика відвалоутворювача ОГ-7000/85

Параметри, одиниці вимірювання	Значення
1	2
Продуктивність: – об'ємна, м ³ /год; – вагова, т/год	5000...8000 6450...10000
Радіус розвантаження, м	85
Висота розвантаження, м	27
Кут повороту машини, градус	360
Ширина конвеєрних стрічок, мм	2000
Швидкість конвеєрних стрічок, м/с	4,5
Транспортна швидкість машини, м/год	130
Питомий тиск на ґрунт, середній не більше, МПа	0,12
Встановлена потужність, кВт	2000
Підведена напруга, кВ	6...10
Середня споживана потужність, кВт	1600
Маса конструктивна, т	1350

а також для утворення відвалів з відходів після переробки видобутої з шахт руди.

Конструктивно стріла відвалоутворювача відрізняється наявністю чотирьох відтяжок 1, які утримують стрілу, що містить чотири зварні шарнірно зчленовані секції 2.

В табл. 1.2 подана технічна характеристика відвалоутворювача крокуючого ЗД 2500.

Переміщення відвалоутворювача виробкою відбувається таким чином.

При вмиканні механізму крокування за допомогою важеля і ексцентрика ноги з лижами опускаються вниз, опираються на ґрунт, піднімають над ним базову конструкцію і переносять відвалоутворювач на крок. Тобто, за один оберт

Таблиця 1.2 – Технічна характеристика відвалоутворювача ЗД 2500

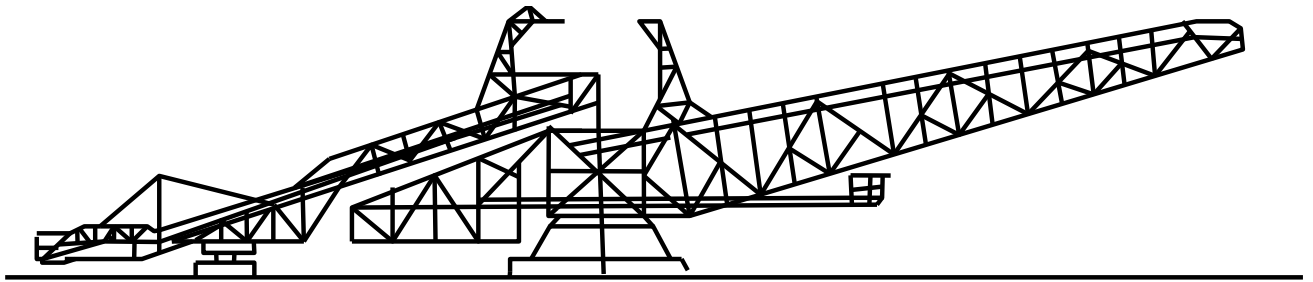
Параметри, одиниці вимірювання	Значення
Теоретична потужність, м ³ /год	2500
Довжина стріли, м	76
Довжина приймального мосту, м	38
Швидкість стрічки стріли, м/с	5
Швидкість стрічки приймального мосту, м/с	4
Ширина стрічки стріли, мм	1400
Ширина стрічки приймального мосту, мм	1400
Максимальна висота складування, м	24
Діапазон кута повороту, град	±115
Тип візка	Колійний
Ширина колій, м	1,435
Колісна база порталу, м	10
Максимальний нахил основи – транспортний/робочий	1:40
Тиск на колесо, кН	104
Підведена напруга, кВ	6
Споживана потужність, кВт	1050
Повна маса, т	1075

ексцентрика відвалоутворювач переміщається на один крок.

Особливістю конструктивного виконання крокуючого відвалоутворювача ЗП 3500 (рис. 1.3) [4] є рамна конструкція стріли змінного перерізу, в якій відсутні утримувальні відтяжки. Їх відсутність спрощує конструкцію механічної системи стріли, але сама стріла має збільшені габарити та масу.

Технічна характеристика відвалоутворювача ЗП 3500 подана в табл. 1.3.

Відвалоутворювач ЗПП 4200 (рис. 1.4) [4] на гусеничному ході оснащений суцільною стрілою довжиною 200 метрів. Тому в утримувальній системі довгомірної стріли відвалоутворювача застосовано два пілони 2, до яких прикріплено по три відтяжки 1, які фіксують стрілу в заданому положенні під час



a



б

a – конструктивна схема; *б* – зовнішній вигляд

Рисунок 1.3 – Відвалоутворювач ЗП 3500

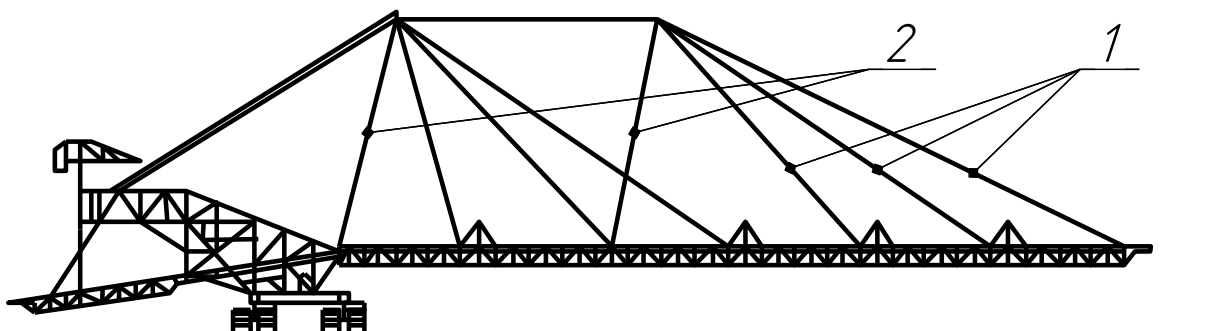


Рисунок 1.4 – Відвалоутворювач ЗПГП 4200

Таблиця 1.3 – Технічна характеристика відвалоутворювача ЗП 3500

Параметри, одиниці вимірювання	Значення
1	2
Теоретична потужність, м ³ /год	3500
Довжина стріли, м	56
Довжина приймального мосту, м	46
Швидкість стрічки стріли, м/с	5,8
Швидкість стрічки приймального мосту, м/с	4,85
Ширина стрічки стріли, мм	1400
Ширина стрічки приймального мосту, мм	1400
Максимальна висота складування, м	18
Діапазон кута повороту, °	±120
Тип візка	Крокуючий
Максимальний нахил основи - транспортний/робочий	1:20/1:25
Питомий тиск на основу, МПа	0,07
Підведена напруга, кВ	6
Споживана потужність, кВт	1100
Повна маса, т	634

виконання робіт.

В табл. 1.4. подана технічна характеристика відвалоутворювача ЗППІ 4200.

Для ПАТ «Стрижавський кар'єр» (Вінницька обл.) у 2009 році німецькою фірмою «Gerwin» встановлено дробильно-сортувальний завод, розроблений компанією «KWA euroservis» спільно із шведським підприємством «Sandwik» [5]. Нове обладнання дозволяє випускати гранітний щебінь будь-яких фракцій для будівельної та дорожньої галузей. Автоматизована система управління виробничим процесом сприяє контролю якості продукції на всіх етапах переробки.

Одним з основних видів обладнання дробильно-сортувального заводу є головний стрічковий конвеєр технологічної лінії подрібнення щебеню, який

Таблиця 1.4 – Технічна характеристика відвалоутворювача ЗППП 4200

Параметри, одиниці вимірювання	Значення
Теоретична потужність, м ³ /год	4200
Довжина стріли, м	200
Довжина приймального мосту, м	72
Швидкість стрічки стріли, м/с	8,7
Швидкість стрічки приймаючого мосту, м/с	–
Ширина стрічки стріли, мм	1400
Ширина стрічки приймаючого мосту, мм	1400
Максимальна висота складування, м	50
Діапазон кута повороту, град	–
Тип візка	Гусеничний
Максимальний нахил основи – транспортний/робочий	1:20
Питомий тиск на основу, МПа	0,12
Підведена напруга, кВ	35
Споживана потужність, кВт	2700
Повна маса, т	3300

улаштований на суцільній стріловій конструкції 1, що утримується відтяжками 2, які кріпляться на пілоні 3 з обох його боків (рис. 1.5, а). Для запобігання потрапляння пилу, що утворюється під час транспортування подрібненого щебеню, стріла конвеєра оснащена захисним кожухом 4 (рис. 1.5, б). Особливістю цієї схеми є розміщення приводу конвеєра у розвантажувальній частині стріли (рис. 1.5, в) на відміну від розглянутих раніше схем, в яких привід конвеєра розміщується в завантажувальній частині стріли. Це стало можливим за рахунок використання комплектного приводу – мотор-редуктора 5, який розміщується з обох боків привідного барабана 6, що забезпечує компактність конструкції. Останнім часом на підприємствах відкритого видобування та переробки корисних копалин США, Канади, Німеччини, Австрії громіздкі і, переважно, стаціонарні комплекси машин замінюють на мобільні з невеликими габаритами, що оснащуються кількома кількома стріловими конструкціями для відвантаження

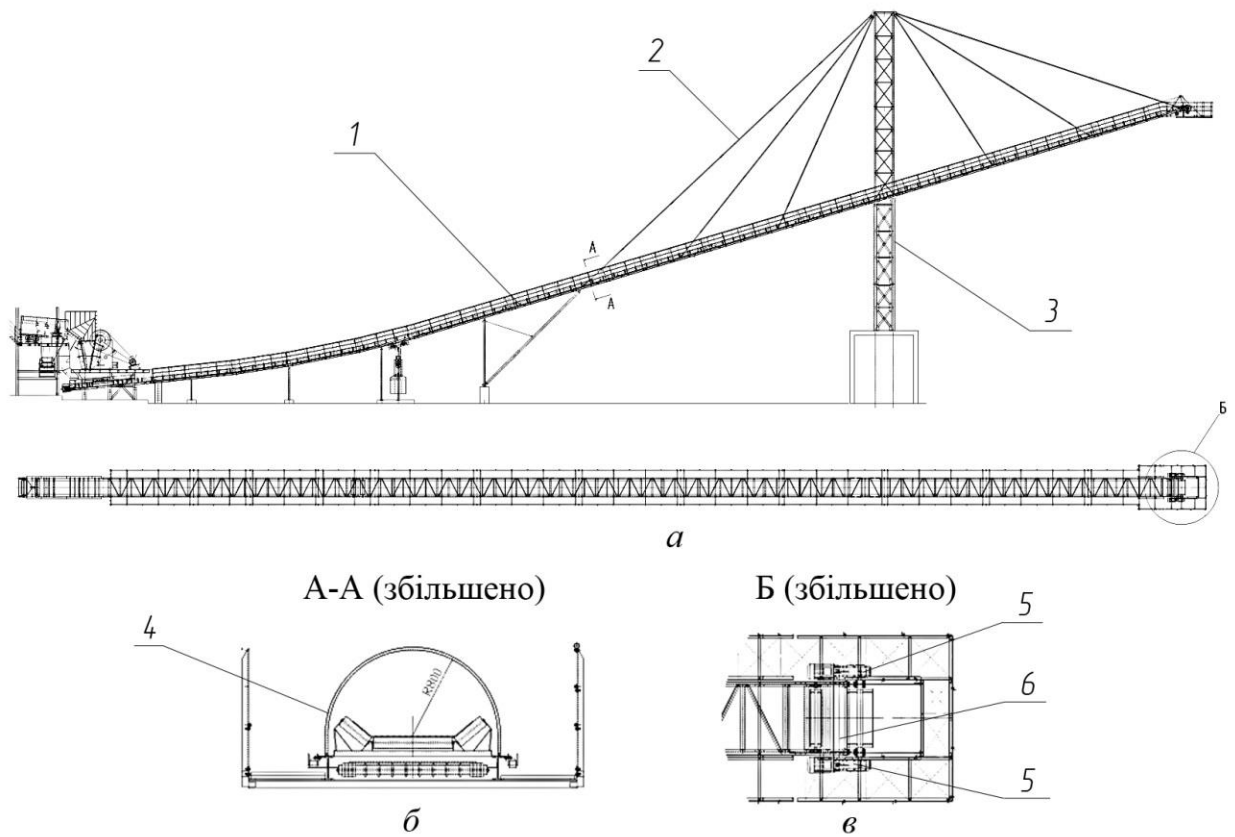


Рисунок 1.5 – Стрела головного стрічкового конвеєра технологічної лінії
подрібнення щебеню ПАТ «Стрижавський кар'єр»

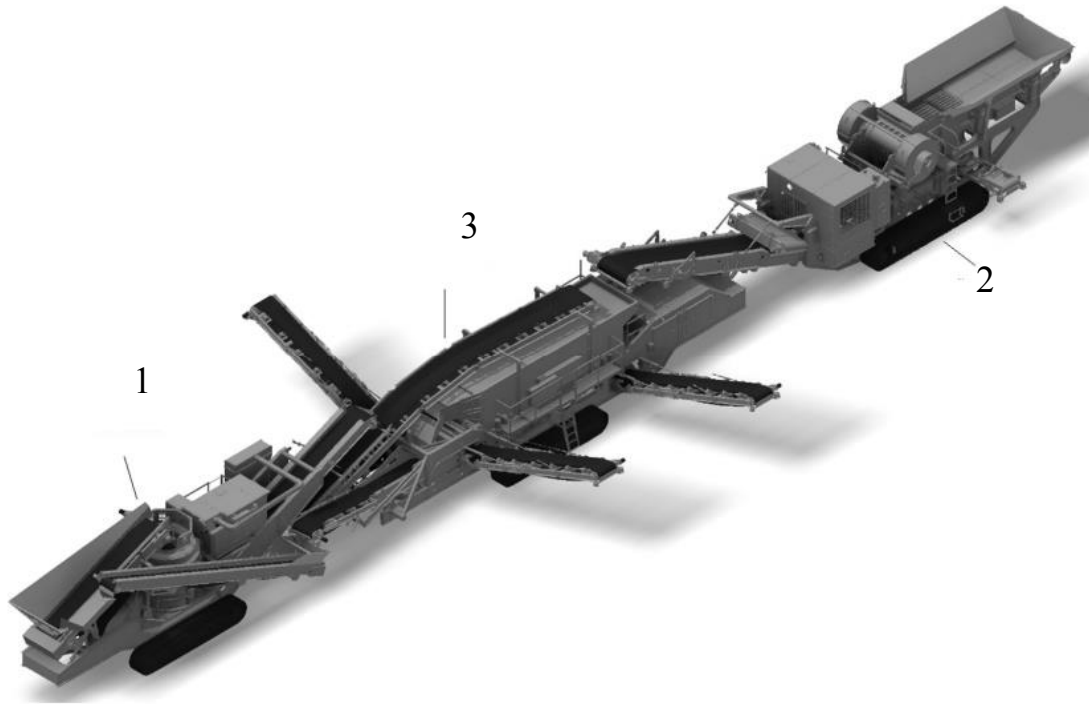
різних фракцій продуктів переробки.

В табл. 1.5 подана технічна характеристика головного стрічкового конвеєра дробильно-сортувального заводу.

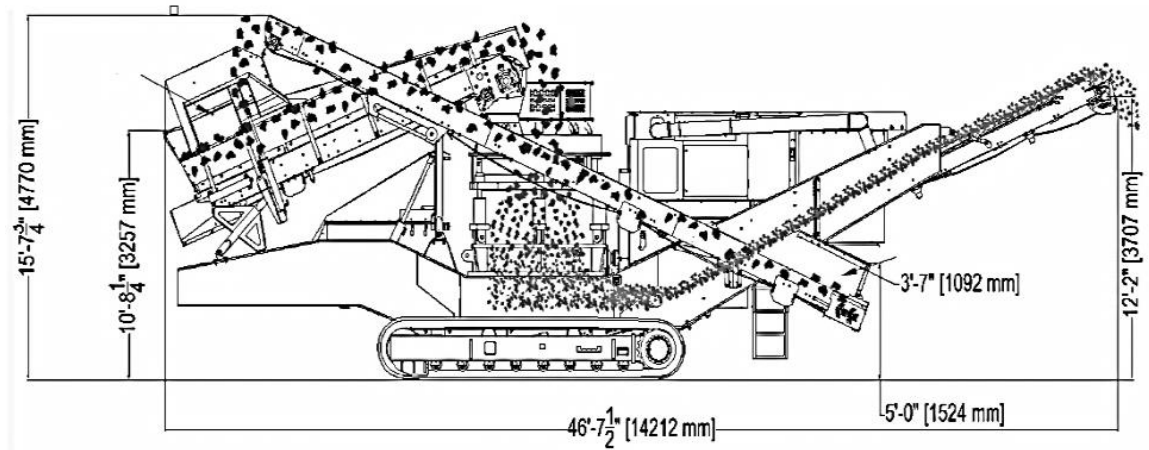
Таблиця 1.5 – Технічна характеристика головного стрічкового конвеєра дробильно-сортувального заводу

Параметри, одиниці вимірювання	Показник параметра
Швидкість переміщення вантажу, м/с	1,68
Тип приводу	Електричний фірми Stiebel Quarry Master
Потужність приводу, кВт	30,0
Частота обертів, об/хв.	50
Довжина конвеєра, м	105
Ширина стрічки, мм	1200
Кількість напрямних роликів, пар	4
Очищення стрічки	1x 2К жорсткий гумовий скребок GB1200
Контроль швидкості	Електронний
Тип монітора швидкості	ПА 2015 ВВОА

На рис. 1.6 (а, б) зображено загальний вигляд та схему транспортування породи комплексу FT300DF (Каліфорнія, США) [6]. В комплексі використано дробарка К300 (поз. 1) та конусна дробарка (поз. 2), які переробляють до 460 тон на годину готової маси породи, і забезпечують постійний розмір потрібної фракції. На рис. 1.7 наведено основні складові вузли мобільної щоккової дробарки з відвальним конвеєром. Подрібнений щебінь різних фракцій транспортується від головного конвеєра 2 на допоміжні, через які здійснюється завантаження на мобільний транспорт (наприклад, самоскиди). Переміщення комплексу здійснюється завдяки бездротовому пульту дистанційного керування, який знаходиться в



a



б

Рисунок 1.6 – Загальний вигляд (а) та схема транспортування породи (б)
комплексу FT300DF

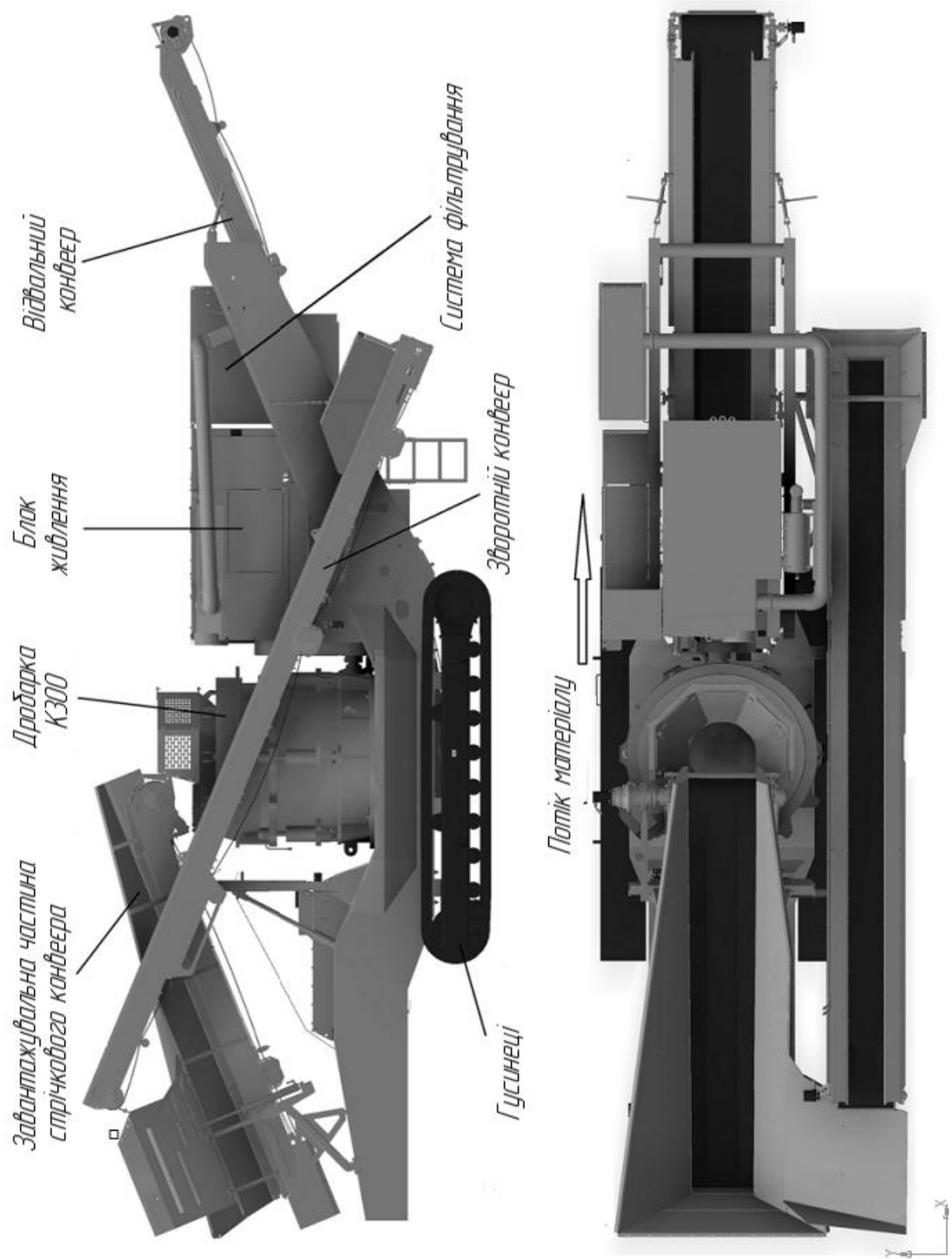


Рисунок 1.7 – Мобільна цюкова дробарка комплексу FT300DF з відвальним конвеєром

руках оператора, що дозволяє йому розташовуватись в будь-якій частині кар'єру і робить його ідеальним для мобільних та стаціонарних виробництв, які необхідно за короткий час налаштувати і організувати на випуск продукції. Зміною швидкості руху стрічки досягається регулювання подачі подрібненого щебеню, який машина зсипає у відвал або відразу в кузов автомобіля з стрічкового конвеєра. Завантаження дробарок комплексу забезпечується екскаватором безпосередньо біля місця розробки породи, що суттєво зменшує транспортні витрати. Крім того, комплекс продовжує працювати під час маневрових переміщень, що в сукупності значно підвищує продуктивність виробництва (до 50%). Дизельний двигун, який використовується для цих переміщень, забезпечує відповідні системи робочих ланок машини електричною та гідравлічною енергією. Для упередження поломок двигуна, гідропривідних пристроїв та дробарки комплекс оснащено запобіжними системами. Складові комплексу можуть працювати самостійно чи легко інтегруватися в інші комплекси машин з подібним функціональним призначенням. При використанні разом всіх машин в одному комплексі загальна продуктивність зростає ще на 20...30%. Він є простим в експлуатації та обслуговуванні. Конструктивною особливістю всіх конвеєрів комплексу є використання комплектного гідравлічного приводу, який встановлюється в їх розвантажувальній частині.

Основні технічні дані комплексу FT300DF наведені в табл. 1.6.

Таблиця 1.6 – Технічна характеристика комплексу FT300DF

Параметри, одиниці вимірювання	Значення
Загальна довжина, мм	14222
Робоча висота, мм	4749
Висота підйому, мм	3507
Дорожній просвіт, мм	279
Потужність установки, т/год.	460
Висота розвантаження, мм	3707
Повна маса, кг	44900

За такою ж схемою і функціональним призначенням виготовляються машинні комплекси і в Європі, зокрема фірмою «Tesab Engineering» (Північна Ірландія).

Подібні машинні комплекси з стріловими конструкціями, що переміщують вантаж у відвали, застосовуються також на переробних підприємствах харчової промисловості, зокрема, на цукрових заводах.

На рис. 1.8 наведена одна з модифікованих моделей фронтального буртоукладника «Комплекс-65М2Б3-К» [7], який призначений для розвантаження транспортних засобів з буряком, очищення буряків від землі і гички та укладання їх в кагати. Він містить базову мобільну машину 1, кабінку оператора 2, перекидний майданчик 3, який оснащений гідроциліндрами 8, стрічкові конвеєри – приймальний 7, похилий 4, видачі відходів 5. Укладання буряків у кагати здійснюється стрічковим конвеєром, що розміщений на стрілі 6, яка утримується в заданому положенні за допомогою відтяжок (однієї чи двох залежно від довжини стріли).

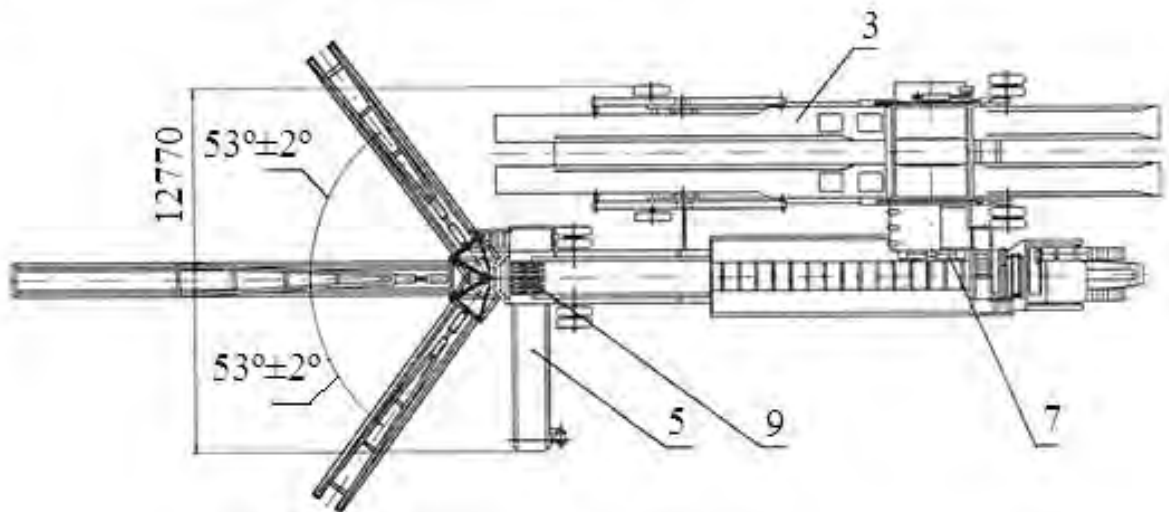
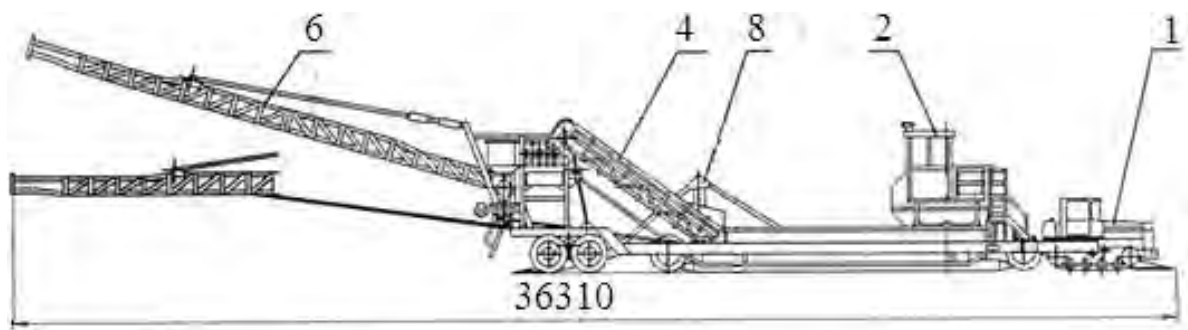
Різні модифікації буртоукладника можуть працювати як від постійних постів електроживлення, так і в умовах відсутності силової електромережі від дизельної установки мобільної базової машини (трактор ДТ-75).

Комплекс може працювати на майданчиках з твердим покриттям і на утрамбованих ґрунтових. Для розвантаження бортових автомобілів, автосамоскидів та напівпричепів з масою бруто до 40 т використовується майданчик поздовжнього перекидання, а для розвантаження бортових автомобілів і тракторних поїздів без розчеплення одночасно – бічного перекидання.

У різних модифікація буртоукладників довжина стріли становить 15...25 м.

В табл. 1.7 подано технічну характеристику однієї з модифікацій буртоукладальної машини.

Аналіз конструкцій підйомно-транспортного обладнання, оснащеного стріловими конструкціями, на яких улаштовано стрічкові конвеєри для переміщення вантажу, дозволив виділити такі характерні конструктивні ознаки їх механічних систем:



a



б

Рисунок 1.8 – Буртоукладник фронтальный «Комплекс-65М2Б3-К»

– конструкція стріли виготовляється як суцільною зварною, так і з декількох шарнірно з'єднаних між собою секцій;

– для утримання стріли в заданому положенні застосовуються вантові відтяжки, що закріплюються на пілоні, кількість яких залежить від довжини стріли;

– важливою складовою відвалоутворювача є улаштований на стріловій конструкції стрічковий конвеєр, від надійної роботи якого на заданих режимах транспортування суттєво залежить надійність роботи всієї механічної системи.

Таблиця 1.7 – Технічна характеристика «Комплекс-65М2БЗ-К»

Параметри, одиниці вимірювання	Значення
Технічна продуктивність, т/год.	120
Ефект очищення буряків, %	30
Довжина укладання конвеєра, м (за замовленням)	15;18
Максимальні розміри укладальних кагатів, м:	
–ширина біля основи	32
–висота	7,5
Обслуговуючий персонал, чол.	2
Габаритні розміри, м:	
–довжина (без укладального конвеєра)	22,2
–ширина	12,5
–висота	5,1
Маса, т	48,3

Одним із напрямків підвищення надійної роботи механічної системи конвеєра є зниження динамічних навантажень, що виникають під час різних режимів роботи. Дослідження нестационарних процесів стрічкового конвеєра та стрілової конструкції виконуються за допомогою розрахункових та математичних моделей, в яких необхідно враховувати чинники, що пов'язані не лише з особливостями його експлуатації, але й конструкції.

1.2 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 транспортування, 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 при 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 [8].

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 жолобчатою стрічкою.

За типом стрічки – з гладенькою прогумованою стрічкою, з рифленою про-

гумованою (для крутопохилих).

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

За числом приводів – однопривідні, багатoprивідні.

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 КЛО 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 пиловидних 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. 1.9), що містить привідний двигун 1, вал якого через муфту 2 з'єднано з

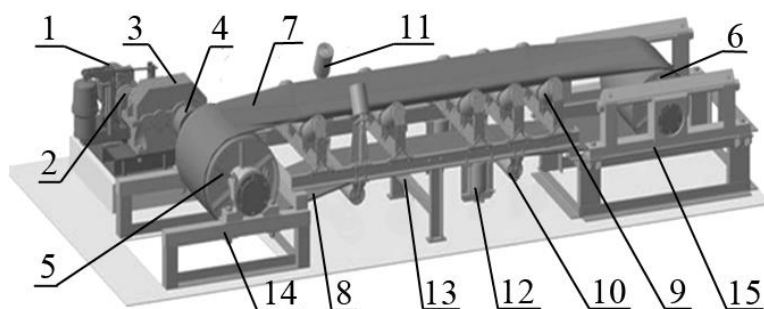


Рисунок 1.9 – Конструкція та основні вузли стрічкового конвеєра

швидкохідним валом редуктора 3. Вихідний вал редуктора 3 через муфту 4 передає крутний момент на привідний барабан 5.

Привідний барабан 5 та кінцевий барабан 6 (як правило, є натяжним), огина-

ється прогумованою вертикально-замкненою стрічкою, що є основним елементом конвеєра. На верхній вантажонесівної (робочій) вітці 7 переміщується транспортований вантаж, а нижня вітка 8 є порожнинною (холостою чи неробочою). По всій довжині траси стрічка підтримується роликоопорами 9 верхньої та 10 нижньої віток, в залежності від конструкції яких стрічка має плоску чи жолобчасту форму. Для забезпечення сходу стрічки використовуються ролики 11 та 12, що встановлюються, відповідно, на робочій 7 та холостій 8 вітках. Роликоопори монтується на конвеєрному постапу 13, який скріплено з опорними рамами 14 та 15 привідного 5 та кінцевого 6 барабанів. Вантаж поступає на стрічку через одне чи декілька завантажувальних пристроїв, розвантаження проводиться з кінцевого барабана в приймальний бункер або ж в будь-якому місці вздовж траси конвеєра за допомогою барабанних чи плужкових розвантажувачів. Очищення стрічки від налипаючих частинок вантажу 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 трьохбарабанними 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°) кут огинання стрічкою барабана і понижений коефіцієнт використання міцності стрічки (рис. 1.10, а) [9].

Однобарабанний привід невеликої потужності (до 30...50 кВт) виконують з вмонтованим всередину барабана двигуном та редуктором. Такі приводи отримали

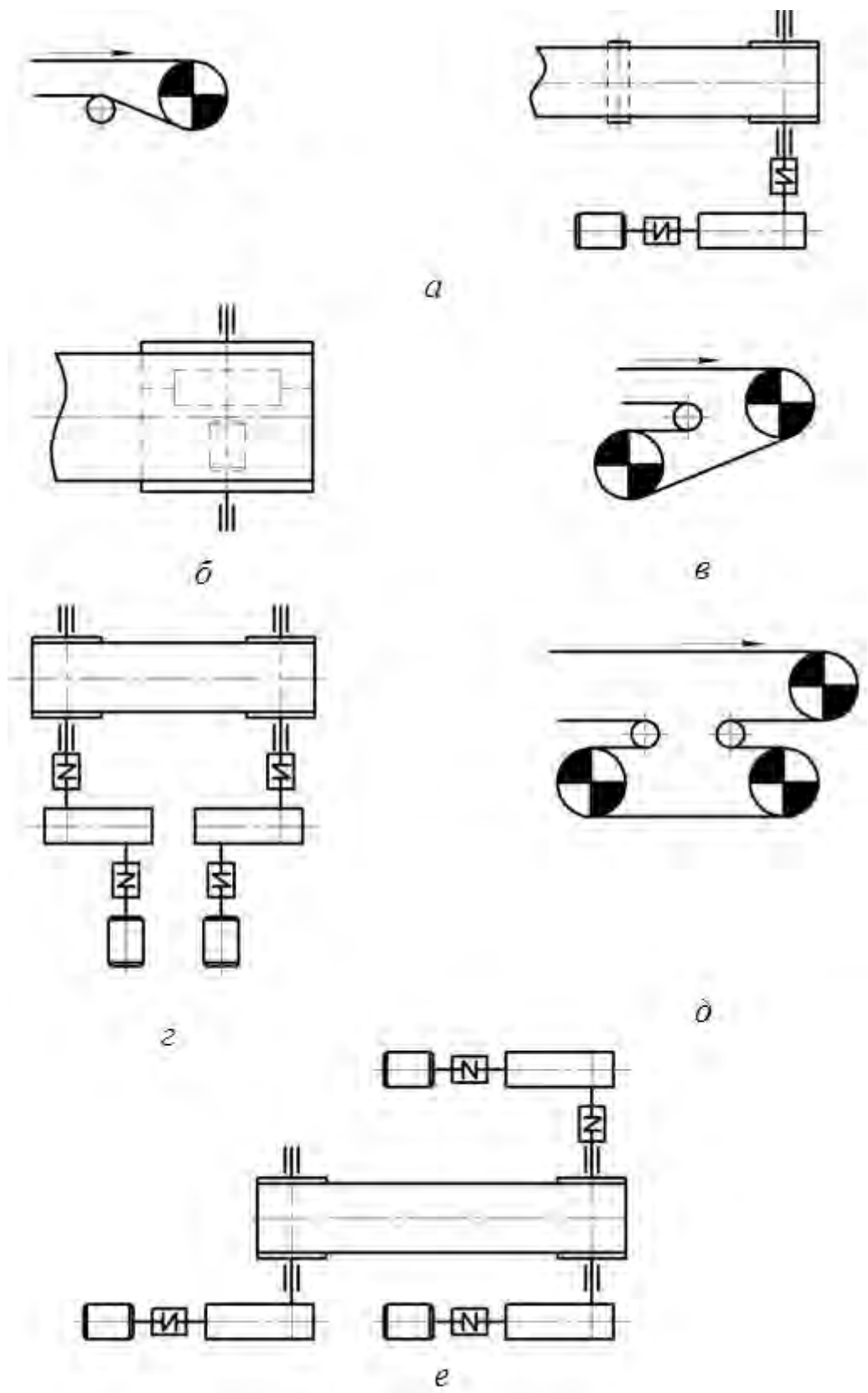


Рисунок 1.10 – Схеми типів приводів стрічкових конвеєрів

назву мотор-барабани та активно використовуються в приводах рухомих і переносних конвеєрів, живильників тощо(рис.1.10, б) [9, 10].

Двобарабанні приводи з близько розташованими привідними барабанами мають різне конструктивне виконання, найбільш поширеним із них є двобарабанний привід з індивідуальними привідними механізмами (рис.1.10, в) [9, 11]. 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° , що дозволяє використовувати стрічку меншої міцності та є його основною перевагою. Двобарабанний привід у порівнянні з однобарабанним має ряд недоліків: більші габарити, складну конструкцію та меншу надійність. Крім того, багаторазові згини стрічки знижують її довговічність. Використовуються і двобарабанні приводи з роздільним розташуванням привідних барабанів на обох кінцях середньо довгомірного конвеєра (рис.1.10, з). Трьохбарабанні приводи з близько розташованими барабанами використовують в довгомірних конвеєрах (рис. 1.10, д) чи з роздільним розташуванням двох привідних барабанів обох кінцях конвеєра (рис. 1.10, е) [9, 11].

Вибір місця розташування приводу (рис. 1.11) та його типу (рис. 1.12) 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 [12].

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) [8].

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),

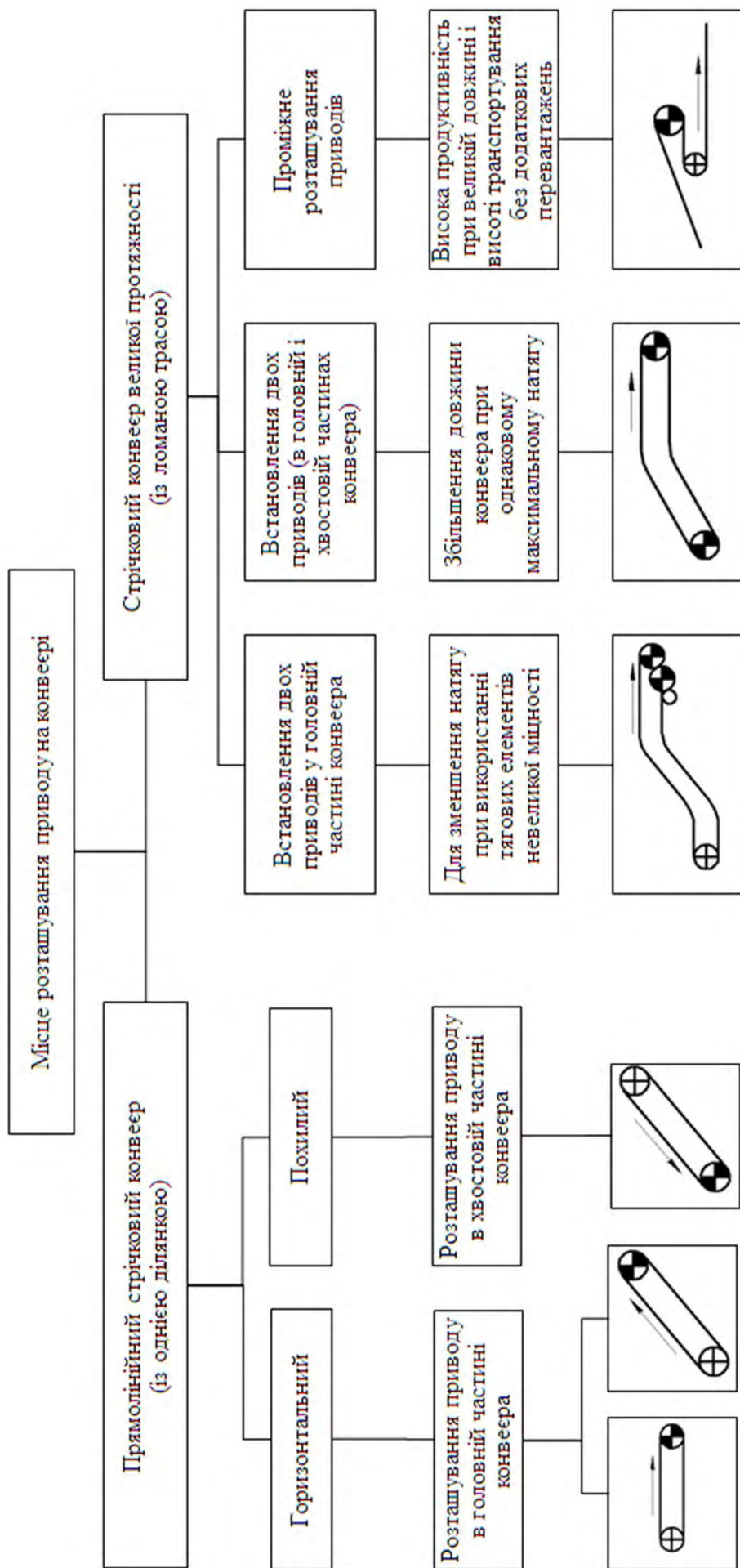


Рисунок 1.11 – Схема для визначення місця розташування приводу стрічкового конвеєра

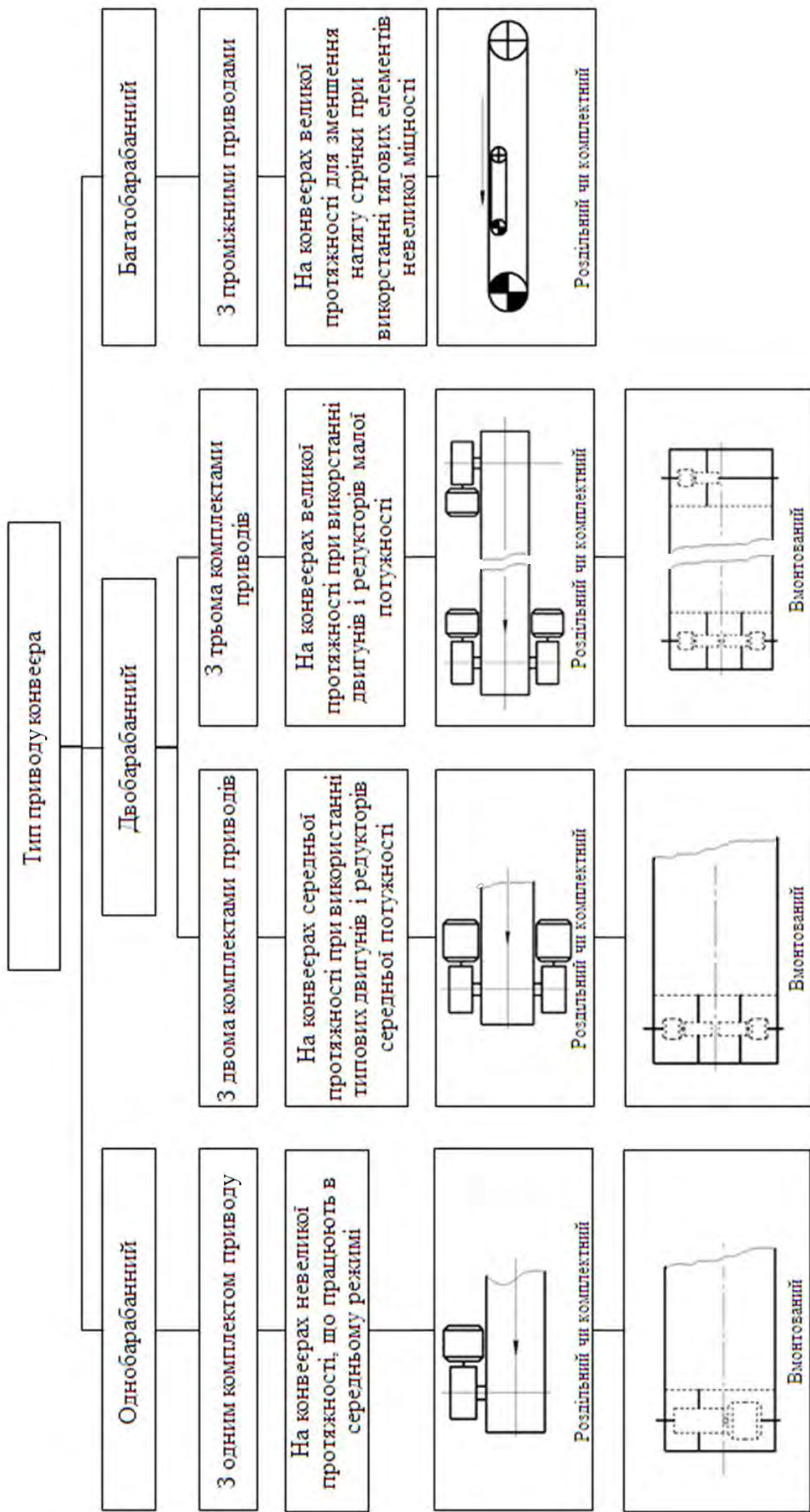


Рисунок 1.12 – Схема для визначення вибору типу приводу стрічкового конвеєра

нічні (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 призводить до 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 вантажонесівного та тягового елемента стрічкового конвеєра, є найбільш вартісним (близько половини загальної вартості конвеєра) та найбільш недовговічним елементом 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 тривало діюче зусилля) 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 [13].

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. 1.13, *a*), жолобчасті на двох, трьох (рис. 1.13, *б*) і п'яти роликах; нижні: прямі однороликові – суцільні циліндричні (рис. 1.13, *з*) та дискові (рис. 1.13, *д*); двороликові жолобчасті (рис. 1.13, *e*) [14]. Кут нахилу бокових роликів $\alpha_{ж}$ у двороликовій опорі, зазвичай, приймається рівним 15° чи 20° , в трироликовій – 20° і 30° для всіх вантажів і будь-якої ширини стрічки; для легких вантажів і ширині стрічки 400...800 мм допускається збільшення кута нахилу до $45^\circ \dots 60^\circ$, що дозволяє збільшити площу поперечного перетину стрічки і продуктивність конвеєра на 15% за тієї ж ширини стрічки, а також покращити її центрування [11].

За призначенням роликоопори поділяються на рядові (лінійні), які використовуються для підтримування стрічки і надання їй необхідної форми,

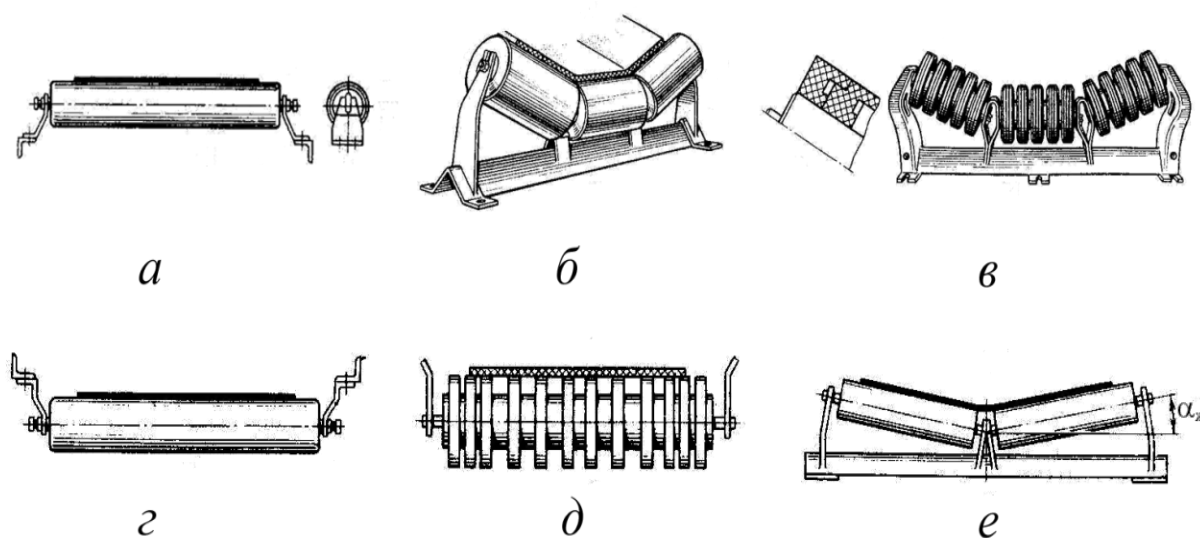


Рисунок 1.13 – Роликоопори стрічкового конвеєра

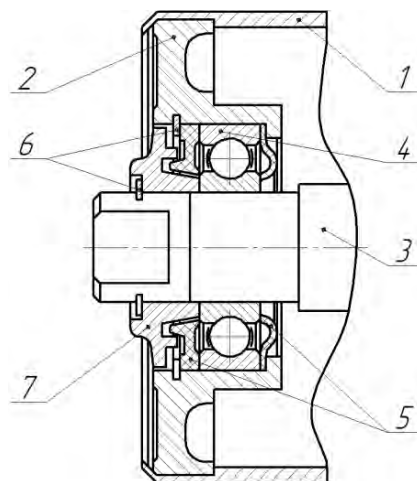
спеціальні (амортизувальні (рис. 1.13, *в*) – для зниження динамічних навантажень, підвісні – гірляндового типу на гнучкій підвісці, центрувальні – для запобігання збігання стрічки в сторону під час руху та регулювання її положення відносно поздовжньої осі, очисні та перехідні).

Основним елементом роликоопори є ролик, що містить обичайку 1, вкладники 2, вісь 3 чи піввісі, підшипники кочення 4 та ущільнювальні елементи 5 з стопорними кільцями 6 та кришками 7 (рис. 1.14).

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.



а



б

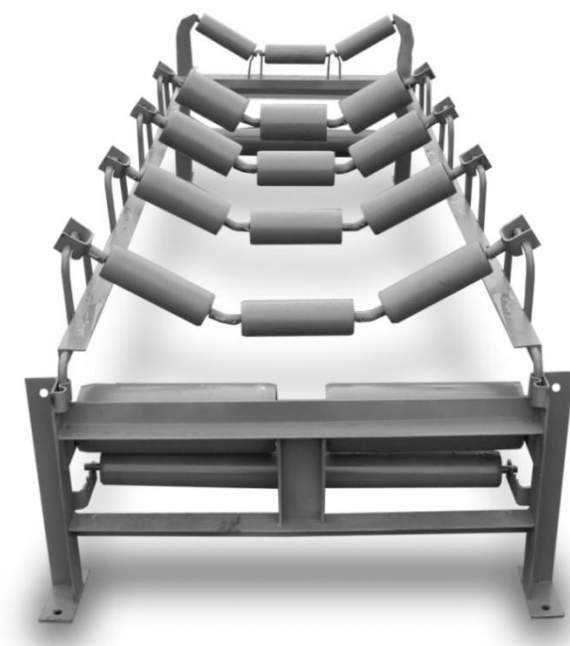
Рисунок 1.14 – Ролик; *а* – загальний вигляд ролика; *б* – підшипниковий вузол

Роликоопори монтуються на конвеєрний постав (рис. 1.15, *а*), 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. 1.15, *б*). Секції скріплено між собою болтовими з'єднаннями.

Привідні та непривідні барабани конвеєрів виготовляють з прокатної 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.1.16, *а*) та випуклі (бочкоподібні), поверхні яких є гладенькі чи з насічками. Для збільшення зчеплення зі стрічкою поверхню

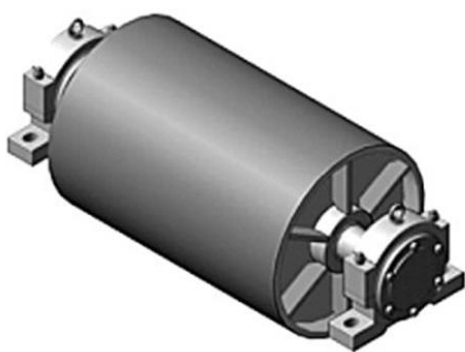


a



б

Рисунок 1.15 – Загальний вигляд конвеєрного постапу (*a*) та секції (*б*)



a



б

Рисунок 1.16 – Привідні барабани

барабана покривають спеціальним матеріалом (футерують) (рис. 1.16, 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.

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 непрацюючому стані знаходиться над стрічкою і вільно пропускає під собою вантаж.

Для очистки 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, безроликові, z-подібні, трубчаті конвеєри, а також конвеєри з безконтактною опорою стрічки, із збільшеним кутом нахилу,

для крупнокускових вантажів. Спеціальні конвеєри зі сталевією 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 роликкоопор, завантажувальних та розвантажувальних пристроїв залежить ефективна і довготривала робота конвеєра.

1.3 Розвиток методів аналізу динамічних процесів у привідних системах конвеєрів

Дослідженням динаміки механізмів і машин, що експлуатуються в різних галузях виробництва, приділяється велика увага, так як 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, В.Л. Вейца, Д. П. Волкова, Й. І. Вульфсона, 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.Матвеева, С. А. Панкратова, В. А. Светлицького, Г. Б. Філімоніхіна, Є. В. Харченка, С. П. Тимошенка, В. П. Терских [1, 2, 15 – 41]. 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. Плахтієнка, Б.М. Шифрина [42–49] 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 [2, 30, 50–59].

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 призвести до неусталеної роботи приводу, часткового чи повного буксування барабана, що є недопустимим для ефективної експлуатації конвеєра. Буксування стрічки відносно контактуючої поверхні барабана викликає інтенсивне зношування нижньої обклашки стрічки та футеровки барабана, нагрівання поверхонь тертя, різке зменшення коефіцієнта зчеплення стрічки з барабаном, що призводить до ускладнення розгону конвеєра і його подальшої нормальної роботи.

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

Дослідженнями встановлено [60], 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 [61], 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 натяжних 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 дозволять 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'язку цієї задачі є удосконалення конструкцій приводів конвеєра за рахунок вибору раціональних схем їх розміщення, кінематичних схем, використання пристроїв, що дозволяють змінювати закон керування чи автоматизувати роботу привода 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,

незрівноваженістю обертових елементів, похибками виготовлення і монтажу окремих деталей і вузлів.

Розв'язанню широкого кола теоретичних і прикладних задач динаміки конвеєрів присвячені праці 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 [8, 13, 62–71], а також, К. Вілера, Д. Іліча, Л. Крамера, Я. М. Літбеттера, Лу [72–75] та багатьох інших авторів і в працях асоціації виробників конвеєрного обладнання СЕМА (США) [76].

Розрахунково-теоретичному аналізу нестационарних процесів у стрічкових конвеєрах присвячені роботи [1, 2, 62, 77–80].

Важливим етапом дослідження перехідних процесів у стрічкових конвеєрах є представлення машинного агрегата 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 [81] та тримасова розрахункові моделі [62, 82, 83, 84], в якій маси ділянок стрічки, роликів, сили опору зведені до приводного та хвостового барабанів з моментами інерції I_1 та I_2 (рис. 1.17).

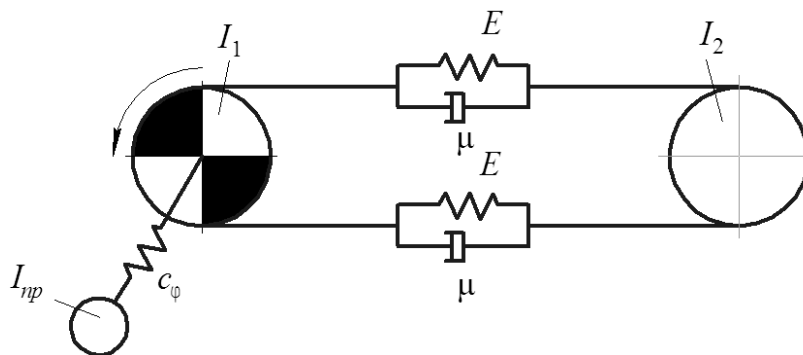


Рисунок 1.17 – Тримасова розрахункова модель конвеєра

Ротор двигуна з моментом інерції $I_{пр}$ зв'язаний пружним елементом жорсткістю c_{ϕ} з приводним барабаном. Рухомі маси з'єднані між собою в'язко-пружним елементом Фойгта з статичним модулем пружності стрічки E та коефіцієнтом демпфування μ . 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 і, на думку автора [85], спроможну виконувати інженерний аналіз як статичної, так і динамічної навантаженості конвеєра на різних режимах роботи, сприяла розробці моделі, що наведена на рис. 1.18.

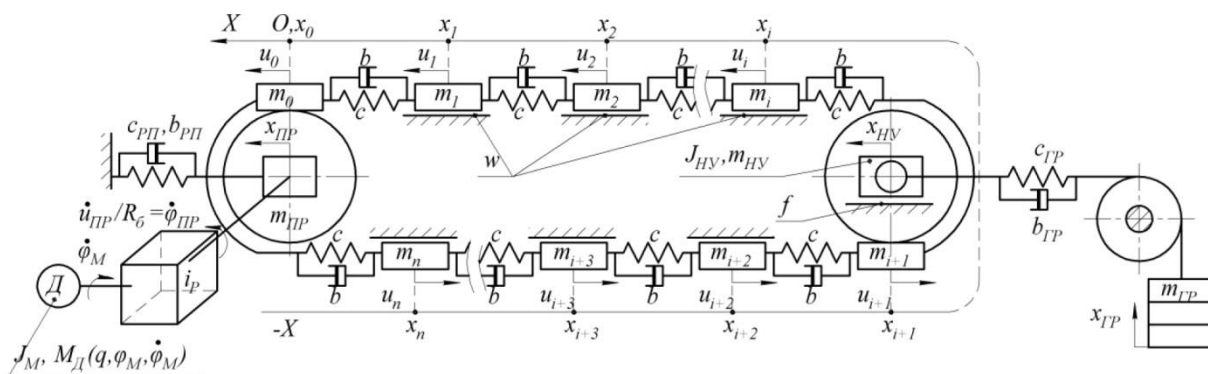


Рисунок 1.18 – Багатомасова модель конвеєра

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. Подйомщиков пропонує модель конвеєра, що представлена ланцюговою системою (рис. 1.19), яка складається з реальних (приводного 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 приводні у визначених умовах ковзають відносно стрічки. Всі барабани розташовані в середині чи зовні контура стрічки. Ділянка стрічки представлена моделлю Фойгта.

Залежно від підходу щодо оцінки швидкості поширення хвилі вантажною і

порожнинною вітками конвеєра, в дослідженнях використовуються стрижневі моделі стрічок, так як вважається, що в період пуску її реологічні властивості можна представити моделлю Гука з динамічним модулем пружності [86, 87, 88].

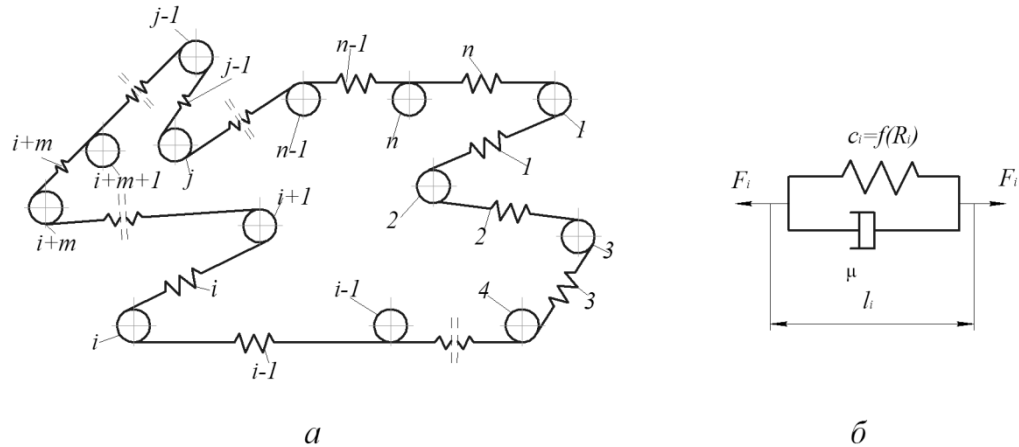


Рисунок 1.19 – Ланцюгова розрахункова модель конвеєра (а) та модель стрічки (б)

На рис. (1.20, а) наведена модель конвеєра з вантажним натяжним пристроєм [89], в якій привод представлений зосередженою масою m_{np} , а вантажна та порожнинна вітки конвеєра двома суміщеними стрижнями з довжинами l та погонними масами q_1 , q_2 , погонною щільністю вантажу ρ_1 та ρ_2 , з швидкістю поширення пружних хвиль c_1 , c_2 , відповідно.

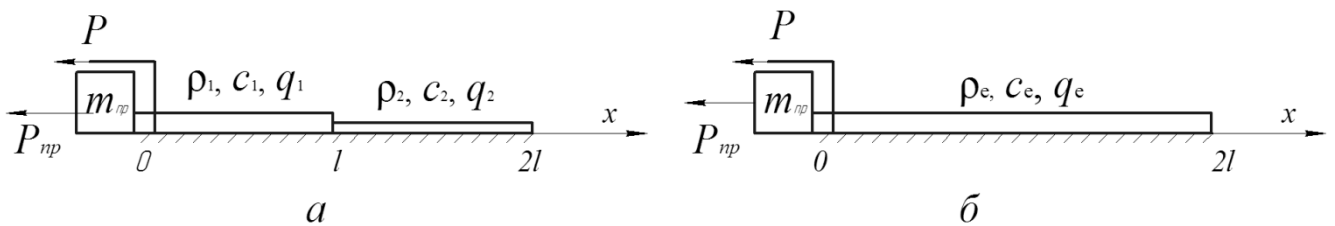


Рисунок 1.20 – Стрижнева модель конвеєра

На відміну від наведеної, в розрахунковій моделі (рис. 1.20, б) вантажна і порожнинна вітки представлені стрижнем постійного перетину довжиною $2l$. При цьому дослідники [66, 90] вважають, що швидкість поширення пружної хвилі обома вітками приблизно рівна, так як 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 ρ_e та швидкості поширення пружної хвилі c_e .

Для досліджень нестационарних режимів роботи І. В. Запенін [13] запропонував використати дискретно-континуальну модель (з нескінченним числом ступенів вільності) стрічкового конвеєра (рис. 1.21), 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, привод характеризується зведеною до приводного барабана масою $m_{пр}$, на яку діє зведене зовнішнє зусилля. Абсолютно податливий натяжний пристрій жорсткий (рис. 1.21, а) чи вантажний (рис. 1.21, б) представлений у вигляді невагомому барабана, що переміщується під дією постійного зовнішнього зусилля. Модуль пружності стрічки нелінійно залежить від її натягу.

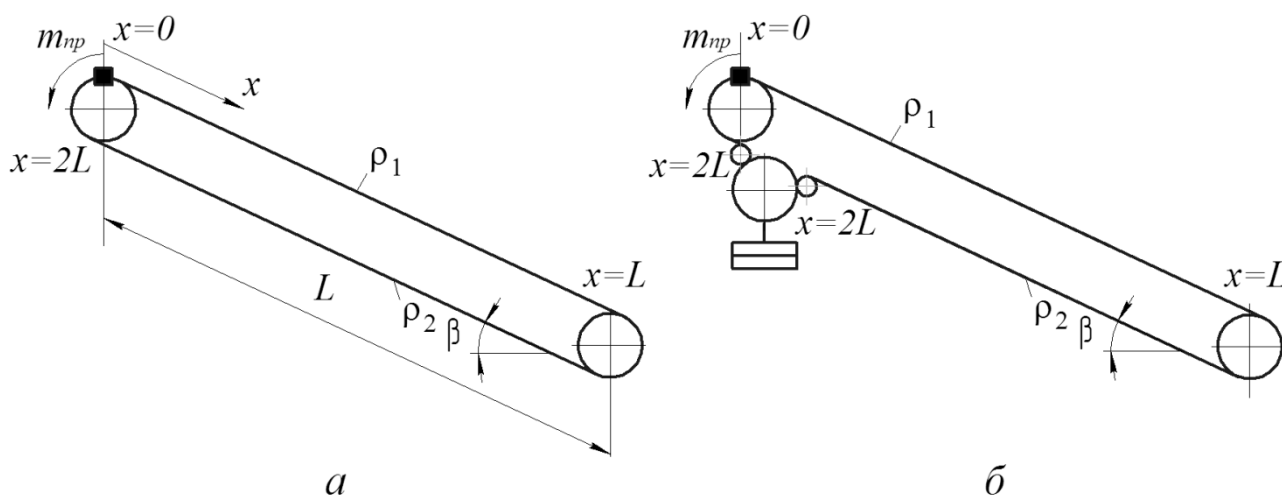


Рисунок 1.21 – Дискретно-континуальна модель конвеєра

Для дослідження пуско-гальмівних режимів стрічкового конвеєра з вантажним натяжним пристроєм [91] розроблена його модель, що наведена на рис. 1.22.

В ній стрічка та маса обертальних частин роликів розподілена вздовж контура 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.

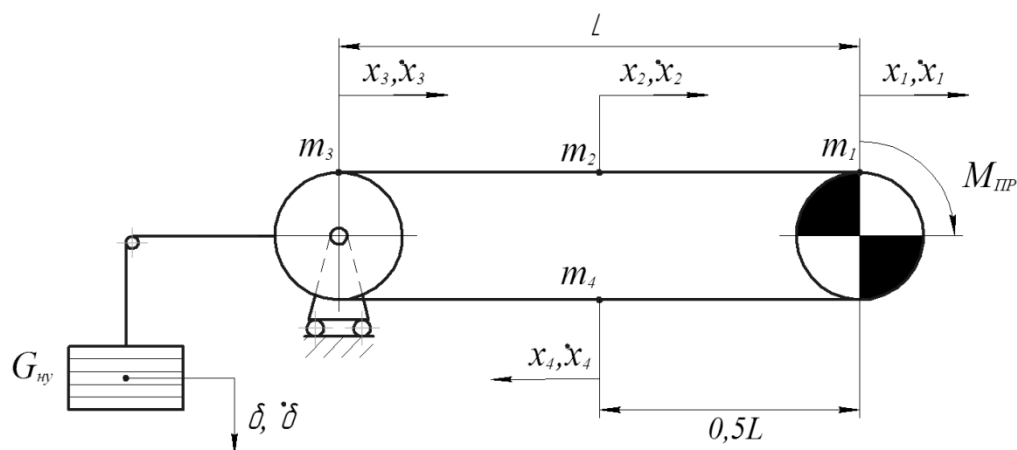


Рисунок 1.22 – Розрахункова схема конвеєра з натяжним пристроєм в хвостовій частині

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 [92]. Тому в ряді робіт [93, 94], дослідження перехідних процесів в стрічкових конвеєрах виконуються за допомогою дискретно-континуальної моделі, в якій рухомі маси приводної системи, приводного та хвостового барабанів представлені у вигляді трьох дискретних ланок з моментом інерції $I_{пр}, I_1, I_2$, відповідно (рис. 1.23). Транспортвальну ланку розглядають як пружний стрижень з розподіленими параметрами [8, 13, 64, 93,

95] у вантажній ρ_1, q_1 та порожнинній ρ_2, q_2 вітках. Крім того, тут враховується в'язко-пружний зв'язок (ν, c_φ) між ротором двигуна з моментом інерції I_{np} та приводним барабаном – I_1 , що викликаний наявністю пружної муфти, трансмісійних валів та передавального механізму.

Для механізмів і машин, що мають ланки з явно вираженими розподіленими параметрами, зокрема довгі вітки конвеєрів, доцільно застосовувати

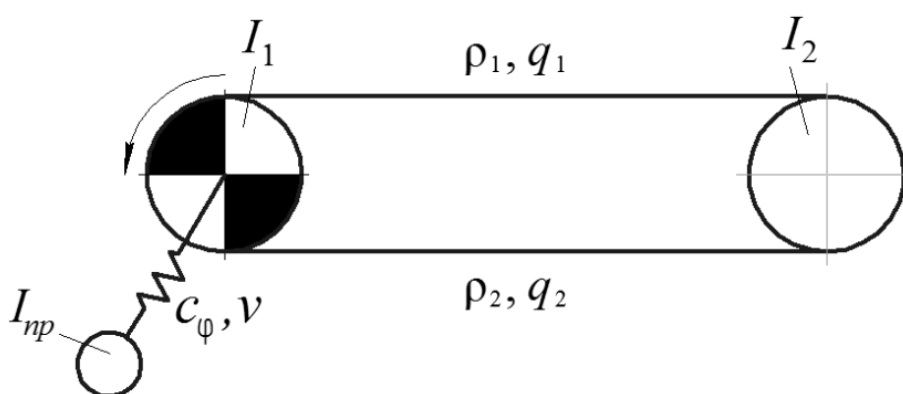


Рисунок 1.23 – Дискретно-континуальна модель конвеєра з пружним зв'язком двигуна та приводного барабана

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'язку рівнянь руху стрічки. В роботі [1] 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'язку задач, зокрема, про поздовжні коливання стрічки. А для деяких конвеєрів цей розв'язок важко здійснити. 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, так як 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'язок задач під час досліджень перехідних процесів.

Розвиток чисельних методів розширив можливості розв'язку складних прикладних задач. Ефективність їх використання доведена багатьма дослідженнями [91, 96, 97, 98, 99, 100]. 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 спеціальним граничним умовам.

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) системі координат, якими успішно користуються в механіці суцільних середовищ [101]. 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 нетривалими [13]. 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, яким повинні задовольняти інтеграли рівнянь руху. Такої відповідності можна досягти перетворенням рівнянь руху шляхом заміни супутніх координат на нерухомі і подальшому розв'язку нелінійних рівнянь в частинних похідних за фіксованих крайових умов. В існуючих роботах з динаміки конвеєрів це питання висвітлено недостатньо.

Під час розв'язання ряду задач динаміки машинних агрегатів для опису роботи привода використано лінійні диференціальні рівняння, які достатньо точно відображають реальну залежність обертаючого моменту тільки в обмеженому діапазоні робочих швидкостей [18, 102, 103, 104, 105], 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 привода. Такий підхід використано в роботах [39, 50, 82, 83, 106, 107, 108, 109], в яких побудовані математичні моделі строго враховують коливальні явища в приводі і дозволяють всебічно вивчити нестационарні процеси в механічних системах.

Дослідження динамічних процесів у приводних системах конвеєрів направлені на пошук способів забезпечення їх стійкої роботи [110], підвищення терміну служби стрічки [111], рівномірності розподілу навантаження між барабанами багатопровідних конвеєрів [16]. Вивченням впливу нерівномірності

завантаження стрічкових конвеєрів на навантаженість приводних двигунів у двобарабанному приводі [112] встановлено, що через нерівномірність вантажопотоків потужності на кожному з них змінюються до 2,6 разів, а коефіцієнт співвідношення потужності приводних 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 гідромуктами та гідромоторами, який виконаний в роботі [113], 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 та 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 [13]. Нерівномірність є результатом сукупного впливу на процеси видобутку корисних копалин, навантаження і транспортування вугілля чи гірничої маси великого числа 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 $K_n=1,97...2,02$ [8]. 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 привода транспортерів технологічне навантаження на них зростає в 2,5...3 рази у порівнянні з номінальним. Аналогічні режими роботи

властиві їй для приймального конвеєра буртоукладника К-65М2БЗ-К під час розвантаження коренеплодів в бункерній пристрій з автотранспорту. В такому випадку, в електромеханічному приводі транспортерів можливим є вихід з ладу елементів привода, а в гідрофікованому [114] – 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 не виправдані затрати електроенергії, зношування стрічки, ролюкоопор, збільшення холостого вибігу стрічки, простоювання обладнання. Тому значна кількість досліджень [91, 115–124] 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 перетворюючих пристроїв, здатних забезпечити регулювання частоти обертання приводного асинхронного двигуна в широкому діапазоні [125].

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 приводному барабані. Під час роботи таких конвеєрів через значне збільшення навантаження для уникнення поламок приводу 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 привод додатковим двигуном, встановленим паралельно до основного, що дозволить застосувати активне резервування крутного моменту на приводному барабані. При цьому необхідно застосувати пристрої чи систему керування, чутливі до зміни навантаження на робочому органі. Розв'язку таких задач присвячені роботи [83, 108, 126, 127, 128]. Проте, запропоновані способи та пристрої керування потребують як технічного

удосконалення, так і теоретичного обґрунтування їх параметрів, які забезпечать ефективне функціонування привода в нестационарних режимах роботи. Це питання вимагає більш детального опрацювання й ґрунтового 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 роликкоопорах [8, 13].

Пуск конвеєра з постійним моментом приводного двигуна чи з постійним прискоренням [84] забезпечується миттєвим прикладанням максимально допустимого тягового зусилля, а постійне прискорення – зміною природної характеристики привода 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 приводному барабані, яке пов'язане з хвильовими процесами в стрічці, котра контактує з роликкооперами, що призводить до інтенсивних коливань тягового органа і елементів привода, 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 вище номінального) та моменти зрушення (в 4–5 разів вище 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 із зовнішнім навантаженням, що спричинює часткове чи повне пробуксовування барабана і навіть обрив стрічки [84, 129]. 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 приводному барабані та зусилля в стрічці [130, 131, 132 133. 134, 135]. Проте, за такого способу пуску суттєво збільшується тривалість пускового періоду t_n .

Проблемі пошуку способу регулювання параметрів пуску асинхронного електродвигуна гірничої машини присвячена праця [136], 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 приводних барабанів під час пуску довгомірних конвеєрів доведена дослідженнями математичної моделі стрічкового конвеєра з використанням методу скінченних елементів [97]. 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 [137], графік якого зображено на рис.1.24.

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 приводному барабані конвеєра (від $t_{зр}$ до t_n), яке визначається часом повернення відбитої хвилі від останньої роликкоопори; розгону конвеєра до номінальної швидкості (від t_n до t) . За цим способом пуску в момент прибуття пружної хвилі до приводного барабана тягове зусилля приводу збільшують до величини F_3 для того, щоб компенсувати зменшення колової сили, викликане пружними деформаціями.

До моменту повернення відбитої хвилі від останньої роликкоопори до приводного 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.

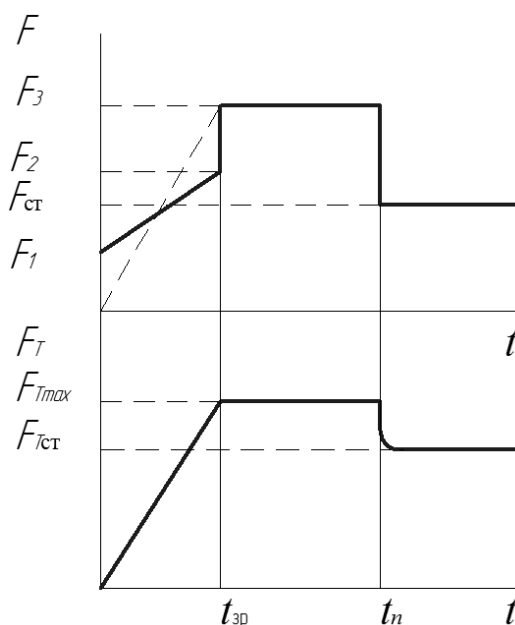


Рисунок 1.24 – Графік зміни тягової F та колової F_t сил за раціональним способом пуску стрічкового конвеєра

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.

1.4 Методи аналізу динамічних явищ у несівних конструкціях конвеєрів

Стрічкові конвеєри в залежності від їх технологічного призначення встанов-

люються на будівельні конструкції, що розміщуються, наприклад, в галереях гірничозбагачувальних комбінатів, у виробничих приміщеннях промислових підприємств, чи на несівних конструкціях мобільних машин для подрібнення і вивантаження гранітної маси, фрезерування асфальтного покриття, відвалоутворювачів, буртоукладників тощо. Під час роботи конвеєрів на несівні конструкції діють як статичні, так і змінні в часі динамічні навантаження, що суттєво впливають на їх напружено-деформований стан [100, 138]. За таких умов важливого значення набувають питання надійності несівних конструкцій.

Розв'язання цієї проблеми за рахунок збільшення запасу міцності призводить до зростання початкової вартості машини, а отримувані при цьому масо-інерційні параметри стають необґрунтовано завищеними. Слід зазначити, що в деяких випадках збільшення маси вузлів і уявне, на перший погляд, збільшення міцності приводить не до підвищення надійності машини, а до її зниження. Так, збільшення площі поперечного перерізу каната відтяжки стріли великої довжини відвалоутворювача може призвести до того, що напруження згину в місцях його защемлення через великі амплітуди поперечних коливань за умови резонансу виявляться настільки суттєвими, що, незважаючи на зниження напружень розтягу, еквівалентні втомні напруження не зменшаться, а, навпаки, збільшаться [1].

Вдосконалення методів розрахунку і проектування несівних конструкцій, спрямоване на усунення надлишку запасу міцності, викликає необхідність всебічного вивчення в них динамічних явищ для оптимізації конструктивних параметрів.

Несівні конструкції конвеєрів є стрижневими системами, що виконані у вигляді просторових ферм з профільної сталі. Дослідження динамічних явищ, що виникають під час експлуатації таких споруд проводять з використанням теорії коливань одновимірних пружних тіл. Теоретичні та прикладні задачі статичні і динаміки конструкцій, що представлені стрижневими моделями, широко розглянуті у працях А. В. Александрова, В. А. Баженова, В. Л. Бідермана, В. В. Болотіна, Є. Г. Голоскокова, О. О. Горошка, В. І. Гуляєва, А. Ф. Гурова, В. К. Дондошанського, О. Зенкевича, А. П. Зіньковського, І. В. Кузьо,

Б. Я. Лащенікова, В. В. Матвеева, Я. Г. Пановка, Г. С. Писаренка, К. К. Пономарьова, Б. Прасада, Ю. М. Работнова, О. Р. Ржаніцина, Л. О. Розіна, А. П. Синіцина, А. П. Смірнова, М. К. Снітка, А. П. Філіпова, Т. Ханга, Є. В. Харченка, В. Г. Чудновського, М. М. Шапошнікова, [39, 57, 139–174] та багатьох інших.

Для розв'язування задач динамічного розрахунку несівних конструкцій конвеєрів, наприклад, пролітних споруд транспортерних естакад, ряд авторів представляє їх у вигляді трьохмасової коливальної системи [175, 176, 177]. Більш коректним підходом до розв'язку таких задач є розгляд елементів стрижневої конструкції у вигляді пружних ланок з розподіленою масою. Але при цьому динамічний розрахунок зводиться до надзвичайно громіздких систем рівнянь з частинними похідними, що ускладнює аналіз коливних процесів. До того ж, інколи лише наявність відповідного експериментального матеріалу дозволяє здійснити обґрунтований вибір структури і параметрів ідеалізованої розрахункової схеми.

З метою спрощення інженерних розрахунків за рахунок дискретизації пружних систем з розподіленими параметрами застосовують методи скінченних елементів [164, 165, 178, 179], скінченних різниць [40, 142, 180], узагальнених переміщень [2] тощо. На базі методу скінченних елементів розроблено ряд універсальних програмних комплексів, які легко узгоджуються з обчислювальними системами для конструювання, що відкриває реальні можливості високоточного розрахунку, імітації експлуатаційних режимів і автоматизованого проектування машин та комплексів.

Необхідно зазначити, що існуючі програмні засоби у переважній більшості призначені для розрахунку стаціонарних машинних агрегатів і не дають можливості враховувати динамічні властивості двигунів та інших об'єктів, зміну структури системи під час коливань, рухомість крайових умов для ланок з розподіленими параметрами.

Розрахункову модель довгомірних несівних конструкцій, що містять велику кількість стрижневих елементів, можна значно спростити за рахунок континуалізації механічної системи. Це дозволить понизити порядок систем

рівнянь з частинними похідними в порівнянні з точною математичною моделлю та облегшити обчислювальний процес.

Під час досліджень споруд та конструкцій з довгомірними ланками автори ряду праць [168, 181, 182] розглядають їх стрижнями, що здійснюють згинні коливання. Проте, на напружено-деформований стан таких конструкцій крім згинальних моментів істотний вплив мають і поперечні сили [163, 183, 184]. Більш точною розрахунковою моделлю є суцільний стрижень, для якого за теорією балок С. П. Тимошенко враховуються інерція обертального руху і деформації зсуву. Такий спосіб континуалізації стрижневих конструкцій сприяє підвищенню точності побудованих математичних моделей при вивченні поперечних коливань несівних систем широкого класу, зокрема, несівних ферм, постава стрічкового конвеєра.

Однією з важливих проблем нелінійної механіки, що привертає увагу дослідників, є аналіз динамічних процесів у механічних системах за усталених режимів роботи. Вільні та періодичні вимушені коливання у механізмах та машинах вивчають за допомогою традиційних аналітичних методів, таких як метод малого параметра, метод гармонійного балансу, метод точкових відображень, асимптотичні методи тощо. Ці методи є ефективними при дослідженнях нескладних коливних систем. Однак, вони не дозволяють здійснити детальний аналіз систем з великим числом ступенів вільності та малопридатні для розробки узагальнених алгоритмів комп'ютерного розрахунку.

Аналіз вільних і вимушених коливань довгомірних конструкцій переважно виконують із застосуванням континуальних або континуально-дискретних розрахункових моделей механічних систем [1, 2, 40, 185]. Розробляються підходи до проведення аналізу взаємодії несівних конструкцій з привідними системами [159, 186, 187], рухомими навантаженнями [188], виконавчими органами машин [2, 189].

Значна кількість наукових праць присвячена дослідженням поперечних коливань стрижневих моделей з урахуванням деформацій зсуву та інерції обертального руху поперечних перерізів. Рівняння руху, що описують вільні або

гармонійні вимушені коливання стрижнів сталого поперечного перерізу, розв'язуються методом розділення змінних [57, 169, 190, 191, 192]. Аналіз динамічних явищ для таких стрижнів виконують також з використанням інтегральних перетворень [161, 193, 194].

Для стрижнів, що мають сталі та змінні параметри, дослідження поперечних коливань з урахуванням деформацій зсуву та згину виконують за допомогою методу скінченних елементів [195, 196, 197, 198, 199, 200] чи методу скінченних різниць [201, 202].

Для полегшення параметричного аналізу динамічних процесів застосовуються аналітичні методи динаміки стрижневих систем, які дозволяють шукані величини подати в компактному вигляді. Вивченню вільних та вимушених поперечних коливань стрижнів за допомогою варіаційних методів присвячено праці [203, 204, 205]. Цьому сприяли ґрунтовні дослідження варіаційних методів розв'язку задач математичної фізики, які виконані С. Г. Міхліним, К. Ректорісом [206, 207]. Однак, точність розрахунків з використанням цих методів є невисокою через наближене задавання форм деформацій. У вказаних роботах такий підхід є виправданим з врахуванням того, що досліджувалися коливання стрижнів тільки на низьких частотах.

На залежності змінних параметрів стрижнів з врахуванням певних обмежень отримано розв'язки рівнянь амплітудних функцій у вигляді функціональних рядів [208, 209, 210, 211]. За допомогою асимптотних методів розв'язано нелінійні задачі на поперечні коливання споруд та стрижневих систем, в яких крім деформацій згину та зсуву враховано розсіяння енергії в матеріалі [158, 212]. Для спрощення досліджень деформацій зсуву балок змінного перетину використовується заміна їх змінних характеристик кусково-сталими [213].

В переважній більшості аналітичних досліджень стрижнів розглядаються задачі із розосередженими жорсткісними та інерційними параметрами за їх довжиною. Однак, для різного виду споруд та несівних конструкцій закон зміни цих параметрів може бути довільним. Під час аналізу гармонійних коливань широко використовується чисельне інтегрування рівнянь амплітудних функцій.

Поряд із методами безпосереднього розв'язування таких рівнянь розвиваються методи, в яких звичайні диференціальні рівняння амплітудних функцій перетворюються до інтегральних [147, 214]. Слід зазначити, що в кожному з цих методів замість фізичної дискретизації механічної системи застосовується математична, що жодним чином не призводить до спотворювання динамічних процесів. У працях [215, 216] такий підхід використано для дослідження згинальних коливань, а в праці [147] його успішно застосовано для аналізу поперечних коливань з урахуванням деформацій зсуву та згину. Застосування методів прямого інтегрування та методу інтегральних рівнянь дозволяє отримати фундаментальну систему розв'язків рівнянь амплітудних функцій і створює підґрунтя для широкого використання матричних методів розрахунку. Систематизації та спрощенню динамічного розрахунку, побудові ефективних розрахункових алгоритмів складних стрижневих систем в значній мірі сприяє застосування методу початкових параметрів [39, 142, 150, 159, 217, 218, 219, 220, 221, 222].

В праці [223] виконано детальний аналіз досліджень поперечних коливань стрижнів у постанові С. П. Тимошенка і обґрунтовано застосування неklasичної теорії коливань для вивчення цих процесів. При математичному моделюванні коливань стрижневих елементів конструкцій, в яких виникають зсувні та змінні деформації, важливим є коректність визначення крайових умов, про особливості формулювання яких зазначено в працях [224, 225].

Розробці методів аналізу просторових нелінійних коливань пружних стрижнів присвячені праці [38, 226, 227, 228, 229].

Не всі довгомірні несівні конструкції мають бути подані у вигляді однострижневої розрахункової моделі. Для таких систем розроблено ряд спеціальних методів, заснованих на використанні принципів континуалізації. З використанням теорії складених стрижнів взаємодія окремих елементів, з'єднаних за всією довжиною, враховується за допомогою розподілених сил пружності [163]. Деформація пружного шару, яка викликана дією цих сил, можлива у площині поперечного перерізу складного стрижня. Проте аналіз напружено-

деформованого стану конструкцій здійснюється без врахування знехтуваної податливості поперечних зв'язків.

Вагомим результатом вивчення просторових коливань механічних систем є побудова математичних моделей одно-, дво- та тривимірних стрижневих конструкцій [155, 165], в яких використовується метод переміщень у континуальній формі та припущення про еквівалентність властивостей елемента скінчених розмірів і диференціально малого елемента системи. Отримані в цих працях рівняння статички і динаміки суттєво відрізняються від рівнянь технічної та уточненої теорії стрижнів. В праці [230] за допомогою теорії графів і автоматів досліджено динаміку просторових стрижневих систем, в якій структурний склад багатовимірних моделей задається за допомогою просторових матриць.

Побудова раціональних математичних моделей несівних конструкцій конвеєрів на основі вдосконалення методів континуалізації стрижневих систем є перспективним напрямком досліджень динаміки споруд та машин.

1.5 Вплив тривалої експлуатації на деградацію матеріалів, залишкову міцність і ресурс несівних конструкцій

У наш час для багатьох країн Європи і світу надзвичайно актуальною є проблема забезпечення надійності та безпеки функціонування інженерних конструкцій та споруд тривалої експлуатації шляхом визначення їх технічного стану і залишкового ресурсу [231]. Особливо гострою ця проблема відчувається в Україні, враховуючи нинішні умови її економічного та фінансового стану. Адже, за твердженням фахівців, спрацьованість обладнання в різних галузях економіки становить 50–70% і продовжує загрозливо наростати [232], а більшість підприємств практично припинили оновлення основних фондів. До того ж, плановий ресурс багатьох технологічних комплексів та інженерних споруд поступово вичерпується, і в їхніх елементах виявляється все більше пошкоджень різноманітного характеру [233].

Для обґрунтування залишкового ресурсу конструкцій та споруд після тривалої експлуатації необхідно розв'язати такі основні задачі: визначити критичні місця та їх напружено-деформований стан; діагностувати технічний стан; розрахувати залишковий ресурс [234]. Діагностування технічного стану передбачає оцінювання деградації елементів конструкції та деградації конструкційних матеріалів. Перша задача полягає у виявленні та визначенні розмірів дефектів типу втомних тріщин в елементах конструкції. Друга – у виявленні змін структурно-фазового стану й фізико-механічних характеристик конструкційних матеріалів. Встановлено, що внаслідок тривалої експлуатації металевих конструкцій за жорстких силових умов та дії корозивно-агресивних середовищ можуть не тільки розвинутися макродефекти, але й значно деградувати вихідні фізико-механічні властивості матеріалу, зокрема, знизитися опір крихкому руйнуванню [235–240]. Значною мірою це стосується підйимально-транспортних машин, більшість з яких є коштовним обладнанням, і тому економічно доцільною є їх тривала експлуатація на виробництвах (30...50 і більше років). Наприклад, проведено дослідження ступеня деградації сталевих металоконструкцій порталних кранів після їх 36-річної експлуатації [241]. Експериментальні зразки для досліджень отримано з елементів конструкцій двох таких вантажопідйимальних машин. В результаті встановлено, що тривала експлуатація зумовила зміну механічних властивостей матеріалу, на що вказує істотне зниження пластичності та міцності. Крім зазначених показників, для виділення інформаційних ознак деградації матеріалу конструкції, досліджують також зміну показників ударної в'язкості та електрохімічну поведінку металу.

Останнім часом загострилась проблема прогнозування методами неруйнівного контролю деградації механічних властивостей конструкційних матеріалів. Запропоновано [242–244] для цього використовувати електрохімічні показники, які виявилися чутливими до зміни стану тривало експлуатованого металу.

Для дослідження технічного стану конструкцій використовуються різні методи досліджень. Наприклад, для дослідження напружено-деформованого

стану в пружно-пластичній області застосовуються методи тензометрії, ділильних сіток, поляризаційно-оптичний, муарових полос та твердості [245–248]. Розвиваючи роботи наукових шкіл А. М. Розенберга [249] і Г. А. Смирнова-Алієва [250], Г. Д. Дель і В. А. Огородніков [251-254] використали один з ефективних експериментальних методів досліджень напружень і деформацій в області скінченних деформацій – метод твердості для вивчення обробки металів тиском. Останнім часом, цей метод знайшов застосування під час аналізу задач технологічної механіки, визначення потенціальної енергії в динамічних задачах зіткнення твердих тіл для встановлення їх технічного стану. В праці [253] за допомогою методу твердості визначається енергія деформацій пошкоджених елементів конструкції, які виникли під час зіткнення транспортних засобів. Шляхом вимірювання твердості деформованих частин пошкодженого транспортного засобу за допомогою тарувального графіка $HV - \sigma_i - \varepsilon_i$ (твердість – інтенсивність напружень – інтенсивність деформацій) визначається витрачена питома енергія пластичного деформування. Тарування виконується за допомогою випробувань недеформованих зразків, отриманих з різних конструктивних елементів транспортного засобу. Вимірявши твердість в різних ділянках деформованих поверхонь, визначають питому потенціальну енергію, а після розраховують повну потенціальну енергію, за якою оцінюють технічний стан пошкодженої конструкції.

Однак, такий підхід до оцінювання технічного стану конструкції тривалої експлуатації не дозволяє виявити процес пошкодження матеріалу у вигляді тріщиноподібних дефектів і його руйнування.

Для оцінювання міцності пошкоджених елементів конструкції, що тривало експлуатуються в народному господарстві, а також визначення їх залишкового ресурсу з метою встановлення терміну безпечної та надійної роботи, широко використовуються вагомні результати наукових досліджень О. С. Андрейківа, І. М. Дмитраха, Г. М. Никифорчина, В.В. Панасюка, О. Н. Романіва, А. М. Сиротюка, В. Т. Трощенко, О. Т. Цирульника, Г. П. Черепанова, П. В. Яснія [255–265], а також У. Брауна, Д. Броека, Г. Лейбовіца, К. Міллера, О. Наварра,

Л. Тота [266–272] та ін., в основу яких покладено підходи механіки руйнування матеріалів. Важливим чинником активізації наукових робіт у цьому напрямку стала реалізація започаткованої у 2000р Державної цільової науково-технічної програми “Ресурс” (голова акад. Б. Є. Патон), у співпраці ФМІ ім. Г. В. Карпенка НАН України разом з НУ “Львівська політехніка“. Вона спрямована на визначення залишкового ресурсу споруд і машин тривалої експлуатації та заходів їх безпечної роботи і забезпечення надійності та безпечності їх експлуатації. Численними дослідженнями, експлуатаційним досвідом встановлено, що виникнення дефектів конструкційних елементів відбувається як на стадії виготовлення, так і під впливом статичних і циклічних навантажень, рідин, агресивних середовищ, підвищених температур тощо. За своєю фізичною суттю це явище є локалізованим фізико-механічним процесом утворення та розвитку в конструкційному матеріалі тріщиноподібних дефектів до критичних розмірів.

Як відомо, проектування елементів конструкцій з урахуванням дії експлуатаційних навантажень проводиться на основі аналітичного апарату механіки суцільного середовища, теорії пружності, теорії пластичності, матеріалознавства. Однак, науковим інструментарієм для аналізу пошкоджень у машинах та спорудах є механіка руйнування матеріалів і конструкцій. Вона вивчає закономірності зародження і розвитку неоднорідностей і дефектів структури матеріалу типу тріщин в умовах дії циклічних навантажень. У механіці руйнування матеріалів введено нові підходи і критерії, які властиві лише їй одній [256, 267, 273].

Так процес зародження і поширення тріщини у твердому тілі під дією навантаження є основною концепцією процесу руйнування конструкційного матеріалу [256, 258, 266, 267]. При цьому, необхідно враховувати особливості напружено-деформованого стану у вершині тріщини і встановлювати критерії поширення тріщини в досліджуваному елементі конструкції за заданих умов деформації та дії середовища.

Розвиток механіки руйнування матеріалів створив підґрунтя для виникнення нової галузі механіки руйнування твердих тіл – механіки корозійного

руйнування [235, 260, 272, 273, 274, 275]. В основу досліджень, які виконуються в цій галузі, покладено вивчення процесів руйнування матеріалів і конструкцій за сумісної дії механічних напружень (статичних чи циклічних) та корозійно агресивних середовищ.

Фізико-механічні та фізико-хімічні процеси, які відбуваються за сумісної дії напружень та корозійно агресивних середовищ призводять до руйнування конструкційних матеріалів [272,276–286], перебіг якого визначається як матеріалом та характером прикладених навантажень, так і типом середовища. В праці [255] зазначено основні чинники, що визначають процес корозійного руйнування (рис. 1.25).

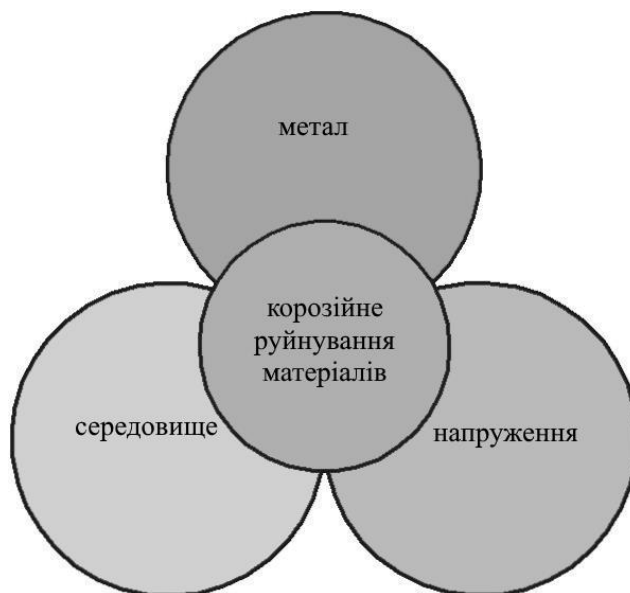


Рисунок 1.25 – Основні чинники, які впливають на процес корозійного руйнування матеріалу.

Численними дослідженнями [255,287,288–298] доведено, що процес корозійного руйнування конструкційних матеріалів у корозійному середовищі під дією різного виду тривалих навантажень шляхом зародження та розвитку тріщиноподібних дефектів можна розділити на такі стадії:

- утворення корозійних пошкоджень;
- зародження та ріст “коротких” тріщин;

- розвиток магістральної тріщини до критичних розмірів;
- спонтанне руйнування матеріалу.

Для опису процесів руйнування конструкційних матеріалів використовують такі основні поняття та визначення [255,260,299].

Корозійне розтріскування під напруженням – це процес руйнування, що визначається зародженням і поширенням тріщин в матеріалі, за одночасної дії корозійного середовища та тривалого статичного навантаження.

Параметр K , який називається коефіцієнт інтенсивності напружень (КІН), визначає значення поля напружень у вершині тріщини. Для нескінченної пластини за типу навантаження I (розтягування) цей параметр визначається за виразом [300].

$$K_1 = \sigma \sqrt{\pi a}, \quad (1.1)$$

де $2a$ – довжина тріщини.

В більш загальному випадку для скінченних тіл параметр K_1 визначається як [300,301]

$$K_1 = Y(a/w) \sigma \sqrt{\pi a}, \quad (1.2)$$

де $Y(a/w)$ – поправочна функція, яка враховує зростання коефіцієнту напруження за формою її тіла, відмінної від нескінченної пластини. Вона визначається експериментально, чисельними методами чи за допомогою спеціальних довідників [302,303].

Зростання навантажень, приводить до пропорційного збільшення КІН, визначення величини якого достатньо для характеристики напруженого стану біля вершини тріщини. Базуючись на цьому, Дж. Ірвін запропонував силовий критерій руйнування у вигляді [304]

$$K_1 \leq K_{1C}, \quad (1.3)$$

де K_{IC} – критичний КІН (іноді в'язкість руйнування або просто тріщиностійкість), що є характеристикою матеріалу.

Нерівність означає безпечний стан, тобто відсутність зростання тріщини, а рівність вказує на те, що тріщина знаходиться в критичному стані та має можливість зростати.

На початку вивчення механіки корозійного руйнування тріщиностійкість за статичних навантажень зазвичай оцінювали за залежністю довговічності (за часовим параметром) зразків з штучними тріщинами від значень КІН в початковий момент випробування K_{I0} . За пониження K_{I0} час до руйнування зразків збільшується і, практично, необмежений. На підставі цієї діаграми визначається граничне значення коефіцієнту K_{ISCC} , нижче якого докритичне зростання тріщини відсутнє. Параметр K_{ISCC} є важливою характеристикою системи “матеріал – середовище”, за допомогою якого визначається безпечний рівень напруження в конструкції, що містить тріщиноподібні дефекти певних розмірів, і на які діють тривалі статичні навантаження в корозійних середовищах. Ця величина є структурно-чутливим параметром, низькі його значення характерні для високоміцних тріщиноподібні матеріалів, у яких K_{ISCC} може бути у декілька разів менше значення K_{IC} . За знижених значень міцності і підвищених пластичності K_{ISCC} підвищується та може досягати значення K_{IC} , що свідчить про нечутливість матеріалів до дії корозійного середовища.

Але такі випробування не дають чіткої інформації про закономірності розвитку фактичної тріщини. Тому більш поширеним є випробування досліджуваного матеріалу в заданому корозійному середовищі з визначенням швидкості росту корозійної тріщини da/dt [255, 260, 272, 277, 278, 305,]. Розвиток тріщини в площині симетрії напружень може бути описаний одним параметром, наприклад, величиною K_I , і макроскопічна швидкість росту тріщини da/dt є однозначною функцією цього параметру [255, 256, 306].

На рис. 1.26 наведена типова діаграма корозійної тріщиностійкості за корозійного розтріскування, що містить три ділянки, на якій відмічено два граничних значення КІН – K_{ISCC} , що визначає порогове значення, нижче якого не

відбувається докритичне зростання тріщини, та K_{IC} , за якого починається спонтанний розвиток тріщини. На першій ділянці діаграми відмічається прискорене зростання тріщини за незначного збільшення K_I . На другій – швидкість росту тріщини da/dt є незмінною за суттєвого збільшення K_I . Однак, геометрія розвитку магістральної тріщини за цих умов характеризується інтенсивним розгалужуванням мікротріщин [256,260]. Третя ділянка відзначається швидким зростанням параметру da/dt , яке супроводжується випадковим характером розвитку магістральної тріщини. [265].

За циклічної дії навантаження в корозійному середовищі у експлуатованому матеріалі виникає корозійна втома, яка викликає поширення тріщини. Розрізняють 2 види корозійної втоми [256,278]: істинна корозійна втома і корозійна втома у поєднанні з корозійним розтріскуванням під напруженням. За першого виду корозійної втоми швидкість росту тріщин збільшується в

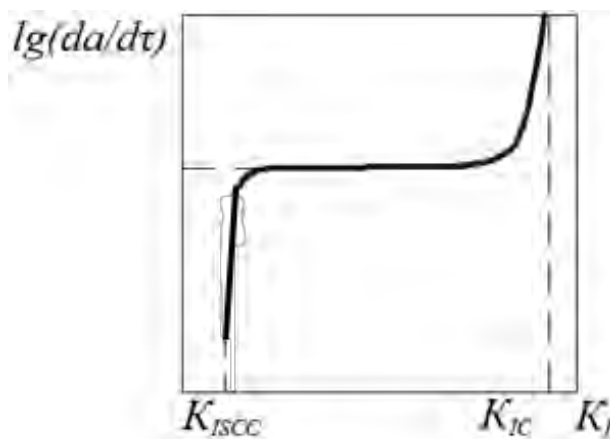


Рисунок 1.26 – Типова діаграма статичної корозійної тріщиностійкості

результаті сумісної дії корозії та циклічного навантаження. Такий процес руйнування властивий для матеріалів, які не схильні до корозійного розтріскування, за умови $K_I < K_{ISCC}$. Другий вид корозійної втоми матеріалу, що експлуатується в корозійному середовищі, характеризується сукупною дією істинної корозійної втоми і корозійного розтріскування, коли $K_I < K_{ISCC}$. Таким чином, параметр K_{ISCC} може бути використаний для поділу корозійної втоми на два види.

Дослідження зростання тріщини за корозійної втоми проводять випробуван-

ням зразків конструкційного матеріалу, результати яких подають у вигляді кінетичних діаграм втомного руйнування (КДВР) у координатах швидкість росту тріщини da/dN (N – число циклів навантажень) – розмах КІН ΔK_I (або максимальне значення $K_{I\max}$) (рис 1,27). Ці діаграми будуються в межах двох граничних значень КІН – $\Delta K_{th}(K_{th})$ та $\Delta K_{fc}(K_{fc})$. Нижнє порогове значення K_{th} відповідає значенню K_I , нижче якого розвиток втомних тріщин не спостерігається. Верхнє K_{fc} визначає циклічну тріщиностійкість зразка за його руйнування.

Діаграми кожного виду корозійної втоми різняться між собою (див. рис. 1.27). За істинної корозійної втоми характер кривої 1 подібний до циклічної майже постійним значенням параметру da/dN за змінної величини ΔK_I . Ця особливість діаграми вказує на суттєвий вплив втоми, що залежить від циклічної зміни напруження, та корозії, яка залежить від перебігу процесів взаємодії середовища з деформованим матеріалом, на характер зміни корозійно-циклічної тріщиностійкості в інертному середовищі (рис. 1.27, а). Крива 2 корозійної втоми другого виду (рис. 1.27, б) істотно змінюється: з'являється ділянка з незмінним значенням параметру da/dN , що зумовлено сумісною дією втоми і корозії.

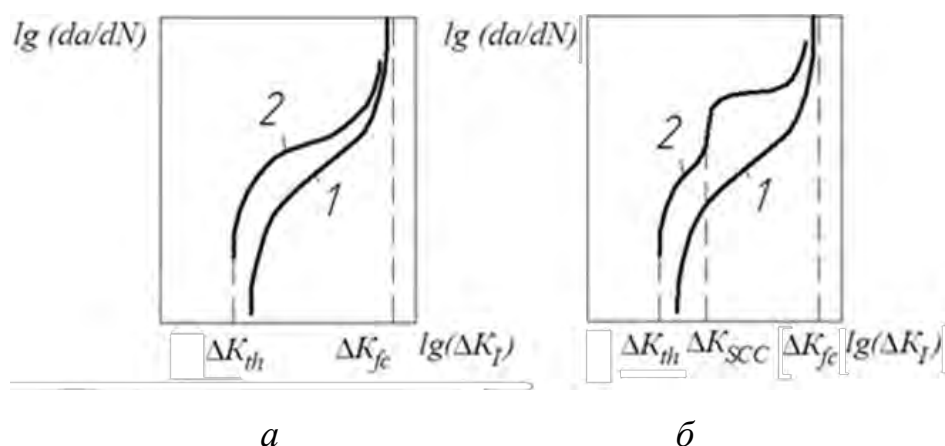


Рисунок 1.27 – Типова КДВР: 1 – інертне середовище; 2 – корозійне середовище

На тріщиностійкість матеріалу також впливає асиметрія циклу навантаження, яка поділяється на додатну, за розтягування, та від'ємну, за стискання елементів конструкції. В працях [261,307– 313] наведено результати досліджень асиметрії циклу навантажень на швидкість росту втомних тріщин і

механізми руйнування.

Експериментальні дослідження зразків конструкційного матеріалу для визначення його опірності корозійному руйнуванню виконуються на спеціальних випробувальних машинах, на яких регулюється величина та частота дії навантаження, а також коефіцієнт асиметрії [314]. Вони додатково оснащуються робочою камерою, в якій імітується корозійне середовище, що створюється залежно від завдань досліджень. Для випробувань можуть бути використані гладкі зразки або з тріщинами чи спеціальні моделі, які імітують корозійну тріщину.

Зазначимо, що для забезпечення надійної та безаварійної роботи обладнання і споруд тривалої експлуатації необхідно розробляти кількісні підходи до оцінювання ступеня небезпеки виявлених тріщиноподібних дефектів. Постає потреба в методах експрес-аналізу, які на основі результатів неруйнівного контролю або відомостей про стан поверхні матеріалу, могли б дати оцінку тому чи іншому дефекту та визначити залишковий ресурс конструктивного елемента чи конструкції у цілому [315, 316].

Зі збільшенням потужності виробництва зростає вплив різноманітних чинників на експлуатаційні характеристики елементів конструкцій та на ймовірність небажаних наслідків прояву такого впливу (поломок, аварій тощо). Результати технічної діагностики технологічного обладнання [233, 235] засвідчують, що в елементах конструкцій зростає число, так званих, нетрадиційних пошкоджень, які неможливо спрогнозувати за допомогою нормативних положень та документів. Вони виникають внаслідок тривалої роботи устаткування, або різноманітних відхилень параметрів експлуатаційних режимів від їхніх розрахункових значень. Такі пошкодження, здебільшого, мають корозійно-механічну природу і утворюються, в першу чергу, в місцях підвищеної концентрації напружень, що спричинюється конструктивними особливостями або технологією виготовлення деталей [316].

Як вже було відмічено, на залишкову міцність і залишкову довговічність інженерних конструкцій істотно впливають корозійні та корозійно-механічні дефекти, що виникають на поверхнях їхніх елементів. Отже, важливим чинником

забезпечення працездатності технологічного обладнання і споруд є моніторинг утворення і розвитку дефектів зазначеного типу та аналіз можливості подальшої експлуатації таких систем. Не дивлячись на доволі різноманітну фізичну природу походження множини дефектів, можна стверджувати, що для їх більшості характерною є одночасна локалізація фізико-механічних і фізико-хімічних процесів руйнування матеріалів. Тому корозійно-механічну пошкоджуваність і руйнування матеріалу можна оцінювати на основі спільного методологічного підходу. Методи механіки руйнування у поєднанні з неруйнівними методами моніторингу об'єктів застосовують для прогнозування розвитку тріщин з урахуванням форми і розмірів дефектів.

Крім аналізу корозійно-циклічної тріщиностійкості досліджуваних матеріалів, необхідно ще й оцінити залишкову довговічність елементів конструкції. Для такого оцінювання необхідно застосувати аналітичні співвідношення для КІН K_I та для швидкості їх зміни dK_I/da у плиті, якою моделюється досліджуваний елемент конструкції.

Для кожного з випадків потенційно можливих тріщиноподібних дефектів за визначеними значеннями КІН K_I розраховуються межові значення циклів навантажень, після дії яких відбувається руйнування матеріалу.

На основі експериментальних досліджень оцінювання експлуатаційної деградації досліджуваного матеріалу можна визначити критеріальні значення a_{fc} характерного розміру тріщини, тобто, такі значення, при досягненні або за перевищення яких ($a \geq a_{fc}$) стає можливим спонтанне зростання тріщини, що призводить до крихкого руйнування досліджуваного об'єкта.

Поряд з визначенням критичної глибини тріщини слід розглянути аналітичну базу для оцінювання довговічності конструктивних елементів з тріщиноподібними дефектами за показником «опірності елемента конструкції росту тріщини» [317], який є характеристикою швидкості зміни КІН K_I біля вершини тріщини довжиною a в процесі її росту. Концепцію “опірності елемента конструкції росту тріщини” та її придатність для інженерних потреб подано у праці [272, 318]. В ній сформульовано критерій оцінювання міцності та надійності

конструкцій із тріщиноподібними дефектами на основі запропонованого показника „опірності елемента конструкції росту тріщини”, який є характеристикою швидкості зміни КІН K_I біля вершини тріщини завдовжки a під час її росту у досліджуваному конструктивному елементі, тобто

$$\lambda = \frac{dK_I}{da}. \quad (1.4)$$

Загальна схема визначення показника λ для квазістатичного навантаження елемента конструкції показана на рис. 1.27. Тут на залежності $dK_I/da = F(a)$ існує деяке значення розміру дефекту a_* , починаючи з якого швидкість зміни КІН K_I різко зростає. Це значення є характеристичним для оцінювання міцності та надійності елементів конструкцій з тріщиноподібними дефектами.

Таким чином, за зміною параметра λ залежно від геометрії конструктивного елемента і способу його навантаження, форми та розташування тріщиноподібного дефекту можна порівнянням оцінювати ризик руйнування

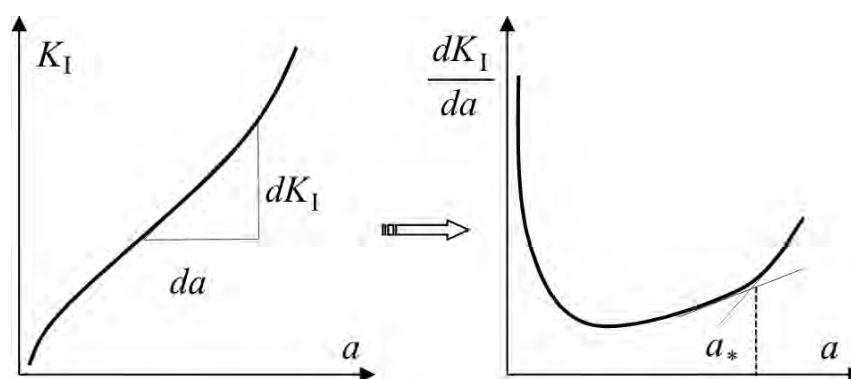


Рисунок 1.27 – Схема визначення показника опірності елемента конструкції росту тріщини під час квазістатичного навантаження

конструкцій чи їх компонентів, а також формулювати вимоги до процедури їх технічної діагностики під час експлуатації.

Якщо розглянути, наприклад, два однакові за геометрією конструктивні елементи, що виготовлені з одного матеріалу і знаходяться в однакових екс-

платуаційних умовах, але містять різні за формою чи розташуванням тріщино-подібні дефекти, то можна оцінити, який дефект небезпечніший щодо ризику руйнування (рис. 1.28).

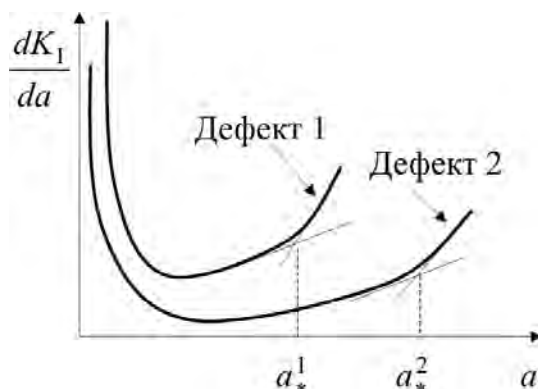


Рисунок 1.28 – Схема порівняльного оцінювання небезпеки різних тріщиноподібних дефектів в однакових за формою конструктивних елементах, що виготовлені з одного матеріалу і знаходяться в однакових експлуатаційних умовах

Аналогічно можна прогнозовано оцінювати міцність та ризик руйнування конструктивних елементів, що знаходяться у різних умовах навантаження або виготовлені з різних матеріалів.

Викладену вище концепцію можна застосувати для циклічного (втомного) навантаження конструктивних елементів. При цьому характеристичне значення розміру дефекту a_* можна вибрати як граничне для підрахунку залишкової довговічності N_* дефектного елемента конструкції, тобто

$$N_* = \int_{a_{in}}^{a_*} \frac{da}{F(\Delta K_I)}. \quad (1.5)$$

Цю концепцію вважають ефективним інструментом для оцінки надійності конструктивного елемента, що містить тріщиноподібні дефекти [319]. Серед технічної літератури можна знайти достатньо довідників для розрахунку КІН інженерних компонентів за різних умов навантаження.

Дослідження структурної цілісності інженерних компонентів безпосередньо пов'язане з вивченням процесу пошкодження матеріалу. При цьому враховуються умови експлуатації конструкції з наявними дефектами та вплив цих дефектів на напружено-деформований стан, температурні та нейтронно-магнітні поля [320]. Для встановлення рівня безпеки експлуатації конструкції у тому чи іншому випадку можна керуватися різними методами, однак, насамперед необхідно відповісти на наступні питання [321]: як процес руйнування може бути проконтрольований наявним обладнанням? В якій частині конструкції відбувається пошкодження? Які методи контролю можуть його виявити?

Слід відзначити, що поняття надійності конструкцій може бути засноване на засадах механіки руйнування. Надійність елементів конструкцій залежить від таких основних параметрів: геометрія, розташування і розподіл дефектів; напружено-деформований стан за різних експлуатаційних умов; поширення тріщини на різних етапах експлуатації об'єктів [322].

У наш час дослідження тріщиноутворень досягли високого рівня. Однак, на наш погляд, кінцевими результатами цих досліджень, є рекомендації щодо остаточного руйнування елемента конструкції [323]. Застосовуючи поєднання різноманітних методів математичного моделювання, підходів механіки руйнування та сучасного програмного забезпечення, переважно отримують відповідь на питання, коли необхідно оглянути чи замінити той чи інший об'єкт дослідження. [324].

Однак ці твердження не завжди достовірно оцінюють ситуацію в вершині тріщини, оскільки існує певна ймовірність різкого стрибка досліджуваних критеріальних параметрів [325]. Також можна стверджувати, що незважаючи на те, що з урахуванням різної форми конструкцій показано негативний вплив тих чи інших факторів, тут також залишається місце для уточнення зони передруйнування [326]. Це саме стосується і досліджень зміни форми тріщиноподібних дефектів, за якої спостерігається пришвидшення перебігу процесу руйнування конструкцій [327].

Таким чином, концепція "опірності елемента конструкції росту тріщини"

може бути використана як окремий інваріантний параметр механіки руйнування, хоча для конкретного реального конструктивного елемента цей параметр залежить тільки від геометрії тріщини, в той час як коефіцієнт інтенсивності напружень (або інші параметри механіки руйнування) залежить від типу конструктивних елементів, умов навантаження та геометричних параметрів тріщиноподібних дефектів. Отже, «опірність елемента конструкції росту тріщини» можна розглядати як важливе доповнення до результатів аналізу ризику руйнування елементів конструкції.

Однак, для оцінки зони передруйнування з метою запобігання аварійно-небезпечних випадків, що спостерігаються за раптового зростання розмірів дефектів до критичних значень, велике значення має визначення показника чутливості поширення тріщини [233]. Важливо за допомогою зазначених напрямків досліджень тріщиноутворень в матеріалі розробити інженерні рекомендації щодо покращення моніторингу технічного стану, зокрема, стрілової конструкції мобільної вантажопідіймальної машини під час довготривалої експлуатації.

1.6 Постановка задач досліджень

Аналіз науково-дослідних робіт у галузі динаміки та міцності привідних систем і стрілових конструкцій стрічкових конвеєрів мобільних підіймально-транспортних машин показує, що ця проблема має велике народногосподарське значення і привертає увагу багатьох учених та наукових колективів. Результати теоретичних і експериментальних досліджень засвідчують, що максимальні та тривало діючі зусилля у відповідальних елементах конструкцій, а також ефективність експлуатаційних режимів зазначених машин переважно залежать від перебігу динамічних процесів у механічних системах. Вібрації несівних конструкцій суттєво впливають на безпеку роботи обслуговуючого персоналу.

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

підіймально-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, та 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 і стрілових конструкцій мобільних машин розроблена недостатньо і не задовільняє практичним вимогам, пов'язаних з необхідністю удосконалення приводів конвеєрів з системами керування їх параметрів та забезпечення їх безперервної експлуатації, врахування взаємодії транспортуючого органу з несівною системою, використання її динамічних показників механічних коливань у прогнозуванні та визначенні залишкового ресурсу.

Не розроблено достатньо ефективних методів аналізу нестационарних режимів машинних агрегатів з урахуванням взаємовпливу коливальних явищ у механічних системах та динамічних властивостей адаптивного гідропривода, а також електромагнітних процесів у електричних машинах. У зазначеній постановці не проводилося математичне моделювання динамічних процесів у приводній 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'язку цієї задачі.

Не обґрунтовано раціональних підходів до математичного моделювання несівних стрілових конструкцій конвеєрів мобільних машин з врахуванням особливостей їх будови (суцільні чи шарнірно зчленовані) та способу і кількості елементів кріплення. У динамічних розрахунках стрілових конструкцій не

враховано взаємодії стрічки конвеєра з нерівномірно розосередженим вантажем із роликкоопорами для оцінки динамічних складових напружень, що виникають в основних несівних елементах стріли.

Не встановлено впливу тривалої експлуатації стрілової конструкції мобільної машини на деградацію її матеріалу, характеру діючих напружень та корозійного середовища на тріщиностійкість. Не розроблено рекомендацій щодо прогнозування тріщиноподібних дефектів в профільних елементах стріли та визначення залишкового ресурсу її експлуатації.

Враховуючи сучасний стан проблеми, в дисертаційній роботі ставиться за мету підвищення ефективності функціонування стрічкових конвеєрів мобільних машин на основі комплексного вивчення динамічних процесів у привідних системах і стрілових конструкціях та прогнозування залишкового ресурсу елементів тривалої експлуатації.

Для досягнення поставленої мети необхідно розв'язати такі задачі:

1. Розробити метод аналізу динамічних процесів у вмонтованому гідравлічному приводі конвеєра, чутливому до зміни навантаження, з пристроєм керування вмиканням та вимиканням додаткового гідромотора, в залежності від крутного моменту.

2. Розробити метод аналізу нестационарних режимів роботи гідропривідного агрегату стрічкового конвеєра з основним і додатковим гідромоторами та системою керування, чутливою до зміни навантаження, яка забезпечує вмикання або вимикання додаткового гідромотора за умови сталості споживаної потужності.

3. Побудувати математичні моделі динамічних процесів у синтезованому пусковому пристрої та в системі керування вмонтованого гідроприводу з паралельно встановленими гідромоторами і провести аналіз впливу параметрів системи керування та режиму навантаження рушійного барабана на перебіг перехідних процесів у приводі стрічкового конвеєра.

4. Провести експериментальні дослідження динамічних процесів у вмонтованому гідроприводі з пристроєм керування і перевірити коректність розробленої математичної моделі та прийнятих припущень.

5. Розробити метод розрахунку перехідних процесів в машинах неперервного транспорту з урахуванням рухомості меж віток стрічки та впливу хвильових явищ у довгомірних елементах конвеєра на динамічні зусилля у механічній системі.

6. Побудувати узагальнені математичні моделі і алгоритми визначення власних частот і форм коливань стрілової конструкції з жорсткими та податливими секціями.

7. Опрацювати метод дослідження вимушених коливань несівної системи конвеєра та визначити динамічні напруження в елементах стріли з урахуванням взаємодії завантаженої стрічки з роликowymi опорами.

8. Визначити вплив умов тривалої експлуатації стріли буртоукладника на зміну механічних властивостей та швидкість тріщиноутворення матеріалу конструкцій.

9. Дослідити сумісну дію динамічних навантажень та корозивного середовища на тріщиноутворення в матеріалі конструкції стріли буртоукладника та визначити характеристичні розміри тріщин різної форми для оцінки залишкового ресурсу.

10. Обґрунтувати напрямки створення компактних і ефективних у експлуатації конструкцій вмонтованих приводів стрічкових конвеєрів, а також технічне рішення, спрямоване на підвищення довговічності опорних вузлів стрілових конструкцій; оцінити конкурентоспроможність пропонуваніх конструкцій приводів конвеєрів.

РОЗДІЛ 2 ОБГРУНТУВАННЯ НАПРЯМУ ДОСЛІДЖЕННЯ ТА МЕТОДІВ РОЗВ'ЯЗАННЯ ЗАДАЧ ДИНАМІКИ ПРИВІДНИХ СИСТЕМ І СТІЛОВИХ КОНСТРУКЦІЙ

2.1 Обґрунтування схеми і типу приводу конвеєр

Аналіз схем стрічкових конвеєрів, що улаштовані на стрілових конструкціях підіймально-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, наприклад, у відвалоутворювачах та, що експлуатуються на вітчизняних та зарубіжних підприємствах, привод відвальної частини транспортера є двохбарабанний і розміщений в нижній частині траси конвеєра. Типова схема конвеєра відвалоутворювача наведена на рис. 2.1.

Вона містить приводні барабани 1, 2, натяжний барабан 3, барабани відхилення стрічки 4, 5, роликоопори порожнинної вітки 6, роликоопори навантаженої вітки 7, роликоопори зони навантаження 8, кінцевий барабан 9, роликовий стіл 10.

Сили, що діють у вітці конвеєра на приводному барабані (рис. 2.2), співвідносяться між собою за формулою Ейлера [328]:

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

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

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 гільці конвеєра. За таких умов виникає необхідність використання стрічки конвеєра із завищеною міцністю, що призводить до збільшення встановленої потужності привода, геометричних параметрів барабанів та роликоопор і підвищення металоємності конструкції стріли.

Розглянемо розподіл тягового зусилля по стрічці конвеєра, враховуючи місце улаштування та кількість приводів (рис. 2.3) [329].

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 привода його слід улаштовувати 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 привода і збільшити довговічність конвеєра.

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

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

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

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

Відзначено, що серед вмонтованих приводів конвеєрів, які ще мають назву

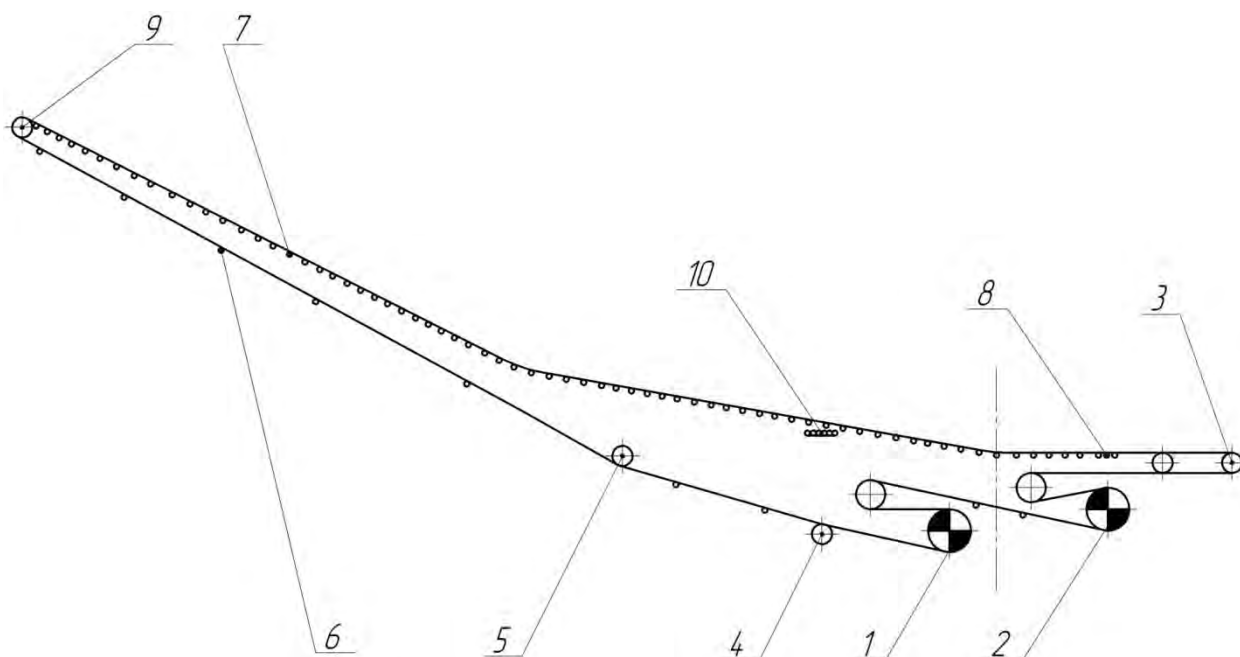


Рисунок 2.1 – Схема конвеєра відвальної консолі

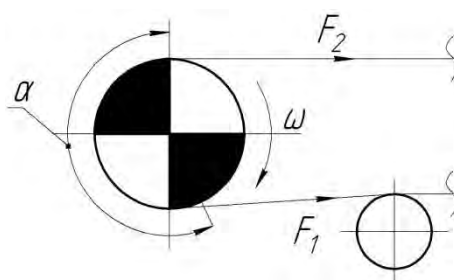


Рисунок 2.2 – Сили у вітках конвеєра на приводному барабані

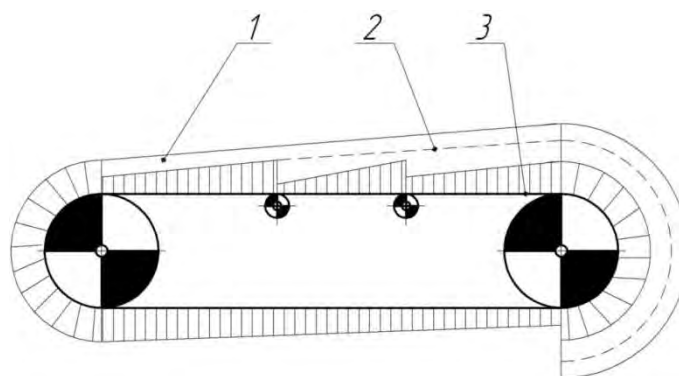
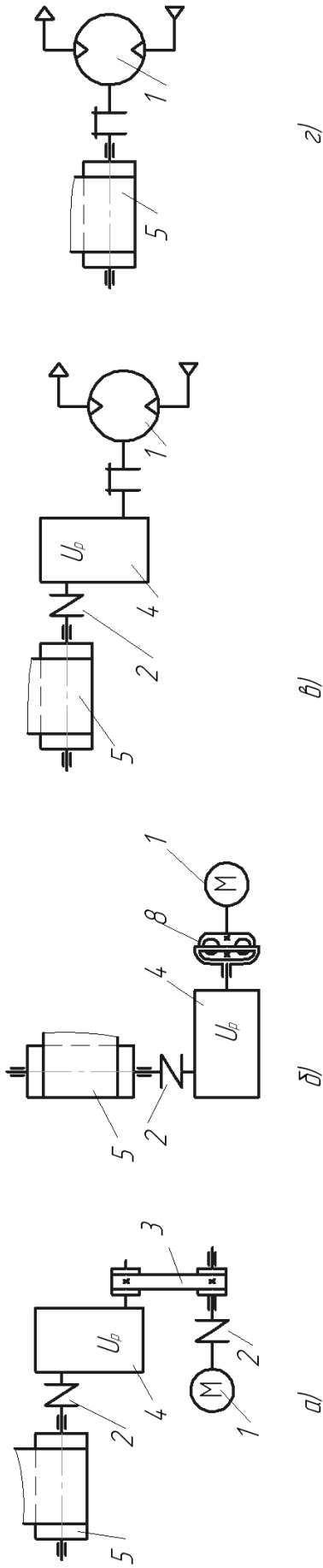


Рисунок 2.3 – Діаграма розподілу тягового зусилля в стрічці:

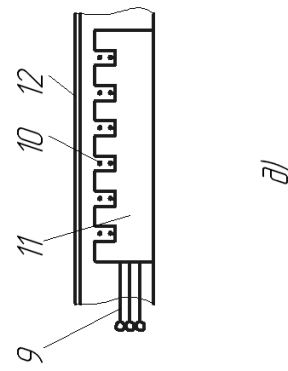
1 – з однобарабанним приводом; 2 – з двобарабанним приводом;

3 – з багатобарабанним приводом

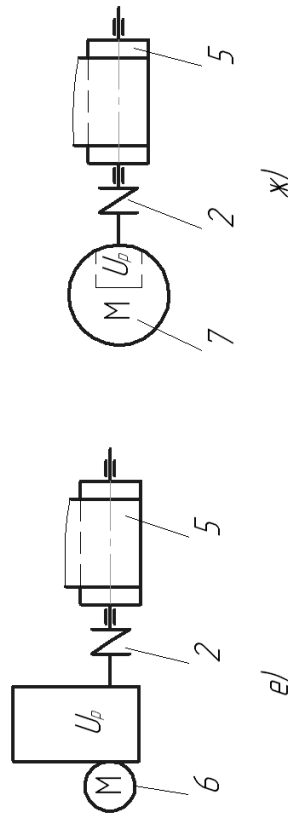
Роздільний привод



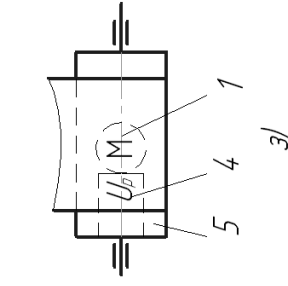
3 лінійним електродвигуном



Комплектний привод



Вмонтований привод



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

мотор-барабани (МБ), найбільше поширення отримали електричні та гідравлічні приводи [108, 330, 331]. На рис. 2.5, а наведено конструктивну схему електричного вмонтованого привода [332], 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 оточуюче середовище невелике, його питома теплопровідність $c = 0,107$ ккал/год·м²·град. Крім того, тепловіддачу ускладнює транспортуюча стрічка, яка закриває частину корпусу барабана.

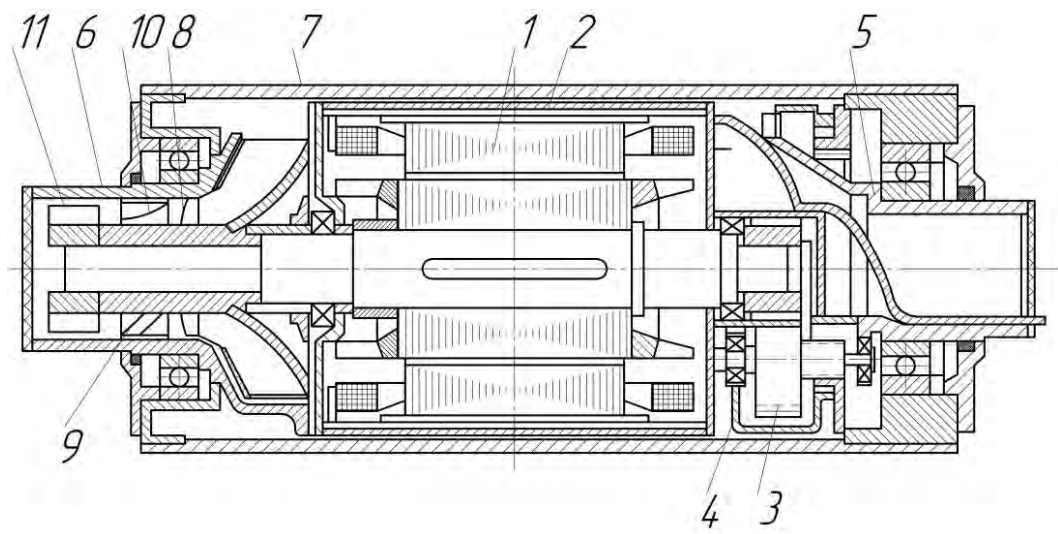
Ефективна охолоджуюча дія повітря можлива при мінімальних обертах вентилятора $n = 800$ хв⁻¹ [333]. З цього випливає, що вентилятор повинен бути розташований на валу електродвигуна, так як це виконано на наведеній конструкції. Електродвигун 1 встановлено в алюмінієвому корпусі 2, а редуктор 3 із рядовою двоступінчастою співвісною передачею, корпусом 4 прикріплений до корпусу 2. Порожнинні 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 знижує ККД.

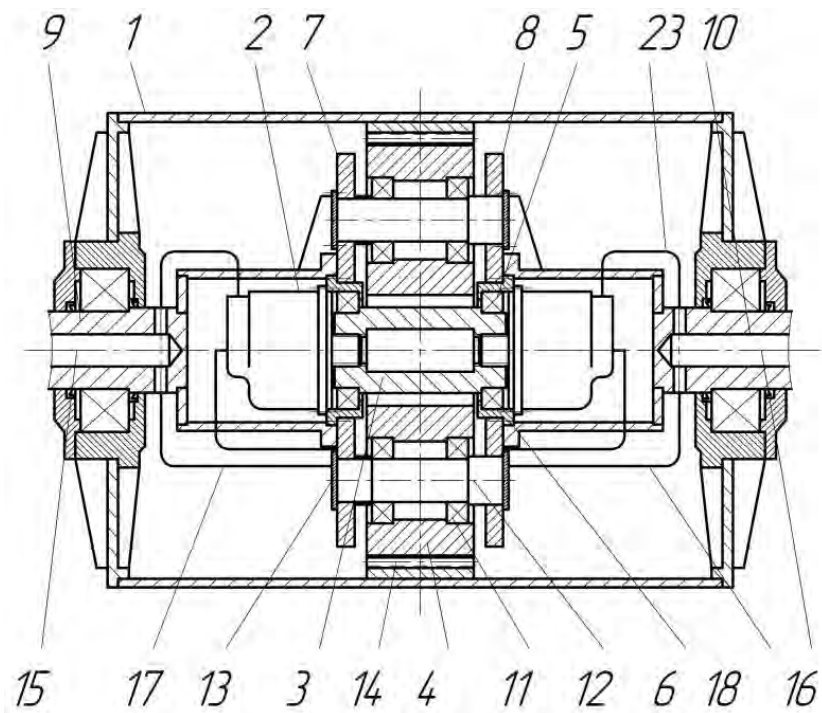
Незважаючи на широку різноманітність конструктивного виконання електричних мотор-барабанів, їх використання як приводу обмежується недостатньо високими питомою потужністю та ККД, складністю здійснення плавного регулювання числа обертів і крутного моменту, реалізацією заданого закону керування, вимогами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

Усунути або значною мірою зменшити вказані недоліки можна за рахунок використання в мотор-барабані гідравлічного двигуна [114, 334, 335, 336].

Головним фактором, що обумовлює переваги гідрооб'ємних приводів



a



б

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

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 [337]:

- простота передачі сил і крутних моментів при малих габаритних розмірах (гідродвигун становить 12-13% об'єму електродвигуна) і масі (в 5-10 раз легший 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 гідропривода майже на всьому діапазоні регулювання значно вище ККД електропривода 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 гідропривода у вмонтованих приводах.

На рис. 2.5, б наведена конструктивна схема гідравлічного вмонтованого привода, розробленого на кафедрі галузевого машинобудування ВНТУ [338].

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 зачепленні 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 зачеплення з коронним зубчастим колесом 14, яке жорстко закріплено на внутрішній поверхні корпусу барабана 1. Півосі 9 і 10 разом з опорним елементом утворюють зіставну 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 ущільнюючими 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 поступає 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, металоемкості,

габаритними розмірами, але і показниками динамічних характеристик цих приводів. Так як 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 привідних 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 параметру, 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 [61].

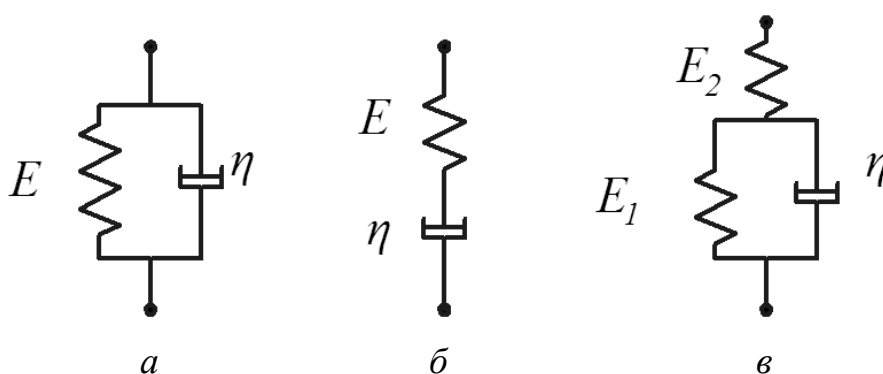
Під час вивчення динамічних процесів дослідникам доводиться стикатися з різного роду складнощами, через які в теорію динамічних розрахунків конвеєрів введено ряд припущень та спрощень. Тому в наукових працях розв'язуються задачі динаміки конвеєрів різного рівня складності. Ці роботи значно розширили 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'язку 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 за дії динамічних навантажень. Найбільш поширеними в дослідженнях динамічних процесів є три такі прості моделі [162].

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



a – модель Фойгта *б* – модель Максвелла *в* – модель Кельвіна

Рисунок 2.6 – Реологічні моделі стрічкового конвеєра

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; ε – відносна деформація; η – 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. 2.6, б), в якому послідовно з'єднано пружний і в'язкий елемент. 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 ε_1 , а деформацію в'язкого – через ε_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 $\tau = \eta/E$ – час релаксації.

Модель Томсона – Пойтинга (або модель Кельвіна) отримана введенням додаткової жорсткості E_2 в елемент Фойгта (рис. 2.6, в). 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 ε_1 – деформація елемента Фойгта; ε_2 – деформація додаткового пружного елемента.

Тоді рівняння, що описує поведінку моделі, матиме вид:

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

Ці моделі дозволяють отримати деяку кінцеву деформацію за миттєвого і нескінченного 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 запропонована більш складна модель стрічки, що містить декілька елементів Фойгта (рис. 2.7), константи яких визначалися для найбільш характерних режимів навантаження конвеєрної стрічки.

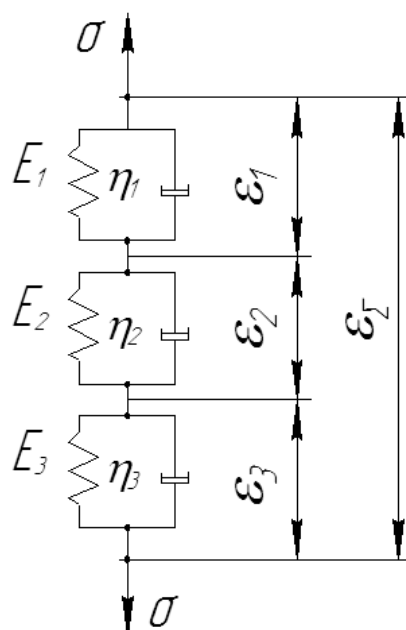


Рисунок 2.7 – Еквівалентна модель стрічки конвеєра

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[61].

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; ρ – сумарна щільність відповідної вітки стрічки.

З врахуванням розтягу стрічки і вважаючи, що вона набуває форми параболи, її зведений модуль пружності, знаходять за виразом [339]

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

де F – сила натягу в стрічці; $q_0 = q_b + q_c$ – погонне навантаження; тут q_b , q_c – погонне навантаження від вантажу та стрічки, відповідно; l'_p – відстань між роликкоопорами; E_0 – поздовжна 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 [2]:

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

де $C_0 = \sqrt{E_d / q_s}$; 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; ω^1 – загальний коефіцієнт опору рухові стрічки.

Розглянувши механізм поширення пружних деформацій під час пуску конвеєра, в праці [8] 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 привода.

Під час вибору фізичної моделі реального привода 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 [340]. 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 більше 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; ω – кутова швидкість.

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

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

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

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

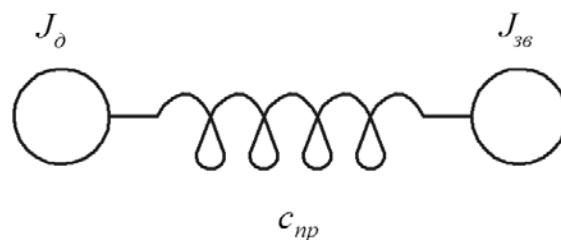


Рисунок 2.8 – Розрахункова схема механічної частини приводу

Зазначені принципи моделювання фізичних моделей використано при побудові простих розрахункових моделей електромеханічного та гідравлічного приводів [341] конвеєрів для порівняння їх динамічних властивостей.

На рис. 2.9 наведена розрахункова схема електромеханічного привода 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 ν , редуктор з передатним числом u , з'єднано з приводним 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, приводного та хвостового барабанів позначено через φ_1 , φ_2 , φ_3 , відповідно.

До барабанів прикладено сили натягу стрічки F_1, F_2, F_3, F_4 . Стрічка конвеєра представлена в'язко-пружною моделлю Фойгта [13], згідно якої

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

де A – площа поперечного перерізу стрічки; E – статичний модуль пружності стрічки; ε – відносне видовження стрічки; μ – в'язкість стрічки.

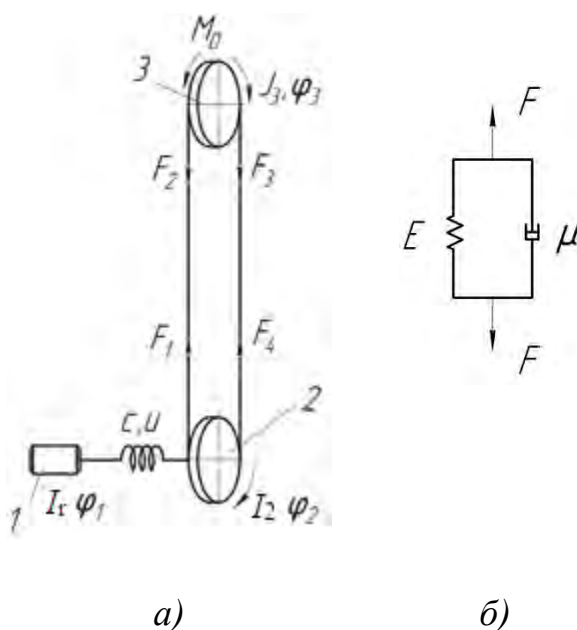


Рисунок 2.9 – Розрахункова схема електромеханічного привода конвеєра (а) та розрахункова схема стрічки (б)

Абсолютне видовження стрічки Δl через кути повороту φ_2 та φ_3 та радіуси приводного 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 ω_2, ω_3 – кутові швидкості приводного та хвостового барабанів.

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

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

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:

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

$$\text{де} \quad \dot{\varphi}_1 = \omega_1, \quad \dot{\varphi}_2 = \omega_2, \quad \dot{\varphi}_3 = \omega_3, \tag{2.26}$$

причому M_e – момент на валу електродвигуна.

Для коректного визначення електромагнітного моменту M_e необхідно врахувати співвідношення, що описують електромагнітний стан двигуна [342].

Електромагнітні явища в асинхронному двигуні з урахуванням насичення магнітопроводу описуються рівняннями:

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

де i_s, i_r, u_s – матриці-колонки струмів і напруг; A_r, B_r, A_s, B_s – матриці зв'язків; Ω_s, Ω_r – матриці частот обертання; Ψ_s, Ψ_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:

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

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

$$G = \frac{1}{i_m^2} \left[\frac{Ri + Ti(R - T)i_x i_y}{(R - T)i_x i_y Ri + Ti} \right], \quad (2.30)$$

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 – намагнічувальний струм і його складові за осями x, y ; τ, ρ – величини, що визначаються за кривою намагнічення, яка є функціональною залежністю робочого потокозчеплення Ψ_m від намагнічувального струму; α_s, α_r – величини, обернені до індуктивностей розсіяння 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 ω_0, ω_r – синхронна кутова швидкість двигуна і кутова швидкість ротора, виражені в електричних радіанах за секунду. Величини ω_0, ω_r мають значення

$$\omega_0 = 314; \quad \omega_r = p_0 u \omega_1, \quad (2.33)$$

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

Матриці-колонки повних поточкозчеплень обмоток статора і ротора мають вигляд:

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

де $i = \cos(i_x, i_y)$.

Величини I_x, I_y, I_m складають:

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

Значення τ і ρ визначаються виразами:

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

Електромагнітний момент знаходимо за формулою:

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

Криву намагнічування подаємо у вигляді:

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

де i_{mk} – критичне значення намагнічувального струму, за межею якого залежність $\psi_m(i_m)$ є нелінійною. Тоді τ і ρ , 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'язуванням рівнянь руху проводимо числове інтегрування рівнянь електромагнітного стану двигуна. Розрахунок перехідних 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.

На розрахунковій схемі гідравлічного вмонтованого приводу конвеєра гідролінія від насосу 1 (рис. 2.10, а), 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 приводного 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 φ_1 , φ_2 , φ_3 , відповідно. До дискретних мас 4 і 5 прикладе-

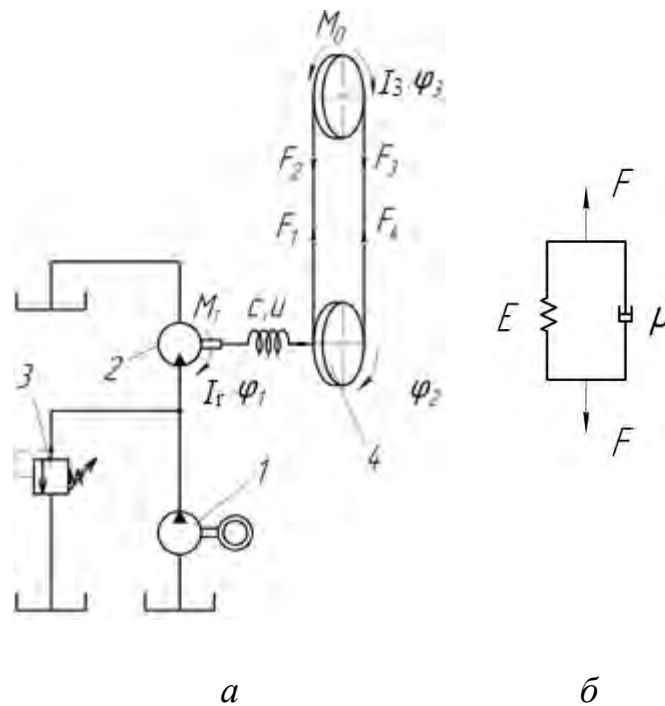


Рисунок 2.10 – Розрахункова схема гідравлічного вмонтованого привода конвеєра (а) і модель ділянки стрічки (б)

но сили натягу стрічки F_1, F_2, F_3, F_4 . Стрічку конвеєра подано реологічною моделлю Фойгта з пружно-дисипативними зв'язками (рис. 2.10, б).

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

$$\begin{aligned}
 q_n n_n - \sigma p_1 - q_m n_m - K_1 V_1 (dp_1 / dt) &= 0; \\
 I_r \frac{d\omega_1}{dt} + c(\varphi_1 - u\varphi_2) + v(\omega_1 - u\omega_2) &= M_z; \\
 I_2 \frac{d\omega_2}{dt} + uc(\varphi_2 - u\varphi_1) + uv(\omega_2 - u\omega_1) + \\
 + 2c_s(\varphi_2 r_2 - \varphi_3 r_3) r_2 + 2v_s(\omega_2 r_2 - \omega_3 r_3) &= 0; \\
 I_3 \frac{d\omega_3}{dt} + 2c_s(\varphi_3 r_3 - \varphi_2 r_2) r_3 + 2v_s(\omega_3 r_3 - \omega_2 r_2) r_3 &= -M_0; \\
 M_z &= q_m p_1,
 \end{aligned}
 \tag{2.40}$$

де

$$\dot{\phi}_1 = \omega_1, \quad \dot{\phi}_2 = \omega_2, \quad \dot{\phi}_3 = \omega_3. \quad (2.41)$$

Для порівняння показників динамічних характеристик електромеханічного (див. рис. 2.5, *a*) і гідравлічного (див. рис. 2.5, *б*) 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 значенні	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
$q'_{p}, \text{кг}/\text{м}$	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).

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

Порівнянням перехідних процесів діючих моментів та кутової швидкості приводного барабана в гідравлічному та електричному приводі показано, що коефіцієнт динамічності для гідропривода $K_d = 2,8$, а для електропривода – $K_d = 5$. 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

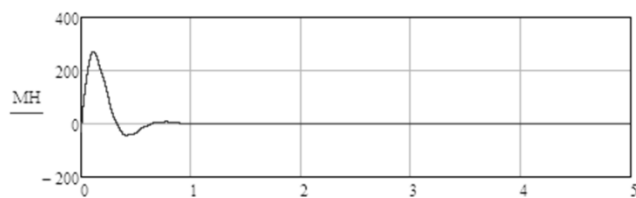
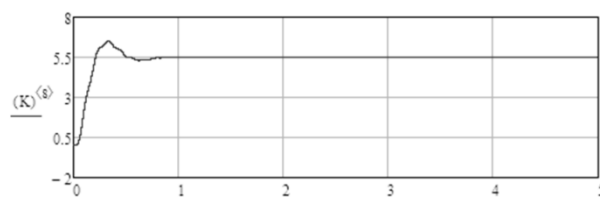
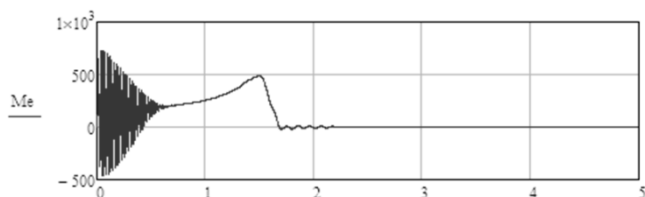
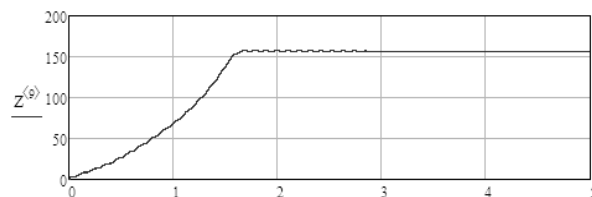
*a**б**в**г*

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

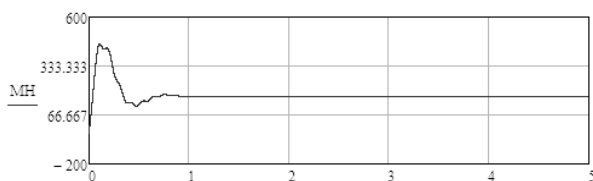
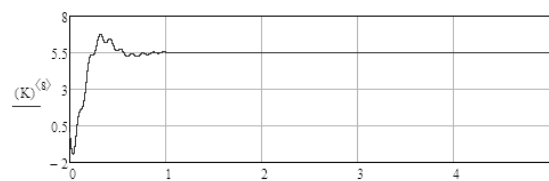
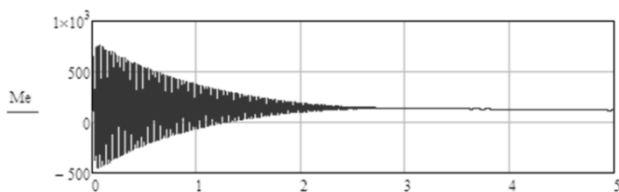
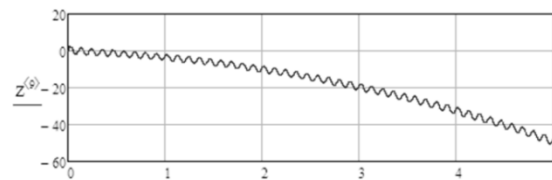
*a**б**в**г*

Рисунок 2.12 – Порівняльні характеристики динамічних властивостей гідравлічного (*a, б*) та електричного (*в, г*) вмонтованих приводів з навантаження

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; оцінка 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 транспортуючої частини конвеєра на динаміку перехідних процесів пуску гідроприводного агрегату:

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

3. Вивчити вплив крутильної жорсткості транспортуючого органа 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 був прийнятий вмонтований гідравлічний привод 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.

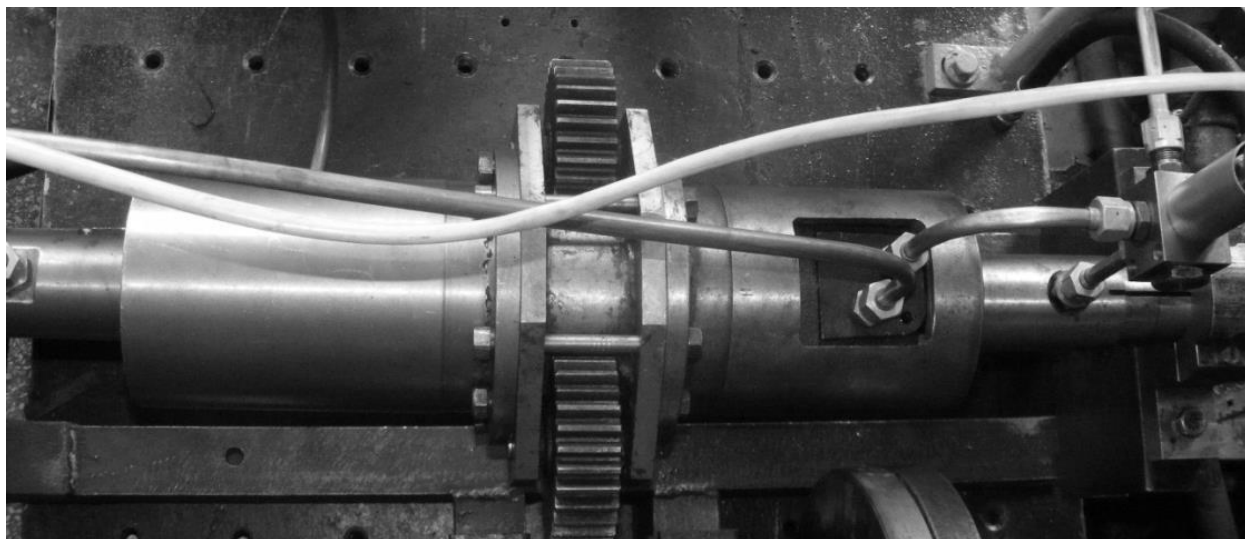
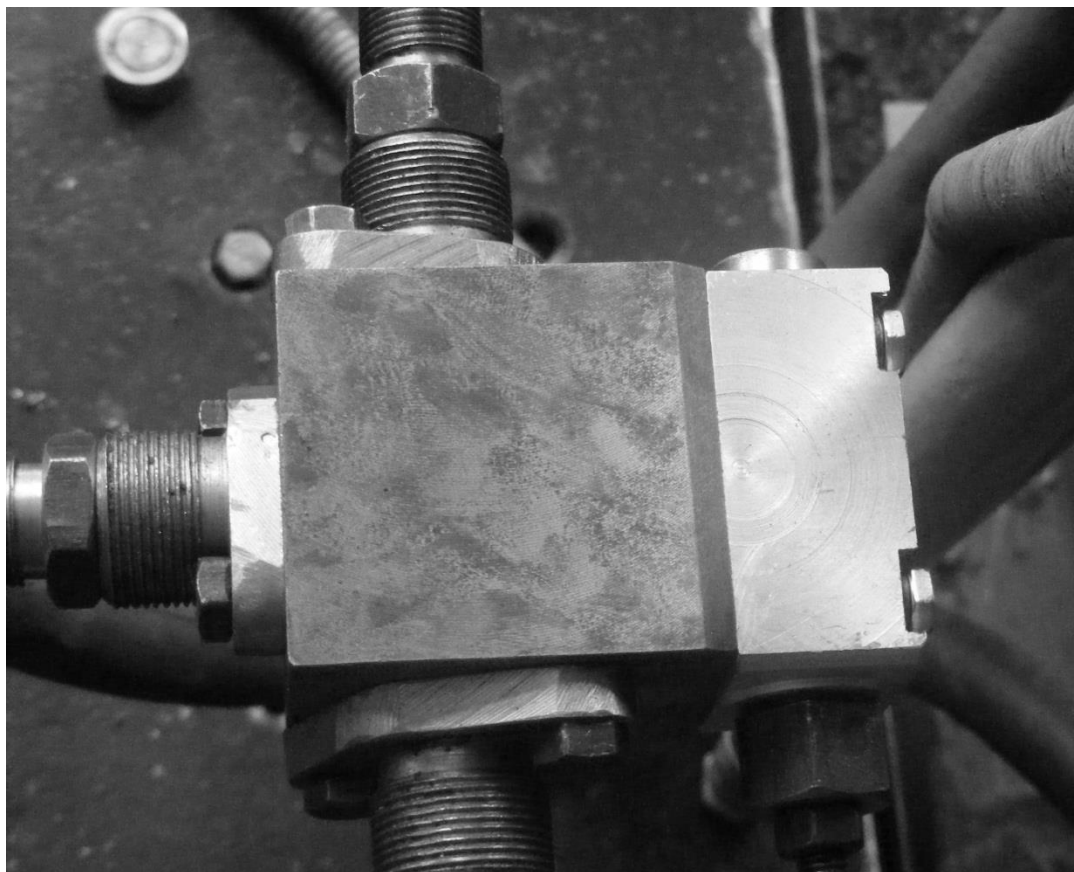


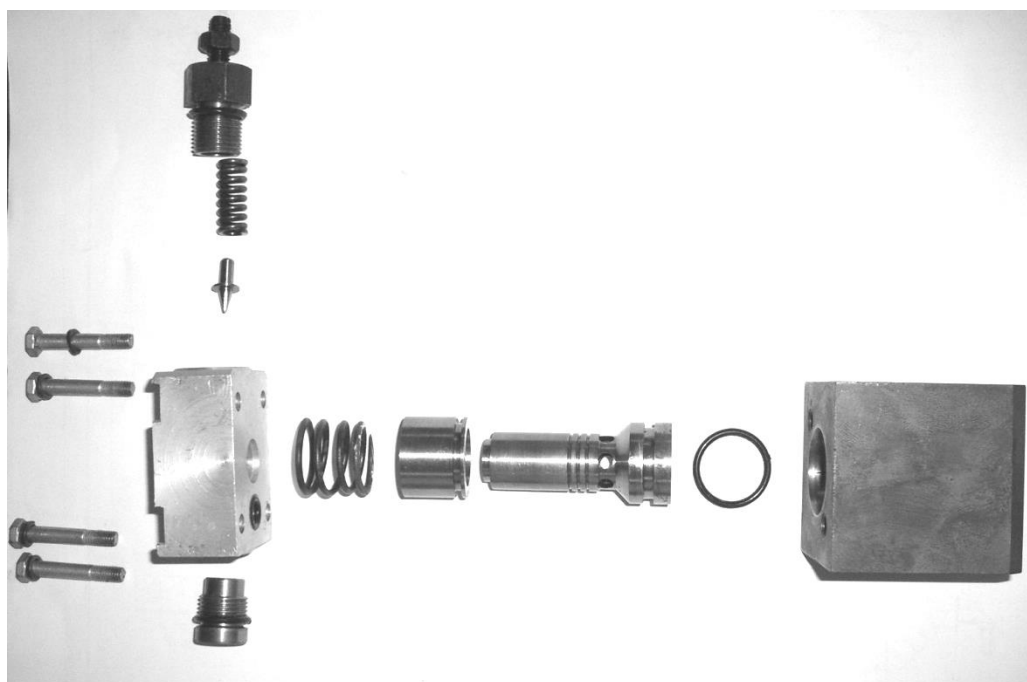
Рисунок 2.13 – Загальний вигляд приводної частини вмонтованого приводу, чутливого до навантаження

Технічні характеристики експериментального вмонтованого гідравлічного приводу, чутливого до навантаження:

1. Номінальний перепад тиску на гідромоторі, МПа.....14;
2. Номінальні витрати, м³/с.....0,5·10⁻³;
3. Номінальна потужність гідродвигуна, кВт.....6;
4. Передаточне число передавального механізму.....4,556;
5. Габаритні розміри:
 - довжина, м.....0,61,
 - діаметр, м.....0,4.



a)



б)

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

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 ³ /хв, не більше.....	300;
7. Перерегулювання за тиском при випадковому збільшенню 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-реєструючої апаратури, виведення необхідних параметрів на шлейфовий осцилограф, 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 ступінчатих 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 приймалися базовими.

З метою отримання достовірних значень досліджуваних параметрів кількість необхідних вимірювань за одного і того ж режиму визначалась за формулою [343]

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

де n_0 – число вимірювань, що не враховуються; p_d – довірна ймовірність того, що

похибка визначення параметра знаходиться в допустимих межах.

За рекомендацією авторів [344] для нормування квантильної оцінки результуючої та випадкової похибок вимірювальної техніки p_d вибирається в межах 0,8...0,9, тоді за $n_0 = 0$:

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

Таким чином, мінімальна кількість вимірювань для забезпечення достовірності результатів повинна бути не менше 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 [344]:

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

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

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

У відповідності із структурною схемою вимірювального ланцюга (тракту) [345] давач – тензопідсилювач – осцилограф – осцилограма – тарувальний графік – параметр, результуюча повна похибка визначення величини параметрів досліджуваного об'єкту складається з систематичних та випадкових похибок цього ланцюга. Її середньоквадратичне значення можна розрахувати за відомою залежністю

$$\Delta_k = \sqrt{\Delta_d^2 + \Delta_{\Pi}^2 + \Delta_o^2 + \Delta_T^2}, \quad (2.46)$$

де Δ_k – результуюча похибка вимірювального ланцюга; Δ_d – похибка давача; Δ_{Π} – сумарна похибка тензопідсилювача; Δ_o – сумарна похибка системи осцилографа; Δ_T – похибка вимірювання параметру 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 $\Delta_n = \Delta_o = \pm 0,7 \%$ [346], похибка обробки осцилограм $\Delta_r = \pm 5 \%$ [347]. 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 із стенду, що містить насосну станцію і встановлену на рамі приводну 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 тиску робочої рідини й панеллю 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, а 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

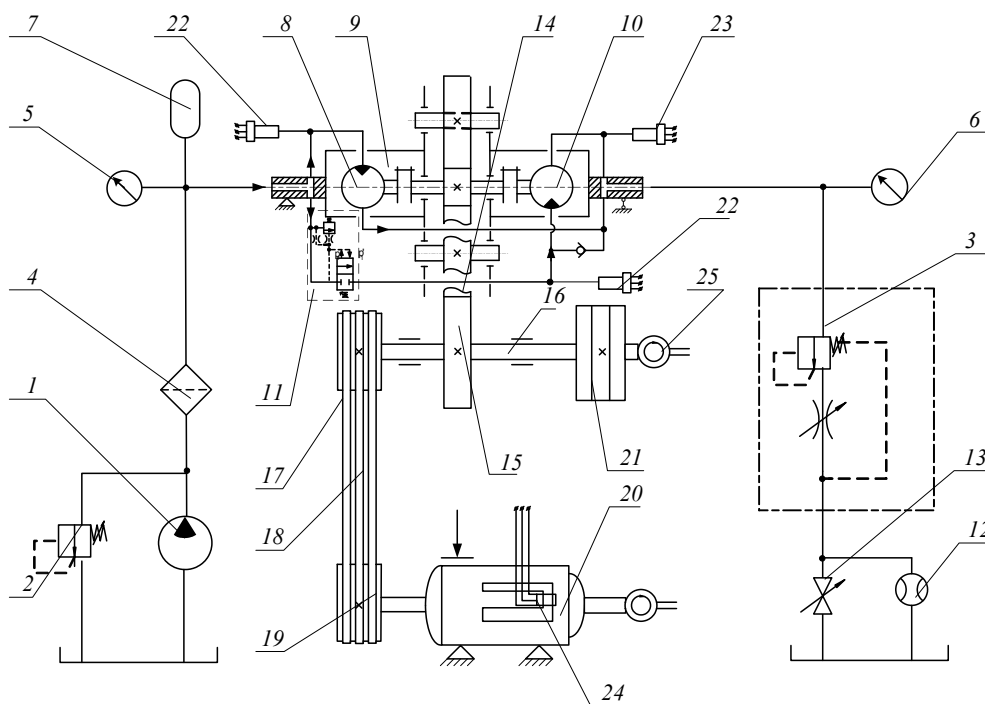


Рисунок 2.15 – Схема експериментального стенду для дослідження вмонтованого гідравлічного привода конвеєра, чутливого до зміни навантаження

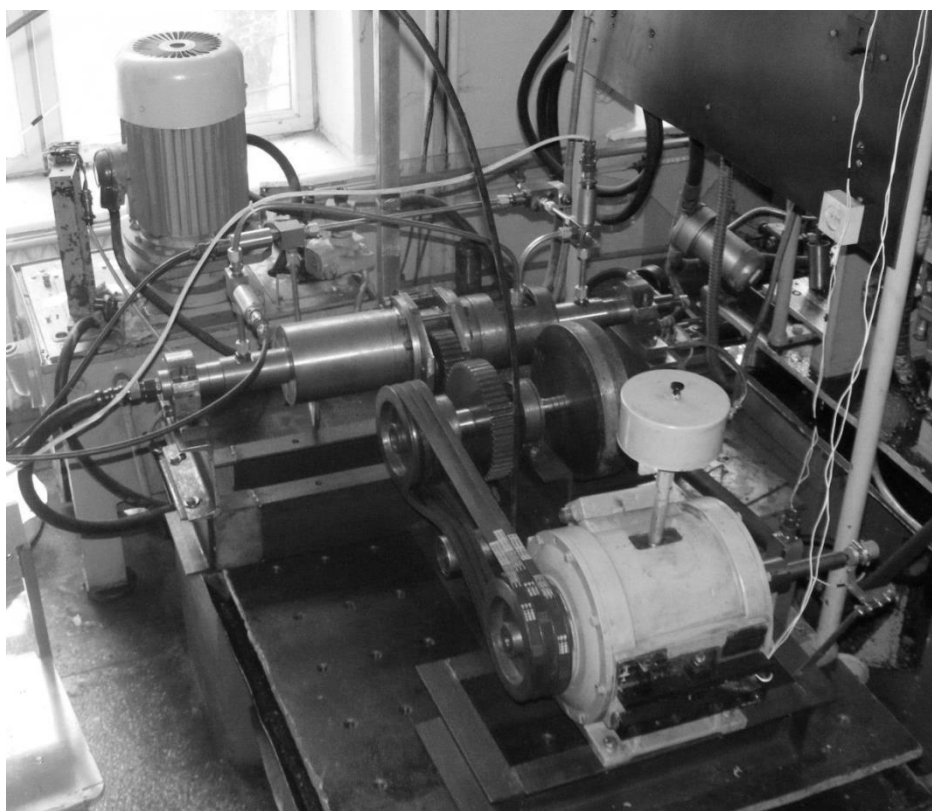


Рисунок 2.16 – Загальний вигляд експериментального стенду для дослідження гідравлічного привоу, чутливого до зміни навантаження

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 входною 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.

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

Для моделювання крутильної жорсткості транспортуючої 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 транспортуючої частини інерційне навантаження імітувалось набором дисків 21 різної маси, які встановлювалися на проміжний вал для моделювання навантаження привода, або на втулку, посаджену на вільний кінець вала навантажувального пристрою.

Реєстрація параметрів привода 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 ³ /с	0,23·10 ⁻³
Номінальний тиск	МПа	14
Максимальний об'єм гідроаккумулятора	м ³	5·10 ⁻²
Передавальні 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 привода:

- 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 гідроприводним 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 ємкість; 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, контролюючий 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 реєструвалися осцилографом.

Конструкція тензометричного давача, який використовувався для вимірювання тиску в напірній гідролінії гідросистеми досліджуваного привода, 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 герметичність з'єднання. Робоча рідина під тиском

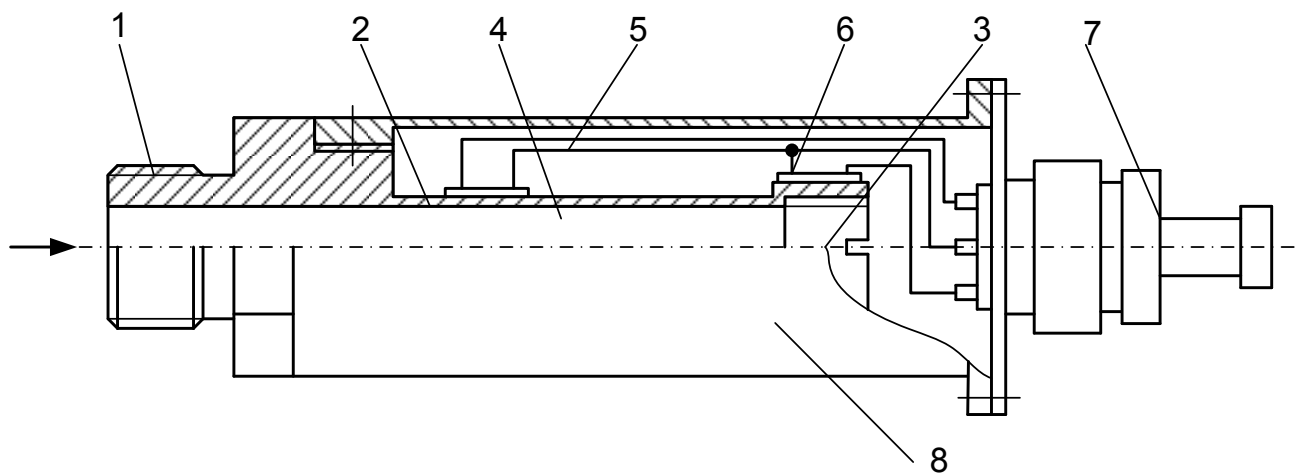


Рисунок 2.17 – Конструктивна схема давача високого тиску

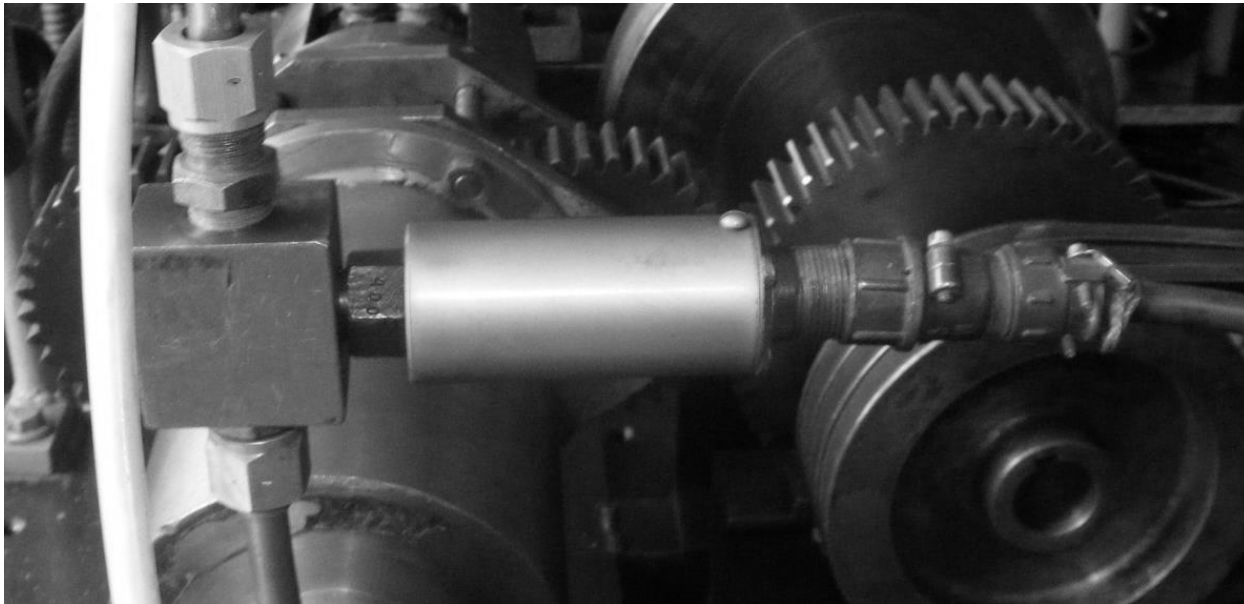


Рисунок 2.18 – Давач високого тиску на експериментальному стенді

підводиться до отвору 4 і, деформує трубку 2, діє на активний дротяний тензорезистор 5 типу 2 ПКБ-20-200, наклеєний перпендикулярно твірній циліндричній 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. 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 розподілом 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 датчик 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 збірки 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 роз'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.

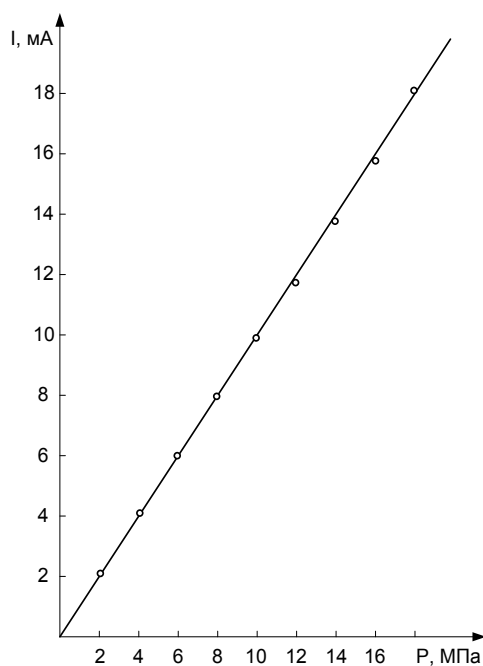


Рисунок 2.19 – Тарувальний графік давача високого тиску на каналі підсилення №1

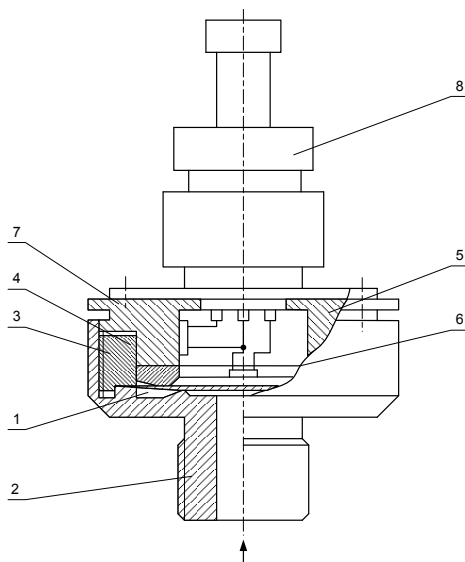


Рисунок 2.20– Конструктивна схема датчика низького тиску експериментальному стенді

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, виникаючого 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 арочної 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.

Один кінець важеля закріплено за допомогою втулки на валу навантажувального пристрою, а інший, що розташований на відстані 1м 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 фіксувались відхиленням стрілки на шкалі амперметра випрямляча. Навантажувальні величини тарувального моменту опору руху контролювались за кількістю встановлених вантажів і реєструвались 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.

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 електрорушійної сили, частота якої пропорційна швидкості обертання контрольованого вала. Електрична і механічна

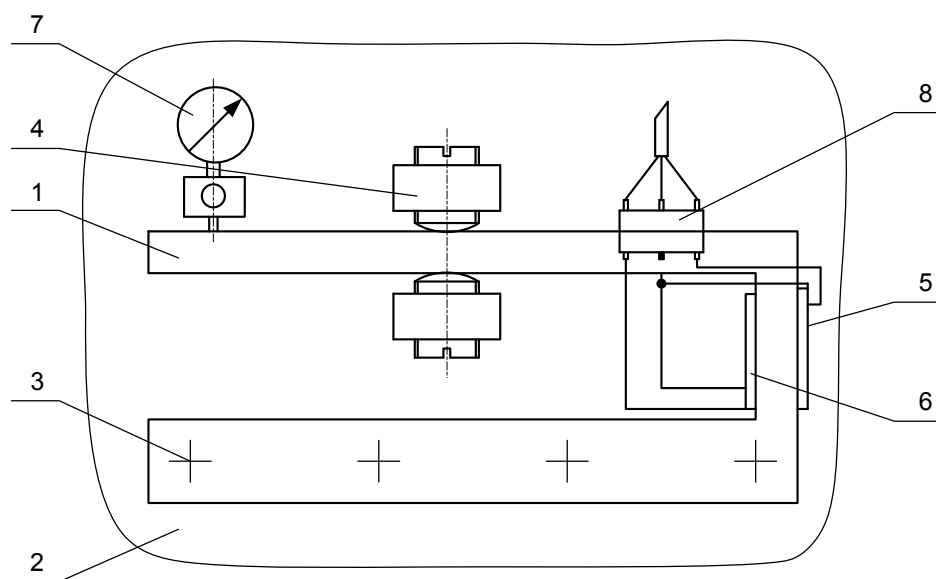


Рисунок 2.21 – Конструктивна схема давача крутного моменту



Рисунок 2.22 – Давач крутного моменту на експериментальному стенді

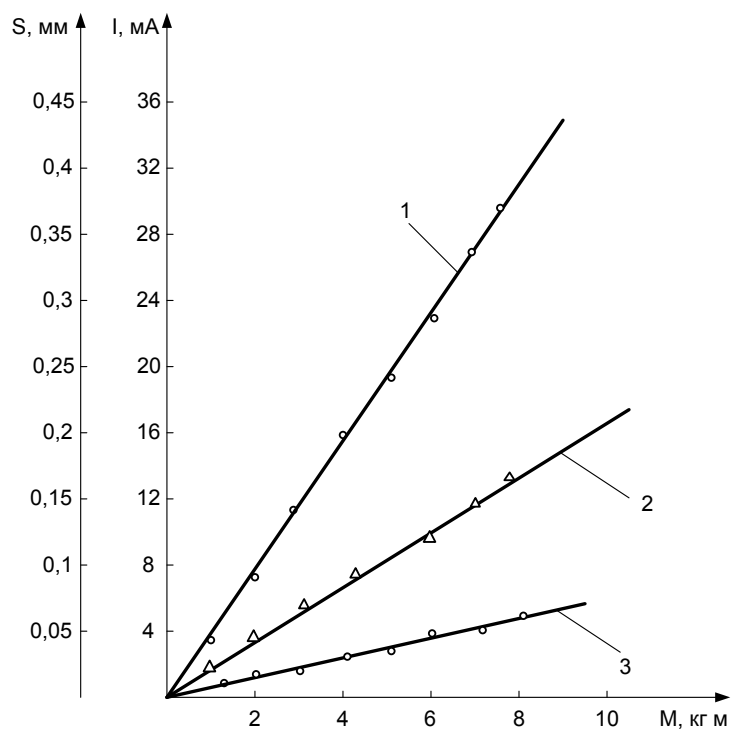


Рисунок 2.23 –Тарувальні графіки давача крутного моменту: 1 – канал підсилення №1; 2 – канал підсилення №2; 3 – канал підсилення №3

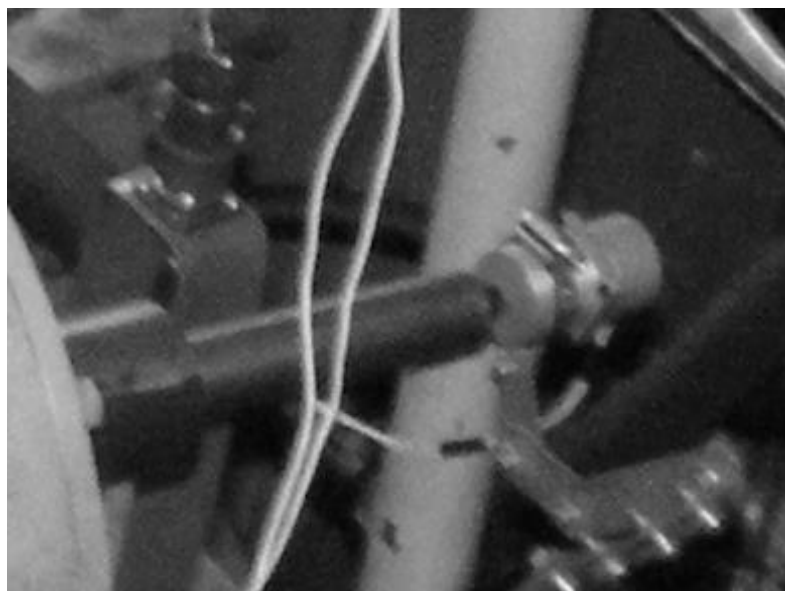


Рисунок 2.24 – Тахометричний датчик числа обертів на експериментальному стенді

характеристики давача такі: діапазон контрольованих частот обертання – 0...2000 хв^{-1} ; значення електрорушійної сили за максимальної швидкості обертання – 80...88 В; частота за максимальної швидкості обертання – 166,67 Гц; опір обмоток - 400 Ом; температурний діапазон – $50 + 70^\circ \text{C}$. Тарування давача числа обертів проводилось за допомогою тахометра годинникового типу СК 751, для якого похибка вимірювань за частоти обертання до 1000хв^{-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 осцилографа за поділками його шкали. Тарувальний графік давача числа обертів показаний на рис. 2.25.

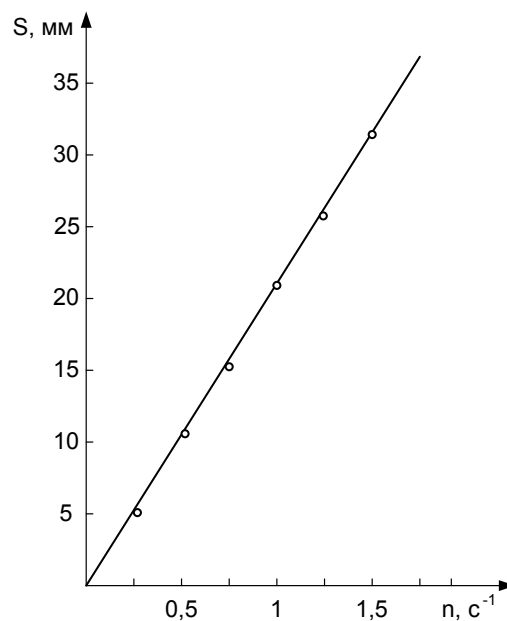


Рисунок 2.25 – Тарувальний графік тахометричного датчика числа обертів

Власні частоти давачів тиску і крутного моменту визначалися відповідно до методики, викладеній в праці [348]. В загальному випадку, власна частота f_0 будь-якого тензOMETричного датчика 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 датчика; e_e – еквівалентна податливість пружного елемента датчика.

Для трубчастого датчика тиску еквівалентна маса розраховується за формулою [349]:

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

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

Сумарна податливість трубки 2 і каналу передачі тиску визначаються залежністю [343]

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

де μ – 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:

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

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

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

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

Власна частота датчика 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 [346]

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

та для податливості

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

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 умовам досліджень, так як 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 приводного пристрою стрічкового конвеєра використовуються гальванометри типу Н 001, що мають власну частоту 1200 Гц за ступенем стану спокою рухомої системи гальванометрів $\beta = 0,7 - 0,1$ [350].

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.

2.4 Методи і задачі дослідження динаміки стрілових конструкцій конвеєрів

Несівні системи конвеєрів виготовляють у вигляді цілісних або шарнірно зчленованих довгомірних конструкцій (стріл), які здебільшого встановлюють на вантових підвісках, що кріпляться на пілоні. Секції стріли можуть бути виконані у вигляді плоских рам, розташованих у площині, перпендикулярній до площини згину, або у вигляді просторових довгомірних конструкцій. Різні типи секцій можуть суттєво різнитися між собою за деформівною здатністю. Це обумовлює доцільність застосування як дискретних, так і континуально-дискретних розрахункових моделей механічних систем, які б з достатньою точністю відображали особливості роботи тієї чи іншої конструкції і забезпечували відносну простоту аналізу коливальних процесів.

Для дослідження вільних і вимушених коливань стріл, що складаються із коротких секцій, застосовуємо розрахункову модель у вигляді системи послідовно з'єднаних твердих тіл. Під час визначення власних частот і форм коливань цих конструкцій маси і моменти інерції секцій, а також коефіцієнти жорсткості елементів підвіски вважаємо сталими. У дослідженнях вимушених коливань механічних систем враховуємо зміну інерційних характеристик в часі.

Аналіз коливальних явищ плоскої стрілової конструкції, розташованої у площині, перпендикулярній до площини викривлення її осі, проводимо із застосуванням технічної теорії згину. У більш складному випадку, коли довгомірною системою є просторовою конструкцією, дослідження проводимо з урахуванням деформацій згину і зсуву згідно з неklasичною теорією балок С. Тимошенка.

Для опису згинних коливань n -прогонової стрілової конструкції конвеєра користуємося поздовжніми координатами x_i ($i = 1, 2, \dots, n$) з початками у крайніх перерізах відповідних ділянок. Прогини здеформованої осі стріли на окремих прогонах позначаємо як w_i ($i = 1, 2, \dots, n$). Ці величини є функціями відповідних просторових координат x_i ($i = 1, 2, \dots, n$) і часу t .

Застосовуючи технічну теорію згину, рівняння поперечних коливань ділянок механічної системи подаємо у вигляді [351]

$$\frac{\partial^4 w_i}{\partial \xi_i^4} + \frac{P_i l_i^2}{E_i I_i} \frac{\partial^2 w_i}{\partial \xi_i^2} + \frac{\rho_i A_i l_i^4}{E_i I_i} \frac{\partial^2 w_i}{\partial t^2} + \frac{k_i l_i^4}{E_i I_i} w_i = 0 \quad (2.55)$$

$$(i = 1, 2, \dots, n),$$

де E_i , ρ_i – модуль пружності першого роду і густина матеріалу металокопструкції; A_i , I_i – площа і осьовий момент інерції поперечного перерізу ділянки стріли; l_i – довжина ділянки складеної конструкції; P_i – статична осьова сила, що стискає стрілову конструкцію на даній ділянці; $\xi_i = x_i/l_i$ – відносна поздовжня координата поперечного перерізу балки.

Кут повороту поперечного перерізу стріли φ_i , згинальний момент M_i і поперечна сила Q_i , згідно з технічною теорією згину, визначаються співвідношеннями [351]:

$$\varphi_i = \frac{1}{l_i} \frac{\partial w_i}{\partial \xi_i}; \quad M_i = -\frac{E_i I_i}{l_i^2} \frac{\partial^2 w_i}{\partial \xi_i^2}; \quad Q_i = -\frac{E_i I_i}{l_i^3} \frac{\partial^3 w_i}{\partial \xi_i^3} - \frac{P_i}{l_i} \frac{\partial w_i}{\partial \xi_i}. \quad (2.56)$$

Диференціальні залежності (2.56) застосовуємо для формулювання крайових умов на межах ділянок стрілової конструкції, які необхідно брати до уваги під час знаходження розв'язків рівнянь (2.55).

Застосовуючи теорію балок С. Тимошенка, рівняння поперечних коливань ділянок механічної системи подаємо у вигляді

$$\begin{aligned} \kappa_i G_i A_i \left(\frac{1}{l_i^2} \frac{\partial^2 w_i}{\partial \xi_i^2} - \frac{1}{l_i} \frac{\partial \phi_i}{\partial \xi_i} \right) - \rho_i A_i \frac{\partial^2 w_i}{\partial t^2} = 0; \\ \frac{E_i I_i}{l_i^2} \frac{\partial^2 \phi_i}{\partial \xi_i^2} + \kappa_i G_i A_i \left(\frac{1}{l_i} \frac{\partial w_i}{\partial \xi_i} - \phi_i \right) + \frac{P_i}{l_i} \frac{\partial w_i}{\partial \xi_i} - \rho_i I_i \frac{\partial^2 \phi_i}{\partial t^2} = 0 \end{aligned} \quad (2.57)$$

($i = 1, 2, \dots, n$),

де G_i – модуль пружності другого роду; κ_i – коефіцієнт, що характеризує вплив деформацій зсуву; ϕ_i – кут нахилу дотичної до зігнутої осі стріли від дії згинальних моментів.

Виключаючи з рівняння (2.57) невідому функцію ϕ_i , отримуємо:

$$\begin{aligned} \frac{E_i I_i}{l_i^4} \frac{\partial^4 w_i}{\partial \xi_i^4} - \frac{\rho_i I_i}{l_i^2} \left(1 + \frac{E_i}{\kappa_i G_i} \right) \frac{\partial^4 w_i}{\partial \xi_i^2 \partial t^2} + \frac{1}{l_i^2} \left(P_i - \frac{E_i I_i k_i}{\kappa_i G_i A_i} \right) \frac{\partial^2 w_i}{\partial \xi_i^2} + \\ + \rho_i \left(A_i + \frac{I_i k_i}{\kappa_i G_i A_i} \right) \frac{\partial^2 w_i}{\partial t^2} + \frac{\rho_i^2 I_i}{\kappa_i G} \frac{\partial^4 w_i}{\partial t^4} = 0 \end{aligned} \quad (2.58)$$

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

Кут повороту поперечного перерізу стріли ϕ_i , згинальний момент M_i і поперечна сила Q_i , згідно з теорією балок С. Тимошенка, визначаються співвідношеннями:

$$\phi_i = \frac{1}{l_i} \frac{\partial w_i}{\partial \xi_i}; \quad M_i = -\frac{E_i I_i}{l_i} \frac{\partial \phi_i}{\partial \xi_i}; \quad Q_i = \kappa_i G_i A_i \left(\frac{1}{l_i} \frac{\partial w_i}{\partial \xi_i} - \phi_i \right). \quad (2.59)$$

Диференціальні залежності (2.59) застосовуємо для формулювання крайових умов на межах ділянок стрілової конструкції, які необхідно брати до уваги під час розв'язування рівнянь з частинними похідними (2.58).

Для підвищення ефективності функціонування стрічкових конвеєрів мобільних машин у дисертаційній роботі розглянуто низку задач динаміки стрілових конструкцій, спрямованих на уникнення резонансних явищ у механічних системах та на зменшення амплітуд коливань внутрішніх зусиль в елементах стріл, а саме:

1) розроблення математичної моделі і алгоритму модального аналізу стрілової конструкції як системи шарнірно зчленованих твердих тіл та проведення досліджень вільних коливань механічної системи;

2) розроблення математичної моделі, алгоритму розрахунку та проведення досліджень вимушених коливань стрілової конструкції з нерівномірно розподіленим по довжині стрічки вантажем як системи шарнірно зчленованих твердих тіл зі змінними інерційними характеристиками;

3) визначення динамічних навантажень стрілової конструкції, обумовлених нерівномірністю розподілу транспортованого вантажу по довжині транспортувального органу та провисанням стрічки;

4) розроблення математичних моделей і проведення модального аналізу багатопрогонових суцільних або шарнірно зчленованих стрілових конструкцій із застосуванням технічної теорії згину та неklasичної теорії балок С. Тимошенка;

5) розроблення математичних моделей і дослідження вимушених гармонічних коливань багатопрогонових суцільних або шарнірно зчленованих стрілових конструкцій;

6) обґрунтування практичних рекомендацій, спрямованих на підвищення точності розрахунку динамічних процесів, що виникають у стрілових конструкціях в процесі їх експлуатації, а також на зниження динамічних зусиль у шарнірних з'єднаннях та у поперечних перерізах секцій.

Під час розв'язання сформульованих задач широко використовуємо матрич-

ний метод початкових параметрів, який дає можливість суттєво спростити і систематизувати обчислювальні процеси за рахунок уникнення необхідності розв'язування задач на власні числа для громіздких матриць або систем рівнянь високого порядку, замінюючи ці задачі простими діями над матрицями.

2.5 Методи дослідження впливу динамічних навантажень і деградації матеріалу на залишкову міцність та довговічність стрілових конструкцій

Оцінити технічний стан конструкцій вантажопідіймальних мобільних машин тривалої експлуатації важливо як на стадії їх проектування, так і під час експлуатації. Роботоздатність конструкції, в основному, оцінюють за такими механічними характеристиками матеріалу як міцність, пластичність, ударна в'язкість (опір крихкому руйнуванню), тріщиностійкість, тощо. Загальна і локальна дія корозійних середовищ впливає на швидкість корозійно механічного руйнування (корозійне розтріскування), за сумісної дії циклічних навантажень в конструкційному матеріалі – на швидкість корозійної втоми.

Тривала впродовж десятків років експлуатація може погіршувати ці характеристики. Це означає, що оцінювання технічного стану несівних конструкцій необхідно виконувати не тільки за наявності можливих механічних чи корозійних макродефектів, але й за деградацією властивостей матеріалів.

Для дослідження механічних характеристик конструкційних матеріалів використовують методи руйнівного та неруйнівного контролю.

За умови використання першого методу для випробувань використовують зразки матеріалу тривало експлуатованого елемента конструкції. Обґрунтування вибору елементів несівної конструкції мобільної машини, з яких виготовляються експериментальні зразки, наведено в розділі 5.

Експериментальні дослідження зразків кутників рами буртоукладника БУМ65М2БЗ–К на статичний розтяг для визначення стандартних механічних властивостей сталей проводили на універсальній випробувальній машині типу УМЕ10–ТМ (рис. 2.26).

Технічна характеристика:

максимальне навантаження, кН.....	± 100
висота робочої зони, мм.....	1000
відстань між колонами, мм.....	600
точність вимірюваного навантаження, %.....	± 1

Випробувальна машина оснащується камерою для проведення досліджень за низьких температур.

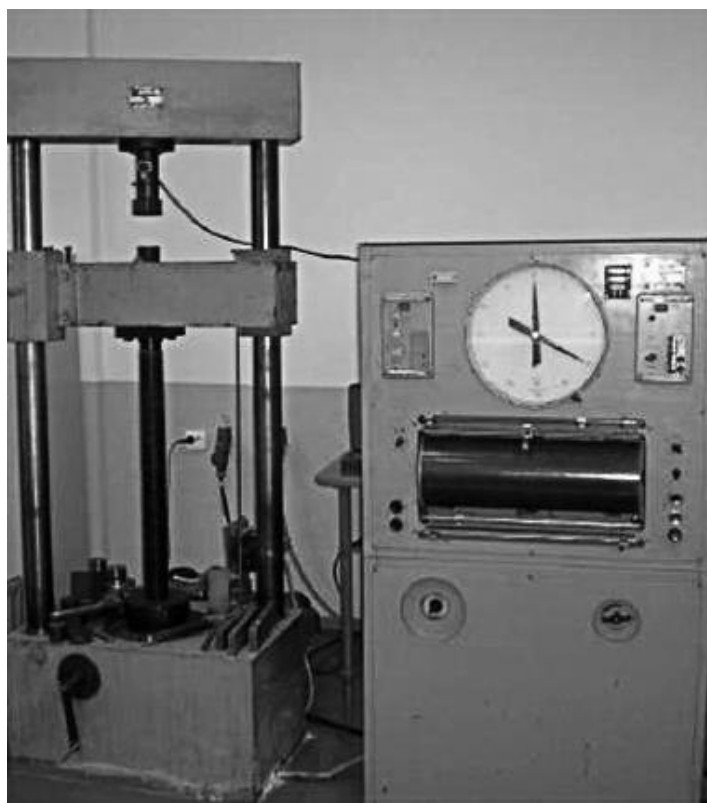


Рисунок 2.26 – Загальний вигляд універсальної випробувальної машини типу УМЕ10–ТМ

Зразки виготовлялися з кутника профілю номер 4,5 (ГОСТ 8509–72) розміром 45×45×5мм сталі Ст3. Вивчалися три стани металу: № 1 – вихідний (з елемента рами, на який практично не діяли експлуатаційні навантаження); № 2 і 3 – експлуатований за дії розтягальних та стискальних циклічних напружень, відповідно. Зразки вирізалися з полички експлуатованого кутника, момент опору якої був менший проти робочого згинального. Для визначення характеристик

міцності та пластичності використовувалися плоскі зразки ($2 \times 10 \times 40$ мм), які розтягувалися зі швидкістю $3 \cdot 10^{-3} \text{ с}^{-1}$ ($3,3 \cdot 10^{-4} \text{ с}^{-1}$). Під час випробувань здійснювався автоматичний запис діаграми навантаження в координатах "сила F – переміщення захвату Δ ", для чого використовували балку-тензоперетворювач. Балка згиналася внаслідок переміщення захвату під час навантаження зразка. На одну з діагоналей моста подавалася напруга 20 В, а з іншої – знімався сигнал, пропорційний переміщенню, і в активному режимі записувалися покази за допомогою аналого-цифрового перетворювача АЦП 1–7018 до комп'ютера. Випробами на розтяг визначалися показники міцності (границя міцності σ_B , границя плинності $\sigma_{0,2}$), показники пластичності (відносне видовження δ і відносне звуження ψ).

Для оцінки здатності металевих матеріалів переносити ударні навантаження використовувалися динамічні випробування, які широко застосовуються для виявлення схильності металів до крихкого руйнування. Це найбільш небезпечний вид руйнування, що катастрофічно швидко розвивається під дією порівняно низьких напружень. Крихке руйнування характеризується наявністю кристалічного зламу в площині, яка перпендикулярна до нормальних розтягувальних напружень.

Найчастіше ударну в'язкість сталей KCV оцінюють кількістю енергії (роботи), витраченої на руйнування зразка під час ударних навантажень. Основним зразком за ГОСТ 1497–84 є стрижень з квадратним перерізом 10 мм і завдовжки 55 мм з надрізом (концентратором) посередині. Зразки з U-подібним надрізом (зразки Шарпі) є основними і рекомендуються для вибору і приймального контролю металів і сплавів. Зразки з V-подібним надрізом (зразки Менаже) використовуються для контролю металевих матеріалів відповідальних конструкцій (літальних апаратів, транспортних засобів і т. д.). Третій тип зразків має T-подібний концентратор. Такі зразки призначені для випробування матеріалів, що працюють в особливо відповідальних конструкціях.

Випробування на ударний згин проводять на маятникових копрах з граничною енергією, що перевищує 300 Дж (30 кгс·м) (рис. 2.27, в).

Схема випробування зображена на рис. 2.27, б. Призматичний зразок (рис. 2.27, а) з V-подібним надрізом глибиною 2 мм з радіусом у вершині 0,2...0,3 мм стандартної товщини 10 мм згідно ГОСТ 1497–84) клали горизонтально у спеціальний шаблон, що забезпечує установку надрізу строго посередині прогону між опорами. Удар завдавали зі сторони, протилежної надрізу, в площині, перпендикулярній до поздовжньої осі зразка. Маятник копра закріплювався в початковому верхньому положенні. За шкалою фіксувався кут підймання маятника α .

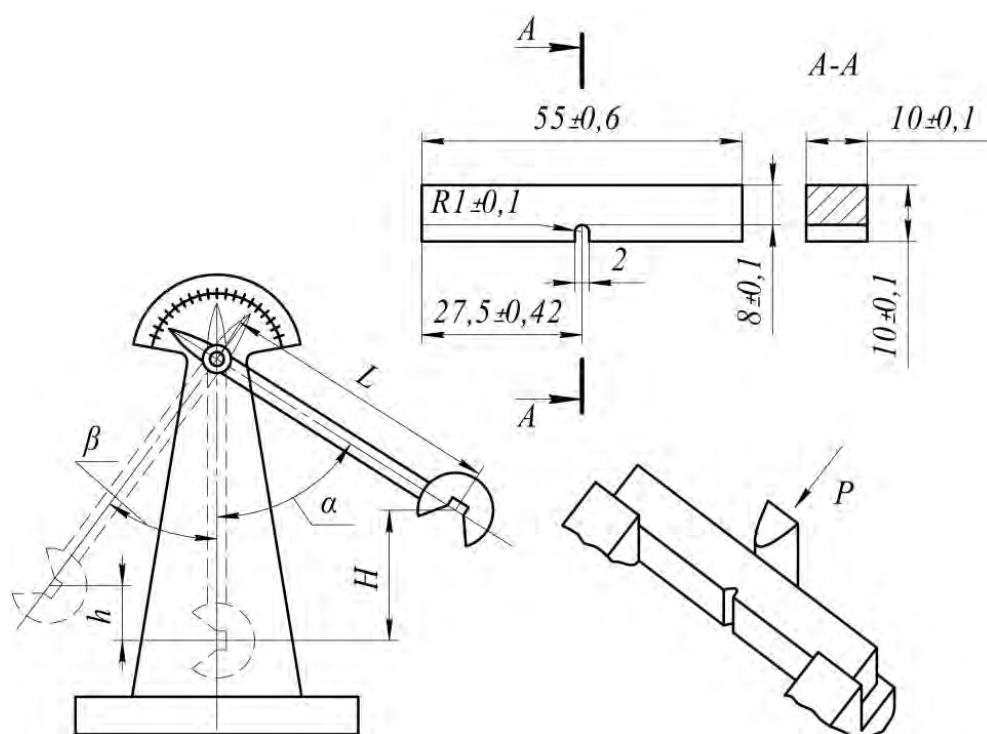


Рисунок 2.27 – Схема та зразок випробування на ударну в'язкість за методом Шарпі із V-подібним надрізом

Після звільнення маятника він вільно падав під власною вагою, ударяв по зразку, згинав та руйнував його, піднімаючись відносно вертикальної осі на кут β . Цей кут тим менший, чим більша робота E , що витрачається маятником на деформацію та руйнування зразка:

$$K = G (H - h), \quad (2.60)$$

де G – вага маятника; H – висота встановлення маятника; h – висота підйому маятника після удару.

Якщо довжина маятника L , то $h = L(1 - \cos\beta)$, $H = L(1 - \cos\alpha)$ і робота руйнування буде:

$$E = G L (\cos \beta - \cos \alpha). \quad (2.61)$$

За цією формулою можна розрахувати роботу K , вимірявши кути α і β та знаючи величини G і L , які для кожного копра постійні.

Ударну в'язкість KCV визначали в Дж/см² (стандартною є величина Дж/м²) як відношення роботи руйнування зразка K (Дж) до площі його поперечного перерізу S_0 (см²) у місці концентратора:

$$KCV = \frac{K}{S_0}. \quad (2.62)$$

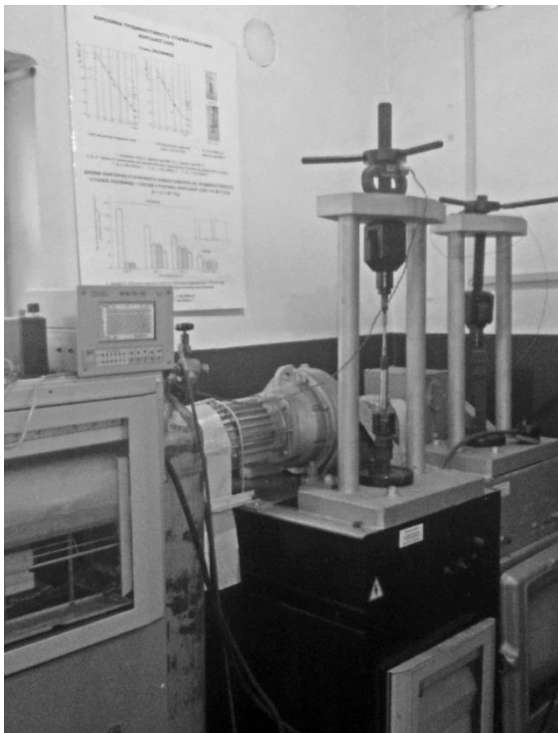
Висоту і ширину робочої частини зразка в місці концентратора вимірювали з похибкою не більшою за 0,05 мм.

За випроб нижче кімнатної температури зразки попередньо охолоджували (максимально до -60°C) у термостаті з сумішшю рідкого азоту з гасом. Температуру в термостаті контролювали спиртовим термометром з ціною ділення 1°C .

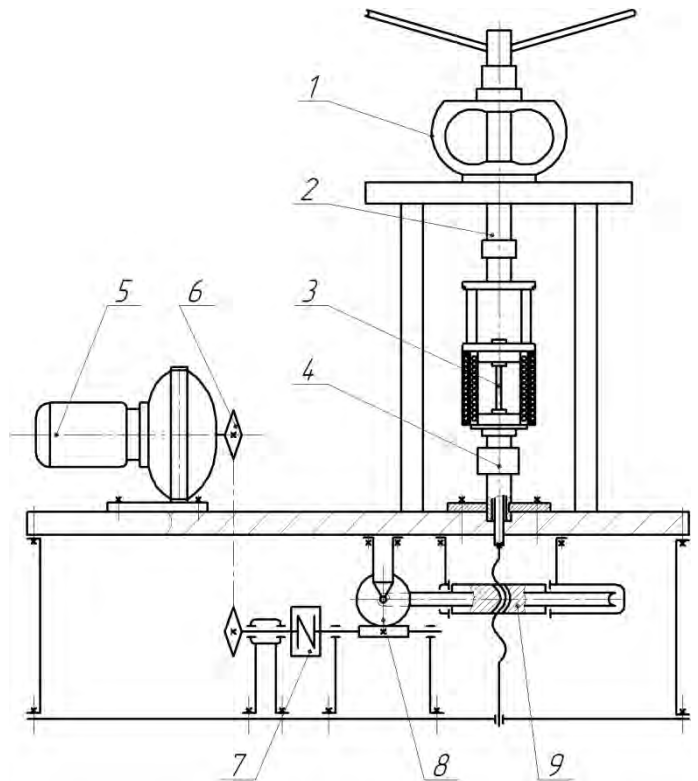
Фрактографічні особливості зламів після випроб зразків на ударну в'язкість досліджували на сканівному електронному мікроскопі EVO-40XVP (Carl Zeiss AG, ФРН).

Інша частина експериментальних досліджень виконувалася на сертифікованій установці УІП-6 (рис. 2.28, а). Вона містить мотор-редуктор 5(рис. 2.28, б), на валу якого встановлена ведуча зірочка ланцюгової передачі 6.

Ведена зірочка цієї передачі розміщена на проміжному валу, який через муфту 7 з'єднано з ведучим валом черв'ячної передачі 8. На веденому валу цієї передачі улаштовано черв'як черв'ячно-гвинтової передачі 9, гвинт якої з'єднано з нижньою тягою 4 вузла розтягання установки. Верхня тяга 2 закріплена на траверсі установки і з'єднана з динамометром 1.



а



б

- 1 – динамометр; 2 – тяга верхня; 3 – зразок; 4 – тяга нижня; 5 – мотор-редуктор;
 6 – ланцюгова передача; 7 – муфта; 8 – черв'ячна передача;
 9 – черв'ячно-гвинтова передача

Рисунок 2.28 – Загальний вигляд (а) та кінематична схема (б) установки УІП-6

Для вивчення впливу корозійного середовища на зміну механічних характеристик матеріалу металоконструкцій стріли буртоукладника після тривалої експлуатації проводили випробування зразків з елементів рами, які знаходилися під дією максимальних та мінімальних напружень. Зразок №1 вирізали з полички кутника рами 45×45×5 мм з більшим моментом опору, на який

практично не діяли навантаження, а зразок №2 з полицки цього ж кутника з меншим моментом опору. Зразок №3 вирізали з полицки кутника рами з більшим моментом опору, на який діяли максимальні навантаження, а зразок №4 з полицки цього ж кутника з меншим моментом опору.

Характеристики міцності та пластичності визначали на циліндричних зразках (рис. 2.29) типу 1 і 2 шляхом розтягу зі швидкістю деформації 10^{-5} с^{-1} та 10^{-6} с^{-1} на установці УВП-6.

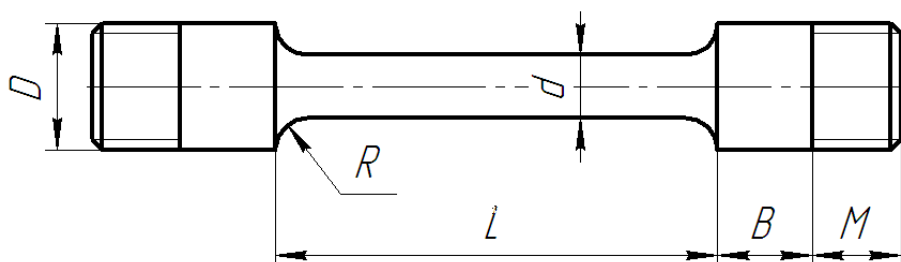


Рисунок 2.29 – Зразок для випробувань матеріалів на довготривалу корозійну міцність

Зразок типу 1 має такі розміри: $A = 80 \text{ мм}$; $L = 40 \text{ мм}$; $d = 4 \text{ мм}$; $D = 6 \text{ мм}$; $M = 10 \text{ мм}$, а зразок типу 2 відрізняється лише розмірами $d = 3 \text{ мм}$ і $D = 4 \text{ мм}$. Випробування проводили на повітрі та в середовищі синтетичного дощу з метою створення умов, наближених до експлуатаційних. Кислотний дощ утворюється, здебільшого, в результаті реакції між водою і такими забруднюючими речовинами, як діоксид сірки (SO_2) і різні оксиди азоту (NO_x). Аналіз атмосферних опадів у промислових регіонах України, в яких експлуатуються буртоукладники, показав, що pH такого дощу може досягати 4,4, а його усереднений хімічний склад є таким: $H_2SO_4 - 3,19$; $Na_2SO_4 - 3,2$; $HNO_3 - 1,58$; $NaNO_3 - 2,12$; $NaCl - 8,48$ [352, 353]. Металографічні дослідження виконуємо на сканувальному електронному мікроскопі EVO-40XVP (фірма Carl Zeiss, ФРН).

Як вихідний матеріал використовуємо елемент конструкції стріли, у якому практично не виникали напруження.

Результати експериментальних досліджень сталевих кутників стрілової конструкції тривало експлуатованого буртоукладника подано у розділі 5.

2.5 Висновки до другого розділу

1. Обґрунтовано вибір найбільш ефективної схеми розміщення приводу стрічкового конвеєра улаштованого на стріловій конструкції мобільної машини, доведено переваги використання в них вмонтованих приводів.

2. Проаналізовано методи розробки розрахункових схем механічних систем конвеєрів для виконання динамічних розрахунків. Охарактеризовано основні типи пружно-в'язкісних фізичних моделей стрічки, виконано аналіз аналітичних залежностей, що враховують швидкість поширення пружної деформації у стрічці. Обґрунтовано моделювання електромеханічних та гідравлічних приводів конвеєрів.

3. Виконано оцінювання динамічних властивостей електромеханічних та гідравлічних приводів конвеєрів за допомогою теоретичних досліджень перехідних процесів пуску, які виконувалися на спрощених фізичних моделях. Виявлено переваги динамічних показників гідропривода і доведено доцільність його використання в конвеєрах мобільних вантажопідіймальних машин

4. Розроблено методику проведення експериментальних досліджень гідравлічного приводу, чутливого до зміни навантаження. Обґрунтовано вибір схеми експериментального стенду і контрольно-вимірювальної та реєструвальної апаратури.

5. Проаналізовано існуючі розрахункові моделі стрілових конструкцій та параметри за якими виконують модальний аналіз та дослідження вимушених коливань. Показано визначення параметрів для балки Тимошенка згідно з технічною теорією згину. Окреслено задачі досліджень динаміки стрілових конструкцій.

6. Розроблено методику дослідження деградації механічних властивостей та тріщиностійкості елементів стрілової конструкції тривало експлуатованого

буртоукладника. Обґрунтовано вибір випробувального обладнання для забезпечення необхідних режимів та умов проведення експериментальних досліджень.

РОЗДІЛ 3 ДИНАМІЧНІ ПРОЦЕСИ У ПРИВІДНИХ СИСТЕМАХ КОНВЕЄРІВ МОБІЛЬНИХ МАШИН

3.1 Математична модель вмонтованого гідроприводу з пусковим пристроєм

В розділі 3.1 показано ефективність використання засобів гідроавтоматики для реалізації способу пуску конвеєра із зміною обертового моменту на приводному 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 за часом.

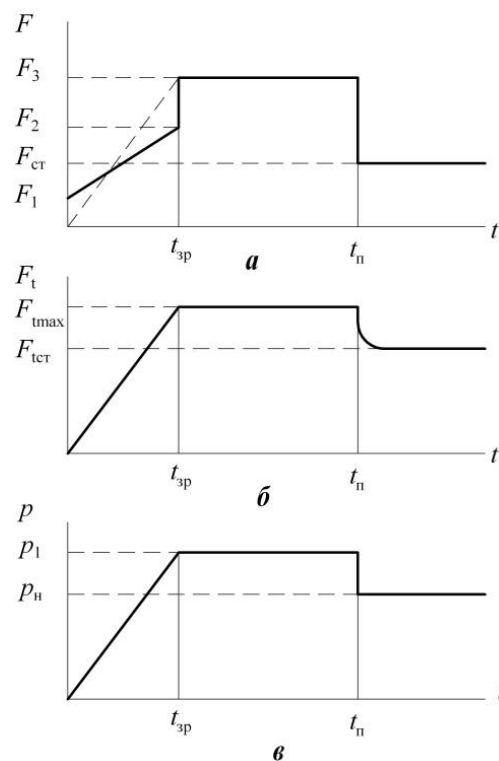


Рисунок 3.1 – Графік зміни тягової F (а) та колової F_t (б) сил за раціональним способом пуску стрічкового конвеєра та тиску p (в) в напірній магістралі гідромотора приводу

На графіку (рис. 3.1, а та б) виділено три проміжки часу, які характерні для

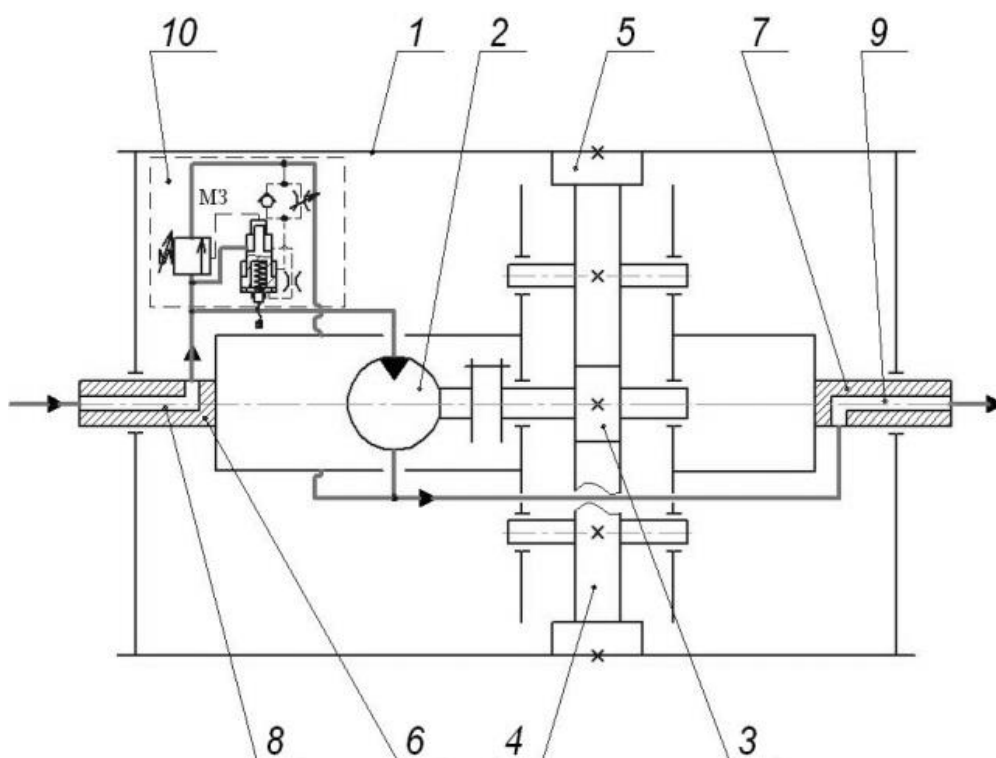
таких фаз пуску як зрушення (від 0 до $t_{зр}$), формування статичного зусилля на приводному барабані конвеєра (від $t_{зр}$ до $t_{п}$), розгону конвеєра до номінальної швидкості (від $t_{п}$ до t). За цим способом пуску тягове зусилля приводу на першій фазі збільшується до величини F_3 для компенсації зменшення колової сили внаслідок дії пружних деформацій стрічки. В період від $t_{зр}$ до $t_{п}$, поки відбита хвиля від останньої роликкоопори не повернеться до приводного барабана, сила F_3 залишається незмінною. Після чого її зменшують до величини статичного зусилля $F_{ст}$, що відповідає коловій силі $F_{лст}$, за якої встановлюється номінальний режим транспортування.

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

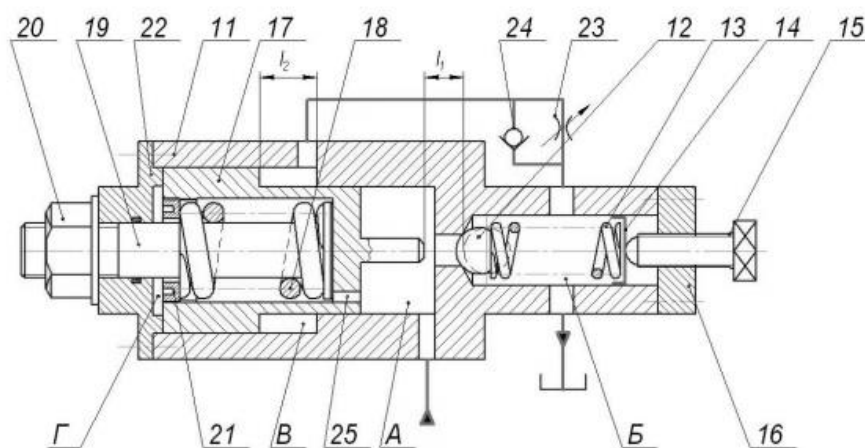
На основі наведеного способу пуску у ВНТУ здійснено синтез пристрою керування для гідравлічного вмонтованого приводу конвеєра (мотор-барабана), що зображений на рис. 3.2 [354, 355].

Гідравлічний мотор-барабан (рис. 3.2, а) містить корпус барабана 1, в який вбудовано привод, 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 вісі, виконаній із двох напівосей 6 та 7. Для підведення і відведення робочої рідини від гідромотора 2 всередині напівосей 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).

Пристрій керування режимом пуску 10 (рис. 3.2, б) гідравлічного мотор-барабана складається з корпусу 11, в одній частині якого розміщено запобіжний клапан (сенсор), що містить кульковий затвор 12, притиснутий пружиною 13 до



a



б

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

конічного сідла, 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.

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_n), 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 зниження тиску у головній робочій лінії, що відбувається під час припинення дії навантажень або вимиканні насосної станції. За таких умов, по-перше, закриється кульковий клапан 12, по-друге, зусилля від пружини 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 здійснюватись дистанційно.

Побудовано математичну модель динамічних процесів гідроприводу стріч-

кового конвеєра з пусковим пристроєм [356] за розрахунковою схемою, яка наведена на рис. 3.3. Принципи побудови цієї моделі відрізняються від моделювання динаміки пуску гідропривода з об'ємним регулюванням швидкості [357].

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

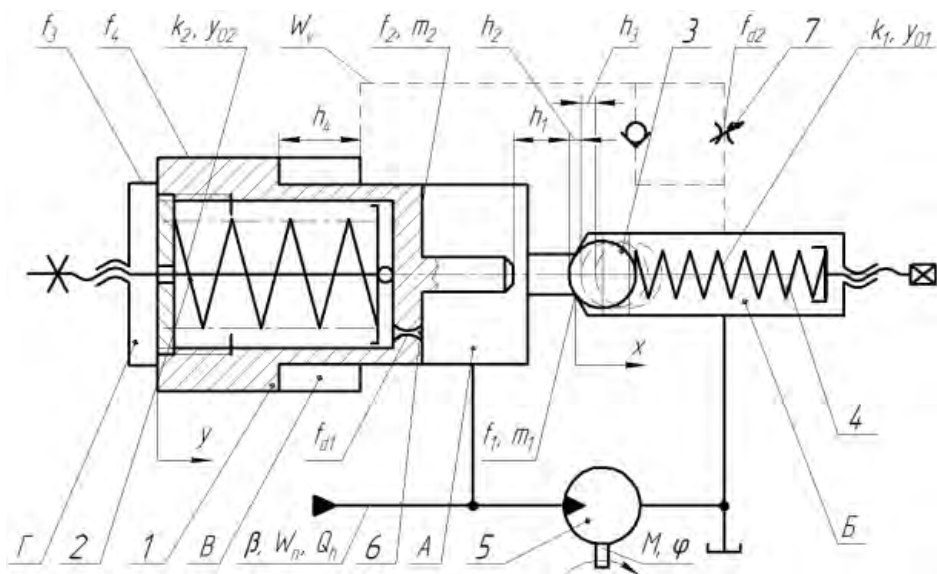


Рисунок 3.3 – Розрахункова схема пускового пристрою гідроприводу стрічкового конвеєра

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

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

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

Відкриття кулькового запірною 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 сідлом; 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 [358]

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

тут ρ – густина робочої рідини; v_c, v_w – відповідно, швидкість потоку робочої рідини в сідлі і в щілині; β_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 μ – 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 ступеню 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 μ_1 – коефіцієнт витрат через щілину дроселя 6; Δp_{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 μ_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 [358]

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

тут b – ширина щілини; a – довжина відкриття (хід) золотника; α – кут відхилення струменю робочої рідини. Ці параметри визначаються за номограмою, що наведена в [359].

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

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

тобто

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

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

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

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 діючих сил 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; β_m – коефіцієнт сил в'язкого опору в гідромоторі; φ – кутова координата вала гідромотора; Δp , – 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 3 D модель якого наведена на рис. 3.4.

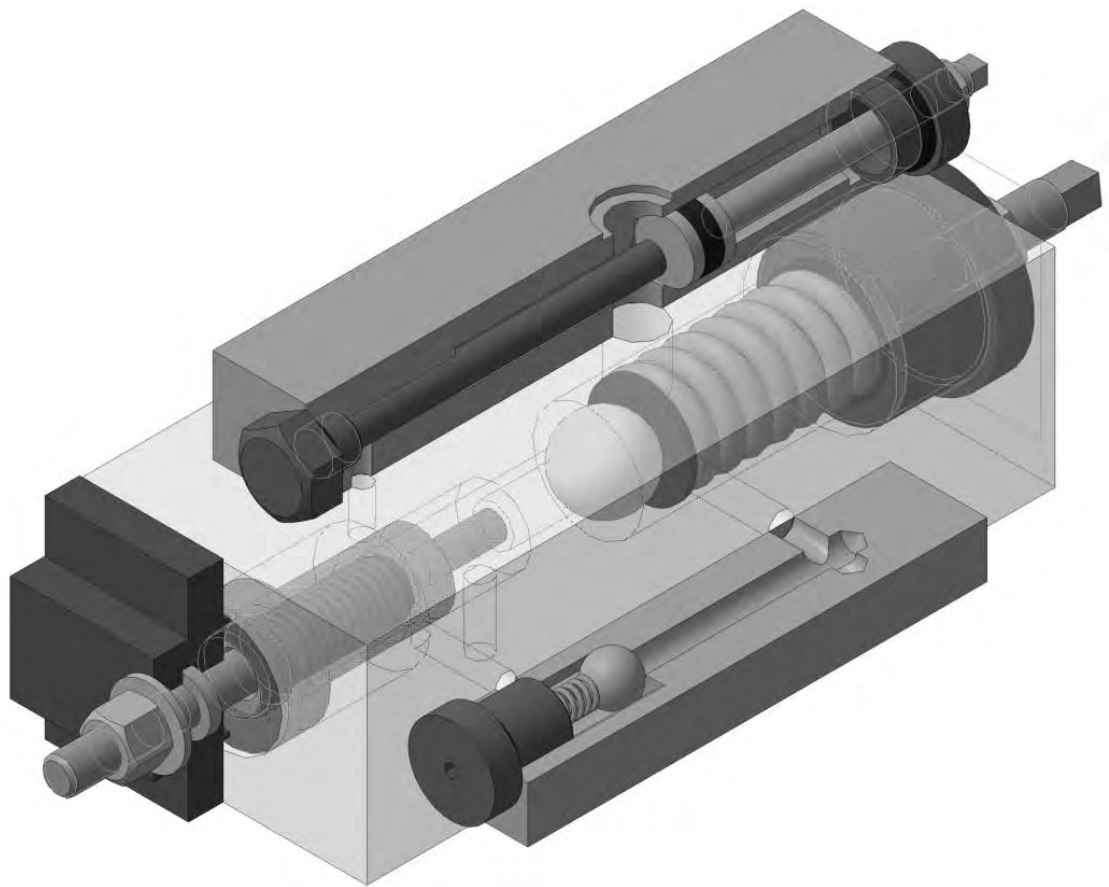


Рисунок 3.4 – 3D модель пускового пристрою гідравлічного приводу стрічкового конвеєра

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 зусилля на барабані згідно раціонального способу пуску дозволить зменшити динамічні навантаження в стрічці конвеєра.

3.2 Теоретичні та експериментальні дослідження динаміки гідроприводу, чутливого до зміни навантаження

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. 3.5, *a* показана конструктивна схема вмонтованого гідравлічного приводу конвеєра, чутливого до зміни навантаження [360], що розроблений у Вінницькому національному технічному університеті на кафедрі галузевого машинобудування.

Вмонтований гідравлічний привод містить корпус барабана 1, в який вбудовано привод, 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 вісі, 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, запірна конічна поверхня ступеня меншого діаметра контактує із фаскою, виконаною на меншому діаметрі ступінчатої розточки в сідлі 20,

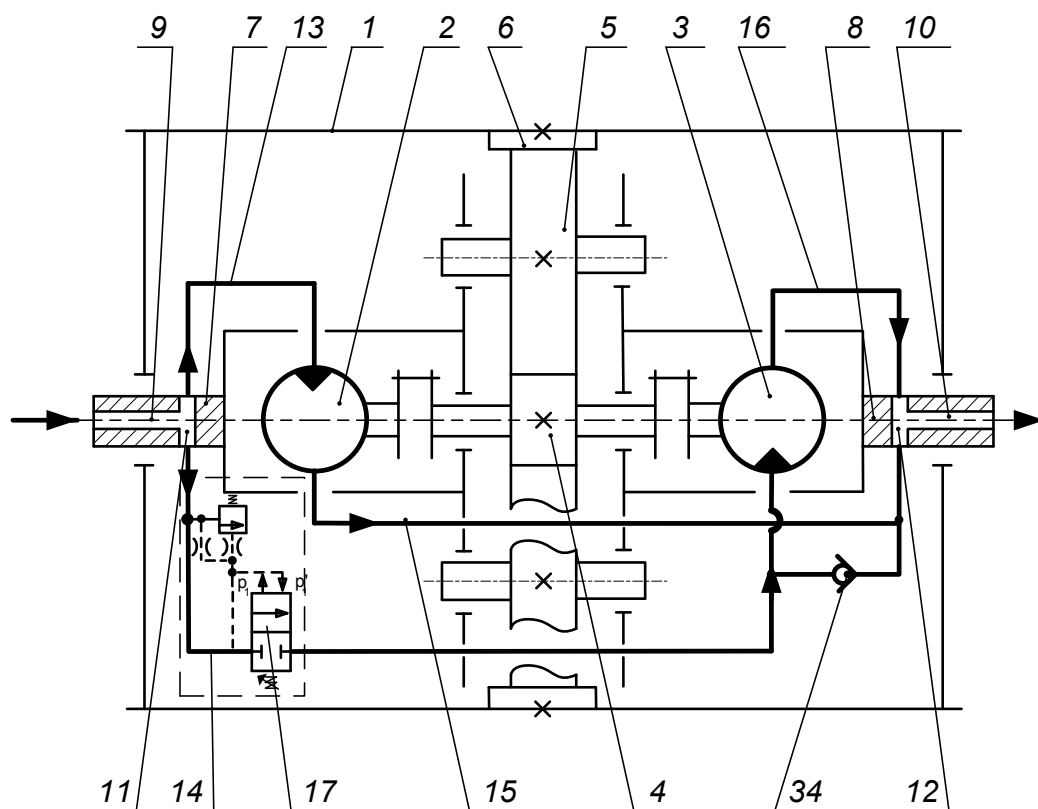
розміщеному в корпусі 21 клапана першого каскаду, а циліндрична поверхня ступеня більшого діаметра спряжена із розточкою більшого діаметра сідла 20 за ходовою посадкою і утворює з торцем сідла 20 додатне перекриття. А також клапан другого каскаду – трубчастий золотник 23 притиснутий пружиною 24 до сідла 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 корпуса 27, і ущільнений гумовим кільцем 28. Вхід гідромотора 3 за вимкненого пристрою керування 17 з'єднано із зливом через зворотній клапан 34.

Вмонтований гідравлічний привод працює таким чином.

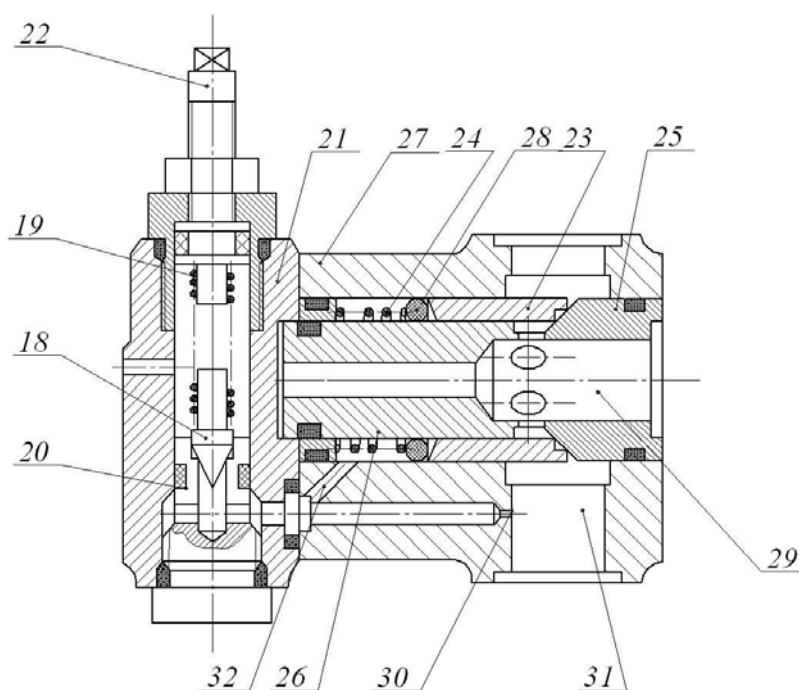
Якщо тиск на вході в гідросистему не перевищує тиску налагодження пристрою керування 17, то робоча рідина під тиском через осьовий 9 та радіальний 11 канали, що виконані у півосі 7, і трубопровід 13 надходить в робочу камеру гідромотора 2. В результаті взаємодії робочої рідини з роторним елементом гідромотора 2 відбувається обертання його вихідного вала, жорстко з'єданого з швидкохідним валом редуктора 3, який за допомогою ведучої шестерні 4 та проміжних зубчастих коліс 5, приводить в рух коронне зубчасте колесо 6. Коронна з 6, яка жорстко закріплена на внутрішній стороні поверхні корпуса барабана 1, передає йому обертальний рух відносно складеної вісі. Втративши енергію, робоча рідина через вихідний отвір гідромотора 2, трубопровід 15, радіальний 12 та осьовий 10 канали, виконані у напівосі 8, поступає 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 поступає на злив.

За раптового підвищення навантаження тиск на вході гідросистеми (отвір 31) (рис. 3.5, б) 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 регульовального гвинта 22, зміщується відносно сідла 20, і робоча



a



б

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

рідина поступає 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 ущільнюючим 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 обертання 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. Коронна зубчасте колесо 6, яке жорстко закріплене на внутрішній поверхні корпусу барабана 1, передає йому обертальний рух відносно з'єднаної 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 піввісі 8, поступає 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 гідропривод працював усталено, без вібрацій, характеристика пристрою керування повинна відповідати графічній залежності, що зображена на рис. 3.6 [361].

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

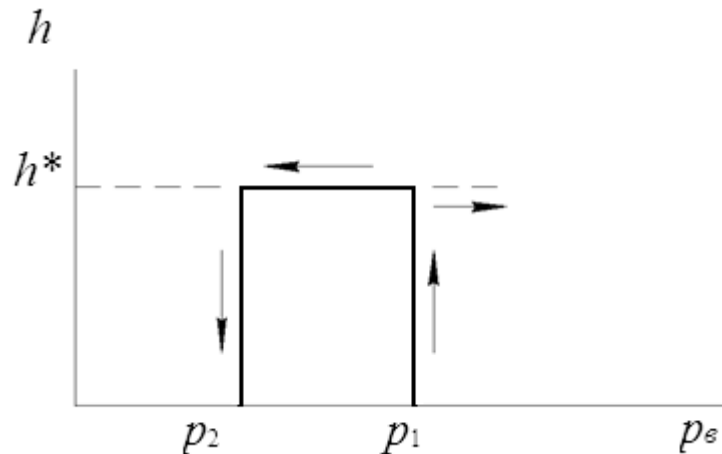


Рисунок 3.6 – Залежність величини відкриття пристрою керування від тиску на вході гідросистеми

використана для подальших теоретичних та експериментальних досліджень.

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. 3.7, а) показана розроблена розрахункова схема приводу, в якій реальна континуальна фізична модель конвеєра приведена до дискретної [362]. Такий підхід не суперечить результатам проведеного аналізу розрахункових моделей стрічкових конвеєрів, оскільки об'єктом дослідження в цьому випадку є транспортувальна машина невеликої довжини. Тому на розрахунковій схемі рухомі частини конвеєра представлені двома дискретними масами 6 і 8. До першої частини зведені маси обертових частин приводного пристрою, до другої – рухомі ланки транспортувальної частини конвеєра. Стрічку конвеєра представляємо реологічною моделлю Фойгта (рис. 3.7 б). В приводному пристрої встановлено гідромотори 4 та 5, до яких підведені напірна та зливна магістралі.

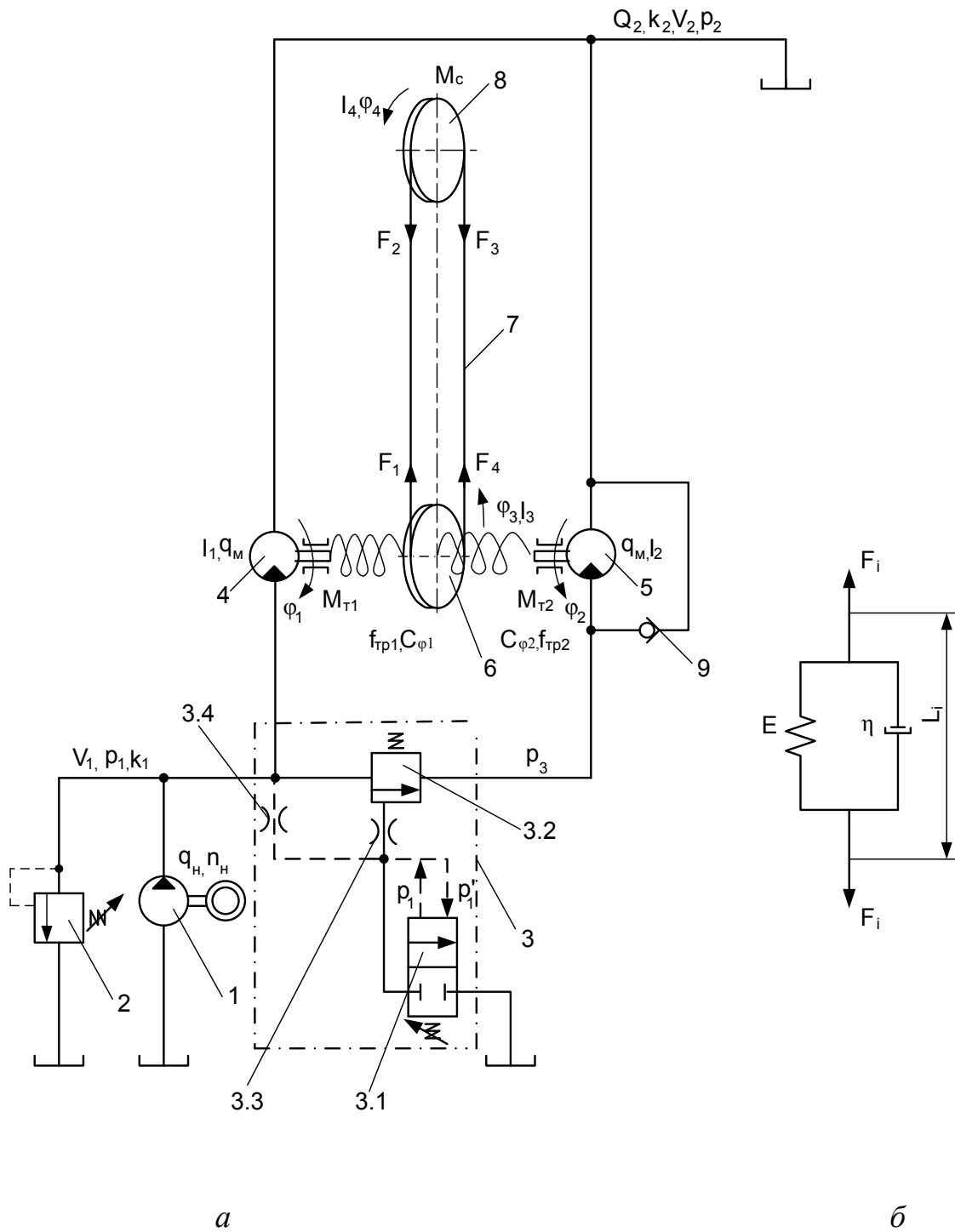


Рисунок 3.7 – Розрахункова схема вмонтованого гідравлічного приводу конвеєра, чутливого до навантаження.

Максимальний тиск, що створюється насосом 1, визначається налагодженням запобіжного клапана 2. В гідромагістралі, яка з'єднує напірну порожнину піввісі 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 за вимкненого пристрою 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 [362].

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 ($\Delta p_{тр} = 0$);
- температура і в'язкість потоку робочої рідини приймалися постійними ($t^\circ = \text{const}$; $\beta = \text{const}$);
- податливості порожнин, а також стисливість робочої рідини враховувалися як усереднені величини для цього діапазону зміни тиску [363];
- тиск рідини у всіх 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 відсутнє ($F_{max}/F_{min} \geq e^{f\alpha}$);
- 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

$$I_1 \left(\frac{d^2 \varphi_1}{dt^2} \right) + \beta_1 \left(\frac{d\varphi_1}{dt} \right) + c_{\varphi 1} (\varphi_1 - i\varphi_3) + c_{\varphi} f_{\text{тр}} (\varphi_1 - i\varphi_3) \operatorname{sgn} \left[\frac{d(\varphi_1 - i\varphi_3)}{dt} \right] + \quad (3.18)$$

$$+ M_{\tau 1} - q_{m1} (p_1 - p_2) = 0;$$

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

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 приймається $p_2 = 0$. Тоді витрати через гідромотор визначаються виразом

$$Q_{m1} = q_{m1} \left(\frac{d\varphi}{dt} \right). \quad (3.25)$$

Враховуючи, що момент інерції ротора гідромотора типу МГП – 125 значно менший ($I_m = 3,06 \cdot 10^{-5}$ кг·м²) зведеного моменту інерції рухомих частин привідного механізму конвеєра I_2 , ним можна знехтувати.

За даними досліджень [13, 364, 365] 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 ξ , погонної густини гілок конвеєра ρ , 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 [61].

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

$$q_n n_n - \sigma_1 p_1 - q_{м1} \left(\frac{d\varphi}{dt} \right) - k_1 V_1 \left(\frac{dp_1}{dt} \right) = 0; \quad (3.29)$$

$$\beta \left(\frac{d\varphi_1}{dt} \right) + c_\varphi (\varphi_1 - i\varphi_2) + c_\varphi f_{тр} (\varphi_1 - i\varphi_2) \operatorname{sgn} \left[\frac{d(\varphi_1 - \varphi_2)}{dt} \right] + M_{т1} - q_{м1} p_1 = 0; \quad (3.30)$$

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

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

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

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 [366].

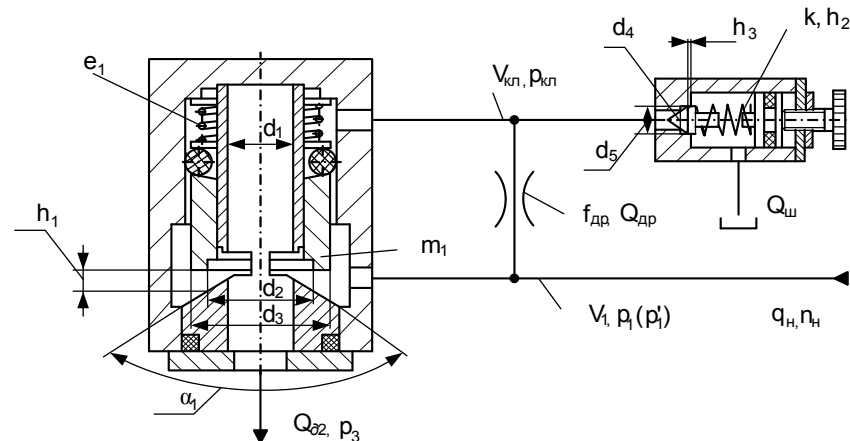


Рисунок 3.8 – Розрахункова схема пристрою керування, яка виконана на основі клапана непрямої дії

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 –

$$Q_{M1} + Q_{M2} - k_2 V_2 (dp_2 / dt) - \sigma_2 p_2 = Q_2. \quad (3.34)$$

Рівняння руху ділянки 6 – 8

$$I_1 (d^2 \varphi_1 / dt^2) + \beta_1 (d\varphi_1 / dt) + c_{\varphi 1} (\varphi_1 - i\varphi_3) + c_{\varphi 1} f_{TP1} (\varphi_1 - i\varphi_3) \operatorname{sgn} [d(\varphi_1 - i\varphi_3) / dt] + M_{T1} - q_{M1} (p_1 - p_2) = 0; \quad (3.35)$$

$$I_2 \left(d^2 \varphi_2 / dt^2 \right) + \beta_2 \left(d\varphi_2 / dt \right) + c_{\varphi_2} (\varphi_2 - i\varphi_3) + c_{\varphi_2} f_{\text{тр}2} (\varphi_2 - i\varphi_3) \operatorname{sgn} \left[d(\varphi_2 - i\varphi_3) / dt \right] + M_{\text{т}2} - q_{\text{м}2} (p_3 - p_2) = 0; \quad (3.36)$$

$$i c_{\varphi_1} (\varphi_1 - i\varphi_3) - i c_{\varphi_2} (\varphi_2 - i\varphi_3) - I_3 \left(\frac{d^2 \varphi_3}{dt^2} \right) - r_1 (F_1 - F_4) = 0. \quad (3.37)$$

Рівняння руху ланки 8 та деформація стрічки через кутові переміщення ланок 6 і 8 залишаються без змін

$$r_2 (F_2 - F_3) - I_4 \frac{d^2 \varphi_4}{dt^2} - M_0 = 0. \quad (3.38)$$

Рівняння витрат робочої рідини, що поступає до гідромотора 5 через пристрій керування

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

Рівняння руху золотникового клапана пристрою керування

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

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; σ_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 ; φ_1 , φ_2 , φ_3 , φ_4 – кутові переміщення роторів гідромоторів 4 та 5, приводного і хвостового барабанів, відповідно; c_φ – зведена крутильна жорсткість приводної системи; β_1 , β_2 – коефіцієнти в'язкого тертя в гідромоторах; I_1 , I_2 , I_3 , I_4 – моменти інерції роторів гідромоторів і зведені моменти інерції приводного механізму та рухомих ланок транспортувальної частини конвеєра, відповідно; M_{T1} , M_{T2} – механічні втрати в гідромоторах; M_0 – момент опору рухові стрічки; r – радіус барабанів; A – площа перетину стрічки; E_c – статичний модуль пружності стрічки; η – відносний коефіцієнт демпфування; $p_{кл}$ – тиск в гідролінії керування пристрою; h_1 , b_1 – відкриття та довжина робочого отвору золотникового клапана; m_1 – маса золотникового клапана; e_1 , x_1 – жорсткість та попередній стиск пружини; β_3 – коефіцієнт в'язкого демпфування золотникового клапана; μ_1 , $\mu_{др}$ – коефіцієнт витрат відповідних прохідних перерізів; ρ – 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; α_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 місті 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 [366,367] здійснювалось на основі інтегрування диференціальних рівнянь (3.16–3.42) за допомогою комп'ютерної програми, створеної на основі пакету MathLab 13.

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

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_ϕ , V_1) визначався перебором крайніх і проміжних їх значень за початкових значень решти параметрів.

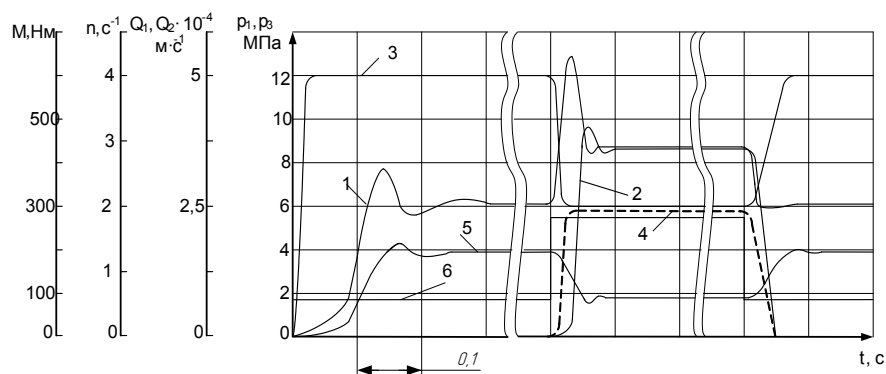


Рисунок 3.9 – Теоретичні залежності $p_1(t)$, $p_3(t)$, $Q_1(t)$, $Q_2(t)$, $n(t)$, $M(t)$ (криві 1, 2, 3, 4, 5, 6 відповідно) при $p_{KB}=12$ МПа, крутильній жорсткості $c_\varphi=0,37 \cdot 10^{-3}$ Н·м/рад; $f_3/f_4=0,6$ та ступінчастій зміні навантаження

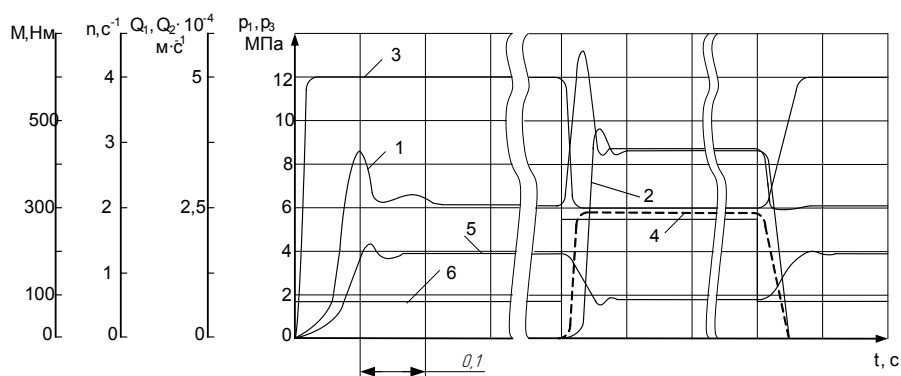


Рисунок 3.10 – Теоретичні залежності $p_1(t)$, $p_3(t)$, $Q_1(t)$, $Q_2(t)$, $n(t)$, $M(t)$ (відповідно криві 1, 2, 3, 4, 5, 6) при $p_{KB}=12$ МПа, крутильній жорсткості $2c_\varphi=0,74 \cdot 10^{-3}$ Н·м/рад; $f_3/f_4=0,6$ та ступінчастій зміні навантаження

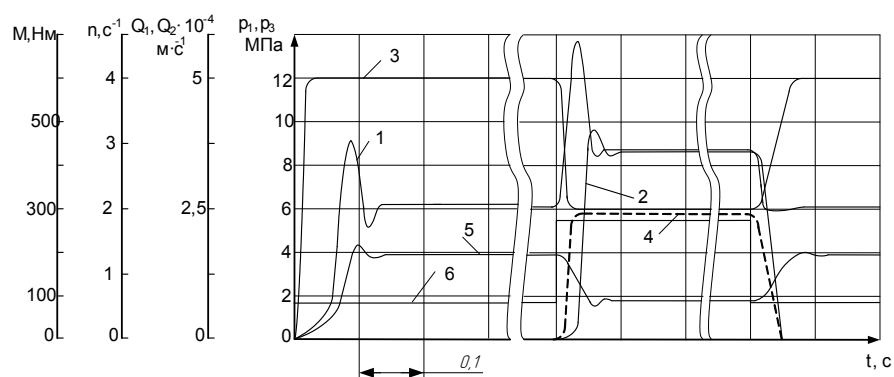


Рисунок 3.11 – Теоретичні залежності $p_1(t)$, $p_3(t)$, $Q_1(t)$, $Q_2(t)$, $n(t)$, $M(t)$ (криві 1, 2, 3, 4, 5, 6 відповідно) при $p_{KB}=12$ МПа, крутильній жорсткості $3c_\varphi=1,11 \cdot 10^{-3}$ Н·м/рад; $f_3/f_4=0,6$ та ступінчастій зміні навантаження

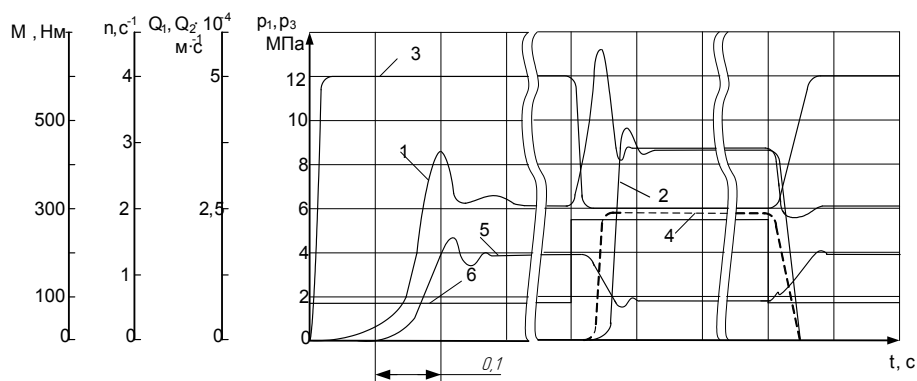


Рисунок 3.12 – Теоретичні залежності $p_1(t)$, $p_3(t)$, $Q_1(t)$, $Q_2(t)$, $n(t)$ (відповідно криві 1, 2, 3, 4, 5) при $p_{кв}=12$ МПа, крутильній жорсткості $c_\phi=0,37 \cdot 10^{-3}$ Н·м/рад та максимальному інерційному навантаженні $I_3=1,01$ кг·м² та ступінчастої зміни навантаження

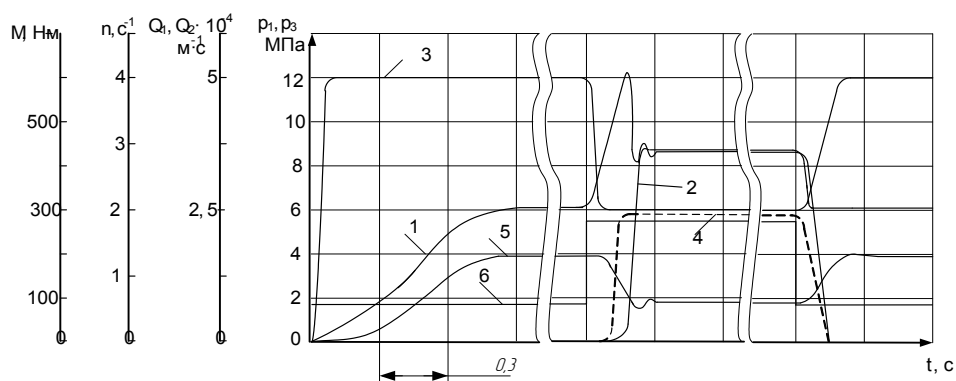


Рисунок 3.13 – Теоретичні залежності $p_1(t)$, $p_3(t)$, $Q_1(t)$, $Q_2(t)$, $n(t)$ (відповідно криві 1, 2, 3, 4, 5) при $p_{кв}=12$ МПа, об'ємі порожнини напірної магістралі $V_1=5 \cdot 10^{-2}$ м³ та максимальному інерційному навантаженні $I_4=1,01$ кг·м² та ступінчастої зміни навантаження

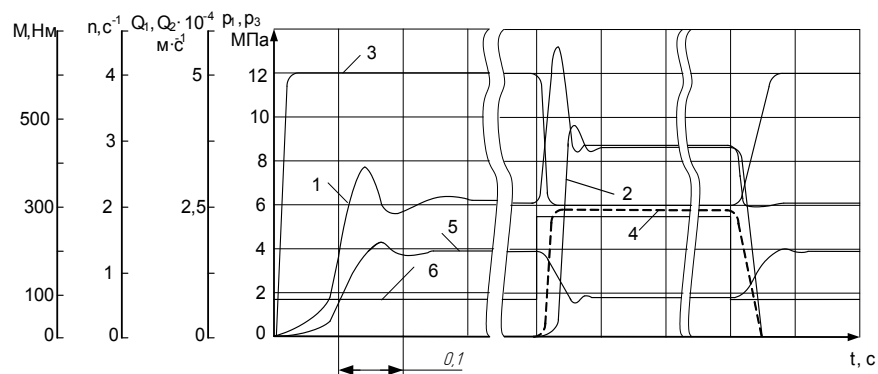


Рисунок 3.14 – Теоретичні залежності $p_1(t)$, $p_3(t)$, $Q_1(t)$, $Q_2(t)$, $n(t)$, $M(t)$ (криві 1, 2, 3, 4, 5, 6 відповідно) при $p_{кв}=12$ МПа, крутильній жорсткості $c_\phi=0,37 \cdot 10^{-3}$ Н·м/рад; $f_3/f_4=0,63$ та ступінчастій зміни навантаження

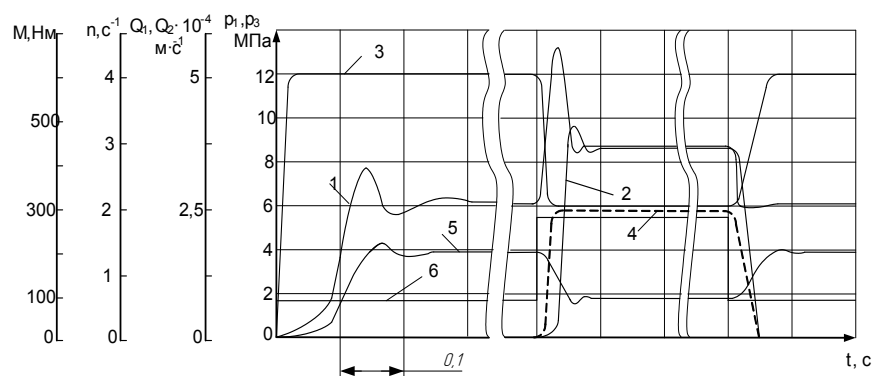


Рисунок 3.15 – Теоретичні залежності $p_1(t)$, $p_3(t)$, $Q_1(t)$, $Q_2(t)$, $n(t)$, $M(t)$ (криві 1, 2, 3, 4, 5, 6 відповідно) при $p_{кв}=12$ МПа, крутильній жорсткості $c_\phi=0,37 \cdot 10^{-3}$ Н·м/рад; $f_3/f_4=0,83$ та ступінчастій зміні навантаження

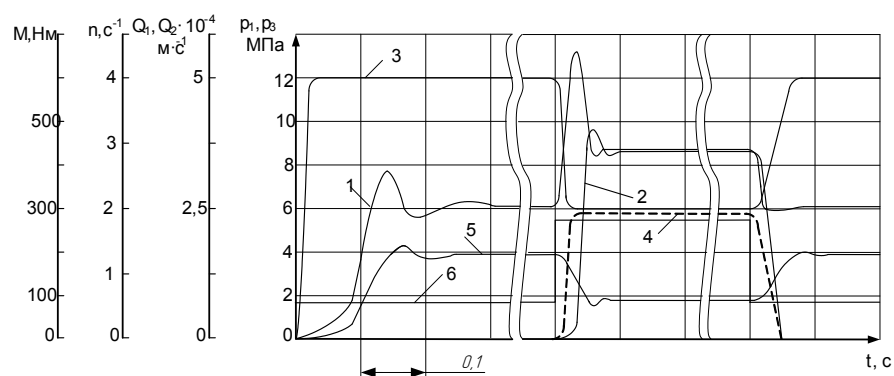


Рисунок 3.16 – Теоретичні залежності $p_1(t)$, $p_3(t)$, $Q_1(t)$, $Q_2(t)$, $n(t)$, $M(t)$ (криві 1, 2, 3, 4, 5, 6 відповідно) при $p_{кв}=12$ МПа, крутильній жорсткості $c_\phi=0,37 \cdot 10^{-3}$ Н·м/рад; $f_1/f_2=0,6$ та ступінчастій зміні навантаження

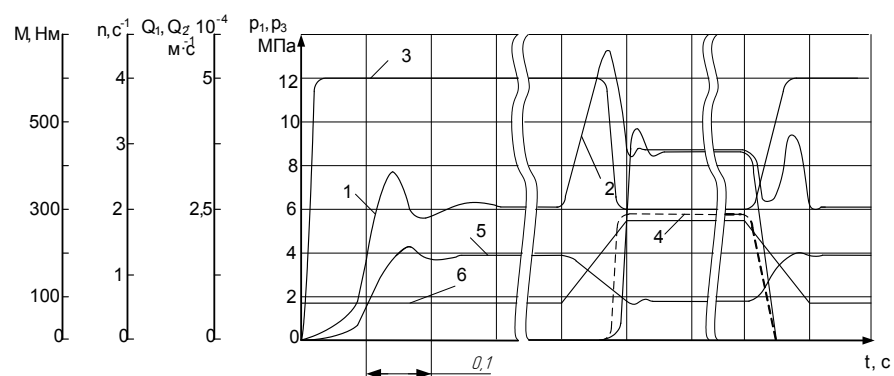


Рисунок 3.17 – Теоретичні залежності $p_1(t)$, $p_3(t)$, $Q_1(t)$, $Q_2(t)$, $n(t)$, $M(t)$ (криві 1, 2, 3, 4, 5, 6 відповідно) при $p_{кв}=12$ МПа, крутильній жорсткості $c_\phi=0,37 \cdot 10^{-3}$ Н·м/рад; $f_3/f_4=0,6$ та трапецеїдальній зміні навантаження

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 $p_{\text{кв}}=12$ МПа.

Проведені теоретичні дослідження підтверджують необхідність виконання динамічних розрахунків вмонтованих приводів на стадії проектування. Добором інерційних, жорсткісних характеристик 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 транспортуючих 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 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 [368, 369].

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, жорсткісними та інерційними характеристиками ланок конвеєра, а також режиму 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, чутливому до навантаження.

Для режиму пуску характерним є запізнення початку руху вихідної ланки відносно набору тиску, що викликано 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.

Під час розгону спостерігається підвищення тиску на величину Δp_1 від номінального, яке викликано інерційністю навантаження, і продовжується до того моменту, поки частота обертання вихідного вала не досягне значення, близького до усталеного. Після цього дія динамічного навантаження починає зменшуватись, 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.

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 Δp_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.

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 зниження 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 [370], що зведена жорсткість гнучкого органу, який піддається крутильним деформаціям, залежить від його погонної жорсткості, довжини, радіуса приводної ланки та передатного відношення між приводною ланкою та

центром зведення. Практичну цінність викликає вивчення впливу довжини гнучкого органа при незмінних параметрах приводу та характеристики жорсткості стрічки. На експериментальному стенді стрічка конвеєра моделювалася 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 (рис. 3.18–3.20) також збільшує завищення тиску Δp_1 на 80 % (від 1,68 МПа (c_ϕ) до 3,6 МПа ($3c_\phi$)), завищення тиску «відкриття» $\Delta p_{\text{кв}}$ на 44 % (від 1,8 МПа (c_ϕ) до 2,6 МПа ($3c_\phi$)), та зменшує тривалість перехідних процесів пуску на 26 % (з $t_{\text{п}}=0,21$ с (c_ϕ) до $t_{\text{п}}=0,14$ с ($3c_\phi$)) і «відкриття» пристрою керування на 24 % (з $t_{\text{кв}}=0,10$ с (c_ϕ) до $t_{\text{кв}}=0,08$ с ($3c_\phi$)), а також майже не впливає на величину та тривалість завищення тиску «закриття» $p_{\text{кз}}$.

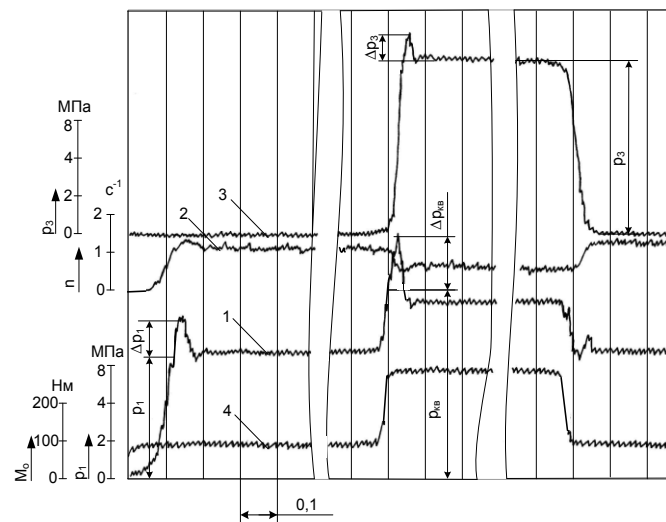


Рисунок 3.18 – Осцилограма перехідних процесів вмонтованого гідравлічного приводу конвеєра, чутливого до зміни навантаження при тиску «відкриття» $p_{\text{кв}} = 12$ МПа, крутильній жорсткості $c_\phi = 0,37 \cdot 10^{-3}$ Н·м/рад; $f_3/f_4 = 0,6$: 1 – зміна тиску в напірній гідромагістралі першого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

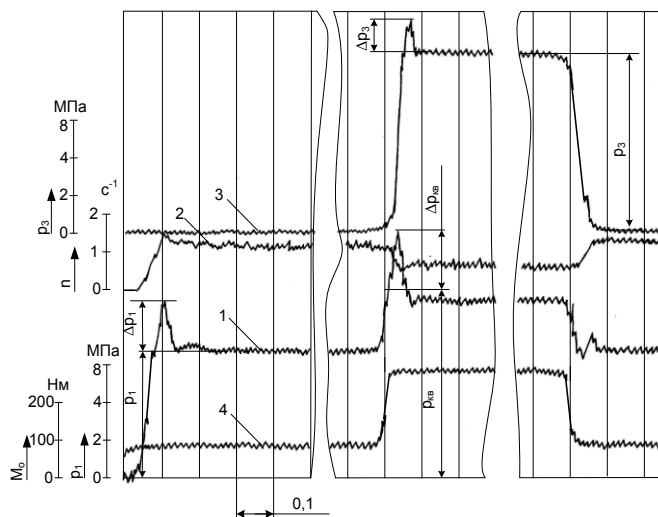


Рисунок 3.19 – Осцилограма перехідних процесів вмонтованого гідравлічного приводу конвеєра, чутливого до зміни навантаження при тиску «відкриття» $p_{кв} = 12$ МПа, крутильній жорсткості $2c_{\phi} = 0,74 \cdot 10^{-3}$ Н·м/рад; $f_3/f_4 = 0,6 : 1$ – зміна тиску в напірній гідромагістралі першого гідромотора;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

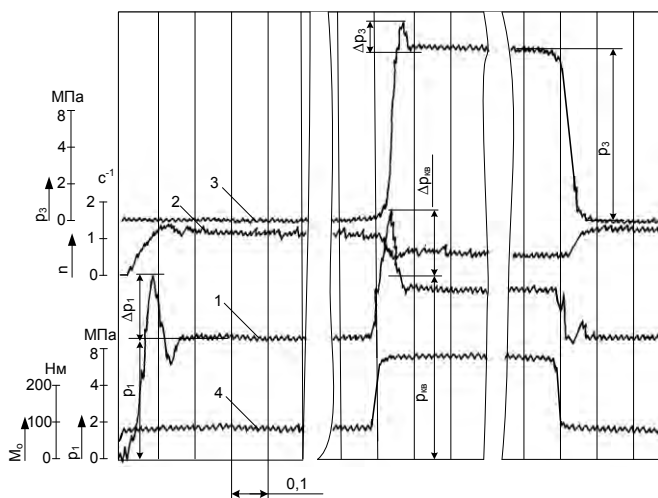


Рисунок 3.20 – Осцилограма перехідних процесів вмонтованого гідравлічного приводу конвеєра, чутливого до зміни навантаження при тиску «відкриття» $p_{кв} = 12$ МПа, крутильній жорсткості $3c_{\phi} = 1,11 \cdot 10^{-3}$ Н·м/рад; $f_3/f_4 = 0,6 : 1$ – зміна тиску в напірній гідромагістралі першого гідромотора;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

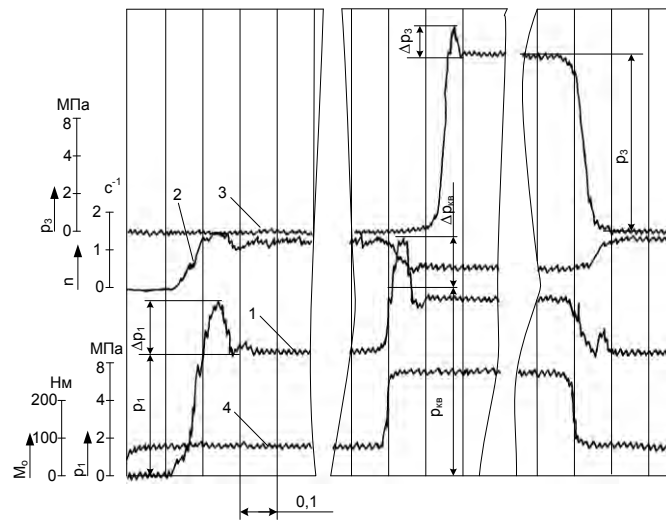


Рисунок 3.21 – Осцилограма перехідних процесів вмонтованого гідравлічного приводу конвеєра, чутливого до зміни навантаження при тиску «відкриття» $p_{кв} = 12$ МПа, крутильній жорсткості $c_{\phi} = 0,37 \cdot 10^{-3}$ Н·м/рад та максимальному інерційному навантаженні $I_3 = 1,01$ кг·м²: 1 – зміна тиску 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

Збільшення інерційного навантаження (рис. 3.21) з $I_3 = 0,32$ кг·м² до $I_3 = 1,01$ кг·м² при незмінних базових параметрах збільшує завищення тиску Δp_1 на 30 % (від 1,68 МПа (I_3) до 2,2 МПа ($3I_3$)), завищення тиску «відкриття» $\Delta p_{кв}$ на 29 % (від 1,8 МПа (I_3) до 2,32 МПа ($3I_3$)), тривалості перехідних процесів пуску на 23 % (з $t_{п} = 0,21$ с (I_3) до $t_{п} = 0,26$ с ($3I_3$)) і «відкриття» пристрою керування на 41 % (з $t_{кв} = 0,10$ с (I_3) до $t_{кв} = 0,14$ с ($3I_3$)), та незначно збільшує тривалість перехідного процесу тиску «закриття» $p_{кз}$ (в межах 8 %) (від $t_{кз} = 0,07$ с (I_3) до $t_{кз} = 0,08$ 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 показана осцилограма перехідних процесів вмонтованого гідравлічного приводу конвеєра, чутливого до навантаження, з об'ємом напірної порожнини $V_1 = 5 \cdot 10^{-2} \text{ м}^3$ та інерційному навантаженні $I_3 = 1,01 \text{ кг} \cdot \text{м}^2$. 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 Δp_1 відсутнє. Криві тиску та частоти обертання мають яскраво виражені похилі характеристики. Під час спрацьовування пристрою керування в момент «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 $p_{\text{кз}} = 7,8 \text{ МПа}$, а при $f_3/f_4 = 0,83$ – $p_{\text{кз}} = 9,8 \text{ МПа}$. Таким чином, зміною вказаних параметрів можна керувати тиском «закриття», що є важливим для отримання якісних динамічних характеристик приводу при різному характері зміни навантаження.

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

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 в порівнянні з ступінчастим) тривалість перехідного процесу «відкриття» пристрою керування (рис. 3.26) $t_{\text{кв}}$ збільшується в 2,2 рази. Особливо слід відзначити вплив характеру зміни навантаження на перехідні процеси, що відбуваються в приводі під час

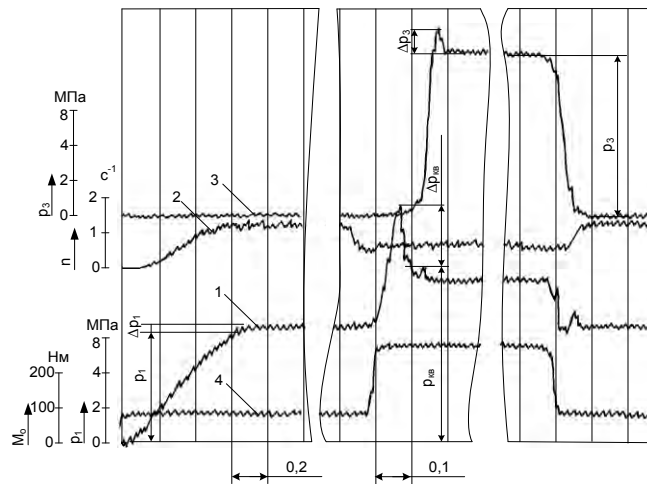


Рисунок 3.22 – Осцилограма перехідних процесів вмонтованого гідравлічного приводу конвеєра, чутливого до зміни навантаження при тиску «відкриття» $p_{\text{кв}} = 12$ МПа, об'ємі порожнини напірної магістралі $V_1 = 5 \cdot 10^{-2}$ м³ та максимальному інерційному навантаженні $I_4 = 1,01$ кг·м²: 1 – 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

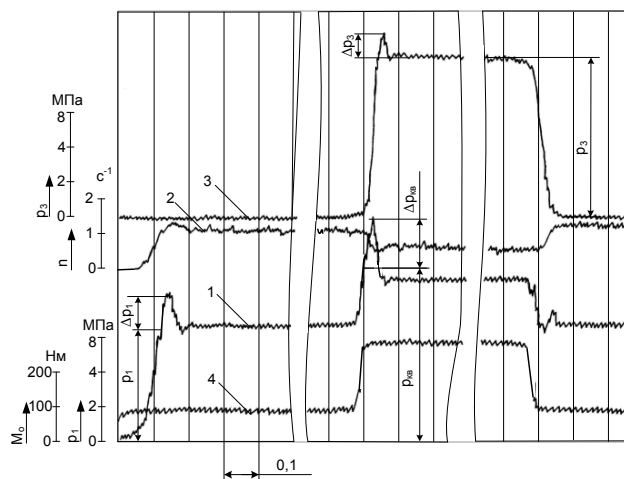


Рисунок 3.23 – Осцилограма перехідних процесів вмонтованого гідравлічного приводу конвеєра, чутливого до зміни навантаження при тиску «відкриття» $p_{\text{кв}} = 12$ МПа, крутильній жорсткості $c_\phi = 0,37 \cdot 10^{-3}$ Н·м/рад; $f_3/f_4 = 0,63$: 1 – зміна тиску в напірній гідромагістралі першого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

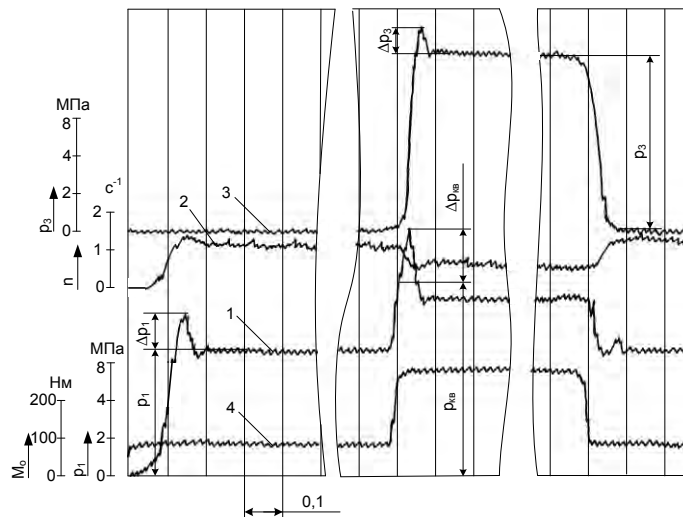


Рисунок 3.24 – Осцилограма перехідних процесів вмонтованого гідравлічного приводу конвеєра, чутливого до зміни навантаження при тиску «відкриття» $p_{\text{кв}} = 12$ МПа, крутильній жорсткості $c_{\varphi} = 0,37 \cdot 10^{-3}$ Н·м/рад; $f_3/f_4 = 0,83$: 1 – зміна тиску в напірній гідромагістралі першого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

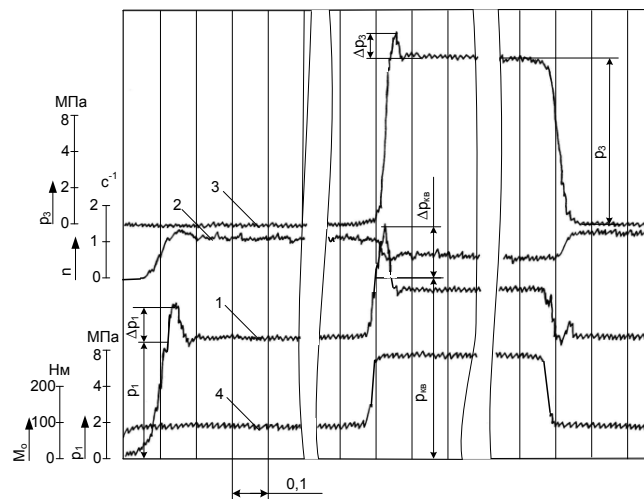


Рисунок 3.25 – Осцилограма перехідних процесів вмонтованого гідравлічного приводу конвеєра, чутливого до зміни навантаження при тиску «відкриття» $p_{\text{кв}} = 12$ МПа, крутильній жорсткості $c_{\varphi} = 0,37 \cdot 10^{-3}$ Н·м/рад; $f_1/f_2 = 0,6$: 1 – зміна тиску в напірній гідромагістралі першого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

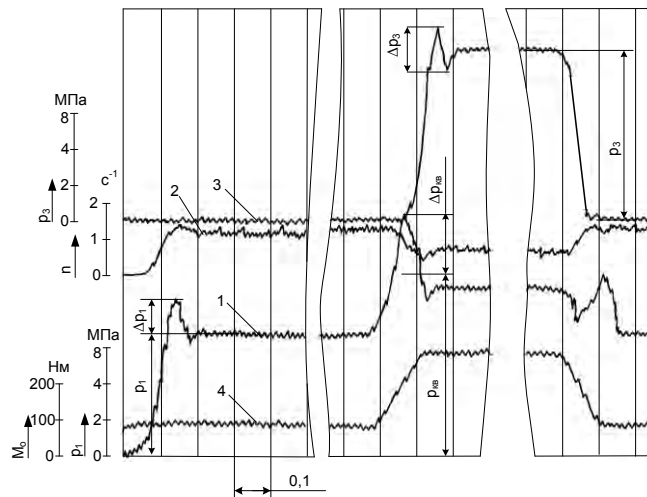


Рисунок 3.26 – Осцилограма перехідних процесів вмонтованого гідравлічного приводу конвеєра, чутливого до зміни навантаження при тиску «відкриття» $p_{кв} = 12$ МПа, крутильній жорсткості $c_{\varphi} = 0,37 \cdot 10^{-3}$ Н·м/рад; $f_3/f_4=0,6$: 1 – зміна тиску в напірній гідромагістралі першого гідромотора;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

«закриття» пристрою керування. Через спадання моменту опору, що також відбувається повільніше в чотири рази, ніж при ступінчатій 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 ступінчатої зміни навантаження $\Delta p_{кз} = 1,2$ МПа) в результаті більш тривалої дії навантаження, що повільніше змінюється, на валу гідромотора. 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. Тому, в такому випадку, значення тиску «закриття» необхідно понизити до величини, яка відрізняється від номінальної на $1 \dots 1,5$ 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 співставленні 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 призводять до значних змін 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 [371].

Експериментальними дослідженнями пристрою керування та вмонтованого гідравлічного приводу конвеєра, чутливого до зміни навантаження, встановлено:

1. На динаміку перехідного процесу ВГП конвеєра, чутливого до зміни навантаження, суттєвий вплив має крутильна жорсткість системи. Збільшення довжини стрічки при незмінних значеннях натягу в гілках 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. При невеликих його значеннях 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 транспортуючих ланок, а отже, співрозмірні 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 запірного елемента 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 призведуть до «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 (див. рис. 3.27–3.29) проводилось шляхом співставлення відповідних теоретичних та експериментальних кривих [372]. Визначення відносної величини похибки Δ 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 α_T та α_e – розрахункове та експериментальне значення величини параметра.

При цьому, прийняті такі складові середньої квадратичної похибки вимірювань: для тензOMETричних трубчастих датчиків – $\pm 1,6$ %; для тензOMETричних датчиків крутного моменту – ± 6 %; для тахометричного датчика числа обертів – ± 1 %; сумарна похибка тензостанції – $\pm 0,7$ %; відносна похибка під час вимірювання параметрів по осцилограмі – ± 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 пакету програм MathLab 13 з кроком інтегрування 0,001 с, не перевищувала 2 %.

В результаті співставлень 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 допусти-

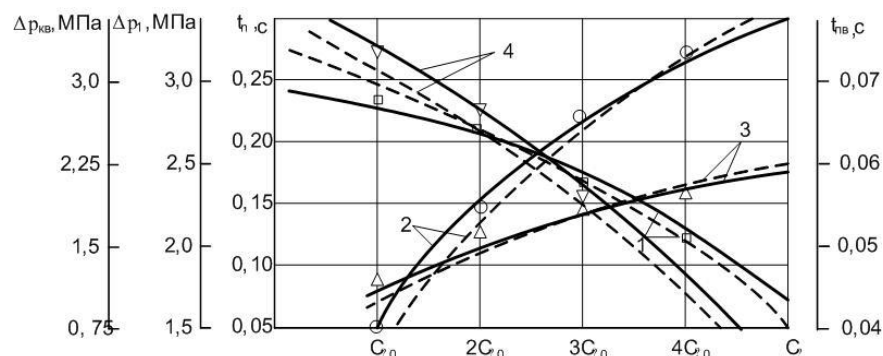


Рисунок 3.27 – Графік залежностей $t_{п}(c_{\varphi})$, $\Delta p_{п}(c_{\varphi})$, $\Delta p_{кв}(c_{\varphi})$, $t_{кв}(c_{\varphi})$ (відповідно криві 1, 2, 3 та 4) при $p_{кв}=12$ МПа, крутильній жорсткості $c_{\varphi} = 0,37 \cdot 10^{-3}$ Н·м/рад; $f_3/f_4 = 0,6$ та ступінчатій зміні моменту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

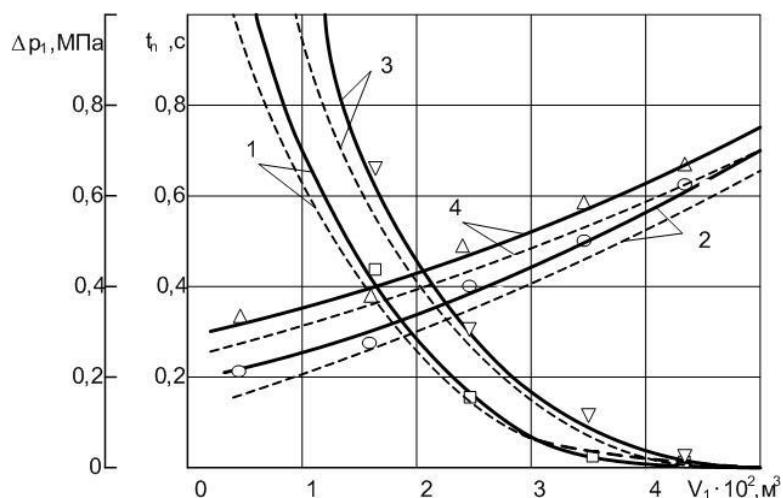


Рисунок 3.28 – Графік залежностей $\Delta p_1(V_1)$, $t_n(V_1)$ (відповідно криві 1, 2) при відсутності моменту опору та $\Delta p_1(V_1)$, $t_n(V_1)$ (відповідно криві 3, 4) при $p_{KB} = 12$ МПа, крутильній жорсткості $c_\varphi = 0,37 \cdot 10^{-3}$ Н·м/рад; $f_3/f_4 = 0,6$ та ступінчатій зміні моменту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

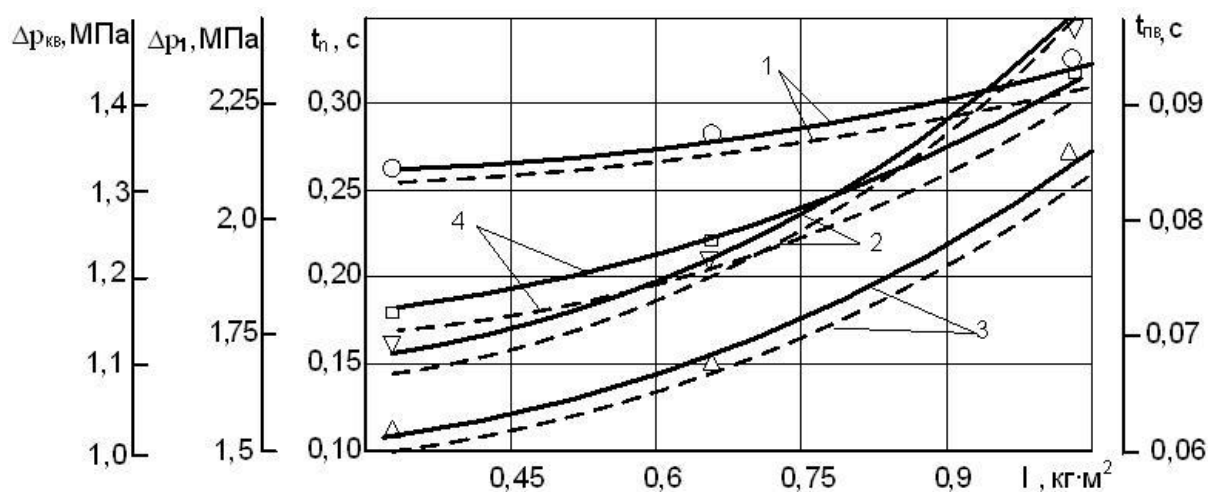


Рисунок 3.29 – Графік залежностей $t_n(I)$, $\Delta p_1(I)$, $\Delta p_{KB}(I)$, $t_{KB}(I)$ (відповідно криві 1, 2, 3 та 4) при $p_{KB} = 12$ МПа, крутильній жорсткості $c_\varphi = 0,37 \cdot 10^{-3}$ Н·м/рад; $f_3/f_4 = 0,6$ та ступінчатій зміні моменту опору M_0 від 87 Нм до 280 Нм (--- теоретичні,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

мих значень, то розроблена математична модель вмонтованого гідравлічного приводу як якісно, так і кількісно ідентична фізичним процесам, що протікають 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 [373].

3.3 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, направленої 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 [374] 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. 3.30.

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 вмикання передавального механізму другого гідромотора ГМ2, зведена маса якого m_3 . Плунжер 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.

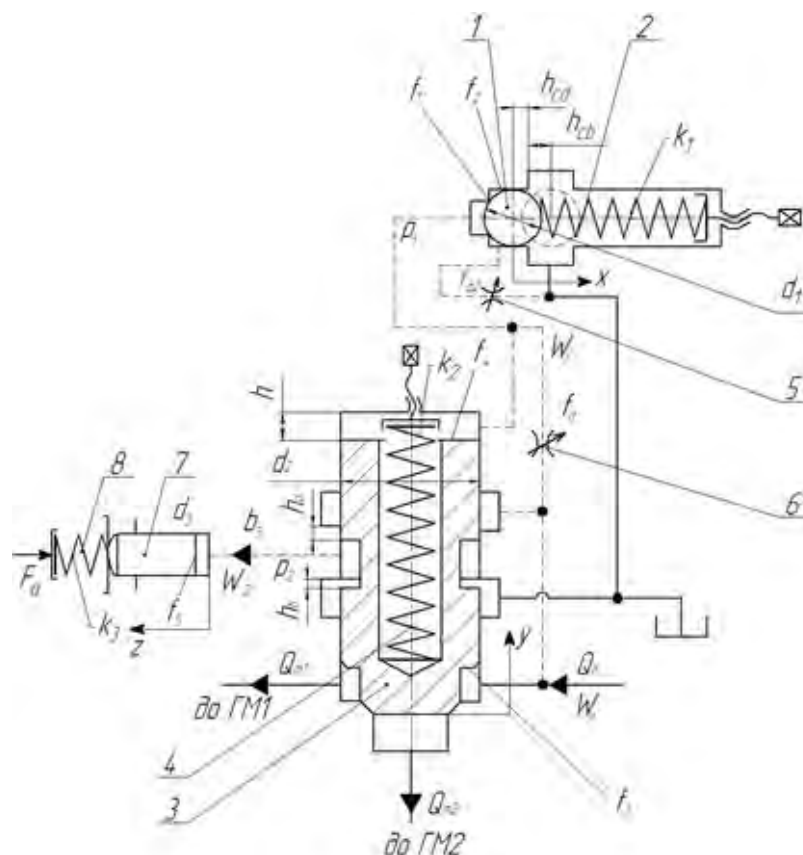


Рисунок 3.30 – Розрахункова схема пристрою керування гідроприводу конвеєра із змінним навантаженням

Робочі порожнини гідромоторів та натискного плунжера короткими гідролініями з'єднано з відповідними порожнинами основного складового

елементу 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 порожнина, що утворена проточкою клапанної частини запірно-розподільного елемента, внутрішньою поверхнею корпуса та герметизуючою фаскою сідла, гідролініями з'єднана з першою керівною порожниною, яка має додатне перекриття h_d , другою керівною порожниною, верхня торцева поверхня розточки корпуса 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 корпуса, 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'язко-пружної моделі Кельвіна-Фойгта, складеної із паралельно з'єднаних безінерційних пружного і дисипативного елементів [375]. Оскільки динамічні процеси, що досліджуються за допомогою розробленого ПК в

гідросистемах технологічних машин, виникають під час одиничного імпульсу зміни навантаження на робочій ланці після тривало діючого 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 порожнин за рекомендаціями [376] визначаємо через величину усереднених площ f_0 їх поперечних перерізів:

$$f_0 = \sum_{i=1}^n (l_i \cdot f_i) / \sum_{i=1}^n l_i, \quad (3.44)$$

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

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

Робочий цикл СК гідропроводу конвеєра із змінним навантаженням можна умовно розділити на такі фази (рис. 3.31) [377]:

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 запірно-розподільного елемента на частину шляху додатного перекриття h_d (графік 3);

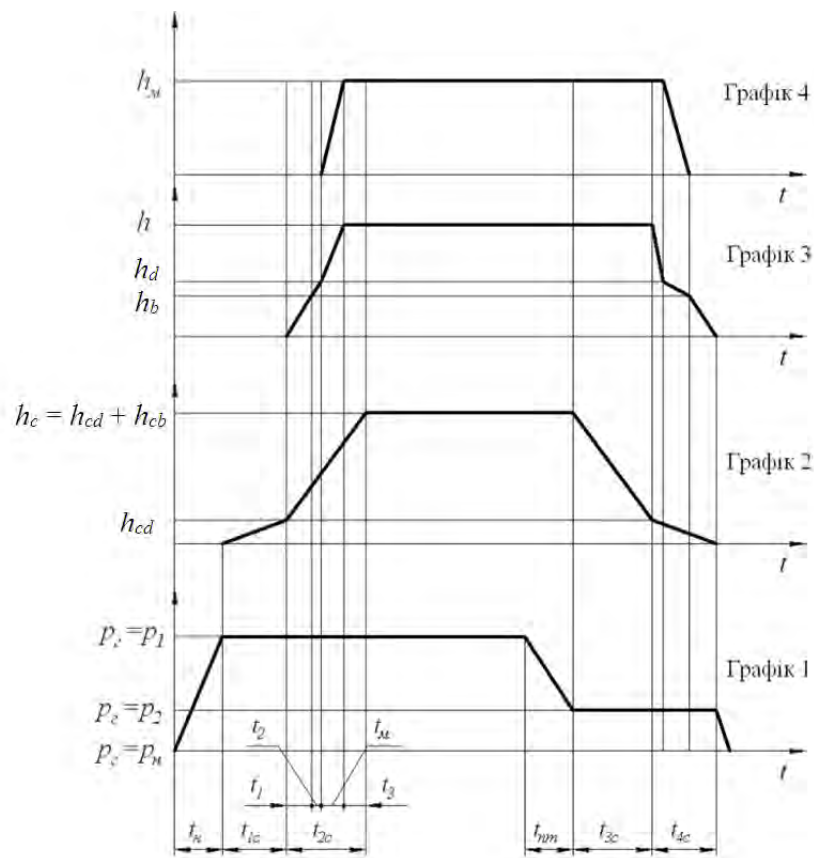


Рисунок 3.31 – Циклограми робочого циклу ВГП, чутливого до зміни навантаження, з системою керування

5) переміщення запірно-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 5);

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

8) переміщення запірно- 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 запірно- 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 запірно- 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 6).

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, запірного, запірно-розподільного елементів, плунжера фрикційної муфти та рівнянь витрат робочої рідини і умов однозначності. З метою спрощення математичного описання роботи приводу об'єднаємо фази 1–6, вважаючи їх прямим ходом запірних елементів, а 7–10 зворотнім ходом.

Побудову математичної моделі виконуємо за умов прийняття припущень, що були прийняті в підрозділі 3.2, коректність яких підтверджена порівнянням результатів теоретичних та експериментальних досліджень [366].

Математична модель СК, що розроблена за розрахунковою схемою (див. рис. 3.30) побудована на основі принципу Д'Аламбера щодо сил, які діють на рухомі елементи, та балансу витрат робочої рідини [378] 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 ($y = 0$) –

$$M + M_0 = q_{m1} \cdot p_n - \beta_m \frac{d\phi}{dt}; \quad (3.45)$$

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

$$M + M_0 = q_{m1} \cdot p_n + q_{m2} \cdot p_n - \beta_m \frac{d\phi}{dt}. \quad (3.46)$$

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

$$p_1 \geq \frac{k_1 x}{f_1}. \quad (3.47)$$

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

$$f_2 p_1 = m_1 \frac{d^2 x}{dt^2} + k_1 (x_0 + x) + b_1 \frac{dx}{dt} + F_{g1}, \quad (3.48)$$

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

$$F_{g1} = F'_{g1} - F''_{g2} = \rho Q v_w \cdot \cos \beta_0 - \rho Q v_c = \rho Q (v_w \cdot \cos \beta_0 - v_c). \quad (3.49)$$

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

$$Q = \mu \cdot \pi \cdot d_1 \cdot x \sqrt{2|p_1|/\rho} \cdot \text{sgn}(p_1). \quad (3.50)$$

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

$$p_n f_3 = p_1 f_4 + k_2 y_0, \quad \text{якщо } y = 0; \quad (3.51)$$

$$p_n f_3 = m_2 \frac{d^2 y}{dt^2} + k_2 (y_0 + y) + b_2 \frac{dy}{dt} + p_1 f_4 + F_{g2}, \quad \text{якщо } y > 0, \quad (3.52)$$

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

$$F_{g2} = \Psi_g p_n f_3. \quad (3.53)$$

Рівняння балансу витрат робочої рідини в напірній гідролінії:

$$Q_n = Q_{m1} + Q_{fd} + \beta W_n \frac{dp_n}{dt}, \quad \text{якщо } y = 0; \quad (3.54)$$

$$Q_n = Q_{m1} + Q_{m2} + Q_{fd} + \beta W_n \frac{dp_n}{dt}, \quad \text{якщо } 0 < y < h_d; \quad (3.55)$$

$$Q_n = Q_{m1} + Q_{m2} + Q_{fd} + Q_k + \beta W_n \frac{dp_n}{dt}, \quad \text{якщо } y \geq h_d, \quad (3.56)$$

тобто, має місце відкриття порожнини плунжера 7, де

$$Q_{fd} = \mu \cdot f_d \sqrt{2|p_n - p_1|/\rho} \cdot \text{sgn}(p_n - p_1); \quad (3.57)$$

$$Q_k = \mu \cdot \pi \cdot d_2 \cdot (y - (h_b + h_d)) \sqrt{2|p_n - p_2|/\rho} \cdot \text{sgn}(p_n - p_2). \quad (3.58)$$

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

$$Q_{fd} = Q + \beta W_1 \frac{dp_1}{dt}; \quad (3.59)$$

$$f_5 \cdot \frac{dz}{dt} + \mu \cdot \pi \cdot d_2 \cdot (h_b - y) \sqrt{2p_2 / \rho} \cdot \text{sgn}(p_2) + \beta W_2 \frac{dp_2}{dt} = 0, \quad (3.60)$$

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

$$f_5 \cdot \frac{dz}{dt} + \beta W_2 \frac{dp_2}{dt} = 0, \quad \text{якщо } y = h_b \dots h_d; \quad (3.61)$$

$$Q_k = f_5 \cdot \frac{dz}{dt} + \beta W_2 \frac{dp_2}{dt}, \quad (3.62)$$

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

Рівняння руху натискного плунжера 7 фрикційної напівмуфти:

$$p_2 f_5 = m_3 \frac{d^2 z}{dt^2} + k_3 (z_0 + z) + b_3 \frac{dz}{dt} + F_a. \quad (3.63)$$

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 [377]

$$p_1' \leq p_1 \frac{f_1}{f_2} + \frac{k_1 x}{f_2}. \quad (3.64)$$

В рівняннях (3.45 – 3.64) 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 стиску; β_m – коефіцієнт в'язкого тертя в гідромоторі; q_{m1}, q_{m2} – характерний об'єм гідромоторів; β – коефіцієнт податливості з урахуванням стисливості робочої рідини; μ – коефіцієнт витрати; ρ – 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; β_0 – кут нахилу струменя робочої рідини; v_w, v_c – швидкість руху рідини в щілині та сідлі, відповідно; ψ_g – коефіцієнт сили; Q_{fd}, 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.

3.4 Аналіз впливу параметрів системи керування на динамічні процеси у гідроприводі

Розв'язування нелінійних диференціальних рівнянь математичної моделі виконувалося за допомогою комп'ютерного програмного пакету MATLAB Simulink [379, 380]. 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. 3.32

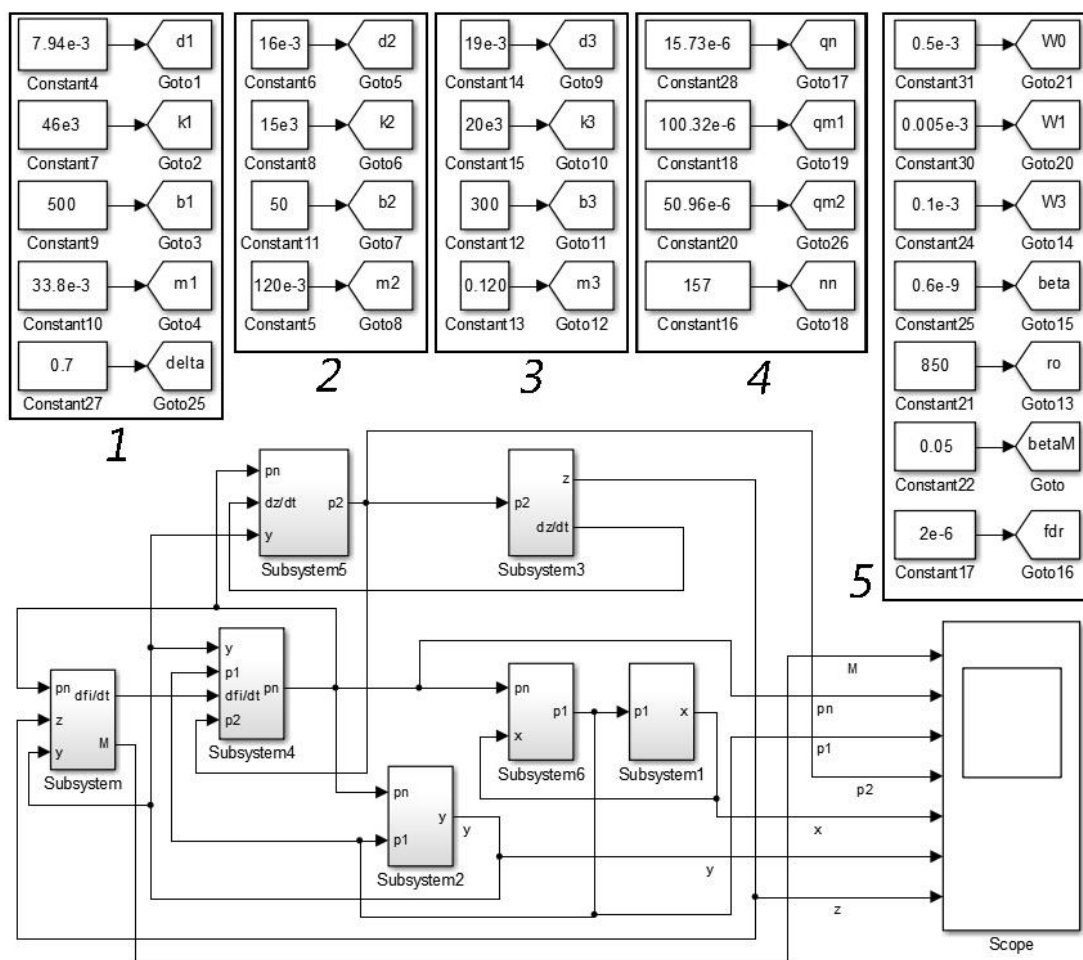


Рисунок 3.32 – Основна блок-схема розв'язання системи нелінійних диференціальних рівнянь

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 Score є засобом візуалізації графічних залежностей змінних стану в часі, які отримуються в результаті розв'язання диференціальних рівнянь математичної моделі.

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 (див. рис. 3.32) 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. 3.33.

Аналіз теоретичних графіків показує, що система керування адекватно реагує на зміну зовнішнього навантаження. Перехідні процеси тривають невеликий за проміжком час (до 0,009 с), максимальне амплітудне значення коливань 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.

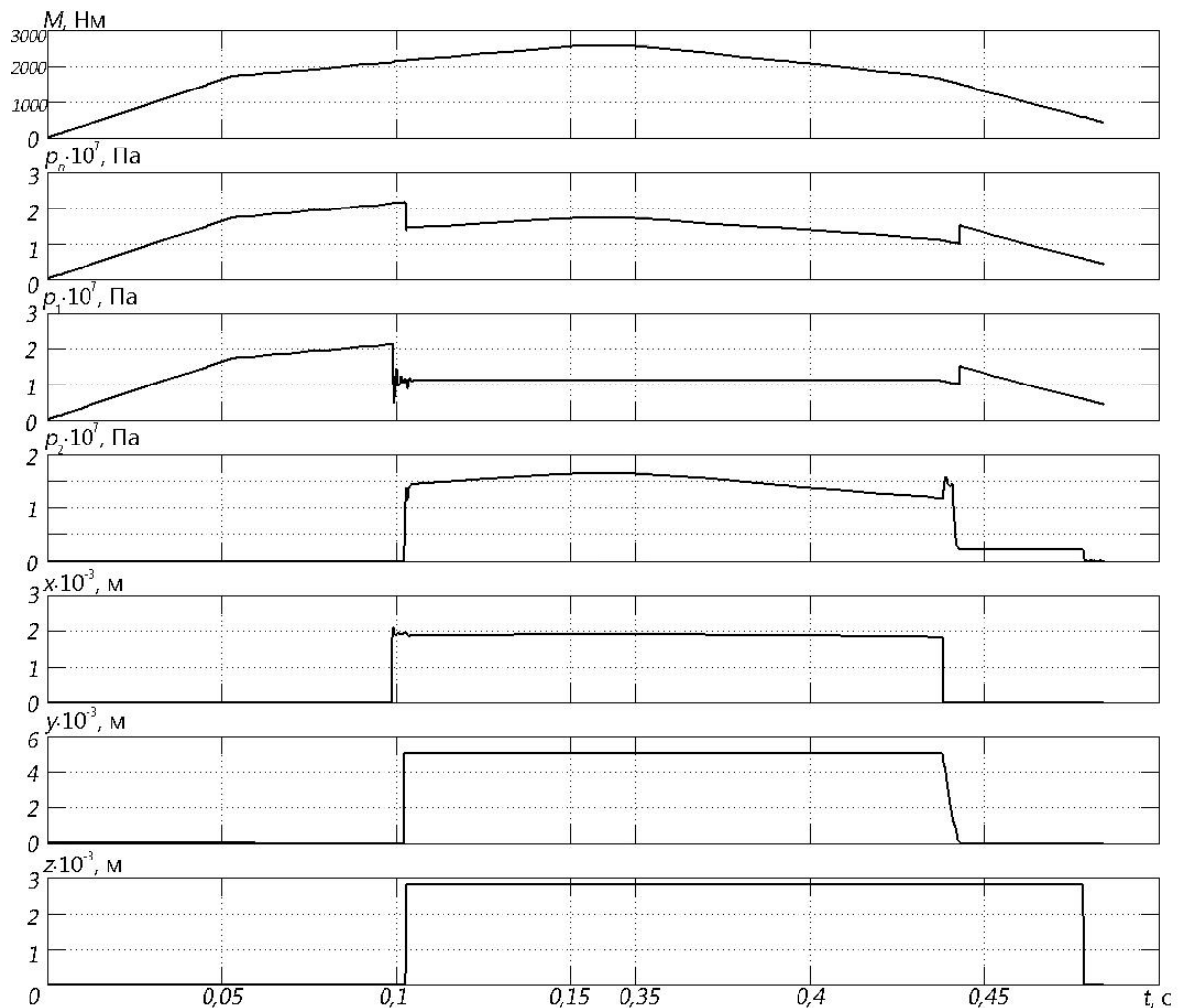


Рисунок 3.33 – Теоретичні графіки зміни в часі $M(t)$, $p_n(t)$, $p_1(t)$, $p_2(t)$, $x(t)$, $y(t)$, $z(t)$

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 напівмуфти $z(t)$ в часі (рис. 3.34).

Коливання тиску $p_1(t)$ під час відкриття сенсора (рис. 3.34) відбуваються в результаті падіння тиску $p_n(t)$ в напірній гідролінії нижче 15 МПа та неповному притисканні плунжером напівмуфти 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 частотою 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 $q_{m2}=250; 320 \text{ см}^3$.

Аналізом динамічних процесів, проілюстрованих на рис. 3.35, 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 гідроприводу, тобто вимикання додаткового гідромотора ГМ2 за необхідного зменшення діючого навантаження. За значення $S=0,9$ спостерігаємо нестійкий режим роботи сенсора системи керування.

Визначено вплив довжини переміщення запірно-розподільного елемента на тривалість зміни комутації гідроліній пристрою, графік якого зображено на рис. 3.36.

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.

На рис. 3.37 наведено найбільш характерні зміни моментів $M_{m1}(t)$ і $M_{m2}(t)$ на валах гідромоторів ГМ1 та ГМ2, відповідно, під час вмикання (рис. 3.37, а) та відмикання (рис. 3.37, б) додаткового гідромотора ГМ2.

В момент відкриття запірно-розподільного елемента (рис. 3.37, а), що відповідає $t=0,103 \text{ с}$, відбувається вмикання додаткового гідромотора ГМ2, під час якого в період розгону, що відповідає тривалості зміни комутації (див. рис. 3.36), ГМ1 та ГМ2 під час вмикання та відмикання додаткового гідромотора ГМ2

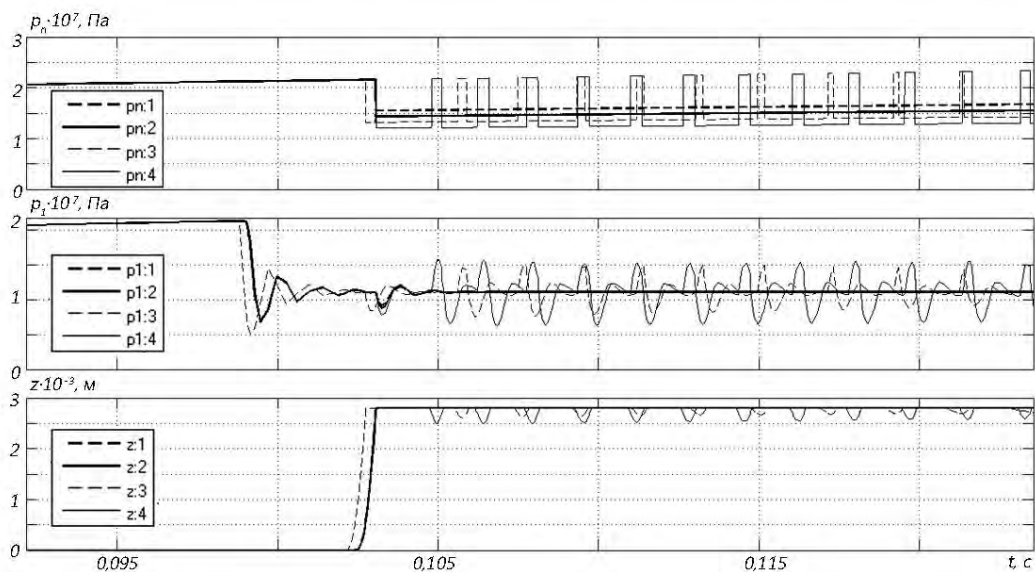


Рисунок 3.34 – Теоретичні графіки зміни тисків напірної гідролінії $p_n(t)$, «відкриття» сенсора $p_1(t)$ та положення плунжера напівмуфти $z(t)$ від часу для значень характерного об'єму додаткового гідромотора: 1) – $q_{m2}=250 \text{ см}^3$; 2) – $q_{m2}=320 \text{ см}^3$; 3) – $q_{m2}=400 \text{ см}^3$; 4) – $q_{m2}=500 \text{ см}^3$

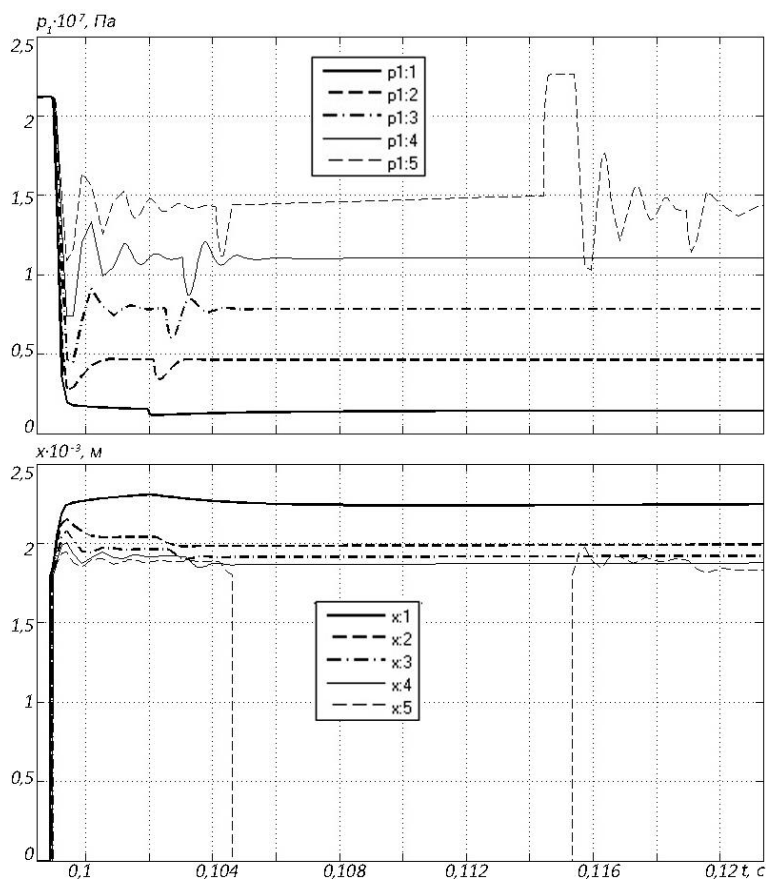


Рисунок 3.35 – Теоретичні графіки зміни в часі $p_1(t)$ та $x(t)$ при $S=0,1(1); 0,3(2); 0,5(3); 0,7(4); 0,9(5)$

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.

Під час закриття запірно-розподільного елемента (рис. 3.37, б), що відповідає $t=0,4428$ с, відбувається відмикання додаткового гідромотора ГМ2 від напірної гідролінії та 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 витисниться 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 зворотній 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. 3.38, а, 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 (рис 3.38, а) 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 (рис. 3.38, б) 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

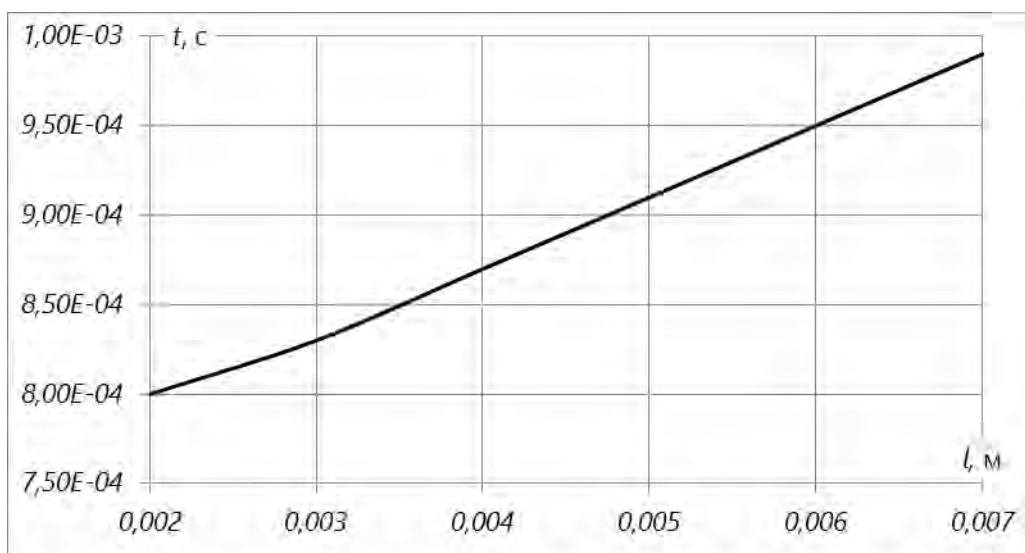
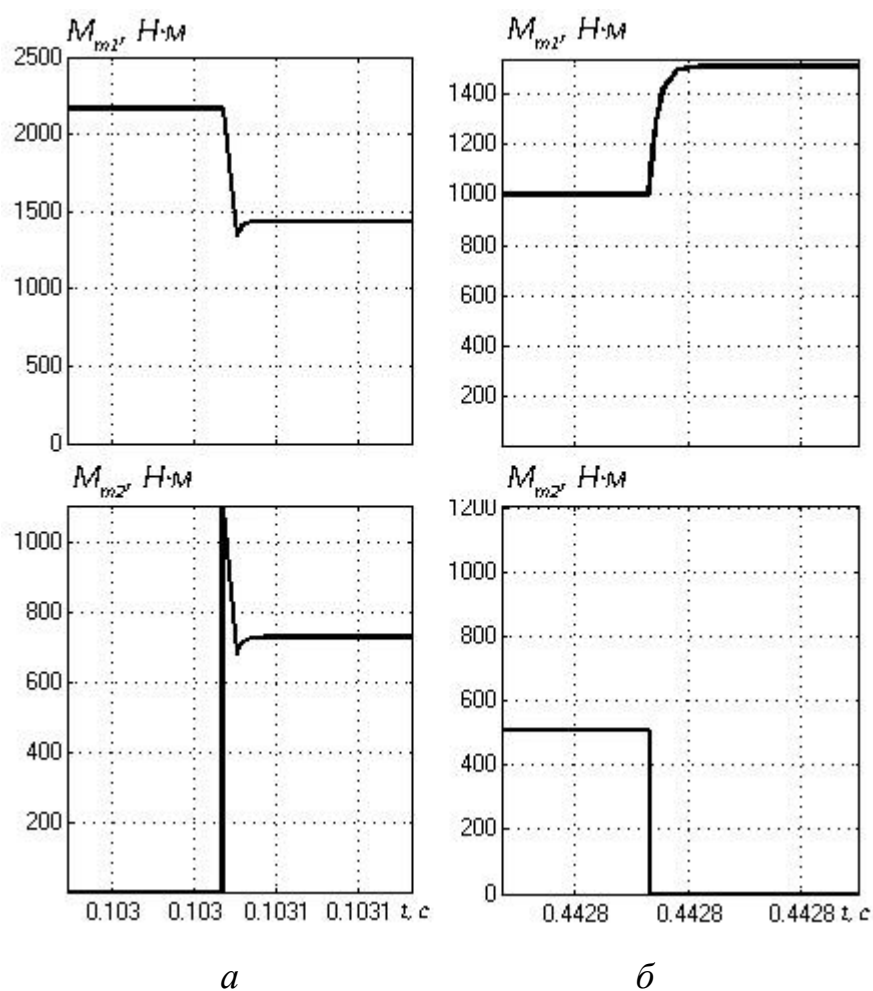


Рисунок 3.36 – Графік тривалості зміни комутації гідроліній пристрою

Рисунок 3.37 – Графік зміни моментів $M_{m1}(t)$ і $M_{m2}(t)$ на валах гідромоторів

нахилу струменю в щилині для такої конструкції запірною елемента становить $\beta_0=0^\circ$, а швидкість руху робочої рідини в щилині v_w та сідлі v_c наближено рівні [358], то цією складовою у розрахунках нехтували ($F_{g1}=0$).

На рис. 3.39 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.

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. 3.40). 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 (рис 3.40, а). Збільшення цієї швидкості, наприклад в 2,3 рази (рис. 3.40, б), спричинює підвищення тиску відкриття сенсора $p_1(t)$ до величини 26 МПа, що може призвести до поламок у гідромоторі (наприклад ГПРФ-630). Тому варто використовувати в приводі такого конвеєра сучасні гідромотори, в яких максимальний тиск більш ніж у два рази більше 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 буртоукладника К-65М2БЗ-К, в якій враховано початкові параметри системи керування, його насосної станції, основного та додаткового гідромоторів, що забезпечує високу швидкість обчислень за жорстких умов.

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

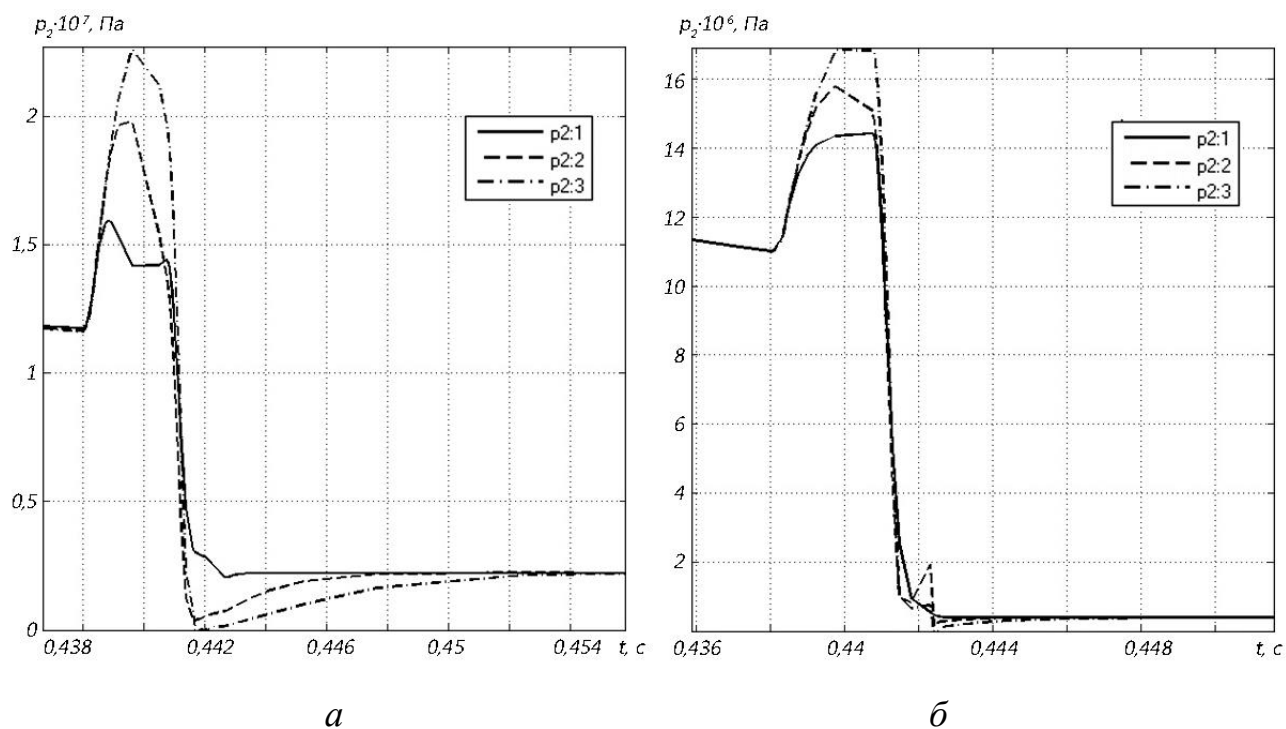


Рисунок 3.38 – Графіки зміни тиску $p_2(t)$ від зведеної маси плунжера m_3 і коефіцієнта демпфування b_3 під час закриття запірно-розподільного елемента при $b_3=300$ кг/с (а) та $b_3=800$ кг/с (б)

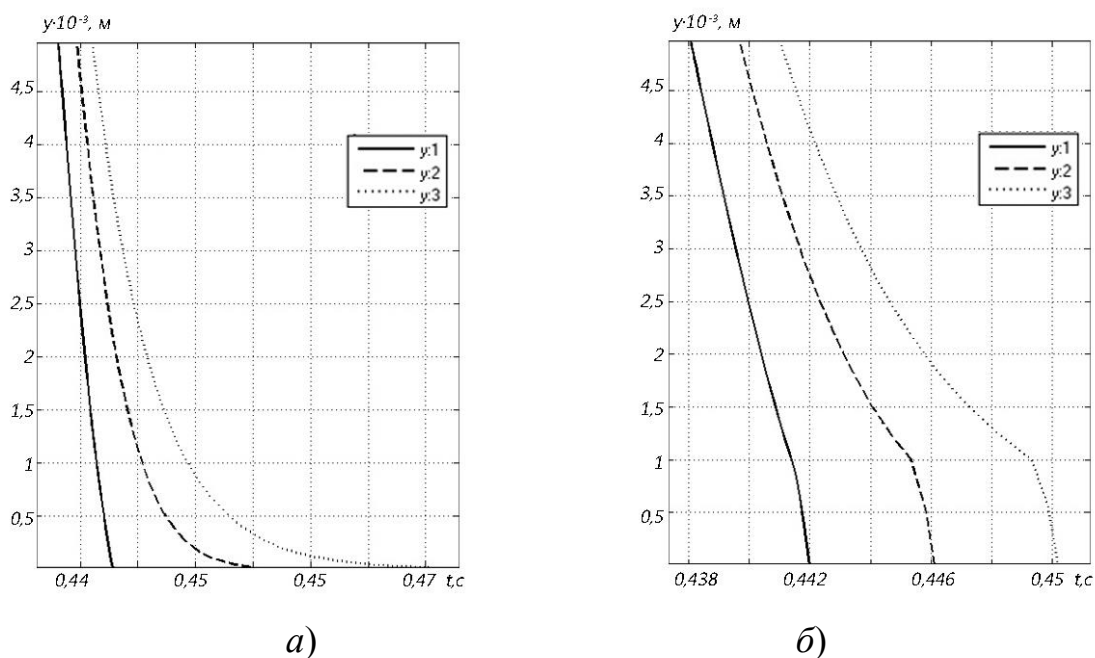


Рисунок 3.39 – Графіки зміни переміщення $y(t)$ запірно-розподільного елемента за відсутності (а) та наявності (б) гідродинамічної сили F_{g2} під час його закриття при значеннях коефіцієнта демпфування $b_2=50; 80; 100$ кг/с

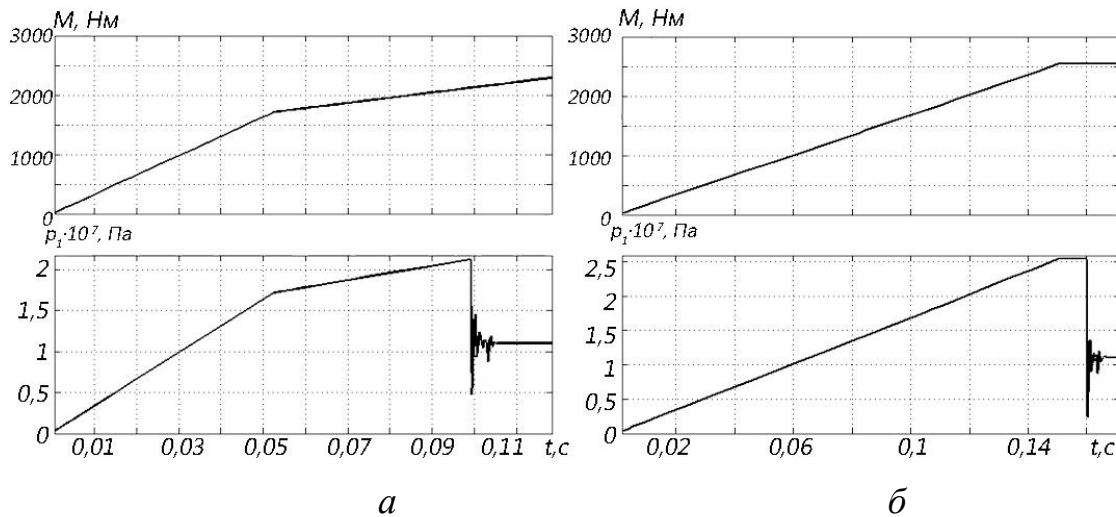


Рисунок 3.40 – Теоретичні графіки зміни швидкості зростання робочого навантаження $M(t)$ та тиску $p_1(t)$ в порожнині сенсора

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 $q_{m2}=250; 320 \text{ см}^3$. Підтверджена 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. Зміною маси плунжера, його демпфування або під'єднанням паралельно встановлених зворотного клапана та дроселя досягається затухання 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 гідромотора.

3.5 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 [381] і технічну документацію вмонтованого гідравлічного приводу з системою керування вмикання паралельно встановленого додаткового гідромотора, схема якого наведена на рис. 3.41

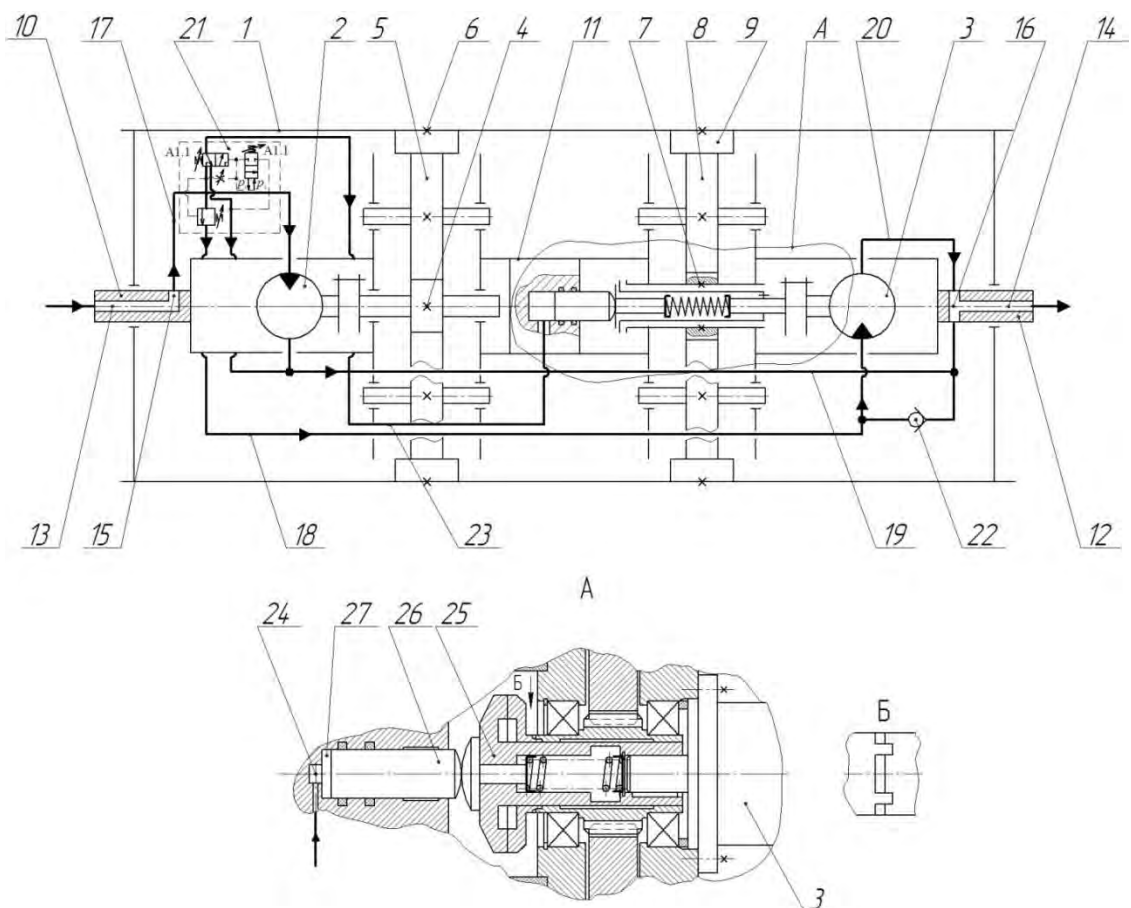


Рисунок 3.41 – Конструктивна схема вмонтованого гідроприводу приймального конвеєра буртоукладника К-65М253-К

Керований гідравлічний мотор-барабан містить корпус барабана 1, в який вбудовано привод, виконаний у вигляді двох окремих гідромоторів основного 2 (ГМ1) та додаткового 3 (ГМ2), і два передавальні механізми, кожний з яких складається з ведучих шестірен 4 і 7, проміжних 5 і 8 та коронних 6 і 9 зубчастих коліс. Корпус барабана 1 встановлено на вісі, 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 вісі 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. 3.30. у вигляді двокаскадного клапана, наділеного функціями гідравлічного розподільника.

В другому передавальному механізмі між валом додаткового гідромотора 3 та ведучою шестернею 8, встановлена фрикційна муфта 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 вісі. 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 3.42

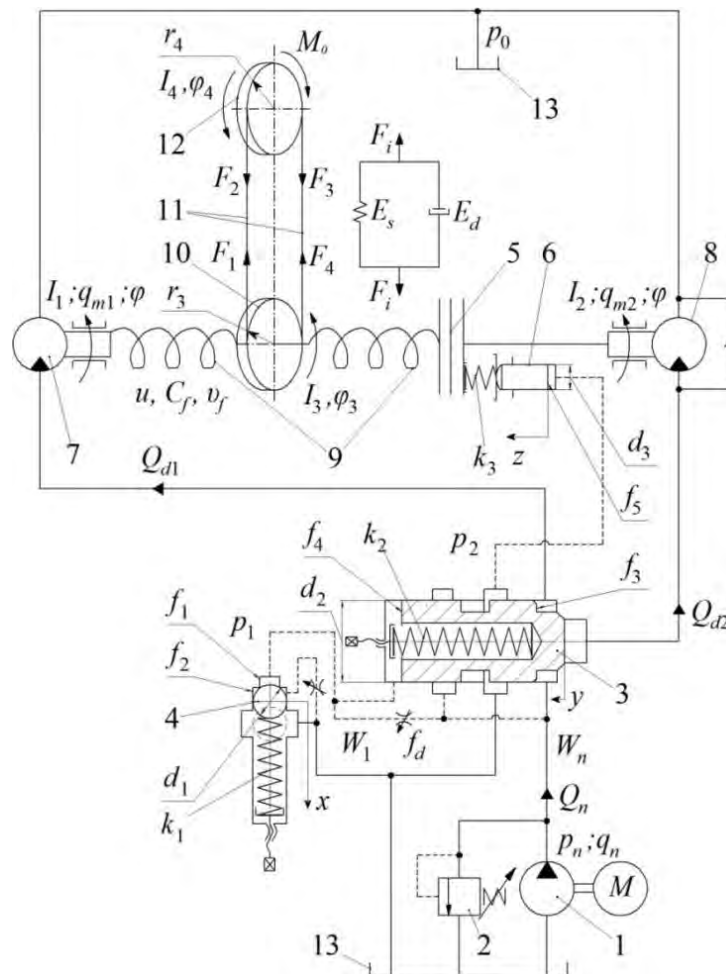


Рисунок 3.42 – Розрахункова схема гідроприводу з системою керування

Математична модель складається з рівнянь, що описують рух транспортувальної частини (2.40 – 2.41) та гідроприводу конвеєра із системою керування вмикання додаткового гідромотора (3.47 – 3.64).

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:

$$\begin{aligned}\varphi &= \iint \frac{q_{m1}p_n + q_{m2}p_n - C_f(\varphi - u\varphi_3) - v_f\left(\frac{d\varphi}{dt} - \frac{d\varphi_3}{dt}\right)}{I_r}; \\ \varphi_3 &= \iint \frac{uC_f(\varphi - u\varphi_3) + v_f\left(\frac{d\varphi}{dt} - u\frac{d\varphi_3}{dt}\right) - 2C_s(\varphi_3r_3 - \varphi_4r_4)r_2 - 2v_s\left(\frac{d\varphi_3}{dt}r_2 - \frac{d\varphi_4}{dt}r_4\right)}{I_2}; \\ \varphi_4 &= \iint \frac{2C_s(\varphi_2r_2 - \varphi_4r_4)r_4 + 2v_s\left(\frac{d\varphi_3}{dt}r_2 - \frac{d\varphi_4}{dt}r_4\right) - M_0}{I_2}.\end{aligned}\quad (3.65)$$

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

$$x = \iint \frac{f_2p_1 - k_1(x_0 + x) - b_1\frac{dx}{dt} - F_{g1}}{m_1}; \quad (3.66)$$

$$y = \iint \frac{p_n f_3 - k_2(y_0 + y) - b_2\frac{dy}{dt} - p_1 f_4 - F_{g2}}{m_2}; \quad (3.67)$$

$$z = \iint \frac{p_2 f_5 - k_3(z_0 + z) - b_3\frac{dz}{dt} - F_a}{m_3}. \quad (3.68)$$

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

$$p_n = \int \frac{q_n \cdot n_n - (q_{m1} + q_{m2}) \cdot \frac{d\varphi}{dt} - \mu \cdot f_{dr} \sqrt{\frac{2|p_n - p_1|}{\rho}}}{\beta W_n} \cdot \frac{\cdot \operatorname{sgn}(p_n - p_1) - \mu \cdot \pi \cdot d_2 \cdot y \sqrt{\frac{2|p_n - p_2|}{\rho}} \cdot \operatorname{sgn}(p_n - p_2)}{\beta W_n}; \quad (3.69)$$

$$p_1 = \int \frac{\mu \cdot f_{dr} \sqrt{2|p_n - p_1|/\rho} \cdot \operatorname{sgn}(p_n - p_1) - \mu \cdot \pi \cdot d_1 \cdot x \sqrt{2|p_1|/\rho} \cdot \operatorname{sgn}(p_1)}{\beta W_1}; \quad (3.70)$$

$$p_2 = \int \frac{\mu \cdot \pi \cdot d_2 \cdot y \sqrt{2|p_n - p_2|/\rho} \cdot \operatorname{sgn}(p_n - p_2) - f_5 \cdot \dot{z}}{\beta W_2}. \quad (3.71)$$

Дослідження динамічних характеристик для приводної 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. 3.43).

Збурюючим 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 приводної 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 приводної та транспортувальної системи 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·м², крутильна жорсткість передатного механізму $c_f=(0,25\dots0,75)\cdot 10^6$ МПа, демпфування передатного механізму $\nu_f=150\dots600$ Нс/м.

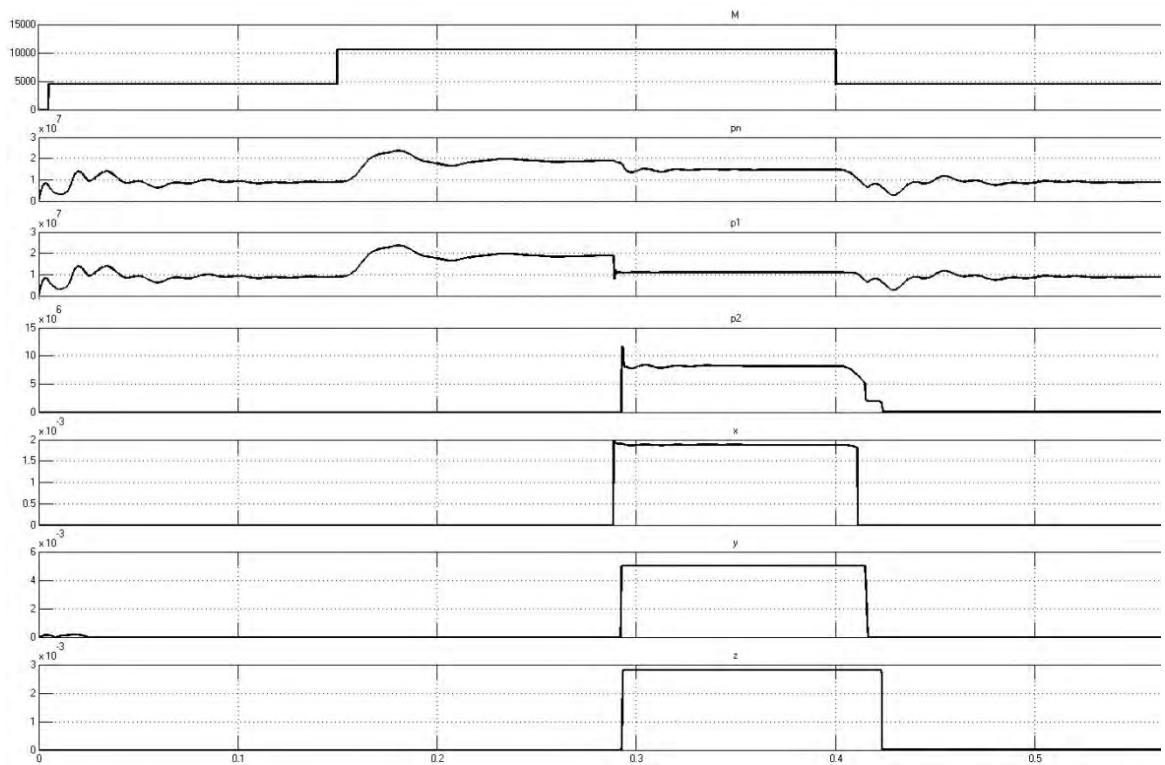


Рисунок 3.43 – Теоретичні графіки перехідних процесів зміни $M(t)$, $p_n(t)$, $p_1(t)$, $p_2(t)$, $x(t)$, $y(t)$, $z(t)$

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

На рисунках 3.44 і 3.45 показано залежність часу перехідного процесу та величини перерегулювання для першої фази перевантаження при зміні параметрів приводної та транспортувальної частини конвеєра в заданих діапазонах. Розраховано параметри приводної та транспортувальної частини 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 передатного механізму c_f , а збільшувати – статичний E_s та динамічний h_s модулі пружності стрічки. Для

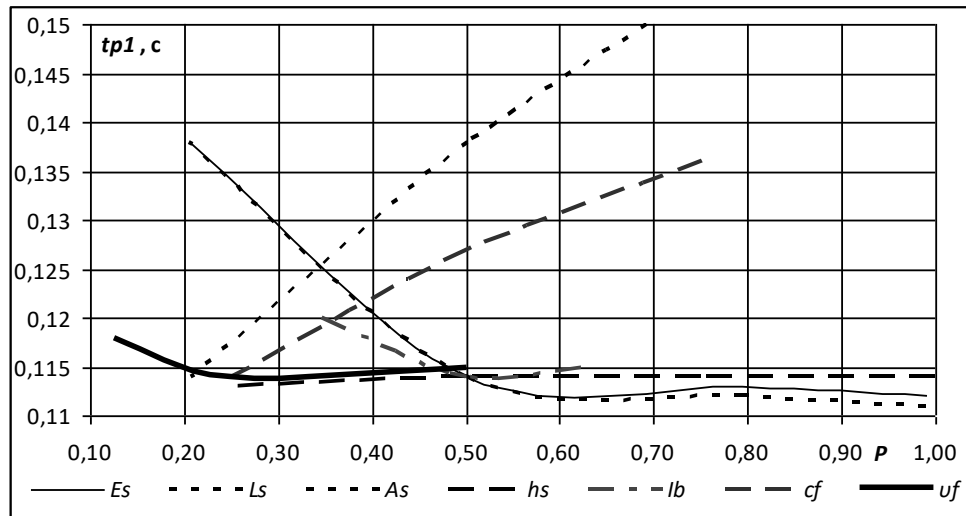


Рисунок 3.44 – Вплив параметрів приводної та транспортувальної частини конвеєра на час перехідного процесу для першої фази перевантаження

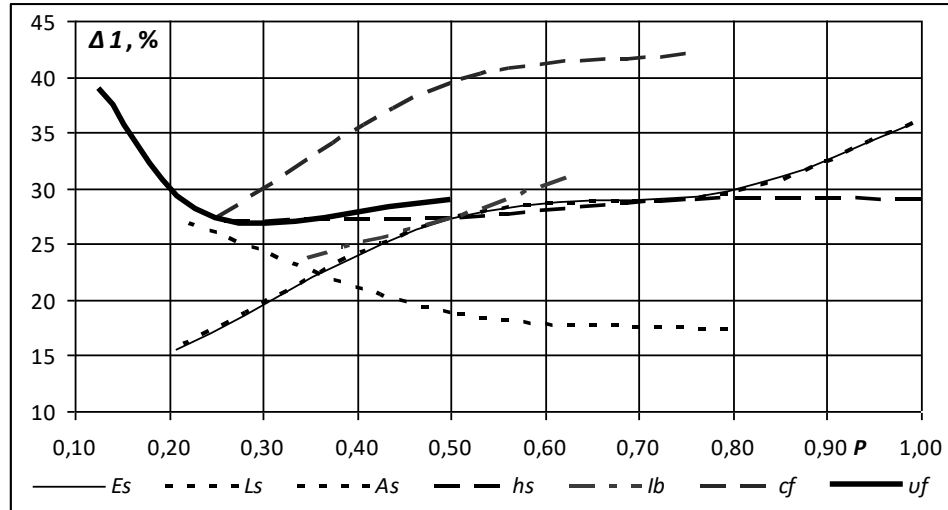


Рисунок 3.45 – Вплив параметрів приводної та транспортувальної частини конвеєра на величину перерегулювання для першої фази перевантаження

зменшення величини перерегулювання Δp_1 варто орієнтуватися на зменшення параметрів статичного E_s та динамічного h_s модулів пружності стрічки і жорсткості передатного механізму c_f .

На рис. 3.46 і 3.47 представлено залежності динамічних характеристик, що відповідає другій фазі перевантаження. Ця фаза характеризується незначними змінами значень динамічних характеристик в межах $0,05\text{с} < t_{p2} < 0,12\text{с}$ та $4\% < \Delta p_2 < 12\%$. Для збільшення швидкості перехідних процесів t_{p2} , а також зменшення величини перерегулювання Δp_2 , потрібно зменшувати зведені моменти інерції барабанів I_b та жорсткість передатного механізму c_f і збільшувати демпфування передатного механізму v_f . Інші параметри суттєво не впливають на перехідні процеси. Також додатково на зменшення величини перерегулювання Δp_2 можна вплинути збільшуючи параметри статичного E_s та динамічного h_s модулів пружності.

Вплив параметрів системи на динамічні характеристики третьої фази перехідних процесів привода показано на рисунках 3.48 і 3.49. Визначено параметри приводної та транспортувальної частини 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 системи конвеєра при розвантаженні потрібно збільшувати параметри: демпфування передаточного механізму v_f , статичного E_s модуля пружності та площі поперечного перерізу стрічки A_s ; зменшувати параметри: зведеного моменту інерції барабанів I_b , крутильної жорсткості передаточного механізму c_f . Основні параметри приводної та транспортувальної системи конвеєра, що зменшують величину перерегулювання Δp_3 – це значення жорсткості передаточного механізму c_f та зведеного моменту інерції барабанів I_b в менших розглядуваних діапазонах. Збільшення демпфування передаточного механізму v_f призводить до зменшення величини перерегулювання Δp_3 .

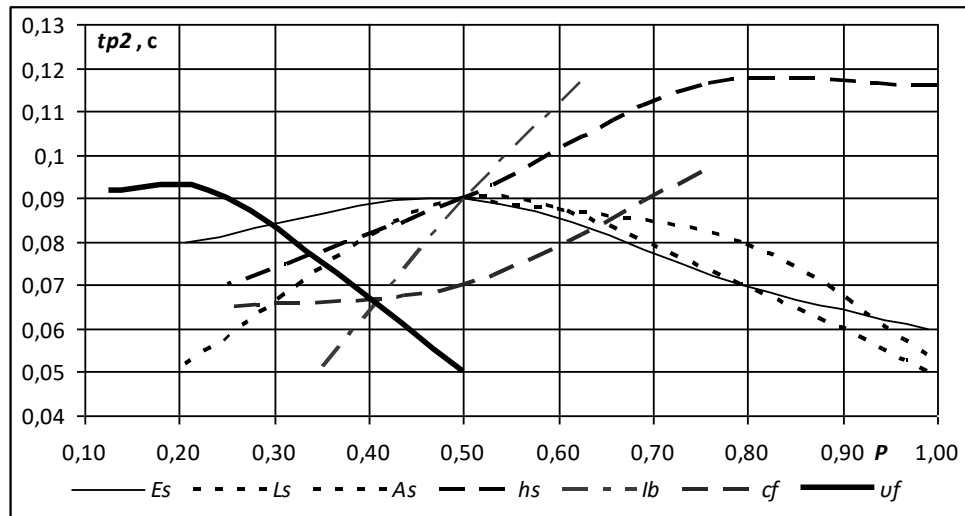


Рисунок 3.46 – Вплив параметрів приводної та транспортувальної частини конвеєра на час перехідного процесу для другої фази перевантаження

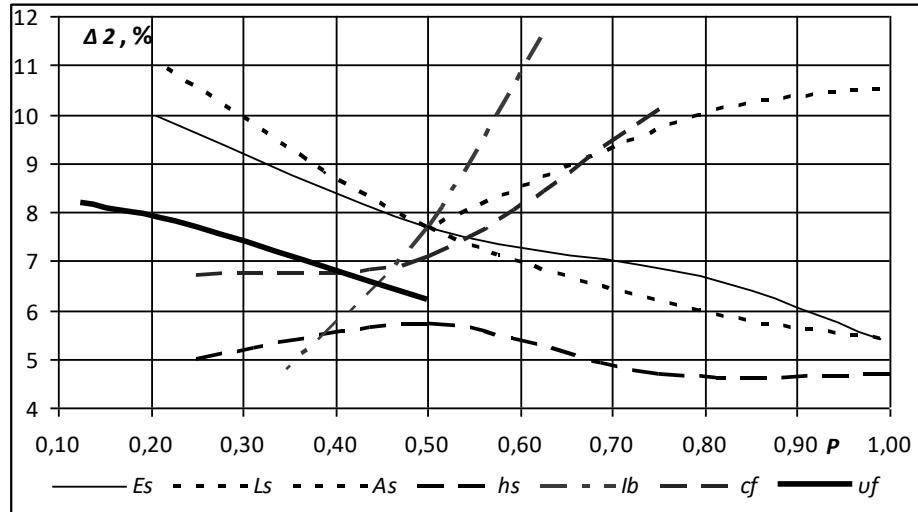


Рисунок 3.47 – Вплив параметрів приводної та транспортувальної частини конвеєра на величину перерегулювання для другої фази перевантаження

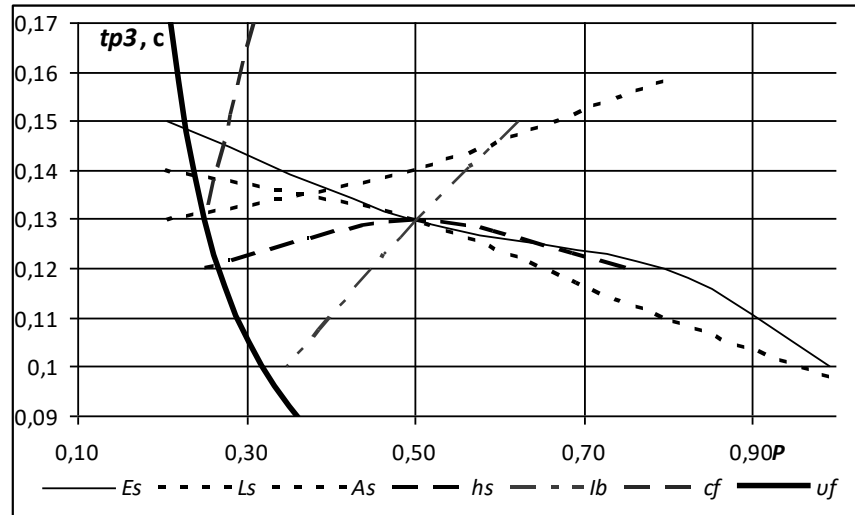


Рисунок 3.48 – Вплив параметрів приводної та транспортувальної частини конвеєра на час перехідного процесу для третьої фази перевантаження

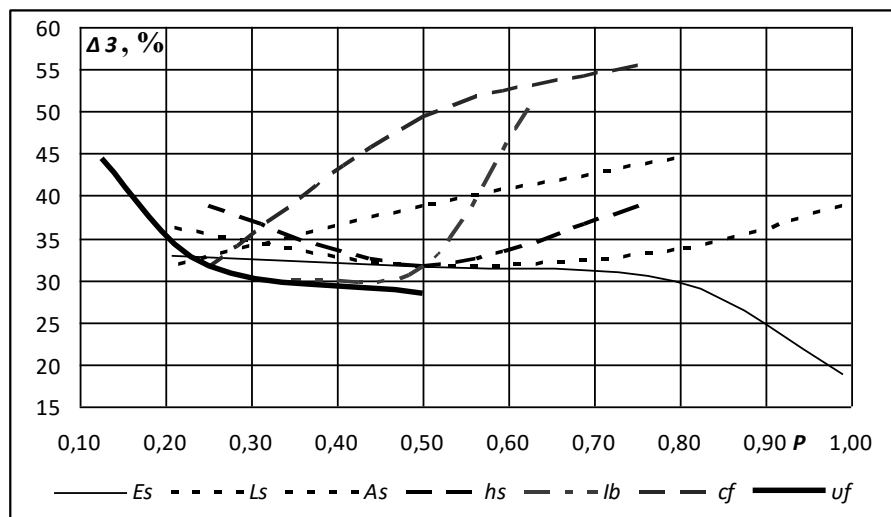


Рисунок 3.49 – Вплив параметрів приводної та транспортувальної частини конвеєра на величину перерегулювання для третьої фази перевантаження

3.6 Розрахунок перехідних процесів у стрічковому конвеєрі з урахуванням рухомості меж транспортувального органу

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 [13,382].

Розглядається метод розрахунку перехідних процесів в машинах неперервного транспорту з урахуванням рухомості меж довгомірних пружних ланок [94]. Суть методу [383] 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 [384] та про поздовжні коливання колони бурильних труб у потоці промивальної рідини [39].

Розглянемо механічну систему стрічкового конвеєра, подану на рис. 3.50,

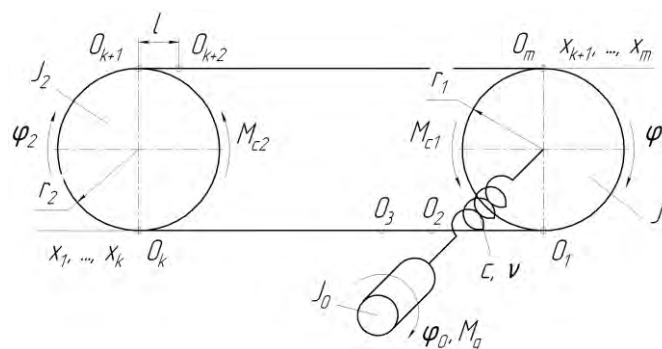


Рисунок 3.50 – Розрахункова схема стрічкового конвеєра

де J_0 – зведений до привідного барабана момент інерції ротора двигуна з механічними передачами; J_1, J_2 – моменти інерції привідного і натяжного барабанів; $M_\partial, M_{c1}, M_{c2}$ – зведений момент двигуна і моменти опору рухові барабанів; c, ν – 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, \dots, x_m , початки 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 $\varphi_0, \varphi_1, \varphi_2$.

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

$$\frac{\partial^2 u_i}{\partial t^2} - a_i^2 \frac{\partial^2 u_i}{\partial x_i^2} - \mu a_i^2 \frac{\partial^3 u_i}{\partial x_i^2 \partial t} = 0, (i = 1, 2, \dots, m), \quad (3.72)$$

де $a_i = \sqrt{E_{зв}/\rho_i}$ – традиційно прийнята швидкість поширення хвилі пружних деформацій; μ – 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 [339]

$$E_{зв} = \frac{12N^3}{q_0^2 (l_p^1)^2 + \frac{12N^3}{E_0}}, \quad (3.73)$$

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

З врахуванням (3.73) швидкість поширення пружної хвилі визначається як

$$a_i = \sqrt{\frac{E_{зв}}{\rho_i}} = \sqrt{\frac{12N_i^3}{\left(q_{0i}^2 (l_{pi}^1)^2 + \frac{12N_i^3}{E_0}\right) \rho_i}}. \quad (3.74)$$

Розглянемо нерухомі координати

$$z_i = x_i + u_i(x_i, t), (i = 1, 2, \dots, m), \quad (3.75)$$

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

З врахуванням (3.75) похідні функції $u_i(x_i, t)$ записуємо як

$$\frac{\partial u_i(x_i, t)}{\partial x_i} = \frac{u_i'}{1 - u_i'}, \quad \frac{\partial u_i(x_i, t)}{\partial t} = \frac{\dot{u}_i}{1 - u_i'}. \quad (3.76)$$

У правих частинах співвідношень (3.76) 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 (3.76) за x_i і t , визначаємо з врахуванням (3.75) другі та змішані похідні функції $u_i(x_i, t)$:

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

$$\frac{\partial^2 u_i(x_i, t)}{\partial t^2} = \frac{\ddot{u}_i + 2\dot{u}_i \dot{u}'_i - 2\ddot{u}_i u'_i - 2\dot{u}_i u'_i \dot{u}'_i + \dot{u}_i^2 u''_i + (u'_i)^2 \ddot{u}_i}{(1 - u'_i)^3}; \quad (3.77)$$

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

Розкладаючи вирази (3.76) і (3.77) у степеневі ряди, обмежувачись членами, що мають порядок малості не вище другого, одержуємо:

$$\begin{aligned} \frac{\partial u_i(x_i, t)}{\partial x_i} &= u'_i(1 + u'_i); \quad \frac{\partial u_i(x_i, t)}{\partial t} = \dot{u}_i(1 + u'_i); \\ \frac{\partial^2 u_i(x_i, t)}{\partial x_i \partial t} &= \dot{u}'_i(1 + 2u'_i) + u_i'' \dot{u}_i; \\ \frac{\partial^2 u_i(x_i, t)}{\partial x_i^2} &= u_i''(1 + 3u'_i); \quad \frac{\partial^2 u_i(x_i, t)}{\partial t^2} = \ddot{u}_i(1 + u'_i) + 2\dot{u}_i \dot{u}'_i; \\ \frac{\partial^3 u_i(x_i, t)}{\partial x_i^2 \partial t} &= \dot{u}_i''(1 + 3u'_i) + u_i''' \dot{u}_i + 3u_i'' \dot{u}'_i. \end{aligned} \quad (3.78)$$

Підставляючи (3.78) в (3.72) і нехтуючи в доданку, за допомогою якого враховується розсіяння енергії, членами вищого порядку малості, одержуємо рівняння руху в нерухомій системі координат:

$$\frac{\partial^2 u_i}{\partial t^2} \left(1 + \frac{\partial u_i}{\partial z_i} \right) + 2 \frac{\partial^2 u_i}{\partial z_i \partial t} \frac{\partial u_i}{\partial t} - a_i^2 \frac{\partial^2 u_i}{\partial z_i^2} \left(1 + 3 \frac{\partial u_i}{\partial z_i} \right) - \mu a_i^2 \frac{\partial^3 u_i}{\partial z_i^2 \partial t} = 0 \quad (3.79)$$

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

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

$$\zeta_i = \frac{z_i}{l}, (i=1, 2, \dots, m). \quad (3.80)$$

З урахуванням (3.79) та (3.80) одержуємо

$$\frac{\partial^2 u_i}{\partial t^2} \left(1 + \frac{1}{l} \frac{\partial u_i}{\partial \zeta_i} \right) + \frac{2}{l} \frac{\partial^2 u_i}{\partial \zeta_i \partial t} \frac{\partial u_i}{\partial t} - \frac{\alpha_i^2}{l^2} \frac{\partial^2 u_i}{\partial \zeta_i^2} \left(1 + \frac{3}{l} \frac{\partial u_i}{\partial \zeta_i} \right) - \frac{\mu \alpha_i^2}{l^2} \frac{\partial^3 u_i}{\partial \zeta_i^2 \partial t} = 0 \dots\dots\dots (3.81)$$

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

Поздовжня сила в деякому перерізі стрічки конвеєра визначається виразом

$$N_i(x_i, t) = EA \left(\frac{\partial u_i(x_i, t)}{\partial x_i} + \mu \frac{\partial^2 u_i(x_i, t)}{\partial x_i \partial t} \right), \quad (3.82)$$

де A – площа поперечного перерізу стрічки.

Беручи до уваги перше і третє співвідношення (3.78), виконуємо перетворення координат у формулі (3.82):

$$N_i(z_i, t) = EA \left[\frac{\partial u_i}{\partial z_i} \left(1 + \frac{\partial u_i}{\partial z_i} \right) + \mu \frac{\partial^2 u_i}{\partial z_i \partial t} \right]. \quad (3.83)$$

Перейшовши до відносних просторових координат і врахувавши друге і п'яте співвідношення (3.78) та залежність (3.83), запишемо крайові умови на привідному барабані у вигляді

$$\begin{aligned} & \frac{J_1}{r_1} \left[\frac{\partial^2 u_1}{\partial t^2} \left(1 + \frac{1}{l} \frac{\partial u_1}{\partial \zeta_1} \right) + \frac{2}{l} \frac{\partial u_1}{\partial t} \frac{\partial^2 u_1}{\partial \zeta_1 \partial t} \right]_{\zeta_1=0} - \frac{EA r_1}{l} \left[\frac{\partial u_1}{\partial \zeta_1} \left(1 + \frac{1}{l} \frac{\partial u_1}{\partial \zeta_1} \right) + \mu \frac{\partial^2 u_1}{\partial \zeta_1 \partial t} \right]_{\zeta_1=0} + \\ & + \frac{EA r_1}{l} \left[\frac{\partial u_m}{\partial \zeta_m} \left(1 + \frac{1}{l} \frac{\partial u_m}{\partial \zeta_m} \right) + \mu \frac{\partial^2 u_m}{\partial \zeta_m \partial t} \right]_{\zeta_m=1} - \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
& -c \left[\varphi_0 - \frac{1}{r_1} u_1(0, t) \right] - v \left[\omega_0 - \frac{1}{r_1} \frac{\partial u_1}{\partial t} \left(1 - \frac{1}{l} \frac{\partial u_1}{\partial \zeta_1} \right) \right]_{\zeta_1=0} = -M_{c1}; \\
& J_0 \frac{d\omega_0}{dt} + c \left[\varphi_0 - \frac{1}{r_1} u_1(0, t) \right] + v \left[\omega_0 - \frac{1}{r_1} \frac{\partial u_1}{\partial t} \left(1 + \frac{1}{l} \frac{\partial u_1}{\partial \zeta_1} \right) \right]_{\zeta_1=0} = M_{\partial}; \\
& u_1(0, t) = u_m(1, t); \frac{d\varphi_0}{dt} = \omega_0,
\end{aligned} \tag{3.84}$$

тут ω_0 – кутова швидкість ротора двигуна.

Крайові умови на натяжному барабані виражаються залежностями

$$\begin{aligned}
& \frac{J_2}{r_2} \left[\frac{\partial^2 u_k}{\partial t^2} \left(1 + \frac{1}{l} \frac{\partial u_k}{\partial \zeta_k} \right) + \frac{2}{l} \frac{\partial u_k}{\partial t} \frac{\partial^2 u_k}{\partial \zeta_k \partial t} \right]_{\zeta_k=1} + \frac{EA r_2}{l} \left[\frac{\partial u_k}{\partial \zeta_k} \left(1 + \frac{1}{l} \frac{\partial u_k}{\partial \zeta_k} \right) + \mu \frac{\partial^2 u_k}{\partial \zeta_k \partial t} \right]_{\zeta_k=0} - \\
& - \frac{EA r_2}{l} \left[\frac{\partial u_{k+1}}{\partial \zeta_{k+1}} \left(1 + \frac{1}{l} \frac{\partial u_{k+1}}{\partial \zeta_{k+1}} \right) + \mu \frac{\partial^2 u_{k+1}}{\partial \zeta_{k+1} \partial t} \right]_{\zeta_{k+1}=0} = -M_{c2}; \\
& u_k(1, t) = u_{k+1}(0, t).
\end{aligned} \tag{3.85}$$

При складанні крайових умов (3.84), (3.85) припускали, що кутові координати φ_1 і φ_2 зв'язані з переміщеннями перерізів стрічки залежностями

$$\varphi_1 = \frac{1}{r_1} u_1(0, t) = \frac{1}{r_1} u_m(1, t); \quad \varphi_2 = \frac{1}{r_2} u_k(1, t) = \frac{1}{r_2} u_{k+1}(0, t). \tag{3.86}$$

Крайові умови для стиків сусідніх елементів стрічки такі:

$$\begin{aligned}
& \left[\frac{\partial u_i}{\partial \zeta_i} \left(1 + \frac{1}{l} \frac{\partial u_i}{\partial \zeta_i} \right) + \mu \frac{\partial^2 u_i}{\partial \zeta_i \partial t} \right]_{\zeta_i=1} = \left[\frac{\partial u_{i+1}}{\partial \zeta_{i+1}} \left(1 + \frac{1}{l} \frac{\partial u_{i+1}}{\partial \zeta_{i+1}} \right) + \mu \frac{\partial^2 u_{i+1}}{\partial \zeta_{i+1} \partial t} \right]_{\zeta_{i+1}=0}; \\
& u_i(1, t) = u_{i+1}(0, t) \quad (i=1, 2, \dots, k-1; k+1, k+2, \dots, m-1).
\end{aligned} \tag{3.87}$$

Розглянемо скінченний елемент стрічки конвеєра. Розв'язок нелінійного рівняння з частковими похідними (3.81) подаємо з деякою похибкою у вигляді

$$u_i(\zeta_i, t) \cong U_i \tau_i, \quad (3.88)$$

де U_i – матриця-колонка базисних функцій,

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

τ_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

$$U_{i1} = 1 - \zeta_i; U_{in} = \zeta_i; U_{ij} = \sin(j-1)\pi\zeta_i \quad (j = 2, 3, \dots, n-1); \quad (3.89)$$

Компоненти матриць-колонок τ_i ($i = 1, 2, \dots, m$) визначаємо методом зважених нев'язок [180]. Підставляючи (3.88) в рівняння (3.81), перемножуючи отриманий вираз із матрицею-колонкою вагових функцій, котрі приймаємо рівними базисним (3.89), і інтегруючи добуток за ζ_i в межах від нуля до одиниці, доходимо матричного співвідношення

$$A_i \ddot{\tau}_i + B_i \tau_i + C_i \dot{\tau}_i + D_i = R_{\Omega i}, \quad (3.90)$$

де $R_{\Omega i}$ – матриця-колонка зважених нев'язок;

$$A_i = A_{1i} + A_{2i}; B_i = -\frac{a^2}{l^2} \int_0^1 U_i^T U_i'' d\zeta_i;$$

$$D_i = \frac{2}{l} \int_0^1 U_i^T U_i' \dot{\tau}_i U_i \dot{\tau}_i d\zeta_i - \frac{3a^2}{l^3} \int_0^1 U_i^T U_i' \tau_i U_i'' \tau_i d\zeta_i, \quad (3.91)$$

причому

$$A_{1i} = \int_0^1 U_i^T U_i d\zeta_i; \quad A_{2i} = \frac{1}{l} \int_0^1 U_i^T U_i' \tau_i U_i d\zeta_i. \quad (3.92)$$

Як видно із співвідношень (3.91), (3.92), 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 (3.88) і перших рівностей (3.84), (3.85), (3.87) записуємо нев'язки граничних умов для початкового (S_i) і кінцевого (R_i) перерізів елемента

$$S_i = S_{0i} \ddot{\tau}_i + S_{1i}; \quad R_i = R_{0i} \ddot{\tau}_i + R_{1i}; \quad (i = 1, 2, \dots, m), \quad (3.93)$$

де

$$\begin{aligned} S_{0i} &= \frac{J_1}{r_1} \left(1 + \frac{1}{l} U_1'(0) \tau_1 \right) U_1(0); \quad S_{0, k+1} = \frac{J_2}{r_2} \left(1 + \frac{1}{l} U_{k+1}'(0) \tau_{k+1} \right) U_{k+1}(0); \\ R_{0k} &= \frac{J_2}{r_2} \left(1 + \frac{1}{l} U_k'(1) \tau_k \right) U_k(1); \quad R_{0m} = \frac{J_1}{r_1} \left(1 + \frac{1}{l} U_m'(1) \tau_m \right) U_m(1); \\ S_{0, j+1} &= R_{0j} \quad (j = 1, 2, \dots, k-1, k+1, k+2, \dots, m-1) = 0; \\ S_{11} = R_{1m} &= \frac{2J_1}{r_1 l} U_1(0) \dot{\tau}_1 U_1'(0) \dot{\tau}_1 - \frac{EA r_1}{l} \left[U_1'(0) \tau_1 \left(1 + \frac{1}{l} U_1'(0) \tau_1 \right) + \mu U_1'(0) \dot{\tau}_1 \right] + \\ &+ \frac{EA r_1}{l} \left[U_m'(1) \tau_m \left(1 + \frac{1}{l} U_m'(1) \tau_m \right) + \mu U_m'(1) \dot{\tau}_m \right] - \\ &- c \left(\varphi_0 - \frac{1}{r_1} U_1(0) \tau_1 \right) - v \left[\omega_0 - \frac{1}{r_1} U_1(0) \dot{\tau}_1 \left(1 + \frac{1}{l} U_1'(0) \tau_1 \right) \right] + M_{c1}; \\ S_{1, k+1} = R_{1k} &= \frac{2J_2}{r_2 l} U_k(1) \dot{\tau}_k U_k'(1) \dot{\tau}_k + \frac{EA r_2}{l} \left[U_k'(1) \tau_k \left(1 + \frac{1}{l} U_k'(1) \tau_k \right) + \mu U_k'(1) \dot{\tau}_k \right] - \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
& -\frac{EA r_2}{l} \left[U'_{k+1}(0) \tau_{k+1} \left(1 + \frac{1}{l} U'_{k+1}(0) \tau_{k+1} \right) + \mu U'_{k+1}(0) \dot{\tau}_{k+1} \right] + M_{c2}; \\
S_{1,j+1} = R_{1j} \quad (j = 1, 2, \dots, k-1, k+1, k+2, \dots, m-1) = \\
& = U'_i(1) \tau_i \left(1 + \frac{1}{l} U'_i(1) \tau_i \right) + \mu U'_i(1) \dot{\tau}_i - \\
& - U'_{i+1}(0) \tau_{i+1} \left(1 + \frac{1}{l} U'_{i+1}(0) \tau_{i+1} \right) - \mu U'_{i+1}(0) \dot{\tau}_{i+1}.
\end{aligned}$$

Одночасно забезпечити рівність нулю нев'язок, які визначаються виразами (3.90) і (3.93) вибором часових функцій $\tau_{ij} (j = 1, 2, \dots, n)$ неможливо через надто велику кількість рівнянь, котрим 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

$$\dot{\mathfrak{Q}}_i = Q_i; \quad \dot{\tau}_i = \mathfrak{Q}_i \quad (i = 1, 2, \dots, m), \quad (3.94)$$

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 κ_i і λ_i – матриці-колонки вагових коефіцієнтів.

В рівняннях (3.92) необхідно врахувати залежності

$$\tau_{in} = \tau_{i+1,1}; \quad \mathfrak{Q}_{in} = \mathfrak{Q}_{i+1,1} \quad (i = 1, 2, \dots, m-1); \quad \tau_{mn} = \tau_{11}; \quad \mathfrak{Q}_{mn} = \mathfrak{Q}_{11}, \quad (3.95)$$

котрі є наслідком других рівностей (3.84), (3.85), (3.87) і виразів (3.88), (3.89). Для цього з матриць-колонок τ_i , \mathfrak{Q}_i , Q_i виключаємо останні елементи, оскільки вони, згідно з (3.95), рівні іншим елементам відповідних матриць-колонок невідомих. Відповідні скорочені вектори позначаємо τ_i^* , \mathfrak{Q}_i^* , Q_i^* . Крім цього, перші елементи одержаних матриць-колонок Q_i^* замінюємо півсумами

$$q_{11}^* = \frac{1}{2}(q_{11} + q_{mn}); \quad q_{i1}^* = \frac{1}{2}(q_{i1} + q_{i-1,n}) \quad (i = 2, 3, \dots, m),$$

де $q_{ij} (j = 1, 2, \dots, m; j = 1, 2, \dots, n)$ – компоненти матриць-колонок Q_i .

Остаточно одержуємо сукупність диференціальних рівнянь

$$\dot{\vartheta} = Q; \quad \dot{\tau} = \vartheta, \quad (3.96)$$

де $h(h = \tau, \vartheta, Q) = \text{col}(h_1^*, h_2^*, \dots, h_m^*)$.

Останні рівності (3.84) з урахуванням (3.88) перетворюємо до вигляду

$$\begin{aligned} \dot{\phi}_0 = \omega_0; \quad \dot{\omega}_0 = \frac{M_{\partial}}{J_0} - \frac{c}{J_0} \left(\phi_0 - \frac{1}{r_1} U_1(0) \tau_1 \right) - \\ - \frac{v}{J_0} \left[\omega_0 - \frac{1}{r_1} U_1(0) \dot{\tau}_1 \left(1 + \frac{1}{l} U_1'(0) \tau_1 \right) \right]. \end{aligned} \quad (3.97)$$

Якщо рушійний момент і моменти корисного опору відомі, то рівняння (3.96), (3.97) 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 (3.96), (3.97) доповнюємо математичною моделлю гідравлічної або електричної машини.

Таким чином, запропонований метод дає можливість аналізувати перехідні режими роботи машин неперервного транспорту з урахуванням рухомості меж довгомірих 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 стандартних процедур, сприяє побудові простого і ефективного обчислювального алгоритму. Це відкриває перспективи поглибленого вивчення динаміки конвесрів, підвищення якості їх проектування і забезпечення раціональних режимів експлуатації.

3.7 ..Висновки до третього розділу

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

2. Виконано синтез системи пуску стрічкового конвеєра, яка дозволяє за рахунок відтворення зміни тягового зусилля на барабані згідно раціонального способу пуску зменшити динамічні навантаження в стрічці конвеєра. Розроблена математична модель пускового пристрою, запропоновані розрахункові співвідношення за допомогою яких виконується проектування пускового пристрою.

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

4. 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, жорсткісних, інерційних характеристик ланок конвеєра та характеру зміни навантаження.

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

6. Побудована математична модель динамічних процесів у системі керування гідропривода з паралельно встановленими гідромоторами, за допомогою якої визначено параметри системи керування, що забезпечують раціональні режими роботи конвеєра за змінних навантажень на приводному барабані. Аналіз теоретичних графіків показав, що запірно-розподільного елементу 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 приводної системи

7. Значення характерного об'єму додаткового гідромотора, співвідношень площ герметизації запірного елемента впливаються 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 перевищення 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

8. Проведеними дослідженнями вмонтованого гідравлічного приводу з системою керування вмикання додаткового гідромотора встановлено взаємовплив параметрів керованого приводу та пружно-інерційних характеристик транспортувальної частини конвеєра

9. Розроблено 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.

РОЗДІЛ 4 ДИНАМІЧНІ ПРОЦЕСИ У СТІЛОВИХ КОНСТРУКЦІЯХ КОНВЕЄРІВ МОБІЛЬНИХ МАШИН

4.1 Модальний аналіз суцільної багатопрогової стріли відвалоутворювача

Конструкція стріли відвалоутворювача має вигляд довгомірної багатопрогової балки, що утримується в робочому положенні за допомогою вантової підвіски. Стріла обладнана стрічковим конвеєром для транспортування сипкого вантажу (грунту, видобутої руди тощо).

У робочому положенні стріла перебуває під дією динамічних навантажень, викликаних вітровими потоками, статичною та динамічною нерівноваженістю обертових елементів, взаємодією нерівномірно завантаженої стрічки з несівною конструкцією. Характер зміни в часі динамічних навантажень, здебільшого, є близьким до періодичного. Тому проведення модального аналізу механічної системи стріли з метою уникнення резонансних явищ під час роботи конвеєра має істотне практичне значення.

Обчислення частотного спектра дає можливість запобігти резонансним явищам у механічній системі, а знаходження власних форм сприяє вивченню вимушених коливань несівної конструкції.

Побудуємо узагальнену математичну модель згинних коливань суцільної підвісної стріли відвалоутворювача (рис. 4.1, *a*), що утримується в робочому положенні за допомогою довільного числа канатів [385]. Стріла, загальною довжиною l , складається з n ділянок довжинами l_1, l_2, \dots, l_n , в межах яких характеристики поперечних перерізів є сталими. На межах ділянок стріла оснащена кріпильними вузлами для з'єднання довгомірної конструкції з утримувальними канатами, що утворюють з віссю стріли кути $\alpha_1, \alpha_2, \dots, \alpha_n$. Кріпильні вузли розглядаємо як тверді тіла масами m_1, m_2, \dots, m_n та моментами інерції J_1, J_2, \dots, J_n . Відстань від осі стріли до точки кріплення верхніх кінців канатів позначаємо як h , а кут нахилу осі стріли до горизонту – як β .

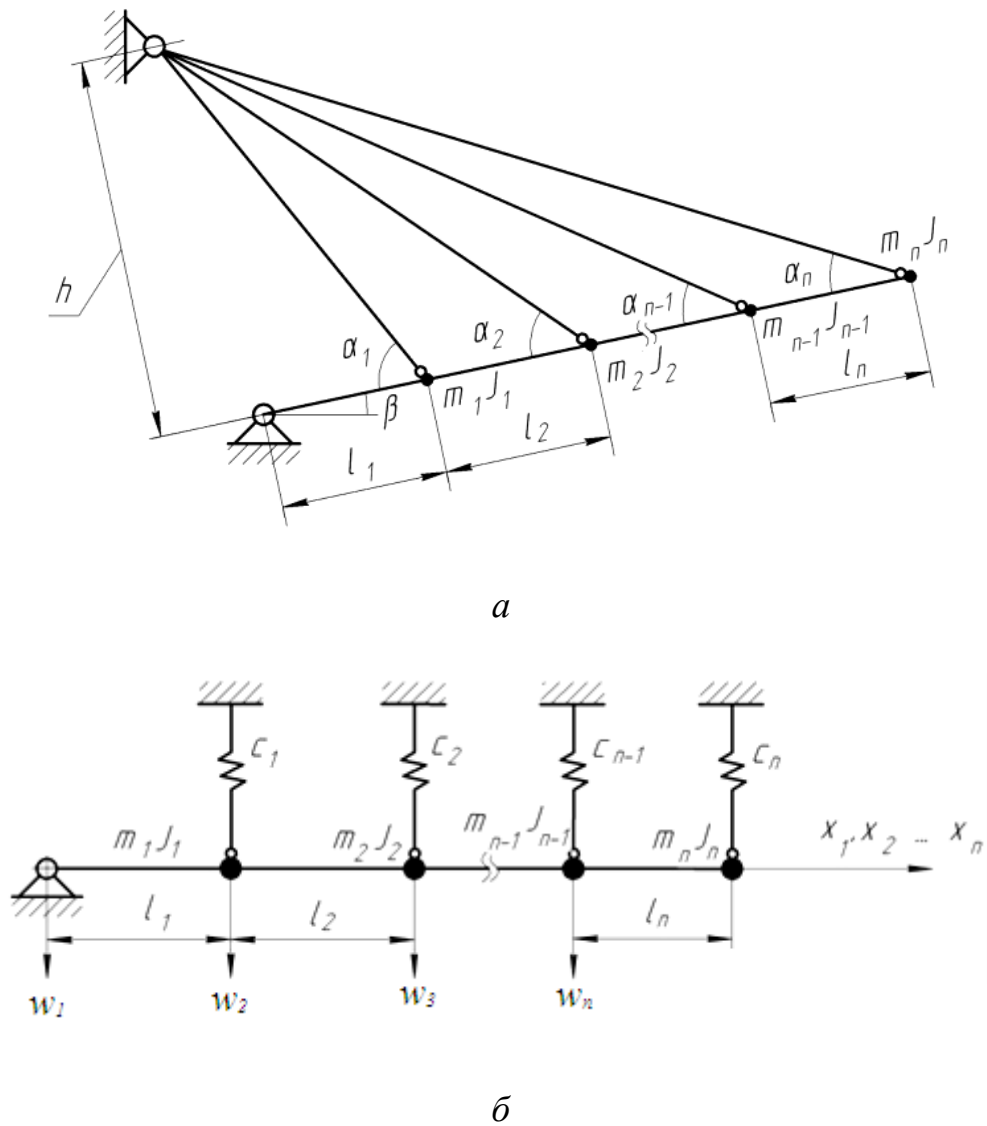


Рисунок 4.1 – Схема стріли відвалоутворювача (а) та її розрахункова модель (б)

Стрілу на розрахунковій моделі (рис. 4.1, б) подаємо як багатопрогонову балку Тимошенка. Коефіцієнти жорсткості канатів в напрямі, перпендикулярному до осі стріли, методика визначення яких наведена у праці [185], становлять c_1, c_2, \dots, c_n . Поперечні коливання ділянок стріли розглядаємо у координатних системах x_i, w_i ($i = 1, 2, \dots, n$).

Беручи до уваги, що довжини ділянок стріли невеликі, рівняння руху записуємо з урахуванням деформацій зсуву та інерції обертання поперечних перерізів

$$\begin{aligned}
EI_i \frac{\partial^2 \varphi_i}{\partial x_i^2} + \kappa_i GA_i \left(\frac{\partial w_i}{\partial x_i} - \varphi_i \right) - I_i \rho_i \frac{\partial^2 \varphi_i}{\partial t^2} &= 0; \\
\rho_i A_i \frac{\partial^2 w_i}{\partial t^2} - \kappa_i GA_i \left(\frac{\partial^2 w_i}{\partial x_i^2} - \frac{\partial \varphi_i}{\partial x_i} \right) + P_i \frac{\partial^2 w_i}{\partial x_i^2} &= 0 \\
(i = 1, 2, \dots, n), &
\end{aligned} \tag{4.1}$$

де $\varphi_i(x_i, t)$ – кут повороту поперечного перерізу осі стрижня від дії згинального моменту; E, G – модулі пружності матеріалу першого та другого роду; ρ_i – інтегральна густина матеріалу; A_i, I_i – площа та екваторіальний момент інерції поперечного перерізу стрижня; P_i – стискаюче осьове навантаження; κ_i – коефіцієнт, що характеризує вплив деформації зсуву; t – час.

Виключаючи з рівнянь (4.1) невідому функцію $\varphi_i(x_i, t)$, отримуємо

$$\begin{aligned}
EI_i \left(1 - \frac{P_i}{\kappa_i GA_i} \right) \frac{\partial^4 w_i}{\partial x_i^4} - \rho_i l_i \left(1 + \frac{E}{\kappa_i G} - \frac{P_i}{\kappa_i GA_i} \right) \frac{\partial^4 w_i}{\partial x_i^2 \partial t^2} + \\
+ P_i \frac{\partial^2 w_i}{\partial x_i^2} + \rho_i A_i \frac{\partial^2 w_i}{\partial t^2} + \frac{\rho_i^2 l_i}{\kappa_i G} \frac{\partial^4 w_i}{\partial t^4} &= 0.
\end{aligned} \tag{4.2}$$

Згинальний момент та силу, що виникає у перерізі, перпендикулярному до недеформованої осі стрижня, з урахуванням деформацій згину і зсуву записуємо як

$$\begin{aligned}
M_i &= -EI_i \frac{\partial \varphi_i}{\partial x}; \\
F_i &= \kappa_i GA_i \left(\frac{\partial w_i}{\partial x_i} - \varphi_i \right) - P_i \frac{\partial w_i}{\partial x_i}.
\end{aligned} \tag{4.3}$$

Граничні умови на лівому кінці стріли мають вигляд

$$W_1 = (0, t) = 0; \quad M_1(0, t) = 0. \quad (4.4)$$

Граничні умови для стиків сусідніх ділянок запишемо в узагальненій формі

$$\begin{aligned} M_i(l_i, t) - J_i \frac{\partial^2 \varphi_i(l_i, t)}{\partial t^2} - M_{i+1}(0, t) &= 0; \\ F_i(l_i, t) + m_i \frac{\partial^2 w_i(l_i, t)}{\partial t^2} + c_i w_i(l_i, t) - F_{i+1}(0, t) &= 0; \\ w_i(l_i, t) = w_{i+1}(0, t), \quad \varphi_i(l_i, t) = \varphi_{i+1}(0, t) \\ (i = 1, 2, \dots, n-1). \end{aligned} \quad (4.5)$$

Аналогічно записуємо граничні умови для правого кінця стріли

$$\begin{aligned} M_n(l_n, t) - J_n \frac{\partial^2 \varphi_n(l_n, t)}{\partial t^2} &= 0; \\ F_n(l_n, t) + m_n \frac{\partial^2 w_n(l_n, t)}{\partial t^2} + c_n w_n(l_n, t) &= 0. \end{aligned} \quad (4.6)$$

Розв'язки рівнянь (4.1) подаємо у вигляді

$$\begin{aligned} w_i(x_i, t) &= W_i(x_i) \sin \omega t; \\ \varphi_i(x_i, t) &= \Phi_i(x_i) \sin \omega t, \end{aligned} \quad (4.7)$$

де $W_i(x_i)$, $\Phi_i(x_i)$ – амплітудні функції прогинів та кутових переміщень перерізів стріли; ω – циклічна частота.

Після підстановки виразів (4.7) до рівностей (4.3) останні залежності набувають вигляду

$$M_i(x_i, t) = M_i^*(x_i) \sin \omega t, \quad F_i(x_i, t) = F_i^*(x_i) \sin \omega t, \quad (4.8)$$

де $M_i^*(x_i)$, $F_i^*(x_i)$ – амплітудні функції внутрішніх силових чинників,

$$\begin{aligned} M_i^*(x_i) &= EI_i \Phi_i'(x_i); \\ F_i^*(x_i) &= \kappa_i G_i A_i [W_i'(x_i) + F_i(x_i)] - P_i W_i'(x_i). \end{aligned} \quad (4.9)$$

Підставляючи першу залежність (4.7) до рівності (4.2), отримуємо звичайне диференціальне рівняння амплітудних функцій

$$\frac{d^4 W_i}{dx_i^4} + b_i^2 \frac{d^2 W_i}{dx_i^2} - a_i^4 W_i = 0, \quad (4.10)$$

де

$$\begin{aligned} a_i^4 &= \frac{\kappa_i G_i A_i}{EI_i (\kappa_i G_i A_i - P_i)} \left(\omega^2 \rho_i A_i - \frac{\omega^4 \rho_i^2 I_i}{\kappa_i A_i} \right); \\ b_i^2 &= \frac{\kappa_i G_i A_i}{EI_i (\kappa_i G_i A_i - P_i)} \left[P_i + \omega^2 \rho_i I_i \left(\frac{E}{\kappa_i G} + \frac{P_i}{\kappa_i G A_i} - 1 \right) \right]. \end{aligned}$$

Розв'язок рівняння (4.10) подаємо відповідно до методу початкових параметрів у вигляді

$$X_i(x_i) = R_i(x_i) X_i(0), \quad (4.11)$$

де

$$X_i(x_i) = \text{col} [W_i(x_i), W_i'(x_i), W_i''(x_i), W_i'''(x_i)];$$

$$R_i(x_i) = \begin{pmatrix} Z_{1i} & Z_{2i} & Z_{3i} & Z_{4i} \\ Z'_{1i} & Z'_{2i} & Z'_{3i} & Z'_{4i} \\ Z''_{1i} & Z''_{2i} & Z''_{3i} & Z''_{4i} \\ Z'''_{1i} & Z'''_{2i} & Z'''_{3i} & Z'''_{4i} \end{pmatrix}.$$

Тут $Z_{1i}, Z_{2i}, Z_{3i}, Z_{4i}$ – фундаментальна система інтегралів рівняння (4.10),

$$\begin{aligned} Z_{1i} &= \frac{1}{\lambda_{1i}^2 + \lambda_{2i}^2} (\lambda_{2i}^2 \cos \lambda_{1i} x_i + \lambda_{1i}^2 ch \lambda_{2i} x_i); \\ Z_{2i} &= \frac{1}{\lambda_{1i}^2 + \lambda_{2i}^2} \left(\frac{\lambda_{2i}^2}{\lambda_{1i}} \sin \lambda_{1i} x_i + \frac{\lambda_{1i}^2}{\lambda_{2i}} sh \lambda_{2i} x_i \right); \\ Z_{3i} &= \frac{1}{\lambda_{1i}^2 + \lambda_{2i}^2} (-\cos \lambda_{1i} x_i + ch \lambda_{2i} x_i); \\ Z_{4i} &= \frac{1}{\lambda_{1i}^2 + \lambda_{2i}^2} \left(-\frac{1}{\lambda_{1i}} \sin \lambda_{1i} x_i + \frac{1}{\lambda_{2i}} sh \lambda_{2i} x_i \right), \end{aligned} \quad (4.12)$$

де

$$\begin{aligned} \lambda_{1i} &= \sqrt{\frac{b_i^2}{2} + \sqrt{\frac{b_i^4}{4} + a_i^4}}; \\ \lambda_{2i} &= \sqrt{-\frac{b_i^2}{2} + \sqrt{\frac{b_i^4}{4} + a_i^4}}. \end{aligned}$$

Рівностію (4.11) виражається взаємозв'язок значень амплітудної функції $W_i(x_i)$ та її похідних у початковому та деякому довільному перерізах ділянки стрижня. Для встановлення аналогічного взаємозв'язку сукупностей силових та геометричних параметрів перерізів спершу перетворимо рівняння (4.1) з урахуванням залежностей (4.7):

$$\begin{aligned}
EI_i \Phi_i''(x_i) + \kappa_i GA_i [W_i'(x_i) - \Phi_i(x_i)] + I_i \rho_i \omega^2 \Phi_i(x_i) &= 0; \\
-\rho_i A_i \omega^2 W_i(x_i) - \kappa_i GA_i [W_i''(x_i) - \Phi_i'(x_i)] + P_i W_i''(x_i) &= 0.
\end{aligned} \tag{4.13}$$

З рівнянь (4.9), (4.13) та рівності, що отримується диференціюванням другого співвідношення (4.13) за просторовою координатою, маємо

$$Y_i(x_i) = B_{1i} X(x_i); \quad X_i(x_i) = B_{2i} Y(x_i), \tag{4.14}$$

де

$$\begin{aligned}
Y_i(x_i) &= \text{col}(W_i(x_i), \Phi_i(x_i), M_i^*(x_i), F_i^*(x_i)); \\
B_{1i} &= \begin{pmatrix} 1 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & \frac{c_i}{a_i \kappa_i G} & 0 & \frac{b_i EI_i}{a_i \kappa_i GA_i} \\ -\frac{EI_i \rho_i \omega^2}{\kappa_i G} & 0 & -\frac{b_i EI_i}{\kappa_i GA_i} & 0 \\ 0 & -P_i - \frac{d_i A_i \rho_i I_i \omega^2}{a_i} & 0 & -\frac{b_i EI_i}{a_i} \end{pmatrix} \\
B_{2i} = B_{1i}^{-1} &= \begin{pmatrix} 1 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & \frac{\kappa_i GA_i}{b_i} & 0 & \frac{1}{b_i} \\ -\frac{A_i \rho_i \omega^2}{b_i} & 0 & -\frac{\kappa_i GA_i}{b_i EI_i} & 0 \\ 0 & -g_i \frac{\kappa_i GA_i}{b_i} & 0 & q_i \frac{\kappa_i GA_i}{b_i} \end{pmatrix}
\end{aligned}$$

тут

$$a_i = (\kappa_i GA_i - \rho_i I_i \omega^2); \quad b_i = (\kappa_i GA_i - P_i); \quad c_i = (\kappa_i G)^2 A_i - EI_i \rho_i \omega^2;$$

$$d_i = (\kappa_i G + E); \quad g_i = \left(\frac{a_i P_i}{b_i E I_i} + \frac{d_i A_i \rho_i \omega^2}{b_i E} \right); \quad q_i = \left(\frac{\kappa_i G A_i}{b_i E I_i} + \frac{\rho_i \omega^2}{b_i \kappa_i G} \right).$$

Приймаючи до уваги залежності (4.11) та (4.14), отримуємо співвідношення, що дає можливість визначати силові та геометричні параметри довільного перерізу стрижня за значеннями цих параметрів на початку ділянки

$$Y_i(x_i) = B_{1i} R_i(x_i) B_{2i} Y_i(0). \quad (4.15)$$

Після розділення змінних у граничних умовах (4.4)–(4.6) з урахуванням залежностей (4.7) і (4.8) записуємо матричні співвідношення

$$\begin{aligned} Y_{i+1}(0) &= S_i Y_i(I_i); \quad (i = 1, 2, \dots, n-1); \\ Y_{n+1}(0) &= S_n Y_n(I_n), \end{aligned} \quad (4.16)$$

де Y_{n+1} – матриця-колонка,

$$Y_{n+1} = \text{col}(W_n(I_n), \Phi_n(I_n), 0, 0);$$

S_i ($i = 1, 2, \dots, n$) – квадратні матриці, що включають елементи, залежні від частоти коливань,

$$S_i = \begin{pmatrix} 1 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 1 & 0 & 0 \\ 0 & J_i \omega^2 & 1 & 0 \\ c_i - m \omega^2 & 0 & 0 & 1 \end{pmatrix} \dots$$

Ураховуючи залежності (4.15), (4.16), записуємо матричне співвідношення

$$Y_{n+1} = \left(\prod_{i=n}^1 S_i B_{1i} R_i B_{2i} \right) Y_1(0), \quad (4.17)$$

причому, як впливає з граничних умов (4),

$$Y_1(0) = \text{col}(0, \Phi_i(0), 0, F_i^*(0)).$$

Застосовуючи матричну рівність (4.17), визначаємо власні частоти механічної системи і співвідношення початкових параметрів $\Phi_i(0)$ та $F_i^*(0)$. Після цього, з урахуванням залежностей (4.15), (4.16), розраховуємо амплітудні функції прогинів, кутів повороту поперечних перерізів, згинальних моментів і поперечних сил.

Розглянемо результати розрахунку власних частот і форм чотири- і п'ятипрогонової стріл відвалоутворювачів. Параметри стріл, що використовувалися під час проведення розрахунків, наведені у табл. 4.1 і 4.2.

Таблиця 4.1 – Параметри механічної системи чотирипрогонової стріли

Параметр	Одиниця виміру	Числове значення	Параметр	Одиниця виміру	Числове значення
n	–	4	$K_1 \dots K_4$	–	0,2000
c_1	Н/м	$42,84 \cdot 10^5$	I_1	м ⁴	0,1480
c_2	Н/м	$10,87 \cdot 10^5$	I_2	м ⁴	0,1480
c_3	Н/м	$4,350 \cdot 10^5$	I_3	м ⁴	0,1480
c_4	Н/м	0	I_4	м ⁴	0,1480
A	м ²	$7,660 \cdot 10^{-2}$	m_1	кг	1142,7
l_1	м	37,00	m_2	кг	1142,7
l_2	м	21,00	m_3	кг	1142,7
l_3	м	20,00	m_4	кг	1142,7
l_4	м	7,000	J_1	кг·м ²	50,87
E	Н/м ²	$2,100 \cdot 10^{11}$	J_2	кг·м ²	50,87
G	Н/м ²	$8,100 \cdot 10^{10}$	J_3	кг·м ²	50,87
$\rho_1 \dots \rho_4$	кг/м ³	$11,20 \cdot 10^3$	J_4	кг·м ²	50,87

Таблиця 4.2 – Параметри механічної системи п'ятипрогонової стріли

Параметр	Одиниця виміру	Числове значення	Параметр	Одиниця виміру	Числове значення
n	–	5	$\kappa_1 \dots \kappa_5$	–	0,200
c_1	Н/м	$25,14 \cdot 10^5$	I_1	м^4	0,150
c_2	Н/м	$16,19 \cdot 10^5$	I_2	м^4	0,150
c_3	Н/м	$10,06 \cdot 10^5$	I_3	м^4	0,150
c_4	Н/м	$6,26 \cdot 10^5$	I_4	м^4	0,150
c_5	Н/м	0	I_5	м^4	0,150
A	м^2	$8,790 \cdot 10^{-2}$	m_1	кг	1142,7
l_1	м	28,00	m_2	кг	1142,7
l_2	м	17,00	m_3	кг	1142,7
l_3	м	21,00	m_4	кг	1142,7
l_4	м	24,00	m_5	кг	1142,7
l_5	м	5,000	J_1	$\text{кг} \cdot \text{м}^2$	49,91
E	$\text{Н}/\text{м}^2$	$2,100 \cdot 10^{11}$	J_2	$\text{кг} \cdot \text{м}^2$	49,91
G	$\text{Н}/\text{м}^2$	$8,100 \cdot 10^{10}$	J_3	$\text{кг} \cdot \text{м}^2$	49,91
$\rho_1 \dots \rho_5$	$\text{кг}/\text{м}^3$	$10,80 \cdot 10^3$	J_4	$\text{кг} \cdot \text{м}^2$	49,91
			J_5	$\text{кг} \cdot \text{м}^2$	49,91

Результати визначення власних частот (табл. 4.3) показують, що резонансні частоти коливань стріли відвалоутворювача можуть знаходитися у широкому діапазоні. Тому детальний аналіз динамічних процесів є необхідною умовою раціонального проектування машини.

Таблиця 4.3 – Власні частоти стрілових конструкцій

Тип стріли	Значення власної частоти, Гц						
	1	2	3	4	5	6	7
Чотирипрогонова	1,252	2,710	6,501	2,83	0,09	8,29	37,92
П'ятипрогонова	1,134	2,169	5,084	9,909	15,95	22,69	30,30

Зображені на рис. 4.2 і 4.3 амплітудні функції коливальних процесів характеризують залежності прогинів від поздовжніх координат стрілових конструкцій. Одночасно знаходимо аналогічні залежності згинальних моментів, які дають можливість виявляти небезпечні місця у несівних конструкціях.

Дослідженнями встановлено, що власні частоти багатопрогової стріли залежать від згинної податливості її ланок, маси вантажу, що транспортується конвеєром, жорсткості канатів, якими утримується стріла і можуть змінюватися в залежності від характеристик і умов експлуатації механічної системи стріли відвалоутворювача в широких діапазонах.

4.2 Аналіз вільних коливань механічної системи стріли відвалоутворювача з шарнірно з'єднаними жорсткими секціями

У конвеєрах, призначених для транспортування особливо важких кускових та сипких вантажів, застосовують стрілові конструкції, що складаються із секцій порівняно невеликої довжини та підвищеної згинної жорсткості. Ці секції, переважно, сполучають між собою за допомогою шарнірних з'єднань (див. рис. 1.2) для усунення статичної невизначеності механічної системи, що дає можливість зменшити вплив навантажень одних секцій на внутрішні зусилля в інших секціях.

Для проведення розрахунків динамічних процесів у таких механічних системах доцільно застосовувати розрахункові моделі зі скінченним числом ступенів вільності, розглядаючи секції стріли як жорсткі тіла.

В рамках згаданого підходу, пропонується математична модель вільних коливань підвісної стріли відвалоутворювача, що складається з трьох жорстких, шарнірно зчленованих секцій, і проводяться дослідження впливу маси транспортованого вантажу і жорсткості утримувальних канатів на власні частоти і форми механічної системи [185].

Схема стріли відвалоутворювача зображена на рис. 4.4, а, її розрахункова модель – на рис. 4.4, б. Стріла складається із трьох шарнірно зчленованих

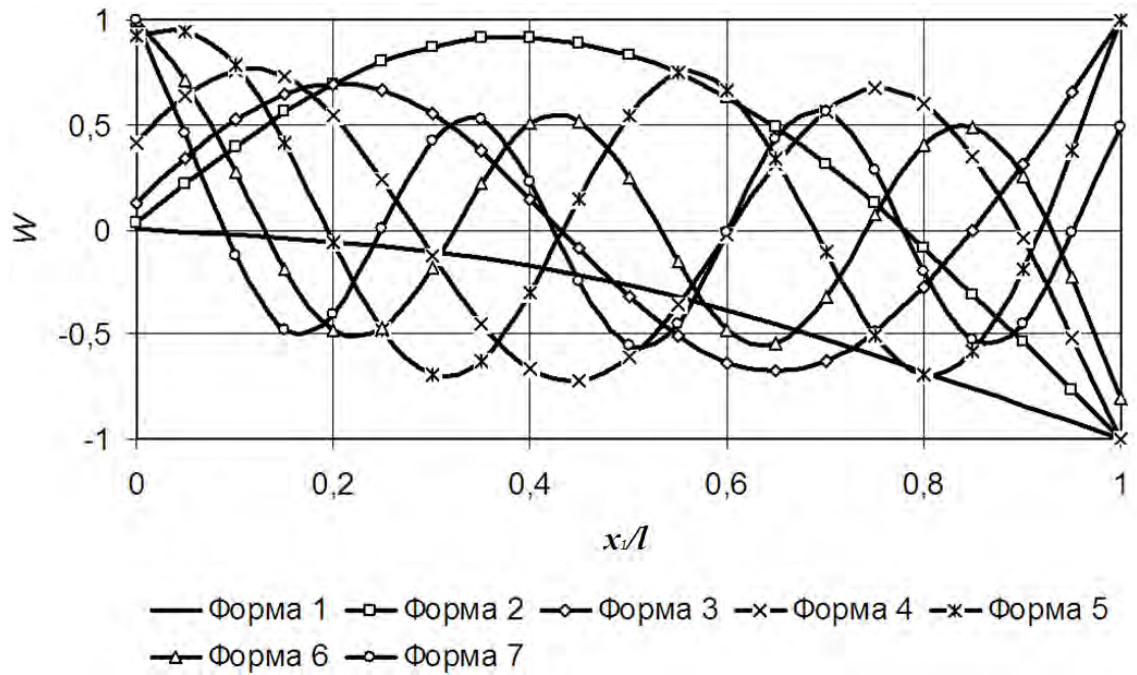


Рисунок 4.2 – Амплітудні функції прогинів чотирипрогової стрілової конструкції

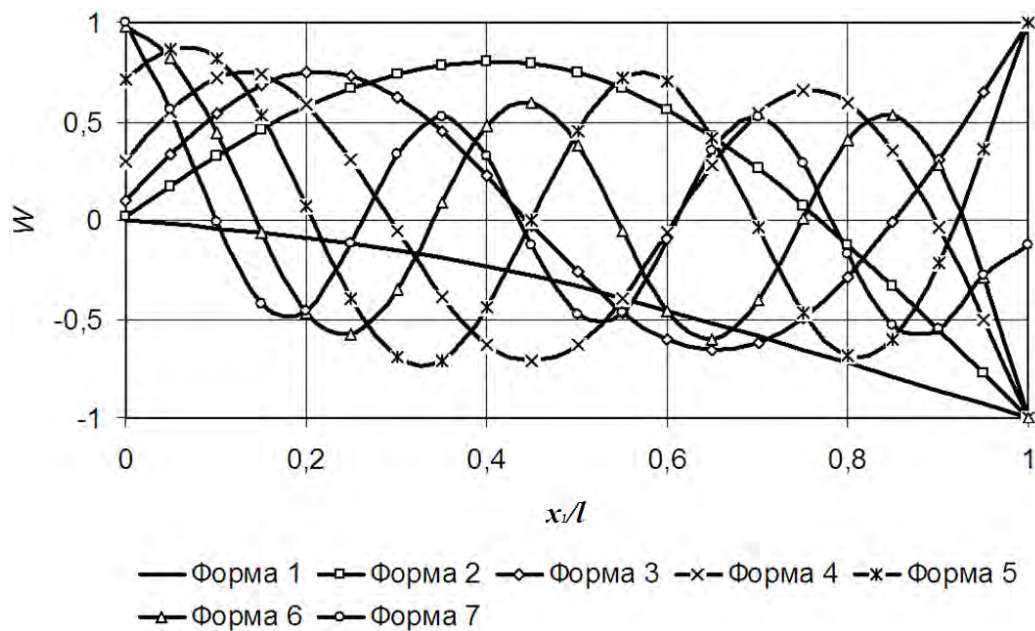


Рисунок 4.3 – Амплітудні функції прогинів п'ятипрогової стрілової конструкції

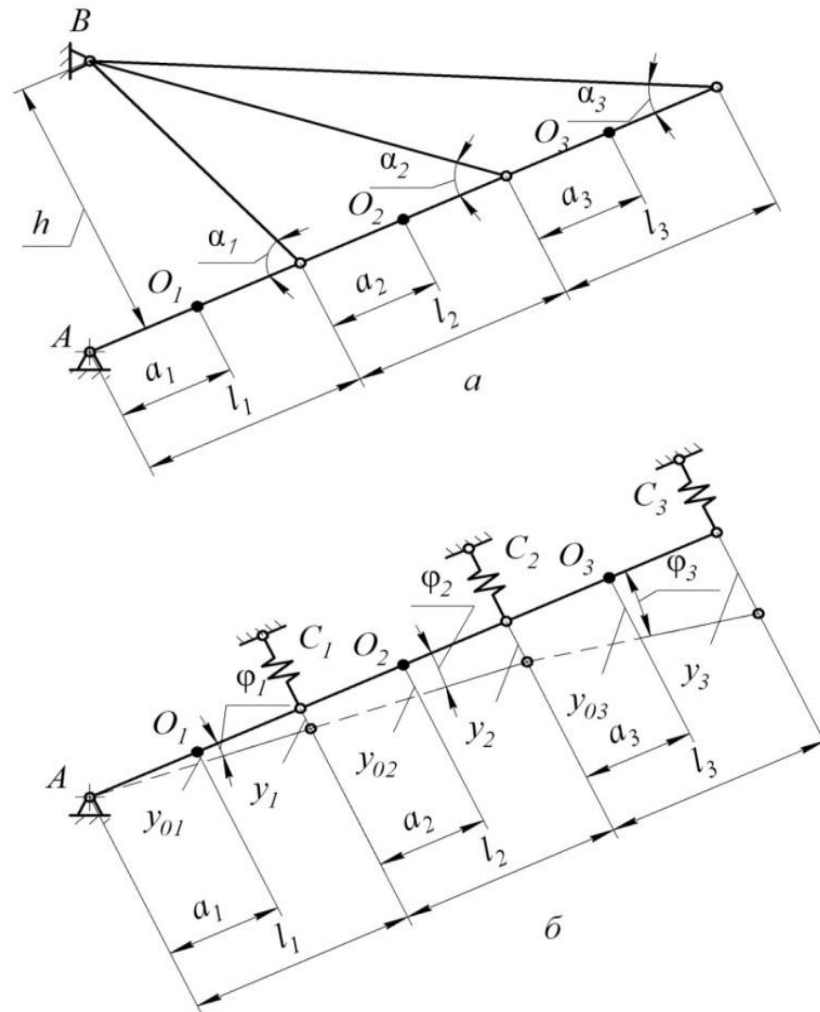


Рисунок 4.4 – Схема стріли відвалоутворювача (а)
та її розрахункова модель (б)

секцій довжинами l_1 , l_2 , l_3 , що розглядаються як тверді тіла масами m_1 , m_2 , m_3 і центральними моментами інерції I_1 , I_2 , I_3 . Центри мас секцій O_1 , O_2 , O_3 розташовані на відстанях a_1 , a_2 , a_3 від їхніх лівих кінців. Лівий кінець першої секції опирається на нерухому шарнірну опору, а з'єднувальні шарніри секцій та правий кінець останньої (третьої) секції утримуються за допомогою канатних відтяжок, як показано на рис. 4.4, а. Жорсткості відтяжок в напрямі, перпендикулярному до осі стріли, становлять c_1 , c_2 та c_3 (рис. 4.4, б).

Будемо вважати, що коли стріла перебуває у стані спокою, осі секцій збігаються і утворюють спільну пряму лінію. В процесі коливань положення системи можна охарактеризувати за допомогою кутів повороту секцій φ_1 , φ_2 , φ_3 .

Тоді переміщення опорних вузлів у напрямі, перпендикулярному до осі стріли в недеформованому стані системи, будуть:

$$\begin{aligned} y_1 &= \varphi_1 l_1; \\ y_2 &= \varphi_1 l_1 + \varphi_2 l_2; \\ y_3 &= \varphi_1 l_1 + \varphi_2 l_2 + \varphi_3 l_3. \end{aligned} \quad (4.18)$$

Відповідні переміщення центрів мас секцій стріли визначаються залежностями

$$\begin{aligned} y_{o1} &= \varphi_1 a_1; \\ y_{o2} &= \varphi_1 l_1 + \varphi_2 a_2; \\ y_{o3} &= \varphi_1 l_1 + \varphi_2 l_2 + \varphi_3 a_3. \end{aligned} \quad (4.19)$$

Рух механічної системи опишемо за схемою рівняння Лагранжа другого роду

$$\frac{d}{dt} \left(\frac{\partial T}{\partial \dot{q}_j} \right) - \frac{\partial T}{\partial q_j} + \frac{\partial \Pi}{\partial q_j} = Q_j \quad (j=1, 2, \dots, S), \quad (4.20)$$

де T і Π – кінетична і потенціальна енергії системи; q – узагальнена координата; t – час; S – число ступенів вільності.

Кінетичну і потенціальну енергії системи записуємо як

$$T = \sum_{i=1}^3 \left(\frac{m_i \dot{y}_{oi}^2}{2} + \frac{I_i \dot{\varphi}_i^2}{2} \right); \quad (4.21)$$

$$\Pi = \sum_{i=1}^3 \frac{c_i y_i^2}{2}. \quad (4.22)$$

З урахуванням співвідношень (4.18) і (4.19) вирази енергій (4.21) і (4.22) перетворюємо до вигляду

$$T = \frac{m_1(\dot{\varphi}_1 a_1)^2}{2} + \frac{m_2(\dot{\varphi}_1 l_1 + \dot{\varphi}_2 a_2)^2}{2} + \frac{m_3(\dot{\varphi}_1 l_1 + \dot{\varphi}_2 l_2 + \dot{\varphi}_3 a_3)^2}{2} + \frac{I_1 \dot{\varphi}_1^2}{2} + \frac{I_2 \dot{\varphi}_2^2}{2} + \frac{I_3 \dot{\varphi}_3^2}{2}; \quad (4.23)$$

$$\Pi = \frac{c_1(\varphi_1 l_1)^2}{2} + \frac{c_2(\varphi_1 l_1 + \varphi_2 l_2)^2}{2} + \frac{c_3(\varphi_1 l_1 + \varphi_2 l_2 + \varphi_3 l_3)^2}{2}. \quad (4.24)$$

Прийнявши, що $q_1 = \varphi_1$; $q_2 = \varphi_2$; $q_3 = \varphi_3$ і підставивши вирази (4.23) і (4.24) до рівняння Лагранжа (4.20), одержимо рівняння руху системи у вигляді

$$\begin{aligned} & \left[I_1 + a_1^2 m_1 + (m_2 + m_3) l_1^2 \right] \ddot{\varphi}_1 + \\ & + (m_2 l_1 a_2 + m_3 l_1 l_2) \ddot{\varphi}_2 + m_3 l_1 a_3 \ddot{\varphi}_3 + \\ & + (c_1 + c_2 + c_3) l_1^2 \varphi_1 + (c_2 + c_3) l_1 l_2 \varphi_2 + \\ & + c_3 l_1 l_3 \varphi_3 = 0; \end{aligned} \quad (4.25)$$

$$\begin{aligned} & (m_2 a_2 l_1 + m_3 l_1 l_2) \ddot{\varphi}_1 + (I_2 + m_2 a_2^2 + m_3 l_2^2) \ddot{\varphi}_2 + \\ & m_3 l_2 a_3 \ddot{\varphi}_3 + (c_2 + c_3) l_1 l_2 \varphi_1 + (c_2 + c_3) l_2^2 \varphi_2 + \\ & + c_3 l_2 l_3 \varphi_3 = 0; \end{aligned} \quad (4.26)$$

$$\begin{aligned} & m_3 a_3 l_1 \ddot{\varphi}_1 + m_3 a_3 l_2 \ddot{\varphi}_2 + (I_3 + m_3 a_3^2) \ddot{\varphi}_3 + \\ & + c_3 l_1 l_3 \varphi_1 + c_3 l_2 l_3 \varphi_2 + c_3 l_3^2 \varphi_3 = 0. \end{aligned} \quad (4.27)$$

Для визначення частот і форм вільних коливань механічної системи шукаємо розв'язки однорідної системи диференціальних рівнянь (4.25) – (4.27) у вигляді

$$\begin{aligned}\varphi_1 &= \Phi_1 \cos \omega t; & \varphi_2 &= \Phi_2 \cos \omega t; \\ \varphi_3 &= \Phi_3 \cos \omega t,\end{aligned}\tag{4.28}$$

де Φ_1, Φ_2, Φ_3 – амплітуди кутових переміщень; ω – циклічна частота коливань.

З урахуванням (4.28) рівняння (4.25) – (4.27) подаємо як

$$(B - \lambda A)\Phi = 0,\tag{4.29}$$

де

$$A = \begin{pmatrix} I_1 + a_1^2 m_1 + (m_2 + m_3)l_1^2 & m_2 l_1 a_2 + m_3 l_1 l_2 & m_3 l_1 a_3 \\ m_2 a_2 l_1 + m_3 l_1 l_2 & I_2 + m_2 a_2^2 + m_3 l_2^2 & m_3 l_2 a_3 \\ m_3 a_3 l_1 & m_3 a_3 l_2 & I_3 + m_3 a_3^2 \end{pmatrix};$$

$$B = \begin{pmatrix} (c_1 + c_2 + c_3)l_1^2 & (c_2 + c_3)l_1 l_2 & c_3 l_1 l_3 \\ (c_2 + c_3)l_1 l_2 & (c_2 + c_3)l_2^2 & c_3 l_2 l_3 \\ c_3 l_1 l_3 & c_3 l_2 l_3 & c_3 l_3^2 \end{pmatrix};$$

$$\Phi = \text{col}(\Phi_1, \Phi_2, \Phi_3); \quad \lambda = \omega^2.$$

Нижчі власні частоти знаходимо, розв'язуючи задачу на власні числа

$$\det(B - \lambda A) = 0,\tag{4.30}$$

причому, значення цих частот обчислюємо як

$$f_i = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\lambda_i} \quad (i = 1, 2, 3).\tag{4.31}$$

Для визначення жорсткості відтяжки розглянемо схему її деформування внаслідок переміщення шарніра, що з'єднує зчленовані секції стріли (рис. 4.5).

Деформація відтяжки Δ_i , викликана зміщенням шарніра стріли y_i , становить

$$\Delta_i = y_i \cdot \sin \alpha_i, \quad (i = 1, 2, 3), \quad (4.32)$$

де α_i – кут між відтяжкою і стрілою у початковому положенні.

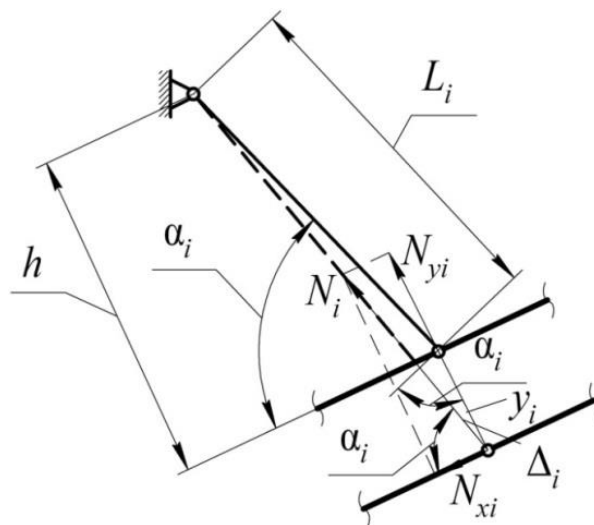


Рисунок 4.5 – Схема вузла з'єднання відтяжки з шарніром стріли

Силу, що спричинила цю деформацію, знаходимо за законом Гука:

$$N_i = \frac{\Delta_i EA}{L_i}, \quad (4.33)$$

де E – модуль пружності, A – площа поперечного перерізу відтяжок, L_i – довжина відповідної відтяжки.

З урахуванням (4.32) та (4.33) жорсткість відтяжки визначаємо за співвідношенням:

$$c_i = \frac{N_{yi}}{y_i} = \frac{EA \sin^2 \alpha}{L_i}. \quad (4.34)$$

Виразивши довжину відтяжки через відстань від осі недеформованої стріли точки підвісу h , остаточно запишемо вираз для визначення жорсткості відтяжок

$$c_i = c_0 \cdot \sin^3 \alpha_i, \quad (4.35)$$

де c_0 – характеристичний коефіцієнт жорсткості,

$$c_0 = \frac{EA}{h}.$$

Дослідження частот та форм коливань виконано для стріли відвалоутворювача ОГ-7000/85 з такими параметрами: довжини секцій $l_1=38\text{м}$, $l_2=22\text{м}$, $l_3=30\text{м}$; відстані до центрів мас $a_1=19\text{м}$, $a_2=11\text{м}$, $a_3=15\text{м}$; маси ненавантажених секцій стріли становлять $m_1=59660\text{кг}$, $m_2=34540\text{кг}$, $m_3=47100\text{кг}$; маси відповідних навантажених секцій приймали більшими у порівнянні з масами ненавантажених на величини μl_i ($i=1, 2, 3$), де $\mu=617\text{кг/м}$ – погонна маса вантажу; моменти інерції ненавантажених секцій $I_1= 7,179 \cdot 10^6 \text{ кг}\cdot\text{м}^2$, $I_2= 1,393 \cdot 10^6 \text{ кг}\cdot\text{м}^2$, $I_3= 1,731 \cdot 10^6 \text{ кг}\cdot\text{м}^2$; моменти інерції навантажених секцій $I_1= 1 \cdot 10^7 \text{ кг}\cdot\text{м}^2$, $I_2= 1,941 \cdot 10^6 \text{ кг}\cdot\text{м}^2$, $I_3= 2,207 \cdot 10^6 \text{ кг}\cdot\text{м}^2$; кути нахилу відтяжок до осі стріли $\alpha_1 = 65^\circ$, $\alpha_2 = 35^\circ$, $\alpha_3 = 25^\circ$; коефіцієнти жорсткості відтяжок, що відповідають значенню характеристичного коефіцієнта жорсткості $c_0=57,6 \cdot 10^5 \text{ Н/м}$, становлять $c_1=42,84 \cdot 10^5 \text{ Н/м}$, $c_2=10,87 \cdot 10^5 \text{ Н/м}$, $c_3=4,35 \cdot 10^5 \text{ Н/м}$;

На рис. 4.6 наведені залежності власних частот системи від жорсткості відтяжок та ступеня завантаженості стріли, а на рис. 4.7 – графіки форм коливань залежно від ступеня завантаженості стріли, причому, *a* – ненавантажена стріла; *б* – навантажена лише перша секція; *в* – навантажені перша та друга секції; *г* –

навантажені усі три секції; δ – навантажені друга і третя секції; e – навантажена лише третя секція.

Як видно з одержаних результатів, значення власних частот стрілової конструкції суттєво залежать як від розподіленої маси вантажу, так і від коефіцієнтів жорсткості елементів вантової підвіски.

На першій власній частоті основну участь у коливальному процесі бере третя секція стріли, на другій власній частоті – друга і третя секції, на третій власній частоті інтенсивні коливання здійснюють усі три секції (рис. 4.7).

Основними причинами збудження періодичних коливань механічної системи стріли є взаємодія транспортованих кусків породи з опорними роликами стрічки конвеєра, а також дисбаланс ведучого і веденого барабанів, опорних роликів та інших елементів приводу.

Якщо швидкість транспортування вантажу становить 4,5 м/с, а відстань між опорними роликами – 1,2 м, то частота взаємодії транспортованого куска породи з роликами дорівнює 3,7 Гц. Частота обертання ведучого і веденого барабанів, що мають діаметр 1,25 м, становить 1,15 об/с ($f = 0,18$ Гц). Частота обертання опорного ролика діаметром 0,16 м дорівнює 8,95 об/с ($f = 1,46$ Гц).

Порівняльний аналіз наведених частот збудження коливань стріли з її трьома нижчими власними частотами (рис. 4.6) свідчить про можливість виникнення резонансних коливань механічної системи стріли в процесі експлуатації відвалоутворювача. Найбільш ймовірним чинником збудження резонансних явищ є взаємодія кусків транспортованої породи з опорними роликами стрічки конвеєра. Для усунення резонансних режимів роботи відвальної консолі слід раціонально добирати швидкість транспортування сипкого вантажу.

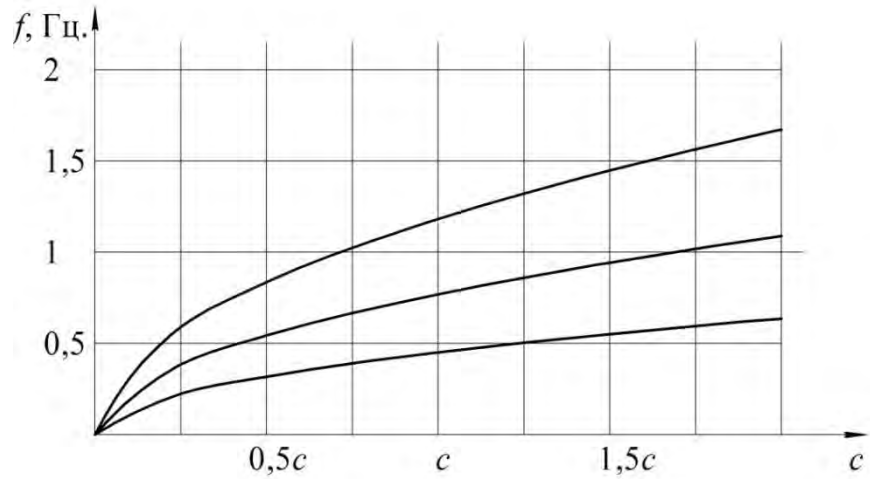
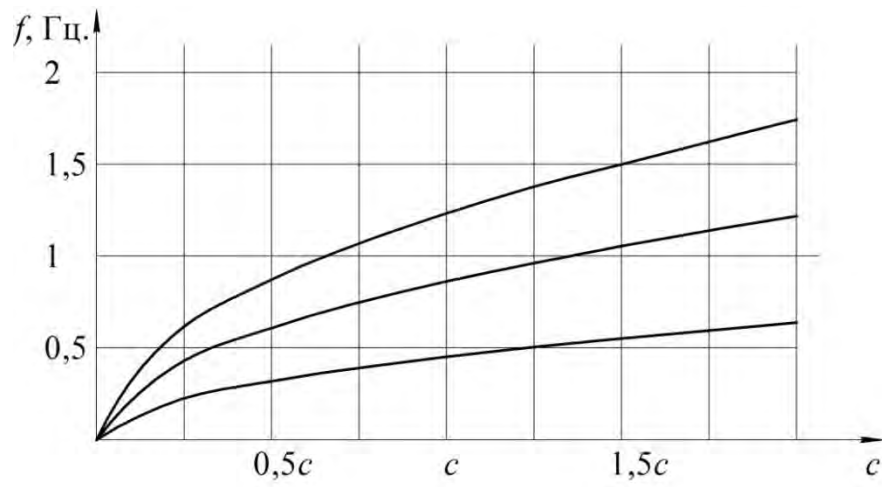
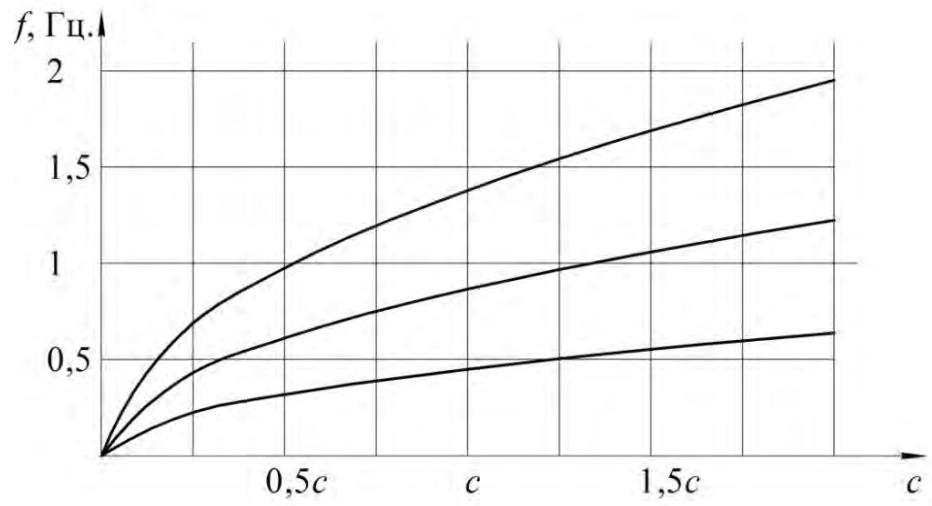


Рисунок 4.6 – Залежності власних частот стріли від жорсткості відтяжок та ступеня завантаженості стріли, аркуш 1

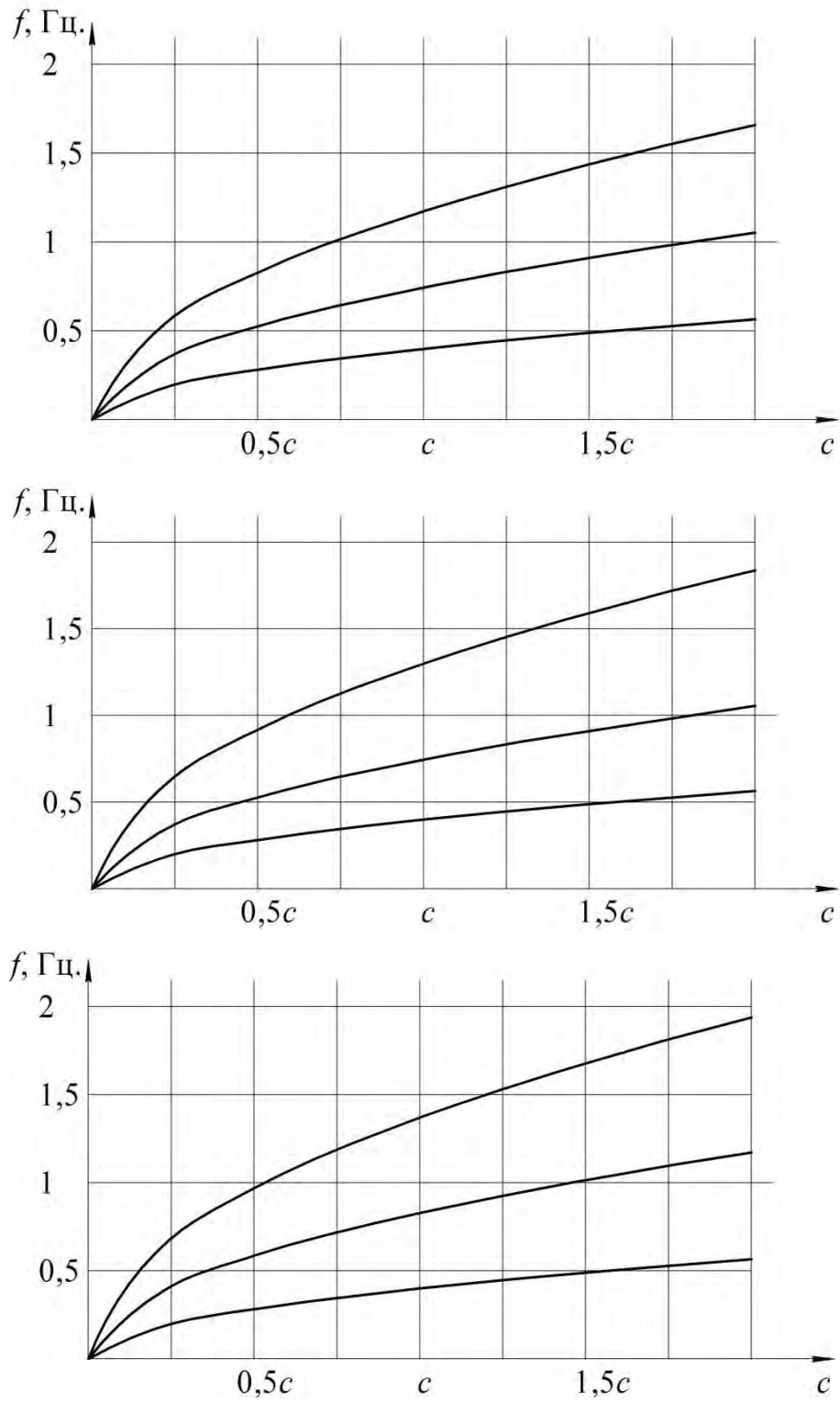


Рисунок 4.6 – Залежності власних частот стріли від жорсткості відтяжок та ступеня завантаженості стріли, аркуш 2

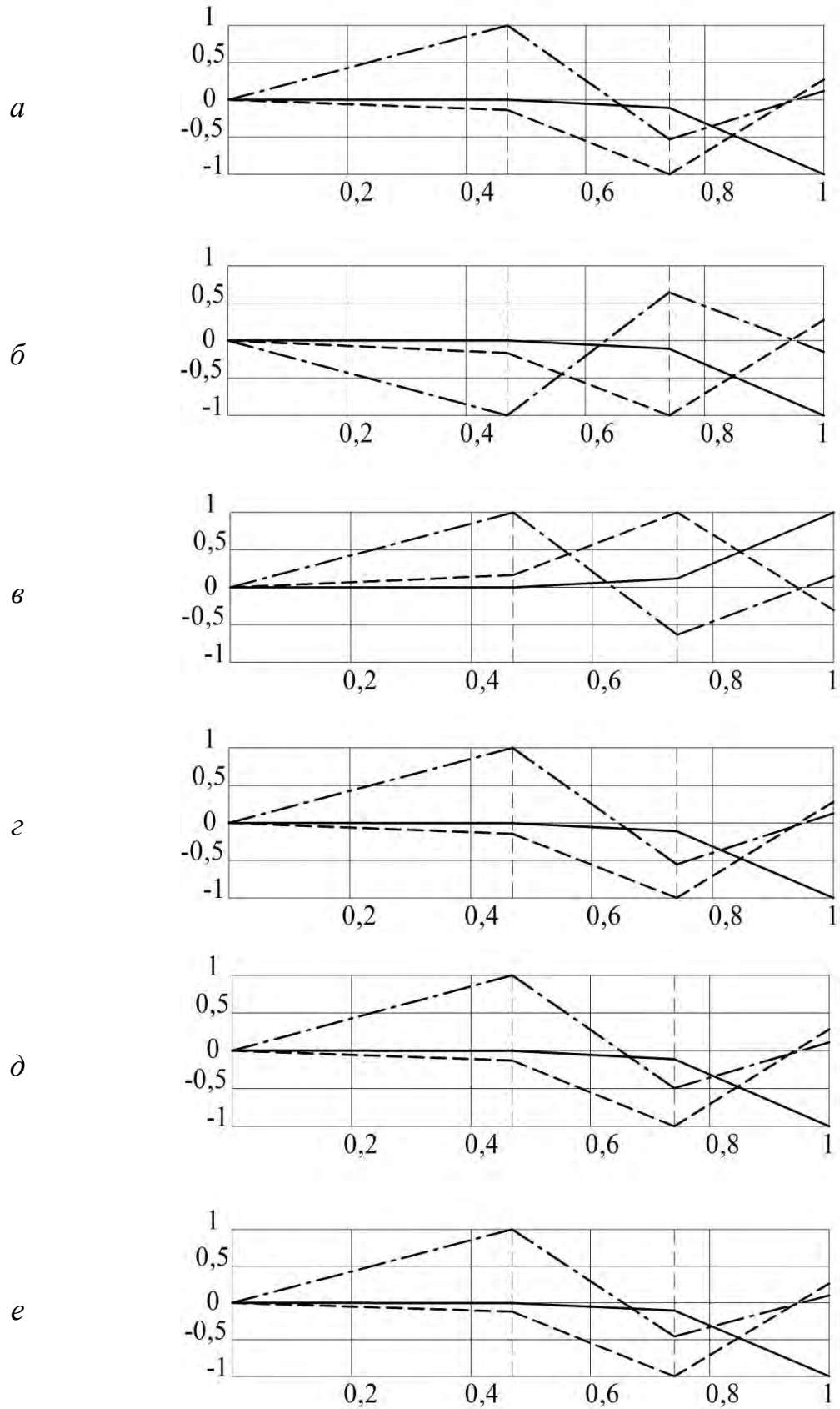


Рисунок 4.7 – Графіки форм коливань стріли за різних випадків її

завантаженості:

— форма 1 --- форма 2 - · - форма 3.

4.3 Розрахунок вільних коливань системи шарнірно зчленованих балок Тимошенка з податливими секціями

У сучасному машинобудуванні широко застосовують несівні металоконструкції, що складаються із декількох секцій, виготовлених у вигляді стержнів або ферм, шарнірно з'єднаних між собою. До числа таких механічних систем можна віднести стріли відвалоутворювачів, штанги обприскувачів, рами транспортерів тощо. Пружно-інерційні характеристики зчленівних елементів (секцій) у більшості випадків залежать від поздовжніх координат [1, 186, 386]. Рациональною розрахунковою моделлю таких елементів слід вважати суцільний прямолінійний стержень, для якого згідно з теорією балок С. П. Тимошенка враховуються деформації зсуву та інерція обертального руху поперечних перерізів.

Несівні металоконструкції в процесі експлуатації переважно перебувають під дією стаціонарних динамічних навантажень. Тому запобігання резонансним явищам, а також всебічний аналіз усталених вимушених коливань цих систем має особливе практичне значення.

Високу ефективність розрахунку гармонічних коливань багатопрогонних стержнів забезпечує метод початкових параметрів [16, 159, 219, 387]. Однак, за наявності шарнірних з'єднань секцій застосування згаданого методу має певні особливості.

Побудуємо узагальнену математичну модель і алгоритм розрахунку вільних коливань механічної системи [388], зображеної на рис. 4.8, де l_1, l_2, \dots, l_{n-1} – довжини секцій складеної металоконструкції; m_1, m_2, \dots, m_n – маси твердих тіл, жорстко зв'язаних з осями зчленованих шарнірів; $c_{y1}, c_{y2}, \dots, c_{yn}$ – жорсткості пружних опор у вертикальному напрямі; x_1, x_2, \dots, x_{n-1} – поздовжні осі елементів системи з початками, розташованими на лівих краях відповідних секцій; w_1, w_2, \dots, w_{n-1} – прогини секцій конструкції.

Для кожної з ділянок площу A_i і осьовий момент інерції I_i поперечного перерізу, коефіцієнт κ_i , за допомогою якого враховуються деформації зсуву,

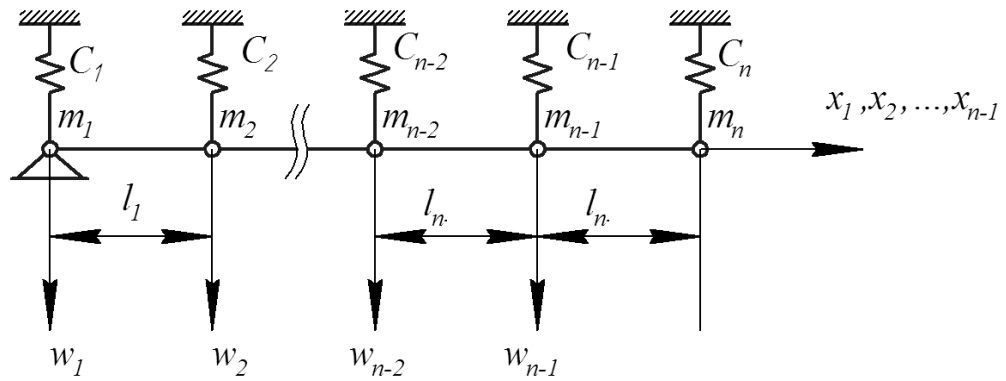


Рисунок 4.8 – Розрахункова схема стріли відвалоутворювача

усереднену густину матеріалу ρ_i і осьову стискаючу силу P_i будемо вважати неперервними функціями відносної поздовжньої координати $\xi_i = x_i / l_i$.

З урахуванням деформацій згину та зсуву записуємо диференціальні рівняння поперечних коливань секцій [389]

$$\frac{\partial w_i}{\partial \xi_i} = \frac{l_i \kappa_i G A_i}{\kappa_i G A_i - P_i} \varphi_i + \frac{l_i}{\kappa_i G A_i - P_i} Q_i,$$

$$\frac{\partial \varphi_i}{\partial \xi_i} = -\frac{l_i}{E I_i} M_i,$$

$$\frac{\partial M_i}{\partial \xi_i} = \frac{l_i \kappa_i G A_i}{\kappa_i G A_i - P_i} Q_i + \frac{l_i \kappa_i G A_i P_i}{\kappa_i G A_i - P_i} \varphi_i - l_i \rho_i I_i \frac{\partial^2 \varphi_i}{\partial t^2},$$

$$\frac{\partial Q_i}{\partial \xi_i} = l_i \rho_i A_i \frac{\partial^2 w_i}{\partial t^2} \quad (4.36)$$

$$(i = 1, 2, \dots, n-1),$$

де E , G — модулі пружності матеріалу першого і другого роду; φ_i — кут нахилу дотичної до зігнутої осі бруса від дії згинальних моментів; M_i , Q_i — згинальний

момент і поперечна сила, які виникають у перерізі, перпендикулярному до недеформованої осі конструкції; t — час.

Розв'язки рівнянь (4.36), що відповідають гармонічним коливанням, виражаються залежностями

$$\begin{aligned} w_i &= W_i(\xi_i) \sin \omega t, \\ \varphi_i &= \Phi_i(\xi_i) \sin \omega t, \\ M_i &= M_{0i}(\xi_i) \sin \omega t, \\ Q_i &= Q_{0i}(\xi_i) \sin \omega t \end{aligned} \quad (4.37)$$

$$(i = 1, 2, \dots, n-1),$$

де $W_i(\xi_i)$, $\Phi_i(\xi_i)$ — амплітудні функції поперечних та обертальних переміщень поперечних перерізів балки; $M_i(\xi_i)$, $Q_i(\xi_i)$ — амплітудні функції згинального моменту і поперечної сили; ω — циклічна частота.

Приймаючи до уваги (4.37), зводимо рівняння (4.36) до вигляду

$$\frac{dF_{Y_i}(\xi_i)}{d\xi_i} = D_{Y_i}(\xi_i) F_{Y_i}(\xi_i) \quad (4.38)$$

$$(i = 1, 2, \dots, n-1),$$

де

$$F_{Y_i} = \text{col}(W_i(\xi_i), \Phi_i(\xi_i), M_{0i}(\xi_i), Q_{0i}(\xi_i)),$$

$$D_{Y_i}(\xi_i) = \begin{pmatrix} 0 & \frac{l_i \beta_i}{\beta_i - P_i} & 0 & \frac{l_i}{\beta_i - P_i} \\ 0 & 0 & -\frac{l_i}{\alpha_i} & 0 \\ 0 & \frac{l_i P_i \beta_i}{\beta_i - P_i} + l_i \delta_i & 0 & \frac{l_i \beta_i}{\beta_i - P_i} \\ -l_i \gamma_i & 0 & 0 & 0 \end{pmatrix},$$

причому

$$\alpha_i = EI_i; \quad \beta_i = \kappa_i GA_i; \quad \gamma_i = \rho_i A_i \omega^2; \\ \delta_i = \rho_i I_i \omega^2; \quad \chi_i = EA_i.$$

Інтегруючи систему диференціальних рівнянь зі змінними коефіцієнтами (4.38), визначаємо амплітудні функції геометричних і силових параметрів у довільному перерізі секцій несівної конструкції за значеннями цих параметрів на початку даної секції. Цю процедуру утотожнюємо з виконанням оператора $L_{F_i}(\xi_i)$ над початковими умовами $F_i(0)$. Тоді зв'язок матриць-стовпців геометричних та силових параметрів на кінцях ділянки визначатиметься залежністю

$$F_i(1) = L_{F_i}(1) \cdot F_i(0). \quad (4.39)$$

Приймаючи до уваги принцип Д'Аламбера, записуємо крайові умови для лівого кінця металоконструкції:

$$m_1 \frac{\partial^2 w_1(0, t)}{\partial t^2} - Q_1(0, t) + c_{y1} w_1(0, t) = 0;$$

$$M_1(0, t) = 0. \quad (4.40)$$

Ураховуючи особливості взаємодії зчленованих елементів системи, сформулюємо крайові умови для стиків сусідніх секцій

$$\begin{aligned} m_i \frac{\partial^2 w_i(0, t)}{\partial t^2} - Q_i(0, t) + Q_{i-1}(1, t) + c_{yi} w_i(0, t) &= 0; \\ M_{i-1}(1, t) &= 0; M_i(0, t) &= 0; \\ w_i(0, t) &= w_{i-1}(1, t) \\ (i &= 2, 3, \dots, n-1). \end{aligned} \quad (4.41)$$

Аналогічно записуємо крайові умови для правого кінця конструкції

$$\begin{aligned} m_n \frac{\partial^2 w_{n-1}(1, t)}{\partial t^2} + Q_{n-1}(1, t) + c_{yn} w_{n-1}(1, t) &= 0; \\ M_{n-1}(1, t) &= 0. \end{aligned} \quad (4.42)$$

Підставляючи (4.37) у крайові умови (4.40) – (4.42) та виключаючи з них функції часу, формуємо матричні рівності

$$\begin{aligned} F_1(0) &= H_{F1} F_0, \\ F_i(0) &= H_{Fi} F_{i-1}(1) \quad (i = 2, 3, \dots, n-1), \\ F_n &= H_{Fn} F_{n-1}(1), \end{aligned} \quad (4.43)$$

де

$$F_0 = \text{col}(W_1(0), \Phi_1(0), 0, 0),$$

$$F_n = \text{col}(W_{n-1}(1), \Phi_{n-1}(1), 0, 0),$$

$$H_{F1} = \begin{pmatrix} 1 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 1 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 1 & 0 \\ c_{y1} - m_1 \omega^2 & 0 & 0 & 1 \end{pmatrix};$$

$$H_{Fi} = \begin{pmatrix} 1 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 1 & 0 \\ c_{yi} - m_i \omega^2 & 0 & 0 & 1 \end{pmatrix};$$

$$H_{Fn} = \begin{pmatrix} 1 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 1 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 1 & 0 \\ c_{yn} - m_n \omega^2 & 0 & 0 & 1 \end{pmatrix}.$$

В процесі виконання переходів через зчленовані вузли за допомогою другого матричного співвідношення (4.43) амплітудам коливань кутів повороту початкових перерізів i -х секцій присвоюються нульові значення. Дійсні значення цих амплітуд знаходимо за таким алгоритмом. Систему звичайних диференціальних рівнянь (4.38) для кожної з секцій інтегруємо в області визначення невідомих функцій $0 \leq \xi_i \leq 1$ двічі: спершу використовуємо початкові умови, отримані у вигляді матриці-стовпця $F_i(0)$ внаслідок здійснення переходу через зчленований вузол; при повторному інтегруванні приймаємо $F_i(0) = \text{col}(0, 1, 0, 0)$. Отримувані при цьому матриці-стовпці геометричних та силових параметрів будемо позначати однією та двома зірочками відповідно.

Приймаючи до уваги другу умову (4.41), можна записати рівність:

$$M_i^*(1) + \Phi_i(0)M_i^{**}(1) = 0, \quad (4.44)$$

оскільки елементи матриці-стовпця F_i^{**} (4.36) є реакціями геометричних і силових параметрів крайнього правого перерізу секції на одиничне значення кута $\Phi_i(0)$.

Визначаючи із співвідношення (4.44) $\Phi_i(0)$, остаточно знаходимо:

$$F_i(1) = F_i^*(1) + \Phi_i(0)F_i^{**}(1). \quad (4.45)$$

Здійснення дій над матрицею-стовпцем $F_i(0)$ згідно з залежностями (4.39), (4.45) ототожнюємо з виконанням оператора R_i (4.36), тобто,

$$F_i(1) = R_{F_i}(1)F_i(0). \quad (4.46)$$

З урахуванням (4.43), (4.46) записуємо матричне співвідношення

$$F_n = H_{F_n} \left\{ \prod_{j=n-1}^1 [R_{F_j}(1)H_{F_j}] \right\} F_0. \quad (4.47)$$

При виконанні розрахунку з використанням залежності (4.47) рівність нулю третього елемента матриці-стовпця F_n забезпечується. Умовою знаходження власної частоти механічної системи є рівність нулю четвертого елемента вказаної матриці. Значення параметра $W_i(0)$ в процесі розв'язування задачі задаємо довільно, здебільшого, рівним одиниці.

Форми коливань механічної системи розраховуємо шляхом числового інтегрування системи диференціальних рівнянь (4.38) за початкових умов, що відповідають визначеній власній частоті.

Розглянемо результати розрахунку частот та форм вільних коливань стрілової конструкції, параметри якої наведено в табл. 4.4.

Значення власних частот коливань механічної системи наведено в табл. 4.5.

Таблиця 4.4 – Параметри конструкції стріли

Параметри	Одиниці вимірювання	Значення
l_1	м	12,00
l_2	м	9,00
l_3	м	3,00
E_1, \dots, E_3	Н/м ²	$2,10 \cdot 10^{11}$
G_1, \dots, G_3	Н/м ²	$8,10 \cdot 10^{10}$
ρ_1, \dots, ρ_3	кг/м ³	$1,25 \cdot 10^4$
A_1, \dots, A_3	м ²	$3,34 \cdot 10^{-3}$
I_1, \dots, I_3	м ⁴	$3,26 \cdot 10^{-4}$
$\kappa_1, \dots, \kappa_3$	–	0,15
P_1	Н	$3,13 \cdot 10^4$
P_2	Н	$2,75 \cdot 10^4$
P_3	Н	$2,49 \cdot 10^4$
m_1	кг	200,0
m_2, m_3	кг	10,0
m_4	кг	35,0
J_1	кгм ²	100,0
J_2, J_3	кгм ²	1,0
J_4	кгм ²	2,3
c_{y1}	Н/м	$1 \cdot 10^9$
c_{y2}, c_{y3}	Н/м	$4,4 \cdot 10^7$
c_{y4}	Н/м	0

Таблиця 4.5 – Залежність впливу власної частоти конструкції на з'єднання між першою і другою секціями

Гнучкість з'єднання, Н·м	Значення частот Гц				
	1	2	3	4	5
0	17,88	21,46	32,15	49,69	65,92
$0,1 \cdot 10^{-6}$	17,76	18,35	30,98	48,89	65,72
$0,1 \cdot 10^{-5}$	17,64	18,01	30,50	48,55	65,64
$0,1 \cdot 10^{-4}$	17,44	17,96	30,43	48,50	65,62
$0,1 \cdot 10^{-3}$	17,42	17,95	30,42	48,49	65,62
$0,1 \cdot 10^{-2}$	17,42	17,95	30,42	48,49	65,62

Як видно з результатів досліджень, еластичне з'єднання між першою та другою секцією має найбільший вплив на другій частоті. На рис. 4.9 і 4.10 подано три форми власних коливань стрілової конструкції для абсолютно жорсткого з'єднання (рис. 4.9) і еластичного з'єднання між першою та другою секцією.

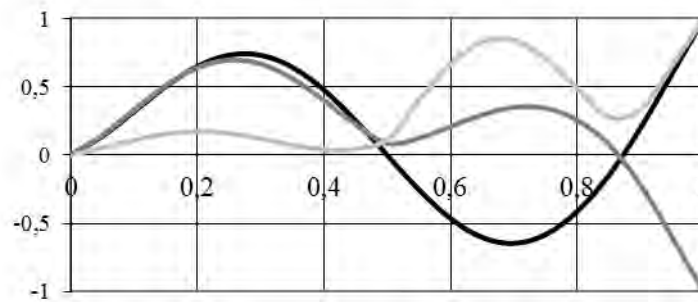


Рисунок 4.9 – Форми вільних коливань стріли з жорсткими з'єднаннями секцій

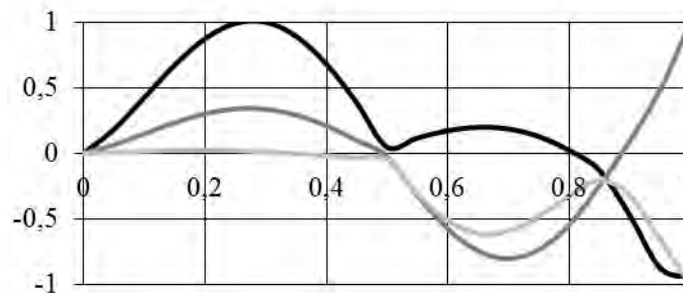


Рисунок 4.10 – Форми вільних коливань стріли з еластичним з'єднанням секцій податливістю $0,1 \cdot 10^{-3}$ рад/(Н·м)

Чорною лінією виділено криву, що зображує першу форму вільних коливань, сірою – другу, а світло-сірою – третю форму цих коливань. Як видно з графіків, в місці з'єднання відтяжки з стріловою конструкцією отримуємо мінімальні амплітуди функції. Розроблена математична модель може бути використана для оцінки точності попередньої моделі та визначення впливу деформації згину.

4.4 Дослідження вимушених коливань стріли підйимально-транспортної машини з улаштованим на ній конвеєром

4.4.1 Визначення динамічних навантажень металоконструкції стріли

Під час руху стрічки конвеєра з розосередженим вантажем опорні ролики сприймають інерційні навантаження, що передаються на стрілу у перпендикулярному до її осі напрямі. Якщо вантаж уздовж стрічки розподілений рівномірно і швидкість руху стрічки не змінюється, то сили інерції є сталими і не викликають коливальних явищ у механічній системі. Однак, в реальних умовах експлуатації конвеєрів спостерігається нерівномірний розподіл вантажу по довжині стрічки, що обумовлює динамічний характер навантажень несівної конструкції. У зв'язку з цим, постає потреба вивчення коливальних явищ у механічній системі конвеєра з метою оцінки динамічних складових напружень, що виникають в основних несівних елементах стріли.

Розрахункова схема натягнутої й обіпертої на ролики стрічки конвеєра зображена на рис. 4.11, де l – відстань між осями сусідніх роликів; r – діаметр ролика; A , B і C – точки, що розмежовують зони прилягання стрічки до ролика

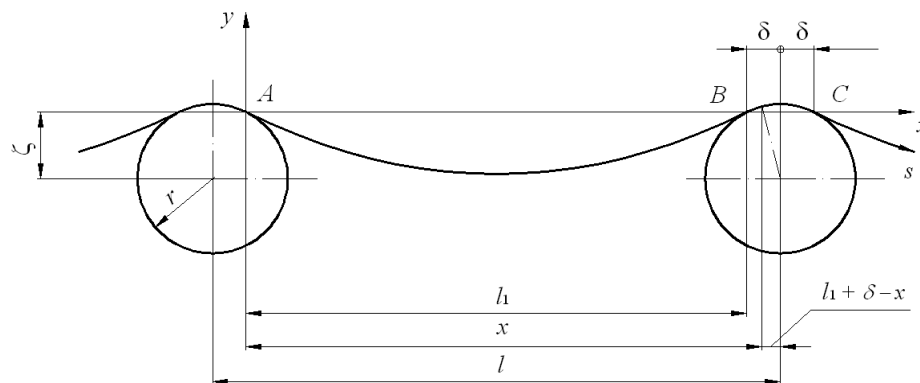


Рисунок 4.11 – Розрахункова схема обпертої на ролики стрічки конвеєра.

і зони провисання стрічки; l_1 – відстань між крайніми точками зони провисання стрічки; δ – відстань від вертикальної осі поперечного перерізу ролика до крайніх точок зони прилягання стрічки до ролика; Axy – декартова система координат, у

якій будемо розглядати рух стрічки з вантажем (вісь абсцис проходить через точки A , B і C); ζ – відстань від осі абсцис до лінії центрів поперечних перерізів роликів; $l_1 + \delta - x$ – відносна координата деякого перерізу стрічки щодо осі поперечного перерізу ролика. Крім декартової системи координат Ax скористаємося натуральною криволінійною координатою s , що має початок у точці A і проходить уздовж осі zdeформованої стрічки.

Нехай у початковий момент часу погонна маса стрічки з вантажем є періодичною функцією координати s і виражається залежністю

$$\mu(s) = \mu_0 [1 + k_\mu \sin(\omega_s s)], \quad (4.48)$$

де μ_0 і k_μ – усереднене значення і коефіцієнт нерівномірності розподілу погонної маси стрічки з вантажем; $\omega_s = 2\pi/T_s$ – циклічна частота розподілу вантажу, причому, T_s – період розподілу вантажу по стрічці.

В усталеному режимі роботи конвеєра, коли стрічка виконує рівномірний рух зі швидкістю v , погонна маса стрічки з вантажем, згідно з залежністю (4.48), визначається як

$$\mu(t, s) = \mu_0 \{1 + k_\mu \sin[\omega_s (s - vt)]\}. \quad (4.49)$$

Шлях s , що проходить деяка точка осі стрічки, в системі координат Ax (рис. 4.11), обчислюємо за формулою:

$$s = \int_0^x \sqrt{1 + (y'(\zeta))^2} d\zeta, \quad (4.50)$$

де $y(\zeta)$ – рівняння траєкторії (штрихом позначено похідну функції за просторовою координатою).

З урахуванням (4.50) зводимо залежність (4.49) до вигляду

$$\mu(t, x) = \mu_0 \left\{ 1 + k_\mu \sin \left\langle \omega_s \left\{ \int_0^x \sqrt{1 + [y'(\zeta)]^2} d\zeta - vt \right\} \right\rangle \right\}. \quad (4.51)$$

Проекції швидкості v точки, що виконує рух по заданій траєкторії, на координатні осі x, y записуємо як

$$v_x(x) = \frac{dx}{dt} = v \cos \left\{ \arctan [y'(x)] \right\}; \quad v_y(x) = \frac{dy}{dt} = v \sin \left\{ \arctan [y'(x)] \right\}. \quad (4.52)$$

Проекцію прискорення точки на вісь y спершу подамо у вигляді

$$w_y(x) = \frac{dv_e(x)}{dt} = \frac{dv_y}{dx} \frac{dx}{dt}. \quad (4.53)$$

З урахуванням залежностей (4.52) та (4.53), одержуємо

$$w_y(x) = v^2 y''(x) \frac{\cos^2 \left\{ \arctan [y'(x)] \right\}}{1 + [y'(x)]^2}. \quad (4.54)$$

Похідні $y'(x)$ і $y''(x)$, що фігурують у виразах (4.51) та (4.54), визначаємо для ділянок AB і BC (див. рис. 4.11) окремо. Оскільки кут нахилу осі стріли до горизонтальної площини є незначним (не перевищує 16°), на ділянці AB скористаємося наближеним рівнянням траєкторії [382]:

$$y(x) = -\frac{qlx}{2H} + \frac{qx^2}{2H}, \quad \text{якщо } 0 \leq x \leq l_1. \quad (4.55)$$

Визначаючи першу і другу похідні функції (4.55), одержуємо

$$y'(x) = -\frac{ql}{2H} + \frac{qx}{H}, \quad y''(x) = \frac{q}{H}, \quad \text{якщо } 0 \leq x \leq l_1. \quad (4.56)$$

Для ділянки BC записуємо співвідношення

$$[y(x) + \zeta]^2 + (l_1 + \delta - x)^2 = r^2, \quad \text{якщо } l_1 \leq x \leq l_1 + 2\delta,$$

звідки знаходимо

$$y(x) = \pm \sqrt{r^2 - (l_1 + \delta - x)^2} - \zeta, \quad \text{якщо } l_1 \leq x \leq l_1 + 2\delta. \quad (4.57)$$

Диференціюючи двічі вираз (4.57), та відкидаючи значення похідних, що не мають фізичного змісту, одержуємо

$$y'(x) = \frac{l_1 + \delta - x}{\sqrt{r^2 - (l_1 + \delta - x)^2}}, \quad \text{якщо } l_1 \leq x \leq l_1 + \delta,$$

$$y'(x) = -\frac{l_1 + \delta - x}{\sqrt{r^2 - (l_1 + \delta - x)^2}}, \quad \text{якщо } l_1 + \delta \leq x \leq l_1 + 2\delta, \quad (4.58)$$

$$y''(x) = -\frac{r^2 \sqrt{r^2 - (l_1 + \delta - x)^2}}{[r^2 - (l_1 + \delta - x)^2]^2}, \quad \text{якщо } l_1 \leq x \leq l_1 + 2\delta.$$

Залежності (4.51), (4.54), (4.58) дають можливість визначати погонну масу і прискорення у поперечному щодо осі стріли напрямі у будь-який момент часу. Для визначення динамічних навантажень на ролик обчислюємо інерційні навантаження зон провисання стрічки, розташованих зліва і справа від ролика, та силу інерції, що діє на зону прилягання стрічки до ролика,

$$F_{ll}(t) = \int_0^{l_1} \mu(t, x) w(x) dx, \quad F_{lr}(t) = \int_0^{l_1} \tilde{\mu}(t, x) w(x) dx, \quad F_r(t) = \int_{l_1}^l \mu(t, x) w(x) dx, \quad (4.59)$$

де

$$\tilde{\mu}(t, x) = \mu_0 \left\{ 1 + k_\mu \sin \left\langle \omega_s \left\{ \int_0^x \sqrt{1 + [y'(\zeta)]^2} d\zeta + S - vt \right\} \right\rangle \right\}, \quad (4.60)$$

причому,

$$S = \int_0^l \sqrt{1 + [y'(x)]^2} dx. \quad (4.61)$$

Тоді реакції точок закріплення лівої і правої зон провисання стрічки з вантажем будуть

$$\begin{aligned} R_{al}(t) &= \frac{F_{ll}(t)[l_1 - x_{fl}(t)]}{l_1}, & R_{bl}(t) &= \frac{F_{ll}(t)x_{fl}(t)}{l_1}, \\ R_{ar}(t) &= \frac{F_{lr}(t)[l_1 - x_{fr}(t)]}{l_1}, & R_{br}(t) &= \frac{F_{lr}(t)x_{fr}(t)}{l_1}, \end{aligned} \quad (4.62)$$

де $x_{fl}(t)$, $x_{fr}(t)$ – відстані від лівих точок закріплення зон провисання стрічок з вантажем до ліній дії рівнодійних сил інерції на відповідні зони,

$$x_{fl}(t) = \frac{M_{ll}(t)}{F_{ll}(t)}, \quad x_{fr}(t) = \frac{M_{lr}(t)}{F_{lr}(t)}, \quad (4.63)$$

причому,

$$M_{ll}(t) = \int_0^{l_1} \mu(t, x) w(x) x dx,$$

$$M_{lr}(t) = \int_0^{l_1} \tilde{\mu}(t, x) w(x) x dx. \quad (4.64)$$

Динамічне навантаження ролика в напрямі, перпендикулярному до осі стріли, буде

$$P(t) = R_{bl}(t) + R_{ar}(t) - F_r(t). \quad (4.65)$$

Залежності (4.51) і (4.60) при фіксованому значенні координати x є періодичними функціями часу, що змінюються з періодом $T = T_s/v$. Тому такий самий період мінливості мають функції (4.62)–(4.65). Отже, циклічна частота зміни навантаження (4.65) на ролик становить

$$\omega = \frac{2\pi v}{T_s}. \quad (4.66)$$

Початкову фазу навантаження першого ролика приймаємо рівною нулю, тоді значення початкових фаз навантажень роликів з порядковими номерами $i = 2, 3, \dots, n$ будуть:

$$\psi_i = -\frac{2\pi(i-1)S}{T_s}. \quad (4.67)$$

4.4.2 Вимушені поперечні коливання механічної системи стріли

Побудуємо математичну модель вимушених поперечних коливань стріли буртоукладника, розрахункова схема якої подана на рис. 4.12, де L – довжина стріли; m_1, m_2, \dots, m_m – маси роликів, що утримують стрічку конвеєра, і барабана; c – жорсткість відтяжки у перпендикулярному до осі стріли напрямі; P_1, P_2, \dots, P_m – навантаження у вигляді змінних у часі зосереджених сил, прикладених до

роликів і барабана; x_1, x_2, \dots, x_{m-1} – координати центрів мас відповідних обертових елементів; x, y – прямокутна координатна система, у якій розглядаються поперечні коливання стріли. Оскільки стріла має значний запас стійкості і велику жорсткість в осьовому напрямі, впливом осьових навантажень на поперечні коливання металоконструкції нехтуємо.

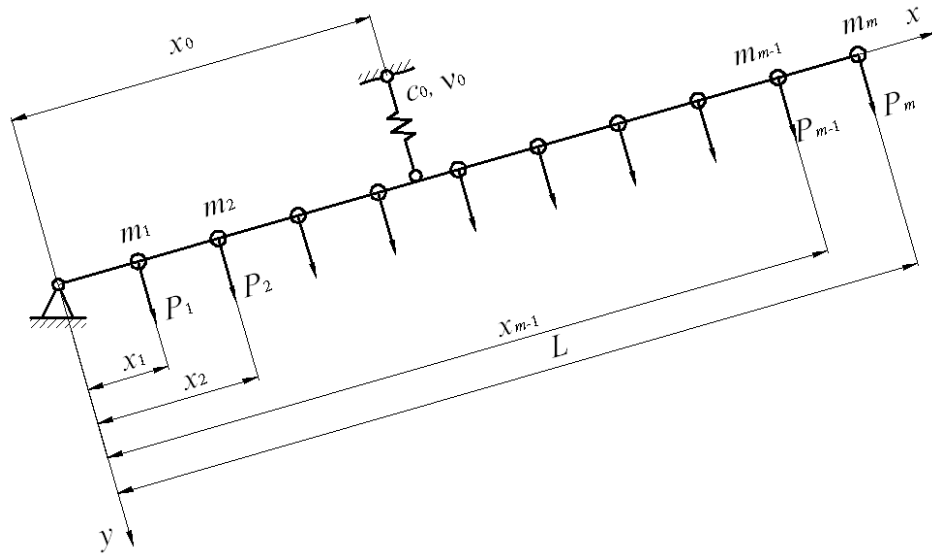


Рисунок 4.12 – Розрахункова схема стріли буртоукладника.

Для обмеження числа ступенів вільності континуально-дискретної механічної системи стріли скористаємося методом узагальнених переміщень [57].

Функцію, що описує згинні коливання стріли, задаємо у вигляді

$$y(x, t) = \sum_{j=1}^n Y_j(t) \psi_j(x), \quad (4.68)$$

де $\psi_j(x)$ – форми коливань; $Y_j(t)$ – амплітудні коефіцієнти.

Форми коливань стріли добираємо так, аби виконувалися крайові умови на її кінцях:

$$\psi_j(x) = \psi_{10}(x) + \Lambda_j \psi_{20}(x) \quad (i=1, 2, \dots, n), \quad (4.69)$$

де

$$\psi_{10} = \sin(k_j x) + \operatorname{sh}(k_j x); \quad \psi_{20} = \sin(k_j x) - \operatorname{sh}(k_j x);$$

$$\Lambda_j = \frac{-\cos(k_j L) + \operatorname{ch}(k_j L)}{\cos(k_j L) + \operatorname{ch}(k_j L)},$$

причому, добутки $k_j L$ визначаємо з умов закріплення кінців стріли.

Число ступенів вільності розрахункової моделі становить n . Приймаючи за узагальнені координати величини Y_j ($j=1, 2, \dots, n$), описуємо рух системи за схемою рівнянь Лагранжа другого роду

$$\frac{d}{dt} \left(\frac{\partial T}{\partial \dot{q}_j} \right) - \frac{\partial T}{\partial q_j} + \frac{\partial \Pi}{\partial q_j} + \frac{\partial \Phi}{\partial \dot{q}_j} = Q_j \quad (j=1, 2, \dots, n), \quad (4.70)$$

де T і Π – кінетична і потенціальна енергії; q_j – узагальнена координата; Φ – функція Релея; Q_j – неконсервативна узагальнена сила.

Кінетичну енергію записуємо у вигляді

$$T = \frac{1}{2} \int_0^L \mu(x) \left(\frac{\partial y}{\partial t} \right)^2 dx + \frac{1}{2} \sum_{r=1}^m m_r \left[\frac{\partial y(x_r, t)}{\partial t} \right]^2, \quad (4.71)$$

де $\mu(x)$ – погонна маса стріли; t – час.

Потенціальна енергія визначається залежністю

$$\Pi = \frac{1}{2} E \int_0^L I(x) \left[\frac{\partial^2 y}{\partial x^2} \right]^2 dx + \frac{1}{2} c_0 y^2(x_0, t), \quad (4.72)$$

де $I(x)$ – осьовий момент інерції поперечного перерізу стріли.

Функцію Релея, за допомогою якої враховуємо розсіяння енергії коливань, подаємо як

$$\Phi = \frac{1}{2} v \int_0^L I(x) \left[\frac{\partial^3 y}{\partial x^2 \partial t} \right]^2 dx + \frac{1}{2} v_0 \left[\frac{\partial y(x_0, t)}{\partial t} \right]^2, \quad (4.73)$$

де v – коефіцієнт в'язкого тертя матеріалу; v_0 – коефіцієнти в'язкого тертя дискретної пружної опори.

З урахуванням (4.48) зводимо залежності (4.51)–(4.53) до вигляду

$$T = \frac{1}{2} \sum_{i=1}^n \sum_{j=1}^n m_{ij} \dot{Y}_i \dot{Y}_j + \frac{1}{2} \sum_{r=1}^m \sum_{i=1}^n \sum_{j=1}^n m_{rij} \dot{Y}_i \dot{Y}_j; \quad (4.74)$$

$$\Pi = \frac{1}{2} \sum_{i=1}^n \sum_{j=1}^n c_{ij} Y_i Y_j + \frac{1}{2} \sum_{i=1}^n \sum_{j=1}^n c_{0ij} Y_i Y_j; \quad (4.75)$$

$$\Phi = \frac{1}{2} \sum_{i=1}^n \sum_{j=1}^n v_{ij} \dot{Y}_i \dot{Y}_j + \frac{1}{2} \sum_{i=1}^n \sum_{j=1}^n v_{0ij} \dot{Y}_i \dot{Y}_j, \quad (4.76)$$

де

$$m_{ij} = \int_0^L \mu(x) \psi_i(x) \psi_j(x) dx; m_{rij} = m_r \psi_i(x_r) \psi_j(x_r);$$

$$c_{ij} = E \int_0^L I(x) \psi_i''(x) \psi_j''(x) dx; c_{0ij} = c_0 \psi_i(x_0) \psi_j(x_0);$$

$$v_{ij} = v \int_0^L I(x) \psi_i''(x) \psi_j''(x) dx; v_{0ij} = v_0 \psi_i(x_0) \psi_j(x_0).$$

Вирази для визначення m_{ij} , c_{ij} і v_{ij} ($i=1, 2, \dots, n$; $j=1, 2, \dots, n$), згідно з прийнятою термінологією [57], називаються інерційними, енергетичними та дисипативними добутками базисних функцій відповідно.

Виконуючи диференціювання виразів кінетичної (4.74) і потенціальної

(4.75) енергій та функції Релея (4.76) і підставляючи отримувані результати у рівність (4.70), запишемо рівняння руху механічної системи

$$\sum_{j=1}^n \left(m_{ij} + \sum_{r=1}^m m_{rij} \right) \ddot{Y}_j + \sum_{j=1}^n (v_{ij} + v_{0ij}) \dot{Y}_j + \sum_{j=1}^n (c_{ij} + c_{0ij}) Y_j = Q_j, \quad (4.77),$$

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

Для визначення узагальнених сил системи запишемо поступальне переміщення осі ролика або барабана як

$$y_i = \sum_{j=1}^n Y_j(t) \psi_j(x_i). \quad (4.78)$$

Віртуальна робота сили P_i визначається залежністю

$$\delta A = P_i \delta y_i, \quad (4.79)$$

де δy_i – віртуальне переміщення, котре знаходимо, згідно з (4.77), як

$$\delta y_i = \sum_{j=1}^n \frac{\partial y_i}{\partial Y_j} \delta Y_j = \sum_{j=1}^n \psi_j(x_i) \delta Y_j, \quad (4.80)$$

тут δY_j ($j=1, 2, \dots, n$) – варіації узагальнених координат.

З урахуванням (4.78), (4.79) запишемо віртуальну роботу у вигляді

$$\delta A = P_i \sum_{j=1}^n \psi_j(x_i) \delta Y_j = \sum_{j=1}^n Q_j \delta Y_j. \quad (4.81)$$

Як впливає із залежності (4.80), узагальнені сили визначаються співвідношеннями

$$Q_j(t) = P_i(t)\psi_j(x_i). \quad (4.82)$$

Отже, поперечні коливання стріли буртоукладника описуються системою звичайних диференціальних рівнянь (4.77), інтегрування яких виконуємо з урахуванням співвідношень (4.82) за відомих початкових умов. Якщо до початку руху система перебувала у стані спокою, то початкові значення амплітудних коефіцієнтів приймаємо рівними нулю.

Екстремальні напруження у верхній та нижній точках поперечного перерізу стріли буртоукладника подаємо як

$$\sigma^+ = \sigma_s \pm \sigma_d \sin \omega t; \quad \sigma^- = -\sigma_s \pm \sigma_d \sin \omega t,$$

де σ_s – статичне напруження, обумовлене дією сил ваги стріли конвеєра і транспортованого вантажу; σ_d – амплітуда динамічних складових напружень, спричинених дією інерційних навантажень.

Розглянемо стрілу буртоукладника довжиною 15 м, маса якої з завантаженим транспортером становить 1610 кг. Маса несівної конструкції стріли (без урахування маси стрічки з вантажем) дорівнює 580 кг, а маса стрічки з вантажем – 1030 кг. Відстань між осями роликів $l = 1$ м; швидкість транспортування вантажу $v = 2,466$ м/с; момент опору поперечного перерізу стріли $W_z = 3,1467 \cdot 10^{-4}$ м³.

Статичне напруження у поперечному перерізі стріли, розташованому безпосередньо біля шарніру її підвісу (на відстані 7 м від шарнірно обпертого кінця), становить $\sigma_s = 107,078$ МПа. Амплітуда динамічних складових напружень значно залежить як від коефіцієнта k_u нерівномірності розподілу маси стрічки з вантажем, так і від коефіцієнта k_T , що є відношенням періоду розподілу вантажу по стрічці до періоду викривлення осі стрічки, визначених з застосуванням

натуральної координати s . На рис 4.13 наведено приклад залежності $\sigma_d(k_T)$, одержаної для $k_\mu = 0,5$.

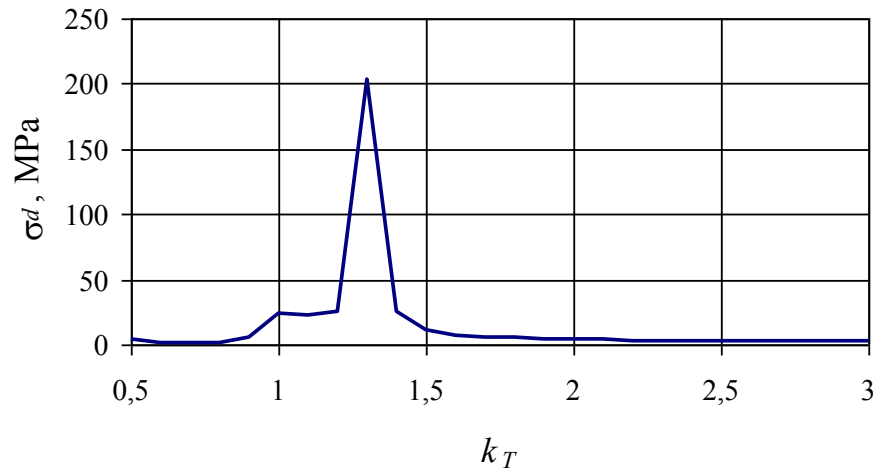


Рисунок 4.13 – Залежність амплітуди динамічної складової напружень від коефіцієнта k_T .

З графіків видно, що динамічна складова напружень в елементах стріли у номінальному режимі роботи конвеєра може сягати 10...25 МПа, а за певного значення відношення періоду розподілу вантажу по стрічці до періоду викривлення осі стрічки в механічній системі виникають резонансні явища, що супроводжуються значним зростанням динамічних складових напружень у матеріалі.

Тобто коефіцієнт асиметрії зміни циклічних напружень у матеріалі знаходиться в межах $R=0,4...0,75$. За таких умов зміни напружень разом з дією агресивного середовища у матеріалі стріли тривало експлуатованої мобільної машини, крім змін механічних властивостей, може змінитися тріщиностійкість, що викличе зменшення залишкового ресурсу конструкції. Тому в наступному розділі досліджується вплив зазначених чинників на деградацію механічних властивостей матеріалу та прогнозування залишкового ресурсу тривало експлуатованої конструкції стріли мобільної машини

4.5 Висновки до четвертого розділу

1. Побудована математична модель вільних коливань багатопрогової підвісної стріли дає можливість з достатньою точністю проводити модальний аналіз механічної системи відвальної консолі відвалоутворювача на стадії проектування. Як показали дослідження, власні частоти стріли значною мірою залежать від її згинної податливості, маси транспортованого вантажу та від жорсткості утримувальних канатів і можуть змінюватися, в залежності від технічних характеристик і умов експлуатації відвалоутворювача, в широких діапазонах.

2. Періодичне збурення коливань системи у зв'язку з взаємодією вантажу з опорними роликками стрічки конвеєра може призводити до появи резонансних явищ. Для їх усунення необхідно раціонально добирати швидкість транспортування вантажів, що свідчить про доцільність оснащення відвалоутворювачів регульованим гідравлічним або електричним приводом.

3. Побудована математична модель вільних коливань трисекційної підвісної стріли дає можливість з достатньою точністю проводити модальний аналіз механічної системи відвальної консолі відвалоутворювача з жорсткими секціями на стадії проектування. Як показали дослідження, власні частоти стріли значною мірою залежать від маси транспортованого вантажу та від жорсткості утримувальних канатів і можуть змінюватися, в залежності від технічних характеристик канатів і умов експлуатації відвалоутворювача, в широких діапазонах.

4. Періодичне збурення коливань системи у зв'язку з взаємодією вантажу з опорними роликками стрічки конвеєра може призводити до появи резонансних явищ. Для їх усунення необхідно раціонально добирати швидкість транспортування вантажів, що свідчить про доцільність оснащення відвалоутворювачів регульованим гідравлічним або електричним приводом.

5. Розроблена математична модель дає можливість аналізувати вільні коливання системи шарнірно зчленованих балок Тимошенка з податливими секціями зі змінними пружно-інерційними характеристиками.

6. Побудований алгоритм розрахунку є достатньо зручним у числовій реалізації і може використовуватися в системах автоматизованого проектування несівних металоконструкцій з метою забезпечення раціональних параметрів частотних спектрів, а також форм деформаційних коливань.

7. Дослідження вимушених поперечних коливань стрілової конструкції встановлено, що динамічна складова напружень в елементах стріли у номінальному режимі роботи конвеєра може сягати 10...25 МПа, за коефіцієнта асиметрії циклу зміни напружень $R=0,4...0,75$. За певного значення відношення періоду розподілу вантажу по стрічці до періоду викривлення осі стрічки в механічній системі виникають резонансні явища, що супроводжуються значним зростанням динамічних складових напружень у матеріалі.

РОЗДІЛ 5 ВПЛИВ ДИНАМІЧНИХ НАВАНТАЖЕНЬ НА ЗАЛИШКОВУ МІЦНІСТЬ І РЕСУРС СТРІЛОВОЇ КОНСТРУКЦІЇ КОНВЕЄРА

5.1 Оцінювання експлуатаційної деградації профільної сталі стріли буртоукладника

Нерівномірність завантаження конвеєрів, а також невривноваженість обертових ланок трансмісійних ліній комплексу обумовлюють виникнення змінних навантажень, що нерідко збуджують інтенсивні механічні коливання елементів механічної системи і створюють умови для втомного руйнування деталей і вузлів. На рис. 5.1 наведена осцилограма вібрацій, зареєстрованих вібрографом ВР-1 на платформі оператора цього комплексу, що експлуатувався на Турбівському цукровому заводі Вінницької області [108].

З рис. 5.1 видно, що максимальна амплітуда коливань платформи сягає 3,8 мм, основна частота коливань становить близько 7 Гц, друга гармоніка має частоту близько 40 Гц.

Більш точне дослідження механічних коливань таких об'єктів обумовлює необхідність нетрадиційних підходів до реєстрації їх коливань і визначення динамічної стійкості. Це пояснюється тим, що вимірювання вібраційних характеристик вібрографами та контактними датчиками ускладнюється, а іноді

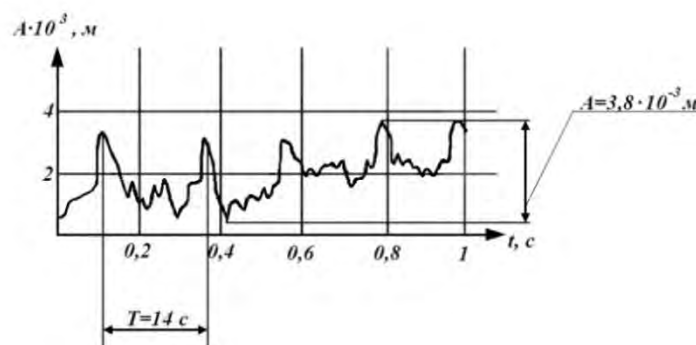


Рисунок 5.1 – Осцилограма вібрацій платформи оператора комплексу БУМ-65М2Б3-К

є неможливим через особливості конструктивних характеристик таких об'єктів дослідження. Тому в сучасних дослідженнях приділяється більше уваги безконтактним методам реєстрації коливань, які не впливають на вібраційні характеристики об'єкта досліджень і дають можливість дослідити коливальні процеси в недосяжних для традиційних приладів місцях. Один із таких методів заснований на використанні високошвидкісної відеозйомки.

Об'єктом динамічних досліджень був обраний вал механічної трансмісії, що передає рух приводам транспортерів буртоукладальної машини. Для високошвидкісної відеозйомки його коливань використовувалась цифрова відеокамера SAMSUNG VP-D461 з високошвидкісним затвором, що забезпечує фіксацію кадру за час від $1/50$ до $1/1500$ с. В даному випадку відеозйомка проводилась з експозицією $1/1500$ с при необхідній високій освітленості об'єктів дослідження. Камера була встановлена на найменш можливій для зйомки відстані від об'єкта, що вивчався.

Для візуалізації результатів відеозйомки було використано цифровий відеомагнітофон моделі AG-DV2007, з подальшою їх комп'ютерною обробкою на основі використання програм Ulead Video Studio 8 та After Effects.

Як приклад, на рис. 5.2 показано сім типових кадрів прискореної комп'ютерної відеозйомки досліджуваної трансмісії, аналіз яких дозволив визначити параметри, що відзначені під кожним з кадрів.

На рис. 5.3 показано амплітуду коливань вала трансмісії буртоукладальної машини за один його оберт.

Як показують дослідження [1, 2], вібраційні навантаження в нерухомих з'єднаннях можуть бути причиною руйнування машин, особливо при виникненні резонансних явищ під час їх експлуатації.

Вихід з ладу будь-якого агрегату викликає простоювання всього комплексу, що призводить до значних втрат на виробництві. За таких умов важливого значення набувають питання довговічності і надійності машин, що входять у технологічний комплекс.

За свідченнями експлуатаційників, після тривалої роботи буртоуклада-

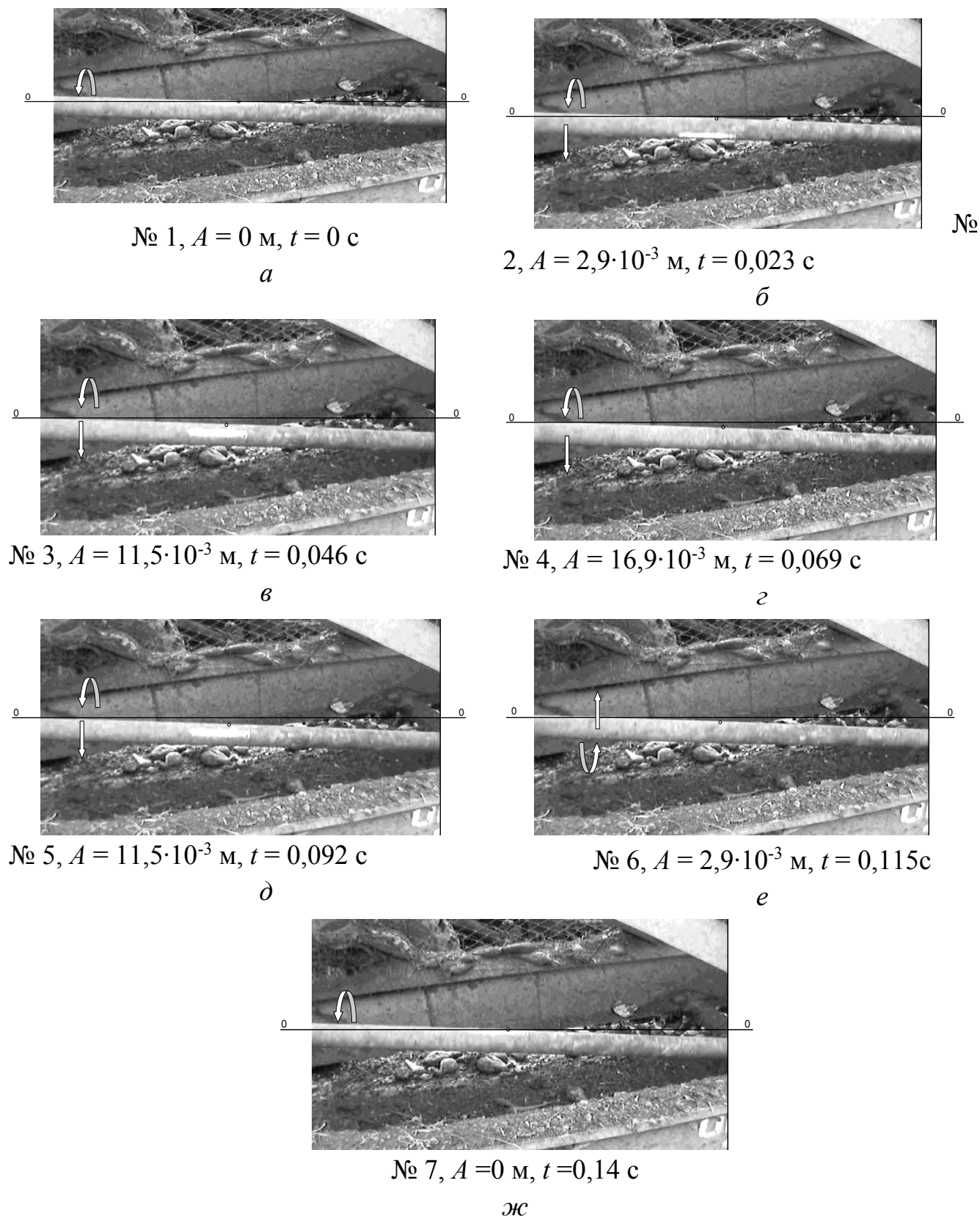


Рисунок 5.2 – Кадри високошвидкісної відеозйомки коливальних процесів валу трансмісії буртоукладальної машини

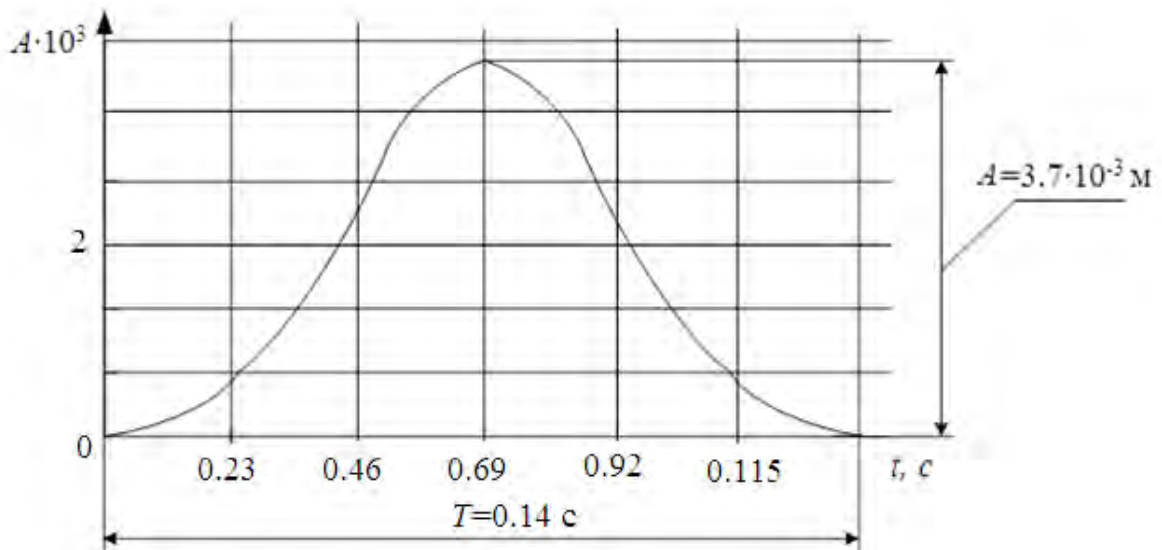


Рисунок 5.3 – Амплітуда коливань вала транспортера буртоукладальної машини

льної машини деякі деталі та вузли укладального конвеєра і стрілової конструкції виходять з ладу, а в місцях шарнірного з'єднання вантової підвіски зі стрілою на поверхнях несівних ланок з'являються тріщини. Для підвищення міцності ці місця підсилюються шляхом наварювання пластин на пошкоджені поверхні.

У сучасних інженерних розрахунках детально не враховується вплив умов і тривалості експлуатації конструкції на механічні властивості матеріалу, проте, у низці наукових праць автори стверджують, що з часом у виробничих умовах механічні властивості матеріалів деградують [239, 391, 392]. Крім того, небезпечними є процеси корозійного розтріскування металоконструкцій під напруженням. Незважаючи на те, що середня швидкість корозії є незначною, локальні ураження матеріалу є доволі небезпечними і становлять одну з основних причин руйнування несівних елементів металоконструкцій.

Тому для оцінювання технічного стану тривало експлуатованих металоконструкцій та прогнозування їх залишкового ресурсу необхідно поряд з параметрами циклічних динамічних навантажень враховувати можливу деградацію механічних властивостей сталей, а також корозійне розтріскування матеріалу під напруженням. Це дасть змогу підвищити точність визначення

залишкового ресурсу та одержати належну достовірність техніко-економічних розрахунків в інженерній практиці.

Внаслідок тривалої експлуатації металевих конструкцій за жорстких силових умов та дії корозивно-агресивних середовищ можуть не тільки розвинутися макродефекти, але й значно деградувати вихідні фізико-механічні властивості матеріалу, зокрема, знизитися опір крихкому руйнуванню [237, 238, 239, 240]. Зі силових чинників особливо небезпечним є циклічне навантаження [393], через яке в металі накопичуються мікропластичні деформації, а отже, знижується його опірність крихкому руйнуванню. В таких умовах експлуатуються різні види підйимально-транспортувальних механізмів [394]. До них належать і машини неперервної дії, які виконують різні складальні операції та є ефективними засобами механізації на кар'єрах відкритого видобування корисних копалин, а також під час складування насипної сільськогосподарської продукції, зокрема буряків на цукрових заводах. Таке обладнання оснащено стрілоподібною конструкцією, що утримується під заданим кутом за допомогою відтяжок, закріплених на вантовій опорі. На стрілі улаштовано стрічковий конвеєр, який транспортує вантаж.

Останнім часом загострилась проблема прогнозування методами неруйнівного контролю деградації механічних властивостей конструкційних матеріалів. Запропоновано [242, 243, 244] для цього використовувати електрохімічні показники, які виявилися чутливими до зміни стану тривало експлуатованого металу.

Дослідження впливу тривалої експлуатації металоконструкції на характеристики міцності та пластичності, ударну в'язкість, а також електрохімічну поведінку металу для виділення інформаційних ознак зміни його стану і на корозійне розтріскування під напруженням виконувалися на зразках, виготовлених із профільної сталі Ст.3 стріли буртоукладника БУМ-65М2Б3-К, який використовувався понад 30 років на Барському цукровому заводі (Вінницька обл.) (рис. 5.4).



Рисунок 5.4 – Стріла буртоукладника БУМ-65М2Б3-К

Як відомо [239, 393, 395], деградація матеріалів найбільшою мірою проявляється в елементах конструкцій з максимальними напруженнями. Тому для виявлення найбільш навантажених елементів стріли проводимо аналіз напружено-деформованого стану несівної конструкції методом скінченних елементів із застосуванням обчислювального комплексу APM Structure 3D пакету APM Win Machine .

На рис. 5.5 зображена 3D модель стріли укладального конвеєра, яка складається з верхнього 1 та нижнього 2 поясів, скріплених поперечними стійками 3 та відкосами 4. Верхній та нижній пояси виготовлено з рівнополичного кутника L50-5, а стійки та відкоси - з L32-3 (ДСТУ 2251-93) (ГОСТ 8509-93)), які утворюють стрижневу систему стріли. Кріпиться стріла до буртоукладника за допомогою шарнірного з'єднання 5, а до пілона – через відтяжки шарнірами 6 і, таким чином, встановлюється під кутом 16° до горизонту. Після виконання статичного розрахунку отримано карти напружень деформованого стану конструкції (рис. 5.6), за допомогою яких встановлено числові значення напружень у стрижнях. Розглядаємо три випадки навантажен-

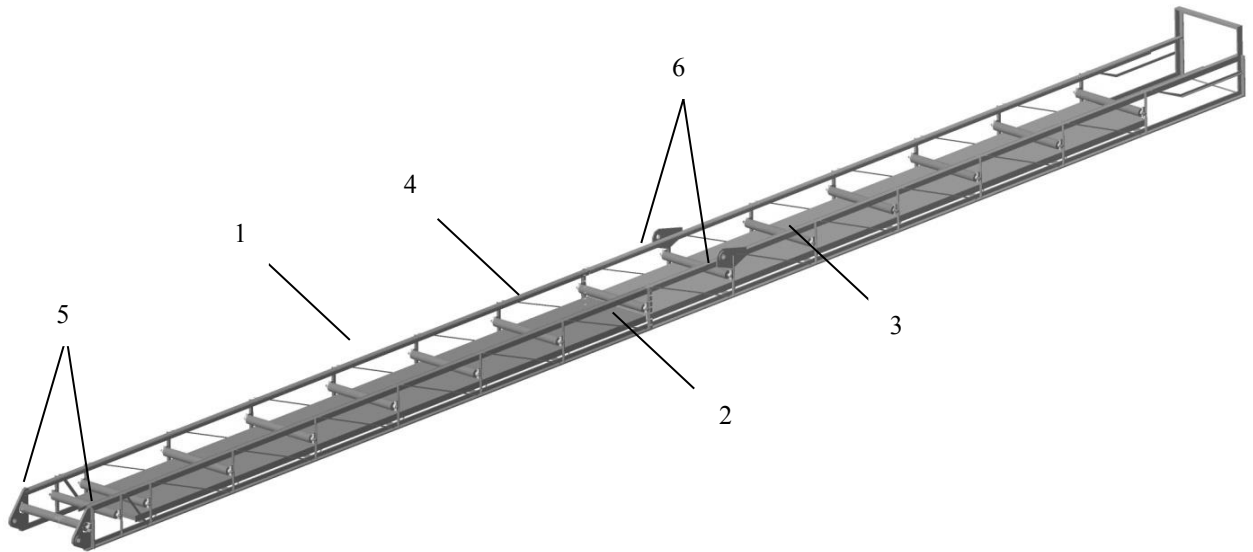


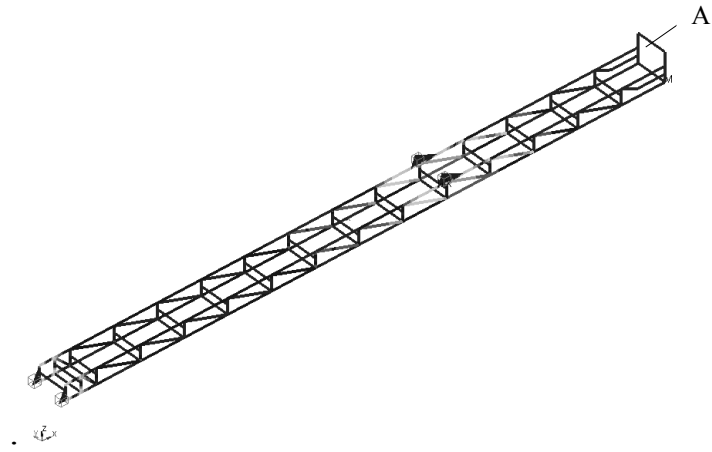
Рисунок 5.5 – Стріла укладального конвеєра

ня конвеєра: рівномірно розподілене стрічкою (рис. 5.6, а); збільшене у півтора рази щодо номінального (рис. 5.6, б); збільшене у 2 рази щодо номінального (рис. 5.6,в).

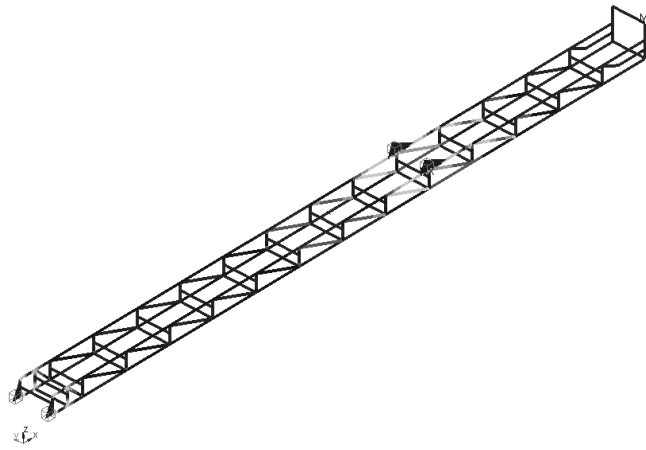
Встановлено, що найбільші значення напружень виникають у стрілі в місці кріплення відтяжок до шарнірів 6. На рис. 5.7 зображено вісім основних стрижневих елементів конструкції, які розташовані в області найбільших напружень стріли. Максимальні значення напружень у стрижнях наведені у табл. 5.1. Найменші (близькі до нуля) напруження виникають у поперечному стрижні (точка А, рис. 5.6, а) відвантажувальної частини стріли, а найбільші – у стрижні 1 (точка Б, рис. 5.7) верхнього пояса 1 (рис. 5.5).

Із найбільш (рис. 5.8, а) та найменш (рис. 5.8, б) навантажених елементів конструкції виготовляємо зразки для проведення експериментальних досліджень, що відповідають трьом станам металу: №1 – вихідний (з елемента рами, на який практично не діяли експлуатаційні навантаження); №2 і 3 – експлуатований за дії розтягальних та стискальних циклічних напружень.

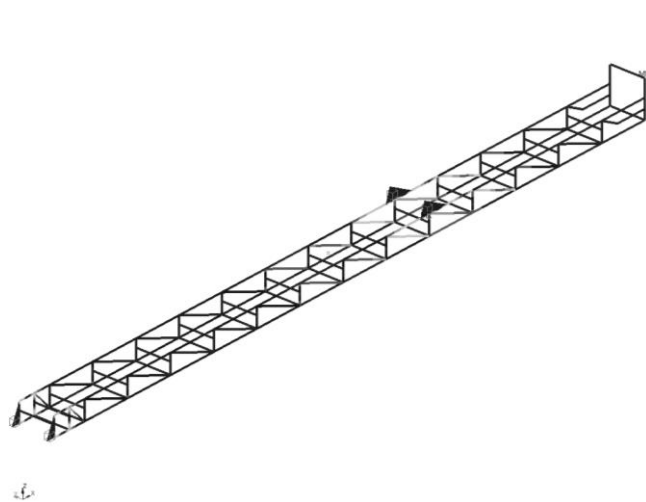
В результаті експлуатації характеристики міцності і пластичності металу змінилися неістотно (табл. 5.2), однак, спостерігали чітку тенденцію зниження пластичності. Ці властивості металу елементів, що циклічно деформувалися



a)



б)



в)

a - номінальне навантаження 1т; *б* - навантаження 1,5т;

в - навантаження 2т

Рисунок 5.6 – Напружений стан стріли конвеєра

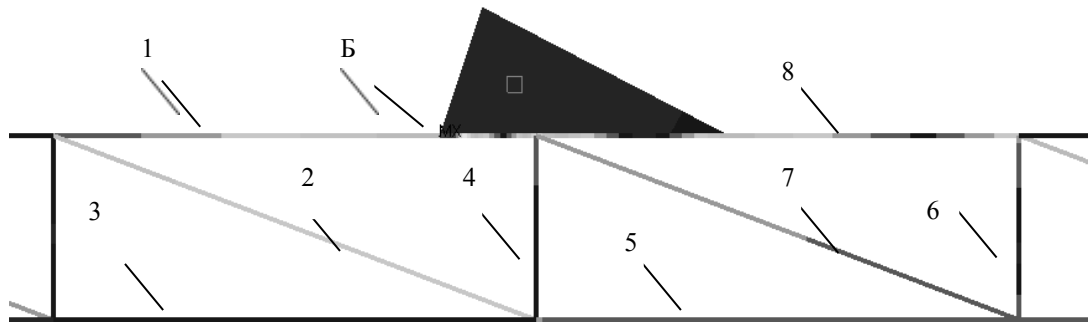


Рисунок 5.7 – Зона найбільших напружень в стрижнях конструкції







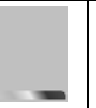



















а

б

Рисунок 5.8 – Фрагмент стріли з місцями вирізання кутників рами для досліджуваних зразків

Таблиця 5.1 – Максимальні напруження у перерізах стрижнів

Навантаження 1т								
	№ стрижня							
	1	2	3	4	5	6	7	8
Максимальне значення, МПа	119,5	335,7	10,85	9,486	21,73	9,134	25,26	41,69
Напруження у перерізі								
Навантаження 1,5т								
	№ стрижня							
	1	2	3	4	5	6	7	8
Максимальне значення, МПа	255,9	87,15	23,02	40,42	48,77	40,64	59,51	97,72
Напруження у перерізі								
Навантаження 2т								
	№ стрижня							
	1	2	3	4	5	6	7	8
Максимальне значення, МПа	322,7	92,02	28,24	43,08	59,67	61,74	68,11	122
Напруження у перерізі								

Таблиця 5.2 – Механічні властивості сталі

Номер стану	σ_B	$\sigma_{0,2}$	δ	ψ
	МПа		%	
1	434	305	31,9	72
2	436	295	28,1	64,4
3	450	298	28,0	58,2

розтягом чи стиском, суттєво не різнилися. Найбільш чутливим до зміни стану металу виявилось відносне звуження ψ .

До експлуатаційної зміни стану металу достатньо чутливими виявились ударна в'язкість KCV і температура крихко-в'язкого переходу (рис. 5.9). За кімнатної температури опір крихкому руйнуванню K_{1c} металу всіх станів високий, однак, знижується від 160 до 120 Дж/см² внаслідок експлуатації, незалежно від знака робочих циклічних напружень.

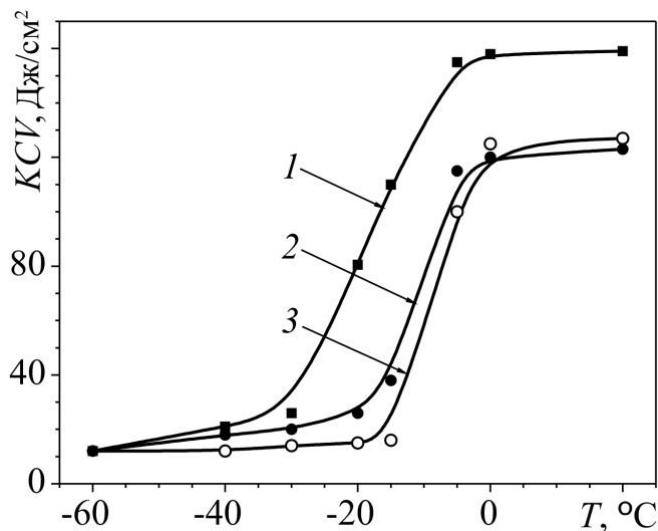


Рисунок 5.9 – Залежності $KCV-T$ для сталі Ст3 різних станів (криві 1–3 відповідають номеру стану)

Експлуатованому металу властивий істотний зсув кривих $KCV-T$ в область підвищених температур. Гранично низькі значення KCV (~8 Дж/см²) отримано за температур випроб -40°C та -60°C для всіх станів сталі.

Під час фрактографічного аналізу головну увагу приділяли ділянці старту тріщини від вершини надрізу. За випроб ударом при 20°C на зламах металу у вихідному стані та після експлуатації на макро- і мікрорівнях переважає в'язкий ямковий рельєф внаслідок зародження порожнин, їх росту та руйнування перетинок між ними. Однак у вихідному металі переважають рівноосні ямки відриву (рис. 5.10 *a*), а в експлуатованому – ямки зсуву (рис. 5,10 *б*).

Зниження температури випроб до температур крихко-в'язкого переходу не спричинило якісних змін рельєфу зламів, однак, зменшилась площа в'язкого підростання і швидше реалізувалось крихке крізьзеренне руйнування. З її спадом до -60°C змінився механізм руйнування металу. У вихідному стані спостерігали невеличкі ділянки крихкого крізьзеренного руйнування, які передували локальному в'язкому росту тріщини (рис. 5.10 *в*). В експлуатованому металі руйнування в околі вершини надрізу відбувалося або відразу за крихким крізьзеренним механізмом, або ж у вигляді острівків ямкового рельєфу на локальних ділянках вздовж фронту надрізу (рис. 5.10 *г*).

Для всіх варіантів сталі характерне крихке крізьзеренне руйнування з річковими візерунками на фасетках відколювання, яке подекуди перемежовувалося вузькими ділянками з елементами в'язкого рельєфу (рис. 5.10 *д*, *е*). Однак протяжність і стартового, і подальших елементів в'язкого рельєфу, що відповідають зупинкам тріщини на межах, несприятливо орієнтованих для відколювання структурних елементів, виявилася істотно більшою в сталі у вихідному стані, ніж в експлуатованому.

Досліджувана несівна частина рами стріли буртоукладника виготовлена винятково з кутника одного розміру, тому можна вважати, що використаний для цього метал однієї серії постачання, а це полегшує виокремлення різних його станів тільки за експлуатаційними навантаженнями. Найчутливішою до експлуатаційної деградації металу виявилась ударна в'язкість, інші характеристики змінювались несуттєво. Зокрема, зростання міцності, зниження пластичності та ударної в'язкості відповідає загальним закономірностям їх зміни в результаті експлуатації [237, 238,239,240, 244].

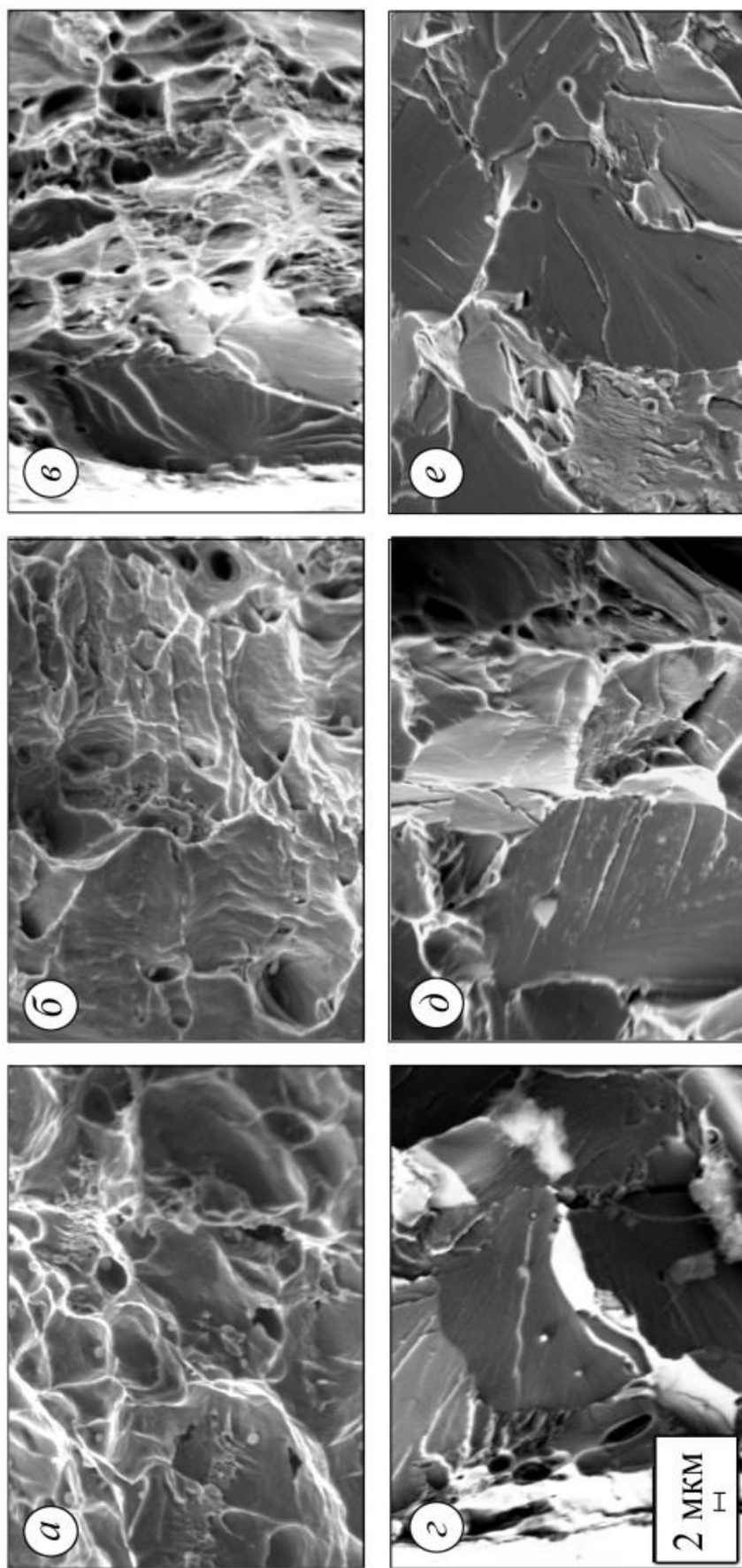


Рисунок 5.10 – Фрактографічні особливості руйнування сталі Ст3 у станах

№ 1 (а, в, д) та № 2 (б, г, е) за випроб на ударну в'язкість *KCV* за температури +20°C (а, б) та -60°C (в-е)

поблизу верхини надрізу (а-г) та на віддалі 5 мм від нього (д, е)

Зазначимо, що ударна в'язкість і температура крихко-в'язкого переходу експлуатованого металу чутливі до його експлуатаційної деградації. Але оскільки температура крихко-в'язкого переходу може зсуватися у бік додатних температур навіть за незмінного значення *KCV* для кімнатної температури випроб [396, 397], то вважали її чутливішою для оцінювання деградації металу.

Кількісним оцінкам *KCV* відповідають фрактографічні ознаки руйнування. За кімнатної температури випроб на зламах спонтанному руйнуванню вихідного та експлуатованого металу за крихким крізьзеренним механізмом передують підростання тріщини за в'язким ямковим механізмом. У вихідному металі в'язке підростання визначають критичні напруження відриву, а в експлуатованому – зсуву. Це вважали ознакою нижчих енергозатрат для старту тріщини.

Враховавши встановлену за результатами механічних випроб при -60°C незалежність рівня *KCV* від експлуатаційної деградації, припустили, що низькі енергозатрати на зародження тріщини в металі у вихідному стані (крізьзеренні фрагменти, які передують локальному в'язкому підростанню) компенсуються більшими затратами на її поширення. І, як наслідок, проявляється незалежність рівня *KCV* від експлуатаційної деградації.

Слабку чутливість деградації металу до характеру циклічних експлуатаційних напружень розтягу чи стиску можна пояснити тим, що експлуатаційні напруження нижчі за границю витривалості досліджуваної сталі, коли метал реверсивно пластично деформується в мікро- чи навіть нанооб'ємах. Тут не важливий знак змінних напружень, тобто пластичність матеріалу вичерпуватиметься навіть за циклічного стиску. Прикладом може слугувати ріст втомних тріщин від концентраторів напружень за віднульового стиску [398].

Встановлено [399], що в умовах атмосферної корозії можливе наводнювання сталі: водень проникає у сталь внаслідок зміни рН та потенціалу поблизу поверхні металу, що кородує, під час висушування тонкої плівки води на сталевій поверхні. Оскільки механічні напруження посилюють проникнення водню [400], то можна припустити, що погіршення корозійних характеристик

експлуатованої сталі рами стріли буртоукладника є наслідком її корозійно-водневої деградації.

5.2 Зміна механічних властивостей та корозійне розтріскування під напруженням матеріалу металоконструкції стріли буртоукладника

В умовах тривалої експлуатації матеріал різних металоконструкцій, крім напруження, піддається дії корозійного середовища. Вважається, що основною причиною руйнування в умовах контакту металу з корозійним середовищем є локальна корозія металу, що призводить до зменшення його робочого перетину і утворення тріщини [401]. Характер виявлених корозійних уражень свідчить про те, що стрес-корозія є особливо небезпечною, а синергетичний вплив механічного чинника та іонної сили середовища значно прискорює перебіг корозійних процесів та сприяє їх локалізації з утворенням глибоких виразок, каверн, які є концентраторами напружень. І хоча середня швидкість корозії є незначною, локальні ураження доволі небезпечні, і є однією з основних причин руйнування несівних елементів металоконструкцій. Тому важливим є дослідження змін механічних властивостей та корозійного розтріскування під напруженням матеріалу металоконструкцій вантажопідіймальних машин, які тривалий час експлуатувалися в корозійному середовищі.

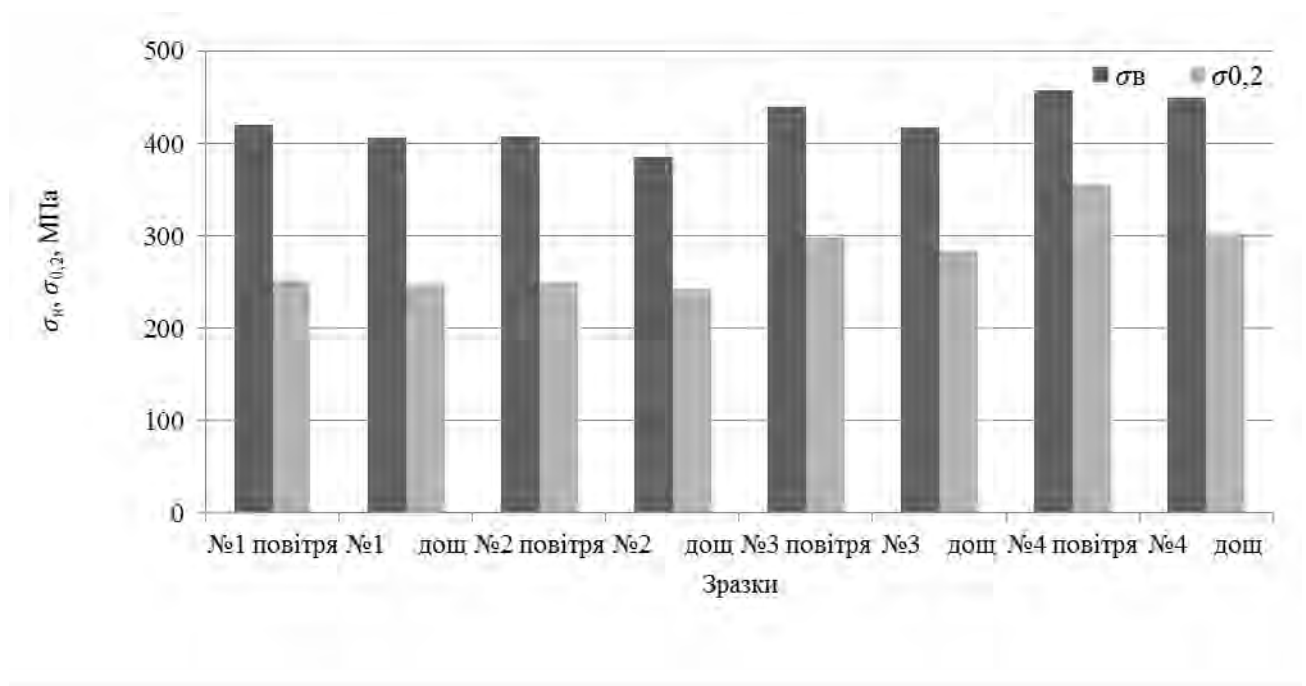
Результати досліджень механічних характеристик, які наведені в табл. 5.3, показали, що зі швидкістю деформації $v_{\text{деф}} = 10^{-5} \text{ с}^{-1}$ в зразку №2 в обох випробувальних середовищах відбувається незначне зниження характеристик міцності та пластичності, яке прослідковується за характеристикою δ , порівняно з вихідним матеріалом елемента конструкції (зразок №1) (рис. 5.11 *а, б*). Характеристика ψ практично не змінилась (в межах похибки). Для зразка №3 характеристики пластичності на повітрі знизилися: δ – на 25%; ψ – на 4,4%; у розчині синтетичного дощу, відповідно, на 35% та на 5% порівняно з вихідним

Таблиця 5.3 – Механічні властивості сталі Ст3

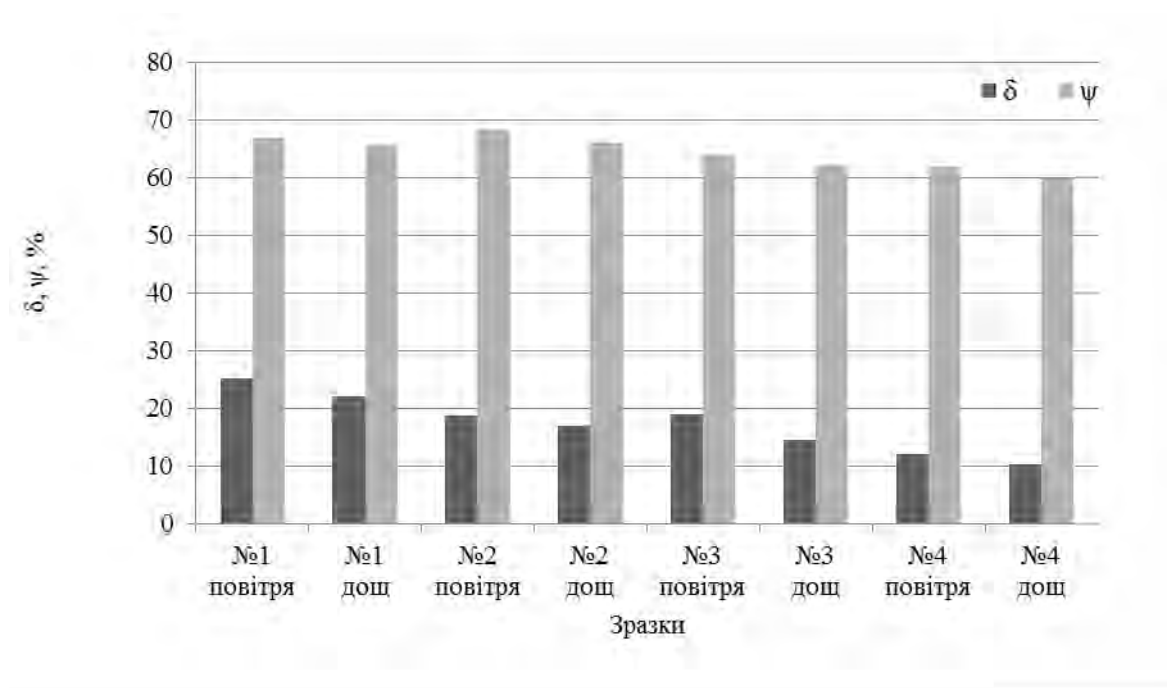
Номер зразка	Середовище	δ	ψ	σ_B	$\sigma_{0,2}$	$v_{\text{деф}}$
		%	%	МПа	МПа	мм/с
1	повітря	25,15	66,94	420	252	10^{-5}
	синт. дощ	22,13	65,55	406	248	10^{-5}
2	повітря	18,79	68,24	408	250	10^{-5}
	синт. дощ	16,92	66,00	386	242	10^{-5}
3	повітря	18,92	64,01	440	298	10^{-5}
	синт. дощ	14,48	62,19	417	284	10^{-5}
4	повітря	12,17	61,97	457	356	10^{-5}
	синт. дощ	10,27	59,88	450	302	10^{-5}
1	повітря	22,16	65,24	420	246	10^{-5}
	синт. дощ	16,58	62,18	394	242	10^{-5}
2	повітря	18,24	63,12	406	240	10
	синт. дощ	15,93	61,56	374	248	10
3	повітря	15,50	59,05	410	292	10
	синт. дощ	12,25	52,00	408	287	10
4	повітря	10,86	62,04	462	336	10^{-5}
	синт. дощ	7,92	52,00	460	320	10^{-5}

матеріалом. Отже, у корозійному середовищі крихкість досліджуваних матеріалів зростає. Зазначимо, що крихким матеріалам властива низька тріщиностійкість. Поява в результаті експлуатації дефектів типу тріщин або інших гострокінцевих концентраторів напружень може спричинити підвищений ризик руйнування [239, 352, 402].

Випробування у розчині синтетичного дощу показали, що навіть за швидкості деформації $v_{\text{деф}} = 10^{-5} \text{ с}^{-1}$ на поверхні зразка утворюються виразки (рис. 5.12, а, б) та точкові дефекти, що можна пояснити електрохімічною неоднорідністю деформованої поверхні, яка спричиняє виникнення локальних пошкоджень за електрохімічним механізмом. В результаті довготривалої дії

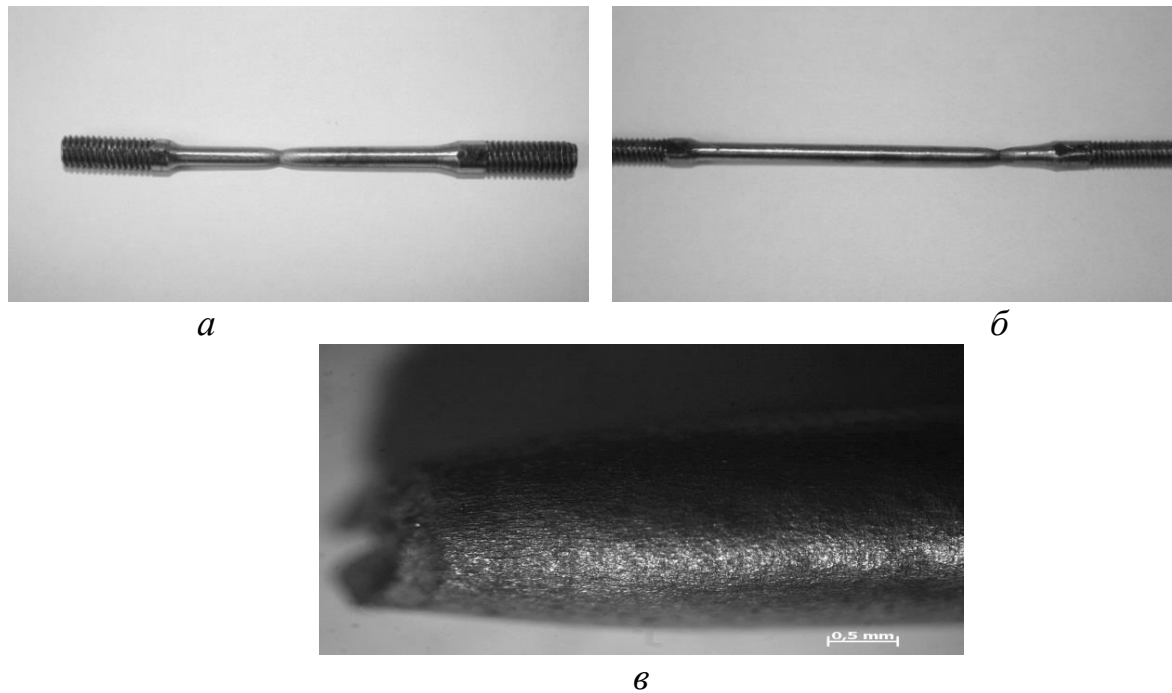


a



б

Рисунок 5.11 (7) – Міцність (а) та пластичність (б) елементів конструкції за деформації 10^{-5} c^{-1} на повітрі та в розчині синтетичного дощу



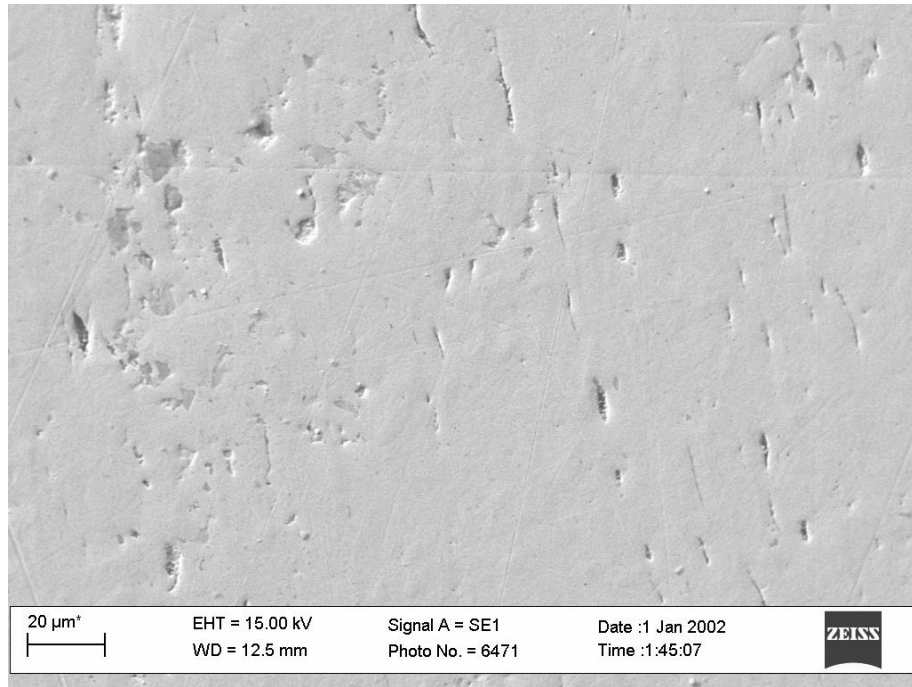
a – зразок №1; *б* – зразок №4, *в* – зразок №4 (збільшено)

Рисунок 5.12 – Зразки після випробувань у середовищі синтетичного дощу корозійного середовища та напружень розміри пошкоджень зростають. Це є негативним чинником, оскільки такі пошкодження можна розглядати як ефективні концентратори механічних напружень, від яких можливе зародження тріщиноподібних дефектів.

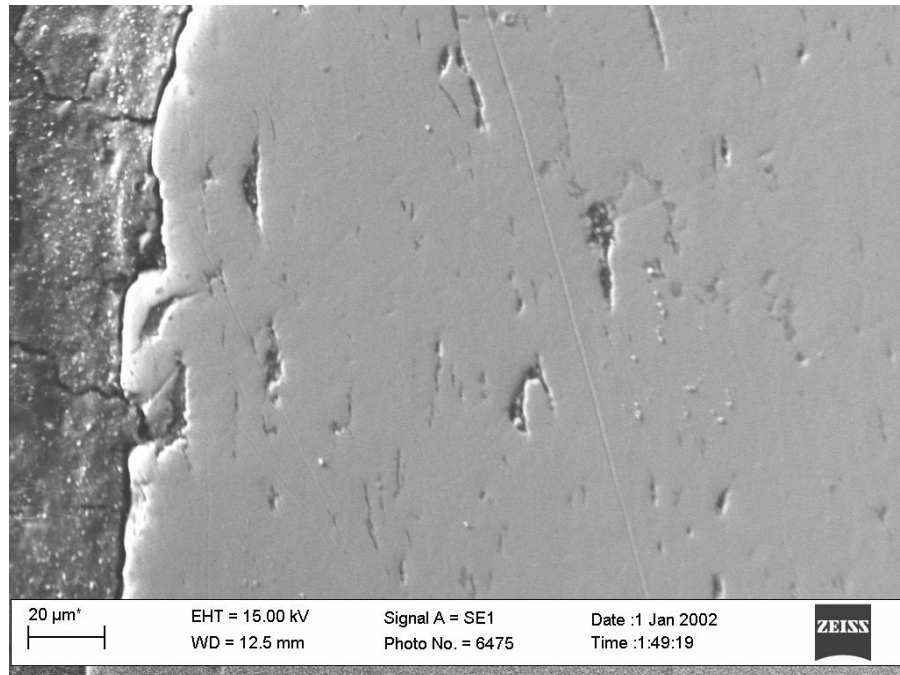
На поверхні зразка №4, випробуваного в розчині синтетичного дощу, спостерігається утворення сітки поверхневих тріщин різного розміру та орієнтації, що також є підтвердженням окрихчення матеріалу (рис. 5.12, в).

За однакових умов випробувань у середовищі синтетичного дощу в матеріалі зразка №4 з найбільш навантаженої частини стріли розміри пошкоджень є більшими, ніж у зразку №1 вихідного матеріалу з найменш навантаженої частини стріли (рис. 5.13).

За випробувань з меншою швидкістю деформації $v_{\text{деф}} = 10^{-6} \text{ с}^{-1}$ спостерігаються такі ж тенденції, як і під час випробувань за деформації $v_{\text{деф}} = 10^{-5} \text{ с}^{-1}$: незначне зниження характеристик міцності та пластичності для зразка №2 та незначне зростання характеристик міцності і зниження характеристик пластичності для зразків №3, №4 порівняно з вихідним матеріалом. Так, для



a



б

a – вихідний матеріал; *б* – зразок №4

Рисунок 5.13 – Пошкодження металу після випробувань у середовищі синтетичного дощу

зразка №4 значення δ та ψ знижуються відповідно на 51% і на 5% у повітрі та на 52,2% і на 6,4% у розчині синтетичного дощу порівняно з вихідним матеріалом.

Оскільки зміни характеристик міцності та пластичності за різних швидкостей деформування $v_{\text{деф}} = 10^{-6} \text{ с}^{-1}$ та $v_{\text{деф}} = 10^{-5} \text{ с}^{-1}$ практично не відрізняються, то ці швидкості дають можливість визначення максимального впливу середовища на міцність і пластичність.

Отже, після довготривалої експлуатації механічні властивості матеріалу складових елементів металоконструкції стріли зазнали змін порівняно з вихідним матеріалом [403]: для зразків №3 та №4 з найбільшим діючим напруженням спостерігається незначне зростання міцнісних характеристик та зниження характеристик пластичності як у повітрі, так і в середовищі синтетичного дощу, що свідчить про окрихчування експлуатованого матеріалу. Найнижчими характеристики пластичності є у зразку №4 найбільш навантаженої частини стріли.

У зразку №2 спостерігається незначне зниження характеристик міцності і пластичності.

За сумісної дії корозійного середовища (синтетичний дощ) та прикладених навантажень зростає пошкодження поверхні матеріалу: з'являються виразки та точкові дефекти, які знижують довговічність елементів конструкції оскільки можуть бути концентраторами локальних механічних напружень.

Негативним явищем з точки зору довговічності та безпечної експлуатації є поява сітки поверхневих тріщин різного розміру та орієнтації на поверхні зразка №4.

Тому при визначенні залишкового ресурсу стрижневих металоконструкцій тривалої експлуатації необхідно враховувати деградацію механічних властивостей матеріалу, а також синергетичний вплив механічних чинників та іонної сили середовища, що значно прискорює корозійні процеси.

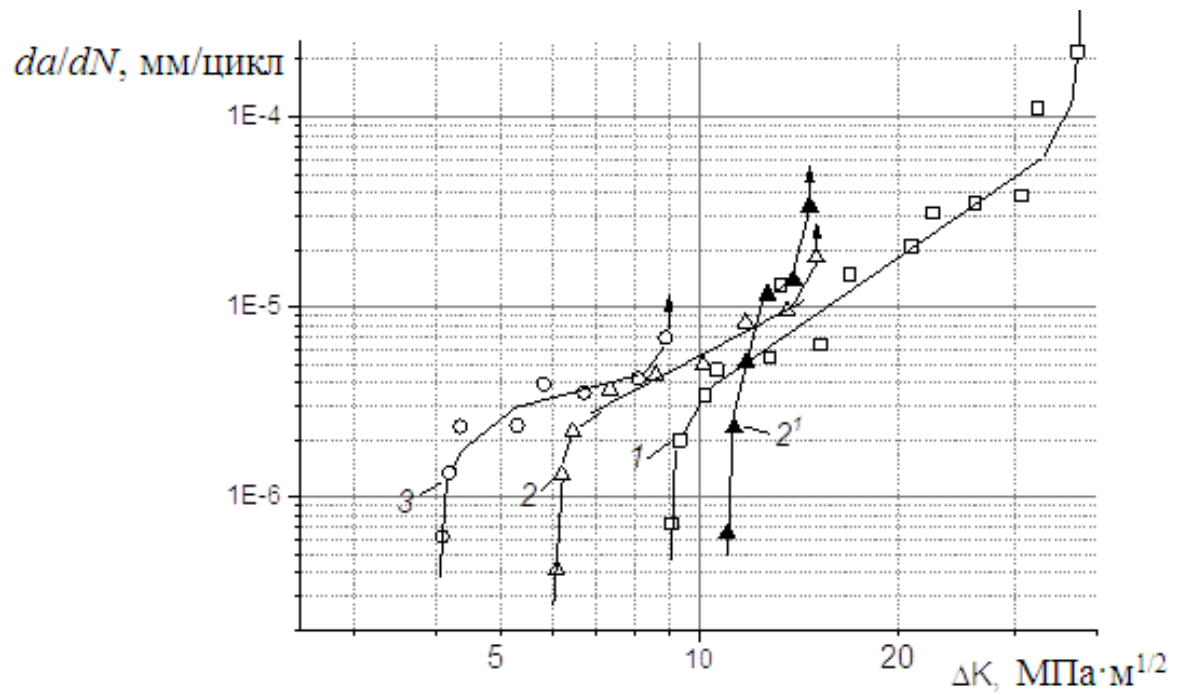
5.3 Корозійно-циклічна тріщиностійкість сталі стріли буртоукладника

Ресурс елементів підйимально-транспортувальних механізмів визначається опірністю матеріалу втомному руйнуванню, тобто зародженню і поширенню втомних тріщин. З іншого боку його тривала, десятками років, експлуатація може спричинити значну деградацію вихідних фізико-механічних властивостей, які визначають роботоздатність конструкцій [240, 404, 405]. У підрозділі 5.1 порівнянням механічних властивостей сталі кутників рамної конструкції тривало експлуатованого буртоукладника з вихідним станом металу показано, що міцність та пластичність істотно не змінилися, однак погіршилася ударна в'язкість металу, тобто його опірність крихкому руйнуванню. Звідси можна очікувати, що експлуатаційна деградація металу повинна негативно відбитися і на опорі втомному руйнуванню. З іншого боку, підйимально-транспортувальні механізми експлуатуються за дії корозійно-агресивних атмосферних опадів, які можуть прискорювати їх втомне руйнування.

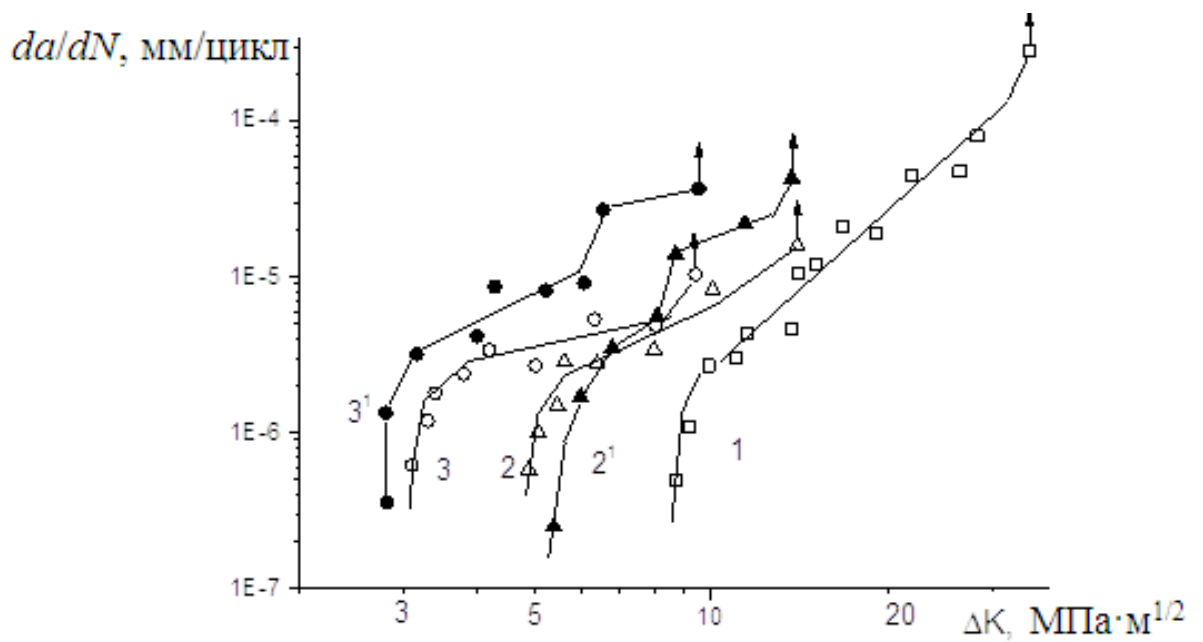
Метою досліджень є визначення впливу модельного корозивного середовища типу кислого дощу на циклічну тріщиностійкість сталі стрілової конструкції при складуванні насипної сільськогосподарської продукції.

Експериментальні дослідження виконувалися за методикою, викладеною в розділі 2.

Висока пластичність досліджуваної сталі, мала товщина t зразків та висока асиметрія R значно обмежили діапазон розмаху КІН ΔK , для якого можливо будувати кінетичні діаграми $\Delta K - da/dN$ (рис. 5.14). Зокрема, пластичний колапс, що змушував припиняти експерименти, наступав за максимального значення КІН $K_{max} \sim 35 \text{ МПа} \cdot \text{м}^{1/2}$. Відповідно з підвищенням R звужувався діапазон актуальних значень ΔK кінетичної діаграми, а за дотримання умов плоскої деформації він був ще меншим. Значення ΔK (табл. 5.4), визначені за відомим емпіричним рівнянням забезпечення умов плоскої деформації $t = 2,5 (K_{max}/\sigma_T)^2$, належать припороговій ділянці кінетичних діаграм, тому тільки порогові КІН ΔK_{th} можна вважати характеристиками сталей.



a



б

Рисунок 5.14 – Кінетичні діаграми втомного руйнування сталі Ст3 у вихідному (*a*) та експлуатованому (*б*) станах для $R = 0,1$ (1), 0,6 (2, 2') і 0,75 (3, 3') за випроб на повітрі (1, 2, 3) і в корозивному середовищі (2', 3')

Таблиця 5.4 – Максимальні значення ΔK і K_{max} дотримання умов плоскої деформації:

Стан	$\sigma_{0,2}$, МПа	ΔK , МПа м ^{1/2} для R			K_{max} , МПа м ^{1/2}
		0,1	0,6	0,75	
Вихідний	305	10,98	4,88	3,05	12,2
Експлуатований	295	10,62	4,72	2,95	11,8

Разом з тим, враховуючи, що товщина зразків для випробувань на циклічну тріщиностійкість відповідала практично товщині кутника, можна допустити, що і в рамній конструкції швидкість росту тріщини для цього рівня ΔK буде приблизно такою ж, як і в лабораторному зразку. Це означає можливість використовувати кінетичні діаграми для інженерних розрахунків довговічності конструкцій на стадії росту втомних тріщин (РВТ).

Відмінності в кінетиці втомного руйнування досліджуваної сталі для різної асиметрії циклу навантаження відповідають загальним закономірностям і пояснюються в першу чергу зменшенням ефекту закриття втомних тріщин з підвищенням значень R . Для $R \geq 0,6$ закриття тріщин не повинно проявлятися навіть для низькоміцних сталей, тому подальше деяке зниження порогу втоми ΔK_{th} при переході асиметрії циклу від 0,6 до 0,75 вже треба пояснювати, принаймні, для вихідного стану металу, ростом розмаху деформацій в околі вершини втомної тріщини.

За $R = 0,1$ експлуатація сталі не вплинула на швидкість росту втомної тріщини на повітрі. Відомо [406], що експлуатованому металу властиве істотне збільшення ефекту закриття тріщини, спричинене зростанням шорсткості поверхні, що нівелює її потенційне прискорення в результаті зниження опірності деградованого металу втомному руйнуванню. Однак за високих R , коли чинник закриття тріщин вже не визначає кінетику руйнування, отримано відмінності в da/dN , здебільш у припороговій ділянці ΔK . Їх відсутність для вищих ΔK узгоджується з усталеними уявленнями про слабку чутливість кінетики втомного росту тріщини на ділянці

Періса до мікроструктурних змін в сталях [407] та зміни їх стану впродовж тривалої експлуатації [408, 409, 410].

Корозивне середовище теж неоднозначно вплинуло на РВТ. Для вихідного стану металу (рис. 5.14, *a*), якому притаманний високий опір крихкому руйнуванню [411], середовище за асиметрії $R = 0,6$ суттєво сповільнює кінетику руйнування, в основному, у припороговій області навантажень, через що поріг корозійної втоми ΔK_{thc} навіть перевищив поріг у повітрі ΔK_{th} за $R = 0,1$. Гальмування корозійного РВТ у пластичних сталях пояснюють проявом різних чинників: ефектом закриття тріщин навіть за високих R , корозійним затупленням гострої втомної тріщини та підвищенням опору мікропластичній деформації наводнюванням металу в околі тріщини [407, 412, 413]. Очевидно, що навіть за такої високої асиметрії навантаження може відбуватися закриття тріщини, спричинене утворенням продуктів корозії в її вістрі [408]. Що стосується можливого наводнювання металу у вершині тріщини, то в експлуатаційних умовах слід брати до уваги і наводнювальну здатність атмосферної корозії сталей [399].

Корозивне середовище, в основному, негативно вплинуло на ріст тріщини в експлуатаційно окрихченій сталі, за винятком припорогової ділянки кінетичної діаграми при $R = 0,6$. Кінетичній діаграмі для $R = 0,75$ властиве типове для високоміцних сталей пришвидшення росту тріщини у всьому діапазоні розмаху КІН ΔK . Таким чином, експлуатаційна деградація металу, незважаючи на збереження низької міцності, формує закономірності корозійно-втомного руйнування, притаманні неексплуатованому металу лише у високоміцному стані. Ознаки стрімкого росту da/dN за $\Delta K \sim 6$ і 8 МПа для $R = 0,75$ і $0,6$ відповідно, трактують як прояв схильності високоміцних сталей до корозійного розтріскування. Практично за таким значенням ΔK , що відповідає $K_{max} \sim 22$ МПа, можна приблизно визначити пороговий КІН корозійного розтріскування K_{Isc} , нижче якого не слід очікувати корозійно-статичного росту тріщини.

Фрактографічний аналіз експлуатованого металу засвідчив, що за випроб у повітрі припороговій ділянці КДВР властивий типовий для втоми крізьзеренний мікрорельєф. До швидкості $7 \cdot 10^{-9}$ м/цикл на зламі практично домінували фестони

з паралельними рядами втомних борозенки, орієнтованих перпендикулярно до магістрального напрямку поширення тріщини (рис. 5.15, *a*).

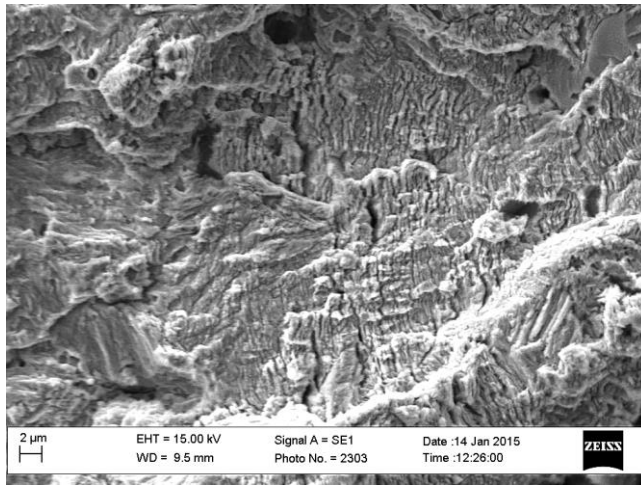
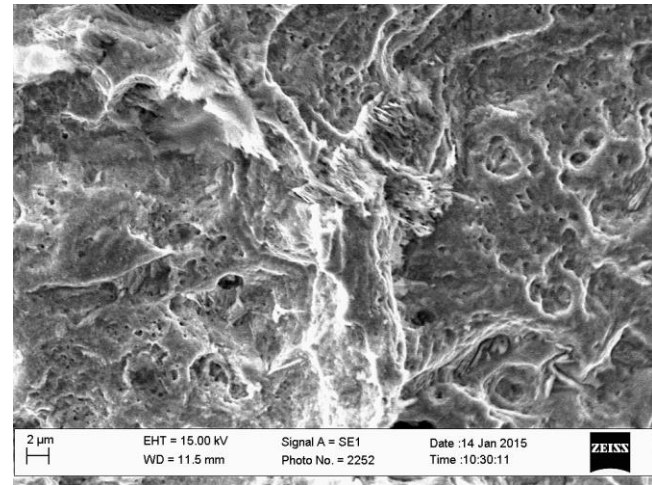
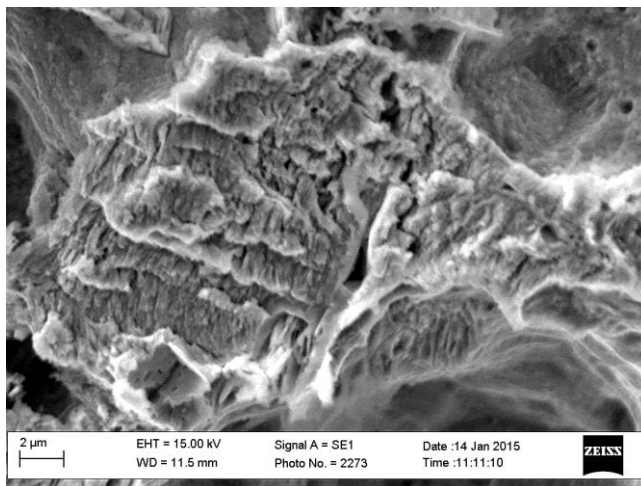
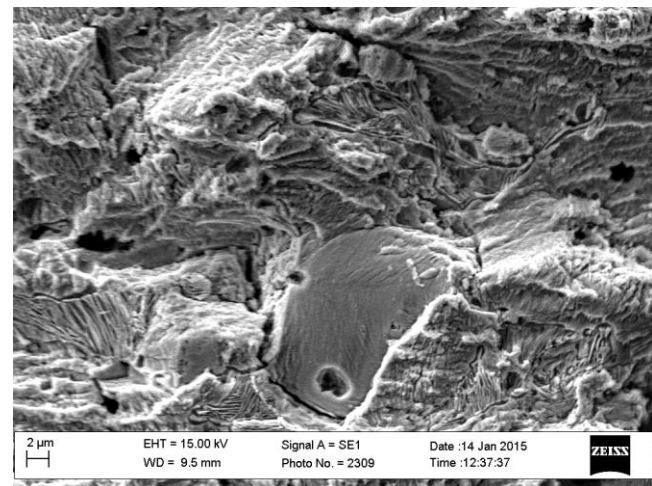
*a**б**в**г*

Рисунок 5.15 – Фрактографічні особливості експлуатованої сталі за випроб на повітрі (*a*) та в корозивному середовищі (*б-г*) на ділянці припорогової швидкості росту втомної тріщини (*a, б*) та за швидкості 10^{-7} м/цикл (*в, г*) при $R = 0,6$. Магістральний напрямок росту тріщини орієнтований справа наліво.

За подальшого зниження швидкості РВТ на зламі з'являються ділянки зі псевдоборозенками, напрямок яких змінюється від зерна до зерна (рис. 5.15 *a*, зліва), що свідчить про різну кристалографічну орієнтацію в зернах. Це і відрізняє їх від класичних борозенок, розташованих перпендикулярно

розвитку тріщини. У нашому випадку ділянки з такими специфічними борозенками перемежуються ділянками з класичними втомними борозенками. Подібну тенденцію зниження швидкості втомного руйнування, за якої виникають втомні борозенки, до її припорогового значення виявлено раніше на теплостійкій сталі 12Х1МФ після її тривалої високотемпературної експлуатації на парогонках ТЕС [414]. Наші ж дослідження підтвердили, що навіть за кліматичних температурних умов експлуатації низько вуглецевої сталі Ст3 фрактографічною ознакою її деградації теж стають втомні борозенки, які фіксували за припорогової швидкості РВТ.

Для фрактографічного аналізу корозійно-втомного росту тріщини використовували зразки, які попередньо випробували за такою специфічною процедурою. Спочатку зароджували втомну тріщину у повітрі і, покроково знижуючи розмах навантаження, опускалися до швидкості РВТ $5 \cdot 10^{-9}$ м/цикл. Після цього випробувальну камеру заповнювали корозійним середовищем і продовжували експерименти за незмінного режиму навантаження. Проте, неочікувано ріст тріщини призупинявся, а для його відновлення рівень навантаження поступово збільшували, досягаючи вищого порогового рівня (його підтвердили і за умов зниження розмаху КІН). Між припороговою ділянкою росту тріщини у повітрі і її стартом в середовищі спостерігали чіткий перехід у вигляді майже паралельних гребенів, перпендикулярних напрямку поширення руйнування. Їх трактували як сліди корозійного затуплення вершини тріщини, з яким і можна пов'язати підвищення порогового рівня навантаження у середовищі (рис. 5.15, б). Про корозійний механізм затуплення вершини тріщини свідчила також значна кількість фігур травлення на припороговій ділянці навантаження, які відсутні під час росту тріщини у повітрі з подальшою дією середовища на поверхню зламу. Зауважили коливання ширини зони затуплення і криволінійність її фронту товщиною зразка. Це може свідчити про те, що не в усіх точках вздовж фронту тріщини існують однаково сприятливі умови для реалізації корозійного розчинення металу.

Фігури травлення супроводжують ріст тріщини за випроб в середовищі аж до руйнування зразка. Але їх кількість (i , відповідно, площа зламу, на якій вони домінують) та глибина поступово зменшуються зі зростанням розмаху КІН та швидкості росту тріщини. На зламі починають з'являтися типові елементи з утомними борозенками, які поступово стають переважаючими на рельєфі (рис. 5.15, в), та елементи крізьзеренного руйнування з вторинним розтріскуванням уздовж меж зерен та міжфазних меж ферит-цементит у зернах перліту (рис. 5.15, з). Зазначимо, що типовим проявом впливу середовища є ослаблення меж зерен та міжфазних меж [415], що пришвидшує ріст тріщин, а в нашому випадку спричинило зсув кінетичної діаграми в область підвищених швидкостей руйнування (див. рис. 5.14, б).

5.4 Прогнозування розвитку тріщиноподібних дефектів у профільних елементах стріли буртоукладника

Проблема забезпечення надійності та безпеки функціонування інженерних конструкцій тривалої експлуатації є надзвичайно актуальною як для України, так і для багатьох країн Європи та світу [233]. Плановий ресурс експлуатації обладнання вичерпується і в останні роки виявляється все більша кількість пошкоджень різноманітного характеру [235]. Як відомо, проектування елементів конструкцій для їх роботи в заданих умовах експлуатаційних навантажень проводиться на основі підходів механіки суцільного середовища. Однак, кожен конструктивний елемент завжди містить певні дефекти, що утворюються як на стадії його виготовлення, так і на стадії подальшої експлуатації [233]. У зв'язку з цим, для забезпечення надійної та безаварійної роботи обладнання необхідні кількісні підходи до оцінювання ступеня небезпеки виявлених тріщиноподібних дефектів. Постає потреба в методах експрес-аналізу, за допомогою яких, ґрунтуючись на результатах неруйнівного контролю чи відомостях про стан досліджуваної поверхні матеріалу можна було б дати оцінку тому чи іншому дефекту та визначити залишковий ресурс конструктивного елемента чи конструкції в цілому [416, 417].

Зі збільшення потужності виробництва на елементи конструкцій зростає вплив різноманітних факторів, що призводять до небажаних наслідків (поломки, аварії тощо). Технічна діагностика [233, 235] технологічного обладнання засвідчує, що в елементах конструкцій зростає число так званих нетрадиційних пошкоджень, які неможливо спрогнозувати за допомогою нормативних положень і виникають внаслідок тривалої роботи устаткування, або різноманітних відхилень параметрів експлуатаційних режимів від їхніх розрахункових значень. Такі пошкодження, здебільшого, мають корозійно-механічну природу і утворюються, в першу чергу, в місцях підвищеної концентрації напружень, що спричинена конструктивними особливостями або технологією виготовлення деталей [316].

Незважаючи на різноманітну фізичну природу походження множини дефектів, зауважимо, що для більшості з них характерною є локалізація фізико-механічних і фізико-хімічних процесів руйнування матеріалів. Тому корозійно-механічну пошкоджуваність і руйнування матеріалу можна оцінювати на основі руйнування матеріалів і конструкцій, що вивчає закономірності зародження і розвитку неоднорідностей, і дефектів структури матеріалу типу тріщин під циклічними навантаженнями [233], із застосуванням неруйнівних методів моніторингу об'єктів, за допомогою яких можна змодельовати форму та визначити геометричні характеристики існуючих дефектів.

У роботах [316, 418] проведено аналіз корозійно-циклічної тріщиностійкості профільної сталі Ст. 3 кутника $45 \times 45 \times 5$ мм рами експлуатованого буртоукладника типу БУМ-65М2Б3-К. Однак, одержані результати не дають можливості оцінювання довговічності цього елемента конструкції. Для його здійснення у цьому підрозділі наведені аналітичні вирази коефіцієнтів інтенсивності напруження (КІН) K_I та швидкостей їх зміни dK_I/da біля вершин тріщин характерним розміром a у прямокутному паралелепіпеді, яким моделювали досліджуваний фрагмент елемента конструкції [315]. Розглянуто шість випадків потенційно можливих тріщиноподібних дефектів, для яких побудована аналітична база, що дає змогу оцінювання довговічності

стрижнів за показником «опірності елемента конструкції росту тріщини» [317], який є характеристикою швидкості зміни КІН біля вершини тріщини.

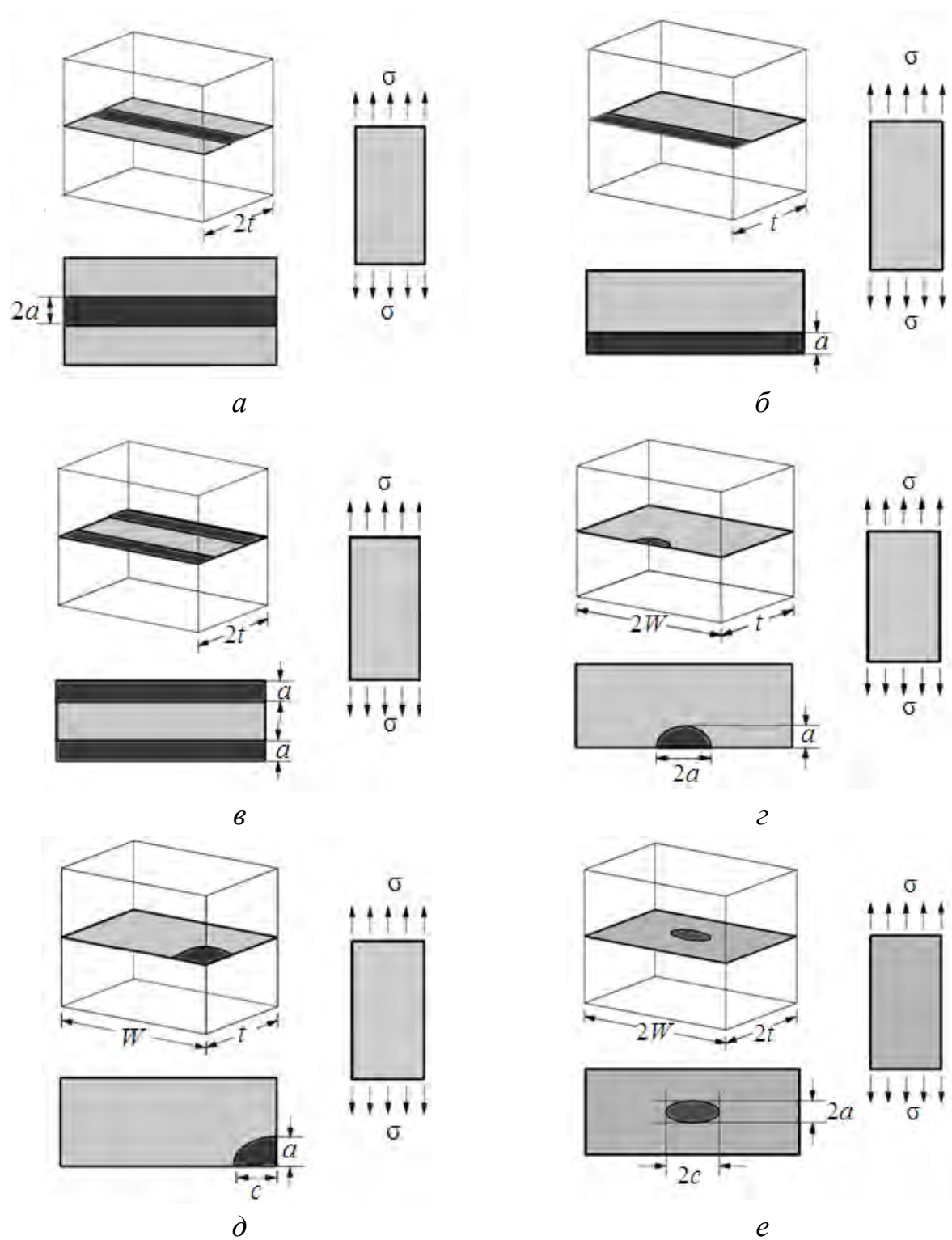
Для реалізації такого підходу розглянуто розтяг прямокутного паралелепіпеда з такими тріщиноподібними дефектами: центральна поздовжня тріщина; зовнішня крайова тріщина; дві зовнішні крайові тріщини; півеліптична крайова тріщина; чвертьеліптична кутова тріщина; внутрішня еліптична центральна тріщина, моделі яких подані на рис. 5.16. На рисунку прийняті такі позначення: σ – нормальне напруження у напрямі, перпендикулярному до площини тріщини; t – розмір прямокутного паралелепіпеда в напрямі поширення тріщини (стала величина); у випадку центральної поздовжньої або крайової тріщини a – це довжина тріщини; якщо ж тріщина має форму еліпса або його частини, то a і c – розміри півосей еліпса.

На основі експериментальних досліджень, поданих у [316, 418], визначені критеріальні значення глибини тріщини: 1) пороговий розмір тріщини a_{th} , до досягнення якого ($a < a_{th}$) не спостерігається подальшого росту тріщини; 2) критичний розмір тріщини a_{fc} , по досягненні якого ($a \geq a_{fc}$) стає можливим спонтанне зростання тріщини, що призводить до крихкого руйнування елемента конструкції. Такі модельні випадки вибрані також для аналізу тріщиноподібних дефектів на внутрішній поверхні трубопровідних систем.

Для кожного модельного випадку визначали КІН за такими аналітичними співвідношеннями.

Схема № 1. Для визначення КІН K_I у випадку, описаному на рис. 5.16, a , використали співвідношення [419]:

$$K_I = \frac{1 - 0,025 \left(\frac{a}{t}\right)^2 + 0,06 \left(\frac{a}{t}\right)^4}{\sqrt{\cos\left(\frac{\pi a}{2t}\right)}} \sigma \sqrt{\pi a}. \quad (5.1)$$



a – навантажений прямокутний паралелепіпед з центральною поздовжньою тріщиною; *б* – крайова тріщина; *в* – дві зовнішні крайові тріщини; *г* – півеліптична крайова тріщина; *д* – чвертьеліптична кутова тріщина; *е* – внутрішня еліптична центральна тріщина.

Рисунок 5.16 – Розтяг прямокутного паралелепіпед з різними тріщиноподібними дефектами

Схема № 2. Співвідношення для визначення КІН у випадку, наведеному на рис. 5.19, б, виглядають так [420]:

$$K_I = Y\sigma\sqrt{a}, \quad (5.2)$$

$$\text{де } Y = 1,99 - 0,41\left(\frac{a}{t}\right) + 18,7\left(\frac{a}{t}\right)^2 - 38,48\left(\frac{a}{t}\right)^3 + 53,85\left(\frac{a}{t}\right)^4 \text{ - для } \frac{a}{t} \leq 0,6$$

$$\text{та } Y = \left[\frac{1}{2}\left(\frac{a}{t}\right)^{-\frac{1}{2}} \left(1 - \frac{a}{t}\right)^{-\frac{3}{2}} \left(1 + 3\left(\frac{a}{t}\right)\right) \right] \text{ - для } \frac{a}{t} > 0,6.$$

Схема № 3. Співвідношення (5.2) використали під час розрахунку КІН для описаного на рис. 5.16, в, однак тут [419]:

$$Y = \frac{1,122 - 0,561\left(\frac{a}{t}\right) - 0,015\left(\frac{a}{t}\right)^2 + 0,091\left(\frac{a}{t}\right)^3}{\sqrt{1 - \frac{a}{t}}}.$$

Схема № 4. Розрахункові формули для КІН (рис. 5.16, з) мають вигляд [421]:

$$K_0 = \sigma F \sqrt{\pi a}, \quad (5.3)$$

$$\text{де } K_0 \text{ - аргумент від } K_{1a}; \quad F = \frac{M_1 + M_2\left(\frac{a}{t}\right)^2 + M_3\left(\frac{a}{t}\right)^4}{\sqrt{Q}} F_w;$$

$$F_w = \sqrt{\frac{1}{\cos\left(\frac{\pi c}{2W} \sqrt{\frac{a}{t}}\right)}};$$

$$Q = 1 + 1,464 \left(\frac{a}{c} \right)^{1,65}; \quad M_1 = 1,13 - 0,09 \left(\frac{a}{c} \right); \quad M_2 = -0,54 + \frac{0,89}{0,2 + \frac{a}{c}};$$

$$M_3 = 0,5 - \frac{1}{0,65 + \frac{a}{c}} + 14 \left(1 - \frac{a}{c} \right)^{24}; \quad K_{Ia} = K_0.$$

Схема № 5. Розрахункові формули для КІН (рис. 5.16, д) мають такий вигляд [421]:

$$K_{Ia} = K_\varphi (\varphi = \pi / 2), \quad (5.4)$$

$$\text{де } K_\varphi = \sigma F \sqrt{\frac{\pi a}{Q}}; \quad F = \left[M_1 + M_2 \left(\frac{a}{t} \right)^2 + M_3 \left(\frac{a}{t} \right)^4 \right] g_1 g_2 f_\varphi;$$

$$f_\varphi = \left[\left(\frac{a}{c} \right)^2 \cos^2 \varphi + \sin^2 \varphi \right]^{\frac{1}{4}}; \quad M_1 = 1,08 - 0,03 \frac{a}{c}; \quad M_2 = -0,44 + \frac{1,06}{0,3 + a/c};$$

$$M_3 = -0,5 + 0,25 \frac{a}{c} + 14,8 \left(1 - \frac{a}{c} \right)^{15}; \quad Q = 1 + 1,464 \left(\frac{a}{c} \right)^{1,65};$$

$$g_1 = 1 + \left[0,08 + 0,4 \left(\frac{a}{t} \right)^2 \right] (1 - \sin \varphi)^3; \quad g_2 = 1 + \left[0,08 + 0,15 \left(\frac{a}{t} \right)^2 \right] (1 - \cos \varphi)^3.$$

Схема № 6. КІН для схеми, що подана на рис. 5.16, е обчислювали за формулами [421]:

$$K_{Ia} = FF_w \sigma \sqrt{\pi a}, \quad (5.5)$$

де

$$F = \frac{M_1 + M_2 \left(\frac{a}{t}\right)^2 + M_3 \left(\frac{a}{t}\right)^4}{\sqrt{Q}}; \quad F_w = \sqrt{\frac{1}{\cos\left(\frac{\pi c}{2W} \sqrt{\frac{a}{t}}\right)}};$$

$$Q = 1 + 1,464 \left(\frac{a}{c}\right)^{1,65}; \quad M_1 = 1; \quad M_2 = \frac{0,05}{0,11 + \left(\frac{a}{c}\right)^2}; \quad M_3 = \frac{0,29}{0,23 + \left(\frac{a}{c}\right)^2}.$$

У випадках, наведених на рис. 5.16, *z-e*, розглядали тріщиноподібні дефекти з різним співвідношенням осей еліпса.

Для розглянутих тріщиноподібних дефектів на основі аналітичних співвідношень (5.1)–(5.5) побудовано безрозмірні залежності виду

$$(\sqrt{t}/\sigma) \cdot (dK_I/da) = F(a/t). \quad (5.6)$$

Змінний параметр (a/t) характеризує відносний (ефективний) розмір дефекту. Характерною особливістю залежностей (5.6) є те, що вони ілюструють різке зростання швидкості зміни коефіцієнта інтенсивності напружень K_I , починаючи з певного значення параметра (a/t) . Це значення позначаємо як $(a/t)^*$ і розглядаємо як характеристичне для оцінювання міцності та надійності елементів конструкцій з тріщиноподібними дефектами.

Для визначення характеристичних значень довжин тріщин у досліджуваних елементах конструкцій, в першу чергу, використовували експериментальну базу, наведену у [316, 418], та аналітичне співвідношення Періса [422], що має вигляд степеневі залежності

$$da/dN = C \cdot (\Delta K)^n, \quad (5.7)$$

де C і n – константи, які характеризують систему «матеріал – середовище». Ці константи, а також граничні значення КІН подані у табл. 5.5 для різних систем «матеріал – середовище» (коефіцієнт асиметрії циклу позначено як R).

Таблиця 5.5 – Константи системи «матеріал – середовище» та критеріальні значення КІН

Система «матеріал – середовище»	Константи системи «матеріал – середовище»		ΔK_{th}	ΔK_{fc}
	C	n		
Експлуатований				
Повітря $R = 0.1$	2,50E-13	3,87	4,703	28,026
Повітря $R = 0.6$	1,28E-11	2,76	2,106	25,729
Корозійне середовище $R = 0.6$	1,42E-10	1,88	0,830	32,714
Повітря $R = 0.75$	1,99E-13	4,85	3,605	14,979
Корозійне середовище $R = 0.75$	4,71E-11	3,14	1,271	11,470

Наведені значення ΔK_{th} та ΔK_{fc} покладені в основу визначення характеристичних значень a_{th} та a_{fc} відповідно. Поряд з цими значеннями, одержаними шляхом опрацювання експериментальних даних, розраховували a^* за методикою [233], що відповідає характеристичній величині $(a/t)^*$, знайдений із застосуванням співвідношення (5.6). Під час дослідження процесів росту тріщиноподібних дефектів у несівних елементах стріли буртоукладника брали до уваги те, що поширення тріщин в напрямках, перпендикулярних до серединних поверхонь стінок кутника, найбільше впливає на міцність конструкції. Тому всі наступні розрахунки наведені саме для цього випадку.

Для кожного випадку були знайдені характеристичні значення $(a/t)^*$, за якими визначали розрахункову глибину тріщини a^* , яку з великою ймовірністю можна вважати такою, що передує руйнуванню конструкції, а тому, поряд зі значенням a_{fc} , може бути використана як критеріальна глибина тріщини під час планованого чи позачергового моніторингу експлуатованої конструкції.

На рис. 5.17 наведені схеми визначення a^* для всіх розглядуваних модельних випадків. Тут за запропонованим у [423] алгоритмом проводиться дві дотичних на графіку функції від похідної КІН; на кожному із графіків існує деяке значення розміру дефекту $(a/t)^*$, починаючи з якого різко зростає швидкість зміни КІН. Значення параметру $(a/t)^*$, визначали за такою числовою процедурою. З кроком $a/t=0,01$ підраховували поточні значення $dK_I/da=F(a/t)$.

При цьому встановлювали три характерні точки, з аргументами $(a/t)_1$, $(a/t)_2$, $(a/t)_3$. Після цього у точках з аргументами $0,5[(a/t)_1+(a/t)_2]$ та $0,5[(a/t)_2+(a/t)_3]$ проводили дотичні до графічної залежності. За координатами точок перетину цих дотичних відшукуємо характеристичне значення співвідношення $(a/t)^*$ (рис. 5.17).

Можемо стверджувати, що для схеми I небезпечним є характеристичне значення $(a/t)^* 0,35760$; для схеми II – $0,38497$; для схеми III – $0,48637$. Стосовно схем IV-VI, то, керуючись результатами, наведеними у праці [315], можемо стверджувати, що найбільш несприятливими для експлуатації є такі форми тріщиноподібних дефектів: для схеми IV – $a/c = 0,15$; для схем V і VI – $a/c = 0,10$. Для одержаних значень безрозмірних параметрів $(a/t)^*$ та a/c необхідно проводити моніторинг технічного стану профільних конструкцій.

Наступним кроком діагностики технічного стану профільної конструкції буде одержання значень критичної глибини тріщини для досліджуваних випадків та порівняння їх зі знайденими характеристичними значеннями. Менше з цих двох значень для інженерних розрахунків можна вважати таким, що передуює потенційній небезпеці експлуатації конструкції, а отже є свідченням необхідності посиленого контролю за даним об'єктом.

У табл. 5.8 наведені розрахункові значення a_{fc} , одержані за допомогою співвідношень (5.1), (5.3), (5.5), (5.7), (5.9) та степеневих залежностей (табл. 5.6) для кожної розглядуваної системи «матеріал – середовище».

З результатів, наведених у табл. 5.7, видно, що корозивне середовище суттєво впливає на розміри критичної глибини тріщини, однак посилений контроль за об'єктом досліджень необхідно вже розпочинати за досягнення a^* у всіх випадках, окрім IV, причому це особливо стосується системи, «метал – коро-

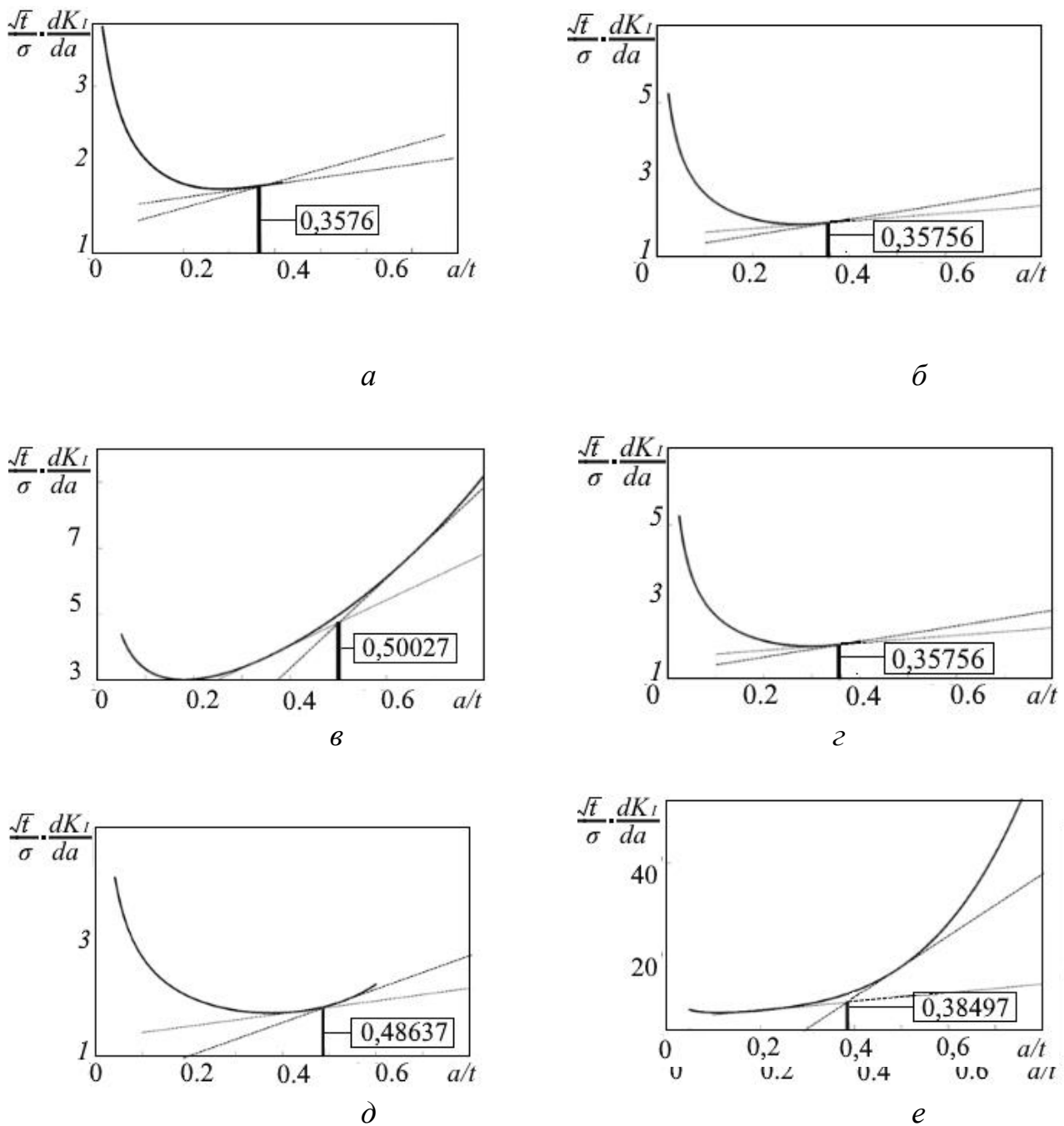


Рисунок 5.17 – Визначення характеристичних значень $(a/t)^*$ для випадків поширення тріщиноподібних дефектів за розтягу плити: *a* – з центральною поздовжньою тріщиною ; *б* – із зовнішньою крайовою тріщиною; *в* – з двома зовнішніми крайовими тріщинами; *г* – з півеліптичною крайовою тріщиною; *д* – з чвертьеліптичною кутовою тріщиною; *е* – з внутрішньою еліптичною центральною тріщиною

зійне середовище». Як бачимо з одержаних результатів, лише в IV випадку доцільно обійтися класичним підходом для моніторингу стану конструктивного елемента.

Слід зауважити, що кожен окремий випадок поширення тріщини вимагає відслідковування цього процесу за глибиною тріщини, адже порівнявши деяке значення параметра a^* з відповідним значенням цього параметра для найбільш небезпечної системи "експлуатований матеріал – корозійне середовище", можна зробити висновок, що строго визначеної залежності рівня небезпеки експлуатації конструкції від вказаного параметра немає (рис. 5.18), а отже для обґрунтування

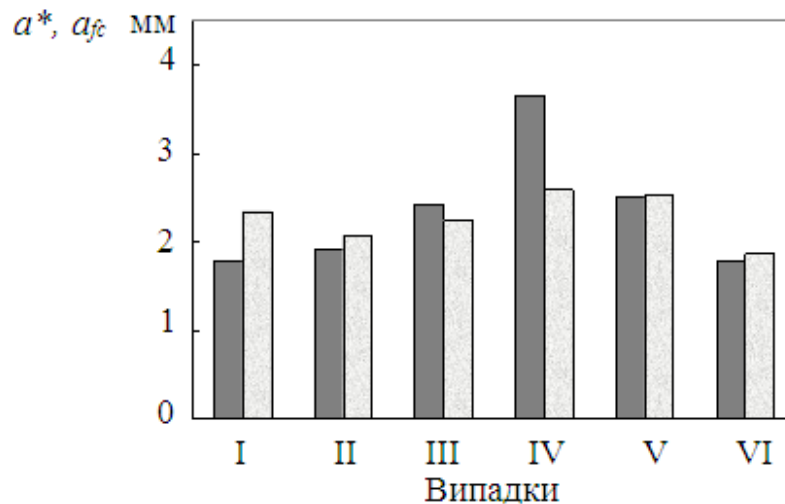


Рисунок 5.18. Порівняння характеристичних значень a^* (на сірому фоні) та критеріальних значень a_{fc} для системи «експлуатований матеріал – корозійне середовище»

Таблиця 5.6 – Степеневі залежності швидкості поширення тріщин для систем, матеріал – середовище” та критеріальні значення КІН

Система матеріал – середовище	Залежність Періса для відповідної системи	Значення $\Delta K_{fc}, \text{МПа}\sqrt{\text{м}}$
Новий - Повітря	$da/dN = 3,96 \cdot 10^{-11} (\Delta K)^{2,06}$	44,834
Експлуатований - Повітря	$da/dN = 7,3 \cdot 10^{-11} (\Delta K)^{1,92}$	43,022
Новий - Корозія	$da/dN = 1,7 \cdot 10^{-21} (\Delta K)^{9,43}$	28,853
Експлуатований - Корозія	$da/dN = 2,06 \cdot 10^{-10} (\Delta K)^{2,21}$	22,089

Таблиця 5.7 – Характеристичні та критеріальні значення глибин тріщини в розглянутих системах "матеріал – середовище" для кутника 45×45×5 мм рами буртоукладника з дефектами різної форми

Система матеріал – середовище	a^* , мм	a_{fc} , мм
Випадок I		
Новий - Повітря	1,79	2,455
Експлуатований - Повітря		2,455
Новий - Корозія		2,4
Експлуатований - Корозія		2,34
Випадок II		
Новий - Повітря	1,92	2,9
Експлуатований - Повітря		2,85
Новий - Корозія		2,4
Експлуатований - Корозія		2,07
Випадок III		
Новий - Повітря	2,43	2,435
Експлуатований - Повітря		2,43
Новий - Корозія		2,35
Експлуатований - Корозія		2,24
Випадок IV		
Новий - Повітря	3,66	3,35
Експлуатований - Повітря		3,32
Новий - Корозія		2,93
Експлуатований - Корозія		2,59
Випадок V		
Новий - Повітря	2,50	3,62
Експлуатований - Повітря		3,56
Новий - Корозія		2,94
Експлуатований - Корозія		2,52
Випадок VI		
Новий - Повітря	1,79	2,15
Експлуатований - Повітря		2,135
Новий - Корозія		1,995
Експлуатований - Корозія		1,865

інженерних рекомендацій необхідно піддавати моніторингу кожен систему та кожен дефект лише за притаманною для них схемою.

Оцінку довговічності елемента конструкції з потенційно можливими тріщиноподібними дефектами виконано на основі співвідношення [235], яке передбачає досягнення умови спонтанного руйнування елемента конструкції, тобто

$$N_{fc} = \int_{a_{th}}^{a_{fc}} \frac{da}{F(\Delta K_I)}, \quad (5.8)$$

де N_{fc} – число циклів навантаження до руйнування елемента конструкції; $F(\Delta K_I)$ – відома функція КІН ΔK_I .

Окрім цього, для досліджуваних випадків розраховано число циклів навантаження N^* , за якого тріщиноподібний дефект досягає характеристичного розміру a^* , починаючи з якого різко зростає швидкість зміни КІН K_I . Величину N^* розраховували за аналогічною до (5.8) формулою:

$$N^* = \int_{a_{th}}^{a^*} \frac{da}{F \Delta K_I}. \quad (5.9)$$

Відмітимо, що значення a^* залежить від геометрії конструктивного елемента, способу його навантаження, а також від форми та розташування тріщиноподібного дефекту, а a_{fc} – від тих самих чинників, а також від властивостей матеріалу та умов його випробування. Тому під час розгляду конкретних елементів конструкцій, виготовлених із заданого матеріалу, які знаходяться у визначених експлуатаційних умовах (тобто, для конкретної системи «матеріал – середовище»), значення параметра a^* може формально бути меншим або більшим від критичного розміру дефекту a_{fc} .

Результати розрахунків довговічності експлуатованого металу кутника 45×45×5 мм рами буртоукладника наведені у табл. 5.8.

Таблиця 5.8 – Результати розрахунків довговічності кутника 45×45×5 мм рами буртоукладника

Модель № 1					
Система „матеріал – середовище“	a_{th} , мм	a^* , мм	a_{fc} , мм	N^* , цикли навантаження	N_{fc} , цикли навантаження
Повітря, $R = 0,1$	1,88	1,78798	4,79	3,21963E+9	3,38333E+9
Повітря, $R = 0,6$	0,44		4,76	2,82305E+9	2,86926E+9
Корозійне середовище, $R = 0,6$	0,07		4,84	1,43501E+9	1,47147E+9
Повітря, $R = 0,75$	1,22		4,36	2,57181E+9	2,59100E+9
Корозійне середовище, $R = 0,75$	0,16		4,01	1,13219E+9	1,13549E+9
Модель № 2					
Система „матеріал – середовище“	a_{th} , мм	a^* , мм	a_{fc} , мм	N^* , цикли навантаження	N_{fc} , цикли навантаження
Повітря, $R = 0,1$	0,34	1,92487	2,36	2,13364E+9	2,14310E+9
Повітря, $R = 0,6$	0,07		2,26	1,19300E+9	1,19798E+9
Корозійне середовище, $R = 0,6$	0,01		2,54	6,12409E+8	6,22859E+8
Повітря, $R = 0,75$	0,20		1,56	1,24230E+9	1,24026E+9
Корозійне середовище, $R = 0,75$	0,02		1,21	4,70958E+8	4,67498E+8
Модель № 3					
Система „матеріал – середовище“	a_{th} , мм	a^* , мм	a_{fc} , мм	N^* , цикли навантаження	N_{fc} , цикли навантаження
Повітря $R = 0,1$	0,355	2,43187	2,34	2,78527E+9	2,78529E+9
Повітря $R = 0,6$	0,07		2,31	1,32656E+9	1,32661E+9
Корозійне середовище, $R = 0,6$	0,01		2,38	6,75687E+8	6,75888E+8
Повітря $R = 0,75$	0,205		1,945	1,40588E+9	1,40581E+9
Корозійне середовище, $R = 0,75$	0,025		1,59	4,25079E+8	4,24997E+8

Продовження табл. 5.8

Модель № 4 ($a/c = 0,15$)					
Система „матеріал – середовище“	a_{th} , мм	a^* , мм	a_{fc} , мм	N^* , цикли навантаження	N_{fc} , цикли навантаження
Повітря $R = 0,1$	0,37	1,67381	2,90	2,69699E+9	2,72121E+9
Повітря $R = 0,6$	0,07		2,79	1,39655E+9	1,40455E+9
Корозійне середовище, $R = 0,6$	0,01		3,07	6,80365E+8	6,87156E+8
Повітря $R = 0,75$	0,22		1,99	1,41521E+9	1,41772E+9
Корозійне середовище, $R = 0,75$	0,02		1,54	5,38525E+8	5,37327E+8
Модель № 5 ($a/c = 0,1$)					
Система „матеріал – середовище“	a_{th} , мм	a^* , мм	a_{fc} , мм	N^* , цикли навантаження	N_{fc} , цикли навантаження
Повітря $R = 0,1$	0,33	2,18112	2,90	2,55968E+9	2,58262E+9
Повітря $R = 0,6$	0,06		2,76	1,32074E+9	1,33582E+9
Корозійне середовище, $R = 0,6$	0,01		3,14	6,31235E+8	6,56420E+8
Повітря $R = 0,75$	0,20		1,87	1,25190E+9	1,25295E+9
Корозійне середовище, $R = 0,75$	0,02		1,42	4,53023E+8	4,53771E+8
Модель № 5 ($a/c = 0,4$)					
Система „матеріал – середовище“	a_{th} , мм	a^* , мм	a_{fc} , мм	N^* , цикли навантаження	N_{fc} , цикли навантаження
Повітря $R = 0,1$	0,44	1,89196	4,79	3,16376E+9	3,40914E+9
Повітря $R = 0,6$	0,08		4,44	1,65990E+9	1,75638E+9
Корозійне середовище, $R = 0,6$	0,01		4,99	8,17629E+8	9,16876E+8
Повітря $R = 0,75$	0,26		2,66	1,64067E+9	1,66308E+9
Корозійне середовище, $R = 0,75$	0,03		1,95	5,36172E+8	5,44873E+8

Продовження табл. 5.8

Модель № 6 ($a/c = 0,1$)					
Система „матеріал – середовище“	a_{th} , мм	a^* , мм	a_{fc} , мм	N^* , цикли навантаження	N_{fc} , цикли навантаження
Повітря $R = 0,1$	0,445	1,78779	3,96	7,24979E+9	7,25430E+9
Повітря $R = 0,6$	0,09		3,88	2,27052E+9	2,27290E+9
Корозійне середовище, $R = 0,6$	0,01		4,09	8,91654E+8	8,96233E+8
Повітря $R = 0,75$	0,27		3,23	4,78990E+9	4,78888E+9
Корозійне середовище, $R = 0,75$	0,03		2,78	8,63784E+8	8,61696E+8
Модель № 6 ($a/c = 0,4$)					
Система „матеріал – середовище“	a_{th} , мм	a^* , мм	a_{fc} , мм	N^* , цикли навантаження	N_{fc} , цикли навантаження
Повітря $R = 0,1$	0,58	1,97500	4,99	9,50509E+9	9,58667E+9
Повітря $R = 0,6$	0,115		4,99	2,95614E+9	2,98480E+9
Корозійне середовище, $R = 0,6$	0,015		4,99	1,12263E+9	1,14845E+9
Повітря $R = 0,75$	0,345		4,62	6,28671E+9	6,29350E+9
Корозійне середовище, $R = 0,75$	0,04		3,92	1,08600E+9	1,08585E+9

З результатів, наведених у таблиці, видно, що корозивне середовище суттєво впливає на довговічність досліджуваного елемента конструкції, причому, така тенденція спостерігається для усіх розглядуваних систем „матеріал – середовище“, а також для усіх змодельованих тріщиноподібних дефектів.

Для оцінки довговічності розглядуваного елемента конструкції за граничне значення числа циклів навантаження вибираємо найменше з одержаних значень N^* та N_{fc} .

5.5 Висновки до п'ятого розділу

1. Встановлені закономірності зміни механічних властивостей тривало-експлуатованої металоконструкції стріли буртоукладника, виготовленої з матеріалу Ст. 3.

2. Одержала подальший розвиток методологія оцінки залишкового ресурсу тривало експлуатованої стрілової металоконструкції підйально-транспортувальної машини за рахунок врахування сумісної дії вібраційних і динамічних навантажень та корозійного середовища.

3. Визначення залишкового ресурсу тривало експлуатованих стрілових металоконструкцій підйально-транспортних машин необхідно проводити з урахуванням деградації механічних властивостей матеріалу, а також динамічного характеру їх навантаження. Одержані закономірності щодо зміни механічних властивостей та корозійного розтріскування під навантаженням матеріалу стріли посприяють підвищенню точності оцінки довговічності та залишкового ресурсу несівних металоконструкцій.

4. Тривала експлуатація рами призвела до істотного зниження ударної в'язкості металу за незначного підвищення характеристик міцності та спаду пластичності. Експлуатаційне зниження опору крихкому руйнуванню узгоджується зі зменшенням енергоємності руйнування.

5. Фрактографічною ознакою експлуатаційної деградації металу кутника стріли буртоукладника слугують специфічні втомні борозенки, по різному орієнтовані стосовно напрямку росту тріщини від зерна до зерна. Корозійне середовище не впливає на кінетику втомного руйнування сталі у вихідному стані, однак прискорює ріст втомних тріщин всередині ділянки Періса для експлуатованого металу, що вказує на його схильність до корозійного розтріскування.

6. Вплив модельного середовища кислого дощу на швидкість росту втомних тріщин у припороговій області навантаження залежить від асиметрії циклу: для $R = 0,6$ все ще спостерігається гальмування росту тріщин, а для $R = 0,75$ середовище

і знижує поріг втоми та інтенсифікує швидкість руйнування у всьому діапазоні значень ΔK . Фрактографічні дослідження дають підстави пов'язати підвищення припорогової тріщиностійкості сталі (відносно отриманої на повітрі) з затупленням вершини тріщини внаслідок корозійних процесів, активованих циклічним деформуванням металу в її околі.

7. На основі результатів експериментальних досліджень визначено критеріальні значення коефіцієнтів інтенсивності напружень (КІН) для кутника $45 \times 45 \times 5$ мм (Ст. 3), з якого виготовлено основні несівні елементи (пояси) рами буртоукладника. Із застосуванням аналітичних співвідношень для КІН розраховано характеристичні значення довжин тріщиноподібних дефектів, що можуть виникати у вказаних елементах рамної конструкції.

8. Розроблено практичні рекомендації щодо оцінки довговічності рамної конструкції зі змодельованими тріщиноподібними дефектами різної форми та геометрії шляхом визначення граничного значення числа циклів навантаження.

9. Виявлено, що кожен випадок системи «матеріал – середовище», а також кожен тип тріщиноподібного дефекту потребує окремого дослідження, оскільки на довговічність елементів конструкцій суттєво впливають як параметри систем, так і особливості росту тріщин. Разом з тим, одержані результати дають можливість проводити експрес-аналіз залишкового ресурсу інженерних конструкцій, що працюють як на повітрі, так і в агресивних середовищах.

10. На основі результатів експериментальних досліджень визначено критеріальні значення КІН для сталі Ст. 3, з якої виготовлено кутник стріли буртоукладника $45 \times 45 \times 5$ мм. За аналітичними співвідношеннями для КІН розраховано критеріальні значення a^* , котрі засновані на дослідженні похідної КІН, та характеристичні значення a_{fc} , котрі засновані на безпосередньому дослідженні КІН, довжини тріщиноподібних дефектів, що можуть мати місце у профільній конструкції.

11. Обґрунтовано інженерні рекомендації щодо моніторингу даного об'єкту з тріщиноподібними дефектами різної форми. Визначено значення довжин

тріщиноподібних дефектів, за якими необхідно проводити подальші спостереження технічного стану конструкційних елементів стріли буртоукладника.

12. Виявлено, що кожен випадок поширення тріщини потребує окремого дослідження, оскільки витривалість конструкції істотно залежить як від геометричних, так і від фізико-механічних параметрів системи. Підтверджена можливість оцінки технічного стану елементів стріли буртоукладника на основі систематичного експрес-аналізу матеріалу у корозійних середовищах, а також моніторингу глибини тріщиноподібних дефектів.

РОЗДІЛ 6 ПРАКТИЧНІ РЕКОМЕНДАЦІЇ І ТЕХНІЧНІ РІШЕННЯ ЩОДО ПРОЕКТУВАННЯ І ЕКСПЛУАТАЦІЇ КОНВЕЄРІВ, УЛАШТОВАНИХ НА ПІДВІСНИХ СТІЛОВИХ КОНСТРУКЦІЯХ

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 [331]. Однак в працях вітчизняних і закордонних вчених [30, 337, 340], 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, приймаємо 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 приймаємо 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 [331]

$$E = \Pi_{\text{опт}} + t_0 k (1 - \eta) \frac{P}{\eta}, \quad (6.1)$$

де t_0 – тривалість роботи приводу протягом року;

k – вартість 1 кВт·год;

η – 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 $\zeta_{\text{опт}}$ і величини ККД.

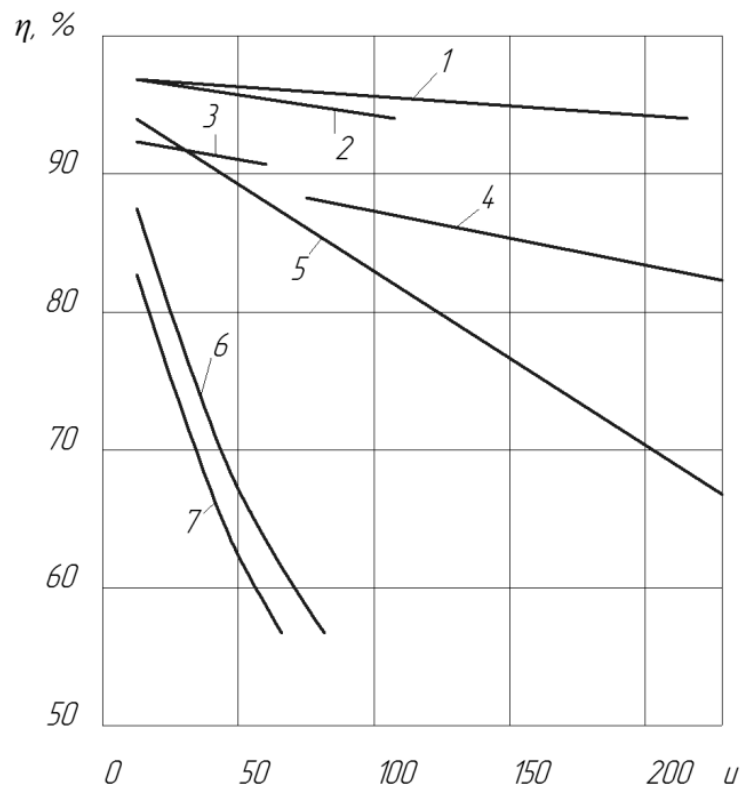
Друга складова цього виразу суттєво залежить від вибору кінематичної схеми приводу, так як величина загального ККД визначається втратами енергії у механічних передачах, підшипниках, муфтах тощо. Переважний вплив на величину втрат енергії приводу має ККД його механічних передач.

У МР, РЕД, МБ механічні передачі з гнучким зв'язком, як правило, не застосовуються. Тому для вибору раціонального виду механічної 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.

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, так як між електродвигуном і редуктором, чи редуктором і привідним барабаном може бути улаштована зубчаста, пасова або ланцюгова передачі, що збільшує його габарити.

Порівняльний аналіз габаритного розміру приводів конвеєрів показує, що у МБ він у 1,7 разів менше ніж у РЕД, в 1,75 разів – ніж у МР і в 2,2 разів–



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

Рисунок 6.1 – Залежність ККД основних типів передач від передаточних чисел

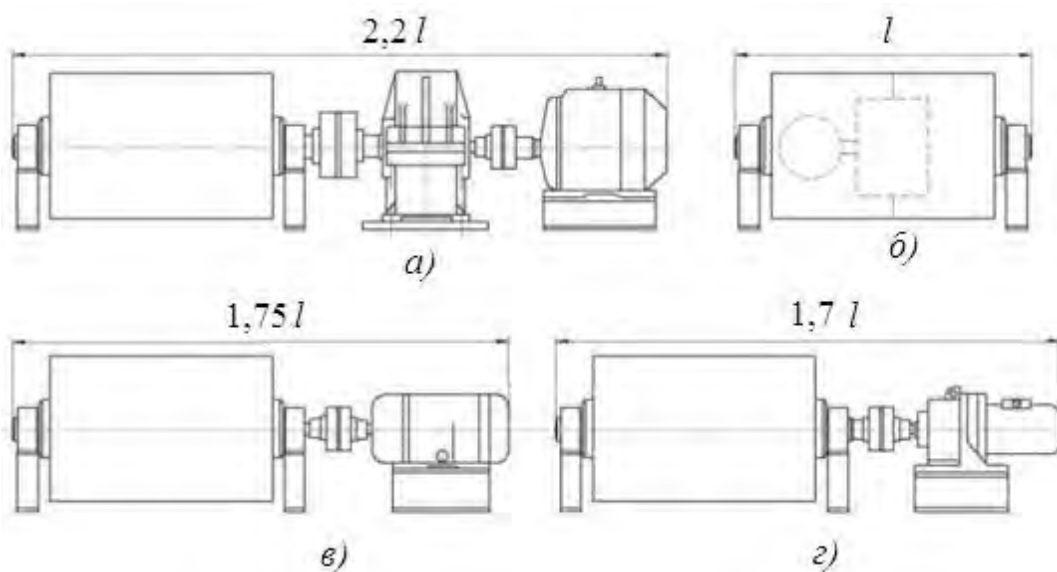


Рисунок 6.2 – Габарити РП (а), МБ (б), РЕД (в) та МР (г) однакових параметрів

ніж у РП.

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;

γ – 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 двопоточною 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	–

Продовження таблиці 6.1

з двоступінчастою співвісною передачею (чотиріпоточна на другому ступеню)	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

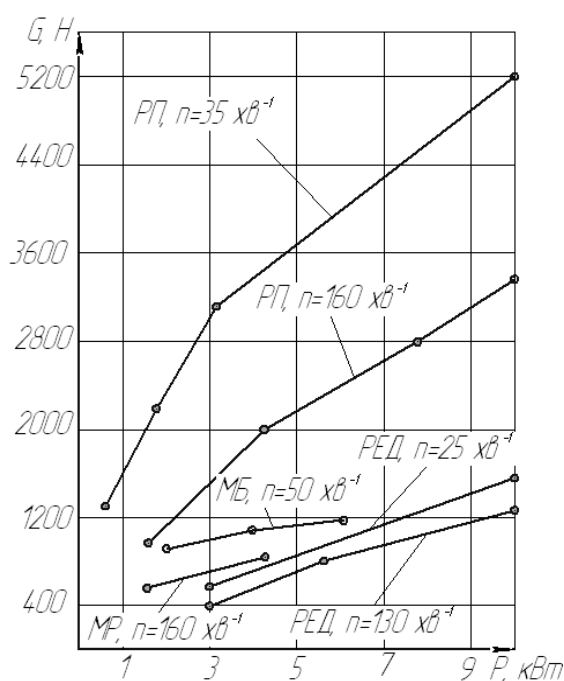


Рисунок 6.3 – Залежність ваги роздільного приводу РП, мотор-редуктора МР, редукторного електродвигуна РЕД і мотор-барабана МБ від потужності для різних швидкостей тихохідного вала

Крім зазначених критеріїв важливим показником є питома потужність приводу k_p , 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.

Проведений аналіз за критеріальними оцінками зазначених типів приводів конвеєрів показує ефективність заміни РП на вмонтовані приводи

(МБ), серед яких перевагу необхідно надавати гідропривідним пристроям, про основні переваги яких зазначено в розділі 2. Інші головні чинники, що визначають переваги гідравлічних приводів, сформовані в працях [330, 424].

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 співставний аналіз розмірів різних типів передач для відповідних діапазонів передатних чисел (Додаток Н) 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 гідроавтоматики [108, 424].

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 [425] 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. Незважаючи 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.

Так як МБ є детермінованою системою, то, як зазначено в праці [426], 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.

Барабани.

Б1 – корпус барабана з боковими кришками без додаткових конструктивних елементів.

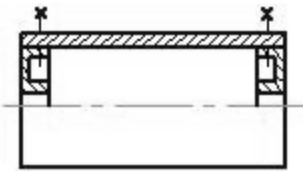
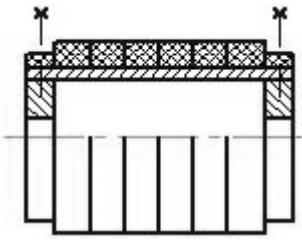
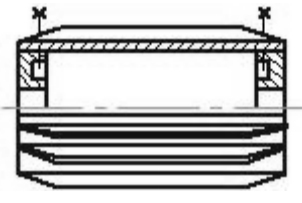

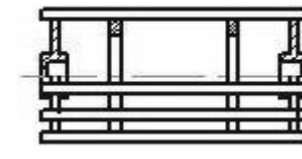
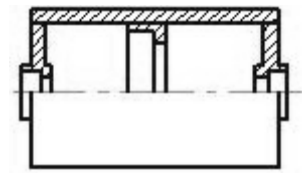
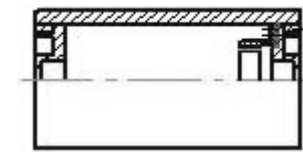
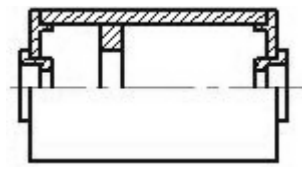
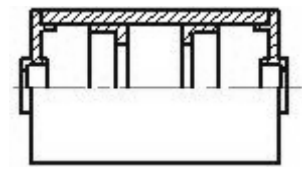
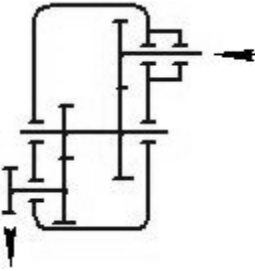
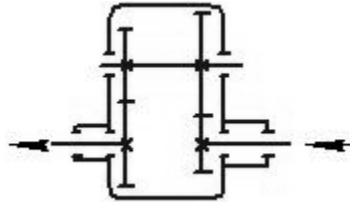
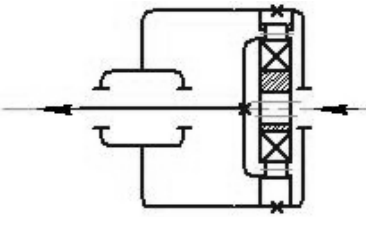
Б2 – корпус барабана футерований по зовнішній поверхні для підвищення щеплення із стрічкою.

Б3 – корпус барабана з металевими полосами, прикріпленими на зовнішній поверхні.

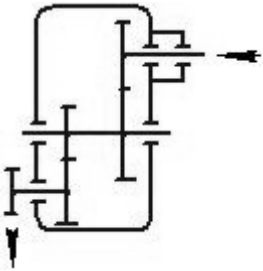
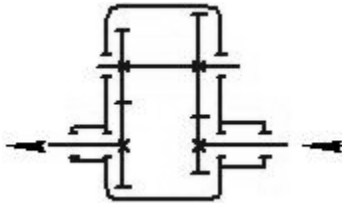
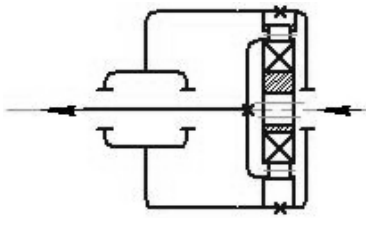
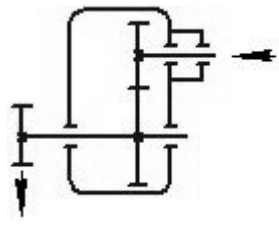
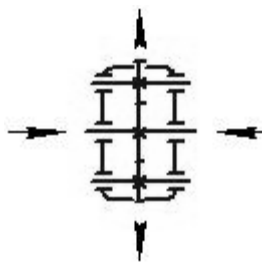
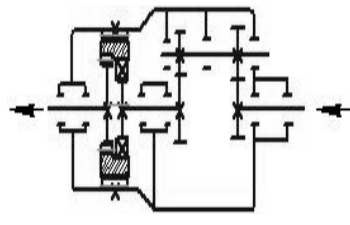
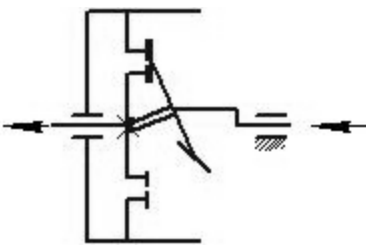
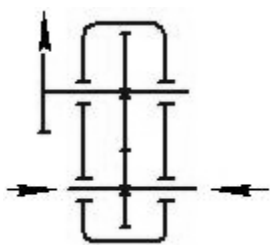
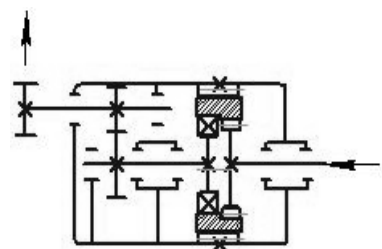
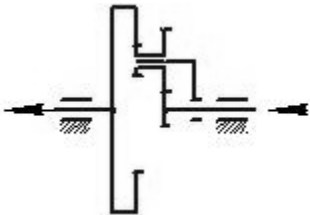
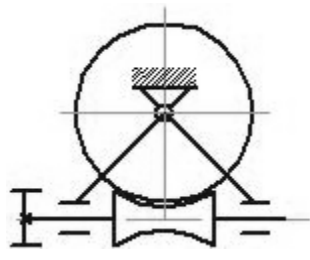
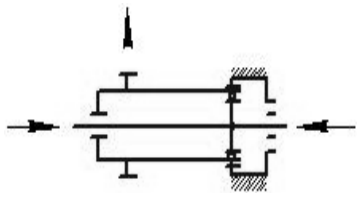
Б4 – корпус барабана у вигляді білячого колеса.

Б5 – корпус барабана у вигляді білячого колеса з двома дисками, скріпленими по внутрішній поверхні обичайки для передачі руху.

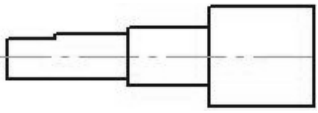
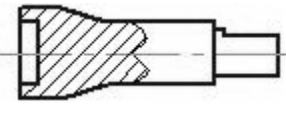
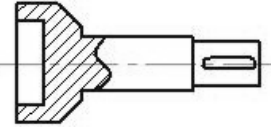
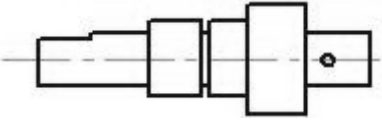
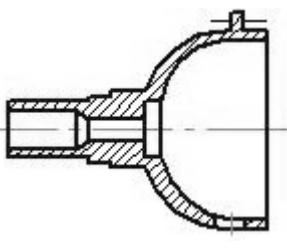
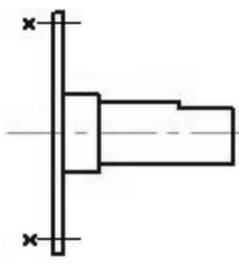
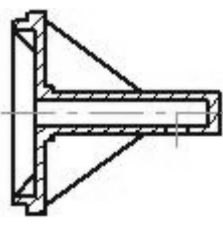
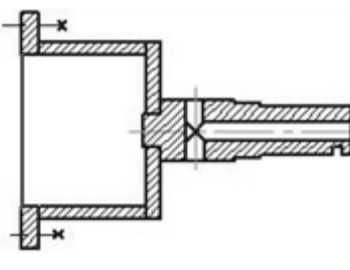
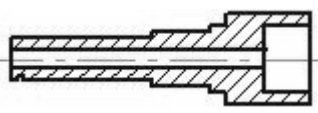
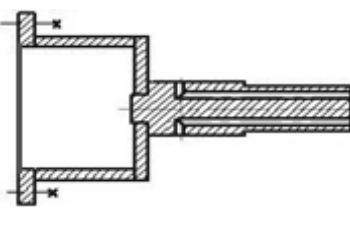
Таблиця 6.2 – Структурно-функціональні елементи вмонтованих приводів

Барабани		
Б1 	Б2 	Б3 
Б4 	Б5 	Б6 
Б7 	Б8 	Б9 
Передавальні механізми		
П2-ЦЗ 	П2-СЦЗ 	П1-ХПТК 

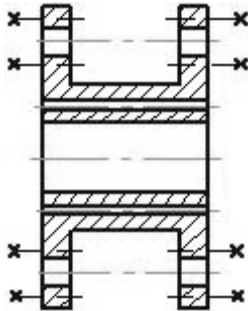
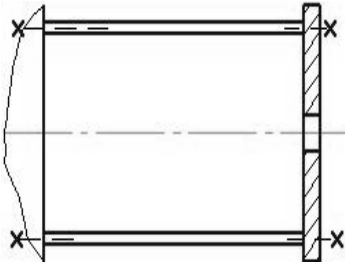
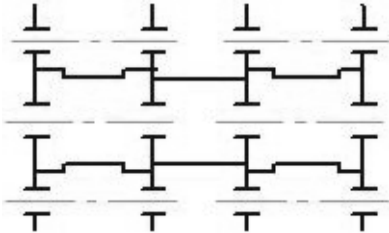
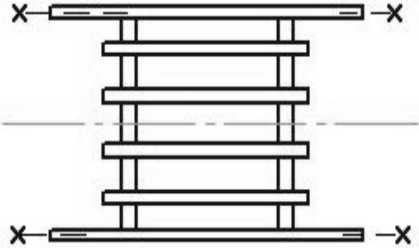
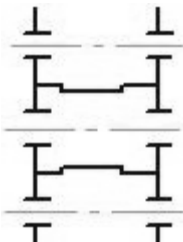
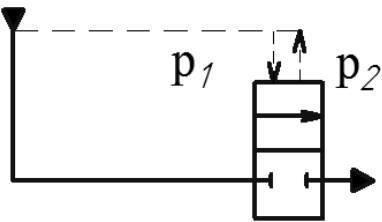
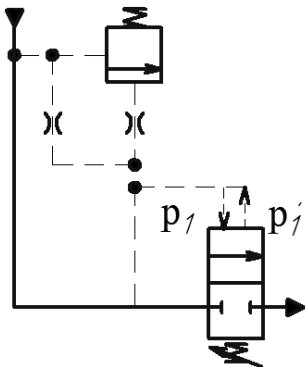
Продовження таблиці 6.2

<p>П2-ЦЗ</p> 	<p>П2-СЦЗ</p> 	<p>П1-ХПТК</p> 
<p>Б2 П1-ЦЗ</p> 	<p>П1БП-ЦЗ</p> 	<p>П3-3-Ц</p> 
<p>П1-ПК</p> 	<p>П1-ЦЗ</p> 	<p>П2-Ц-3</p> 
<p>П1-П</p> 	<p>П1-Ч</p> 	<p>П1-3Х</p> 

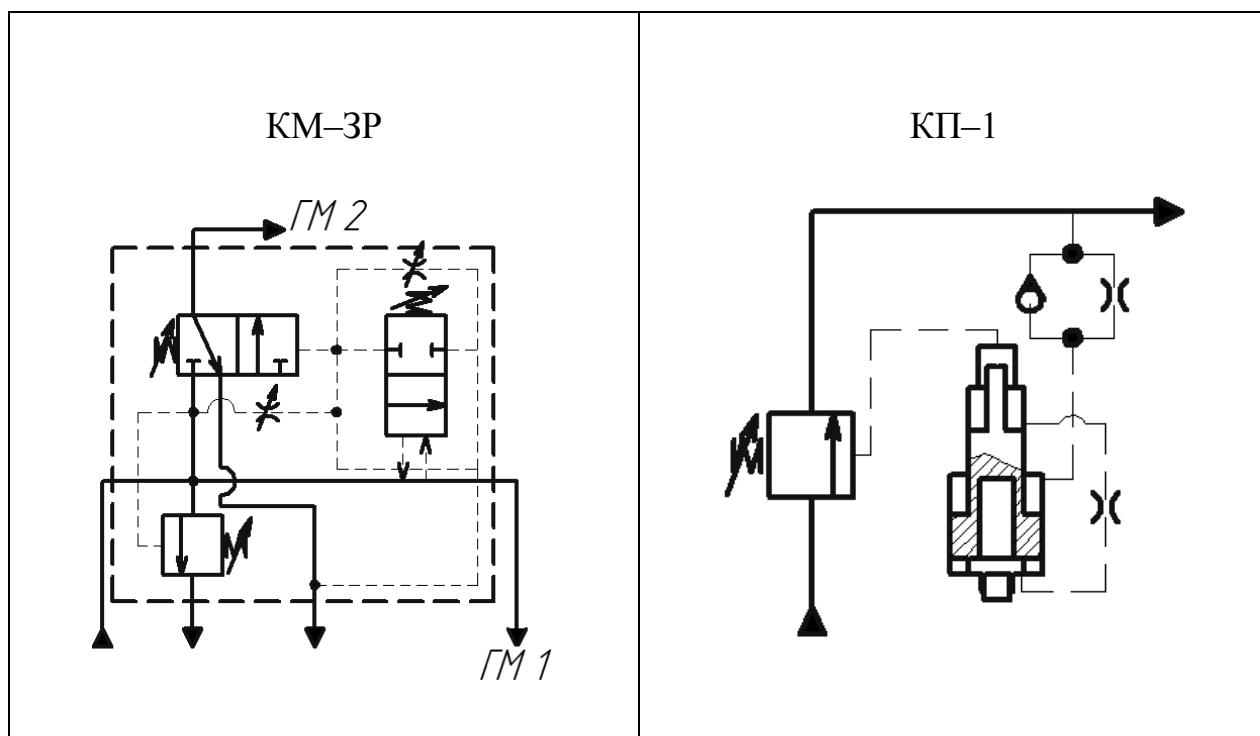
Продовження таблиці 6.2

Піввісі	
H1 	H2 
H3 	H4 
H5 	H6 
H7 	H8 
H9 	H10 

Продовження таблиці 6.2

Опорні елементи	
ОЦ-АО1	ОС
	
ОЦ-2-АО2	ОБ
	
ОЦ-АО2	
	
Засоби гідроавтоматики	
КМ-1	КМ-2
	

Продовження таблиці 6.2



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 приводного 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–Ц3 – передавальний механізм з двоступінчастим циліндричним зубчастим редуктором.

П1–Ч – передавальний механізм з одноступінчастим черв'ячним редуктором

П1–БЦ3 – передавальний механізм з одноступінчастою багатопоточною циліндричною зубчастою передачею.

П2–СЦ3 – передавальний механізм з двоступінчастим співвісним циліндричним зубчастим редуктором.

П1–3Х – передавальний механізм з одноступінчастим зубчато-хвильовим редуктором.

П2–Ц–3 – передавальний механізм з двоступінчастим цівково-зубчастим редуктором.

П3–3–Ц – передавальний механізм з трьохступінчастим зубчато-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.

Піввісі.

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 білячого 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 піввісей 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

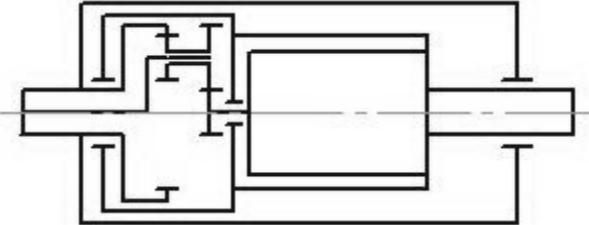
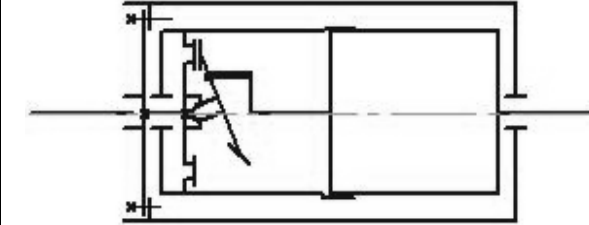
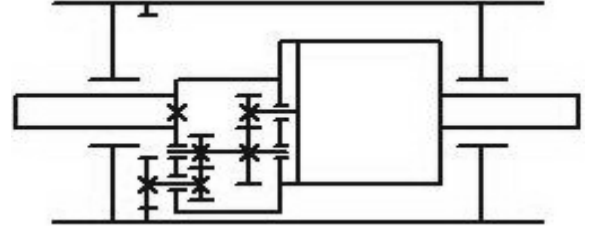
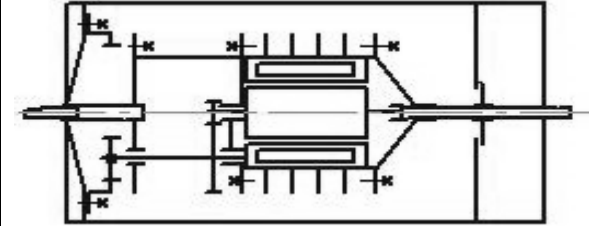
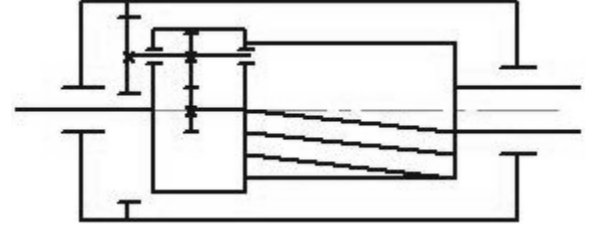
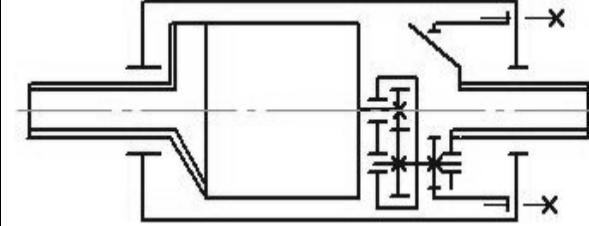
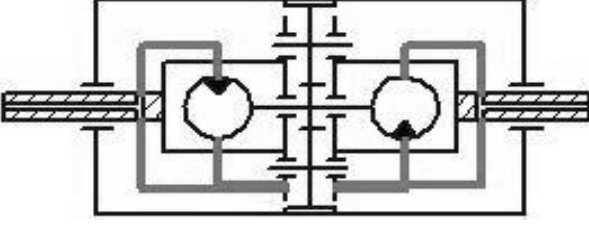
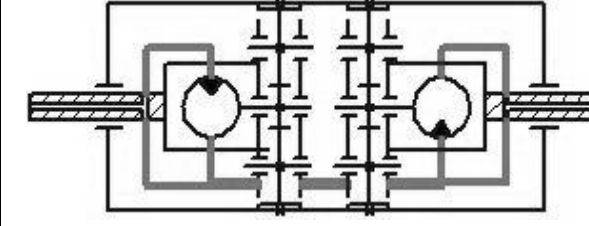
КМ–3Р – пристрій керування зміною моменту на привідному барабані з сенсором та запірно-розподільним елементом

КП–1 – пристрій керування пуском приводу

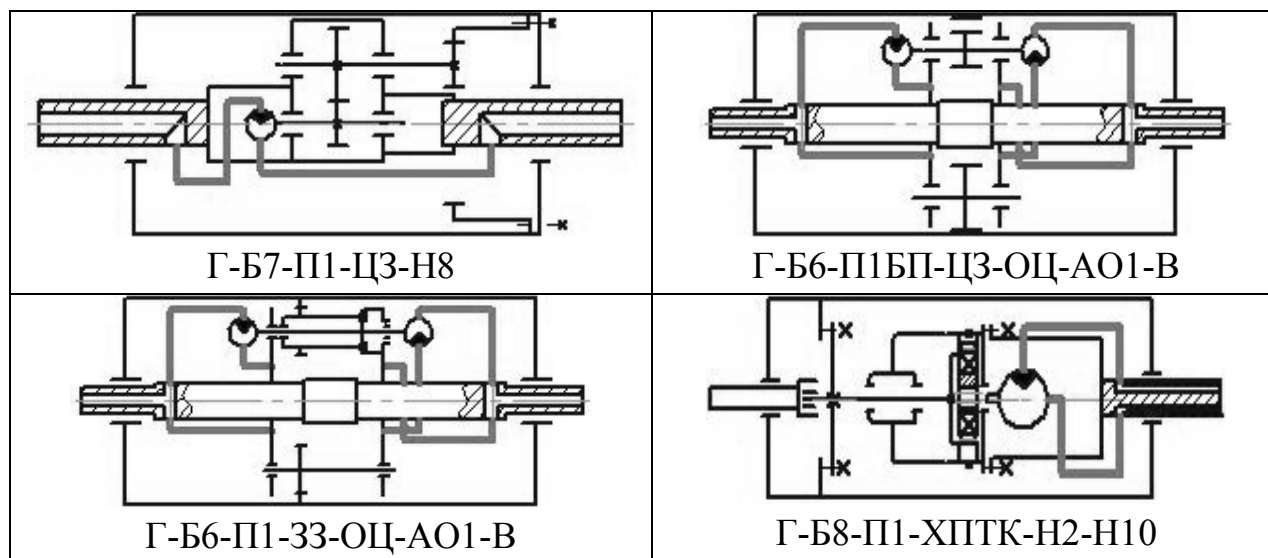
Така систематизація структурно-функціональних елементів дозволяє скласти структурну формулу приводу, за допомогою якої здійснюється вибір цих елементів, котрі забезпечують задані технологічні та конструктивні параметри механізму. Це полегшує пошук нового технічного рішення і можливість вибору раціональної компоновочної схеми вмонтованого приводу.

В табл. 6.3 наведені деякі конструктивні схеми вмонтованих приводів, які побудовані за наведеними структурними формулами.

Таблиця 6.3 – Конструктивні схеми вмонтованих приводів та їх структурні формули

	
Е-Б1-П1-П-ОБ-Н6	Е-Б1-П1-ПК-ОЦ-Н4
	
Е-Б1-П2-Ц3-ОЦ-Н4	Е-Б1-П1-Ц3-ОЦ-Н1
	
Е-Б1-П1-Ц3-ОЦ-Н6	Е-Б1-П1-Ц3-ОЦ-Н5
	
Г-Б6-П1БП-Ц3-ОЦ-АО2-Н8	Г-Б6-П1БП-Ц3-ОЦ-2-АО2-Н8

Продовження таблиці 6.3

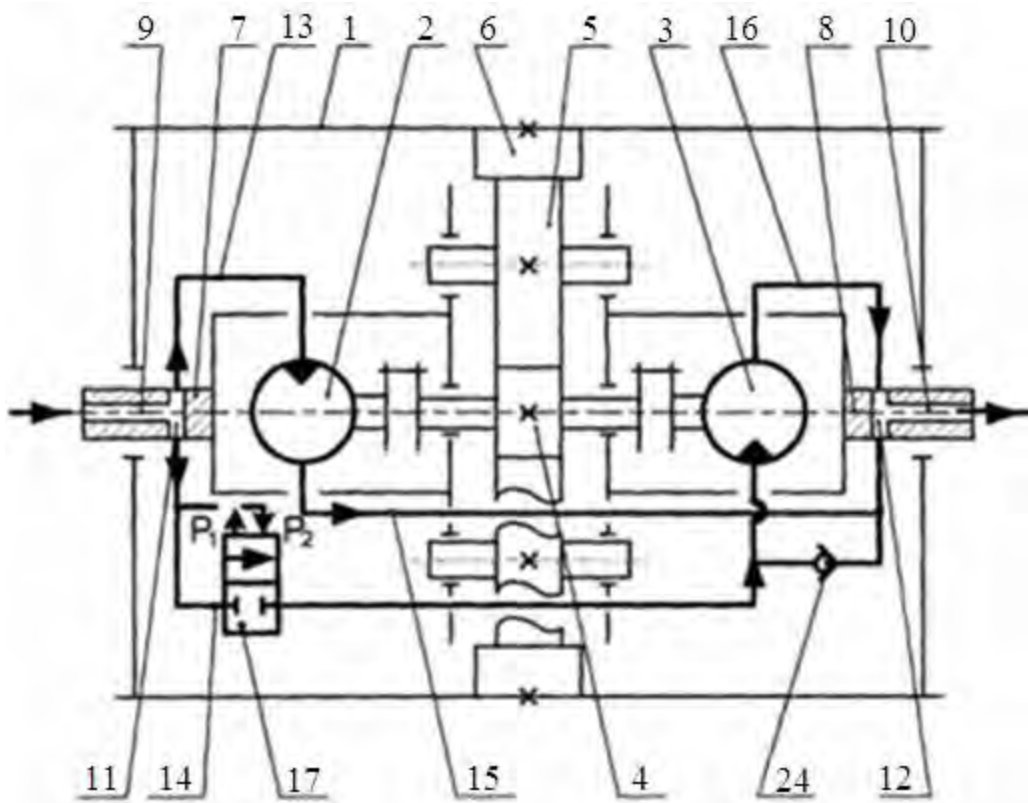


Виконаний структурно-функціональний аналіз вмонтованих приводів дозволяє не лише систематизувати складові елементи за властивими їм характерними ознаками й отримати привід з раціональною кінематичною схемою, але й виконати їх формалізацію для створення підсистеми автоматизованого проектування «Вмонтований привід», яка може інтегруватися в розгалужену систему автоматизованого проектування підіймально-транспортних машин.

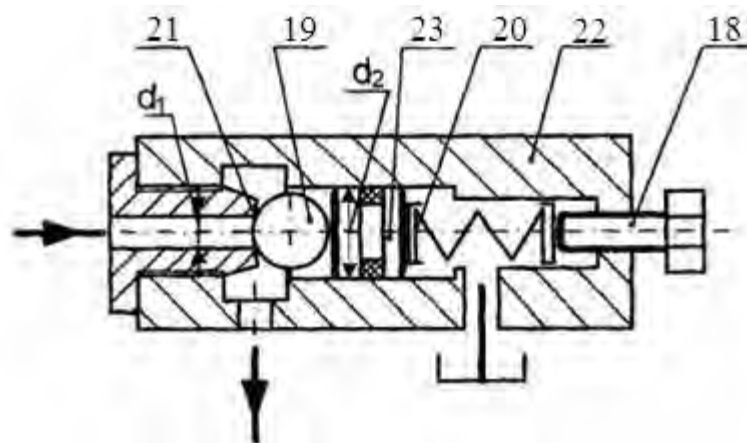
6.3 Конструкції вмонтованих приводів та елементів конвеєрів з покращеними техніко-економічними показниками

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. 6.4 (а, б) наведена конструктивна схема гідравлічного вмонтованого приводу з пристроєм керування на основі клапана прямої дії [348], який має структурну формулу Г-Б6-П1-БЦЗ-Н8-ОЦ-АО2-КМ1.



a



б

a – конструктивна схема керованого гідравлічного мотор-барабана; *б* – конструктивна схема пристрою керування

Рисунок 6.4 – Конструктивна схема гідравлічного вмонтованого приводу з пристроєм керування на основі клапана прямої дії

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 вісі, виконаний із двох піввісей 7 та 8. Для підведення і відведення робочої рідини до гідромоторів 2 та 3 в середині піввісей 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 піввісі 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, встановлений в розточці корпусу 22, який посаджений на сідло 21 за допомогою плунжера 23, притиснутого пружиною 20, сила притискання якої визначається налагодженням регулювального гвинта 18. В корпусі 22 клапана виконано радіальний канал, до якого під'єднано гідроманістраль 14, що з'єднана із входом гідромотора 3. Вхід гідромотора 3 при вимкненому пристрої керування 17 з'єднано зі зливом через зворотній 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 піввісі 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 шестерні 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 вісі. Втративши енергію, робоча рідина через вихідний отвір гідромотора 2, трубопровід 15, радіальний 12 та осьовий 10 канали, виконані у

піввісі 9, поступає на злив. При цьому пристрій керування 17 вимкнений, гідромотор 3 працює в холосту і завдяки зворотньому клапану 24 його робочі камери та магістраль 16 знаходяться в середовищі робочої рідини, що поступає на злив.

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, сила притискання якої визначається налагодженням регульовального гвинта 18, 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 шестерні 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 піввісі 9, поступає 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 зворотній 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 транспортування 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 [360], 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 ⁻¹	30
3. Номінальний тиск в напірній гідромагістралі, МПа.....	16
4. Крутний момент на барабані, Нм	1430
5. Передатне число	3



Рисунок 6.5 – Привід з пристроєм керування на основі двокаскадного клапана непрямої дії

6. Тип гідромотора.....	ГПР-Ф-630
7. Кількість гідромоторів, шт.....	2
8. Габаритні розміри, мм:	
- діаметр барабана	364
- довжина барабана	2112
- міжопорна відстань	2240

Пристрій керування (див. рис. 3.5, б) 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 діаметру. 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.

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 навантаженн.....	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 [427], який розроблено за структурною формулою Г–Бб–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 двохпоточну 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 вісі, виконаній із трьох частин 7, 11 та 12. Для підведення і відведення робочої рідини до гідромоторів 2 та 3 всередині лівої та правої частин вісі 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 вісі 11, для підведення робочої рідини до гідромоторів 2 та 3, встановлено пристрій керування 21 у вигляді клапана непрямої дії. Вхід гідромотора 3 при вимкненому пристрій керування 21 з'єднано із зливом через зворотній клапан 22.

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 вісі 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'єднаного 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

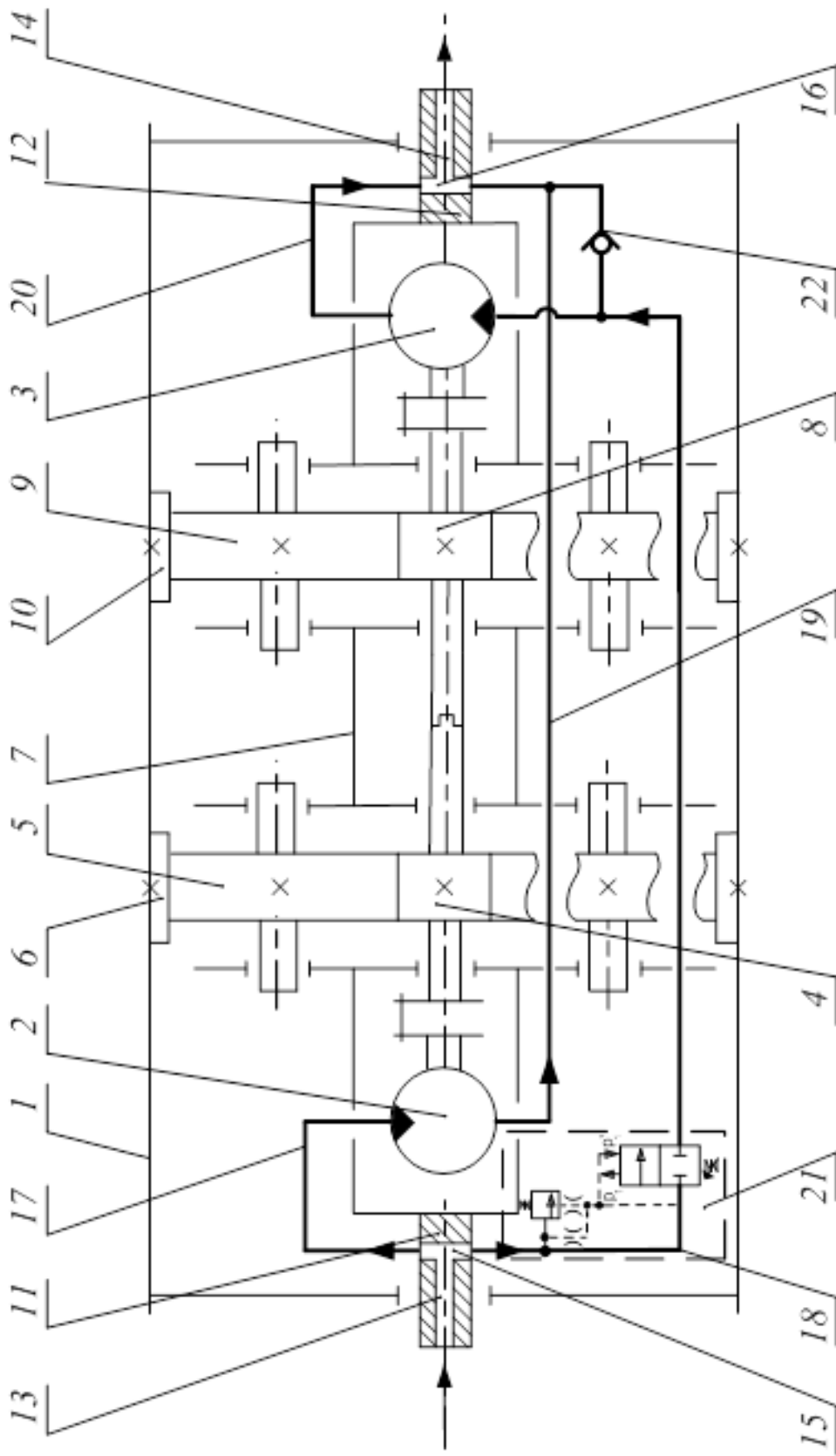


Рисунок 6.6 – Конструктивна схема гідравлічного мотор-барабана приймального конденсера

коронними зубчастими колесами 6 і 10 утворюють другий ступінь, і приводить останні в рух. Коронні зубчасті колеса 6 та 10, будучи жорстко закріплені на внутрішній поверхні корпусу барабана 1, передають йому обертальний рух відносно складеної вісі. Втративши енергію, робоча рідина через вихідний отвір гідромотора 2, трубопровід 19, радіальний 16 та осьовий 14 канали, виконані у правій частині вісі 12, поступає на злив. При цьому пристрій керування 21 вимкнений, гідромотор 3 працює в холосту і завдяки зворотньому клапану 22 його робочі камери та магістраль 18 знаходяться в середовищі робочої рідини, що поступає 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 зіставної вісі. 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 вісі 12, поступає на злив.

Недоліком такого мотор-барабана є те, що вали гідромоторів, котрі розміщені всередині зіставних піввісей, 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 зображена конструктивна схема керованого гідравлічного мотор-барабана [428, 429], розробленого за структурною формулою Г–Б9–2П1БП–Ц3–Н8–ОЦ–2АО2–КМ2, в якому відсутні зазначені недоліки.

Керований гідравлічний мотор-барабан містить корпус барабана 1, в який вбудовано привод, 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 вісі, виконаний із трьох частин 7, 11 та 12. В корпусі другого передавального механізму на підшипниках встановлена ведуча шестірня 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 виконана розточка, 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 вісі з правого боку. До поверхні меншого діаметра центрального отвору 28, виготовленого у середній частині 7 вісі, 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 вісі 11 та 12 виконано осьові канали 13 і 14, які за допомогою радіальних каналів 15

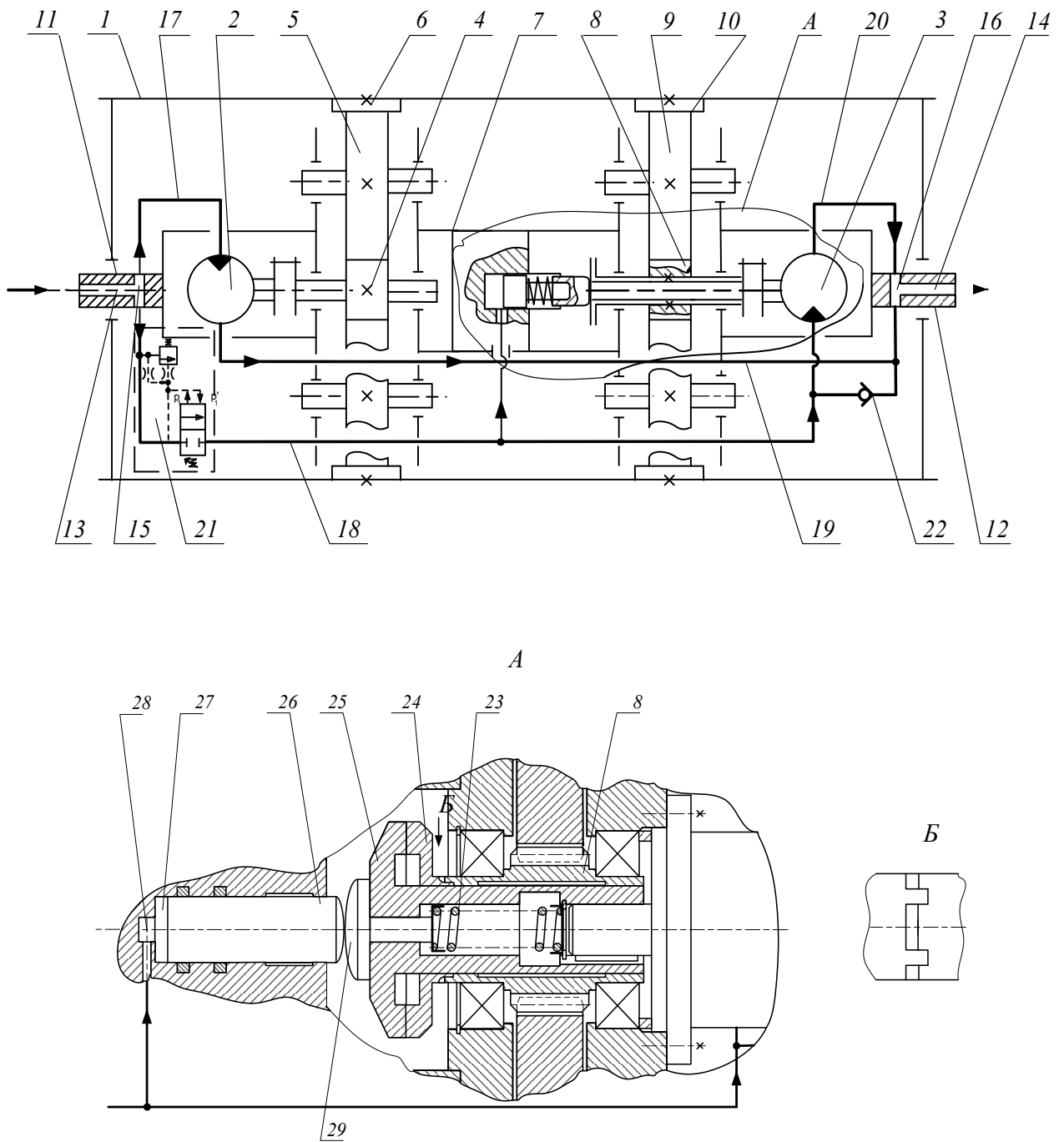


Рисунок 6.7 – Конструктивна схема керованого гідравлічного мотор-барабана

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 вісі 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 зворотній клапан 22.

Керований гідравлічний мотор-барабан працює таким чином.

При непрацюючому пристрої керування 21, завдяки зворотньому клапану 22 робочі камери гідромотора 3 та магістраль 18 знаходяться в середовищі робочої рідини, що поступає на злив, тиск в центральному отворі 28 середньої частини вісі 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 вісі 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 вісі. Втративши енергію, робоча рідина через вихідний отвір гідромотора 2, трубопровід 19, радіальний 16 та осьовий 14 канали, виконані у правій частині вісі 12, поступає на злив.

Під час спрацьовування пристрою керування 21, робоча рідина під тиском через осьовий 13 та радіальний 15 канали, що виконані у лівій вісі 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 шестерні 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 шестерні 6 і 10, які жорстко закріплені на внутрішній поверхні корпуса барабана 1, передають йому обертальний рух відносно зіставної вісі. 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 вісі 12, поступає 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.

Технічна характеристика

1. Номінальна потужність приводу, кВт.....	18
2. Крутний момент на барабані, Нм.....	4947
3. Число обертів барабана, хв. ⁻¹	30
4. Передатне число.....	3
5. Тиск в напірній магістралі, МПа.....	16
6. Витрати робочої рідини, дм ³ /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 забезпечує спочатку, з невеликою затримкою в часі,

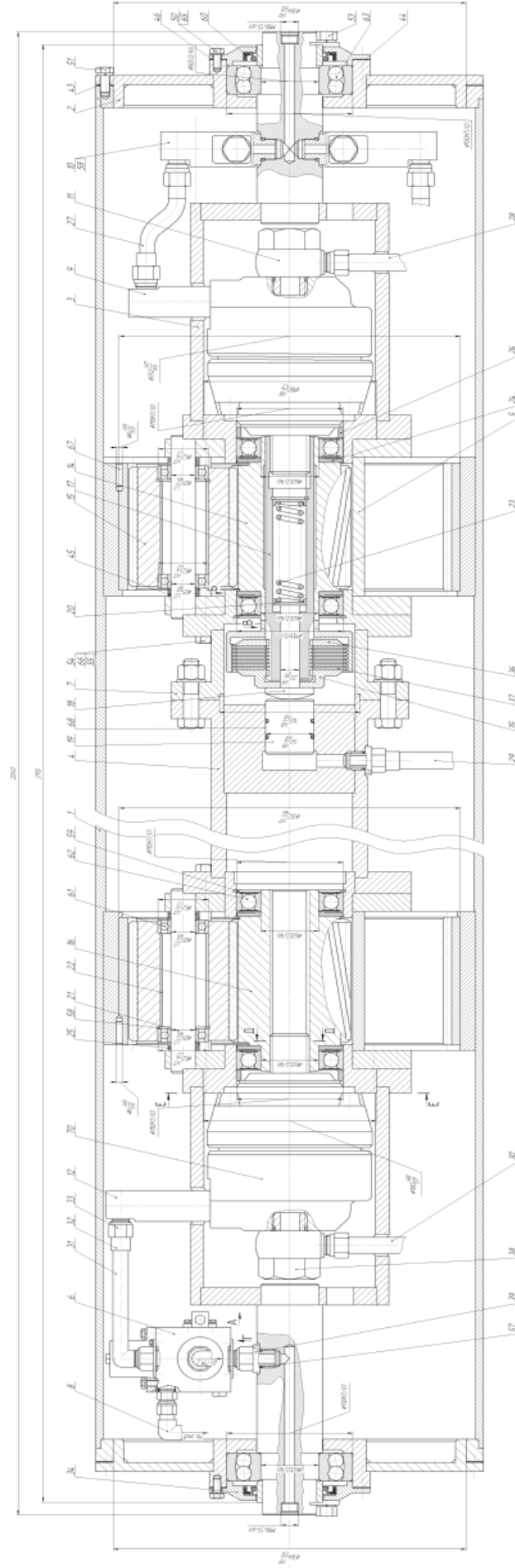


Рисунок 6.8 – Конструкція вмонтованого гідроприводу приймального конвеєра буртоукладника БУМ-65М2Б3-К

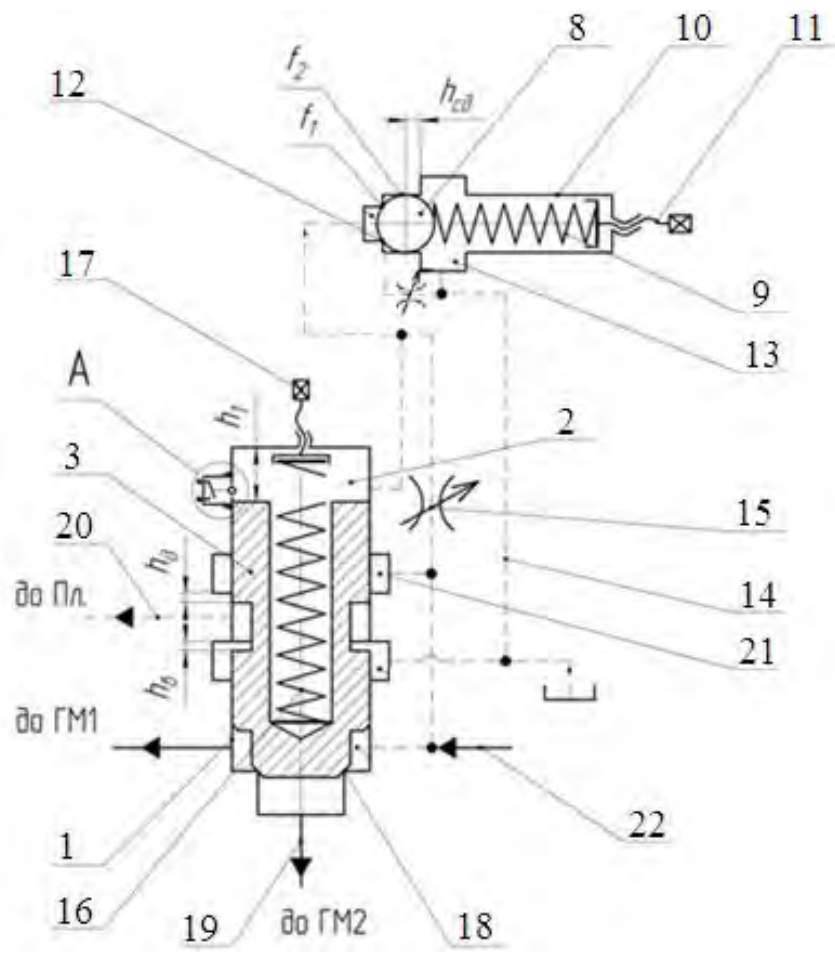
зрушення вала додаткового гідромотора, а потім спрацювання фрикційної муфти ведучої шестірні передавального механізму. Ця задача розв'язана в системі керування вмонтованого гідроприводу [430], конструктивна схема якого подана в розділі 3.3 (див. рис. 3.41), що побудований за структурною формулою Г–Б9–2П1БП–Ц3–Н8–ОЦ–2АО2–КМ2–ЗР.

За результатами виконаних досліджень визначено конструктивні параметри системи керування і спроектовано вмонтований гідравлічний привід для приймального конвеєра буртоукладника 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 насосу, 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.

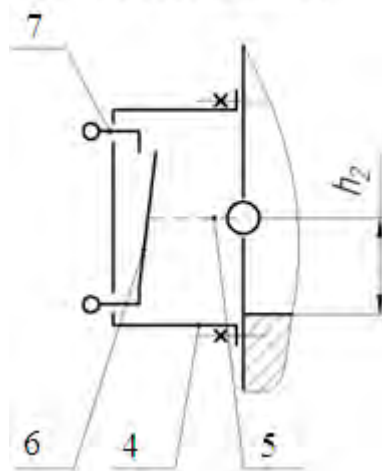
На рис. 6.9 наведена конструктивна схема пристрою керування з кінцевим вимикачем важільного типу [431]. В корпусі 1 пристрою керування на бічній поверхні порожнини 2, утвореній верхнім торцем золотникової частини запірно-розподільного елемента 3 та верхнім торцем корпусу 1, на відстані h_2 , яка рівна додатному перекриттю h_0 , 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 .



а

А (збільшено)



б

Рисунок 6.9 – Пристрій керування гідроприводу з важільним кінцевим вимикачем

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 поступає 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 $h_в$, його подальше переміщення на відстань $h_д$ додатного перекриття приводить до з'єднання підплунжерної порожнини через трубопровід 20 із порожниною 21 та гідролінією з напірним трубопроводом 22. Робоча рідина під тиском поступає 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.

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 розглянутий 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 [432].

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_0 запірно-розподільного елемента.

Принцип роботи такого пристрою керування подібний до описаного вище.

Для укладального транспортера, який розміщений на стрілі буртоукладника БУМ-65М2Б3-К, розроблено вмонтований гідравлічний привід з триступневим передавальним механізмом [433], 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.

Вал гідродвигуна 2, встановленого всередині першої півосі 3 і закріпленого на торцевій поверхні кришки 4 редуктора, через яку напіввісь скріплена з корпусом 5 редуктора, жорстко з'єднаний з валом-шестернею 6 швидкохідного ступеня редуктора. Вал-шестерня кінематично зв'язана з

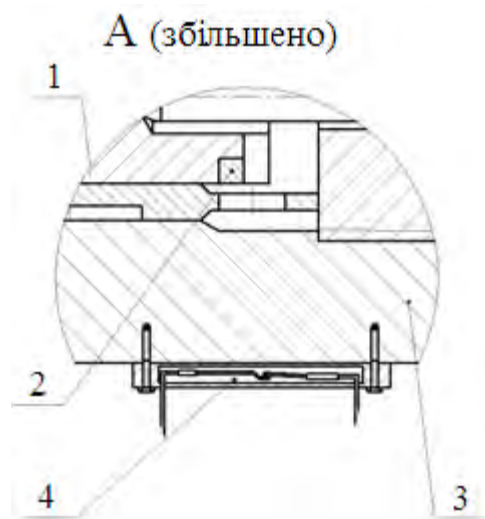
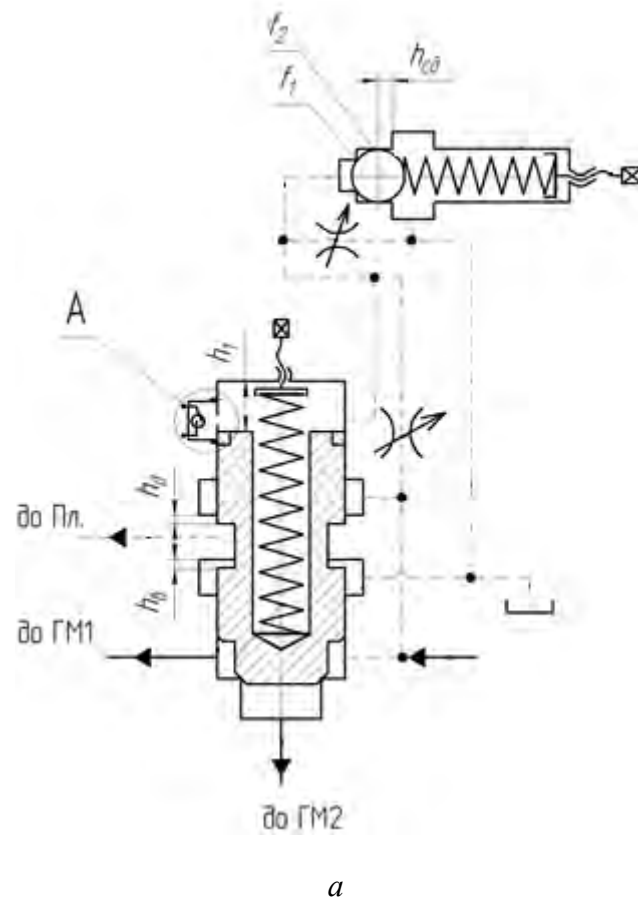


Рисунок 6.10– Пристрій керування з кінцевим вимикачем типу геркон

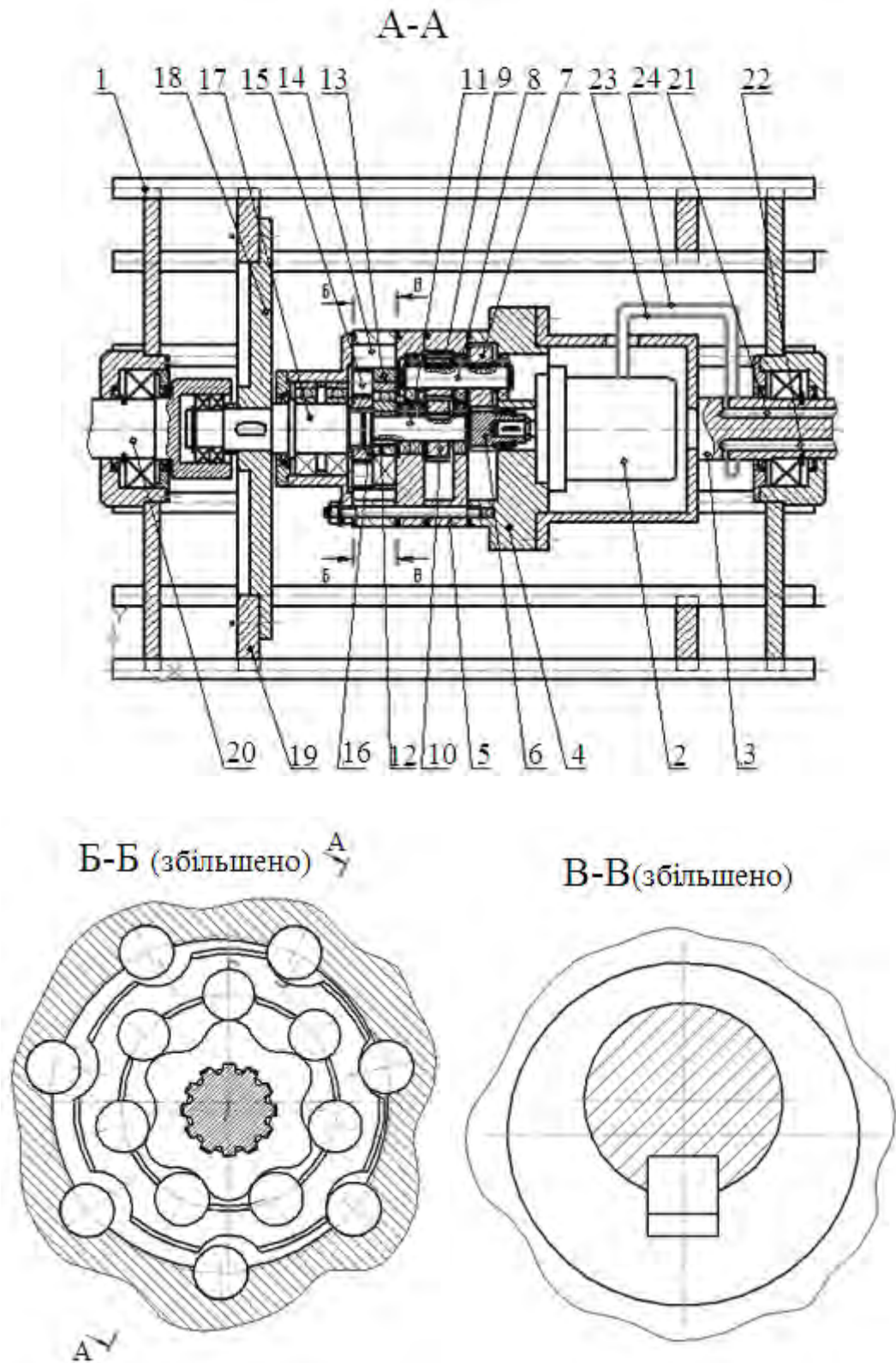


Рисунок 6.11 – Конструктивна схема вмонтованого гідравлічного приводу з триступінчатою передачею за співвісною схемою

зубчастим колесом 7, що встановлено на першому проміжному валу 8, на якому також розміщена шестерня 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 піввісі 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 піввісі 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 поступає на злив.

Технічна характеристика приводу укладального конвеєра буртоукладальної машини:

1.	Номінальна потужність приводу, кВт	14,76
2.	Діапазон регулювання чисел обертів барабана, с ⁻¹	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, доведена доцільність його заміни на розроблений вмонтований гідравлічний привід [434].

Для конвеєрів технологічних ліній подрібнення щебеню, що експлуатуються на ПрАТ “Стрижавський кар’єр”, розроблено конструкції вмонтованих гідравлічних приводів конвеєрів [435].

На рис. 6.12 представлена конструктивна схема вмонтованого гідроприводу горизонтального конвеєра [436], що має структурну формулу Г–Б8–П1–ХПТК–Н2/Н10.

Застосування хвильових передач з проміжними тілами кочення (ХПШТК), 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 довготривалий 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 додатнім і від'ємним ексцентриситетом чотири генератори хвиль 6 у вигляді циліндричних кілець чотирьох секцій хвильових передач. Це дозволяє урівноважити зміщення мас відносно осі обертання вала гідромотора.

На зовнішні 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 виконані 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.

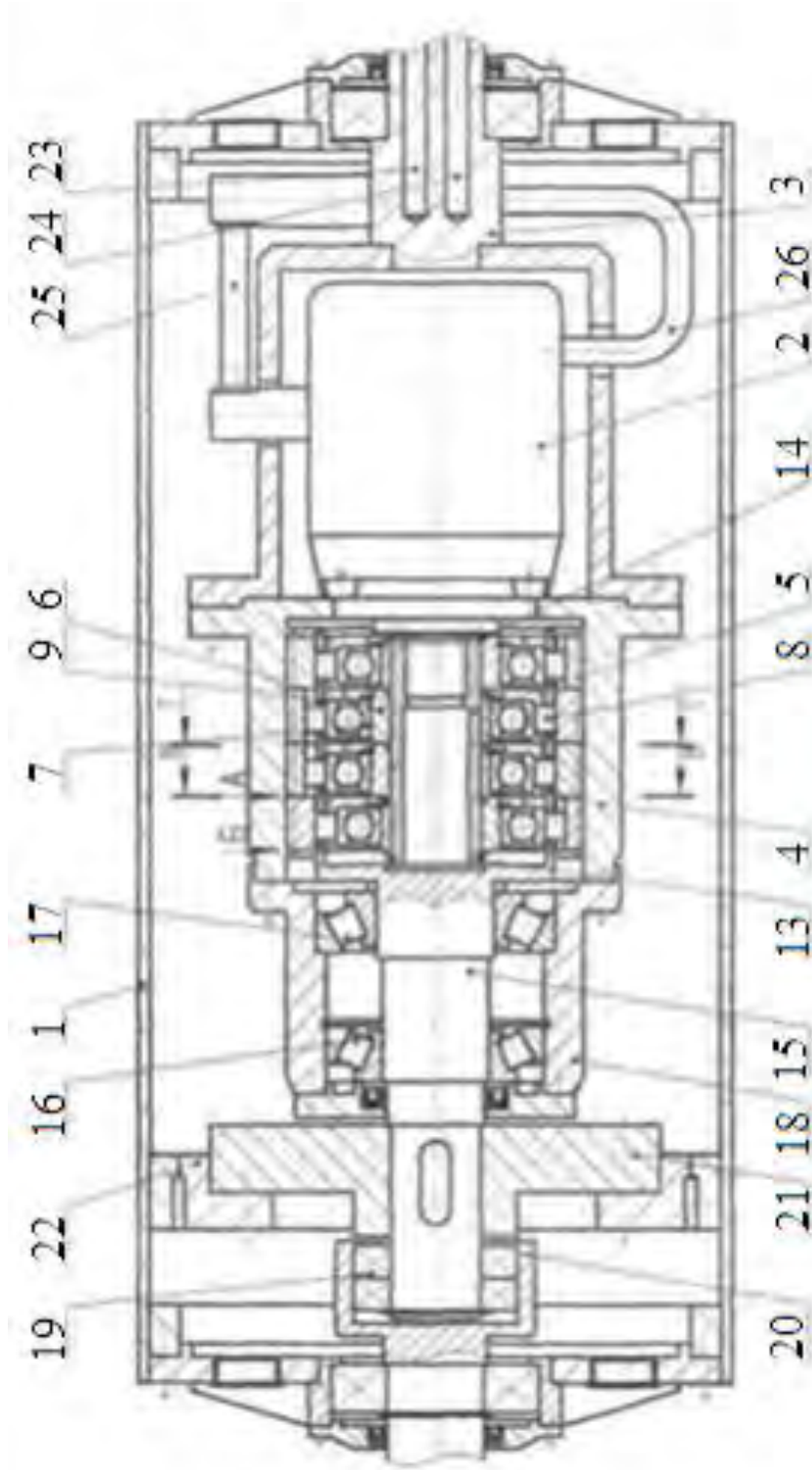


Рисунок 6.12 – Схема вмонтованого гідроприводу горизонтального конвеєра

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, 15 який встановлено на підшипниках 16 і 17, розміщених в корпусі підшипників 18, з'єднаного 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.

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, спричинюють 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.

На етапі розробки конструкції вмонтованого приводу конвеєра з ХПТК виконано 3D моделювання його складової приводної 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 [437].

Під час аварійної запинки жорстко закріплена на півосі 20 зірочка 22 через притискні пристрої 24 взаємодіє із роликами 23 і зтягує їх у бік звуження зазора між обоймою 25 та зірочкою 22 і фіксує вал півосі 20 в нерухомому положенні.

Технічна характеристика вмонтованого приводу з гальмівним пристроєм

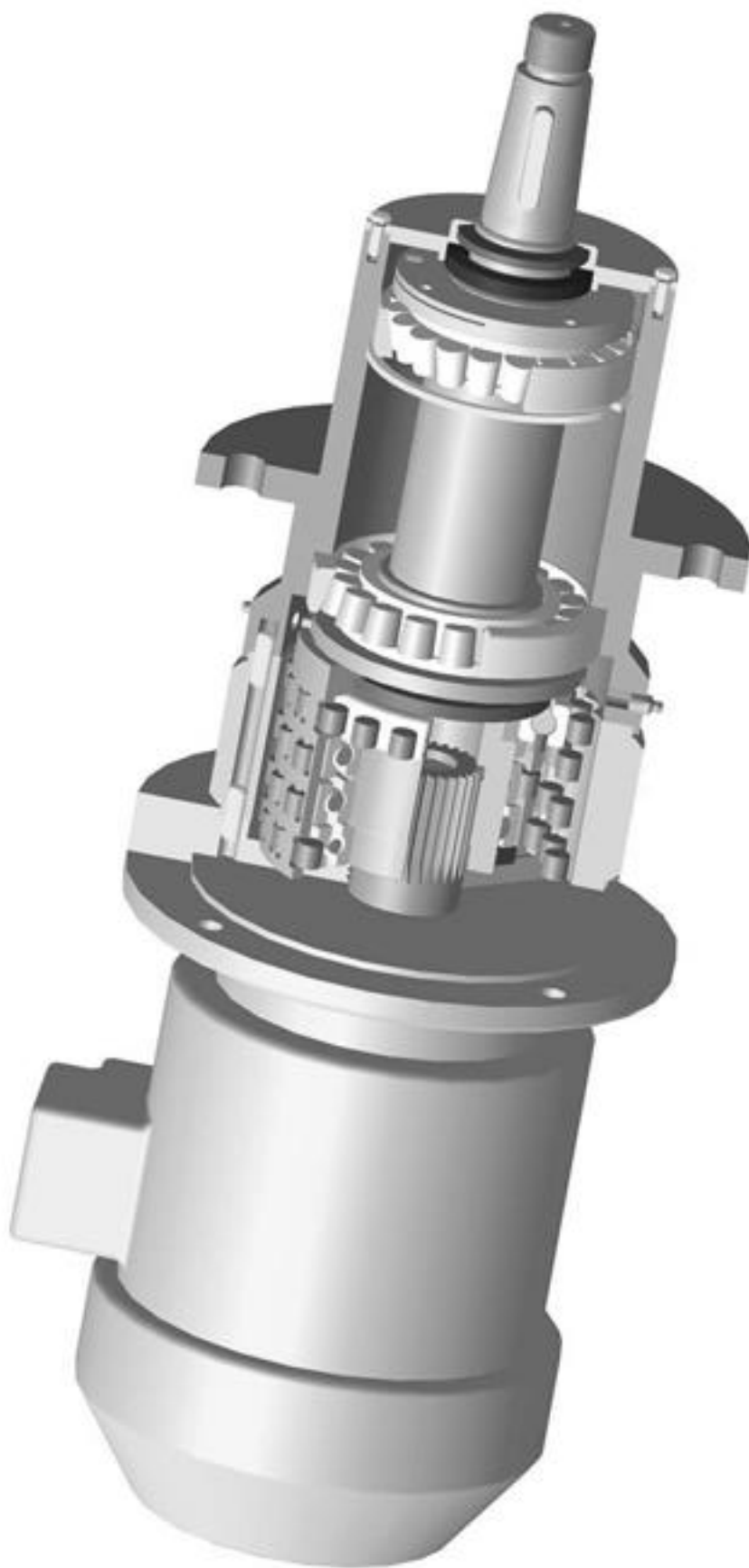


Рисунок 6.13 – 3D модель комплектного привода

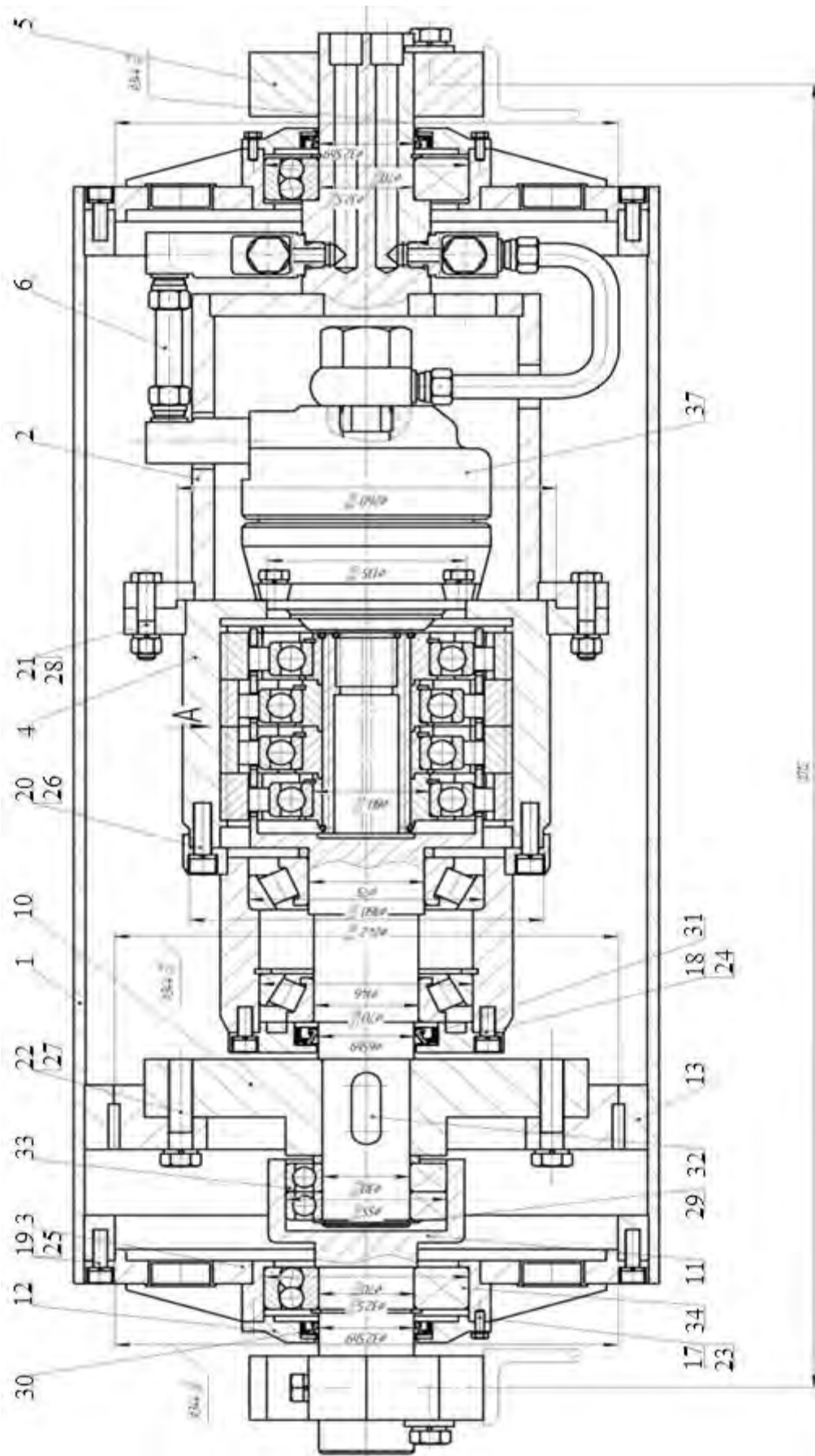


Рисунок 6.14 – Конструкція вмонтованого гідравлічного приводу для технологічної лінії подрібнення щебеню

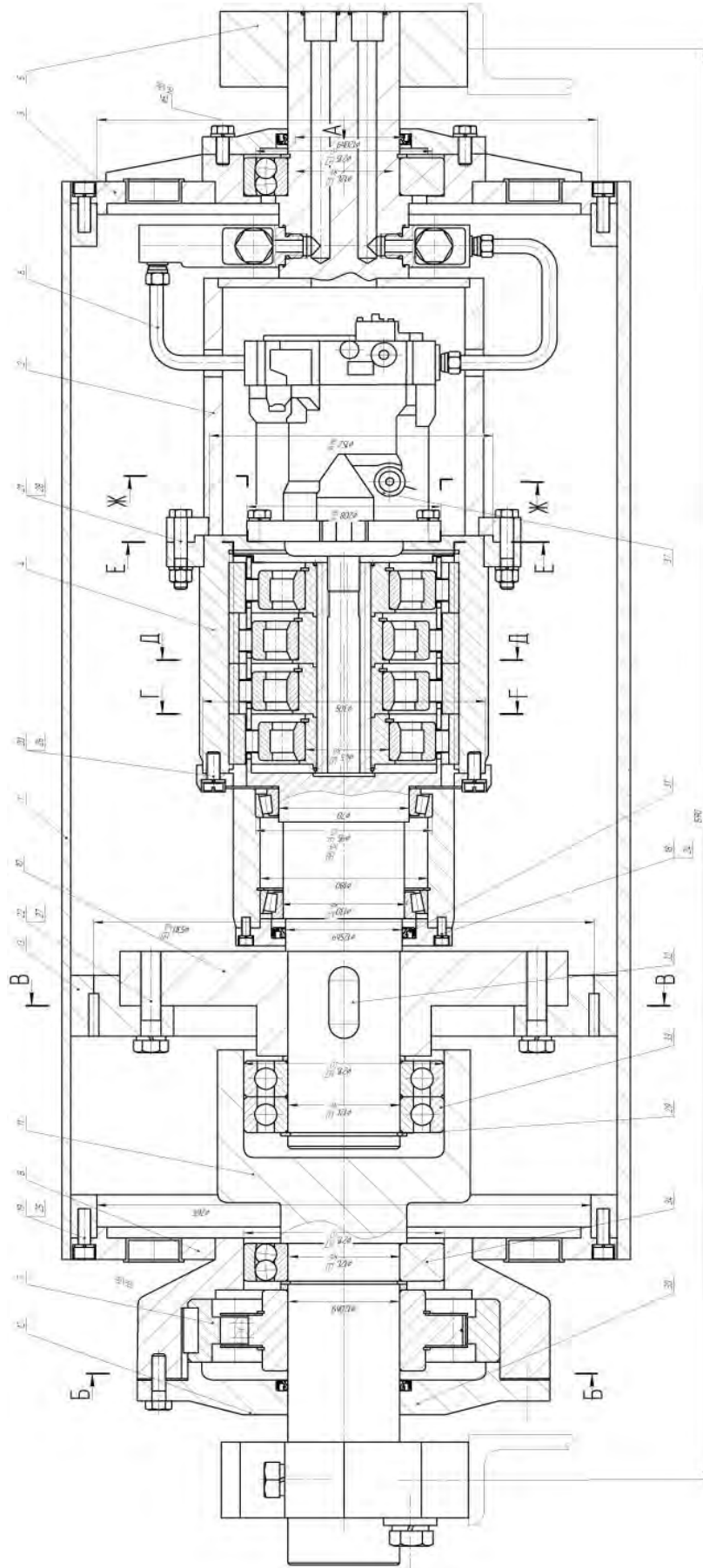


Рисунок 6.15 – Конструкція вмонтованого гідравлічного приводу для головного конвеєра технологічної лінії
подрібнення щєбеню

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 [438, 439]. 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 піввісей. Для цього необхідно було розробити спеціальне торцеве ущільнення, що герметизує зовнішню обертальну поверхню вихідного вала та внутрішню нерухому поверхню піввісі.

На рис. 6.16 зображена конструкція розробленого торцевого ущільнення для вузла зіставної піввісі вмонтованого приводу конвеєра для видалення стружки.

Розроблене торцеве ущільнення містить радіальне ущільнююче кільце 1, посаджене в кільцевій проточці обертального ущільнюючого кільця 2, яке встановлено із зазором у внутрішній поверхні розточки піввісі. Кільце 15 за допомогою пружини 3 притискається до торцевої поверхні нерухомого контркіля 4, виготовленого із пластичного матеріалу. яке також встановлене із зазором у внутрішній поверхні розточки піввісі й на зовнішній поверхні циліндричного виступу, виконаного на торці внутрішньої розточки другої піввісі 6. Контркільце 5 своєю внутрішньою конусною поверхнею притискає

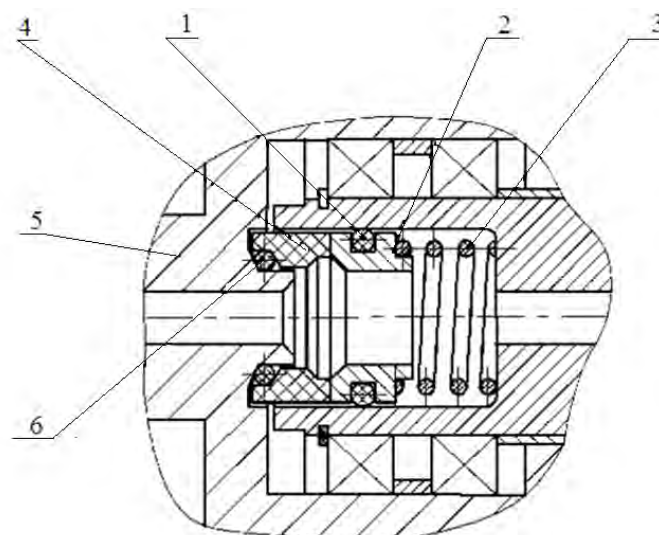


Рисунок 6.16 – Конструктивна схема розробленого торцевого ущільнення до зовнішньої конусної поверхні циліндричного виступу опорне кільце 7.

При цьому у торцевому ущільнюючому вузлі осьова сила, яка створена пружиною 16 і тиском у виливній магістралі робочої рідини, що діє на торцеву поверхню обертального ущільнюючого кільця 15, притискає його до нерухомого контркіля 17. Шляхи витoku рідини в осьовому напрямку між зовнішньою поверхнею обертального ущільнюючого кільця 15 і внутрішнього вихідного вала 6, а також між внутрішньою поверхнею контркіля 17 і зовнішнього циліндричного виступу піввісі 18 надійно перекриваються радіальними 14 і опорними 15 ущільнюючими кільцями.

На рис.6.17 зображена 3D модель такого приводу, а на рис. 6.18 – його конструкція, 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



Рисунок 6.17 – 3D модель вмонтованого приводу з торцевим обергальним ущільненням

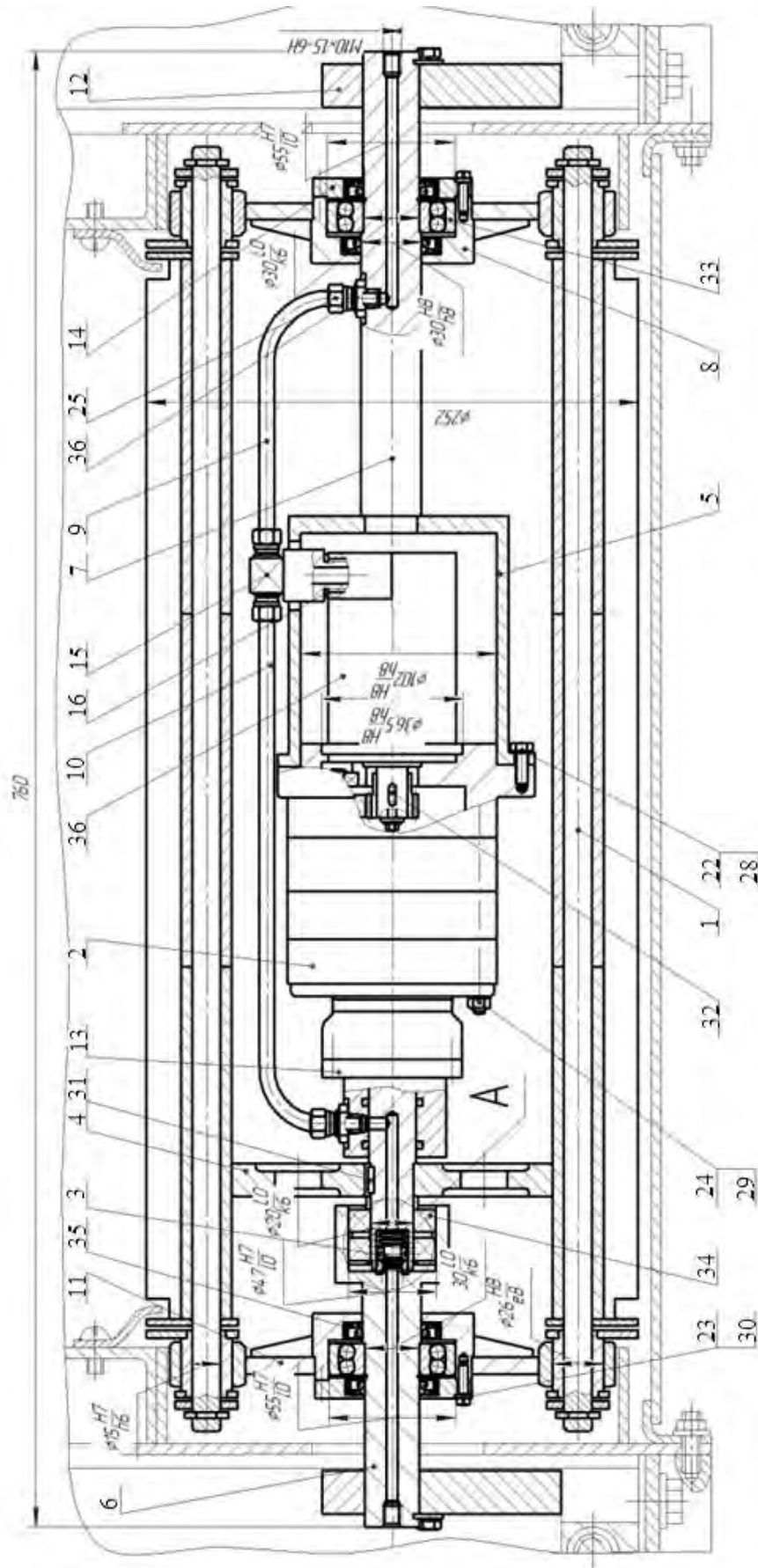


Рисунок 6.18 – Конструкція вмонтованого приводу скребкового конвеєра для видалення стружки з робочої зони токарного верстата

Проведені дослідження вимушених коливань несівної системи конвеєра з урахуванням взаємодії з роликоопорами дозволяють визначити амплітуду коливань, що передаються через роликоопори на металоконструкцію. Зменшення амплітуди цих коливань можна досягнути не лише добором конструктивних параметрів механічної системи конвеєра але й конструктивними засобами, наділивши роликоопори амортизаційними властивостями.

На рис. 6.19 наведена схема улаштування підшипника роликоопори на її вісь. Для зменшення коливань, що передаються від поверхні ролика через підшипник на вісь 1 між внутрішньою поверхнею підшипника 2 та зовнішньою поверхнею вісі 1 розміщено зіставну втулку 3.

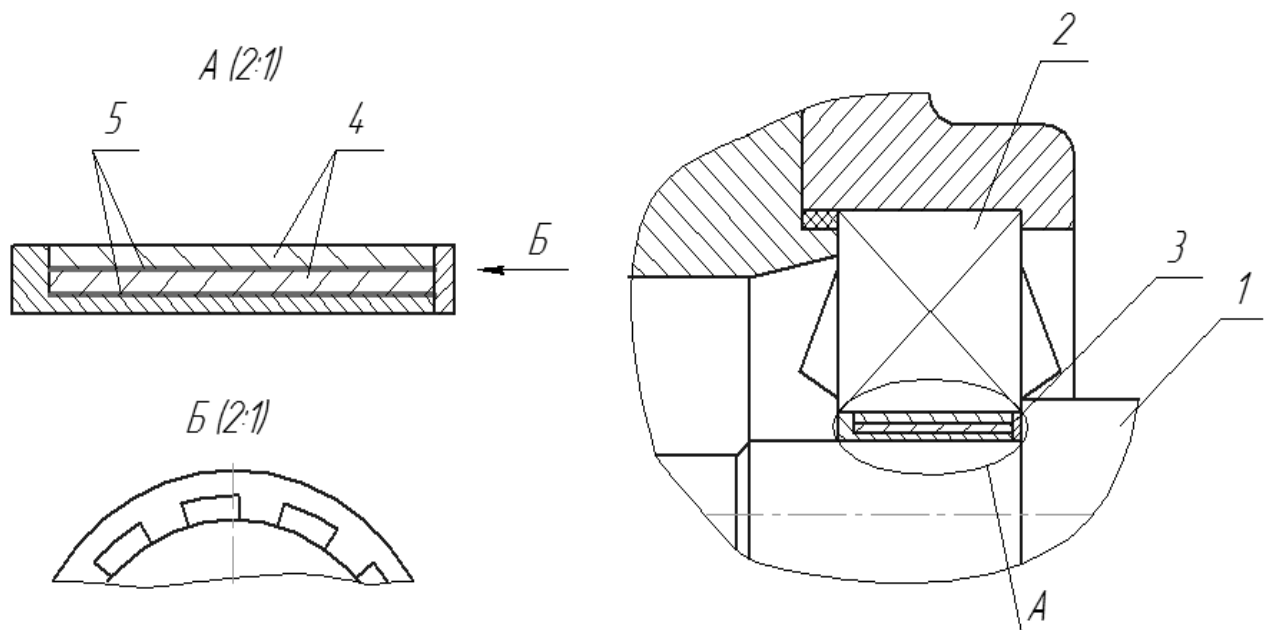


Рисунок 6.19 – Схема улаштування підшипника роликоопори на її вісь

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.

6.4 Конкурентоспроможність вмонтованих приводів стрічкових конвеєрів

Основним завданням будь-якого сучасного підприємства за умов ринкової економіки є підвищення економічної ефективності його діяльності [440].

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 [441]. 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 [442, 443]. 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 стандартизації 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 [441].

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 [443].

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 [444, 445].

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 [444].

Згідно класичного підходу 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 [441]. Залежно від завдань, що підлягають вирішенню, величину економічного ефекту потрібно обчислювати в одній із двох форм – народногосподарській (загальний ефект за умов використання нововведень) і внутрішньо-господарській (ефект, одержуваний окремо розробником, виробником і споживачем технічних новинок або нововведень) [442]. 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 [446].

Крім того, економічна ефективність впровадження того чи іншого нововведення може бути оцінена лише шляхом порівняння показників інноваційного та існуючого обладнання [447, 448].

Проблема полягає у тому, що в сучасних умовах соціально орієнтованої економіки стає необхідним застосування принципово нового підходу до визначення ефективності технічних новинок і нововведень [442]. 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 [449], перевірка цих напрямків розвитку щодо відповідності положенням і засадам державної політики [450] та міжнародним стандартам, визначення соціальних та економічних вигод нововведення за економічним критерієм [448].

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 можливо 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 [447–449]. Варто зазначити, що обладнання для гірничодобувної галузі характеризується досить високою вартістю проектування, виготовлення, тестування і, особливо, придбання та обслуговування. 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 [451, 452].

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, так як 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 [425, 436, 453], 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 використовується 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 – підвищення 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 % [438, 440]. Таким чином, капітальні витрати для базового комплексу обладнання становитимуть – 941039,3 грн.

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 склад. 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 ³	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

(818295грн + 40914,8грн + 81829,5грн), для нового – 415275,4 грн. (361109грн + 18055,5грн + 36110,9грн).

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 розраховані 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 обладнання – 51715,0 грн./рік та нового – 9930,6 грн./рік. Відтак отримаємо економію на експлуатаційних витратах у розмірі 41784,4 грн./рік.

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 реалізації, величини валового прибутку. Ці розрахунки проводимо як для базового так і для нового обладнання.

Собівартість тони продукції за умов використання нового комплексу необхідно скорегувати в напрямку зниження за рахунок підвищення продуктивності його роботи і, як наслідок, збільшення обсягів готової продукції (6.3):

$$C_{\text{бн}} = C_{\text{бб}} \frac{ak + b}{100} = 61,9 \cdot \frac{40 \cdot 0,926 + 60}{100} = 60 \text{ грн./т.}, \quad (6.3)$$

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 зросте 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 прийняті згідно річної звітності 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 (6.4)-(6.5):

$$V_{pb} = 569,6 \cdot 98,7 = 56213,1 \text{ грн.}; \quad (6.4)$$

$$V_{pn} = 611,8 \cdot 98,7 = 60379,8 \text{ грн.} \quad (6.5)$$

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 (6.6), (6.7):

$$П_{\sigma} = 56213,1 - 35284,5 = 20928,6 \text{ тис. грн.}; \quad (6.6)$$

$$П_{\pi} = 60379,8 - 36708 = 23671,8 \text{ тис. грн.} \quad (6.7)$$

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 до необ'єктивності отриманих результатів.

Як додатковий економічний показник, розрахуємо 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 (6.8):

$$IP_{\sigma} = \frac{W}{K} = \frac{17438,1}{12349,6} = 1,4, \quad (6.8)$$

де W – грошовий потік, грн. (6.9):

$$W = \Pi_q + A = 13909,632 + 0,1 \cdot 35284,5 = 17438,1 \text{ тис. грн.}, \quad (6.9)$$

тут A – амортизаційні відрахування, грн. При розрахунках орієнтовно амортизаційні відрахування можна прийняти рівними 10% від повної собівартості реалізованої продукції [438, 439]; Π_q – чистий прибуток, грн. (6.10):

$$\Pi_q = \Pi_0(1 + \alpha_n) = 11591,36 \cdot (1 + 20) = 13909,632 \text{ тис. грн.}, \quad (6.10)$$

де Π_0 – оподаткований прибуток; α_n – ставка податку на прибуток.

Оподаткований прибуток розраховуємо наступним чином (6.11):

$$\Pi_0 = \left(\frac{Ц_{дог}}{1 + \alpha_{ПДВ}} - S_n \right) \cdot Q = \left(\frac{98,7}{1 + 0,2} - 61,9 \right) \cdot 569,6 = 11591,36 \text{ тис. грн.}, \quad (6.11)$$

де K – капіталовкладення, грн. Наближено разові витрати можна прийняти рівними $(0,2 \div 0,5)Q_p = 0,35 \cdot 35284,5 = 12349,6$ 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. Даний показник роботи інвестицій є особливо важливим для інвесторів, які хочуть знати, коли відбудеться повне повернення вкладеного капіталу. За умов використання базового комплексу обладнання (6.12):

$$T = \frac{K}{\Pi_0} = \frac{12349,6}{11591,36} = 1,07 \text{ року.} \quad (6.12)$$

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, вискоефективного 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 щодо 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

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,	941039,3	415275,4	-525763,9	-60
3	Експлуатаційні витрати, грн./рік	51715,0	9930,6	-41784,4	-420
4	Собівартість лізованої продукції, тис. /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

ефекту – зниження собівартості продукції.

Нове обладнання технологічного комплексу розроблено на базі вмонтованого приводу, вибір конструктивної схеми якого здійснено згідно критеріальних оцінок [425, 436]. Конструктивні особливості нового обладнання забезпечують йому ряд 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 % приводять до зниження 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 дану 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.

Крім того, конструктивними особливостями нового обладнання технологічного комплексу передбачено поліпшення ряду технічних характеристик – зменшення маси приводу, зниження його металомісткості та підвищення ресурсу роботи [425, 436, 453, 454]. Вказані переваги нового обладнання в порівнянні 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.

6.5 Висновки до шостого розділу

1. Аналіз відомих типів приводів конвеєрів за основними та додатковими критеріальними оцінками дозволив встановити, що гідравлічні МБ відрізняються раціональними кінематичними схемами, невеликими габаритами та числом складальних одиниць, високою питомою потужністю. До переваг МБ необхідно віднести технологічність і можливість високої уніфікації його вузлів, зручність монтажу на робочому місці, а також відсутність обертових частин, що виступають на зовні.

2. Використання гідравлічних МБ дозволяє надати конвеєру нові технічні якості, які недоступні електричним, за рахунок застосування засобів гідравтоматики. Тому в конвеєрах, що експлуатуються в умовах обмеженої монтажної зони під привід доцільно застосовувати вмонтовані приводи.

3. Застосування критеріальних оцінок під час схемного пошуку конструкції приводу дозволяє отримати найбільш раціональну його схему залежно від умов експлуатації.

4. Грунтуючись, на системному аналізі конструкцій вмонтованих приводів виділено характерні структурні та функціональні ознаки їх елементів. Чітка формалізація цих структурно-функціональних елементів дозволяє розробити структурну формулу конструкції з наперед заданими параметрами, полегшує пошук нового технічного рішення і вибір раціональної компоновочної схеми, а також створити передумови для розробки підсистеми автоматизованого проектування «Вмонтований привід», яка може інтегруватися в розгалужену систему автоматизованого проектування ПТМ.

5. З використанням структурних формул розроблено нові конструкції гідравлічних вмонтованих приводів різного функціонального призначення з покращеними техніко-економічними характеристиками

6. Встановлено, що найбільш ефективним методом визначення ефективності є розрахунковий метод із застосуванням методики порівняння техніко-економічних показників нового та існуючого обладнання.

7. Рекомендаціями до застосування нового обладнання для підприємств гірничодобувної галузі є поліпшення таких показників – зниження витрат на роботи, що пов'язані із добуванням або переробкою сировини, мінімальні терміни окупності капітальних вкладень, покращення умов праці та безпеки працівників.

8. Аналіз техніко-економічних показників, що характеризують ефективність заміни існуючого на ПрАТ «Стрижавський кар'єр» обладнання для транспортування сипучих матеріалів новим обладнанням в технологічному комплексі, розробленим на базі вмонтованого приводу, свідчить про доцільність такої заміни, яка полягає у збільшенні обсягів переробки гранітної маси, зменшенні капітальних та експлуатаційних витрат, зниженні собівартості 1 тони виготовленої продукції, збільшенні чистого доходу, валового прибутку, підвищенні індексу рентабельності та зменшенні терміну окупності.

ВИСНОВКИ

У дисертаційній роботі розв'язано важливу науково-прикладну проблему у галузі динаміки та міцності машин – підвищення ефективності функціонування стрічкових конвеєрів мобільних машин на основі комплексного вивчення динамічних процесів у привідних системах і стрілових конструкціях із застосуванням узагальнених континуально-дискретних розрахункових моделей та урахуванням динамічних властивостей керованих гідроприводів, удосконалення конструкцій елементів приводу і несівних вузлів конвеєрів, а також прогнозування залишкового ресурсу елементів тривалої експлуатації.

В результаті виконаних досліджень відповідно до мети і задач роботи отримані такі результати.

1. Обґрунтовано раціональну схему компоновки елементів привідної системи стрічкового конвеєра, улаштованого на стріловій конструкції мобільної машини, та доведено переваги застосування вмонтованих гідроприводів з пристроями керування, які забезпечують безупинну роботу конвеєра, сприяють рівномірності розподілу тягового зусилля по довжині стрічки, зниженню динамічних навантажень елементів конвеєра, а також заощадженню енергоресурсів в процесі експлуатації мобільної машини. Встановлено, що за рахунок збільшення зведеної жорсткості механічної системи конвеєра у 2–3 рази можна досягти зменшення тривалості процесів пуску на 17–26%, часу відкриття пристрою керування – на 16–24%. Збільшенням об'єму напірної порожнини гідросистеми суттєво зменшується динамічна складова навантаження елементів приводу, але збільшується тривалість перехідних процесів.

2. Розроблено метод аналізу нестационарних режимів роботи гідропривідного агрегату стрічкового конвеєра з основним і додатковим гідромоторами та системою керування, чутливою до зміни навантаження .

Встановлено, що різка зміна робочого навантаження конвеєра від 5 кН·м до 12 кН·м призводить до виникнення перехідного процесу в напірній магістралі, тривалість якого, в залежності від параметрів привідної системи і транспортувального органу конвеєра, становить: у фазі вмикання додаткового гідромотора – від 0,11 до 0,15 с; у фазі спільної роботи гідромоторів – від 0,05 до 0,12 с; у фазі зменшення навантаження і відмикання додаткового гідромотора – від 0,9 до 0,17 с. Відношення динамічної складової тиску до його усталеного значення для відповідних фаз знаходиться в межах від 15% до 45%, від 4% до 12%, від 20% до 55%.

3. Побудовано математичні моделі динамічних процесів у пусковому пристрої, який синтезовано для реалізації раціонального способу пуску стрічкового конвеєра, і дає можливість знизити динамічні зусилля у транспортувальному органі, а також в системі керування гідроприводу з паралельно встановленими гідромоторами, яка забезпечує безперебійне функціонування конвеєра в умовах мінливості сил корисного опору. З'ясовано, що для стійкої роботи приводу характерний об'єм додаткового гідромотора q_{m2} не повинен перевищувати 75% характерного об'єму q_{m1} основного гідромотора, а співвідношення площ герметизації запірнього елемента сенсора – значення $f_1/f_2=0,7$. Дослідженнями запропоновано заходи щодо конструктивних змін в елементах системи керування для уникнення негативних явищ у її роботі.

4. Розроблено методику проведення експериментальних досліджень динаміки гідравлічного приводу, чутливого до зміни навантаження. Обґрунтовано конструкцію, технічні характеристики експериментального стенду, а також контрольно-вимірювальну та реєструвальну апаратуру. Порівнянням результатів теоретичних та експериментальних досліджень роботи привідної системи окреслено похибки визначення основних параметрів теоретичним шляхом, таких як крутильна жорсткість системи, інерційне навантаження, об'єм напірної гідролінії та характер зміни навантаження, які знаходяться в межах від 8,4% до 17,8 %. Такі значення похибок розрахунків динамічних процесів у привідній системі свідчать про правомірність

припущень, прийнятих під час теоретичних досліджень та про адекватність математичної моделі приводу реальній гідромеханічній системі.

5. Розроблено метод розрахунку перехідних процесів в машинах неперервного транспорту з довгомірними вітками стрічок з урахуванням динамічних властивостей керованого гідроприводу, а також особливостей виникнення і поширення хвиль пружних деформацій стрічки, обумовлених рухомістю меж транспортувального органу. Для розв'язання нелінійної крайової задачі застосовано метод скінченних елементів. Дискретизацію рівнянь з частинними похідними виконано методом зважених нев'язок у поєднанні з методом Бубнова-Гальоркіна. Побудовано алгоритм розрахунку динамічних процесів у механічній системі конвеєра для підвищення точності визначення зусиль в елементах приводу і в транспортувальному органі в нестационарних режимах роботи.

6. Побудовано математичні моделі вільних і вимушених гармонічних коливань суцільних та шарнірно зчленованих стрілових конструкцій конвеєрів, закріплених на вантових підвісках, які дають можливість з достатньою точністю визначати власні частоти і форми коливань механічних систем, а також амплітуди зміни внутрішніх сил, викликаних дією інерційних та інших періодичних навантажень. Стріла, що складається з шарнірно зчленованих секцій великої жорсткості (просторових ферм), розглядається як система твердих тіл; яскраво виражена гнучка довгомірна конструкція – як багатопрогонова балка, для опису коливань якої застосовано технічну теорію згину або теорію балок С. Тимошенка. Встановлено, що динамічні характеристики стрілових конструкцій значною мірою залежать від їх згинної жорсткості, податливості утримувальних канатів та маси транспортованого вантажу і можуть змінюватися, в залежності від параметрів конструкцій і умов експлуатації відвалоутворювача, в широких діапазонах. Виявлена реальна можливість виникнення резонансних явищ у несівній конструкції стрічкового конвеєра відвалоутворювача на частоті обертання опорних роликів (1,46 Гц) та на частоті взаємодії з ними кускових вантажів (3,7 Гц). Для усунення такої

можливості необхідно раціонально добирати пружно-інерційні характеристики конструкцій, а також швидкість транспортування вантажів.

7. Побудовано математичну модель для визначення кінематичних і динамічних характеристик транспортування нерівномірно розподіленого уздовж стрічки вантажу з урахуванням геометричних параметрів системи роликів опор, провисання стрічки, особливостей розподілу вантажу і швидкості транспортування. Розроблено алгоритм розрахунку динамічних навантажень роликів з боку рухомої стрічки з нерівномірно розподіленим вантажем. На прикладі стрілової конструкції буртоукладника досліджено вимушені коливання несівної системи, обумовлені періодичними навантаженнями роликів. Встановлено, що коефіцієнт асиметрії циклічних напружень у верхньому поясі стріли, в залежності від умов роботи, коливається в межах $R = 0,4 \dots 0,75$.

8. Порівнянням навантажених і ненавантажених зразків сталевого матеріалу із Ст 3, виготовлених з несівних елементів тривало-експлуатованої (понад 30 років) стріли буртоукладника, встановлено істотну зміну ударної в'язкості від 160 Дж/см^2 до 120 Дж/см^2 , за незначного підвищення характеристик міцності і спаду пластичності. Експлуатаційне зниження опору крихкому руйнуванню, яке узгоджується зі зменшенням енергоємності руйнування, створило передумови зародження тріщини, що підтверджено фрактографічними дослідженнями.

9. Підтверджено вплив сумісної дії циклічних динамічних навантажень і корозивного середовища на швидкість тріщиноутворення в несівній конструкції тривало експлуатованої стріли буртоукладника. Негативний вплив модельного середовища кислого дощу на швидкість росту втомних тріщин виявлено лише для високої асиметрії циклу $R = 0,75$: середовище знижує поріг втоми та інтенсифікує швидкість руйнування у всьому діапазоні значень коефіцієнта інтенсивності напружень ΔK . На основі результатів експериментальних досліджень визначено критеріальні значення коефіцієнтів інтенсивності напружень (КІН), за якими із застосуванням аналітичних співвідношень

розраховано характеристичні і критеріальні значення довжин тріщиноподібних дефектів, які вважаємо такими, що передують руйнуванню конструкції. Розроблено практичні рекомендації щодо оцінки довговічності стрілової конструкції зі змодельованими тріщиноподібними дефектами різної форми та геометрії шляхом визначення граничних значень циклів навантажень.

10. Застосування критеріальних оцінок під час схемного пошуку конструкцій приводів та їх структурно-функціональних елементів дозволили розробити вмонтовані приводи з покращеними техніко-економічними характеристиками. Запропоновано конструкцію ролюкоопори, яка зменшує дію динамічних навантажень на стрілову конструкцію. Розрахунок техніко-економічних показників, що характеризують ефективність заміни існуючого на ПрАТ «Стрижавський кар'єр» новим обладнанням, розробленим на базі вмонтованого гідроприводу, свідчить про доцільність такої заміни, оскільки при цьому збільшуються обсяги переробки гранітної маси (на 7,4%), зменшуються капітальні та експлуатаційні витрати на (60%), знижується собівартості продукції (на 4,2%), збільшується чистий дохід (на 7,3%), а також валовий прибуток (на 12,9%), підвищується індекс рентабельності (на 10,7%) та зменшується термін окупності (на 18,8%).

СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ

1. Панкратов С. А. Динамика машин для открытых горных и земляных работ / С. А. Панкратов. – М.: Машиностроение, – 1967. – 448 с.
2. Волков Д. П. Динамика и прочность многоковшовых экскаваторов и отвалообразователей / Д. П. Волков, В. А. Черкасов. – М.: Машиностроение, – 1969. – 408 с.
3. Гірниче і збагачувальне обладнання. Відвалоутворювачі : Новокраматорський машинобудівний завод [Електронний ресурс] – Режим доступу : <http://www.nkmz.com>.
4. Відвалоутворювачі. Акціонерне товариство «PRODECO, a.s.» (Продеко) [Електронний ресурс] – Режим доступу : <http://www.prodeco.cz>.
5. Передвижные дробильно-сортировочные установки. KWAEuroservice [Електронний ресурс] – Режим доступу : <http://www.kwa-euroservice.de>.
6. Cone Crusher Plants. KPI-JCI and Astec Mobile Screens [Електронний ресурс] – Режим доступу : <http://www.kpijci.com>
7. Буртоукладачі. ЗАО Калинівський машинобудівний завод [Електронний ресурс] – Режим доступу : <http://www.kmbp.com.ua>
8. Шахмейстер Л. Г. Теория и расчет ленточных конвейеров / В. Г. Дмитриев, Л. Г. Шахмейстер. – М.: Машиностроение, – 1978. – 392 с.
9. Пертен Ю. А. Конвейеры : справочник / под ред. Ю. А. Пертена. – Л.: Машиностроение, – 1984. – 367 с.
10. Поліщук Л. К. Системне проектування гідравлічних мотор-барabanів транспортних пристроїв / Л. К. Поліщук, О. О. Адлер // Наукові нотатки. – Луцьк. – Випуск (серпень 2006) – С. 292 – 302.
11. Зенков Р. Л. Машины непрерывного транспорта / Р. Л. Зенков, И. И. Ивашков, Л. Н. Колобов. – М.: Машиностроение, – 1987. – 432 с.
12. Кузьмин А. В. Справочник по расчетам механизмов подъемно-транспортных машин / А. В. Кузьмин, Ф. Л. Марон. – Минск: Вышэйшая школа, – 1983. – 350 с.

13. Спиваковский А. О. Теоретические основы расчета ленточных конвейеров / А. О. Спиваковский, В. Г. Дмитриев. – М.: Наука, – 1977. – 154 с.
14. Вайнсон, А. А. Подъемно-транспортные машины строительной промышленности. Атлас конструкций / А.А. Вайнсон. – М.: Машиностроение, – 1976. – 152 с.
15. Бессонов А. П. Основы динамики механизмов с переменной массой звеньев / А. П. Бессонов. – М.: Наука, – 1967. – 279 с.
16. Василенко М. В. Теория колебаний / М. В. Василенко. – К.: Вища школа, – 1992. – 430 с.
17. Вейц В. Л. Динамика управляемых машинных агрегатов / В. Л. Вейц, М. З. Коловский, А. Е. Кочура. – М.: Наука, – 1984. – 352 с.
18. Вульфсон Й. И. Динамические расчеты цикловых механизмов / Й. И. Вульфсон. – Л.: Машиностроение. Ленинград. отд-ние, – 1976. – 328 с.
19. Вульфсон Й. И. Колебания машин с механизмами циклового действия / Й. И. Вульфсон. – Л.: Машиностроение. Ленингр. отд-ние, – 1990. – 309 с.
20. Голубенцев А. Н. Интегральные методы в динамике / А. Н. Голубцев. – К.: Техника, – 1967. – 350 с.
21. Горошко О. О. Введение в механику деформируемых одномерных тел переменной длины / О. О. Горошко, Г. Н. Савин. – Киев: Наук. думка, – 1971. – 224 с.
22. Ден-Гартог Дж. П. Механические колебания / Дж. П. Ден-Гартог. – М.: Физматгиз, – 1960. – 574 с.
23. Данник А. Н. Устойчивость упругих систем / А. Н. Данник. – М-л. – 1950. – 133 с. (Ан ССР “Серия итоги и проблемы современной науки”)
24. Зиньковський 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

25. Зиньковский А. П. Влияние рассеяния энергии в материале на колебания лопаток с неоднородностями / А. П. Зиньковский, И. Г. Токарь, В. А. Круц, Я. Д. Круглый // *Авиационно-космическая техника и технология*. – 2012. – № 9(96). – С. 132 –137.
26. Казак С. А. Динамика мостовых кранов / А. С. Круц. –М.: Машиностроение, – 1968. – 331 с.
27. Каудерер Г. Нелинейная механика / Г. Каудерер. – М.: Изд-во иностр. лит., – 1961. – 778 с.
28. Клаф Р. Динамика сооружений / Р. Клаф, Дж. Пензиен. – М.: Стройиздат, – 1979. – 320 с.
29. Кобринский А. Е. Механизмы с упругими связями. Динамика и устойчивость / А. Е. Кобринский. – М.: Наука, – 1964. – 392 с.
30. Кожевніков С. М. Динамика нестационарных процессов в машинах / С. М. Кожевніков. – К., – 1986. – 288 с.
31. Коловский М. З. Автоматическое управление виброзащитными системами / М. З. Коловский. – М.: Наука, – 1976. – 319 с.
32. Комаров М. С. Динамика грузоподъемных машин / М. С. Комаров. – М – К.: Машгиз, – 1962. – 267 с.
33. Комаров М. С. Динамика механизмов и машин / М. С. Комаров. – М.: Машиностроение, – 1969. – 296 с.
34. Кононенко В.О. Нелинейные колебания механических систем. Избранные труды / В. О. Кононенко. – Ин-т механики АН УССР. – К.: Наук.думка, – 1980. – 382 с.
35. Круц В. А. Влияние трещин усталости на колебания простейшей регулярной упругости системы / В. А. Круц, А. П. Зиньковский, Е. А. Синенко // *Пробл. прочности*. – 2013. – №3. – С. 37 – 85
36. Матвеев В. В. О границах применимости моделей парных форм при исследовании колебаний поворотной-симметричных систем / В. В. Матвеев, А. П. Зиньковский, М. В. Смерток // *Проблемы прочности*. – 1990. – №5. –С. 106 – 109

37. Філімоніхін Г. Б. Зрівноваження і віброзахист роторів автобалансирами з твердими коригувальними вантажами: монографія / Г.Б. Філімоніхін. – Кіровоград: КНТУ, – 2004. – 352 с. Светлицкий В. А. Механика стержней. Ч. 2 / В. А. Светлицкий. – М.: Высшая школа, – 1987. – 304 с.
38. Filimonikhin G.B. [Conditions for balancing a rotating body in an isolated system with automatic balancers](#) / G.B. Filimonikhin, I. I. Filimonikhina // International Applied Mechanics, Vol. 43, No. 11, pp. 113–120, November 2007.
39. Харченко Е. В. Динамические процессы буровых установок / Е. В. Харченко. – Львов.: Свит, – 1991. – 176 с.
40. Тимошенко С. П. Колебания в инженерном деле / С. П. Тимошенко, Д. Х. Янг, У. Уивер. – М.: Машиностроение, – 1985. – 472 с.
41. Терских В. П. Крутильные колебания валопроводов силовых установок. Исследование и методы расчета. в 4-х т / В.П. Терских. – Л.: Судостроение, – 1969.
42. Вікович І. А. Конструкції і динаміка штангових оприскувачів: монографія / І. А. Вікович. – Львів: Вид-во НУ "Львівська політехніка", – 2003. – 460 с.
43. Дмитриченко М. Ф. Динаміка мобільних машин з начіпними функціональними елементами: монографія / М. Ф. Дмитриченко, І. А. Вікович. – Львів: Вид-во НУ "Львівська політехніка", – 2008. – 496 с.
44. Лобас Л. Г. Механика многозвенных систем с кочением / Л. Г. Лобас–НАН України, Ін-т механіки Ім. С.П.Тимошенко. – К.: Наукова думка, – 2000. – 269 с.
45. Плахтиенко Н. П. Моделирующий осцелятор А. Ю.Ишлинского в задаче М. В.Келдиша О. Шимми / Н. П. Плахтиенко, Б. М. Шифрин // Прикладная математика и механика – 2016. – Т.80, –№ 2. – С. 176 – 182.
46. Н. П. Плахтиенко Одноступенная модель колебаний опоры шасси самолета / Н. П. Плахтиенко, Б.М. Шифрин //Техническая механика, – 2016. №1(2). – С. 176 – 182.

47. Шифрин Б. М. Неканонические шимми и защита от него / Б. М. Шифрин // Восточно-Европейский журнал передовых технологий. – Х., – 2011. – №6/7(54). – С. 58–60
48. Шифрин Б. М. Влияние конструктивных параметров на устойчивость шасси самолета при значительных скольжениях колес / Б. М. Шифрин // Авіаційно-космічна техніка і ехнологія: зб. наук. пр./ М-во освіти і науки України, Нац. аерокосм. ун-т ім. М. Є. Жуковського «ХАІ». – Х., – 2009. – №8(65). – С. 12 – 17.
49. Шифрин Б. М. Об одной аналитической модели качения пневматической шины / Б. М. Шифрин // Прикл. механика. – 2006. – №4(42). – С. 128 – 135
50. Вейц В. Л. и др. Динамика управляемого электромеханического привода с асинхронными двигателями / В. Л. Вейц, П. Ф. Вербовий, А. Е. Кочура, и др. – Киев.: Наук. думка, – 1988. – 352 с.
51. Вейц В. Л. Динамика машинных агрегатов с двигателями внутреннего сгорания / В. Л. Вейц, А. Е. Кочура. – Л.: Машиностроение. Ленингр. отд-ние, – 1976. – 383 с.
52. Иванченко Ф. К. Механика приводов технологических машин / Ф. К. Иванченко. – К.: Вища школа, – 1986. – 152 с.
53. Кадымов Я. Б. Переходные процессы в системах с распределенными параметрами / Я. Б. Кадымов. – М.: Машиностроение, – 1979. – 262с.
54. Ключев В. И. Ограничение динамических нагрузок электропривода / В. И. Ключев. – М.: Энергия, – 1971. – 320 с.
55. Митропольский Ю. А. Проблемы асимптотической теории нестационарных колебаний / Ю. А. Митропольский. – М.: Наука, – 1964. – 432 с.
56. 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. Вып. 5. Днепропетровск, – 1980. – С. 187 – 192

57. Филиппов А. П. Колебания деформируемых систем / А. П. Филиппов. – М.: Машиностроение, – 1970. – 736 с.

58. 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

59. 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

60. Кравченко А. И. Конвейеризация подземного транспорта на шахтах Карагандинского бассейна / А. И. Кравченко, Р. В. Мерцалов, В. А. Шемякин // Уголь, – 1973. – № 6. – С. 47-51.

61. Спиваковский А. О. Теория ленточных конвейеров / А. О. Спиваковский, В. Г. Дмитриев. – М.: Наука, – 1982. – 191 с.

62. Андреев А. В. Исследование и расчет конвейерных лент и приводов / А. В. Андреев. – М.: Углетехиздат, – 1959. – 100 с.

63. 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.

64. Биличенко Н. Я. Эксплуатационные режимы ленточных конвейеров / Н. Я. Биличенко, Е. М. Высочин, Е. Х. Завгородний. – К.: Гостехиздат, – 1964. – 134 с.

65. Галкин В. И. Современная теория ленточных конвейеров горных предприятий / В. И. Галкин, В. Г. Дмитриев, В. П. Дьяченко, И. В. Запени, Е. Е. Шешко. – М.: Изд. МГГУ, – 2005. – 543 с.

66. Новиков Е. Е. Теория ленточных конвейеров для крупнокусковых горных пород / Е. Е. Новиков, В. К. Смирнов. – К.: Наукова думка, – 1983. – 184 с.
67. 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.
68. Иванченко Ф. К. Підйомно-транспортні машини : [підручник для студентів техн. вузів] / Ф. К. Иванченко. – К.: Вища шк., – 1993. – 413 с.
69. Бондарев В. С. 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.
70. 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.
71. Зенков Р. Л. Машины непрерывного транспорта : учеб. пособие / Р. Л. Зенков, И. И. Ивашков, Л. Н. Колобов. – М.: Машиностроение, – 1978. – 432 с.
72. Cramer H. Stationary and related stochastic process / H. Cramer, M. Ross Leadbetter. – John Wiley, N. J., – 1967. – 348 p.
73. 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
74. Dusan Ilic Investigation of bulk solid and conveyor belt interactions DEM 6 / I. Dusan, C. Wheeler.
75. 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.
76. Belt conveyors for bulk materials / Conveyor Equipment Manufacturers Association (CEMA), – 2007. – 600 p.

77. Запенин И. В. Моделирование переходных процессов ленточных конвейеров / И. В. Запенин, В. Е. Бельфор, Ю. А. Селищев. – М.: Недра, – 1969. – 56 с.

78. Лескевич П. А. Исследование динамики ленточных конвейеров: дис. канд. техн. наук. / П. А. Лескевич – Днепропетровск: АН УССР, филиал института механики, – 1964.

79. Лескевич П. А. О пробуксовке при пуске ленточных конвейеров / П. А. Лескевич // Вопросы рудного транспорта, – 1985. – № 9. – С. 48 – 54.

80. 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.

81. 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.

82. 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.

83. 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.

84. 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.

85. Никитин С. В. Динамическая модель ленточного конвейера / С. В. Никитин // Научно-технические ведомости Санкт-Петербургского государственного политехнического университета. – 2014. – №1(176). – С. 156-166.

86. Кузнецов Б. А. Динамика пуска длинных ленточных конвейеров / Б. А. Кузнецов // Кн.: Транспорт шахт и карьеров. – М.: Недра, – 1971. – С. 27 – 41.
87. 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.
88. Лескевич В. И. 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.
89. Солод Г. Н. Электронное моделирование нестационарных процессов в электромеханической системе ленточных конвейеров при контактном пуске / Г. Н. Солод, И. В. Запенин // Сб. науч. трудов: Горнорудные машины и автоматика. – 1967. – № 3. – С. 243-269.
90. Штокман И. Г. Динамика тяговых цепей рудничных конвейеров / И. Г. Штокман. – М.: Углетехиздат, – 1959. – 290 с.
91. Дмитриева В. В. Моделирование пуско-тормозных режимов ленточного конвейера / В. В. Дмитриева // Горные науки и технологии. – М., – 2014. – №3. – С. 50 – 56.
92. Кононенко В. О. Колебательные системы с ограниченным возбуждением / В. О. Кононенко. – М.: Наука, – 1964. – 254 с.
93. 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.
94. Харченко Є. В. Розрахунок перехідних процесів у стрічковому конвеєрі з урахуванням рухомості меж транспортувального органу / Є. В. Харченко, Л. К. Поліщук, С. Собковскі. – «Технічні вісті» (Українське інженерне товариство у Львові), – 2001. – №1(12), – №2 (13). – С. 102 – 106.
95. Штокман И. Г. Прочность и долговечность тяговых органов / И. Г. Штокман, Л. И. Эппель. – М., Недра, – 1967. – 231с.

96. 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.

97. Simulation Research on Dynamics of Belt Conveyor System / Weigang Song, Bangchun Wen and Huijuan Liu

98. Rong Li Analysis of Electro-hydraulic Proportional Speed Control System on Conveyor / L. Rong, L. Jing, S. Chun-geng, L. Sen // Procedia Engineering, – 2012. – №31, – P. 1185 – 1193.

99. Мяченков В. И. Расчеты машиностроительных конструкций методом конечных элементов / В. И. Мяченков – Ж Справочник – 1989. – 520с

100. 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.

101. Седов Л. И. Механика сплошной среды / Седов Л. И. – Изд-е 4-е, т.1. – М.: Наука, – 1983. – 528 с.

102. 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.

103. Иванченко Ф. К. Прикладные задачи динамики машин / Ф. К. Иванченко. – К.6 Вища школа, – 1983. – 200 с.

104. 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.

105. Бочаров Ю. А. Гидропривод кузнечно-прессовых машин : [учеб. пособие для машиностроительных вузов] / Ю. А. Бочаров, В. И. Прокофьев – М.: Высш. школа. – 1969. – 248 с.

106. Динамика гидропривода / Под ред. В. Н. Прокофьева. – М.: Машиностроение, – 1972. – 281 с.

107. 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.

108. 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.

109. 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” №556. – Львів.: Видавництво Національного університету “Львівська політехніка”, – 2006. – С. 69–78.

110. 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.

111. 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. / ПДТУ. – Маріуполь, –2003. – № 7. – С. 152–156.

112. Семенченко А. К. Влияние неравномерности загрузки ленточного конвейера на нагруженность приводных двигателей и энергозатраты на транспортирование / А. К. Семенченко, И. И. Стадник, П. В. Белицкий, Д. А. Семенченко, Е. Ю. Степаненко// Восточно-Европейский журнал передовых технологий. – 2016 –т. 4, – №1 (82). – С.42–51

113. 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.

114. Поліщук Л. К. Гідрофікація транспортних засобів буртоукладальних машин / Л. К. Поліщук, Р. Д. Іскович-Лотоцький, Р. П. Коцюбівський // Вібрації в техніці і технологіях. Всеукраїнський науково-технічний журнал, – 2003. – №5 (31). – С. 28 – 30.

115. Шахмейстер Л. Г. Динамика грузопотоков и регулирование скорости ленточных конвейеров / Л. Г. Шахмейстер, В. Г. Дмитриев, А. К. Лобачева. – М.: Недра, – 1972. – 173 с.

116. Малиновский А. К. Автоматизированный электропривод машин и установок шахт и рудников : [уч. для вузов] / А. К. Малиновский. – М.: Недра, – 1987. – 277 с.

117. Дмитриева В. В. Разработка и исследование системы автоматической стабилизации погонной нагрузки магистрального конвейера: автореф. дис. кандидата техн. наук: 05.13.06 / В. В. Дмитриева. – М., – 2005. – 162 с.

118. Полуниин В. Т. Эффективность регулирования скорости шахтных конвейеров / В.Т.Полуниин // Научные труды МГИ, – 1968. – № 53. – С. 87 – 95

119. 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.

120. 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

121. Lauhoff, H. “Speed Control on Belt Conveyors – Does it Really Save Energy?” / H. Lauhoff // Bulk Solids Handling, – 2005. – №.25(6), – P . 368 – 377.

122. Башта О. С. Використання регульованого електропривода в задачах підвищення енергоефективності технологічних процесів / О.С. Бешта. // Науковий вісник Національного гірничого університету. – Дніпропетровськ, – 2012. – №. 4. – С. 98–107.

123. Wheeler, C. A. Evolutionary Belt Conveyor Design — Optimizing Coasts / C. A. Wheeler. – Bulk Material Handling by Conveyor Belt. 7, Littleton, Colorado, – 2008. – 108 p

124. Bing Xua. 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. 98–11.

125. Ставицкий В. Н. Алгоритм идентификации транспортной задержки конвейера / В. Н. Ставицкий // Сборник научных трудов ДонНТУ. Серия: Вычислительная техника и автоматизация. – Донецк: ДонНТУ, – 2011. – №37. – С. 59 – 66.

126. Forental V., Forental M., Nazarov F., (2015). Investigation of Dynamic Characteristics of the Hydraulic Drive with Proportional Control. Procedia Engineering. International Conference on Industrial Engineering (ICIE-2015), – № 129, – P. 695–701.

127. Котлобай А. Я. Гидравлические агрегаты систем приводов ходового оборудования дорожно-строительных машин. / Котлобай А. Я., Котлобай А. А., Тамело В. Ф. – Наука и Техника. – Минск, – 2016. – №. 15 (1). – С. 69–77.

128. 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.

129. 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.

130. Соседка В. Л. Моделирование устройств регулирования пуска ленточных конвейеров / В. Л. Соседка, Д. Н. Фабричный // Гірнична електромеханіка та автоматика: Наук. – техн. зб., – 2005. – №74.

131. Фабричный Д. Н. Анализ электромеханических систем пуска ленточных конвейеров / Д. Н. Фабричный // Гірнична електромеханіка та автоматика: Наук. – техн. зб., – 2003. – №70.

132. 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.
133. Семенченко А.Т. и др. Новый электропривод ленточных конвейеров для шахт / А. Т. Семенченко // Уголь Украины, – 2000. – №10. – С. 40
134. Schneider Electric. Устройства плавного пуска и торможения Altistart48. [Электронный ресурс] – Режим доступа: <http://www.schneider-electric.com>
135. Siemens. SIRIUS 3RW. Устройства плавного пуска. [Электронный ресурс] – Режим доступа: <https://mall.industry.siemens.com>
136. Маренич К. М. Квазичастотне управління асинхронним двигуном як засіб підвищення ефективності функції “Kick-start” / К. М. Маренич // Взрывозащищённое электрооборудование :Сб. научн. трудов УкрНИИВЭ. – Донецк, – 2013. – С. 118 – 124.
137. А. с. 874518, СССР МКИ³ 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
138. Пасынков Б. П. Динамика транспортерных эстакад галерей / Динамический расчет специальных инженерных сооружений и конструкций. Справочник проектировщика / Б. П. Пасынков, А. Д. Ним. – М.: Стройиздат, – 1986. – С. 349 – 359
139. Александров А. В. Методы расчета стержневых систем, пластин и оболочек с использованием ЭВМ. Ч. 1. / А. В. Александров, Б. Я. Лашеников, Н. Н. Шапошников. – М.: Стройиздат, – 1976. – 248 с.
140. Баженов В. А. Будівельна механіка / В. А. Баженов. – К. : Вища школа, – 2000. – 670 с.

141. Баженов В. А. Строительная механика. Специальный курс. Применение метода граничных элементов / В. А. Баженов, В. Ф. Оробей, А. Ф. Дащенко, Л. В. Коломиец. – Одесса, Астропринт, – 2001. – 287 с.
142. Бидерман В. Л. Теория механических колебаний: Учебник для вузов – 2001 / В. Л. Бидерман. – М.: Высшая школа, – 1980. – 408 с.
143. Болотин В. В. Динамическая устойчивость упругих систем / В. В. Болотин. – М.: Гостехиздат, – 1956. – 600 с.
144. Голоскоков Е. Г. Нестационарные колебания деформируемых систем / Е. Г. Голоскоков, А. П. Филиппов. – К.: Наукова думка, – 1977. – 340 с.
145. Горошко О. А. О продольных колебаниях балки с подвижным экипажем / О. А. Горошко // Прикладная механика. – 1978. – №3(14). – С. 127 – 129.
146. Горошко О. А. Критические случаи движения стержня с демпфером на конце / О. А. Горошко // Прикладная механика, – 1978. – №4(14). – С. 129 – 132.
147. Гуров А. Ф. Изгибные колебания деталей и узлов авиационных газотурбинных двигателей / А. Ф. Гуров. – М.: Оборонгиз, – 1959. – 359 с.
148. Гуляев В. И. Упругое деформирование, устойчивость и колебания гибких криволинейных стержнем / В. И. Гуляев, В. В. Гайдачук, В. Л. Кошкин. – К.: Наук. думка, – 1992. – 344 с.
149. Гуляев В. И. Прикладные задачи теории нелинейных колебаний механических систем / В. И. Гуляев, В. А. Баженов, С. Л. Попов. – М.: Высш. шк., – 1989. – 382 с.
150. Дондошанский В. К. Расчеты колебаний упругих систем на электронных вычислительных машинах / В. К. Дондошанский. – М – Л.: Машиностроение, – 1965. – 368 с.
151. Зенкевич О. Метод конечных элементов в технике / О. Зенкевич. – М.: Мир, – 1975. – 541 с.

152. Зиньковский А. П. Влияние параметров локального повреждения на собственные частоты колебаний конструктивных элементов / А. П. Зиньковский, И. Г. Токарь. В. А. Круц // Проблемы прочности, – 2015. – №2. – С. 5 – 11
153. Зиньковский А. П. Резонансные колебания стержневых моделей турбинных лопаток с составным елочным хвостовиком / А. П. Зиньковский, М. В. Смертюк, В. В. Матвеев, И. Г. Токарь, А. Я. Адаменко // Проблемы прочности, – 1984. – №5. – С. 85 – 89
154. Матвеев В. В. Демфирование колебаний деформируемых тел / В. В. Матвеев. – К.: Наукова думка, – 1985. – 264 с.
155. Лащеников Б. Я. Метод перемещения в континуальной форме / Б. Я. Лащеников // Исследования по теории сооружений. Сб. статей/Под ред. Б.Г. Коренева и др. – М.: Стройиздат, – 1969. Вып. ХУП. – С. 65 – 71.
156. Пановко Я. Г. Внутреннее трение при колебаниях упругих систем / Я. Г. Пановко. – М.: Физматгиз, – 1960. – 193 с.
157. Писаренко Г. С. Колебания механических систем с учетом несовершенной упругости материала / Г. С. Писаренко. – К.: Наукова думка, – 1970. – 379 с.
158. Писаренко Г. С. Общий случай поперечных колебаний стержня переменного сечения с учетом рассеяния энергии в материале / Г. С. Писаренко, В. В. Панчин // Рассеяние энергии при колебаниях упругих систем. Материалы совещ./ Под ред. Г.С.Писаренко. – К.: Наукова думка, – 1966. – С. 19 – 31
159. Писаренко Г. С. О колебаниях высотных инженерных сооружений при землетрясении с учетом рассеяния энергии // Рассеяние энергии при колебаниях механических систем. Материалы совещ./ Под ред. Г. С. Писаренко. – К.: Наукова думка, – 1972. – С. 4 – 20.
160. Пономарев К. К. Расчет элементов конструкций с применением электронных цифровых вычислительных машин / К. К. Пономарев. – М. Машиностроение, – 1972. – 242 с.

161. Prasad B. On the response of a Timoshenko beam unter initial stress at a moving load / B. Prasad // *Int. J. of Eng. Sci.*, – 1981. – №5(19). – P. 615 –628.
162. Работнов Ю. Н. Механика деформируемого твердого тела / Ю. Н. Работнов. – М.: Наука, – 1979. – 744 с.
163. Ржаницын А. Р. Строительная механика / А. Р. Ржаницын. – М.: Высшая школа, – 1982. – 400 с.
164. Розин Л. А. Стержневые системы как системы конечных элементов. / Л. А. Розин. – Л.: Изд-во Ленингр. ун-тз., – 1976. – 237 с.
165. Сеницын А. П, Метод Конечных элементов в динамике сооружений / А. П. Сеницын. – М.: Стройиздат, – 1978. – 231 с.
166. Смирнов А. Ф. Строительная механика. Динамика и устойчивость сооружений / А. Ф. Смирнов, А. В. Александров, Б. Я. Лащенко, Н. Н. Шапошников./ Под ред. А. Ф. Смирнова.– М.: Стройиздат, – 1984. – 416 с.
167. Смирнов А. Ф. Строительная механика. Стержневые системы / А. Ф. Смирнов, А. В. Александров, Б. Я. Лащенко, Н. Н. Шапошников/ Под ред. А. Ф. Смирнова. – М.: Стройиздат, – 1981. – 512 с.
168. Снитко Н.К. Динамика сооружений / Н. К, Снитко. – Л.: Госстройиздат. Ленингр. отд-ние, – 1960. – 356 с.
169. Huang T. C. The effect of rotatory inertia and shear deformation on the frequency and normal mode equations of uniform beams with simple and conditions / T. C. Huang // *J. Appl. Mech.*, – 1961. – №28. – P. 579 – 584
170. Харченко Є. В. Аналіз динамічної стійкості щоглової конструкції підіймального пристрою / Є. В. Харченко, Ю. Є. Носов // Вісник Національного університету «Львівська політехніка», – 2012. – № 746. – С. 94–100.
171. Харченко Є. В. Модальний аналіз щоглової металоконструкції підіймального пристрою з урахуванням положення каретки з вантажем / Є. В. Харченко, Ю. Є. Носов, В. Й. Демків // Вісник Національного університету «Львівська політехніка», – 2011. – № 713. – С. 113-121.

172. Kuzio I. Modeling of vibrations of A-shaped mast structures of rigs in column plane / I.Kuzio, Y. V. Kharchenko, O. Kunta // *Energia w nauce i technice 2012 / Monografia.* – Białystok-Kleosin: Oficyna Wydawnicza Politechniki Białostockiej, – 2012. – S. 117 – 132.

173. Кузьо І. В. Поздовжньо-поперечні коливання висотної споруди змінного перерізу / І. В. Кузьо, Є. В. Харченко, Є. О. Кунта // *Механіка і фізика руйнування будівельних матеріалів та конструкцій: Збірник наукових праць.* Вип. 9. – Львів: Каменяр, – 2012. – С. 27–42.

174. Чудновський В. Г. Методы расчета колебаний и устойчивости стержневых систем / В. Г. Чудновський. – К.: Изд-во АН УССР, – 1952. – 416 с.

175. Пасынков Б. П. Динамика транспортерных эстакад галерей. Динамический расчет специальных инженерных сооружений и конструкций. Справочник проектировщика / Б. П. Пасынков, А. Д. Ним. – М.: Стройиздат, – 1986. – С. 349 – 359

176. Пасынков Б. П., Ним А. Д. Динамический расчет пролетных строений эстакад, несущих ленточные конвейеры / Б. П. Пасынков, А. Д. Ним // *Строительное проектирование промышленных предприятий: Реферативный сб.* – М., – 1970. –№1. – С. 33 – 37

177. Цейтлин А. И. Прикладные методы решения краевых задач строительной механики / А. И. Цейтлин. – М.: Стройиздат, – 1984. – 334 с.

178. Галлагер Р. Метод конечных элементов / Р. Галлагер. – М.: Мир, – 1984. – 428 с.

179. Rusinski E. Metoda elementow skonczonech. System Cosmos / E. Rusinski – 1994. – M.Warzhawa: WKL –392 s.

180. Зенкевич О. Конечные элементы и аппроксимация / О. Зенкевич, К. Морган. – М.: Мир, – 1986. – 318 с.

181. Анастасьев А. А., Шляхтин А. В. Расчет колебаний виброконвеера как системы с распределенными и сосредоточенными параметрами / А. А.

Анастасьев, А. В. Шляхтин // Динамика машин. Сб. науч. тр. / Под ред. С. Н. Кожевникова. – М.: Машиностроение, – 1969. – С. 5 – 6.

182. Goles Jan. Drgania poprzeczne ram zlozonych z pretow kratowych o zmiennej sztywnosci zginania / Jan. Goles // Arch. inz. lab. – 1979. – №4(25). – S. 583 – 591

183. Бауер В. О. Влияние деформаций сдвига при изгибных колебаниях роторных систем / В. О. Бауер // Машиностроение, – 1982. – №2. – С. 10 – 14.

184. Расчеты на прочность в машиностроении. Т. 3. / С. Д. Пономарев, В. Л. Бидерман, К. К. Лихарев и др. – М.: Машгиз, – 1959. – 1118 с.

185. Поліщук Л. К. Аналіз вільних коливань механічної системи стріли відвалоутворювача у вертикальній площині / Л. К. Поліщук, Є. В. Харченко // Вібрації в техніці та технологіях, – 2011. – № 3(63). – С. 33–38.

186. Волков Д. П. Динамика электромеханических систем экскаваторов / Д. П. Волков, Д. А. Каминская. – М.: Машиностроение, – 1971. – 384 с.

187. Ловеїлін В. С. Аналіз режимів пуску ланцюгових конвеєрів сільськогосподарських машин / В. С. Ловеїлін, В. Ф. Ярошенко, М. М. Коробко // Праці Таврійської державної агротехнічної академії. – Мелітополь: ТДАА, – 2006. – № 40. – С. 221–230.

188. Весницкий А. И. Волны в системах с движущимися границами и нагрузками / А. И. Весницкий. – М.: ФИЗМАТЛИТ, 2001. – 320 с.

189. Мухопад Н. Д. Проектирование и конструирование транспортных машин и комплексов / Н. Д. Мухопад, П. М. Кондрахин, П. С. Шахтарь и др. / Под ред. И. Г. Штокмана. – 2-е изд. перераб. и доп. – М: Недра, 1986. – 391 с.

190. Дворников В. А. Влияние сдвигов и инерции вращения на частоты собственных колебаний стержней / В. А. Дворников // Исследования по строительным конструкциям. Томск: Изд-во Томск. Ун-та, – 1972. – С. 94 – 97

191. Ciesielki R., Kawecki J., Maciag E., Pieronek M., Methods of determination of free vibrations of tower-type structures / R. Ciesielki, J. Kawecki, E. Maciag, M. Pieronek // Bracketing Eigenfrec. Contin. Struct. Euromech. Collog. №112. Matrafured. 1979. Budapest, – 1980. – P. 81 – 104

192. Wang T. M., Kinsman T. A. Vibration of frame structures according to the Timoshenko theory / T. M. Wang, T. A. Kinsman // *J. Sound and Vibr.* – 1971. – №2(14). – P. 215 – 227
193. Сеницкий Ю. Э. О решении динамической задачи для балки Тимошенко методом конечных интегральных преобразований / Ю. Э. Сеницкий // *Расчет пространственных строительных конструкций. Межвуз. тема. сб. Куйбышев: Куйбышев. гос. ун-т.* – 1977. – №7. – С. 5 – 22.
194. Grant D. A. The effect of rotator inertia and shear deformation on the frequency and normal mode equations of uniform beams carrying concentrated mass / D. A. Grant // *J. Sound and Vibr.*, – 1987. – №3(57). – P. 357 – 365
195. Турбина В. С. Решение задачи поперечного удара груза о балку методом конечных элементов / В. С. Турбина // *Тр. Горьк. ин-та инж. вод. тр.*, – 1975. – №144. – С. 147 – 156
196. Bhashyam G. R. The second frequency spectrum of Timoshenko beams / G. R. Bhashyam, G. Pratham // *J. Sound and Vibr.*, – 1981. – №3(57). – P. 407 – 420
197. Irie T. Determination of the steady state response of a Timoshenko beam of varying cross-section by use of the spline interpolation technique / T. Irie, G. Jamada, I. Takahasi // *J. Sound and Vibr.*, – 1979. – №2(63). – P. 287 – 295.
198. Nickel R. E. Convergence of consistently derived Timoshenko beam finite elements / R. E. Nickel, G. A. Secor // *Int. J. Numer. Meth. Eng.*, – 1972. – №2(5). – P. 243 – 252.
199. Thomas J., Abbas B. A. H. Finite element model of dynamic analysis of Timoshenko beam / J. Thomas, B. A. Abbas // *J. Sound and Vibr.*, – 1975. – №3(41). – P. 291 – 299.
200. Uehara Shichishi. Computational aspects of finite element method for a frame structure / S. Uehara // *Trans. Jap. Soc. Civ. Eng.*, – 1973. – №4. – P. 22 – 23.
201. Camegie E. W. The effects of shear deformation and rotary inertia on the lateral frequencies of cantilever beams in bending / E. W. Camegie, J. Thomas // *Pap ASME.*, – 1971. – №79. – P. 12.

202. Mac Bain J. C. Energy dissipation of of vibrationg Timoshenko beam considering support and material damping / J. Mac Bain, J. Genin // *Int. J. Mech. Sci.*, – 1975. – №4(17). – P. 255 – 265
203. Собадаш В. А. Колебения балок под действием подвижной нагрузки с учетом сдвига и инерции вращения / В. А. Собадаш // *Приближенные методы исследования нелинейных систем. Сб. науч. тр. / Под ред. Ю. А. Митропольского. – К. Изд-во. ин-та. Математики АН УССР, – 1976. – С. 233 – 237*
204. Kamat M. P. Effect of shear deformations and rotary inertia on optimum beam frequencies / M. P. Kamat// *Int. J. Numer. Meth. – Eng.* – 1975. – №1(9). – P. 51 – 62
205. Sekigychi Toru. Influence of shearing deformation and rotatory inertia on the lateral vibration of beam with non-uniform cross section and a disc with axisymmetric nonuniform thickness distribution / T. Sekigychi, H. Takeyama // *J. Technol. Reports Tohoku Univ.*, –1975. – №11-12(17). – P. 719 – 727.
206. Михайлин С. Г. Вариационный метод в математической физике / С. Г. Михайлин. – М.: Наука, – 1970. – С.
207. Ренторис К. Вариационный метод в математической физике и технике / К. Ренторис – М.: Мир, – 1985. – С.
208. Зорий Л. М. Об универсальных харктеристиках уравнения в задачах колебаний и устойчивости упругих систем / Л. М. Зорий // *Изв. АН СССР. Механика твердого тела*, – 1982. – №6. – С. 155 – 162.
209. Ярошевич Е. Изгибные колебания и устойчивость блок с переменными параметрами / Е. Ярошевич, Л. Зорий // *Прикладная механика*, – 1994. – №9(30). – С. 75 – 81.
210. Prasad C. Effect o transverse shear and rotatory inertia on vibrations of an infinite strip of variabl thickness / C. Prasad, R. K. Jain, S. R. Soni // *J. Phys. Soc. Jap.*, – 1972. – №4(33). – P. 1156 – 1159.

211. Stafford R. O. Semi-analytic methods for rotating Timoshenkj beams / R. O. Stafford, V. Giurgitiu // *Int. J. Mech. Sci.*, – 1975. – №11 – 12(17). – P. 719 – 727.
212. Писаренко Г. С. О колебаниях высотных инженерных сооружений при землетрясении с учетом рассеяния энергии / Г. С. Писаренко // *Рассеяние энергии при колебаниях механических систем. Материалы совещ.* / Под ред. Г. С. Писаренко. – К.: Наукова думка, – 1972. – С. 4 – 20.
213. Ключков С. Ф. Учет перемещений сдвига при расчете балок переменного сечения / С. Ф. Ключков, В. И. Ширяев // *Изв. вузов. Машиностроение*, – 1978. – №1 – С. 5 – 9.
214. Биргер И. А. Некоторые математические метод решения инженерных задач / И. А. Биргер. – М.: Оборонгиз, –1956. – 151 с.
215. Вахитов М. Б. Определение частотных характеристик плоских нерегулярных рам со стержнями переменного сечения / М. Б. Вахитов, Ю. Я. Петрушенко, И. С. Селин // *Тр. Казан. авиац. ин-та.*, – 1975. – №181. – С. 3 – 9.
216. Penny J. E. An integral egression approach to the fundamental freguence of vibrating beams /J. E. Penny, J. R. Reed // *J. Sound and Vibr.*, – 1971. – №4(19). – P. 393 – 400
217. Вайнберг Н. В. Расчет пространственных рам / Н. В. Вайнберг, В. Г. Чудновский – К.: Госстройиздат, – 1964. – 308 с.
218. Зайденберг Т. Я. Метод начальных параметров при использовании уравнения С. П. Тимошенко для расчета поперечных колебаний стержней / Т. Я. Зайденберг // *Тр. Калинин. политехн. ин-та.*, – 1970. – №8 (13). – С. 107 – 108.
219. Ивович В. А. Переходные матрицы в динамике упругих систем / В. А. Ивович. – М.: Машиностроение, – 1981. – 183 с.
220. Howson W. P. Natural frequencies of frames with axially loaded Timoshenki members / W. P. Howson, F. W. Williams // *J. Sound and Vibr.*, – 1973.– №4(26). – P. 503 – 515.

221. Irie T. Vibration and stability of a nonuniform Timoshenko beam subjected to a follower force / T. Irie, G. Jamada, I. Takahasi // *J. Sound and Vibr.*, – 1980. – №4(70). – P. 502 – 512.
222. Поліщук Л. К. Застосування методу початкових параметрів для аналізу вільних коливань конвеєра / Л. К. Поліщук // *Вісник Вінницького політехнічного інституту*, – 1998. – №1. – С. 72–77.
223. Григолюк Э. И. Неклассические теории колебаний стержней, пластин и оболочек / Э. И. Григолюк, И. Т. Селезов // *Итоги науки и техники : Механика твердых деформируемых тел. Т. 5.* – М.: ВИНТИ, – 1973. – 272 с.
224. Cheng Franklin Y/ Dynamic matrix of Timoshenk beam columns / Y. Cheng Franklin, Wu-Hsiung Tseng // *J. Struct. Div. Proc. Amer. Civ. Eng.*, – 1973. – №3(99). – P. 527 – 549.
225. Thornton William A. Discussion on the paper “Dynamic matrix of Timoshenko beam columns” by Franklin Y., Gheng and Wu-Hsiung Tseng / A. W. Thornton, W. J. Gorzynski // *J. Struct. Div. Proc. Amer. Civ. Eng.*, – 1973. – №12(99). – P. 2502 – 2504.
226. Ерофеев В. И. Пространственные колебания гибкого стержня / В. И. Ерофеев // *Прикладная механика*, – 1991. – №9(27). – С. 100 – 106.
227. Илюхин А. А. Пространственные задачи нелинейной теории упругих стержней / А. А. Илюхин – К.: Наукова думка, – 1979. – 216 с.
228. Аврамов К. В. Модель геометрически нелинейных изгибно-изгибно-крутильных колебаний вращающихся стержней с учетом депланации поперечного сечения / К. В. Аврамов, О. С. Галос, К. Пьер // *Проблемы машиностроения*, – 2007. – №2. – С. 48 – 54
229. Муницын А. И. Пространственные нелинейные колебания стержня с двумя жесткими заделками / А. И. Муницын, Л. Н. Крайнова, Н. А. Сабанеев // *Вестник ИГЭУ*, – 2010. – №2. – С. 63 – 65.
230. Лашеников Б. Я. Уравнение равновесия некоторых упругих сред / Б. Я. Лашеников // *Исследования по теории сооружений. Сб. статей / Под ред. Б. Г. Коренева, и др.* – М.: Стройиздат, – 1969. Вып. ХУІІ. – С. 65 – 71

231. Дмитрах І. М. Механіка руйнування і міцність матеріалів [Текст] / Дмитрах І. М., Вайнман А. Б., Стащук М. Г. [та ін.]; Довідн. пос. за заг. ред. В. В. Панасюка. Т. 7: Надійність та довговічність елементів конструкцій теплоенергетичного устаткування / За ред. І. М. Дмитраха. – К.: Академперіодика, – 2005. – 378 с.

232. Назарчук З. Т. Становлення методу акустичної емісії в установах Західного наукового центру / З. Т. Назарчук, В.Р. Скальський //Теорія та практика раціонального проектування, виготовлення і експлуатації машинобудівних конструкцій: Праці конференції. – Львів: КІНПАТРИ ЛТД. – 2010. – С. 9–10.

233. Дмитрах І. М. Вплив корозійних середовищ на локальне руйнування металів біля концентраторів напружень [Текст] / І. М. Дмитрах, В. В. Панасюк – Львів: Фіз.-мех. ін-т ім. Г. В. Карпенка, – 1999. – 341 с.

234. Осташ О.П. Деградація матеріалів і втомна міцність тривало експлуатованих авіаконструкцій / О.П. Осташ, І.М. Андрейко, Ю.В. Головатюк // Фіз.-хім. механіка матеріалів.–2006. – №4. – С. 5–16.

235. Василів Б. Воднева деградація матеріалів паливних комірок / Б. Василів, А. Івасишин, О. Осташ //Теорія та практика раціонального проектування, виготовлення і експлуатації машинобудівних конструкцій: Праці конференції. – Львів: КІНПАТРИ ЛТД. – 2010. – С. 60 – 62.

236. Білий О., Дмитрах І. Оцінювання міцності елементів трубопроводів з дефектами під дією змінного воденьвмісного робочого середовища / О. Білий, І. Дмитрах //Теорія та практика раціонального проектування, виготовлення і експлуатації машинобудівних конструкцій: Праці конференції. – Львів: КІНПАТРИ ЛТД. – 2010. – С. 37.

237. Никифорчин Г. М. Аномальний прояв високотемпературної деградації металу шва зварного з'єднання оцаднолегованої сталі / Г. М. Никифорчин, О. З. Студент, А. Д. Марков // Фіз.-хім. механіка матеріалів, – 2007. – № 1(43). – С. 73–79. 82 (Nykyforchyn H. M., Student O. Z., and Markov

A. D. Abnormal behavior of high-temperature degradation of the weld metal of low-alloy steel welded joints // *Materials Science*. – 2007. – № 1(43). – P. 77–84.)

238. Effect of the long-term service of the gas pipeline on the properties of the ferrite–pearlite steel / H. Nykyforchyn, E. Lunarska, O. Tsyurulnyk et al. // *Mat. and Corr.*, – 2009. – № 9 (60). – P. 716–725.

239. Environmentally assisted “in-bulk” steel degradation of long term service gas trunkline / H. Nykyforchyn, E. Lunarska, O. Tsyurulnyk et al. // *Eng. Failure Analysis.*, – 2010. – № 17. – P. 624–632.

240. Крижанівський Є. І. Особливості корозійно-водневої деградації сталей нафтогазопроводів і резервуарів зберігання нафти / Є. І. Крижанівський, Г. М. Никифорчин // *Фіз.-хім. механіка матеріалів*. – 2011. – № 2(47). – С. 11–20. (Kryzhanivs'kyi E. I. and Nykyforchyn H. M. Specific features of hydrogen-induced corrosion degradation of steels of gas and oil pipelines and oil storage reservoirs // *Materials Science*. – 2011. – № 2(47). – P. 127–136.)

241. Рещенко І. Дослідження ступеня деградації сталей розрахункових металоконструкцій порталних кранів, які відпрацювали нормативний термін експлуатації / І. Рещенко, Ю. Фуртатов. // *Теорія та практика раціонального проектування, виготовлення і експлуатації машинобудівних конструкцій: Праці конференції*. – Львів: КІНПАТРИ ЛТД., – 2010. – С. 74 – 75.

242. Електрохімічні показники експлуатаційної деградації сталей нафто- і газогонів / О. Цирульник, Г. Никифорчин, З. Слободян і ін. // *Фіз.-хім. механіка матеріалів*. – 2006. – Спецвип. № 5, т. 1. – С. 284–289.

243. Nykyforchyn H. M. In-service degradation diagnostics of low-alloyed steels and aluminium alloys properties by electrochemical methods / H. M. Nykyforchyn, O. T. Tsyurul'nyk // *Ultrasound.*, – 2009. – №1(64). – P. 46–49.

244. Никифорчин Г. М. Особливості експлуатаційної деградації конструкційних металічних матеріалів “в об’ємі” за дії агресивних середовищ / Г. М.Никифорчин, О. Т. Цирульник // *Проблеми прочності.*, – 2009. – № 6. – С. 79–94.

245. Макаров Р. А. Тензометрия в машиностроении / Р. А. Макаров, Л. Б. Ренский, и др. – М.: Машиностроение, – 1975. – 288 с.
246. Перлин И. Л. Теория пресования материалов / И. Л. Перлин, Л. В. Прозоров. – М.: Металлургия, – 1975. – 448 с.
247. Пригоровский Н. И., Поляризационно-оптические методы механики деформируемого тела / Н. И. Пригоровский, А. Я. Александров, М. Х. Ахметзянов, – М. – 1973.
248. Bernhardt E.O. Die Microhartepzufung. Anwendungbeispiele aus der Technologie der Kraftverformung / E. O. Bernhardt // Zeit. Des. VDI. – 1940. – Bd. 84, IV 39.
249. Розенберг А. М., Твердость и напряжение в пластически деформированном теле / А. М. Розенберг, Л. А. Хворостухин // Журнал технической физики.– 1955. Т. XXV. – №2. – С. 313 – 322.
250. Смирнов-Алиев Г. А. Технологические задачи теории пластичности. / Г. А. Смирнов-Алиев, В. М. Розенберг. – Л.:Лениздат, – 1972. – 215 с.
251. Огородников В. А. Изменение твердости металлов при немонотонном нагружении / В. А. Огородников, Г. Д. День. // Изд. ТПИ, – 1972. – 225 с.
252. Дель Г. Д. Определение напряжений в пластической области по распределению твердости / Г. Д. День. – М.: Машиностроение, – 1971. – 200 с.
253. Огородников В. А. Оценка деформируемости металлов при обработке давлением: монографія / В. А. Огородников. – Киев: “Вища школа”, – 1983. – 175 с.
254. Огородников В. А. Энергия. Деформирование. Разрушение. Задачи автотехнической экспертизы: монографія / В. А. Огородников, В. Б. Киселев, И. О. Сивак : МОН Украины. – Вінниця: Універсум – Вінниця, – 2005. – 204 с.
255. Дмитрах І. М. Вплив корозійних середовищ на локальне руйнування металів біля концентраторів напружень / І. М. Дмитрах, А. М. Сиротюк, Г. М. Никифорчин, О. З. Студент // Фундаментальні проблеми

водневої енергетики: наукова звітна сесія цільової комплексної програми наукових досліджень НАН України, 26 – 27 лист. 2009 р.: тези доповідей та програма сесії. – К.: Інститут проблем матеріалознавства ім. І. М. Францевича, – 2009. – С. 64.

256. Панасюк В. В. Механика разрушения и прочности материалов справ. Пособ. / Под общ. ред. В. В. Панасюка [Т.1]: Основы механики разрушения материалов / В. В. Панасюк, А. Е. Андрейкив, В. З. Партон. – К.: Наукова думка, – 1988. – 488 с.

257. Никифорчин Г. М. Механіка руйнування та міцність матеріалів: довідн. посіб. / За заг. ред. В. В. Панасюка. [Т.11]: Міцність і довговічність нафтогазових трубопроводів і резервуарів / Г. М. Никифорчин, С. Г. Поляков, В. А. Черватюк, І. В. Ориняк та ін.: [за ред. Г. М. Никифорчина]. – Львів: Сполом, – 2009. – 504 с.

258. Панасюк В. В. Механика квазихрупкого разрушения материалов / В. В. Панасюк. – К.: Наук. думка, – 1991. – 416 с.

259. Романив О. Н. Вязкость разрушения конструкционных сталей / О. Н. Романив. – М.: Металургия, – 1979. – 175 с.

260. Романив О. Н. Механика коррозионного разрушения конструкционных сплавов / О. Н. Романив, Г. Н. Никифорчин. – М.: Металургия, – 1986. – 294 с.

261. Трощенко В. Т. Трещиностойкость металлов при циклическом нагружении / В. Т. Трощенко, В. В. Покровский, А. В. Прокопенко. – К.: Наук. думка, – 1987. – 256 с.

262. Черепанов Г. П. Механика хрупкого разрушения / Г. П. Черепанов. – М.: Наука, – 1974. – 640 с.

263. Сиротюк А. Оцінювання поверхневого тріщиноутворення та росту втомних тріщин при циклічному деформуванні конструкційних сталей у корозійних робочих середовищах / А. Сиротюк, І. Дмитрах // Теорія та практика раціонального проектування, виготовлення і експлуатації

машинобудівних конструкцій: 3-я Міжн. наук.-техн. конф., 7-9 лист. 2012 р.: тези доповідей. – Львів: КІНПАТРІ ЛТД, 2012. – С. 9 – 10.

264. Сиротюк А. М. Оцінювання міцності та ризику руйнування трубопроводу за дії воденьвмісних середовищ / А. М. Сиротюк, І. М. Дмитрах // Вісник Національного технічного університету України “Київський політехнічний інститут”. Серія: “Машинобудування”, – 2014. – №1(70). – С. 130 – 136.

265. Цирульник О. Т. Використання методів електрохімії в діагностуванні технічного стану конструкційних матеріалів / О. Т. Цирульник // Фізико-хімічна механіка матеріалів, – 2013. – №4. – С. 29 – 39.

266. Браун У. Испытания высокопрочных металлических материалов на вязкость разрушения при плоской деформации / У. Браун, Дж. Сроули. – М.: Мир, – 1972. – 245 с.

267. Броек Д. Основы механики разрушения /Д. Броек. – М.: Высш. шк., – 1980. – 368 с.

268. Fracture / Reference manual in 7 v. / ed. By H. Liebowitz. – N. Y and L.: Academic Press, 1968 – 1972.

269. Miller K. J. Materials science perspective of metal fatigue resistance / K. J. Miller // Materials Science and Technology. – 1993. – №6(9). – P. 453 – 462.

270. Miller K. J. Metal fatigue-past, current and future / K. J. Miller // Proc. Instn. Mech. Engrs. – London: MEP Inst. Mech. Engrs, – 1991. – №205. – P. 1 – 13.

271. Navarro A. A microstructurally-short fatigue crack equation / A. Navarro, E. R. de Los Rios // Fatigue & Structures, – 1987. – №10. Is. 2. – P. 169 – 186.

272. Toth L. Brief History of Fracture Mechanics and Material / L. Toth, P. Rossmann // Testing. – Miskolc (Hungary), – 1999. – 163 p.

273. Panasyuk V. V. Strength and fracture of solids with cracks / V. V. Panasyuk. – Львів.: Фізико-механічний інститут ім. Г. В. Карпенка, – 2002. – 468 с.

274. Панасюк В. В. Формування нового наукового напрямку – фізико-хімічна механіка матеріалів / В. В. Панасюк // Фізико-хімічна механіка матеріалів, – 2010. – №2(46). – С. 9 – 20.
275. Похмурский В. И. Коррозионная усталость металлов / В. И. Похмуровский. – М.: Металлургия, – 1985. – 206 с.
276. Кеше Г. Коррозия металлов / Г. Кеше. – М.: Металлургия, – 1984. – 400 с.
277. Петров Л. Н. Коррозия под напряжением / Л. Н. Петров. – К.: Вищ. шк., – 1986. – 142 с.
278. Panasyuk V. V. Brittle fracture mechanics of materials in corrosive environments / V. V. Panasyuk, I. N. Dmytrakh // Umgebungsabhangiges Bruchverhalten: Vortage zur 17: Metalltagung, 29 – 31 Oct., – 1990: Dresden. – Dresden: Informationsgesellschaft verlag, – 1990. – P. 43 – 70.
279. Parkins R. N. Environmental effects in crack growth /R. N. Parkins // The Journal of Strain Analysis forEngineering. – 1975. – №4(10). – P. 251 – 257.
280. Parkins R. N. Localized corrosion and crack initiation / R. N. Parkins // Materials Science and Engineering: – A. – 1988. – №103, Is. 1. – P. 143 – 156.
281. Pourbaix M. Atlas of electrochemical equilibrium in aqueous solution / M. Pourbaix. – Oxford: Pergamon press, – 1966. – 174 p.
282. Sato Y. Surface layer yielding of low carbon steel cylinders / Y. Sato, H. Sasaki, A. Kumana // J. Mater. Sci. Soc Jap., – 1980. – №3/4(17). – P. 185 – 192.
283. Scully J. C. Mechanism of dissolution-controlled cracking /J. C. Scully // Metal Science., – 1978. – №6(12). – P. 290 – 300.
284. Speidel M. O. Stress corrosion cracking of stainless steels in NaCl solutions / M. O. Speidel // Metallurgical Transactions. – A. – 1981. – №12, Is. 5. – P. 779 – 789.
285. Turnbull A. The solution composition and electrode potential in pits, crevices and crack / A. Turnbull // Corrosion Science. – 1983. – №23, Is. 8. – P. 833 – 870.

286. Андрейків О. Є. Розрахункова модель поширення корозійно-механічної тріщини за високих температур / О. Є. Андрейків, І. Я. Долінська, А. Р. Лисик, Н. Б. Сас // Фізико-хімічна механіка матеріалів, – 2016. – №5. – С. 99 – 105
287. Міллер К. Дж. Застосування підходів мікроструктурної механіки руйнування до металів із різним станом поверхні / К. Дж. Міллер, Р. Акід // Фізико-хімічна механіка матеріалів, – 1997. – №9. – С. 31 – 34.
288. Остащ О. П. К теории зарождения и рост усталостных трещин / О. П. Остащ В. В. Панасюк // Физико-химическая механика материалов. – 1988. – №1(24). – С. 13 – 21.
289. Остащ О. П. Уніфікована модель зародження та росту втомних макротріщин. Ч. 1: Застосування силових параметрів механіки руйнування матеріалів на стадії зародження тріщини / О. П. Остащ, В. В. Панасюк, Є. М. Костик // Фізико-хімічна механіка матеріалів., – 1998. – №1(34). – С. 7 – 21.
290. Akid R. Localised corrosion a new evaluation approach / R. Akid // Materials World., – 1995. – №11(3). – P. 522 – 525.
291. Akid R. The effect of solution pH on the initiation and growth of short fatigue cracks / R. Akid, K. J. Miller // Fracture behaviour and design of materials and structures: 8 th European Conf. on Fracture (ECF–8), 1–5 Oct., 1990: Turin (Italy): proceedings. – UK: EMAS Publishing, – 1990. – P. 1403 – 1411.
292. Dmytrakh I. M. Determination and prediction of corrosion fatigue cracks nucleation from surface of the semicircular notches / I. M. Dmytrakh, V. V. Panasyuk // Fracture from Defects: 12 th European Conf. on Fracture (ECF–12), 14 – 18 Sept., 1998: Sheffield (UK): proceedings. – Sheffield (UK): EMAS Publishing, – 1998. – P. 1187 – 1192.
293. Dmytrakh I. M. Electrochemistry of deformed smooth surfaces and short corrosion fatigue crack growth behaviour / Dmytrakh I. M., R. Akid, K. J. Miller // British Corrosion Journal., – 1997. – №32, Is. 2. – P. 138 – 144.
294. Dmytrakh I. M. Model of surface fatigue crack nucleation as result of corrosion deformation interactions / I. M. Dmytrakh, A. M. Syrotyuk, R. S.

Hrabovskiy // Fracture Mechanics Beyond 2000: 14 th European Conf. on Fracture (ECF-14), 8 – 13 Sept., 2002., Cracow (Poland): proceedings. – Sheffield (UK): EMAS Publishing, – 2002. – №1. – P. 489 – 496.

295. Dmytrakh I. M. On corrosion fatigue initiation from notches and the local corrosion fracture approaches / I. M. Dmytrakh // Notch Effects in Fatigue and Fracture: NATO Science Series: II. Mathematics, Physics and Chemistry. – The Netherlands: Kluwer Academic Publishers, – 2001. – №11. – P. 331 – 346.

296. Dmytrakh I. M. On the initial stages of corrosion fatigue emanating from smooth surface [Електронний ресурс] / I. M. Dmytrakh, A. M. Syrotyuk, R. S. Harbovskiy // Fracture and fatigue: 13 th European Conf. on Fracture (ECF-13), 5 – 9 Sept., 2000: San-Sebastian (Spain): proceedings. – 80 Min / 700 Mb. – San-Sebastian (Spain): Elsevier, 2000. – I електрон. опт. диск (CD-ROM); 12 см. – Систем. вимоги: Pentium; 32 Mb RAM; Windows 2000, XP; MS Word 97–2000. – Назва диска.

297. Hobson P. D. Two phases of short crack growth in a medium carbon steel in the behaviour of short fatigue cracks EGFI / P. D. Hobson, M. W. Brown, E. R. de los Rios / Ed. by K. J. Miller and E. R. Delos Rios. – London: MEP Inst. Mech. Engrs., – 1986. – P. 441 – 459.

298. Keddam M. The influence of straining on the anodic behaviour of iron in an acidic medium / M. Keddam, J. Vieira da Silva // Corrosion Science. – 1980. – №20, Is. 2. – P. 167 – 176.

299. Механіка руйнування та міцність матеріалів: довідн. посіб. / За заг. ред. В. В. Панасюка. [Т. 7]: Надійність та довговічність елементів конструкцій теплоенергетичного устаткування / І. М. Дмитрах, А. Б. Вайнман, М. Г. Стащук, Л. Тот: [за ред. І. М. Дмитраха]. – К.: ВД “Академперіодика”, – 2005. – 378 с.

300. Трощенко, В. Т. Деформирование и разрушение металлов при многоцикловом нагружении / В. Т. Трощенко., – К. : Наукова думка, – 1981. – 344 с.

301. Zhu X. K. Review of fracture toughness (G, K, J, CTOD, CTOA) testing and standardization / X.-K. Zhu, J. A. Joyce. // *Engineering Fracture Mechanics*. – №85. – 2012. – P. 1–46.
302. Справочник по коэффициентам интенсивности напряжений : в 2 т. Т. 2. / Под ред. Ю. Мураками; [пер. с англ.]. – М.: Мир, – 1990. – 1016 с.
303. Справочник по коэффициентам интенсивности напряжений : в 2 т. Т. 1 / Под ред. Ю. Мураками; [пер. с англ.]. – М.: Мир, – 1990. – 448 с.
304. Соппротивление материалов / Под ред. акад. АН УССР Писаренко Г. С. – 5-е изд., перераб. и доп. – К.: Вища шк. Головне изд-во. – 1986. – 775 с.
305. Isaacs H. S. Local electrochemistry of pitting corrosion in stainless steels / H. S. Isaacs, R. C. Newman // *Corros. Chem. Pits, Crevices and cracks // Proc. Conf., Teddington, Oct. 1 – 3, 1987. – London, – 1987. – P. 45 – 59*
306. Механика разрушения и прочности материалов: справ. Пособ. / Под общ. ред. В. В. Панасюка [Т. 2]: Коэффициенты интенсивности напряжения в телах с трещинами / М. П. Саврук. – К.: Наукова думка, – 1988. – 620 с.
307. Silva, F. S. The importance of compressive stresses on fatigue crack propagation rate / F. S. Silva // *International Journal of Fatigue*, – 2005. – №27. – P. 1441-1452.
308. Benz, C. Fatigue crack growth testing at negative stress ratios: discussion on the comparability of testing results / C. Benz, M. Sander // *Fatigue & Fracture of Engineering Materials & Structures*, – 2014. – №37. – P. 62–71.
309. Romeiro, F. F. J. Measurement of fatigue crack closure for negative stress ratio / F. F. J. Romeiro, C. A. Domingos, M. J. M. Freitas // *ASTM STP. Advances in fatigue crack closure measurement and analysis / [Eds. R. C. McClung, J. C. Newman]*, – 1999. – №1343. – P. 321–336.
310. Noroozi, A. H. A two parameter driving force for fatigue crack growth analysis / A. H. Noroozi, G. Glinka, S. Lambert // *International Journal of Fatigue*, – 2005. – № 27. – P. 1277 – 1296.

311. Марущак П. О. Циклічна тріщиностійкість та мікромеханізми руйнування сталі 25X1M1Ф / П. О. Марущак, Д. Я. Баран, А. П. Сорочак, Р. Т. Біщак, В. П. Ясній // Пробл. прочності, – 2012. – № 4. – С. 88 – 98.

312. Силованюк В. П. Руйнування попередньо напружених і трансверсально-ізотропних тіл із дефектами [Текст] / В. П. Силованюк // НАН України; Фізико-механічний ін-т ім. Г.В.Карпенка. – Л., 2000. – 300с. : рис. — Бібліогр.: с. 276 – 295.

313. Шанявский, А. А. Ротационная неустойчивость деформации и разрушения металлов при распространении усталостных трещин на мезоскопическом масштабном уровне. I. Процессы пластической деформации в вершине трещины / А. А. Шанявский // Физическая мезомеханика, – 2001. – Т. 4, – № 1. – С. 73 – 80.

314. Рекомендации. Расчеты и испытания на прочность. Методы механических испытаний металлов. Определение характеристик трещиностойкости при циклическом нагружении в жидких коррозионных средах: Р. 54–292–90 / В. В. Панасюк, О. Н. Романив, Г. Н. Никифорчин, И. Н. Дмитрах и др. – М.: ВНИИНМАШ, – 1990 – 38 с.

315. Polishchuk L. Life time assessment of clamp-forming machine boom durability / L. Polishchuk , O. Bilyy, Y. Kharchenko // Diagnostyka –Warszawa, – 2015. – №4(16). – P. 71 – 76

316. Цільова комплексна програма наукових досліджень НАН України „Проблеми ресурсу і безпеки експлуатації конструкцій, споруд та машин” [Текст] // Зб. наук. статей за результатами, отриманими в 2007–2009 рр. / За заг. ред. Б. Є. Патона. – К.: Ін-т електрозварювання ім. Є. О. Патона, – 2009. – 709 с.

317. Дмитрах І. М. Механіка руйнування і міцність матеріалів [Текст] / І. М. Дмитрах, Л. Тот, О. Л. Білий, [та ін.] // Довідн. пос. за заг. ред. В. В. Панасюка. Т. 13: Працездатність матеріалів і елементів конструкцій з гострокінцевими концентраторами напружень. – Львів.: Сполом, – 2012. – 316 с.

318. Toth L., Rossmanith P. A damage accumulation model for description of fatigue crack propagation // *Basic Mechanisms in Fatigue of Metals* / Ed. P. Lukas, J. Polak – Prague: Academis, – 1981. – P. 297 – 304.

319. Toth L. Reliability assessment of cracked structural elements under cyclic loading / L. Toth // *Handbook of Fatigue Crack Propagation in Metallic Structures* / Ed. by A. Carpinteri. – Elsevier, – 1994. – P. 1643–1683.

320. Toth L. A computer aided assessment system of reliability cyclic loaded construction elements having flaws / L. Toth // *Computer-Aided Assessment and Control of Localized Damage: 1st Int. Conf., 7–12 June, 1992: Portsmouth (UK): proceedings* [Ed. by M. H. Aliabadi, C. A. Brebbia, D. J. Carlwright]. – Springer-Verlag, – 1990. – №1. – P. 39 – 53.

321. Toth L. Describing the fatigue crack growth circumstances by damage process / L. Toth // *GEP*. – 1981. – №33. – P. 257 – 262.

322. Toth L. Crack propagation sensitivity index as the tool to promote the fracture mechanics concepts / L. Toth // *Фіз.-хім. механіка матеріалів*, – 2001. – № 2. – С. 63 – 68.

323. Zhang W. Mode I crack propagation under high cyclic loading in 316L stainless steel / W. Zhang, S. Pommier, F. Curtit, G. Léopold, S. Courtinc // *Procedia Materials Science*, – 2014. – №3. – P. 1197 – 1203.

324. Fremy F. A scaling approach to model history effects in fatigue crack growth under mixed mode I+II+III loading conditions for a 316L stainless steel / F. Fremy // *International Journal of Fatigue*, – 2012. – №42, – P. 207 – 216

325. Wang B.L. Effect of surface residual stress on the fracture of double cantilever beam fracture toughness specimen / B. L. Wang¹, K. F. Wang // *Journal of Applied Physics*, – 2013. – №113, Issue 15, –P . 153502 – 153502 – 4.

326. Pluinage G. A review of fracture toughness transferability with constraint and stress gradient / G. Pluinage, J. Capelle, M. A. Hadj Méliani // *Fatigue & Fracture of Engineering Materials & Structures*. – 2014. – №37, Issue 11, – P. 1165 – 1185.

327. Jin Z. Weight functions for the determination of stress intensity factor and T-stress for semi-elliptical cracks in finite thickness plate / Z. Jin, X. Wang // *Fatigue & Fracture of Engineering Materials & Structures*, – 2013. – №36, Issue 10, – P. 1051 – 1066.

328. Бондарев В. С. Підйомно-транспортні машини: Розрахунки підйимальних і транспортувальних машин: Підручник [Текст] / В. С. Бондарев, О. І. Дубинець, М. П. Колісник. та ін. – К.: Вища шк., – 2009. – 734 с.

329. Іванченко Ф.К. Підйомно-транспортні машини: Підручник [Текст] / Ф.К. Іванченко. –К.: Вища шк., –1993. – 413с.

330. Александров М.П. Подъёмно-транспортные машины: - Уч. для вузов. – 6-е изд.; перераб. и доп. [Текст] / М. П. Александров. – М.: Высш. шк., – 1985. – 558 с.

331. Заблонский К. И. Встроенные редукторы [Текст] / К. И. Заблонский, Л. Е. Шустер. – К.: Техніка, – 1969. – 176 с.

332. АС 543576 СССР МКИ² В 65 23/08. Мотор-барабан / Каварма И.И., Парховник Р.Б. – 2153293/03; заявлено 07.07.875; опубл. 25.01.77

333. Екерт Б. Осевые и центробежные компрессоры [Текст] / Б. Екерт – М.: Машгиз, – 1959, – 307 с.

334. Пат США 3532208, МКИ В 65 23/08, 13/06 – т. 84, №1, 1970.

335. Winch drives MOBILEX GFT-W for mobile applications / Rexroth. Bosh Group. – 2016. – 20 p. – Режим доступу: <https://www.boschrexroth.com>

336. Новиков Е. Е. О применении гидродвигателей в приводах транспортирующих устройств [Текст] / Е. Е.Новиков, А. Ф. Пономарчук, Л.К.Полищук//Гидпропривод и гидропневмоавтоматика, – 1987. – № 23. – С. 119–122.

337. Иринг Ю. Проектирование гидравлических и пневматических систем / Пер. со словацк. [Текст] / Ю. Иринг. – Л.: Машиностроение. Ленингр. отд., – 1983. – 363 с.

338. . АС 1474035 СССР МКИ⁴ 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

339. Расчет и конструирование горных транспортных машин и комплексов / Под ред. И. Г. Штокмана. – М.: Недра, – 1975. – 464 с.

340. Иванченко Ф. К. Динамика металлургических машин [Текст] / Ф. К. Иванченко, В. А Красношапка. – М.: Металлургия, – 1983. – 295 с.

341. Поліщук Л. К. Математична модель гідравлічного мотор - барабана стрічкового конвеєра [Текст] / Л.К. Поліщук. О. О. Адлер // Наукові нотатки. – Луцьк, – 2005. – №17. – С. 273–282.

342. Поліщук Л. К. Математична модель нестационарних режимів роботи стрічкового конвеєра [Текст] / Л. К. Поліщук, Р. П. Коцюбівський, В. М. Керничний // Сборник научных трудов SWorld. Материалы Международной научно-практ. конф. «Современные на-правления теоретических и при-кладных исследований 2012» (РИНЦ) – Выпуск 1. т.2 Технические науки. – Одесса: КУПРИЕНКО, – 2013 – С. 61–69

343. Коваленко Н. И. Теория вероятностей и математическая статистика [Текст] / Н. И. Коваленко, А. А. Филиппова. – М.: Высшая школа, – 1982. – 252 с.

344. Левшина Е. С. Электрические измерения физических величин [Текст] / Е. С. Левшина, П. В. Новицкий// Измерительные преобразователи. – Учеб. пособ. для вузов. – Л.: Электроатомиздат. Ленинград. Отд-ние, – 1983. – 320 с.

345. Клоков Н. П. Тензодатчики для экспериментальных исследований [Текст] / Н. П. Клоков, В. Ф. Лукашин, Л. М. Воробьев. – М.: Машиностроение, – 1972. – 17 с.

346. Гидроаппаратура. Правила приемки и методы испытаний: ГОСТ 20245-74. – М.: Издательство стандартов, – 1975. – 67 с.

347. Поліщук Л. К. Исследование переходных процессов гидропривода транспортирующих устройств сельхоз машин [Текст] / Л. К. Поліщук //

Гидроаппаратура и гидроприводы сельскохозяйственных машин, – 1993. – С. – 42.

348. Пат. 22017 України, МПК⁸ 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.

349. Хорин В. Н. Объемный гидропривод забойного оборудования [Текст] / В. Н. Хорин. – М.: Недра, – 1980. – 415 с.

350. Гевондян Т. А. Приборы для измерения и регистрации колебаний [Текст] / Т. А. Гевондян, Л. Т. Киселев. – М.: Машгиз, – 1962. – 467 с.

351. Вибрации в технике: Справочник. В 6-ти т. / Ред. совет: В. Н. Челомей (пред.). – М.: Машиностроение, 1978–1981 – Т.1. Колебания линейных систем/ Под ред. В. В. Болотина. – 1978. – 352 с ; т.3. Колебания машин, конструкций и их элементов/ Под ред. Ф. М. Диментберга и К. С. Колесникова. – 1980. – 544 с.

352. Хорват Л. Кислотный дождь [Текст] / Пер с венг. В. В. Крымского. Под ред. Ю. Н. Михайловского. – М.: Стройиздат, – 1990. – 80 с.

353. Zin I.M. Under-film corrosion of epoxy-coated galvanized steel An EIS and SVET study of the effect of inhibition at defect / I.M. Zin, S.B. Lyon, A Hussain // Progress in Organic Coatings, – 2005. – №52. – P.126 – 135.

354. Поліщук Л. К. Синтез системи пуску гідравлічного привода стрічкового конвеєра / Л. К. Поліщук., А. О. Малярчук, Р. П. Коцюбівський // Промислова гідравліка і пневматика. – Вінниця, – 2010. – №4(30),– С. 81 – 83.

355. Пат. 68717 України, МПК⁸ В65G 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/

356. 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

357. Іскович- Лотоцький Р. Д. Математичне моделювання динаміки пуску гідропривода конвеєра з об'ємним регулюванням швидкості / Р. Д. Іскович-Лотоцький, Л. К. Поліщук, Р. П. Коцюбівський // ПГ і П. Вінниця, – 2009. – №3(25). –с. 88-91

358. Данилов Ю. А. Аппаратура объемных гидроприводов / Ю. А. Данилов, Ю. Л. Кирилловский, Ю. Г. Колпаков – М.: Машиностроение, – 1990. – 272 с.

359. Абрамов Е. И. Элементы гидропривода: справочник / Е. И. Абрамов, К. А. Колисниченко. – К.: Техніка, –1977. – 320 с.

360. Пат. 22801 України, МПК⁸ В65G 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.

361. 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. –Луганськ, – 2007. – №3(109). – С. 195–200

362. 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

363. Немировский И. А. Гидроприводы сельскохозяйственных машин / И. А. Немировский В. Ф. Маркин, Л. П. Серeda и др. – К.: Техника, – 1979. – 139 с.

364. Пронин Б. А. Экспериментальное исследование упругих характеристик клинового ремня вариатора / Б. А. Пронин, В. П. Пурдик. – М.: «Машиностроение», – 1986. – № 2. – С.59 – 61.

365. Пурдик В. П. Динамика системы дистанционного управления клиноременной вариатором молотильного барабана зерноуборочного комбайна в режиме регулирования: автореф. дис. кандидата техн. наук: 05.02.02. / В. П. Пурдик. – М., – 1986. – 208 с.

366. Поліщук Л. К. Динаміка пристрою керування гідроприводу чутливого до навантаження / Л. К. Поліщук, О. О. Адлер // *Машинознавство*. – 2007. – № 6 (120). – С. 33–37.

367. Поліщук Л. К. 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.Севастополі 17-22 вересня 2007 р. В 5-х томах*. – Донецьк: ДонНТУ, – 2007. – Т.3. – С. 191–194.

368. Поліщук Л. К. Експериментальне дослідження вмонтованого гідроприводу конвеєра з пристроєм керування / Л. К. Поліщук, О. О. Адлер, А. Л. Штурма // *ПГ і П. Вінниця*, – 2009. – №2 (24). – С. 74 – 79

369. 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.

370. Давыдов Б. Л. Статика и динамика машин / Б. Л. Давыдов, Б. А. Скородумов. – М.: Машиностроение, – 1967. – 426 с.

371. Расстригин Л. А. Введение в идентификацию объектов управления / Л. А. Расстригин, Н. Е. Моджаров. – М.: Энергия, – 1977. – 215 с.

372. 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

373. Поліщук Л. К. Вибір параметрів гідравлічного приводу з пристроєм керування / Л. К. Поліщук, О. О. Адлер, М. Салех // *Машинознавство*, – 2010. – №6 – С. 36 – 40

374. 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

375. Іскович-Лотоцький Р.Д. Експериментальні дослідження режимів роботи вібромашини із клапанним генератором імпульсів тиску / Р. Д.

Іскович-Лотоцький, Р. Р. Обертюх, М. Р. Архипчук // Промислова гідравліка і пневматика, – 2005. – №1(7). – С. 83 – 88.

376. Обертюх Р. Р. Разработка методики проектного расчета и создание новой конструкции вибропресса для прессовани металопорошковых заготовок в капсулах при возвратно винтовом движении вибростола: автореф. дис. кандидата техн. наук: 05.03.05. / Р. Р. Обертюх – М., – 1986. – 313 с.

377. 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.

378. 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.

379. Поліщук Л. К. Аналіз пливучих параметрів системи керування на динамічні процеси гідропривода стрічкового конвеєра / Л. К. Поліщук, О. В. Піонткевич, О. О. Коваль // Промислова гідравліка і пневматика, – 2016. – №2 (52). – С. 37 – 47.

380. Поліщук Л. К. Дослідження динамічних процесів в системі керування гідропривода стрічкових конвеєрів із змінними вантажопотоками / Л. К. Поліщук, С. В. Харченко, О. В. Піонткевич, О. О. Коваль // Восточно-Европейский журнал передових технологий. Технологии машиностроения, – 2016. – 2/8(80). – С. 22–29

381. Поліщук Л. К. Система керування гідропривода стрічкового конвеєра зі змінним навантаженням / Л. К. Поліщук, О.О. Коваль. – Вісник Вінницького політехнічного інституту. Вінниця, 2015. – №2 (191). – С. 131 – 136.

382. Кухта К. Я. Исследование сложных непрерывно-дискретных систем / К. Я. Кухта, А. Г. Бойко, И. З. Гармаш и др. – Киев: Наукова думка, – 1981. – 154 с.

383. 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.

384. Алюшин Ю. А. механика твердого тела и переменных Лагранжа: учебное пособие для вузов / Ю. А. Алюшин. – М.: Машиностроение, – 2012. – 192 с.

385. Поліщук Л. К. Модальний аналіз суцільної балки багато прогонної стріли відвалоутворювача / Л. К. Поліщук, Є. В. Харченко // Вібрації в техніці та технологіях, – 2013. – №3(71). – С. 78–84

386. Фишерман Т. И. Повышение надежности машин химической защиты / Т. И. Фишерман. – К.: Наук. думка, – 1986. – 104 с

387. Kharchenko E. Dynamic Processes of Rigs / E. Kharchenko. – Lions: World, –1991. – P. 176

388. Polishchuk L. Modal analysis of the spreader boom as a system of articulated timoshenko beams / L. Polishchuk, Y. Kharchenko, J. Jaroszewicz // *TEHNOMUS Journal. New Technologies and Products in Machine Manufacturing Technologies, (ULRICH, SCIPIO)*, –2013 – №1 – P.74–78

389. Kharchenko E. Default Longitudinal Oscillations of Pivotal Tower Rigs E. Kharchenko // *Engineering Science. In.*, – 1998. – №1. – P. 31–37.

390. Савин Г. Н. Динамика нити переменной длины / Г.Н. Савин, О. А. Горошко. – К.: Изд. АН УССР, – 1962. – 332 с.

391. Василенко И. И. Коррозионное растрескивание сталей / И. И. Василенко, Р. К. Мелехов. – К.: Наук. думка, – 1977. – 265 с.

392. Деградація металу під час тривалої експлуатації та її вплив на працездатність лопаток парової турбіни / Г. М. Григоренко, О. Д. Сміян, Л. М. Капітанчук [та ін.] // Цільова комплекс. програма НАН України «Проблема ресурсу і безпеки експлуатації конструкцій, споруд та машин»: зб. наук. ст. – К.: Ін-т електрозварювання ім Є. О. Патона НАН України, – 2012. – С. 288–299.

393. Андрейків О. Є. Розрахунок залишкової довговічності тривало експлуатованої ділянки магістрального газопроводу / О. Є. Андрейків, О. В. Гембара, О. Т. Цирульник, Л. І. Ниркова, – 2012. – № 2(48). – С. 103–110.

(Andreikiv O. E. Evaluation of the residual lifetime of a section of a main gas pipeline after long-term operation / O. E. Andreikiv, O. V. Hembara, O. T. Tsyurul'nyk, L. I. Nyrkova // Materials Science. – 2012. – № 2(48). – P. 31–238.)

394. Пустовой В. М. Моделювання експлуатаційної деградації сталей вантажних морських портових конструкцій у лабораторних умовах / В. М. Пустовой, І. О. Рещенко, – 2012. – № 5(48). – С. 7–14. (Pustovoi V. M. Modeling of the in-service degradation of steels of cargo seaport structures under the laboratory conditions / V. M. Pustovoi and I. O. Reshchenko // Materials Science. – 2013. – № 5(48). – P. 561–568).

395. Ниркова, Л. І. Розроблення методики розрахунку імовірності корозійного розтріскування від напруження ділянки магістрального газопроводу / Л. І. Ниркова, С. О. Осадчук, І. М. Шпільський // Цільова комплексна програма НАН України «Проблема ресурсу і безпеки експлуатації конструкцій, споруд та машин». – К., – 2012. – С. 328–332.

396. Sour Service X65 Seamless Linepipe for Offshore Special Applications / E. Anelli, D. Colleluori, J. C. Gonzalez et al. // Proc. of the 11th Int. Offshore and Polar Eng. Conf. Stavanger, Norway, – 2001. – P. 242–249.

397. Ильин С. И. Изменение структуры и свойств трубной стали во время длительных выдержек под нагрузкой / М. А. Смирнов, Ю. И. Пашков и др. // Изв. Челябинск. науч. центра, – 2002. – №4(17). – С. 42–46.

398. Романив О. Н. Рост усталостных трещин при сжатии и его использование для оценки циклической трещиностойкости / О. Н. Романив, А. Н. Ткач, Ю. Н. Ленец // Физ.-хим. механика материалов, – 1987. – № 6. – С. 57–63.

(Romaniv O. N., Tkach A. N., and Lenets Yu. N. Using fatigue crack growth in compression for evaluating cyclic cracking resistance // Soviet Materials Science. – 1987. – 23, № 6. – P. 587–593.)

399. Hydrogen entry into steel during atmospheric corrosion process / T. Tsuru, Y. Huang, M. R. Ali et al. // Corros. Sci., – 2005. – №10(47). – P. 2431–2440.

400. Андрейків О. Є. Механіка руйнування і довговічність матеріалів у водневмісних середовищах / О. Є. Андрейків., О. В. Гембара. – К.: Наук. думка, – 2008. – 345 с.

401. Похмурський В.І. Коррозионная усталость металов / В. І. Похмурський. – М.: Металургия, – 1985, – 207с

402. Цыбенко А. С. Оценка долговечности длительно эксплуатирующихся энергомашиностроительных конструкций на основе расчета напряжено-деформированного состояния / А. С. Цыбенко // Вісн. Дніпропетр. нац. ун-ту залізн. трансп. ім. В. Лазаряна. – Дніпропетровськ, – 2006. – №13. – С. 165–167

403. Поліщук Л. К. Зміна механічних властивостей та корозійне розтріскування під напруженням матеріалу металоконструкції стріли буртоукладника / Л. К. Поліщук, О. О. Коваль // Зб. Інтернет-конференції (МНТІК) «Сучасні вібраційні техно-логії, машини, обладнання та динамічні процеси в них». – Вінниця, – 2013. – С. 14

404. Експлуатаційне окрихчення сталі магістрального нафтопроводу буртоукладника / О. Т. Цирульник, Г. М. Никифорчин, О. І. Звірко, Д. Ю. Петрина // Фіз.-хім. механіка матеріалів. – 2004. – №2(40). – С. 125–126. (Embrittlement of the steel of an oil-trunk pipeline / O. T. Tsyruul'nyk, H. M. Nykyforchyn, O. I. Zvirko, D. Yu. Petryna // Materials Science. – 2004. – 40, N 2. – P. 302–304).

405. Красовский А.Я. Стресс-коррозионные разрушения магистральных трубопроводов буртоукладника / А.Я. Красовский, И.В. Лохман, И.В. Орыняк // Проблемы прочности, – 2012. – № 2. – С. 23–43.

406. Романив О. М. Вплив експлуатаційної пошкодженості паропровідної сталі 12Х1МФ на характеристики її тріщиностійкості / О. М. Романів, Г. М. Никифорчин, І. Р. Дзюба та ін. // Фіз.-хім. механіка матеріалів. – 1998. – № 1(34). – С. 101–104. (Effect of damage in service of 12Kh1MF steam-pipe steel on its crack resistance characteristics / O. M. Romaniv, H. M. Nykyforchyn, I. R. Dzioba, and et al. // Materials Science. – 1998. – 34, № 1. – P. 110–114).

407. Механика разрушения и прочность материалов: Справ. пособие в 4-х т. / Под общ. ред. В.В. Панасюка. – К: Наук. думка, 1988 – 1990. Т.4: Усталость и циклическая трещиностойкость конструкционных материалов / О.Н. Романив, С.Я. Ярема, Г.Н. Никифорчин и др., – 1990. – 680 с.

408. Krasowsky A.Y. Charpy testing to estimate pipeline steel degradation after 30 years of operation / A.Y. Krasowsky, A.A. Dolgiy, V.M. Torop // Proc. “Charpy Centary Conference”, Poitiers. – 2001. – №1. – P. 489–495. (Krasovskii, A. Ya., Lokhman, I. V., & Orynyak I. V. Stress-corrosion failures of main pipelines // Strength of Materials. - 2012, Vol. 44, №2. - P. 129-143.)

409. Nykyforchyn H.M Effect of ageing of steam pipeline steel on its fatigue crack growth resistance / H.M. Nykyforchyn, O.Z. Student, B.P. Loniuk, I.R. Dzioba // Proc. Eighth Int. Conf. Mechanical Behaviour of Materials - ICM8: Progress in Mechanical Behaviour of Materials, Victoria, Canada, 1999. / Eds. F. Ellyin and J.W. Provan. - Victoria: Fleming Printing Ltd., – 1999. – № 1: Fatigue and Fracture. – P. 398–403.

410. Студент О. З.Ріст утомних тріщин у сталі 15Х2МФА, витриманій у високотемпературному водні / О.З. Студент, Б.П. Лонюк // Фіз.-хім. механіка матеріалів. – 1997. – № 4(33). – С. 121–126. (Fatigue crack growth in 15Kh2MFA

steel subjected to aging in high-temperature hydrogen / O.Z. Student, B.P. Loniuk // *Materials Science*. – 1997. – **33**, 4. – P. 532–538.)

411. Харченко Є. В. Оцінювання експлуатаційної деградації профільної сталі стріли буртоукладника / Є. В. Харченко, Л. К. Поліщук, О.І. Звірко // *Фізико-хімічна механіка матеріалів*. – 2013. – № 4(49). – С. 77–82. (Kharchenko E. V., Polishchuk L. K., Zvirko O. I. Estimation of the in-service degradation of steel shapes for the boom of a clamp-forming machine // *Materials Science*. – 2014. – 49, № 4. – P. 501–507).

412. Никифорчин Г.М. Прояв водневої та низькотемпературної крихкості в припороговій циклічній тріщиностійкості матеріалів / Г. М. Никифорчин // *Фіз.-хім. механіка матеріалів*. – 2002. – № 4. – С. 5–16. (Nykyforchyn H.M. Manifestation of hydrogen and low-temperature brittleness in near-threshold cyclic crack resistance of materials // *Materials Science*. – 2002. – № 4. – P. 471–483).

413. Никифорчин Г.М. Вплив водню на формування порогів утоми конструкційних сталей / Г.М. Никифорчин, О.З. Студент // *Фіз.-хім. механіка матеріалів*. – 2001. – № 2(37). – С. 97–106. (Influence of hydrogen of the formation of fatigue thresholds in structural steels / H.M. Nykyforchyn, O.Z. Student // *Materials Science*. – 2001. – 37, 2. – С. 252–263.)

414. Effect of high-temperature degradation of heat-resistant steel on mechanical and fractographic peculiarities of fatigue crack growth / O.Z. Student, W. Dudzinski, H.M. Nykyforchyn, A. Kaminska // *Фіз.-хім. механіка матеріалів*. – 1999. – №4(34). – С. 49–58. (Effect of high-temperature degradation of heat-resistant steel on the mechanical and fractographic characteristics of fatigue crack growth / O.Z. Student, W. Dudziński, H.M. Nykyforchyn, A. Kamińska // *Materials Science*. – 1999. – **35**, 4. – P. 499-508.)

415. Effect of hydrogenation on fracture mode of a reactor pressure vessel steel / N. Taylor, H.M. Nykyforchyn, O.T. Tsyurulnyk, O. Z. Student // Фіз.-хім. механіка матеріалів. – 2009. – №5(45)
416. Kłysz S. Podstawy mechaniki pękania i wytrzymałości zmęczeniowej materiałów / S. Kłysz Warszawa, Instytut Techniczny Wojsk Lotniczych, – 2015. – 290 s.
417. Neimitz A. Ocena wytrzymałości, trwałości i bezpieczeństwa pracy elementów konstrukcyjnych zawierających defekty. / A. Neimitz, I. Dzioba, M. Graba, J. Okrajni Kielce, Politechnika Świętokszyska, – 2008. – 438 s.
418. Поліщук Л. К. Корозійно-циклічна тріщиностійкість сталі стріли буртоукладника [Текст] / Л. К. Поліщук, Г. В. Харченко, О. І. Звірко // Фізико-хімічна механіка матеріалів, – 2014. – № 2. – С. 77 – 82., 2015. Polishchuk L.K., Kharchenko E.V., Zvirko O.I. Corrosion-Fatigue Crack-Growth Resistance of Steel of the Boom of a Clamp-Forming Machine // Materials Science (Springer Science + Business Media New York). – 2014. – Vol. 51, No 2. – P. 229–234.
419. Tada H. The Stress Analysis of Cracks Handbook / H. Tada et al – Hellertown, Del Research Corporation, – 1973.
420. Bruchmechanische Bewertung von Fehlern in Schweißverbindungen, Merkblatt DVS 2401, Deutscher Verband für Schweißtechnik, – 1982 (August).
421. Newman J. C., Raju I. S. Stress Intensity Factor Equations for Cracks in Three-Dimensional Finite Bodies. / J. C. Newman, I. S. Raju // Fracture Mechanics: Fourteenth Symposium. Volume I. Theory and Analysis (STP 791). Ed. by J. C. Lewis, G. Sines. ASTM, – 1983. – P. 238–265.
422. Paris P. Critical analysis of crack propagation laws. / P. Paris, F. A Erdogan Trans. ASME: J. Basic Eng., – 1963. – № 4(15). – P. 528–534.
423. Панасюк В. В. Метод оцінювання роботоздатності та ризику руйнування елементів конструкцій з тріщиноподібними дефектами [Текст] / В.

В. Панасюк, І. М. Дмитрах, Л. Тот, О. Л. Білий, А. М. Сиротюк // Фізико-хімічна механіка матеріалів. – 2013. – № 5(49). – С. 10 – 20. Panasyuk V.V., A method for the Assessment of the Serviceability and Fracture Hazard for Structural Elements with Crack-like Defects / V.V. Panasyuk, I. M. Dmytrakh, L. Toth, O. L. Bilyi, A. M. Syrotyuk // Materials Science (Springer Science + Business Media New York). – 2014. – Vol. 49. № 5. – P. 565 – 576.

424. Башта Т. М. Машиностроительная гидравлика [Текст] / Т. М. Башта. – М.: Машиностроение, – 1979. – 672 с.

425. Поліщук Л. К. Вибір раціональної схеми привода конвеєра за критеріальними оцінками [Текст] / Л. К. Поліщук, Р. П. Коцюбівський, С.А. Барабанов // Збірник наукових праць ВНАУ. Серія: Технічні науки – 2012. – №10(59). – С. 149 – 154

426. Тищенко Н. М. Введение в проектирование систем управления. [Текст] / Н. М. Тищенко. – 2-е изд. перераб. и доп. – М.: Энергоатомиздат, – 1986. – 248 с.

427. Пат. 34120 України, МПК⁸ В65G 23/00 Мотор-барабан / Поліщук Л. К., Адлер О. О., Федчишин В. В. заявник та патентовласник Вінницький нац. техн. університет – № и 200803594; заявл. 21.03.2008; опубл. 25.07.2008, Бюл. №14

428. Пат. 36107 України, МПК⁸ 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 – № и 200806894; заявл. 19.05.2008; опубл. 10.10.2008, Бюл. №19

429. Поліщук Л. К. Вмонтований гідравлічний привод приймального конвеєра буртоукладника [Текст] / Л. К. Поліщук, О. О. Адлер, О. О. Коваль // Вісник Харківського національного технічного університету сільського господарства ім. Петра Василенка. Вип. 156 "Механізація сільськогосподарського виробництва". – Харків, – 2015. – С. 375–384.

430. Пат. 107491 України, МПК⁸ В65G 23/00 Керований гідравлічний мотор-барабан / Поліщук Л. К., Коваль О. О. заявник та патентовласник Вінницький нац.. техн.. університет – № у 201601464; заявл. 18.02.2016; опубл. 10.08.2016, Бюл. №15

431. Пат. 109082 України, МПК⁸ В65G 23/00 Керований гідравлічний мотор-барабан / Поліщук Л. К., Коваль О. О. заявник та патентовласник Вінницький нац.. техн.. університет – № у 201512091; заявл. 01.12.2015; опубл. 10.06.2016, Бюл. №11

432. Пат. 68816 України, МПК⁸ 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

433. Пат. 24968 України, МПК⁸ 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

434. Поліщук Л. К, Гідрофікація привода транспортера стріли буртоукладальної машини [Текст] / Л. К. Поліщук. Р.Д. Іскович-Лотоцький, Р.П Коцюбівський // ПГ і П. Вінниця, – 2007. – №4(18). – С. 106–108

435. Поліщук Л. К. Гідравлічний мотор-барабан стрічкового конвеєра стріли відвалоутворювача [Текст] / Л. К. Поліщук О. О. Адлер // Промислова гідравліка і пневматика, – 2007. – №2(16). – С. 61 – 64

436. Пат. 97816 України, МПК⁸ 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

437. Пат. 105601 України, МПК⁸ В65G 23/00 Мотор-барабан / Поліщук Л. К., Коваль О. О., Бичик І. А. заявник та патентовласник Вінницький нац..

техн.. університет – № и 201509506; заявл. 02.10.2015; опубл. 25.03.2015, Бюл. №6

438. Пат.57045 України, МПК⁸ 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 – № и 201008382; заявл. 05.07.2010; опубл. 10.02.2011, Бюл. №3

439. Поліщук Л. К. Привод транспортера для видалення стружки з токарного верстата [Текст] / Л. К. Поліщук, Д.В. Кислиця, Д.В. Бурденюк, Я.Г. Гуровський. // Промислова гідравліка і пневматика, – 2011.– №3(33) – С. 108 – 110

440. Боярко І. М. Інвестиційний аналіз: навчальний посібник / І. М. Боярко, Л. Л. Гриценко. – К.: Центр учбової літератури, – 2011. – 400 с.

441. Гриньова В. М. Інвестування: підручник / В. М. Гриньова, В. О. Коюда, Т. І. Лепейко, О. П. Коюда. – К.: Знання, – 2012. – 458 с.

442. Дука А. П. Теорія та практика інвестиційної діяльності. Інвестування: навчальний посібник / А. П. Дука. – К.: Каравела, – 2012. – 432с.

443. Майорова Т. В. Інвестиційна діяльність: підручник / Т. В. Майорова. – К.: Центр учбової літератури, – 2014. – 472 с.

444. Гайко Г. І. Історія гірництва: Підручник / Г. І. Гайко. — Київ-Алчевськ: Видавничий дім «Києво-Могилянська академія», видавництво «ЛАДО» ДонДТУ, – 2013. – 542 с.

445. Білецький В. С. Мала гірнича енциклопедія / В. С. Білецький. — Донецьк: «Донбас», – 2004.

446. Gavin W. T. Monetary policy, taxes, and the business cycle / W. T. Gavin, F. E. Kydland, M. R. Pappa // Journal of Monetary Economics. – 2007. – №54, Issue 6. – P. 1587–1611.

447. Моссаковский Я. В. Экономическая оценка инвестиций в горной промышленности : учебник / Я. В. Моссаковский. – М.: Изд. МГГУ, – 2004. – 323 с.
448. Моссаковский, Я. В. Оценка экономической эффективности внедрения новой техники на горнодобывающих предприятиях. Издание третье уч. пос. / Я. В. Моссаковский, И. М. Богданова, Я. И. Лозовская. – М.: Изд. МГГУ, – 2002. – 150 с.
449. Моссаковский, Я. В. Экономика горной промышленности учебник / Я. В. Моссаковский. – М.: Изд. МГУ, – 2004. – 525 с.
450. 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
451. 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.
452. Sachs J. Fundamental Sources of Long Run Growth / J. Sachs, A. Warner // The American Economic Review. – 2007. – №87, Issue 2. – P. 184–188.
453. Поліщук Л. К. Конкурентні переваги вмонтованих приводів конвеєрів підіймально-транспортувальних машин: тези доповідей / Л. К. Поліщук, О. О. Адлер, О. О. Коваль // Дванадцятий міжнародний симпозіум українських інженерів-механіків у Львові. – Львів: Кінпатрі ЛТД, – 2015. – С. 186–187.
454. 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

ДОДАТКИ

Додаток А

АКТИ ВПРОВАДЖЕННЯ РЕЗУЛЬТАТІВ ДИСЕРТАЦІЙНОЇ РОБОТИ

ЗАТВЕРДЖУЮ

Перший проректор з наукової
роботи, міжнародних зв'язків
та економічної політики

В.В. Грабко

2008 р.

ЗАТВЕРДЖУЮ (УЗГОДЖЕНО)

директор ВАТ «Гніванський кар'єр»

(посада, ПІБ та підпис Замовника)

В. О. Берещук

200 р.

АКТ ВПРОВАДЖЕННЯ № 1923/2В

результатів дослідних робіт

Замовник ВАТ «Гніванський кар'єр»

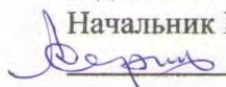
Цим актом підтверджується, що результати роботи «Розробка методики розрахунку приводів стрічкових конвеєрів з різними режимами навантаження», що виконані науковцями Вінницького національного технічного університету (ВНТУ) за договором №1923 з ВАТ «Гніванський кар'єр» терміном з 12 листопада 2007 року по 30 квітня 2008 року використовуються відділом головного конструктора ВАТ «Гніванський кар'єр» м. Гнівані, Тиврівського району, Вінницької області. Науковий керівник – к. т. н., доц. Л. К. Поліщук, відповідальний виконавець – О. О. Адлер.

Отримані результати роботи впроваджуються для розробки керованих гідравлічних вмонтованих приводів згідно з планом виробництва.

Новизна результатів науково-дослідної роботи – можливість керування приводом конвеєра, що працює із змінними режимами навантаження на робочому органі.

Від ВНТУ:

Начальник НДЧ

 Дерібо О. В.

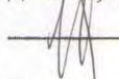
Зав. науково-організаційним

відділом НДЧ

 Пашенко М. І.

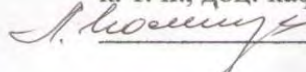
Зав. кафедри МРВ ОАВ

д. т. н., професор

 Іскович-Лотоцький Р. Д.

Науковий керівник

к. т. н., доц. каф. МРВ ОАВ

 Поліщук Л. К.

Від ВАТ «Гніванський кар'єр»:

директор ВАТ «Гніванський
кар'єр» Берещук В. О.

УЗГОДЖЕНО



Проректор з наукової
Роботи ВНТУ
С.В. Павлов
2015 р.

ЗАТВЕРДЖУЮ

Директор ВАТ «Гніванський
кар'єр»
В.О. Берещук
2015 р.



АКТ УПРОВАДЖЕННЯ № 19-Д-366 В результатів науково-дослідної роботи

Цим актом підтверджується, що результати науково-дослідної роботи
«Розроблення моделей і методів аналізу динамічних процесів у привідних системах
конвеєрів відвалоутворювачів»

(найменування НДР)

що виконана Вінницьким національним технічним університетомза держбюджетною темою 19-Д-366, № держреєстрації 0114U003738

(господарською або держбюджетною темою, за договором про творчу співдружність, в межах робочого часу викладача)

упроваджені у 2015 році

строк упровадження (рік)

на ВАТ «Гніванський кар'єр»

(найменування підприємства, організації, установи тощо, де здійснюється упровадження)

1. Вид упровадженої продукції методика проведення експрес-аналізу залишкового
ресурсу тривало експлуатованої металоконструкції стрічкового конвеєра
технологічної лінії подрібнення щебеню, що працює на повітрі та в агресивному
середовищі.

(техніка, технологія, матеріал, методи, теорії і інше)

2. Характеристика масштабу упровадження одиничне

(одиничне, дрібносерійне, серійне, інше)

3. Новизна результатів науково-дослідної роботи підвищення надійності за
рахунок визначення довговічності роботи конструкції з використанням
критеріальних значень коефіцієнтів інтенсивності напруження, через які
розраховується величини тріщини подібних дефектів при дії циклічних,
асиметричних напружень.

(важливі показники, які характеризують рівень отриманого наукового результату; переваги над аналогами)

4. Річний економічний ефект -

5. Соціальний ефект підвищення безаварійності роботи металоконструкції
стрічкового конвеєра технологічної лінії подрібнення
щебеню

(охорона навколишнього середовища, поліпшення й оздоровлення умов праці, удосконалення структури керування, розвиток нових технологій в освіті, інше)

Від ВНТУ:

Начальник НДЧ

В.В. Богачук

Науковий керівник

Р.Д. Іскович-Лотоцький

Відповідальний виконавець

Л.К. Поліщук

Від ВАТ «Гніванський кар'єр»

Гол. інженер ВАТ «Гніванський кар'єр»

А.О. Сивак

УЗГОДЖЕНО



Директор з наукової
Роботи ВНТУ

С.В. Павлов
2015 р.

ЗАТВЕРДЖУЮ

Директор ПрАТ «Стрижавський
кар'єр»

К.В. Парамонов
2015 р.

АКТ УПРОВАДЖЕННЯ № 19-Д-366 В
результатів науково-дослідної роботи

Цим актом підтверджується, що результати науково-дослідної роботи
«Розроблення моделей і методів аналізу динамічних процесів у привідних системах
конвеєрів відвалоутворювачів»

(найменування НДР)

що виконана Вінницьким національним технічним університетомза держбюджетною темою 19-Д-366, № держреєстрації 0114U003738
(господарською або держбюджетною темою, за договором про творчу співдружність, в межах робочого часу викладача)упроваджені у 2015 році
(строк упровадження (рік))на ПрАТ «Стрижавський кар'єр»
(найменування підприємства, організації, установи тощо, де здійснюється упровадження)

1. Вид упровадженої продукції методика проектного розрахунку стрічкового конвеєра з вмонтованим гідравлічним мотор-барабаном, що містить чотири секції хвильових передач з проміжними тілами кочення та зупинником у вигляді обгінної муфти, яким оснащується стріла відвалоутворювача головного конвеєра дробильно-сортувального заводу.

(техніка, технологія, матеріал, методи, теорії і інше)

2. Характеристика масштабу упровадження одиничне
(одиничне, дрібносерійне, серійне, інше)

3. Новизна результатів науково-дослідної роботи підвищення надійності роботи та продуктивності роботи комплексу на 7,4% і, відповідно, на таку ж величину збільшення річних обсягів продукції, що випускається, зниження собівартості 1 тони виготовленої продукції на 3,1%, збільшення чистого доходу на 7,3%, валового прибутку на 12,9%, підвищення індексу рентабельності на 10,7% та зменшення терміну окупності на 18,8%.

(важливі показники, які характеризують рівень отриманого наукового результату; переваги над аналогами)

4. Річний економічний ефект -

5. Соціальний ефект поліпшення і оздоровлення умов праці за рахунок підвищення механізації трудомістких виробничих процесів

(охорона навколишнього середовища; поліпшення й оздоровлення умов праці, удосконалення структури керування, розвиток нових технологій в освіті, інше)

Від ВНТУ:

Начальник НДЧ

 В.В. Богачук

Науковий керівник

 Р.Д. Іскович-Лотоцький

Відповідальний виконавець

 Л.К. Полішук

Від ПрАТ «Стрижавський кар'єр»

Гол. інженер ПрАТ «Стрижавський кар'єр»

 О.О. Леоненко



АКТ УПРОВАДЖЕННЯ № 19/98
результатів науково-дослідної роботи

Цим актом підтверджується, що результати науково-дослідної роботи Підвищення ефективності функціонування приводу приймального конвеєра буртоукладника,

(найменування НДР)

що виконана Вінницьким національним технічним університетом

за договором про творчу співдружність № 19/9,

(господарською або держбюджетною темою, за договором про творчу співдружність, в межах робочого часу викладача)

упроваджені у 2016 році

строк упровадження (рік)

на ПрАТ «Калинівський машинобудівний завод»

(найменування підприємства, організації, установи тощо, де здійснюється упровадження)

1. Вид упровадженої продукції: методика динамічного розрахунку гідравлічного вмонтованого приводу з системою керування для приймального конвеєра буртоукладника,

(техніка, технологія, матеріал, методи, теорії і інше)

2. Характеристика масштабу упровадження: одиничне

(одиничне, дрібносерійне, серійне, інше)

3. Новизна результатів науково-дослідної роботи: отримано нові математичні моделі динамічних процесів у вмонтованому гідравлічному приводі приймального конвеєра буртоукладника з системою керування, яка забезпечує вмикання додаткового гідромотора за дії змінних навантажень на робочому органі. На основі побудованих математичних моделей розроблено метод динамічного розрахунку механічної системи конвеєра, що дає можливість здійснити обґрунтований добір параметрів приводу, які забезпечують зниження динамічних зусиль в стрічці та безупинну роботу конвеєра

(важливі показники, які характеризують рівень отриманого наукового результату; переваги над аналогами)

4. Річний економічний ефект: —

5. Соціальний ефект: поліпшення умов праці обслуговуючого персоналу буртоукладника за рахунок зменшення обсягів пусково-налагоджувальних робіт завдяки забезпеченню безупинної роботи конвеєра

(охорона навколишнього середовища; поліпшення й оздоровлення умов праці, удосконалення структури керування, розвиток нових технологій в освіті, інше)

Від ВНТУ:

Начальник НДЧ

[Signature] Богачук В.В.

Науковий керівник

[Signature] Поліщук Л. К.

Від організації

Заступник головного інженера

[Signature] Гаврилюк Б. Я.

Головний конструктор

[Signature] Голубенко Є. Г.

Додаток Б

РОЗРАХУНОК ЕКОНОМІЧНОГО ЕФЕКТУ ВІД ВПРОВАДЖЕННЯ
ВМОНТОВАНОГО ГІДРАВЛІЧНОГО ПРИВОДА В ТЕХНОЛОГІЧНІЙ ЛІНІЇ
ПОДРІБНЕННЯ ЩЕБЕНЮ НА ПрАТ «СТРИЖАВСЬКИЙ КАР'ЄР»

УЗГОДЖЕНО



Проректор з наукової
Роботи ВНТУ
С.В. Павлов
_____ 2015 р.

ЗАТВЕРДЖУЮ



Директор ПрАТ «Стрижавський
кар'єр»
К.В. Парамонов
_____ 2015 р.

**РОЗРАХУНКОВИЙ ЕКОНОМІЧНИЙ ЕФЕКТ
ВІД ВПРОВАДЖЕННЯ ВМОНТОВАНОГО ГІДРАВЛІЧНОГО ПРИВОДА
В ТЕХНОЛОГІЧНІЙ ЛІНІЇ ПОДРІБНЕННЯ ЩЕБЕНЮ
НА ПрАТ «СТРИЖАВСЬКИЙ КАР'ЄР»**

Від ВНТУ:

Начальник НДЧ

 В.В. Богачук

Бав. науково-організаційним відділом НДЧ

 М.І. Пашенко

Завідувач кафедри МРВОАВ

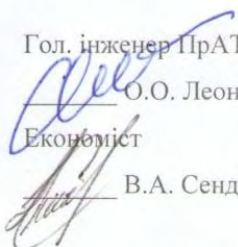
 Р.Д. Іскович-Лотоцький

Науковий керівник теми №1927

 А.К. Поліщук

Від ПрАТ «Стрижавський кар'єр»

Гол. інженер ПрАТ «Стрижавський кар'єр»

 О.О. Леоненко

Економіст

 В.А. Сендик

Вінниця, 2015

На підприємствах 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 можливо 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. Обладнання для гірничодобувної галузі характеризується досить високою вартістю проектування, виготовлення, тестування і, особливо, придбання та обслуговування. В зв'язку з цим 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.

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, так як його використання за інших умов може бути малоефективним.

По закінченню госпдогвірною теми «Розробка методики визначення динамічних характеристик та параметрів міцності елементів механічної системи конвеєра технологічної лінії подрібнення щебеню» (№1927), розробником запропонована заміна технологічного комплексу, в якому приводом конвеєра є електричні мотор-редуктори, що використовується на ПрАТ «Стрижавський кар'єр» Вінницької області, інноваційною розробкою – технологічним комплексом обладнання, до складу якого входить головний стрічковий конвеєр з розробленим вмонтованим приводом, що улаштований на стріловій конструкції з вантовою підвіскою, і забезпечує переміщення подрібненого щебеню відповідної фракції за технологічним циклом переробки гранітної маси.

Економічна ефективність впровадження нового обладнання в умовах експлуатації на ПрАТ «Стрижавський кар'єр» має дві складові – прямий економічний ефект, який отримає 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 – підвищення 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. 1).

Таблиця Б1 – 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 привода

№	Показник	Базовий комплекс	Новий комплекс
Технічні та нормативні показники			
1	Швидкість переміщення вантажу, м/с	1,6	1,6...2,1
2	Тип привода	Електричний	Гідравлічний
3	Потужність привода, кВт	2×30	60
4	Частота обертів, об/хв.	50	50...66
5	Довжина конвеєра, м	108	108
6	Ширина стрічки, мм	1200	1200
7	Кількість напрямних роликів, пар	4	4
8	Схема розташування вузлів	Просторова	Вмонтована
9	Кількість вузлів, шт.	5	3
10	Питома потужність, Вт/кг	15,2	34,4
11	Маса, кг	1976	872
12	Ресурс роботи, роки	4	7
13	Габаритні розміри, мм	2250x840x142 0	1050x840x610
14	Металомісткість, кг/м ³	731,9	1645,3
15	Продуктивність, т/год.	320	320...344
Вартісні показники			
16	Ціна обладнання, грн.	818295	361109
17	Експлуатаційні витрати, грн.	206860	39722
18	Величина умовно-змінних витрат в собівартості, %	40	40
19	Розрахункова ціна продукції, грн./т	98,7	98,7

На основі зазначених у табл. 1 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: 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 %. Таким чином капітальні витрати становитимуть:

- для базового комплексу обладнання
941039,3 грн. (818295грн + 40914,8грн + 81829,5грн);
- для нового
415275,4 грн. (361109грн + 18055,5грн + 36110,9грн).

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 розраховані величини загальних експлуатаційних витрат (дивись таблицю 1). Із врахуванням ресурсу роботи базового та нового комплексів обладнання маємо річну величину експлуатаційних витрат для базового обладнання – 51715,0 грн./рік та нового – 9930,6 грн./рік. Відтак отримаємо економію на експлуатаційних витратах у розмірі 41784,4 грн./рік.

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 реалізації, величини валового прибутку. Ці розрахунки проводимо як для базового так і для нового обладнання.

Собівартість тони продукції за умов використання нового комплексу необхідно скорегувати в напрямку зниження за рахунок підвищення продуктивності його роботи і, як наслідок, збільшення обсягів готової продукції (1):

$$C_{\text{бн}} = C_{\text{бб}} \frac{ak+b}{100} = 61,9 \cdot \frac{40 \cdot 0,926 + 60}{100} = 60 \text{ грн./т.}, \quad (\text{Б.1})$$

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 прийняті згідно річної звітності 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 (2-3):

$$V_{\text{рб}}=569,6 \cdot 98,7=56213,1 \text{ грн.}, \quad (\text{Б.2})$$

$$V_{\text{рн}}=611,8 \cdot 98,7=60379,8 \text{ грн.} \quad (\text{Б.3})$$

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 (4), (5):

$$П_{\text{б}}=56213,1-35284,5=20928,6 \text{ тис. грн.}, \quad (\text{Б.4})$$

$$П_{\text{н}}=60379,8-36708=23671,8 \text{ тис. грн.} \quad (\text{Б.5})$$

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 до необ'єктивності отриманих результатів.

Як додатковий економічний показник розрахуємо 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 (6):

$$IP_6 = \frac{W}{K} = \frac{17438,1}{12349,6} = 1,4, \quad (\text{Б.6})$$

де W – грошовий потік, грн. (7):

$$W = \Pi_{\text{ч}} + A = 13909,632 + 0,1 \cdot 35284,5 = 17438,1 \text{ тис. грн.}, \quad (\text{Б.7})$$

тут A – амортизаційні відрахування, грн. При розрахунках орієнтовно амортизаційні відрахування можна прийняти рівними 10% від повної собівартості реалізованої продукції; $\Pi_{\text{ч}}$ – чистий прибуток, грн. (8):

$$\Pi_{\text{ч}} = \Pi_0 (1 + \alpha_n) = 11591,36 \cdot (1 + 20) = 13909,632 \text{ тис. грн.}, \quad (\text{Б.8})$$

де Π_0 – оподаткований прибуток; α_n – ставка податку на прибуток.

Оподаткований прибуток розраховуємо наступним чином (9):

$$\Pi_0 = \left(\frac{\Pi_{\text{дог}}}{1 + \alpha_{\text{ПДВ}}} - S_{\text{п}} \right) \cdot Q = \left(\frac{98,7}{1 + 0,2} - 61,9 \right) \cdot 569,6 = 11591,36 \text{ тис. грн.}, \quad (\text{Б.9})$$

де K – капіталовкладення, грн. Наближено разові витрати можна прийняти

рівними $(0,2 \div 0,5) Q_p = 0,35 \cdot 35284,5 = 12349,6$ 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. Даний показник роботи інвестицій є особливо важливим для інвесторів, які хочуть знати, коли відбудеться повне повернення вкладеного капіталу. За умов використання базового комплексу обладнання (10):

$$T = \frac{K}{\Pi_0} = \frac{12349,6}{11591,36} = 1,07 \text{ року.} \quad (\text{Б.10})$$

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. 2.

Таблиця Б2 – Результати розрахунку економічної ефективності заміни базового технологічного комплексу обладнання для переробки гранітної маси на ПрАТ «Стрижавський кар'єр» новим, розробленим на базі вмонтованого привода

№	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

Отже, заміна існуючого обладнання на ПрАТ «Стрижавський кар'єр» в технологічному комплексі для переробки гранітної маси новим обладнанням, розробленим на базі вмонтованого привода, 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 розроблено на базі вмонтованого привода, вибір конструктивної схеми якого здійснено згідно критеріальних оцінок. Конструктивні особливості нового обладнання забезпечують йому ряд 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 привода, що дає змогу керувати частотою обертів приводного 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 % приводять до зниження 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 дану 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.

Крім того, конструктивними особливостями нового обладнання технологічного комплексу передбачено поліпшення ряду технічних характеристик – зменшення маси привода, зниження його металомісткості та підвищення ресурсу роботи. Вказані переваги нового обладнання в порівнянні 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.

Додаток В

РОЗРАХУНОК КОНСТРУКТИВНИХ ПАРАМЕТРІВ СТІЛИ
ВІДВАЛОУТВОРЮВАЧА

Стріла відвалоутворювача ОШР-7000/85 (виробництва НКМЗ)

Кількість ділянок – 4

1. Довжини ділянок стріли, м:

$$l=85: \quad l_1=37; \quad l_2=21; \quad l_3=20; \quad l_4=7.$$

2. Площа поперечного перерізу двох несівних балок (труб), м².

$$A=2A_1=2 \cdot \frac{\pi}{4} (D_3^2 - D_{\text{вн}}^2) = 2 \cdot \frac{3,14}{4} \cdot (630^2 - 590^2) = 7,66 \cdot 10^2 / 2 = 0,0396 \quad (\text{B.1})$$

3. Маса погонного метра конструкції стріли, кг:

m_1 – маса погонного метра труби 630x20 за ГОСТ 10704-91; $m_1=300,87$.

m_2 – маса погонного метра швелера 33У за ГОСТ 8240-97; $m_2=36,53$.

m_3 – маса погонного метра швелера 10У за ГОСТ 8240-97; $m_3=8,594$.

m_4' – маса погонного метра рівнополічний кутника 75x75x7 за ГОСТ 8509-93;

$$m_4 = m_4' \cdot l = 7,96 \cdot 0,48 = 3,82. \quad (\text{B.2})$$

m_5 – маса однієї полоси (опор похилих роликів)

$$m_5 = \rho \cdot V = \rho \cdot l_1 \cdot b_1 \cdot S_1 = 7,8 \cdot 10^3 \cdot 0,95 \cdot 0,15 \cdot 0,02 = 22. \quad (\text{B.3})$$

m_6' – маса погонного метра труби 159x8 за ГОСТ 10704-91 (для роликів)
 $m_6' = 26,24$.

$$m_6 = m_6' \cdot l_{\Sigma} = 26,24 \cdot 2,2 = 57,728 \quad (\text{B.5})$$

m_7 – маса однієї полоси (опор горизонтального ролика)

$$m_7 = \rho \cdot V = \rho \cdot l_2 \cdot b_2 \cdot S_2 = 7,8 \cdot 10^3 \cdot 0,16 \cdot 0,15 \cdot 0,02 = 3,74. \quad (\text{B.6})$$

m_8 – маса опори на трубі

$$m_8 = \rho \cdot V = \rho \cdot l_3 \cdot b_3 \cdot S_3 = 7,8 \cdot 10^3 \cdot 1 \cdot 0,25 \cdot 0,02 = 39. \quad (\text{B.7})$$

Маса погонного метра стріли без вантажу:

$$m = 2(m_{1+} + m_{3+} + m_{4+} + m_5 + m_8) + m_2 + m_6 + 4 m_7 \approx 858. \quad (\text{B.8})$$

4. Площі поперечних перерізів складових металокопструкції стріли

Отриманий переріз (рисунок 1) умовно розбито на п'ять прямокутників 2, 3, 4, 5 та два кільця 1, які мають центри ваги відповідно O_2, O_3, O_4, O_5 і O_1 в точках перетину їх горизонтальної та вертикальної осей.

Площі прямокутників 2-5 та кільця 1 перерізу:

$A_1 = 0,0396 \text{ м}^2$ – труби 630x20;

$A_2 = 0,858 \text{ м}^2$ - швелера 33У;

$A_3 = 0,26 \text{ м}^2$ - швелера 10У;

$A_4 = 0,0954 \text{ м}^2$ – горизонтального ролика;

$A_5 = 0,102 \text{ м}^2$ – похилого ролика.

Загальна площа, м^2 :

$$A = \sum A_i = 2A_1 + A_2 + A_3 + A_4 + 2A_5 = 1,497 \quad (\text{B.9})$$

5. Інтегральна густина металокопструкції, $\text{кг}/\text{м}^3$:

$$\rho = \frac{m}{2A_1} \cdot 1 = \frac{858}{7,66 \cdot 10^{-2}} \cdot 1 = 11,2 \cdot 10^3 \quad (\text{B.10})$$

6. Визначення координат центра ваги перерізу стріли

За розрахованими раніше площами перерізу визначаємо статичний момент відносно осі y , мм.

$$\begin{aligned} S_y = \Sigma = A_1 \cdot 0 + A_2 \cdot 0 + A_3 \cdot 0,375 + A_4 \cdot 0,52 + 2A_5 \cdot 0,826 = \\ = 0,26 \cdot 0,375 + 0,0954 \cdot 0,52 + 2 \cdot 0,102 \cdot 0,826 = 0,3156 \end{aligned} \quad (\text{B.11})$$

$$Z_c = S_y / \Sigma A = 0,3156 / 1,497 = 0,211 \text{ м} = 211. \quad (\text{B.12})$$

7. Момент інерції поперечного перерізу стріли відносно горизонтальної осі.

Власні моменти інерції перерізів відносно горизонтальної осі, м^4 :

$$I_{y1} = \frac{\pi D^3 \delta}{8} = \frac{3,14 \cdot 0,63^3 \cdot 0,02}{8} = 0,00196 \quad (\text{B.14})$$

$$I_{y2} = \frac{bh^3}{12} = \frac{2,6 \cdot 0,33^3}{12} = 0,0078 \quad (\text{B.15})$$

$$I_{y3} = \frac{bh^3}{12} = \frac{2,6 \cdot 0,1^3}{12} = 0,00022 \quad (\text{B.16})$$

$$I_{y4} = \frac{bh^3}{12} = \frac{0,6 \cdot 0,159^3}{12} = 0,0002 \quad (\text{B.17})$$

$$I_{y5} = \frac{bh^3}{12} = \frac{0,8 \cdot 0,159^3}{12} = 0,00027 \quad (\text{B.18})$$

Сумарний момент перерізів відносно горизонтальної осі, м⁴:

$$I_y = \sum (I_{yi} + z_i^2 \cdot A_i) \quad (\text{B.19})$$

$$\begin{aligned} I_y &= 2(0,00196 + 0,21^2 \cdot 0,0396) + (0,0078 + 0,21^2 \cdot 0,858) + \\ &+ (0,00022 + 0,164^2 \cdot 0,26) + (0,0002 + 0,31^2 \cdot 0,0954) + 2(0,00027 + 0,615^2 \cdot 0,102) = \\ &= 0,0074 + 0,046 + 0,0072 + 0,0094 + 0,078 = 0,148 \end{aligned}$$

8. Жорсткості відтяжок (канатів) стріли.

Для канату діаметром 30 мм за ГОСТ 3070-74, з площею поперечного перерізу

$A = 400,3 \text{ мм}^2$ з розривним зусиллям 480 кН.

$$C_i = C_0 \cdot \sin^3 \alpha_i$$

$$C_0 = 57,6 \cdot 10^5 \text{ Н/м}$$

$$C_1 = 42,84 \cdot 10^5 \text{ Н/м}$$

$$C_2 = 10,87 \cdot 10^5 \text{ Н/м}$$

$$C_3 = 4,35 \cdot 10^5 \text{ Н/м}$$

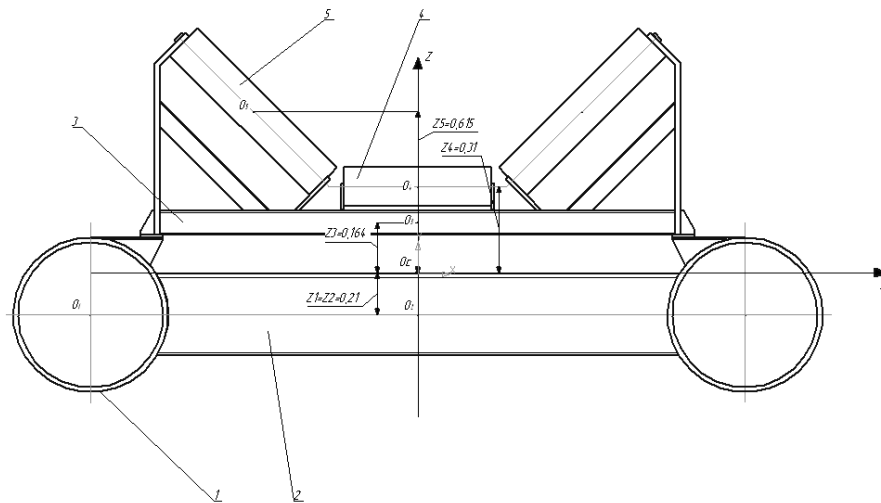


Рисунок В1 – Поперечний переріз стріли відвалоутворювача ОШР-7000/85

Стріла відвалоутворювача ОШР-5000/95 (виробництва Азовмаш)

Кількість ділянок – 5

1. Довжини ділянок стріли, м:

$$l=95: \quad l_1=28; \quad l_2=17; \quad l_3=21; \quad l_4=24; \quad l_5=5.$$

2. Площа поперечного перерізу двох несівних балок (труб), м².

$$A=2A_1=2 \cdot \frac{\pi}{4} (D_3^2 - D_{\text{вн}}^2) = 2 \cdot \frac{3,14}{4} \cdot (720^2 - 680^2) = 8,79 \cdot 10^2 \quad (\text{B.20})$$

3. Маса погонного метра конструкції стріли, кг:

m_1 – маса погонного метра труби 720x20 за ГОСТ 10704-91; $m_1=345,26$.

m_2 – маса погонного метра швелера 33У за ГОСТ 8240-97; $m_2=36,53$.

m_3 – маса погонного метра швелера 10У за ГОСТ 8240-97; $m_3=8,594$.

m_4' – маса погонного метра рівнополичний кутника 75x75x7 за ГОСТ 8509-93;

$$m_4 = m_4' \cdot l = 7,96 \cdot 0,48 = 3,82. \quad (\text{B.21})$$

m_5 – маса однієї полоси (опор похилих роликів)

$$m_5 = \rho \cdot V = \rho \cdot l_1 \cdot b_1 \cdot S_1 = 7,8 \cdot 10^3 \cdot 0,95 \cdot 0,15 \cdot 0,02 = 22. \quad (\text{B.22})$$

m_6' – маса погонного метра труби 159x8 за ГОСТ 10704-91 (для роликів)
 $m_6' = 26,24$.

$$m_6 = m_6' \cdot l_{\Sigma} = 26,24 \cdot 2,2 = 57,728 \quad (\text{B.23})$$

m_7 – маса однієї полоси (опор горизонтального ролика)

$$m_7 = \rho \cdot V = \rho \cdot l_2 \cdot b_2 \cdot S_2 = 7,8 \cdot 10^3 \cdot 0,16 \cdot 0,15 \cdot 0,02 = 3,74. \quad (\text{B.24})$$

m_8 – маса опори на трубі

$$m_8 = \rho \cdot V = \rho \cdot l_3 \cdot b_3 \cdot S_3 = 7,8 \cdot 10^3 \cdot 1 \cdot 0,25 \cdot 0,02 = 39. \quad (\text{B.25})$$

Маса погонного метра стріли без вантажу:

$$m = 2(m_1 + m_3 + m_4 + m_5 + m_8) + m_2 + m_6 + 4 m_7 = 946,61. \quad (\text{B.26})$$

4. Площі поперечних перерізів складових елементів металоконструкції стріли

Отриманий переріз (рисунок 2) умовно розбито на п'ять прямокутників 2, 3, 4, 5 та два кільця 1, які мають центри ваги відповідно O_2, O_3, O_4, O_5 і O_1 в точках перетину їх горизонтальної та вертикальної осей.

Площі прямокутників 2-5 та кільця 1 перерізу:

$A_1 = 0,0439 \text{ м}^2$ – труби 630x20;

$A_2 = 0,858 \text{ м}^2$ - швелера 33У;

$A_3 = 0,26 \text{ м}^2$ - швелера 10У;

$A_4 = 0,0954 \text{ м}^2$ – горизонтального ролика;

$A_5 = 0,102 \text{ м}^2$ – похилого ролика.

Загальна площа, м^2 :

$$A = \sum A_i = 2A_1 + A_2 + A_3 + A_4 + 2A_5 = 1,508 \quad (\text{B.27})$$

5. Інтегральна густина металокопструкції, кг/м³

$$\rho = \frac{m}{2A_1} \cdot 1 = \frac{946,61}{8,79 \cdot 10^{-2}} \cdot 1 = 10,8 \cdot 10^3 \quad (\text{B.28})$$

6. Визначення координат центра ваги перерізу стріли

Статичний момент перерізів відносно осі y , мм.

$$S_y = \sum A_i z_i = A_1 \cdot 0 + A_2 \cdot 0 + A_3 \cdot 0,375 + A_4 \cdot 0,52 + 2A_5 \cdot 0,826 =$$

$$0,26 \cdot 0,375 + 0,0954 \cdot 0,52 + 2 \cdot 0,102 \cdot 0,826 = 0,3156 \quad (\text{B.29})$$

$$z_c = S_y / \sum A = 0,3156 / 1,508 = 0,209 \text{ м} = 209 \text{ .}$$

7. Момент інерції поперечного перерізу стріли відносно горизонтальної осі.

Власні моменти інерції перерізів відносно горизонтальної осі, м⁴:

$$I_{y1} = \frac{\pi D^3 \delta}{8} = \frac{3,14 \cdot 0,72^3 \cdot 0,02}{8} = 0,0029 \quad (\text{B.30})$$

$$I_{y2} = \frac{bh^3}{12} = \frac{2,6 \cdot 0,33^3}{12} = 0,0078 \quad (\text{B.31})$$

$$I_{y3} = \frac{bh^3}{12} = \frac{2,6 \cdot 0,1^3}{12} = 0,00022 \quad (\text{B.32})$$

$$I_{y4} = \frac{bh^3}{12} = \frac{0,6 \cdot 0,159^3}{12} = 0,0002 \quad (\text{B.33})$$

$$I_{y5} = \frac{bh^3}{12} = \frac{0,8 \cdot 0,159^3}{12} = 0,00027 \quad (\text{B.34})$$

Сумарний момент перерізів відносно горизонтальної осі:

$$I_y = \sum (I_{yi} + z_i^2 \cdot A_i) \quad (\text{B.35})$$

$$\begin{aligned} I_y &= 2(0,0029 + 0,209^2 \cdot 0,0439) + (0,0078 + 0,209^2 \cdot 0,858) + \\ &+ (0,00022 + 0,162^2 \cdot 0,26) + (0,0002 + 0,308^2 \cdot 0,0954) + 2(0,00027 + 0,613^2 \cdot 0,102) = \\ &= 0,0096 + 0,046 + 0,0072 + 0,0094 + 0,078 = 0,15 \text{ м}^4 \end{aligned}$$

8. Жорсткості відтяжок (канатів) стріли.

Для канату 30-Г-1-Ж-Л-О-Р-1470 за ГОСТ 7669-80, з площею поперечного перерізу

$A=426,76 \text{ мм}^2$ з розривним зусиллям 501,5 кН.

$$C_i = C_0 \cdot \sin^3 \alpha_i$$

$$C_0 = 42,72 \cdot 10^5 \text{ Н/м}$$

$$C_1 = 25,14 \cdot 10^5 \text{ Н/м}$$

$$C_2 = 16,19 \cdot 10^5 \text{ Н/м}$$

$$C_3 = 10,06 \cdot 10^5 \text{ Н/м}$$

$$C_4 = 6,26 \cdot 10^5 \text{ Н/м}$$

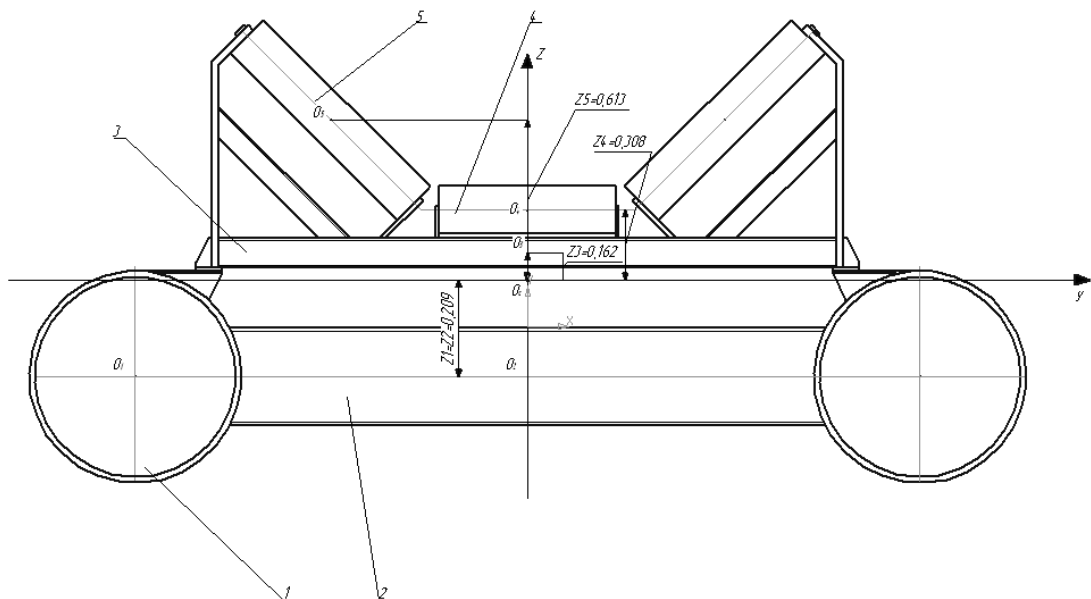


Рисунок В2 – Поперечний переріз стріли відвалоутворювача ОШР-5000/95

Додаток Г

РЕАЛІЗАЦІЯ РОЗРАХУНКУ ПЕРЕХІДНИХ ПРОЦЕСІВ ДЛЯ КОНВЕЄРА З
ЕЛЕКТРОМЕХАНІЧНИМ ПРИВОДОМ В ПРОГРАМНОМУ ПАКЕТІ
MATCAD

Motor_1

$$\underline{\text{ORIGIN}} := 1 \quad tk := 5 \quad \underline{\text{dt}} := 0.0001 \quad \underline{\text{int}} := \frac{tk}{dt}$$

$$lr := 0.82 \quad l2 := 8.2 \quad l3 := 7.5 \quad u := 3. \quad r2 := 0.2 \quad r3 := 0.2$$

$$\underline{c} := 1 \cdot 10^5 \quad \nu := 1$$

$$E := 510 \cdot 10^6 \quad \underline{l} := 50 \quad b := 1 \quad a := 0.02 \quad \underline{A} := b \cdot a \quad cs := \frac{E \cdot A}{l} \quad cs = 2.04 \times 10^5$$

$$\mu := 2400 \quad \nu s := \frac{A \cdot \mu}{l} \quad \nu s = 0.96$$

$$\omega 0 := 157 \quad Ls := 1.22 \cdot 10^{-3} \quad Lr := 1.22 \cdot 10^{-3} \quad Lm := 4.47 \cdot 10^{-2}$$

$$rs := 0.0825 \quad rr := 0.107 \quad Um := 310.5 \quad p0 := 2 \quad M0 := 0$$

$$j := 1..10 \quad x_j := 0. \quad \alpha s := \frac{1}{Ls} \quad \alpha r := \frac{1}{Lr} \quad \alpha m := \frac{1}{Lm}$$

$$us := \begin{pmatrix} Um \\ 0 \end{pmatrix} \quad \Omega s := p0 \cdot \begin{pmatrix} 0 & \omega 0 \\ -\omega 0 & 0 \end{pmatrix} \quad \underline{G} := \begin{pmatrix} \frac{1}{\alpha m + \alpha s + \alpha r} & 0 \\ 0 & \frac{1}{\alpha m + \alpha s + \alpha r} \end{pmatrix}$$

$$ix(x) := (x_1 + x_3) \quad iy(x) := x_2 + x_4$$

$$is(x) := \begin{pmatrix} x_1 \\ x_2 \end{pmatrix} \quad ir(x) := \begin{pmatrix} x_3 \\ x_4 \end{pmatrix} \quad i(x) := \begin{pmatrix} ix(x) \\ iy(x) \end{pmatrix} \quad ME(x) := 3 \cdot p0 \cdot \frac{x_2 \cdot x_3 - x_1 \cdot x_4}{2 \cdot \alpha m}$$

$$\Psi s(x) := \left(\frac{is(x)}{\alpha s} \right) + \left(\frac{i(x)}{\alpha m} \right) \quad \Psi r(x) := \left(\frac{ir(x)}{\alpha r} \right) + \left(\frac{i(x)}{\alpha m} \right) \quad \Omega r(x) := p0 \cdot \begin{pmatrix} 0 & \omega 0 - x_8 \\ x_8 - \omega 0 & 0 \end{pmatrix}$$

$$\underline{E} := \text{identity}(2) \quad As := \alpha s \cdot (E - \alpha s \cdot G) \quad Bs := -\alpha s \cdot \alpha r \cdot G \quad Ar := \alpha r \cdot (E - \alpha r \cdot G) \quad Br := Bs$$

$$D1(x) := [As \cdot (us + \Omega s \cdot \Psi s(x) - rs \cdot is(x)) + Bs \cdot (\Omega r(x) \cdot \Psi r(x) - rr \cdot ir(x))]$$

$$D2(x) := Ar \cdot (\Omega r(x) \cdot \Psi r(x) - rr \cdot ir(x)) + Br \cdot (us + \Omega s \cdot \Psi s(x) - rs \cdot is(x))$$

$$Mv(x) := c \cdot (x_5 - u \cdot x_6) + \nu \cdot (x_8 - u \cdot x_9)$$

$$Ms2(x) := cs \cdot r2 \cdot (x_6 \cdot r2 - x_7 \cdot r3) + \nu s \cdot r2 \cdot (x_9 \cdot r2 - x_{10} \cdot r3)$$

$$Ms3(x) := cs \cdot r3 \cdot (x_7 \cdot r3 - x_6 \cdot r2) + \nu s \cdot r3 \cdot (x_{10} \cdot r3 - x_9 \cdot r2)$$

$$D3(x) := \begin{bmatrix} x_8 \\ x_9 \\ x_{10} \\ \frac{1}{I_r} \cdot (-Mv(x) + ME(x)) \\ \frac{1}{I_2} \cdot (u \cdot Mv(x) - 2 \cdot Ms2(x)) \\ \frac{1}{I_3} \cdot (-2 \cdot Ms3(x) - M0) \end{bmatrix}$$

$$D12(x) := \text{stack}(D1(x), D2(x))$$

$$D(x) := \text{stack}(D12(x), D3(x))$$

$$\underline{\underline{R}}(t, x) := D(x)$$

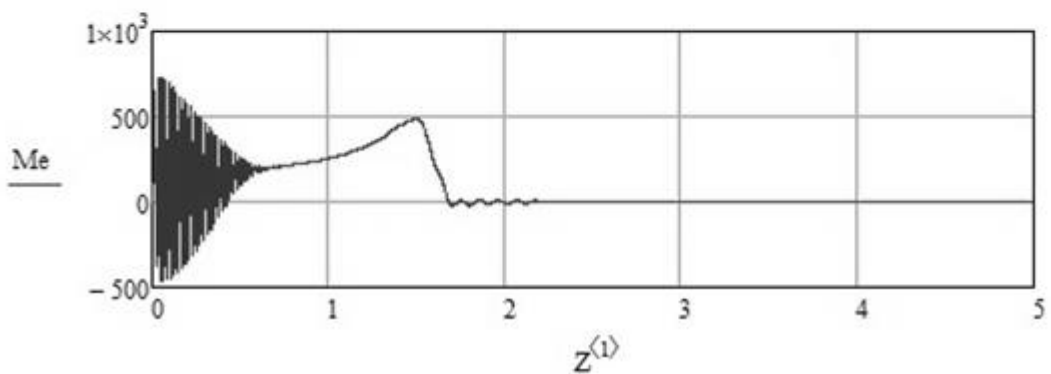
$$Z := \text{rkfixed}(x, 0, tk, \text{int}, R)$$

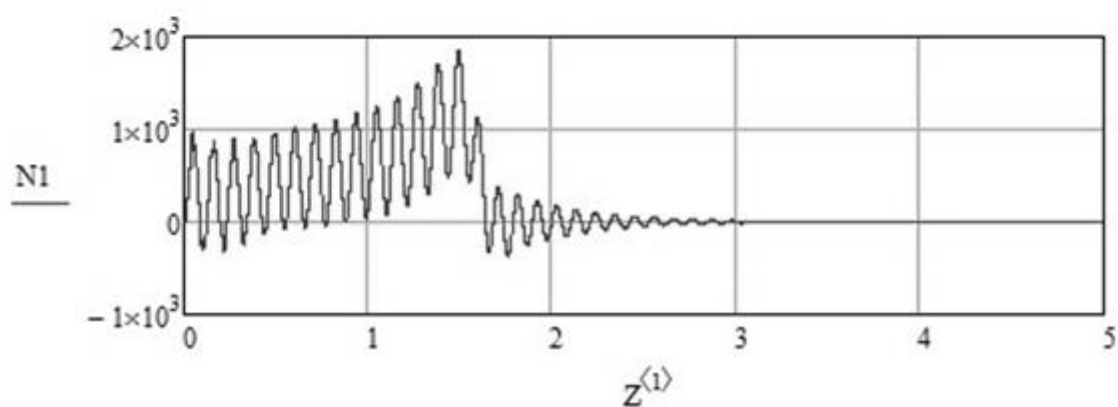
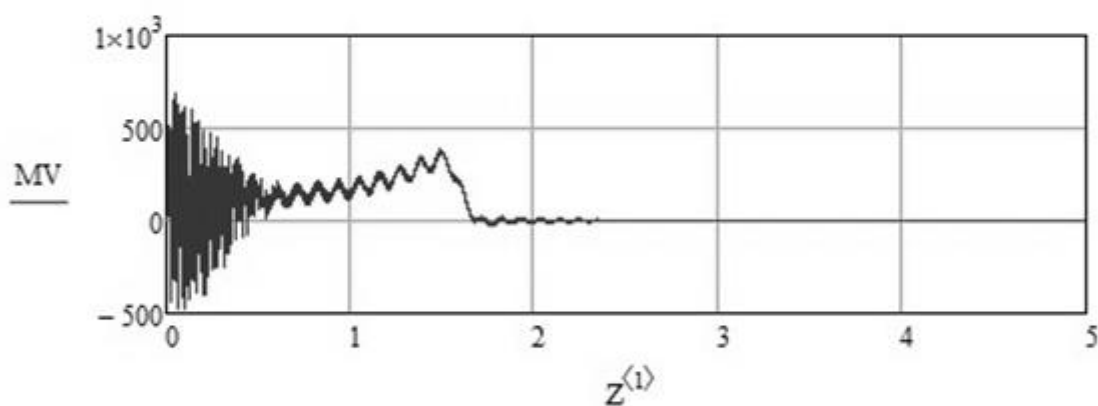
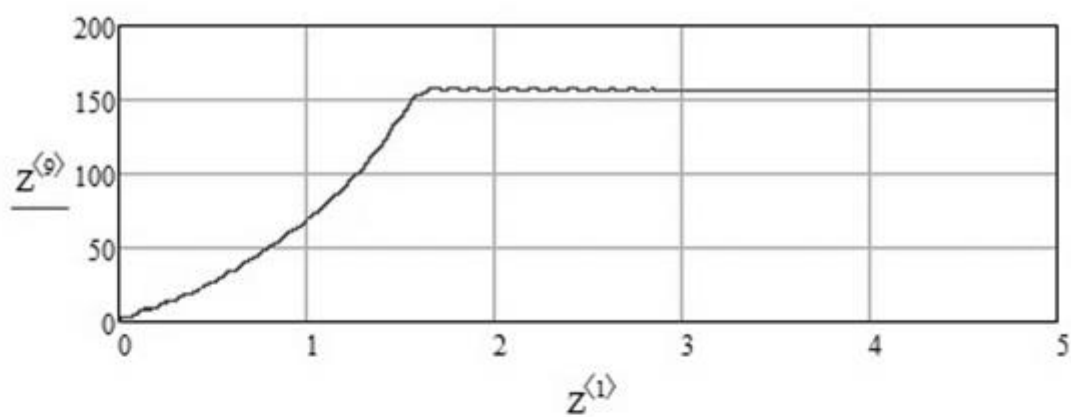
$$Me := 3 \cdot p0 \cdot \frac{\overrightarrow{(Z^{(3)} \cdot Z^{(4)})} - \overrightarrow{(Z^{(2)} \cdot Z^{(5)})}}{2 \cdot cm}$$

$$MV := (Z^{(6)} - u \cdot Z^{(7)}) \cdot c + (Z^{(9)} - u \cdot Z^{(10)}) \cdot v$$

$$N1 := (r2 \cdot Z^{(7)} - r3 \cdot Z^{(8)}) \cdot cs + (r2 \cdot Z^{(10)} - r3 \cdot Z^{(11)}) \cdot vs$$

$$\underline{\underline{Z}}^{(12)} := MV \quad \underline{\underline{Z}}^{(13)} := N1$$





В результаті розрахунку отримано перехідні процеси: зміна моменту на валу електродвигуна від часу, зміна швидкості електродвигуна від часу, зміна моменту на вихідному валу передавального механізму від часу та зміна моменту на хвостовому барабані від часу.

Додаток Д

РЕАЛІЗАЦІЯ РОЗРАХУНКУ ПЕРЕХІДНИХ ПРОЦЕСІВ ДЛЯ КОНВЕЄРА З
ГІДРАВЛІЧНИМ ВМОНТОВАНИМ ПРИВОДОМ В ПРОГРАМНОМУ
ПАКЕТІ MATCAD

```

Motor_1
ORIGIN := 1    tk := 5    dt := 0.0001    int := tk
dt

Ir := 0.82    I2 := 8.2    I3 := 7.5    u := 3    r2 := 0.2    r3 := 0.2
c := 1·105    nu := 1
E := 510·106    l := 50    b := 1    a := 0.02    A := b·a    cs := E·A
1    cs = 2.04 × 105
mu := 2400    vs := A·mu
1    q := 15.73·10-6    vs = 0.96

j := 1..6    xj := 0.

Mn := 30    bn := 80

pn := 20·106    M0 := 100

```

$$Mh(x) := q \cdot pn - Mn - bn \cdot x_4$$

$$Mv(x) := c \cdot (x_1 - u \cdot x_2) + \nu \cdot (x_4 - u \cdot x_5)$$

$$Ms2(x) := cs \cdot r2 \cdot (x_2 \cdot r2 - x_3 \cdot r3) + \nu s \cdot r2 \cdot (x_5 \cdot r2 - x_6 \cdot r3)$$

$$Ms3(x) := cs \cdot r3 \cdot (x_3 \cdot r3 - x_2 \cdot r2) + \nu s \cdot r3 \cdot (x_6 \cdot r3 - x_5 \cdot r2)$$

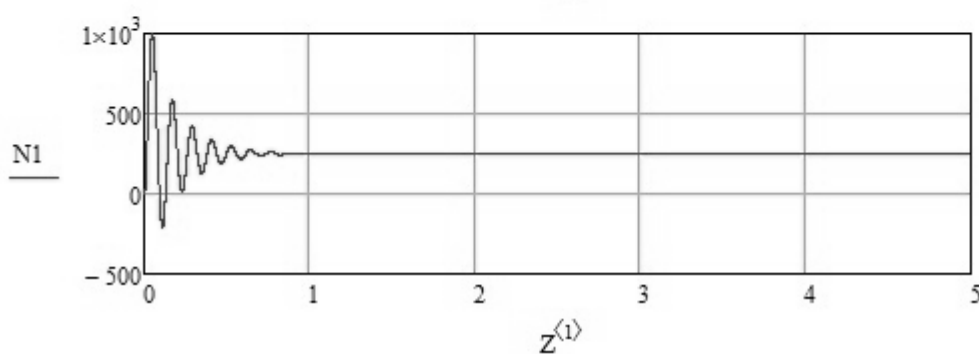
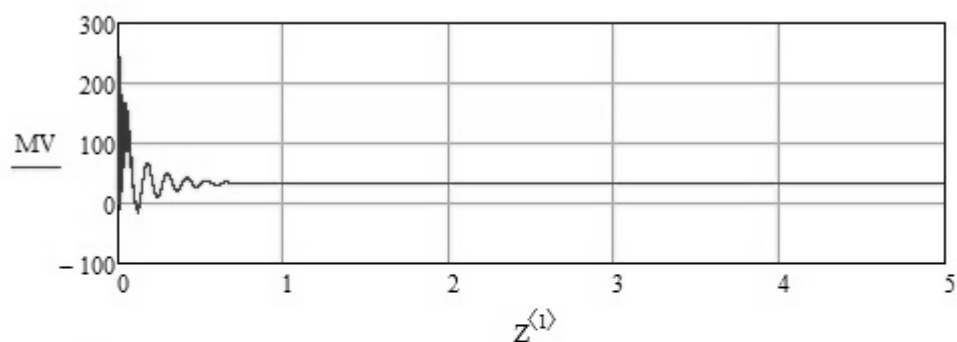
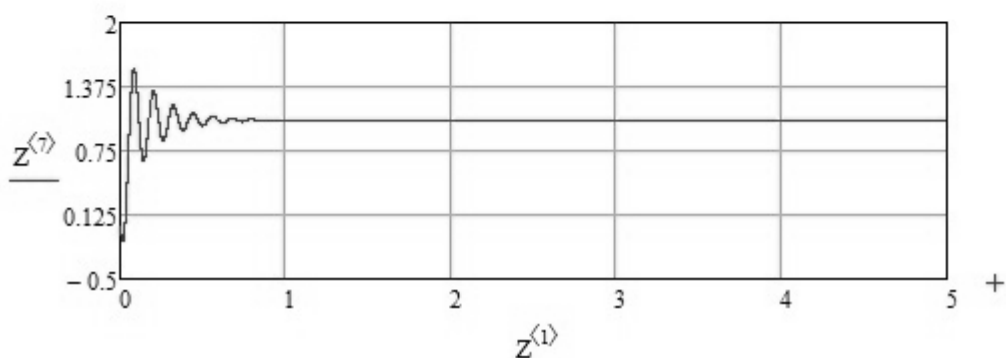
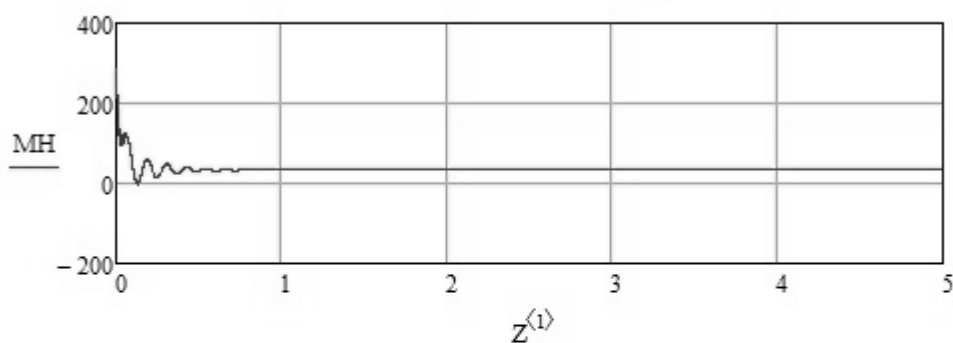
$$D(x) := \begin{bmatrix} x_4 \\ x_5 \\ x_6 \\ \frac{1}{Ir} \cdot (-Mv(x) + Mh(x)) \\ \frac{1}{I2} \cdot (u \cdot Mv(x) - 2 \cdot Ms2(x)) \\ \frac{1}{I3} \cdot (-2 \cdot Ms3(x) - M0) \end{bmatrix} \quad \begin{array}{l} R(t, x) := D(x) \\ Z := rkfixed(x, 0, tk, int, R) \end{array}$$

```
WRITEPRN("motor_1.pm") := Z
```

$$MH := q \cdot pn - Mn - bn \cdot Z^{(5)}$$

$$MV := (Z^{(2)} - u \cdot Z^{(3)}) \cdot c + (Z^{(5)} - u \cdot Z^{(6)}) \cdot \nu$$

$$N1 := (r2 \cdot Z^{(3)} - r3 \cdot Z^{(4)}) \cdot cs + (r2 \cdot Z^{(6)} - r3 \cdot Z^{(7)}) \cdot vs \quad Z^{(8)} := MV \quad Z^{(9)} := N1$$



В результаті розрахунку отримано перехідні процеси: зміни моменту на валу гідромотору від часу та інші залежності, що описані в додатку А. Якість динамічних характеристик для гідравлічного вмонтованого привода в порівнянні з електричним є кращою.

Додаток Е

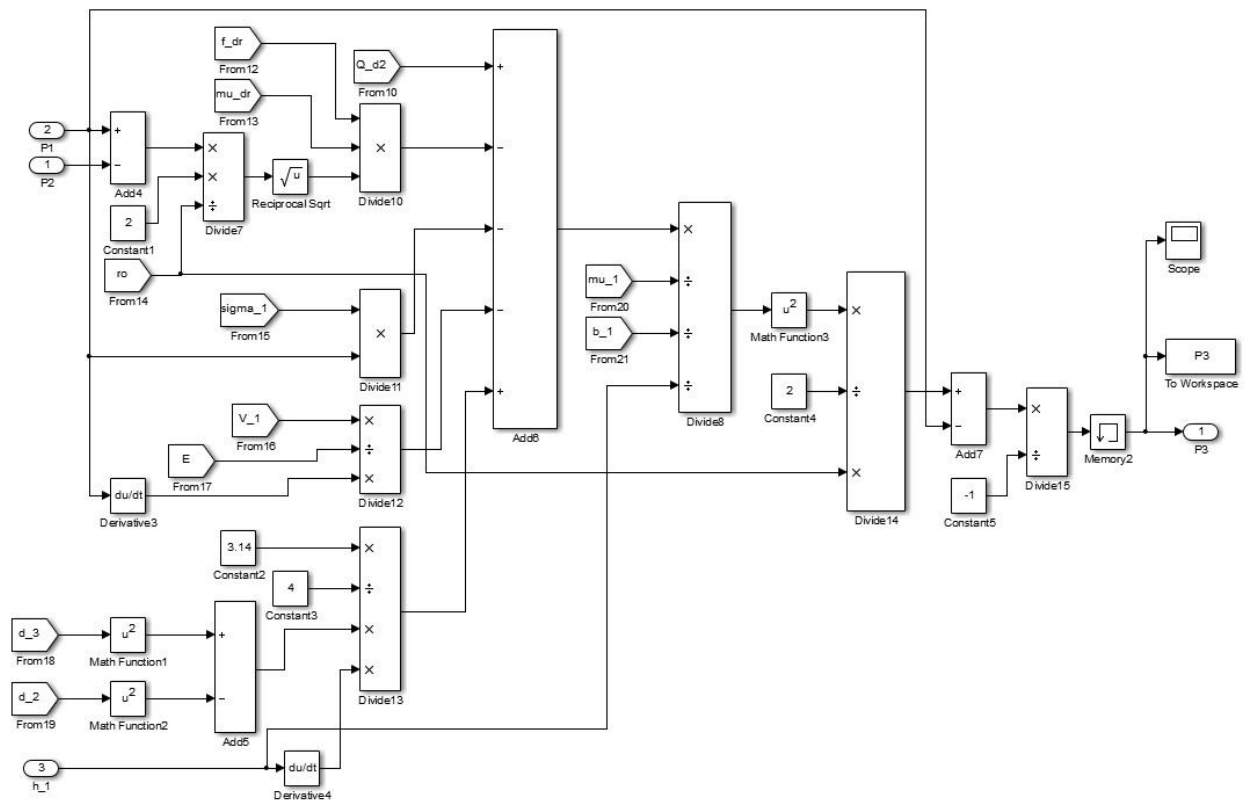
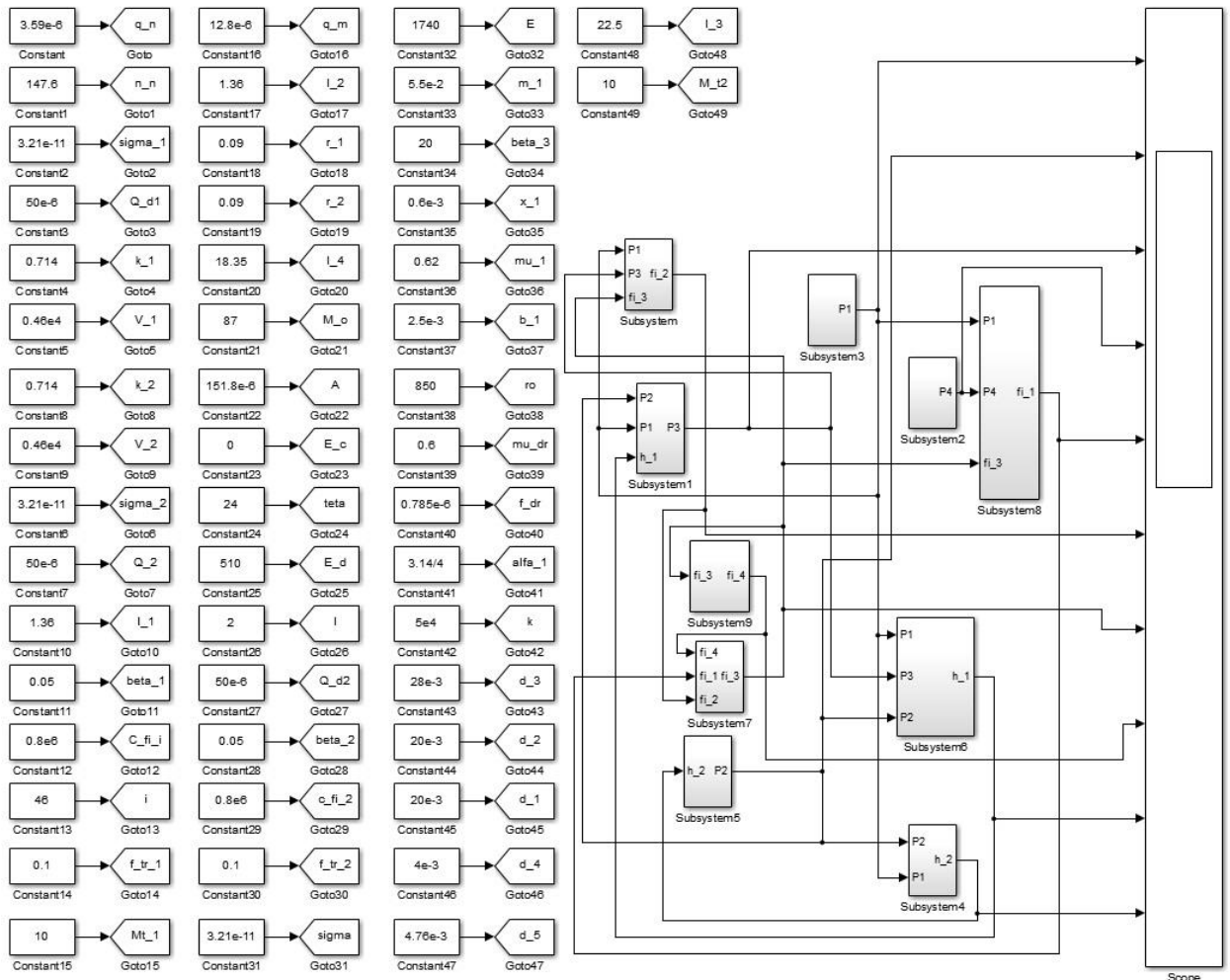
ПРОГРАМА ДОСЛІДЖЕНЬ ГІДРАВЛІЧНОГО ВМОНТОВАНОГО
ПРИВОДУ, ЧУТЛИВОГО ДО ЗМІНИ НАВАНТАЖЕННЯ НА ПК І
ПРОГРАМНОМУ ПАКЕТІ MATLAB13

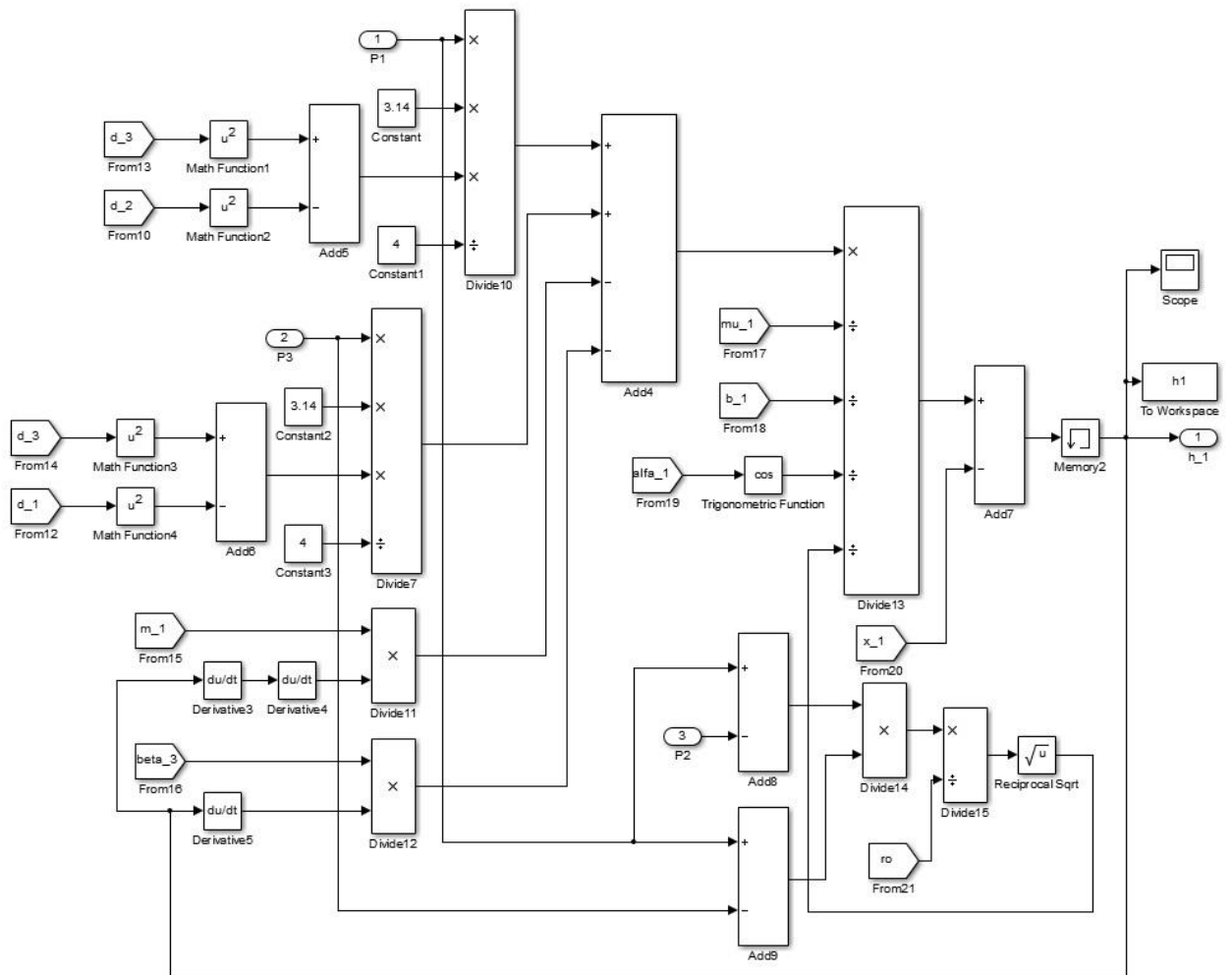
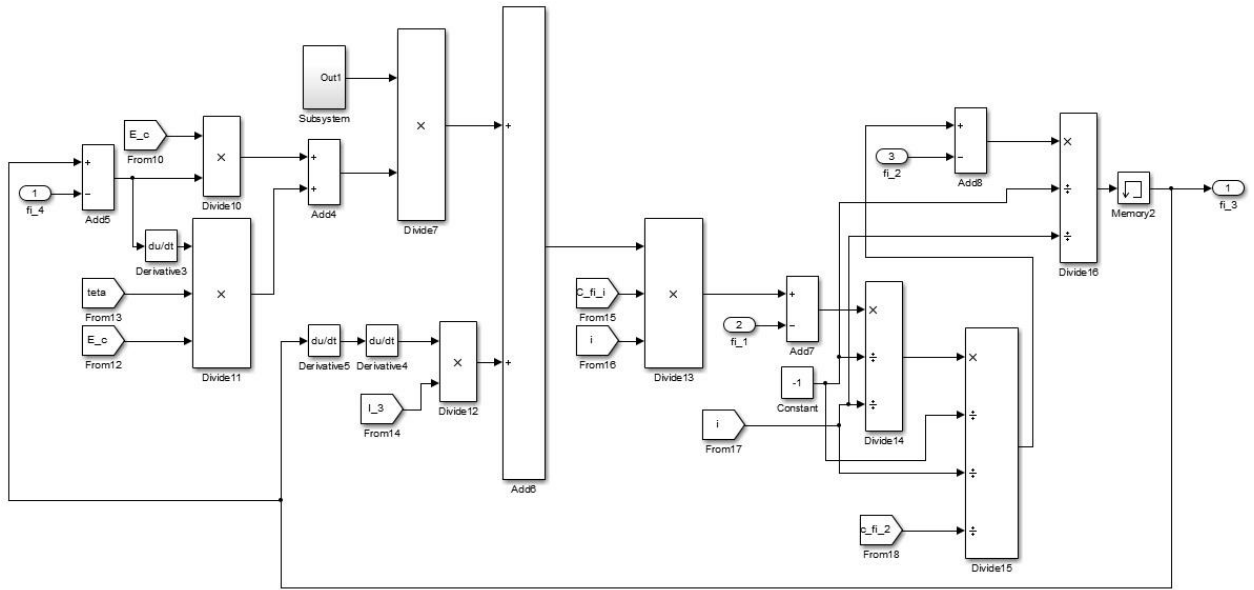
Таблиця Е1 – Вхідні дані для теоретичного дослідження вмонтованого гідравлічного привода конвеєра, чутливого до навантаження на ПК

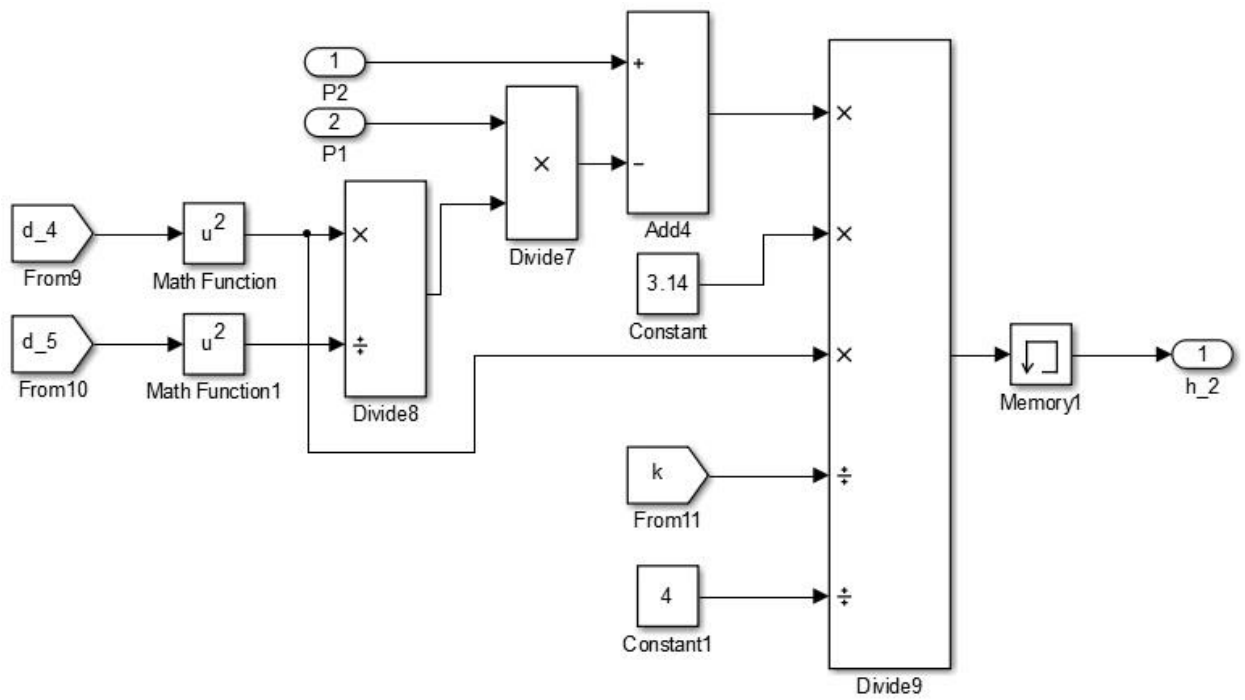
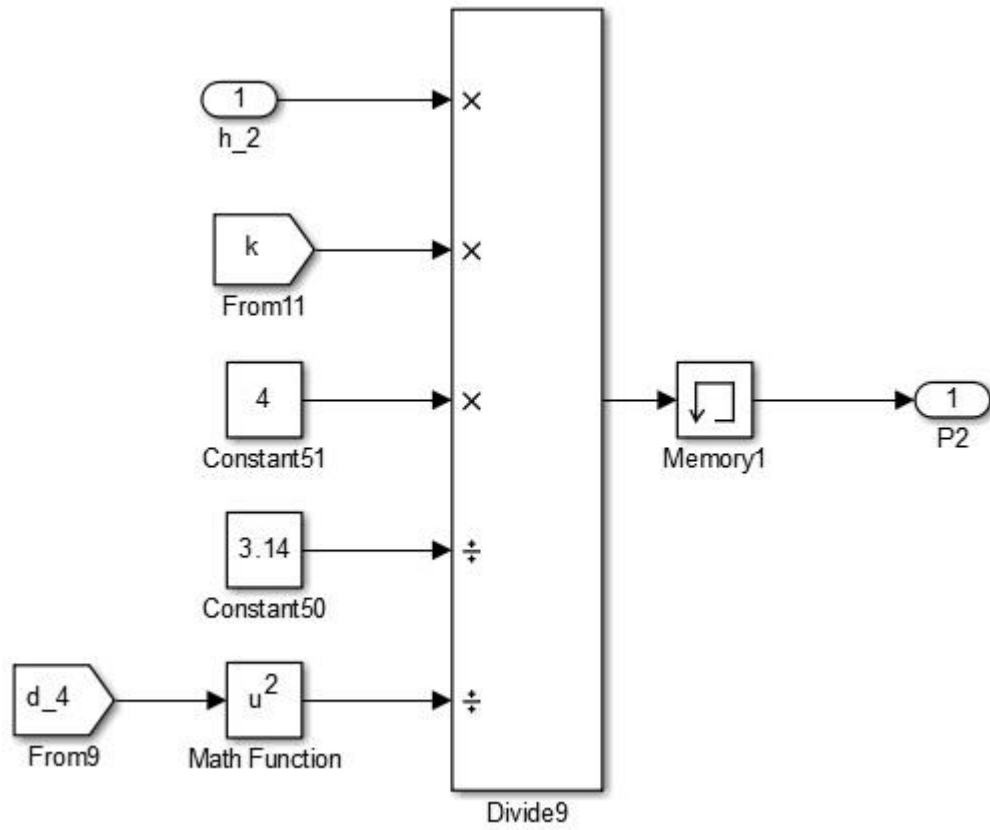
Параметр	Позначення параметра у програмі	Числове значення параметра
$q_n, \text{м}^3/\text{рад}$	q_n	$3.59 \cdot 10^{-6}$
$n_n, \text{рад/с}$	n_n	147.6
$\sigma_1, \text{м}^5/\text{Н}\cdot\text{с}$	sigma_1	$3.21 \cdot 10^{-11}$
$Q_{d1}, \text{м}^3/\text{хв}$	Q_d1	$50 \cdot 10^{-6}$
$k_1, 1/\text{МПа}$	k_1	0.714
$V_1, \text{м}^3$	V_1	$0.46 \cdot 10^4$
$k_2, 1/\text{МПа}$	k_2	0.714
$V_2, \text{м}^3$	V2	$0.46 \cdot 10^4$
$\sigma_2, \text{м}^5/\text{Н}\cdot\text{с}$	sigma_2	$3.21 \cdot 10^{-11}$
$Q_2, \text{м}^3/\text{хв}$	Q_2	$50 \cdot 10^{-6}$
$I_1, \text{кг}\cdot\text{м}^2$	I_1	1.36
$\beta_1, \text{Н}\cdot\text{м}\cdot\text{с}/\text{рад}$	beta_1	0.05
$c_{\phi 1}, \text{Н}\cdot\text{м}/\text{рад}$	C_fi_i	$0.8 \cdot 10^6$
i	i	46
$f_{\text{тр}1}$	f_tr_1	0.1
$M_{\text{T}1}, \text{Н}\cdot\text{м}$	Mt_1	10
$q_m, \text{м}^3/\text{рад}$	q_m	$12.8 \cdot 10^{-6}$
$I_2, \text{кг}\cdot\text{м}^2$	I_2	1.36
$r_2, \text{м}$	r_1	0.09
$r_2, \text{м}$	r_2	0.09
$I_4, \text{кг}\cdot\text{м}^2$	I_4	18.35
$M_0, \text{Н}\cdot\text{м}$	M_o	87
$A, \text{м}^2$	A	$151.8 \cdot 10^{-6}$
$E_c, \text{МПа}$	E_c	0
$\eta, \text{Н}\cdot\text{с}/\text{м}$	teta	24

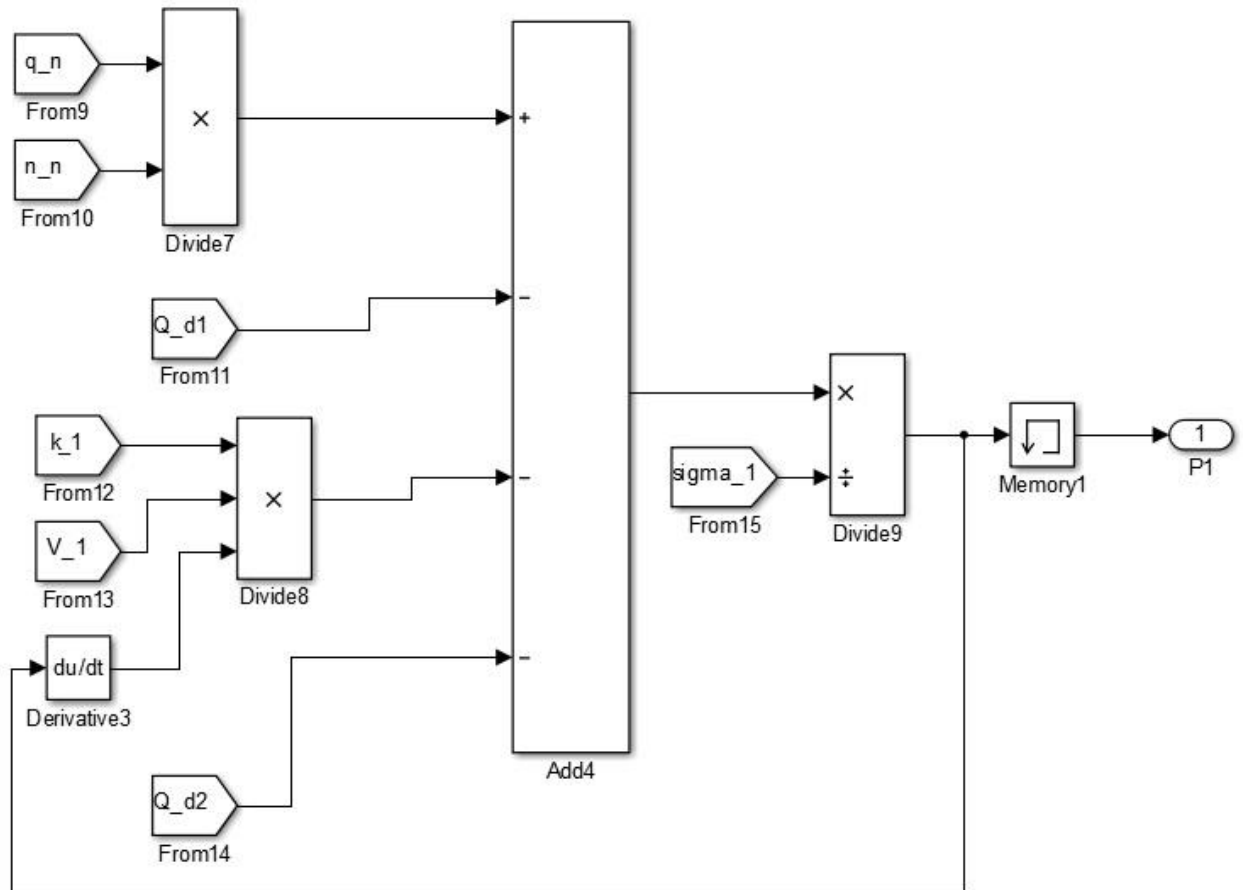
Продовження таблиці E1

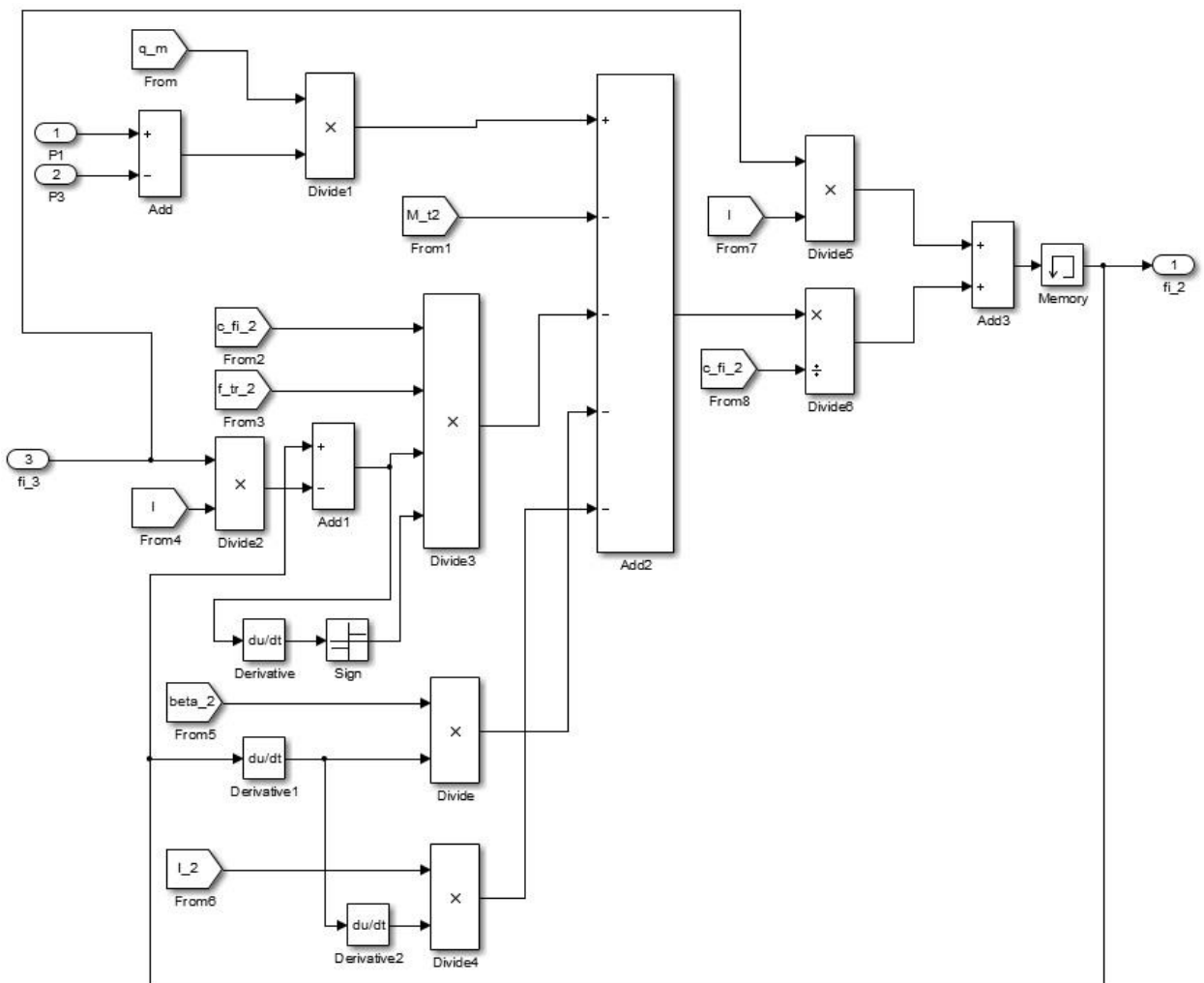
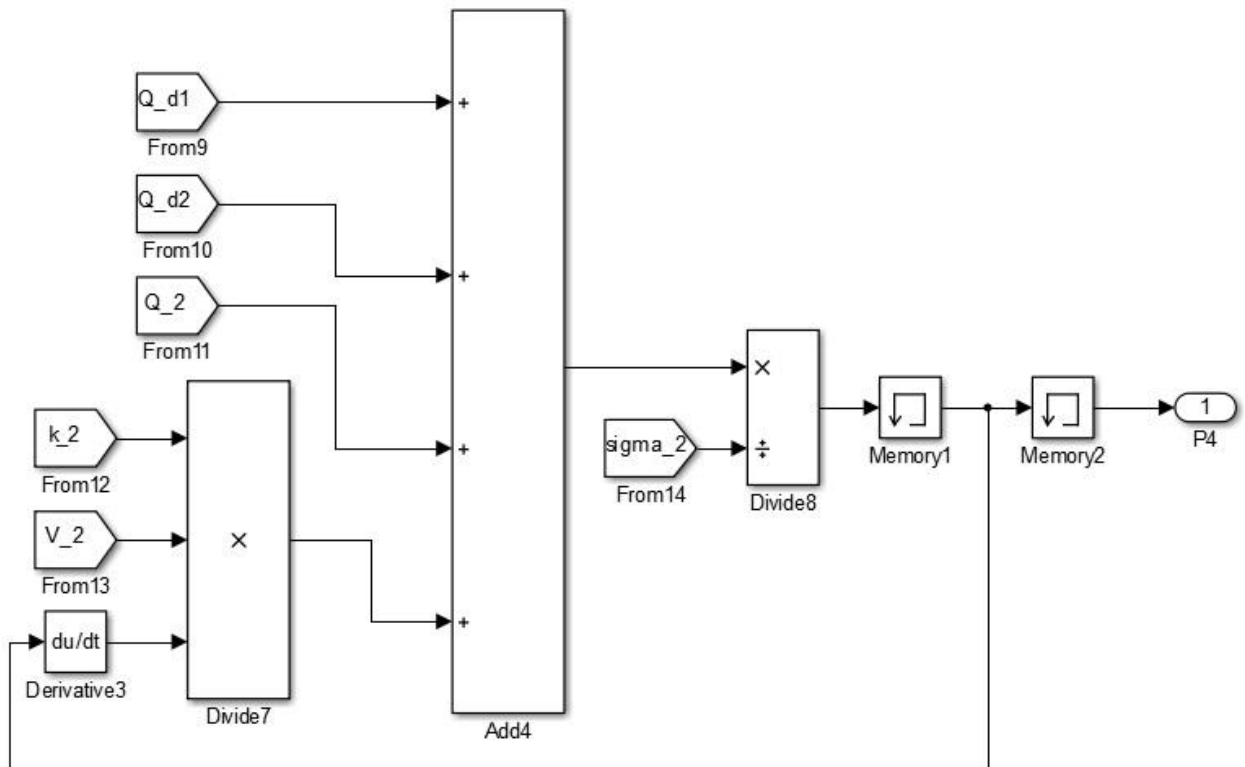
E_d , МПа	E_d	510
l , м	l	2
Q_{d2} , м ³ /хв	Q_d2	$50 \cdot 10^{-6}$
β_2 , м ³ /хв	β_2	0.05
$c_{\phi 2}$, Н·м/рад	c_fi_2	$0.8 \cdot 10^6$
$f_{\text{тр}2}$	f_te_2	0.1
σ , м ⁵ /Н·с	σ	$3.21 \cdot 10^{-11}$
E	E	1740
m_1 , кг	m_1	$5.5 \cdot 10^{-2}$
β_3 , м ³ /хв	β_3	20
x_1 , м	x_1	$0.6 \cdot 10^{-3}$
μ_1	μ_1	0.62
b_1 , м	b_1	$2.5 \cdot 10^{-3}$
ρ , кг·м ³	ρ	850
$\mu_{\text{др}}$	μ_dr	0.6
$f_{\text{др}}$, м ²	f_dr	$0.785 \cdot 10^{-6}$
α_1 , рад	α_1	3.14/4
k , 1/МПа	k	$5 \cdot 10^4$
d_3 , м	d_3	$28 \cdot 10^{-3}$
d_2 , м	d_2	$20 \cdot 10^{-3}$
d_1 , м	d_1	$20 \cdot 10^{-3}$
d_4 , м	d_4	$4 \cdot 10^{-3}$
d_5 , м	d_5	$4.76 \cdot 10^{-3}$
I_3 , кг·м ²	I_3	22.5
$M_{\text{т}2}$, Н·м	M_t2	10











Додаток Є

РОЗВ'ЯЗУВАННЯ МАТЕМАТИЧНОЇ МОДЕЛІ ГІДРОПРИВОДУ
КОНВЕЄРА З ТРАНСПОРТУВАЛЬНОЮ ЧАСТИНОЮ ТА СИСТЕМОЮ
КЕРУВАННЯ ЗА ДОПОМОГОЮ ПРОГРАМНОГО ПАКЕТУ МАТЛАВ

Головна блок-схема включає ряд підсистем, кожна з яких розв'язує відповідне нелінійне диференціальне рівняння.

Підсистема (Subsystem 1 — x) на рисунку E2 являє собою блок, що дозволяє знайти значення невідомої величини змінної стану гідроприводу конвеєра. Аналогічним способом розв'язані інші рівняння математично моделі.

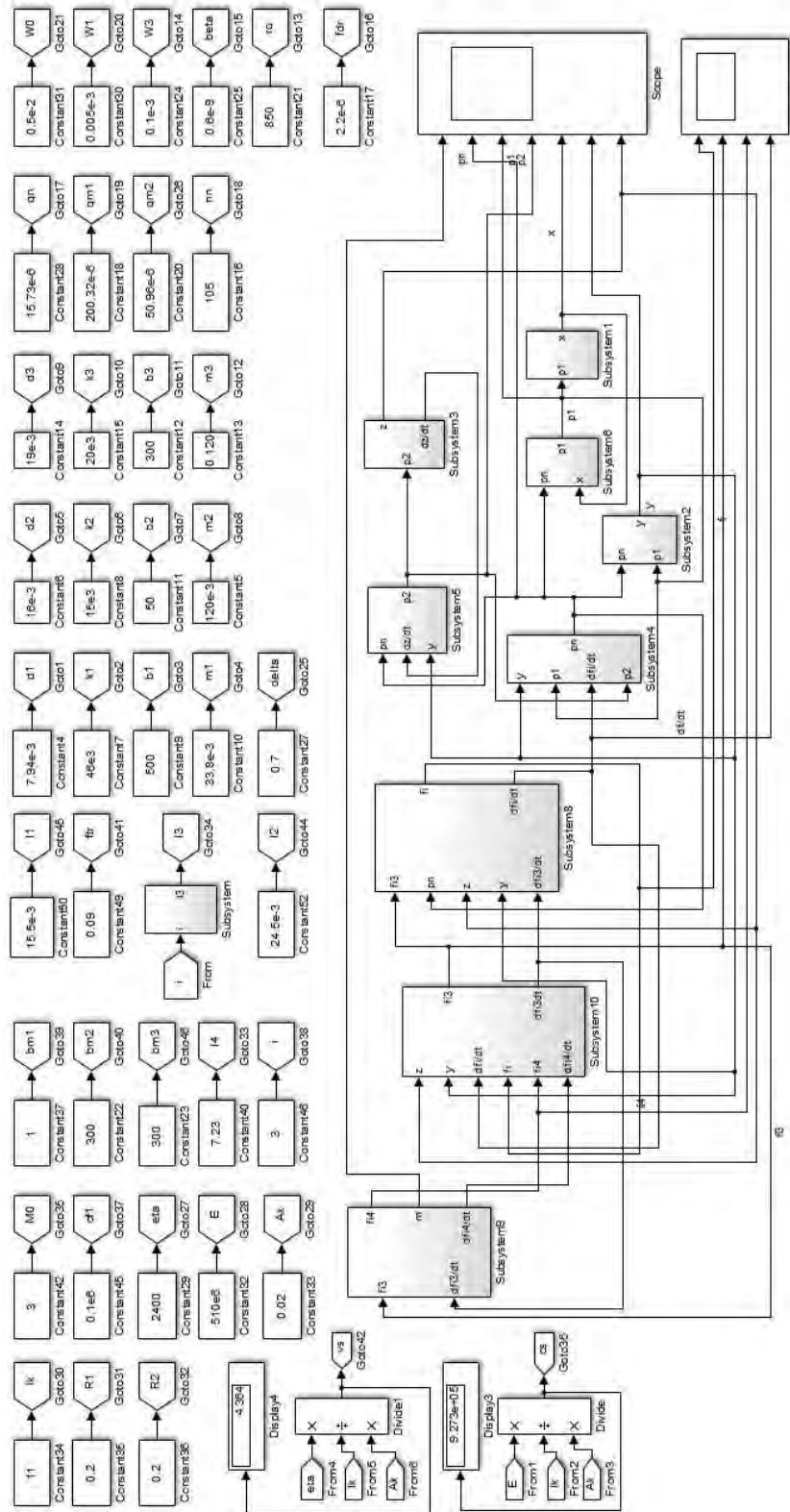


Рисунок Є1 – Головна блок-схема розв’язання нелінійних диференціальних рівнянь

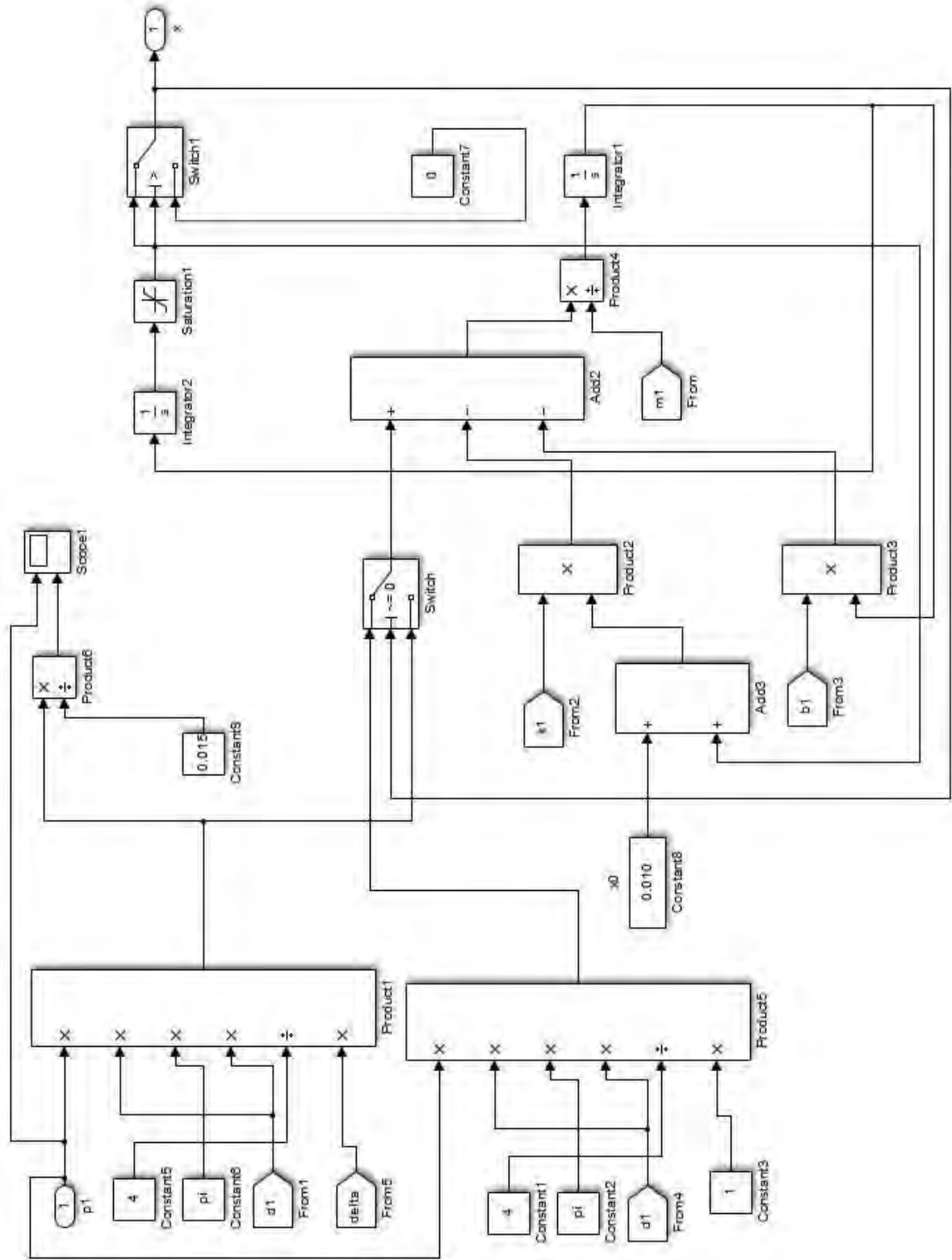


Рисунок С2 – Блок знаходження переміщення кульки сенсора

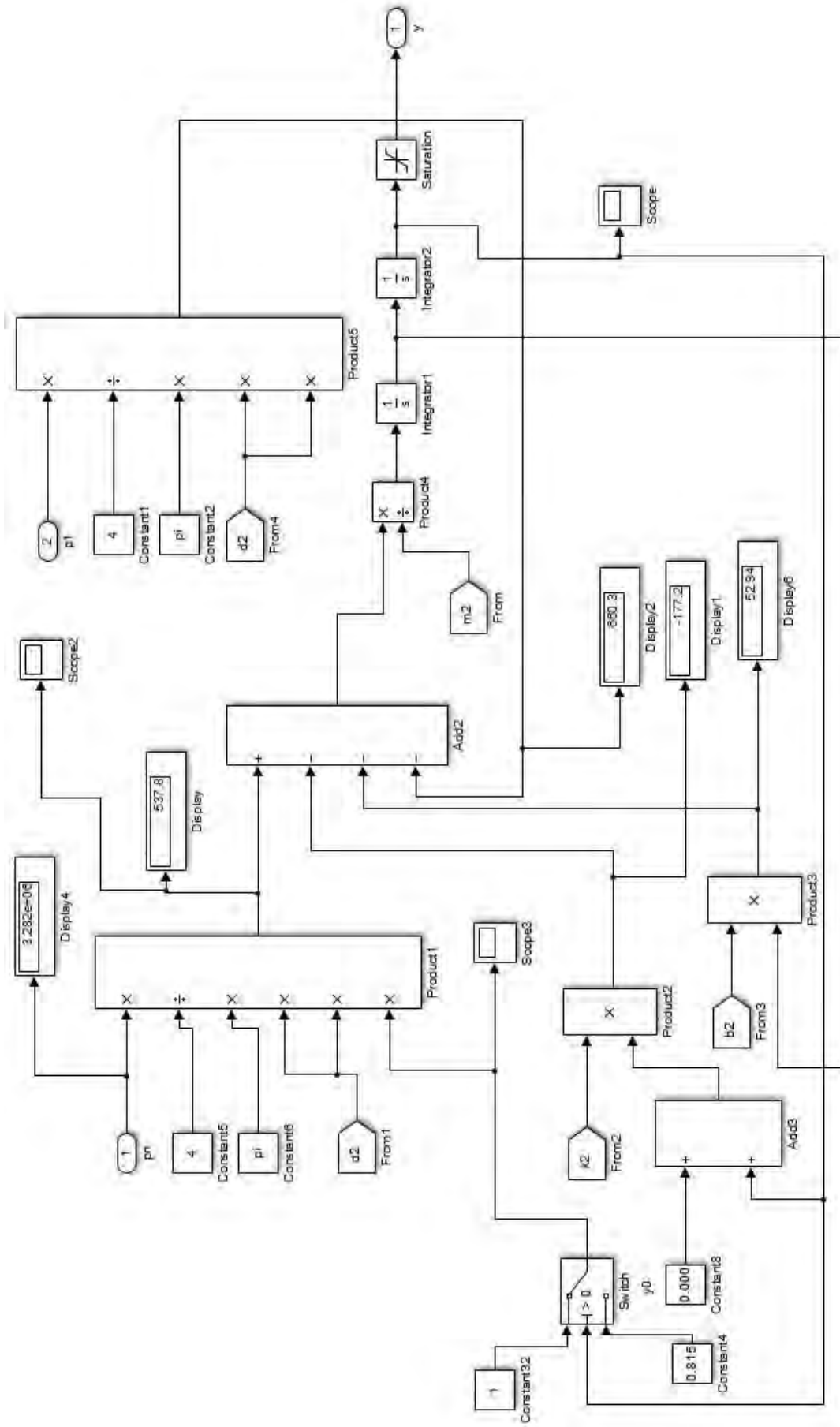


Рисунок С3 – Блок знаходження переміщення клапана-розподільника

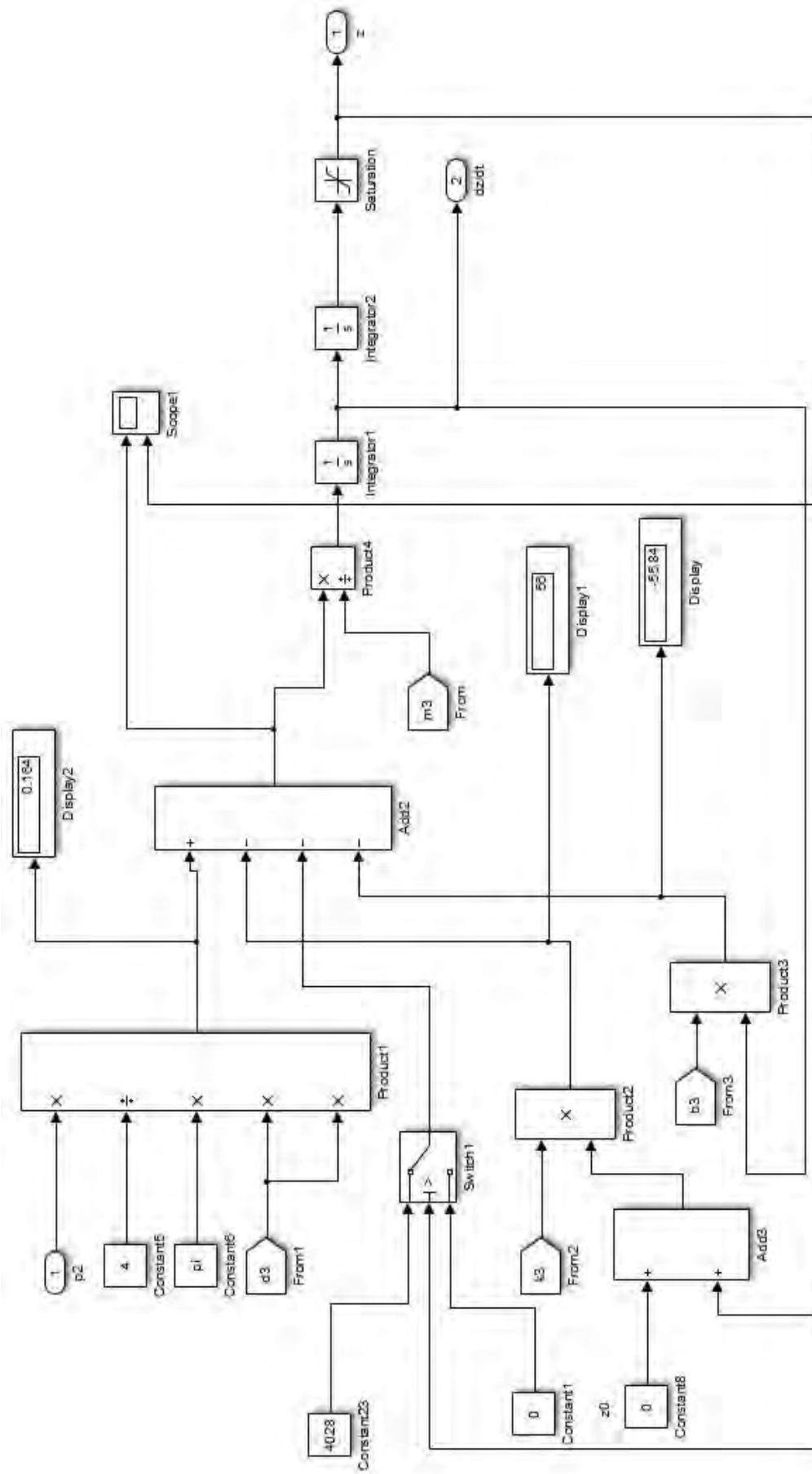


Рисунок С4 – Блок знаходження переміщення плунжера

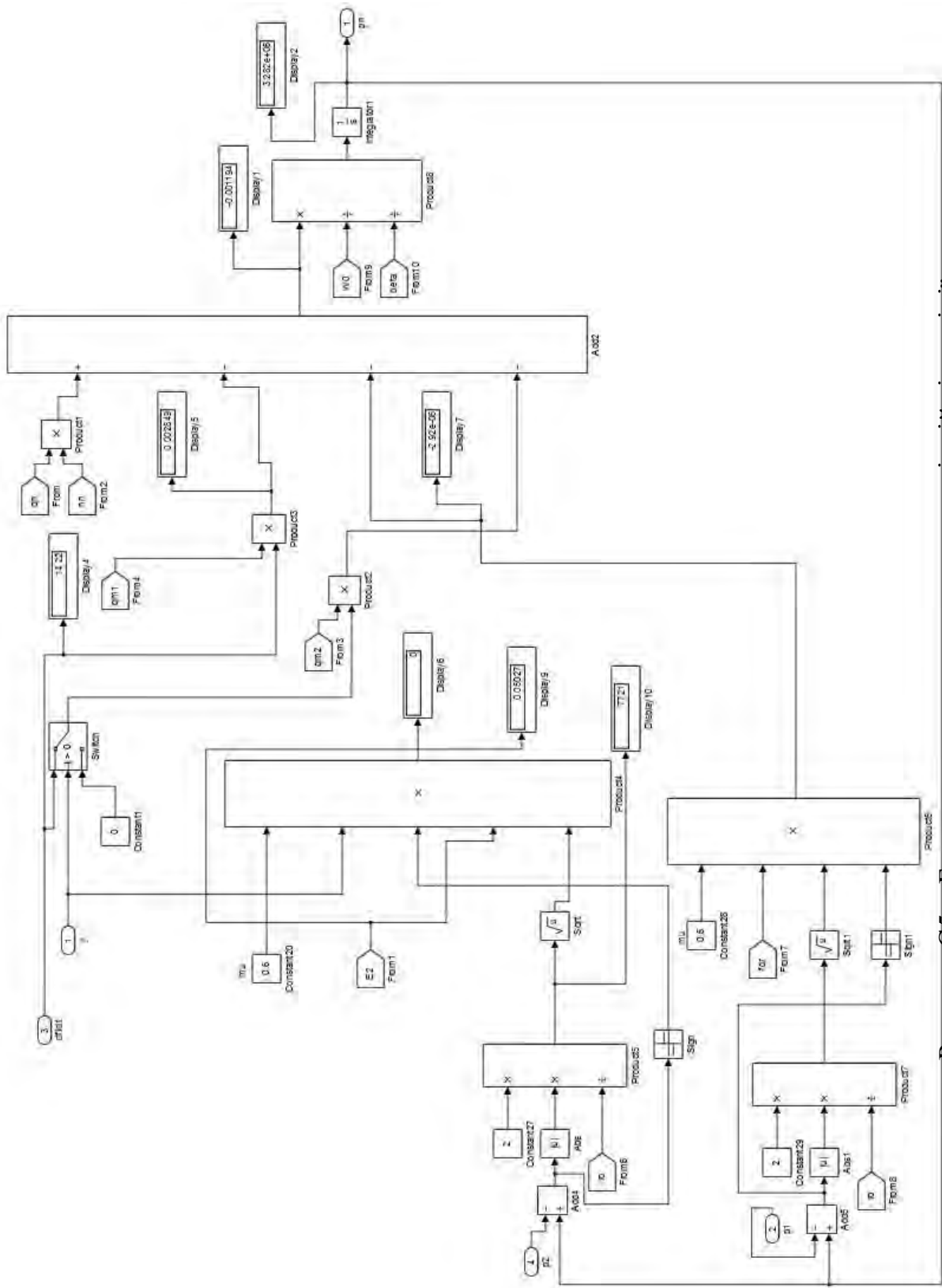


Рисунок С5 – Блок знаходження тиску p_n в напірній гідролінії

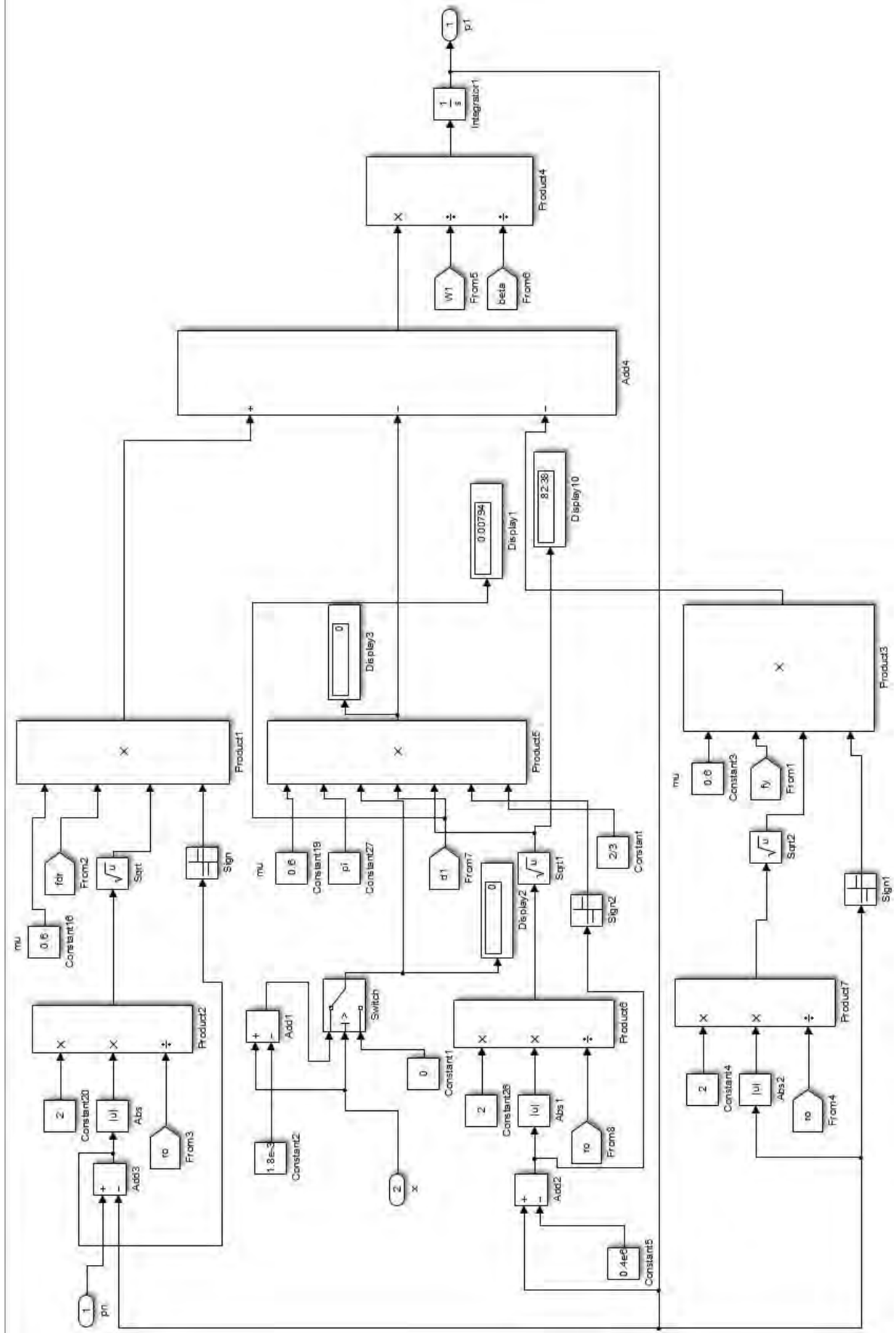


Рисунок С6 – Блок знаходження тиску p_1 в гідроліній сенсора

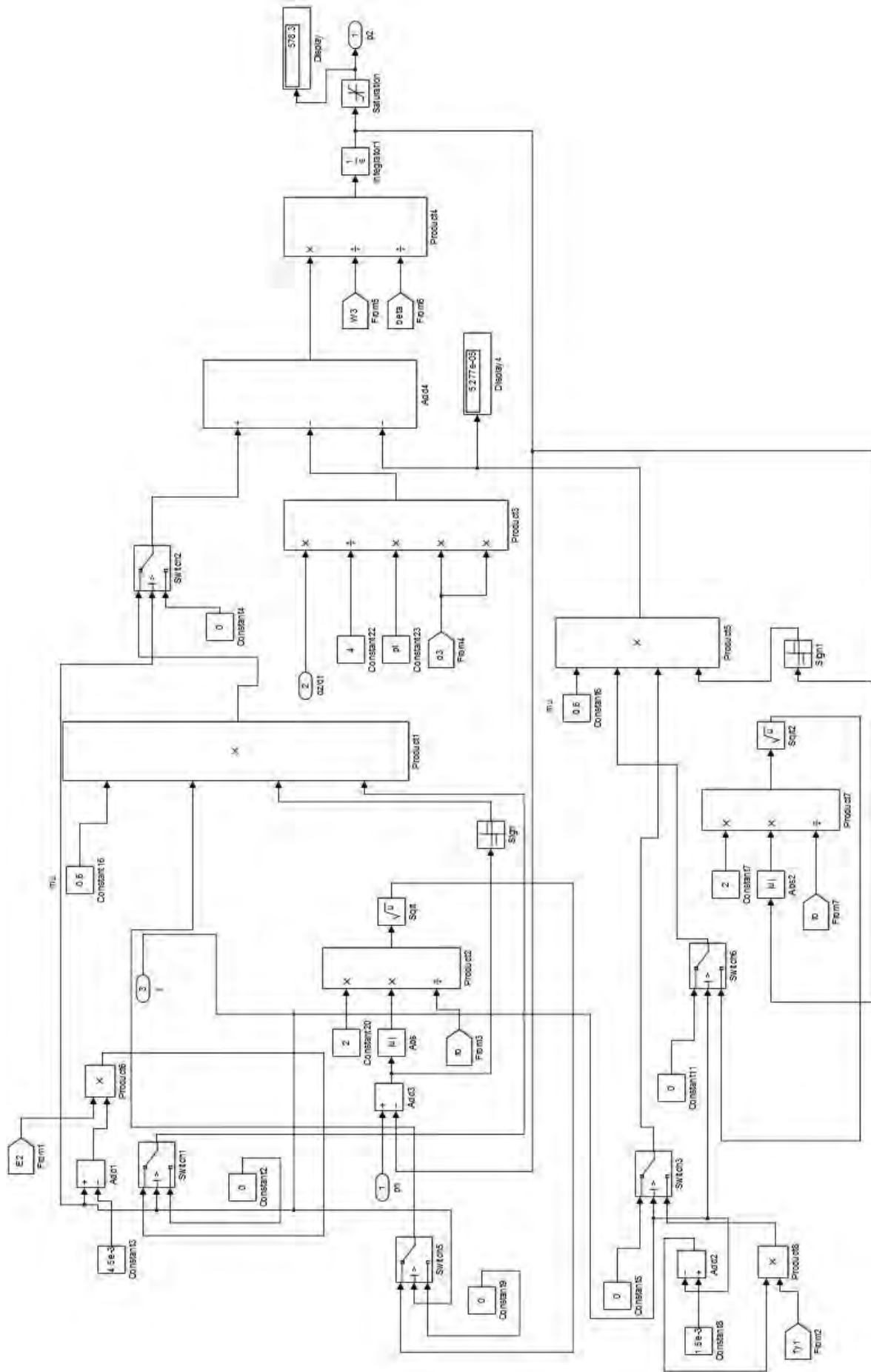


Рисунок Є7 – Блок знаходження тиску p_2 в гідроліній плунжера

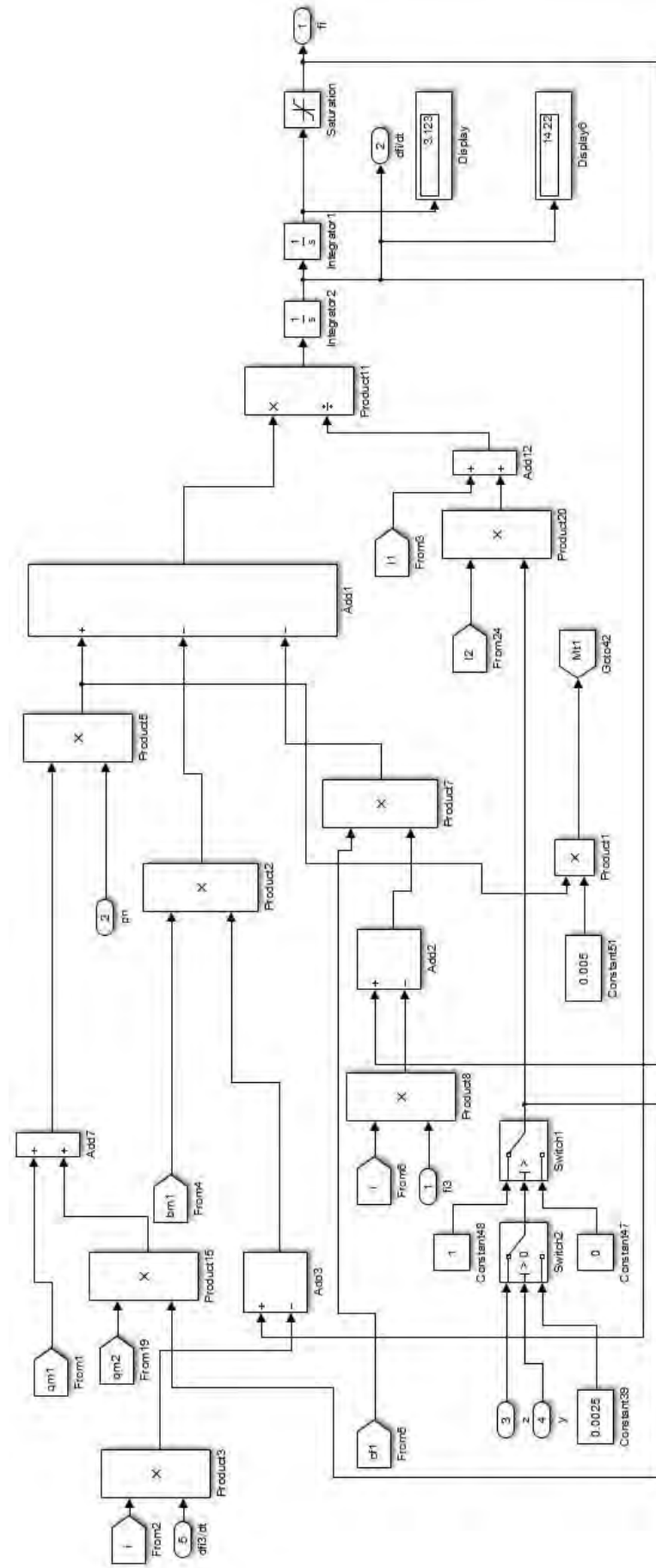


Рисунок С8 – Блок знаходження кутового переміщення валів гідромоторів

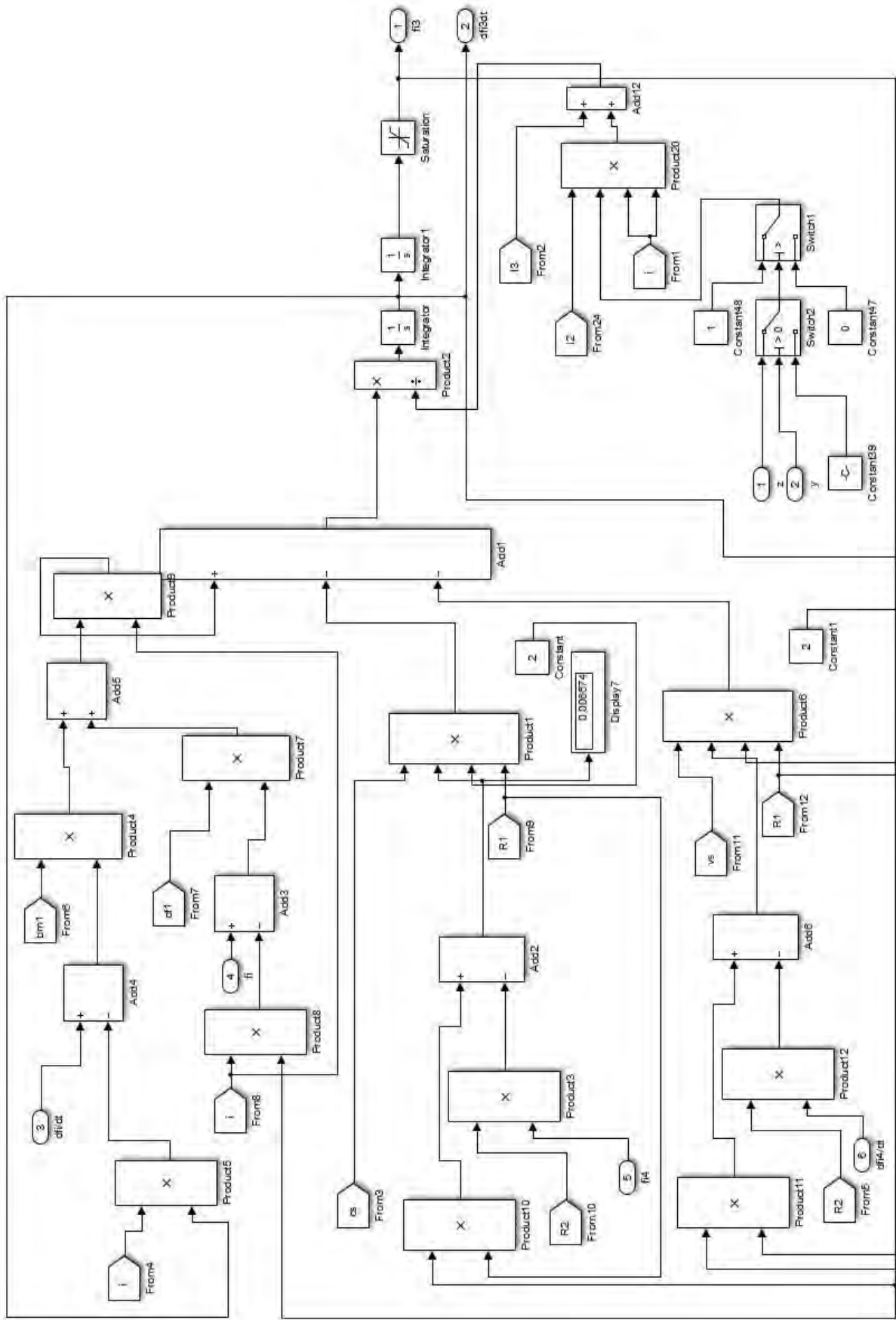


Рисунок С8 – Блок знаходження кутового переміщення валу приводного барабана після передавального

механізму

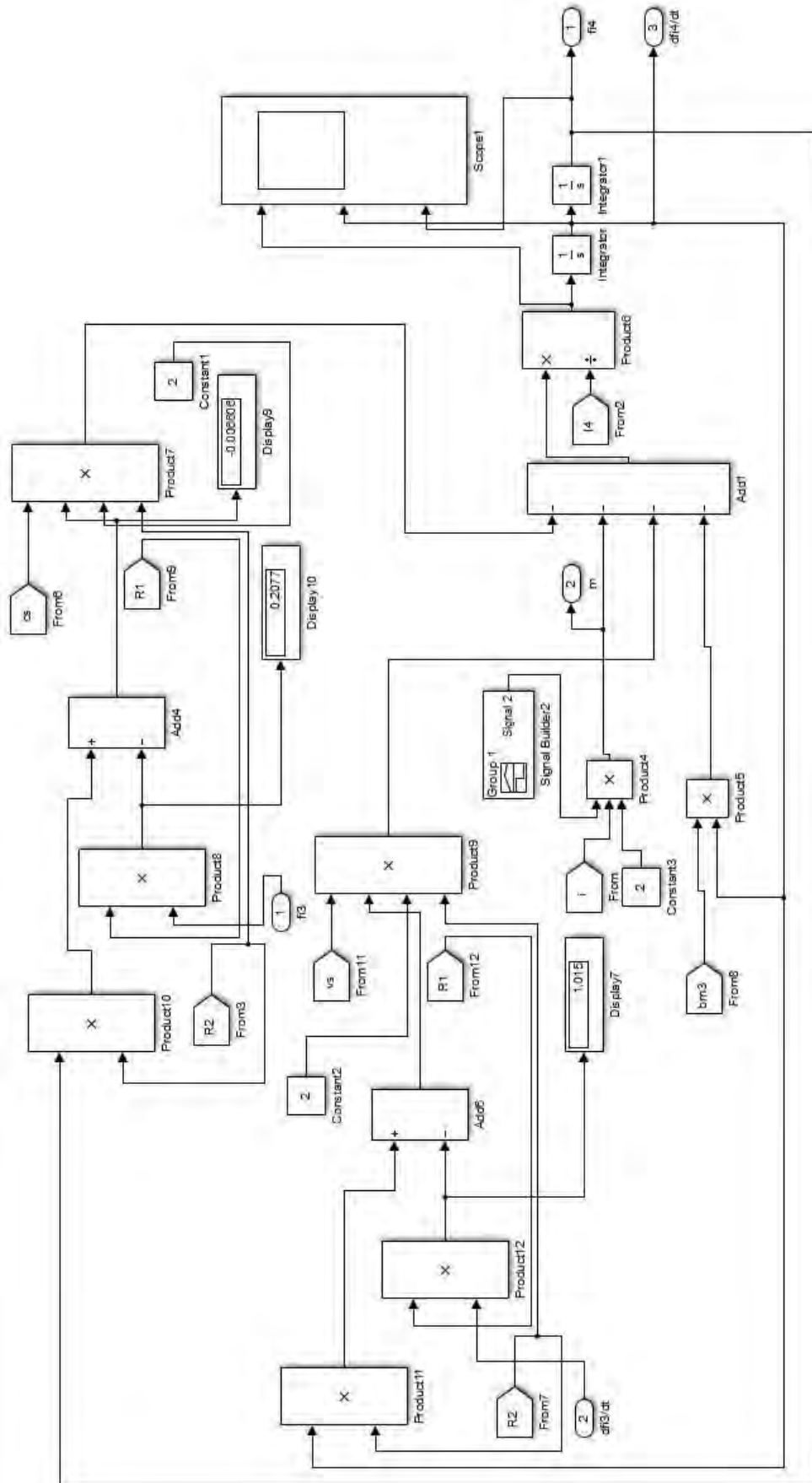


Рисунок С10 — Блок нахождения кутового переміщення валу хвостового барабана

Додаток Ж

ПРОГРАМА ВИЗНАЧЕННЯ ЧАСТОТ І ФОРМ ВІЛЬНИХ КОЛИВАНЬ
СУЦІЛЬНОЇ БАГАТОПРОГОНОВОЇ СТРІЛИ ВІДВАЛОУТВОРЮВАЧА НА
ПК

Для п'ятипрогонової стріли відвалоутворювача

```

IMPLICIT REAL*8 (A-H,O-Z)
DIMENSION EL(50),E(50),G(50),PO(50),A(50),SIE(50),AK(50),
*P(50),SM(51),SI(51),CW(51),CF(51),Y(10),W(10,201),
*FI(10,201),EM(10,201),Q(10,201)
COMMON /BEL/ EL,E,G,PO,A,SIE,AK,P
COMMON /BGR/ SM,SI,CW,CF
COMMON /BFM/ W,FI,EM,Q
COMMON /NNN/ N
OPEN (UNIT = 1, FILE = 'F3.DAN')
OPEN (UNIT = 2, FILE = 'FW1.XY')
OPEN (UNIT = 3, FILE = 'FW2.XY')
OPEN (UNIT = 4, FILE = 'FW3.XY')
OPEN (UNIT = 5, FILE = 'FW4.XY')
OPEN (UNIT = 6, FILE = 'FW5.XY')
READ (1,1) N,NEIG,K,OMH,OMK,EPS
N1 = N+1
K1 = K+1
READ (1,2) (EL(I),I = 1,N),
*(E(I),I = 1,N),
*(G(I),I = 1,N),
*(PO(I),I = 1,N),
*(A(I),I = 1,N),
*(SIE(I),I = 1,N),
*(AK(I),I = 1,N),
*(P(I),I = 1,N),
*(SM(I),I = 1,N1),
*(SI(I),I = 1,N1),
*(CW(I),I = 1,N1),
*(CF(I),I = 1,N1)
1 FORMAT (/3I4//3E12.5)
2 FORMAT (/5E12.5//5E12.5//5E12.5//5E12.5//5E12.5//5E12.5//
*5E12.5//5E12.5//6E12.5//6E12.5//6E12.5//6E12.5)
PRINT 11, N,NEIG,K,OMH,OMK,EPS
PRINT 12, (EL(I),I = 1,N)
PRINT 13, (E(I),I = 1,N)
PRINT 14, (G(I),I = 1,N)
PRINT 15, (PO(I),I = 1,N)

```

```

PRINT 16, (A(I),I = 1,N)
PRINT 17, (SIE(I),I = 1,N)
PRINT 18, (AK(I),I = 1,N)
PRINT 19, (P(I),I = 1,N)
PRINT 20, (SM(I),I = 1,N1)
PRINT 21, (SI(I),I = 1,N1)
PRINT 22, (CW(I),I = 1,N1)
PRINT 23, (CF(I),I = 1,N1)
11 FORMAT (' N=',I3,' NEIG=',I2,' K=',I3,' OMH=',E10.4,
* ' OMK=',E10.4,' EPS=',E10.4)
12 FORMAT (' EL ',5E12.5)
13 FORMAT (' E ',5E12.5)
14 FORMAT (' G ',5E12.5)
15 FORMAT (' PO ',5E12.5)
16 FORMAT (' A ',5E12.5)
17 FORMAT (' SIE',5E12.5)
18 FORMAT (' AK ',5E12.5)
19 FORMAT (' P ',5E12.5)
20 FORMAT (' SM ',5E12.5)
21 FORMAT (' SI ',5E12.5)
22 FORMAT (' CW ',5E12.5)
23 FORMAT (' CF ',5E12.5)
CALL TRANS (NEIG,OMH,OMK,EPS,Y)
DO 5 I = 1,NEIG
Y(I) = Y(I)/(6.283184D 00)
5 CONTINUE
PRINT 3, NEIG
3 FORMAT (/9X,'Wurden',I3,' Eigenfrequenzen erhalten (Hz):')
PRINT 4, (Y(I),I = 1,NEIG)
4 FORMAT (7E11.4)
DO 6 I = 1,NEIG
OM = Y(I)*(6.283184D 00)
CALL FORM (I,K,OM)
6 CONTINUE
ELS = 0.0D 00
DO 24 I = 1,N
24 ELS = ELS+EL(I)
DXL = ELS/K

```

```

PRINT 7
7 FORMAT (/9X,'Eigenformen von Verschiebung')
  CALL PR (NEIG,K,W)
PRINT 8
8 FORMAT (/9X,'Eigenformen von Winkel')
  CALL PR (NEIG,K,FI)
PRINT 9
9 FORMAT (/9X,'Eigenformen von Biegmoment')
  CALL PR (NEIG,K,EM)
PRINT 10
10 FORMAT (/9X,'Eigenformen von Querkraft')
  CALL PR (NEIG,K,Q)
  ELS = 0.0D 00
  DO 30 I = 1,N
30 ELS = ELS+EL(I)
  DXL = ELS/K
  I = 1
32 CONTINUE
  XL = (I-1)*DXL
  WRITE (2,31) XL,W(1,I)
  WRITE (3,31) XL,W(2,I)
  WRITE (4,31) XL,W(3,I)
  WRITE (5,31) XL,W(4,I)
  WRITE (6,31) XL,W(5,I)
  I = I+1
  IF (I.LE.K1) GOTO 32
31 FORMAT (2E14.7)
  STOP
  END

```

C*****

```

SUBROUTINE TRANS (K,XH,XK,EPS,Y)
IMPLICIT REAL*8 (A-H,O-Z)
DIMENSION Y(10),FW(10)
COMMON /BW/ FW
COMMON /BW1/ FW1
X = XH-EPS

```

```
I = 0
KX = 0
DX = EPS
1 CONTINUE
I = I+1
X = X+DX
IF (X.GT.XK) GOTO 5
F = FUNK (X)
IF (I.NE.1) GOTO 2
F1 = F
GOTO 1
2 CONTINUE
IF ((F*F1).LE.(0.0D 00)) GOTO 3
F1 = F
IF (I.NE.30) GOTO 1
DX = (0.1D 02)*DX
I = 1
GOTO 1
3 CONTINUE
IF (DX.LE.EPS) GOTO 4
X = X-DX
DX = DX/(0.1D 02)
I = 1
GOTO 1
4 CONTINUE
KX = KX+1
Y(KX) = X-DX/(0.2D 01)
FW(KX) = FW1
IF (KX.EQ.K) GOTO 7
I = 0
DX = EPS
X = X+DX
GOTO 1
5 CONTINUE
PRINT 6, XH,XK,KX
6 FORMAT (/6X,'In Intervall ',E11.5,' ... ',E11.5,
*' existieren ',I2,' Wurzeln'/22X,
*'der transzendenten Gleichung')
```

```

K = KX
7 CONTINUE
RETURN
END

```

C*****

```

SUBROUTINE MUL (K,A,X,Y)
IMPLICIT REAL*8 (A-H,O-Z)
C  Y(K) = A(K,K)*X(K)
DIMENSION A(K,K),X(K),Y(K)
DO 2 I = 1,K
Y(I) = (0.0D 00)
DO 1 J = 1,K
Y(I) = Y(I)+A(I,J)*X(J)
1 CONTINUE
2 CONTINUE
RETURN
END

```

C*****

```

SUBROUTINE MUL22 (K,A,B,C)
IMPLICIT REAL*8 (A-H,O-Z)
DIMENSION A(K,K),B(K,K),C(K,K)
DO 1 I = 1,K
DO 1 J = 1,K
C(I,J) = (0.D 00)
1 CONTINUE
DO 3 I = 1,K
DO 3 J = 1,K
DO 2 M = 1,K
C(I,J) = C(I,J)+A(I,M)*B(M,J)
2 CONTINUE
3 CONTINUE
RETURN
END

```

C*****

```

FUNCTION FUNK (OM)
IMPLICIT REAL*8 (A-H,O-Z)
DIMENSION R(4,4),S(4,4),B1(4,4),B2(4,4),X(4),Y(4),Z(2,2)
COMMON /BW1/ FW1
COMMON /NNN/ N
N1 = N+1
K = 1
1 CONTINUE
  I = 1
  DO 2 J = 1,4
    X(J) = 0.0D 00
2 CONTINUE
  IF (K.EQ.1) X(1) =0.1D-03
  IF (K.EQ.2) X(2) = 0.1D-03
3 CONTINUE
  CALL SB (I,OM,S)
  CALL MUL (4,S,X,Y)
  IF (I.EQ.N1) GOTO 4
  CALL BB (I,OM,B1,B2)
  CALL MUL (4,B1,Y,X)
  XI = 1.0D 00
  CALL RB (I,XI,OM,R)
  CALL MUL (4,R,X,Y)
  CALL MUL (4,B2,Y,X)
  I = I+1
  GOTO 3
4 CONTINUE
  Z(1,K) = Y(3)
  Z(2,K) = Y(4)
  K = K+1
  IF (K.LE.2) GOTO 1
  FUNK = Z(1,1)*Z(2,2)-Z(1,2)*Z(2,1)
  FW1 = -Z(1,1)/Z(1,2)
  RETURN
END

```


C*****

```

SUBROUTINE SB (I,OM,S)
IMPLICIT REAL*8 (A-H,O-Z)
DIMENSION SM(51),SI(51),CW(51),CF(51),S(4,4)
COMMON /BGR/ SM,SI,CW,CF
DO 1 J = 1,4
DO 1 K = 1,4
S(J,K) = 0.0D 00
1 CONTINUE
DO 2 J = 1,4
2 S(J,J) = 1.0D 00
S(3,2) = SI(I)*OM*OM-CF(I)
S(4,1) = CW(I)-SM(I)*OM*OM
RETURN
END

```

C*****

```

SUBROUTINE RB (I,XI,OM,R)
IMPLICIT REAL*8 (A-H,O-Z)
DIMENSION EL(50),E(50),G(50),PO(50),A(50),SIE(50),AK(50),
*P(50),R(4,4)
COMMON /BEL/ EL,E,G,PO,A,SIE,AK,P
XI = XI*EL(I)
GG = AK(I)*G(I)*A(I)
GK = GG/(GG-P(I))/SIE(I)/E(I)
POM = PO(I)*OM*OM
POI = SIE(I)*POM
POK = SIE(I)*POM*POM
POA = A(I)*POM
B = GK*(P(I)+POI*(E(I)/G(I)/AK(I)+(1.0D 00)-P(I)/GG))
C = GK*(POA-POK/AK(I)/G(I))
SQ = DSQRT(B*B/(4.0D 00)+C)
A1 = DSQRT(B/(2.0D 00)+SQ)
A2 = DSQRT(-B/(2.0D 00)+SQ)
AL = (1.0D 00)/(A1*A1+A2*A2)
A12 = A1*A1*A2*A2

```

```

C1 = DCOS(A1*XI)
S1 = DSIN(A1*XI)
E2 = DEXP(A2*XI)
CH2 = (E2+(1.0D 00)/E2)/(2.0D 00)
SH2 = (E2-(1.0D 00)/E2)/(2.0D 00)
R(1,1) = AL*(A2*A2*C1+A1*A1*CH2)
R(1,2) = AL*(A2*A2*S1/A1+A1*A1*SH2/A2)
R(1,3) = AL*(-C1+CH2)
R(1,4) = AL*(-S1/A1+SH2/A2)
R(2,1) = A12*R(1,4)
R(2,2) = R(1,1)
R(2,3) = AL*(A1*S1+A2*SH2)
R(2,4) = R(1,3)
R(3,1) = A12*R(1,3)
R(3,2) = R(2,1)
R(3,3) = AL*(A1*A1*C1+A2*A2*CH2)
R(3,4) = R(2,3)
R(4,1) = A12*R(2,3)
R(4,2) = R(3,1)
R(4,3) = AL*(-A1*A1*A1*S1+A2*A2*A2*SH2)
R(4,4) = R(3,3)
RETURN
END

```

C*****

```

SUBROUTINE BB (I,OM,B1,B2)
IMPLICIT REAL*8 (A-H,O-Z)
DIMENSION EL(50),E(50),G(50),PO(50),A(50),SIE(50),AK(50),
*P(50),B1(4,4),B2(4,4)
COMMON /BEL/ EL,E,G,PO,A,SIE,AK,P
DO 1 J = 1,4
DO 1 K = 1,4
B1(J,K) = 0.0D 00
B2(J,K) = 0.0D 00
1 CONTINUE
EE = E(I)*SIE(I)
GG = AK(I)*G(I)*A(I)

```

```

PM = PO(I)*OM*OM
PA = A(I)*PM
PP = SIE(I)*PM
SS = GG-PP
HH = GG-P(I)
EG = E(I)/(AK(I)*G(I))
ES = (AK(I)*G(I)+E(I))*A(I)
B1(1,1) = 1.D 00
B1(2,2) = GG/HH
B1(2,4) = (1.0D 00)/HH
B1(3,1) = -PA/HH
B1(3,3) = -GG/EE/HH
B1(4,2) = -GG/HH*(P(I)*SS/EE/HH+PA/EG/HH+PA/HH)
B1(4,4) = -GG/HH*(GG/EE/HH+PA/GG/HH)
B2(1,1) = 1.D 00
B2(2,2) = (GG/SS+EG*PP/SS)
B2(2,4) = EE/GG*HH/SS
B2(3,1) = -EG*PP
B2(3,3) = -EE/GG*HH
B2(4,2) = -(P(I)+ES/SS*PP)
B2(4,4) = -EE/SS*HH
RETURN
END

```

C*****

```

SUBROUTINE FORM (NF,K,OM)
IMPLICIT REAL*8 (A-H,O-Z)
DIMENSION EL(50),E(50),G(50),PO(50),A(50),SIE(50),AK(50),
*P(50),W(10,201),FI(10,201),EM(10,201),Q(10,201),X(4),
*X1(4),Y(4),S(4,4),R(4,4),B1(4,4),B2(4,4),FW(10)
COMMON /BEL/ EL,E,G,PO,A,SIE,AK,P
COMMON /BW/ FW
COMMON /BFM/ W,FI,EM,Q
COMMON /NNN/ N
K1 = K+1
ELS = 0.0D 00
DO 1 I = 1,N

```

```
1 ELS = ELS+EL(I)
  DXL = ELS/K
  XL = 0.0D 00
  XL0 = 0.0D 00
  I = 1
  I1 = 2
  J = 1
  X(1) = 0.1D-02
  X(2) = FW(NF)*X(1)
  X(3) = 0.0D 00
  X(4) = 0.0D 00
  CALL SB (1,OM,S)
  CALL MUL (4,S,X,Y)
  CALL BB (1,OM,B1,B2)
  CALL MUL (4,B1,Y,X)
2 CONTINUE
  XL = DXL*(J-1)
  XLI = XL-XL0
  IF (XLI.LE.EL(I)) GOTO 3
  IF (J.EQ.K1) GOTO 3
  XI = 1.0D 00
  CALL RB (I,XI,OM,R)
  CALL MUL (4,R,X,Y)
  CALL MUL (4,B2,Y,X)
  CALL SB (I1,OM,S)
  CALL MUL (4,S,X,Y)
  CALL BB (I1,OM,B1,B2)
  CALL MUL (4,B1,Y,X)
  XL0 = XL0+EL(I)
  XLI = XL-XL0
  I = I+1
  I1 = I+1
3 CONTINUE
  XI = XLI/EL(I)
  CALL RB (I,XI,OM,R)
  CALL MUL (4,R,X,Y)
  CALL MUL (4,B2,Y,X1)
  W (NF,J) = X1(1)
```

```

FI (NF,J) = X1(2)
EM (NF,J) = X1(3)
Q (NF,J) = X1(4)
J = J+1
IF (J.LE.K1) GOTO 2
RETURN
END

```

C*****

```

SUBROUTINE PR (NEIG,K,A)
IMPLICIT REAL*8 (A-H,O-Z)
DIMENSION A(10,201),II(10)
K1 = K+1
DO 2 I = 1,NEIG
AM = 0.0D 00
DO 3 J = 1,K1
IF (DABS(A(I,J)).GT.AM) AM = DABS(A(I,J))
3 CONTINUE
DO 4 J = 1,K1
4 A(I,J) = A(I,J)/AM
2 CONTINUE
IJ = 0
DO 5 I = 1,NEIG
IJ = IJ+1
5 II(I) = IJ
PRINT 6, (II(I),I = 1,NEIG)
6 FORMAT (5X,'XI',10I8)
DO 8 J = 1,K1
XI = (1.0D 00)*(J-1)/K
PRINT 7, XI,(A(I,J),I = 1,NEIG)
8 CONTINUE
7 FORMAT (11F8.4)
RETURN
END

```

C*****

Для чотирипрогонової стріли відвалоутворювача

```

IMPLICIT REAL*8 (A-H,O-Z)
DIMENSION EL(50),E(50),G(50),PO(50),A(50),SIE(50),AK(50),
*P(50),SM(51),SI(51),CW(51),CF(51),Y(10),W(10,201),
*FI(10,201),EM(10,201),Q(10,201)
COMMON /BEL/ EL,E,G,PO,A,SIE,AK,P
COMMON /BGR/ SM,SI,CW,CF
COMMON /BFM/ W,FI,EM,Q
COMMON /NNN/ N
OPEN (UNIT = 1, FILE = 'F3.DAN')
OPEN (UNIT = 2, FILE = 'FW1.XY')
OPEN (UNIT = 3, FILE = 'FW2.XY')
OPEN (UNIT = 4, FILE = 'FW3.XY')
OPEN (UNIT = 5, FILE = 'FW4.XY')
OPEN (UNIT = 6, FILE = 'FW5.XY')
READ (1,1) N,NEIG,K,OMH,OMK,EPS
N1 = N+1
K1 = K+1
READ (1,2) (EL(I),I = 1,N),
*(E(I),I = 1,N),
*(G(I),I = 1,N),
*(PO(I),I = 1,N),
*(A(I),I = 1,N),
*(SIE(I),I = 1,N),
*(AK(I),I = 1,N),
*(P(I),I = 1,N),
*(SM(I),I = 1,N1),
*(SI(I),I = 1,N1),
*(CW(I),I = 1,N1),
*(CF(I),I = 1,N1)
1 FORMAT (/3I4//3E12.5)
2 FORMAT (/4E12.5//4E12.5//4E12.5//4E12.5//4E12.5//4E12.5//
*4E12.5//4E12.5//5E12.5//5E12.5//5E12.5//5E12.5)
PRINT 11, N,NEIG,K,OMH,OMK,EPS
PRINT 12, (EL(I),I = 1,N)
PRINT 13, (E(I),I = 1,N)

```

```

PRINT 14, (G(I),I = 1,N)
PRINT 15, (PO(I),I = 1,N)
PRINT 16, (A(I),I = 1,N)
PRINT 17, (SIE(I),I = 1,N)
PRINT 18, (AK(I),I = 1,N)
PRINT 19, (P(I),I = 1,N)
PRINT 20, (SM(I),I = 1,N1)
PRINT 21, (SI(I),I = 1,N1)
PRINT 22, (CW(I),I = 1,N1)
PRINT 23, (CF(I),I = 1,N1)
11 FORMAT (' N=',I3,' NEIG=',I2,' K=',I3,' OMH=',E10.4,
* ' OMK=',E10.4,' EPS=',E10.4)
12 FORMAT (' EL ',5E12.5)
13 FORMAT (' E ',5E12.5)
14 FORMAT (' G ',5E12.5)
15 FORMAT (' PO ',5E12.5)
16 FORMAT (' A ',5E12.5)
17 FORMAT (' SIE',5E12.5)
18 FORMAT (' AK ',5E12.5)
19 FORMAT (' P ',5E12.5)
20 FORMAT (' SM ',5E12.5)
21 FORMAT (' SI ',5E12.5)
22 FORMAT (' CW ',5E12.5)
23 FORMAT (' CF ',5E12.5)
CALL TRANS (NEIG,OMH,OMK,EPS,Y)
DO 5 I = 1,NEIG
Y(I) = Y(I)/(6.283184D 00)
5 CONTINUE
PRINT 3, NEIG
3 FORMAT (/9X,'Wurden',I3,' Eigenfrequenzen erhalten (Hz):')
PRINT 4, (Y(I),I = 1,NEIG)
4 FORMAT (7E11.4)
DO 6 I = 1,NEIG
OM = Y(I)*(6.283184D 00)
CALL FORM (I,K,OM)
6 CONTINUE
ELS = 0.0D 00
DO 24 I = 1,N

```

```

24 ELS = ELS+EL(I)
   DXL = ELS/K
   PRINT 7
7  FORMAT (/9X,'Eigenformen von Verschiebung')
   CALL PR (NEIG,K,W)
   PRINT 8
8  FORMAT (/9X,'Eigenformen von Winkel')
   CALL PR (NEIG,K,FI)
   PRINT 9
9  FORMAT (/9X,'Eigenformen von Biegemoment')
   CALL PR (NEIG,K,EM)
   PRINT 10
10 FORMAT (/9X,'Eigenformen von Querkraft')
   CALL PR (NEIG,K,Q)
   ELS = 0.0D 00
   DO 30 I = 1,N
30 ELS = ELS+EL(I)
   DXL = ELS/K
   I = 1
32 CONTINUE
   XL = (I-1)*DXL
   WRITE (2,31) XL,W(1,I)
   WRITE (3,31) XL,W(2,I)
   WRITE (4,31) XL,W(3,I)
   WRITE (5,31) XL,W(4,I)
   WRITE (6,31) XL,W(5,I)
   I = I+1
   IF (I.LE.K1) GOTO 32
31 FORMAT (2E14.7)
   STOP
   STOP
   END

```

C*****

```

SUBROUTINE TRANS (K,XH,XK,EPS,Y)
IMPLICIT REAL*8 (A-H,O-Z)
DIMENSION Y(10),FW(10)

```



```
COMMON /BW/ FW
COMMON /BW1/ FW1
X = XH-EPS
I = 0
KX = 0
DX = EPS
1 CONTINUE
I = I+1
X = X+DX
IF (X.GT.XK) GOTO 5
F = FUNK (X)
IF (I.NE.1) GOTO 2
F1 = F
GOTO 1
2 CONTINUE
IF ((F*F1).LE.(0.0D 00)) GOTO 3
F1 = F
IF (I.NE.30) GOTO 1
DX = (0.1D 02)*DX
I = 1
GOTO 1
3 CONTINUE
IF (DX.LE.EPS) GOTO 4
X = X-DX
DX = DX/(0.1D 02)
I = 1
GOTO 1
4 CONTINUE
KX = KX+1
Y(KX) = X-DX/(0.2D 01)
FW(KX) = FW1
IF (KX.EQ.K) GOTO 7
I = 0
DX = EPS
X = X+DX
GOTO 1
5 CONTINUE
PRINT 6, XH,XK,KX
```

```

6 FORMAT (/6X,'In Intervall ',E11.5,' ... ',E11.5,
*' existieren ',I2,' Wurzeln'/22X,
*'der transzendenten Gleichung')
K = KX
7 CONTINUE
RETURN
END

```

C*****

```

SUBROUTINE MUL (K,A,X,Y)
IMPLICIT REAL*8 (A-H,O-Z)
C Y(K) = A(K,K)*X(K)
DIMENSION A(K,K),X(K),Y(K)
DO 2 I = 1,K
Y(I) = (0.0D 00)
DO 1 J = 1,K
Y(I) = Y(I)+A(I,J)*X(J)
1 CONTINUE
2 CONTINUE
RETURN
END

```

C*****

```

SUBROUTINE MUL22 (K,A,B,C)
IMPLICIT REAL*8 (A-H,O-Z)
DIMENSION A(K,K),B(K,K),C(K,K)
DO 1 I = 1,K
DO 1 J = 1,K
C(I,J) = (0.D 00)
1 CONTINUE
DO 3 I = 1,K
DO 3 J = 1,K
DO 2 M = 1,K
C(I,J) = C(I,J)+A(I,M)*B(M,J)
2 CONTINUE
3 CONTINUE

```

RETURN
END

C*****

```

FUNCTION FUNK (OM)
IMPLICIT REAL*8 (A-H,O-Z)
DIMENSION R(4,4),S(4,4),B1(4,4),B2(4,4),X(4),Y(4),Z(2,2)
COMMON /BW1/ FW1
COMMON /NNN/ N
N1 = N+1
K = 1
1 CONTINUE
  I = 1
  DO 2 J = 1,4
    X(J) = 0.0D 00
  2 CONTINUE
  IF (K.EQ.1) X(1) = 0.1D-03
  IF (K.EQ.2) X(2) = 0.1D-03
  3 CONTINUE
  CALL SB (I,OM,S)
  CALL MUL (4,S,X,Y)
  IF (I.EQ.N1) GOTO 4
  CALL BB (I,OM,B1,B2)
  CALL MUL (4,B1,Y,X)
  XI = 1.0D 00
  CALL RB (I,XI,OM,R)
  CALL MUL (4,R,X,Y)
  CALL MUL (4,B2,Y,X)
  I = I+1
  GOTO 3
4 CONTINUE
  Z(1,K) = Y(3)
  Z(2,K) = Y(4)
  K = K+1
  IF (K.LE.2) GOTO 1
  FUNK = Z(1,1)*Z(2,2)-Z(1,2)*Z(2,1)
  FW1 = -Z(1,1)/Z(1,2)

```

```

RETURN
END

```

```

C*****

```

```

SUBROUTINE SB (I,OM,S)
IMPLICIT REAL*8 (A-H,O-Z)
DIMENSION SM(51),SI(51),CW(51),CF(51),S(4,4)
COMMON /BGR/ SM,SI,CW,CF
DO 1 J = 1,4
DO 1 K = 1,4
S(J,K) = 0.0D 00
1 CONTINUE
DO 2 J = 1,4
2 S(J,J) = 1.0D 00
S(3,2) = SI(I)*OM*OM-CF(I)
S(4,1) = CW(I)-SM(I)*OM*OM
RETURN
END

```

```

C*****

```

```

SUBROUTINE RB (I,XI,OM,R)
IMPLICIT REAL*8 (A-H,O-Z)
DIMENSION EL(50),E(50),G(50),PO(50),A(50),SIE(50),AK(50),
*P(50),R(4,4)
COMMON /BEL/ EL,E,G,PO,A,SIE,AK,P
XI = XI*EL(I)
GG = AK(I)*G(I)*A(I)
GK = GG/(GG-P(I))/SIE(I)/E(I)
POM = PO(I)*OM*OM
POI = SIE(I)*POM
POK = SIE(I)*POM*POM
POA = A(I)*POM
B = GK*(P(I)+POI*(E(I)/G(I)/AK(I)+(1.0D 00)-P(I)/GG))
C = GK*(POA-POK/AK(I)/G(I))
SQ = DSQRT(B*B/(4.0D 00)+C)
A1 = DSQRT(B/(2.0D 00)+SQ)

```

```

A2 = DSQRT(-B/(2.0D 00)+SQ)
AL = (1.0D 00)/(A1*A1+A2*A2)
A12 = A1*A1*A2*A2
C1 = DCOS(A1*XI)
S1 = DSIN(A1*XI)
E2 = DEXP(A2*XI)
CH2 = (E2+(1.0D 00)/E2)/(2.0D 00)
SH2 = (E2-(1.0D 00)/E2)/(2.0D 00)
R(1,1) = AL*(A2*A2*C1+A1*A1*CH2)
R(1,2) = AL*(A2*A2*S1/A1+A1*A1*SH2/A2)
R(1,3) = AL*(-C1+CH2)
R(1,4) = AL*(-S1/A1+SH2/A2)
R(2,1) = A12*R(1,4)
R(2,2) = R(1,1)
R(2,3) = AL*(A1*S1+A2*SH2)
R(2,4) = R(1,3)
R(3,1) = A12*R(1,3)
R(3,2) = R(2,1)
R(3,3) = AL*(A1*A1*C1+A2*A2*CH2)
R(3,4) = R(2,3)
R(4,1) = A12*R(2,3)
R(4,2) = R(3,1)
R(4,3) = AL*(-A1*A1*A1*S1+A2*A2*A2*SH2)
R(4,4) = R(3,3)
RETURN
END

```

C*****

```

SUBROUTINE BB (I,OM,B1,B2)
IMPLICIT REAL*8 (A-H,O-Z)
DIMENSION EL(50),E(50),G(50),PO(50),A(50),SIE(50),AK(50),
*P(50),B1(4,4),B2(4,4)
COMMON /BEL/ EL,E,G,PO,A,SIE,AK,P
DO 1 J = 1,4
DO 1 K = 1,4
B1(J,K) = 0.0D 00
B2(J,K) = 0.0D 00

```

1 CONTINUE

EE = E(I)*SIE(I)

GG = AK(I)*G(I)*A(I)

PM = PO(I)*OM*OM

PA = A(I)*PM

PP = SIE(I)*PM

SS = GG-PP

HH = GG-P(I)

EG = E(I)/(AK(I)*G(I))

ES = (AK(I)*G(I)+E(I))*A(I)

B1(1,1) = 1.D 00

B1(2,2) = GG/HH

B1(2,4) = (1.0D 00)/HH

B1(3,1) = -PA/HH

B1(3,3) = -GG/EE/HH

B1(4,2) = -GG/HH*(P(I)*SS/EE/HH+PA/EG/HH+PA/HH)

B1(4,4) = -GG/HH*(GG/EE/HH+PA/GG/HH)

B2(1,1) = 1.D 00

B2(2,2) = (GG/SS+EG*PP/SS)

B2(2,4) = EE/GG*HH/SS

B2(3,1) = -EG*PP

B2(3,3) = -EE/GG*HH

B2(4,2) = -(P(I)+ES/SS*PP)

B2(4,4) = -EE/SS*HH

RETURN

END

C*****

SUBROUTINE FORM (NF,K,OM)

IMPLICIT REAL*8 (A-H,O-Z)

DIMENSION EL(50),E(50),G(50),PO(50),A(50),SIE(50),AK(50),

*P(50),W(10,201),FI(10,201),EM(10,201),Q(10,201),X(4),

*X1(4),Y(4),S(4,4),R(4,4),B1(4,4),B2(4,4),FW(10)

COMMON /BEL/ EL,E,G,PO,A,SIE,AK,P

COMMON /BW/ FW

COMMON /BFM/ W,FI,EM,Q

COMMON /NNN/ N

```
K1 = K+1
ELS = 0.0D 00
DO 1 I = 1,N
1 ELS = ELS+EL(I)
DXL = ELS/K
XL = 0.0D 00
XL0 = 0.0D 00
I = 1
I1 = 2
J = 1
X(1) = 0.1D-02
X(2) = FW(NF)*X(1)
X(3) = 0.0D 00
X(4) = 0.0D 00
CALL SB (1,OM,S)
CALL MUL (4,S,X,Y)
CALL BB (1,OM,B1,B2)
CALL MUL (4,B1,Y,X)
2 CONTINUE
XL = DXL*(J-1)
XLI = XL-XL0
IF (XLI.LE.EL(I)) GOTO 3
IF (J.EQ.K1) GOTO 3
XI = 1.0D 00
CALL RB (I,XI,OM,R)
CALL MUL (4,R,X,Y)
CALL MUL (4,B2,Y,X)
CALL SB (I1,OM,S)
CALL MUL (4,S,X,Y)
CALL BB (I1,OM,B1,B2)
CALL MUL (4,B1,Y,X)
XL0 = XL0+EL(I)
XLI = XL-XL0
I = I+1
I1 = I+1
3 CONTINUE
XI = XLI/EL(I)
CALL RB (I,XI,OM,R)
```

```

CALL MUL (4,R,X,Y)
CALL MUL (4,B2,Y,X1)
W (NF,J) = X1(1)
FI (NF,J) = X1(2)
EM (NF,J) = X1(3)
Q (NF,J) = X1(4)
J = J+1
IF (J.LE.K1) GOTO 2
RETURN
END

```

C*****

```

SUBROUTINE PR (NEIG,K,A)
IMPLICIT REAL*8 (A-H,O-Z)
DIMENSION A(10,201),II(10)
K1 = K+1
DO 2 I = 1,NEIG
  AM = 0.0D 00
  DO 3 J = 1,K1
    IF (DABS(A(I,J)).GT.AM) AM = DABS(A(I,J))
  3 CONTINUE
  DO 4 J = 1,K1
    4 A(I,J) = A(I,J)/AM
  2 CONTINUE
  IJ = 0
  DO 5 I = 1,NEIG
    IJ = IJ+1
  5 II(I) = IJ
  PRINT 6, (II(I),I = 1,NEIG)
  6 FORMAT (5X,'XI',10I8)
  DO 8 J = 1,K1
    XI = (1.0D 00)*(J-1)/K
    PRINT 7, XI,(A(I,J),I = 1,NEIG)
  8 CONTINUE
  7 FORMAT (11F8.4)
  RETURN
END

```

C*****

Додаток К

ПРОГРАМА ДЛЯ АНАЛІЗУ ВІЛЬНИХ КОЛИВНАЬ МЕХАНІЧНОЇ
СИСТЕМИ СТРІЛИ З ЖОРСТКИМИ ШАРНІРНО ЗЄ`ДНАНИМИ
СЕКЦІЯМИ

ORIGIN:= 1

$$l_1 := 38 \quad l_2 := 22 \quad l_3 := 30$$

$$a_1 := 19 \quad a_2 := 11 \quad a_3 := 15$$

$$m_1 := 59660 \quad m_2 := 34540 \quad m_3 := 47100$$

$$i := 1..3 \quad I_i := \frac{m_i (l_i)^2}{12}$$

$$c_1 := (21.3 \cdot 10^5) \cdot 7 \quad c_2 := (5.47 \cdot 10^5) \cdot 7 \quad c_3 := (2.3 \cdot 10^5) \cdot 7$$

$$A := \begin{bmatrix} I_1 + (a_1)^2 \cdot m_1 + (m_2 + m_3) \cdot (l_1)^2 & m_2 \cdot l_1 \cdot a_2 + m_3 \cdot l_1 \cdot l_2 & m_3 \cdot l_1 \cdot a_3 \\ m_2 \cdot a_2 \cdot l_1 + m_3 \cdot l_1 \cdot l_2 & I_2 + m_2 \cdot (a_2)^2 + m_3 \cdot (l_2)^2 & m_3 \cdot l_2 \cdot a_3 \\ m_3 \cdot a_3 \cdot l_1 & m_3 \cdot a_3 \cdot l_2 & I_3 + m_3 \cdot (a_3)^2 \end{bmatrix} \quad I = \begin{pmatrix} 7.179 \times 10^6 \\ 1.393 \times 10^6 \\ 3.533 \times 10^6 \end{pmatrix}$$

$$B := \begin{bmatrix} (c_1 + c_2 + c_3) \cdot (l_1)^2 & (c_2 + c_3) \cdot l_1 \cdot l_2 & c_3 \cdot l_1 \cdot l_3 \\ (c_2 + c_3) \cdot l_1 \cdot l_2 & (c_2 + c_3) \cdot (l_2)^2 & c_3 \cdot l_2 \cdot l_3 \\ c_3 \cdot l_1 \cdot l_3 & c_3 \cdot l_2 \cdot l_3 & c_3 \cdot (l_3)^2 \end{bmatrix}$$

$$\Lambda := \frac{\sqrt{\text{genvals}(B, A)}}{2 \cdot \pi}$$

$$\Xi := \text{genvecs}(B, A)$$

$$\Lambda = \begin{pmatrix} 3.599 \\ 1.461 \\ 2.221 \end{pmatrix}$$

$$\Xi = \begin{pmatrix} 0.417 & 0.024 & -0.049 \\ -1 & 1 & -0.579 \\ 0.334 & 0.99 & 1 \end{pmatrix}$$

$$j := 1..3 \quad k := 1..3 \quad Z_{j,k} := 0$$

$$Z_{1,j} := \Xi_{1,j} \cdot l_1 \quad Z_{2,j} := \Xi_{1,j} \cdot l_1 + \Xi_{2,j} \cdot l_2 \quad Z_{3,j} := \Xi_{1,j} \cdot l_1 + \Xi_{2,j} \cdot l_2 + \Xi_{3,j} \cdot l_3$$

РЕЗУЛЬТАТИ РОЗРАХУНКІВ МАТРИЦІ ЧАСТОТ

$$\Lambda = \begin{pmatrix} 3.599 \\ 1.461 \\ 2.221 \end{pmatrix}$$

$$Z = \begin{pmatrix} 15.843 & 0.905 & -1.861 \\ -6.157 & 22.905 & -14.592 \\ 3.851 & 52.602 & 15.408 \end{pmatrix}$$

0,5*C	C	1,5*C	2*C	2,5*C	5*C	7*C
0.469	1.36	0.813	1.924	2.151	3.041	3.599
0.969	0.552	1.678	0.781	0.873	1.234	1.461
0.756	0.84	1.31	1.187	1.327	1.877	2.221

ЗНАЧЕННЯ РОЗМІЩЕНІ У ПОРЯДКУ СПАДАННЯ

0,5*С	С	1,5*С	2*С	2,5*С	5*С	7*С
0.969	1.36	1.678	1.924	2.151	3.041	3.599
0.756	0.84	1.31	1.187	1.327	1.877	2.221
0.469	0.552	0.813	0.781	0.873	1.234	1.461

Додаток Л

ПРОГРАМА РОЗРАХУНКУ ЧАСТОТ І ФОРМ ВІЛЬНИХ КОЛИВАНЬ
СТРІЛИ З ПОДАТЛИВИМИ ШАРНІРНО ЗЧЛЕНОВАНИМИ СЕКЦІЯМИ

```

IMPLICIT REAL*8 (A-H,O-Z)

DIMENSION EL(50),E(50),G(50),PO(50),A(50),SIE(50),AK(50),
*P(50),SM(51),SI(51),CW(51),CF(51),DF(51),Y(10),W(10,201),
*FI(10,201),EM(10,201),Q(10,201)

COMMON /BEL/ EL,E,G,PO,A,SIE,AK,P

COMMON /BGR/ SM,SI,CW,CF,DF

COMMON /BFM/ W,FI,EM,Q

COMMON /NNN/ N

OPEN (UNIT = 1, FILE = 'F3.DAN')

OPEN (UNIT = 2, FILE = 'FW1.XY')

OPEN (UNIT = 3, FILE = 'FW2.XY')

OPEN (UNIT = 4, FILE = 'FW3.XY')

OPEN (UNIT = 5, FILE = 'FW4.XY')

OPEN (UNIT = 6, FILE = 'FW5.XY')

READ (1,1) N,NEIG,K,OMH,OMK,EPS

N1 = N+1

K1 = K+1

READ (1,2) (EL(I),I = 1,N),
*(E(I),I = 1,N),
*(G(I),I = 1,N),
*(PO(I),I = 1,N),
*(A(I),I = 1,N),
*(SIE(I),I = 1,N),
*(AK(I),I = 1,N),
*(P(I),I = 1,N),
*(SM(I),I = 1,N1),
*(SI(I),I = 1,N1),
*(CW(I),I = 1,N1),
*(CF(I),I = 1,N1),
*(DF(I),I = 1,N1)

1 FORMAT (/3I4//3E12.5)

```

```

2 FORMAT (/5E12.5/5E12.5//5E12.5/5E12.5//5E12.5/5E12.5//
*5E12.5/5E12.5//5E12.5/5E12.5//5E12.5/5E12.5//
*5E12.5/5E12.5//5E12.5/5E12.5//5E12.5/6E12.5//
*5E12.5/6E12.5//5E12.5/6E12.5//5E12.5/6E12.5//
*5E12.5/6E12.5)
PRINT 11, N,NEIG,K,OMH,OMK,EPS
PRINT 12, (EL(I),I = 1,N)
PRINT 13, (E(I),I = 1,N)
PRINT 14, (G(I),I = 1,N)
PRINT 15, (PO(I),I = 1,N)
PRINT 16, (A(I),I = 1,N)
PRINT 17, (SIE(I),I = 1,N)
PRINT 18, (AK(I),I = 1,N)
PRINT 19, (P(I),I = 1,N)
PRINT 20, (SM(I),I = 1,N1)
PRINT 21, (SI(I),I = 1,N1)
PRINT 22, (CW(I),I = 1,N1)
PRINT 23, (CF(I),I = 1,N1)
PRINT 24, (DF(I),I = 1,N1)
11 FORMAT (' N=',I3,' NEIG=',I2,' K=',I3,' OMH=',E10.4,
*' OMK=',E10.4,' EPS=',E10.4)
12 FORMAT (' EL ',5E12.5)
13 FORMAT (' E ',5E12.5)
14 FORMAT (' G ',5E12.5)
15 FORMAT (' PO ',5E12.5)
16 FORMAT (' A ',5E12.5)
17 FORMAT (' SIE',5E12.5)
18 FORMAT (' AK ',5E12.5)
19 FORMAT (' P ',5E12.5)
20 FORMAT (' SM ',5E12.5)
21 FORMAT (' SI ',5E12.5)

```

```
22 FORMAT (' CW ',5E12.5)
23 FORMAT (' CF ',5E12.5)
24 FORMAT (' DF ',5E12.5)

CALL TRANS (NEIG,OMH,OMK,EPS,Y)

DO 5 I = 1,NEIG
Y(I) = Y(I)/(6.283184D 00)

5 CONTINUE

PRINT 3, NEIG

3 FORMAT (/9X,'Wurden',I3,' Eigenfrequenzen erhalten (Hz):')

PRINT 4, (Y(I),I = 1,NEIG)

4 FORMAT (7E11.4)

DO 6 I = 1,NEIG

OM = Y(I)*(6.283184D 00)

CALL FORM (I,K,OM)

6 CONTINUE

ELS = 0.0D 00

DO 25 I = 1,N

25 ELS = ELS+EL(I)

DXL = ELS/K

PRINT 7

7 FORMAT (/9X,'Eigenformen von Verschiebung')

CALL PR (NEIG,K,W)

PRINT 8

8 FORMAT (/9X,'Eigenformen von Winkel')

CALL PR (NEIG,K,FI)

PRINT 9

9 FORMAT (/9X,'Eigenformen von Biegemoment')

CALL PR (NEIG,K,EM)

PRINT 10

10 FORMAT (/9X,'Eigenformen von Querkraft')

CALL PR (NEIG,K,Q)
```

```
ELS = 0.0D 00
DO 30 I = 1,N
30 ELS = ELS+EL(I)
   DXL = ELS/K
   I = 1
32 CONTINUE
   XL = (I-1)*DXL
   WRITE (2,31) XL,W(1,I)
   WRITE (3,31) XL,W(2,I)
   WRITE (4,31) XL,W(3,I)
   WRITE (5,31) XL,W(4,I)
   WRITE (6,31) XL,W(5,I)
   I = I+1
   IF (I.LE.K1) GOTO 32
31 FORMAT (2E14.7)
STOP
END
```

```
C*****
```

```
SUBROUTINE TRANS (K,XH,XK,EPS,Y)
IMPLICIT REAL*8 (A-H,O-Z)
DIMENSION Y(10),FW(10)
COMMON /BW/ FW
COMMON /BW1/ FW1
X = XH-EPS
I = 0
KX = 0
DX = EPS
1 CONTINUE
I = I+1
```



```
X = X+DX
IF (X.GT.XK) GOTO 5
F = FUNK (X)
IF (I.NE.1) GOTO 2
F1 = F
GOTO 1
2 CONTINUE
IF ((F*F1).LE.(0.0D 00)) GOTO 3
F1 = F
IF (I.NE.30) GOTO 1
DX = (0.1D 02)*DX
I = 1
GOTO 1
3 CONTINUE
IF (DX.LE.EPS) GOTO 4
X = X-DX
DX = DX/(0.1D 02)
I = 1
GOTO 1
4 CONTINUE
KX = KX+1
Y(KX) = X-DX/(0.2D 01)
FW(KX) = FW1
IF (KX.EQ.K) GOTO 7
I = 0
DX = EPS
X = X+DX
GOTO 1
5 CONTINUE
PRINT 6, XH,XK,KX
6 FORMAT (/6X,'In Intervall ',E11.5,' ... ',E11.5,
```

```

*' existieren ',I2,' Wurzeln'/22X,
*'der transzendenten Gleichung')
K = KX
7 CONTINUE
RETURN
END

```

```

C*****

```

```

SUBROUTINE MUL (K,A,X,Y)
IMPLICIT REAL*8 (A-H,O-Z)
C Y(K) = A(K,K)*X(K)
DIMENSION A(K,K),X(K),Y(K)
DO 2 I = 1,K
Y(I) = (0.0D 00)
DO 1 J = 1,K
Y(I) = Y(I)+A(I,J)*X(J)
1 CONTINUE
2 CONTINUE
RETURN
END

```

```

C*****

```

```

SUBROUTINE MUL22 (K,A,B,C)
IMPLICIT REAL*8 (A-H,O-Z)
DIMENSION A(K,K),B(K,K),C(K,K)
DO 1 I = 1,K
DO 1 J = 1,K
C(I,J) = (0.D 00)
1 CONTINUE

```

```

DO 3 I = 1,K
DO 3 J = 1,K
DO 2 M = 1,K
C(I,J) = C(I,J)+A(I,M)*B(M,J)
2 CONTINUE
3 CONTINUE
RETURN
END

```

C*****

```

FUNCTION FUNK (OM)
IMPLICIT REAL*8 (A-H,O-Z)
DIMENSION R(4,4),S(4,4),B1(4,4),B2(4,4),X(4),Y(4),Z(2,2)
COMMON /BW1/ FW1
COMMON /NNN/ N
N1 = N+1
K = 1
1 CONTINUE
I = 1
DO 2 J = 1,4
X(J) = 0.0D 00
2 CONTINUE
IF (K.EQ.1) X(1) = 0.1D-03
IF (K.EQ.2) X(2) = 0.1D-03
3 CONTINUE
CALL SB (I,OM,S)
CALL MUL (4,S,X,Y)
IF (I.EQ.N1) GOTO 4
CALL BB (I,OM,B1,B2)
CALL MUL (4,B1,Y,X)

```

```

XI = 1.0D 00
CALL RB (I,XI,OM,R)
CALL MUL (4,R,X,Y)
CALL MUL (4,B2,Y,X)
I = I+1
GOTO 3
4 CONTINUE
Z(1,K) = Y(3)
Z(2,K) = Y(4)
K = K+1
IF (K.LE.2) GOTO 1
FUNK = Z(1,1)*Z(2,2)-Z(1,2)*Z(2,1)
FW1 = -Z(1,1)/Z(1,2)
RETURN
END

```

C*****

```

SUBROUTINE SB (I,OM,S)
IMPLICIT REAL*8 (A-H,O-Z)
DIMENSION SM(51),SI(51),CW(51),CF(51),DF(51),S(4,4)
COMMON /BGR/ SM,SI,CW,CF,DF
DO 1 J = 1,4
DO 1 K = 1,4
S(J,K) = 0.0D 00
1 CONTINUE
DO 2 J = 1,4
2 S(J,J) = 1.0D 00
S(2,3) = -DF(I)
S(3,2) = SI(I)*OM*OM-CF(I)

```

S(4,1) = CW(I)-SM(I)*OM*OM

RETURN

END

C*****

SUBROUTINE RB (I,XI,OM,R)

IMPLICIT REAL*8 (A-H,O-Z)

DIMENSION EL(50),E(50),G(50),PO(50),A(50),SIE(50),AK(50),

*P(50),R(4,4)

COMMON /BEL/ EL,E,G,PO,A,SIE,AK,P

XI = XI*EL(I)

GG = AK(I)*G(I)*A(I)

GK = GG/(GG-P(I))/SIE(I)/E(I)

POM = PO(I)*OM*OM

POI = SIE(I)*POM

POK = SIE(I)*POM*POM

POA = A(I)*POM

B = GK*(P(I)+POI*(E(I)/G(I)/AK(I)+(1.0D 00)-P(I)/GG))

C = GK*(POA-POK/AK(I)/G(I))

SQ = DSQRT(B*B/(4.0D 00)+C)

A1 = DSQRT(B/(2.0D 00)+SQ)

A2 = DSQRT(-B/(2.0D 00)+SQ)

AL = (1.0D 00)/(A1*A1+A2*A2)

A12 = A1*A1*A2*A2

C1 = DCOS(A1*XI)

S1 = DSIN(A1*XI)

E2 = DEXP(A2*XI)

CH2 = (E2+(1.0D 00)/E2)/(2.0D 00)

SH2 = (E2-(1.0D 00)/E2)/(2.0D 00)

R(1,1) = AL*(A2*A2*C1+A1*A1*CH2)

```

R(1,2) = AL*(A2*A2*S1/A1+A1*A1*SH2/A2)
R(1,3) = AL*(-C1+CH2)
R(1,4) = AL*(-S1/A1+SH2/A2)
R(2,1) = A12*R(1,4)
R(2,2) = R(1,1)
R(2,3) = AL*(A1*S1+A2*SH2)
R(2,4) = R(1,3)
R(3,1) = A12*R(1,3)
R(3,2) = R(2,1)
R(3,3) = AL*(A1*A1*C1+A2*A2*CH2)
R(3,4) = R(2,3)
R(4,1) = A12*R(2,3)
R(4,2) = R(3,1)
R(4,3) = AL*(-A1*A1*A1*S1+A2*A2*A2*SH2)
R(4,4) = R(3,3)
RETURN
END

```

C*****

```

SUBROUTINE BB (I,OM,B1,B2)
IMPLICIT REAL*8 (A-H,O-Z)
DIMENSION EL(50),E(50),G(50),PO(50),A(50),SIE(50),AK(50),
*P(50),B1(4,4),B2(4,4)
COMMON /BEL/ EL,E,G,PO,A,SIE,AK,P
DO 1 J = 1,4
DO 1 K = 1,4
B1(J,K) = 0.0D 00
B2(J,K) = 0.0D 00
1 CONTINUE
EE = E(I)*SIE(I)

```

```

GG = AK(I)*G(I)*A(I)
PM = PO(I)*OM*OM
PA = A(I)*PM
PP = SIE(I)*PM
SS = GG-PP
HH = GG-P(I)
EG = E(I)/(AK(I)*G(I))
ES = (AK(I)*G(I)+E(I))*A(I)
B1(1,1) = 1.D 00
B1(2,2) = GG/HH
B1(2,4) = (1.0D 00)/HH
B1(3,1) = -PA/HH
B1(3,3) = -GG/EE/HH
B1(4,2) = -GG/HH*(P(I)*SS/EE/HH+PA/EG/HH+PA/HH)
B1(4,4) = -GG/HH*(GG/EE/HH+PA/GG/HH)
B2(1,1) = 1.D 00
B2(2,2) = (GG/SS+EG*PP/SS)
B2(2,4) = EE/GG*HH/SS
B2(3,1) = -EG*PP
B2(3,3) = -EE/GG*HH
B2(4,2) = -(P(I)+ES/SS*PP)
B2(4,4) = -EE/SS*HH
RETURN
END

```

C*****

```

SUBROUTINE FORM (NF,K,OM)
IMPLICIT REAL*8 (A-H,O-Z)
DIMENSION EL(50),E(50),G(50),PO(50),A(50),SIE(50),AK(50),
*P(50),W(10,201),FI(10,201),EM(10,201),Q(10,201),X(4),

```

```
*X1(4),Y(4),S(4,4),R(4,4),B1(4,4),B2(4,4),FW(10)
COMMON /BEL/ EL,E,G,PO,A,SIE,AK,P
COMMON /BW/ FW
COMMON /BFM/ W,FI,EM,Q
COMMON /NNN/ N
K1 = K+1
ELS = 0.0D 00
DO 1 I = 1,N
1 ELS = ELS+EL(I)
DXL = ELS/K
XL = 0.0D 00
XL0 = 0.0D 00
I = 1
II = 2
J = 1
X(1) = 0.1D-02
X(2) = FW(NF)*X(1)
X(3) = 0.0D 00
X(4) = 0.0D 00
CALL SB (1,OM,S)
CALL MUL (4,S,X,Y)
CALL BB (1,OM,B1,B2)
CALL MUL (4,B1,Y,X)
2 CONTINUE
XL = DXL*(J-1)
XLI = XL-XL0
IF (XLI.LE.EL(I)) GOTO 3
IF (J.EQ.K1) GOTO 3
XI = 1.0D 00
CALL RB (I,XI,OM,R)
CALL MUL (4,R,X,Y)
```



```

CALL MUL (4,B2,Y,X)
CALL SB (I1,OM,S)
CALL MUL (4,S,X,Y)
CALL BB (I1,OM,B1,B2)
CALL MUL (4,B1,Y,X)
XL0 = XL0+EL(I)
XLI = XL-XL0
I = I+1
I1 = I+1
3 CONTINUE
XI = XLI/EL(I)
CALL RB (I,XI,OM,R)
CALL MUL (4,R,X,Y)
CALL MUL (4,B2,Y,X1)
W (NF,J) = X1(1)
FI (NF,J) = X1(2)
EM (NF,J) = X1(3)
Q (NF,J) = X1(4)
J = J+1
IF (J.LE.K1) GOTO 2
RETURN
END

```

C*****

```

SUBROUTINE PR (NEIG,K,A)
IMPLICIT REAL*8 (A-H,O-Z)
DIMENSION A(10,201),II(10)
K1 = K+1
DO 2 I = 1,NEIG
AM = 0.0D 00

```

```
DO 3 J = 1,K1
IF (DABS(A(I,J)).GT.AM) AM = DABS(A(I,J))
3 CONTINUE
DO 4 J = 1,K1
4 A(I,J) = A(I,J)/AM
2 CONTINUE
IJ = 0
DO 5 I = 1,NEIG
IJ = IJ+1
5 II(I) = IJ
PRINT 6, (II(I),I = 1,NEIG)
6 FORMAT (5X,'XI',10I8)
DO 8 J = 1,K1
XI = (1.0D 00)*(J-1)/K
PRINT 7, XI,(A(I,J),I = 1,NEIG)
8 CONTINUE
7 FORMAT (11F8.4)
RETURN
END
```

```
C*****
```

Додаток М

ПРОГРАМА РОЗРАХУНКУ ВИМУШЕНИХ КОЛИВАНЬ СТІЛИ
БУРТОУКЛАДНИКА

ORIGIN:= 1

$$\underline{L} := 15 \quad n := 15 \quad E := 2.1 \cdot 10^{11} \quad \mu := 107.329 \quad ic := 7 \quad im := 7$$

$$\underline{l} := \frac{L}{n} \quad I_z := 0.5979 \cdot 10^{-4} \quad W_z := 0.314668 \cdot 10^{-3} \quad k_\mu := 1 \quad \Delta kT := 0.1$$

$$\sigma_{stat} := \frac{\mu \cdot 9.81 \cdot (8 \cdot l)^2}{2 \cdot W_z} \cdot 10^{-6} \quad \sigma_{stat} = 107.074$$

$$\mu_0 := 68.516 \quad \mu_1 := \mu_0 \cdot k_\mu \quad \mu_1 = 68.516 \quad \Delta m := 0.08 \quad q := \mu_0 \cdot 9.81 \quad rr := \frac{0.076}{2} \quad ll := 1$$

$$\underline{H} := \frac{q \cdot l^2}{8 \cdot \Delta m} \quad H = 1.05 \times 10^3 \quad y_{10} := \frac{-q \cdot l}{2 \cdot H} \quad y_{11} := \frac{q \cdot l}{2 \cdot H} \quad y_{10} = -0.32 \quad y_{11} = 0.32$$

$$\underline{\delta} := rr \cdot \sin(\text{atan}(y_{11})) \quad \underline{ll} := 1 - 2 \cdot \delta \quad ll = 0.977$$

$$\underline{H} := \frac{q \cdot ll^2}{8 \cdot \Delta m} \quad H = 1.002 \times 10^3 \quad \underline{y}_{10} := \frac{-q \cdot ll}{2 \cdot H} \quad \underline{y}_{11} := \frac{q \cdot ll}{2 \cdot H} \quad y_{10} = -0.328 \quad y_{11} = 0.328$$

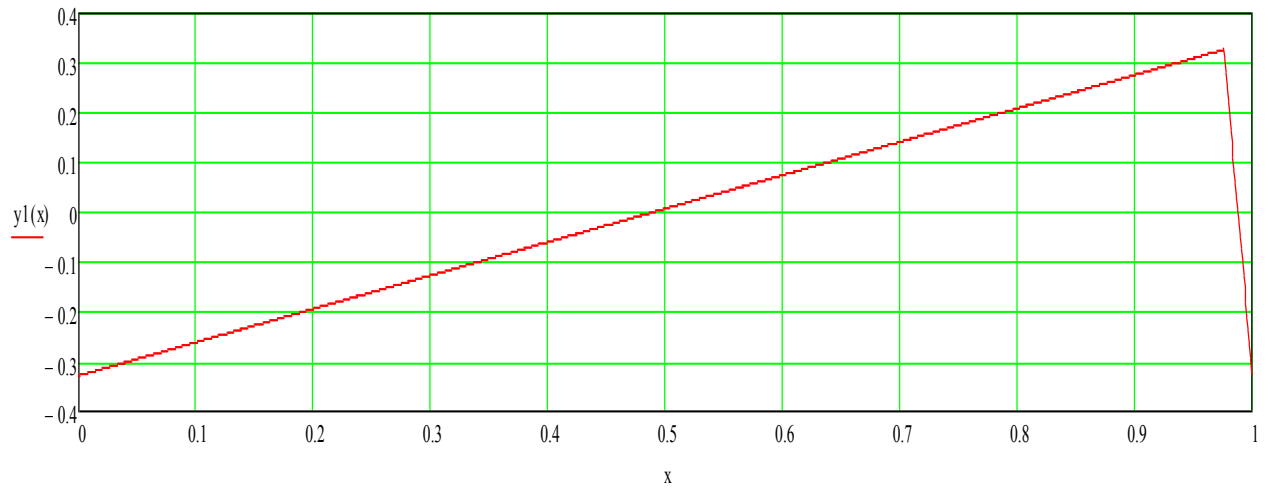
$$\underline{\delta} := rr \cdot \sin(\text{atan}(y_{11})) \quad \underline{ll} := 1 - 2 \cdot \delta \quad ll = 0.976$$

$$\underline{H} := \frac{q \cdot ll^2}{8 \cdot \Delta m} \quad H = 1.001 \times 10^3 \quad \underline{y}_{10} := \frac{-q \cdot ll}{2 \cdot H} \quad \underline{y}_{11} := \frac{q \cdot ll}{2 \cdot H} \quad y_{10} = -0.328 \quad y_{11} = 0.328$$

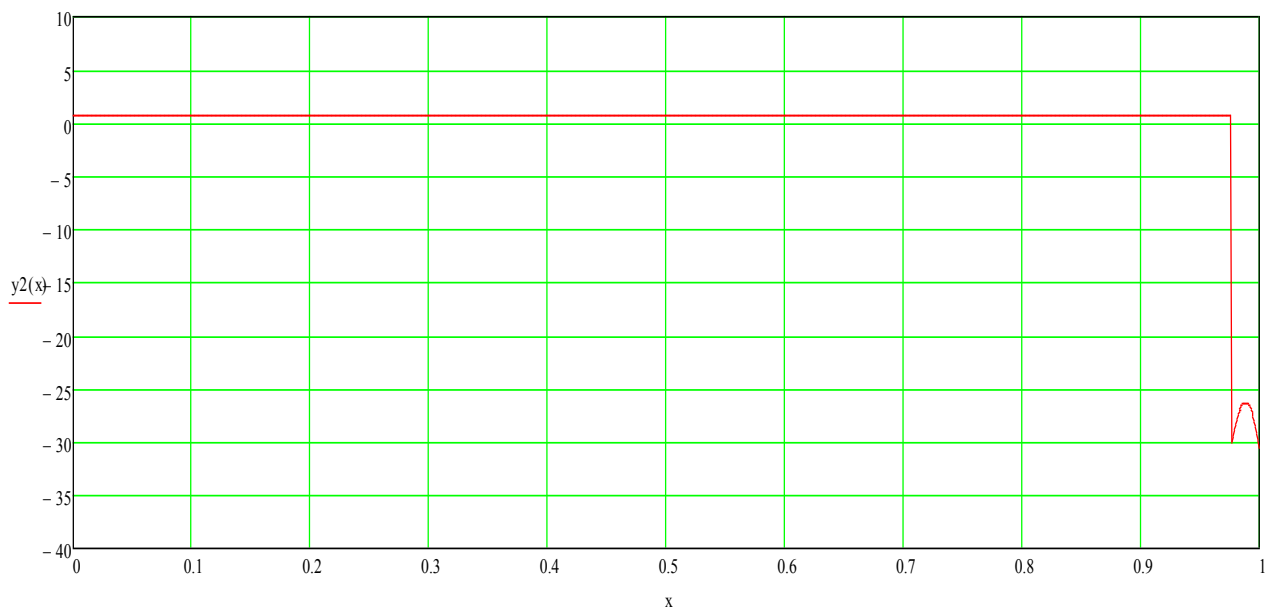
$$\underline{\delta} := \frac{rr \cdot y_{11}}{\sqrt{1 + (y_{11})^2}} \quad \delta = 0.012$$

$$\underline{ll} := 1 - 2 \cdot \delta \quad ll = 0.976 \quad llr := 1 + ll \quad llr := 2 \cdot \delta \quad llr = 0.024$$

$$y_1(x) := \begin{cases} \frac{-q \cdot ll}{2 \cdot H} + \frac{q \cdot x}{H} & \text{if } 0 \leq x \leq ll \\ \frac{\sqrt{(ll + \delta - x)^2}}{\sqrt{rr^2 - (ll + \delta - x)^2}} & \text{if } ll \leq x \leq ll + \delta \\ -\frac{\sqrt{(ll + \delta - x)^2}}{\sqrt{rr^2 - (ll + \delta - x)^2}} & \text{if } ll + \delta \leq x \leq ll + 2\delta \end{cases}$$



$$y_2(x) := \begin{cases} \frac{q}{H} & \text{if } 0 \leq x \leq l \\ \frac{-r^2 \cdot \sqrt{r^2 - (l + \delta - x)^2}}{[r^2 - (l + \delta - x)^2]^2} & \text{if } l \leq x \leq l + \delta \\ \frac{r^2 \cdot \sqrt{r^2 - (l + \delta - x)^2}}{[r^2 - (l + \delta - x)^2]^2} & \text{if } l + \delta \leq x \leq l + 2 \cdot \delta \end{cases}$$



$$S := \int_0^1 \frac{1}{\cos(\operatorname{atan}(y1(x)))} dx \quad S = 1.018$$

$$v = 2.466$$

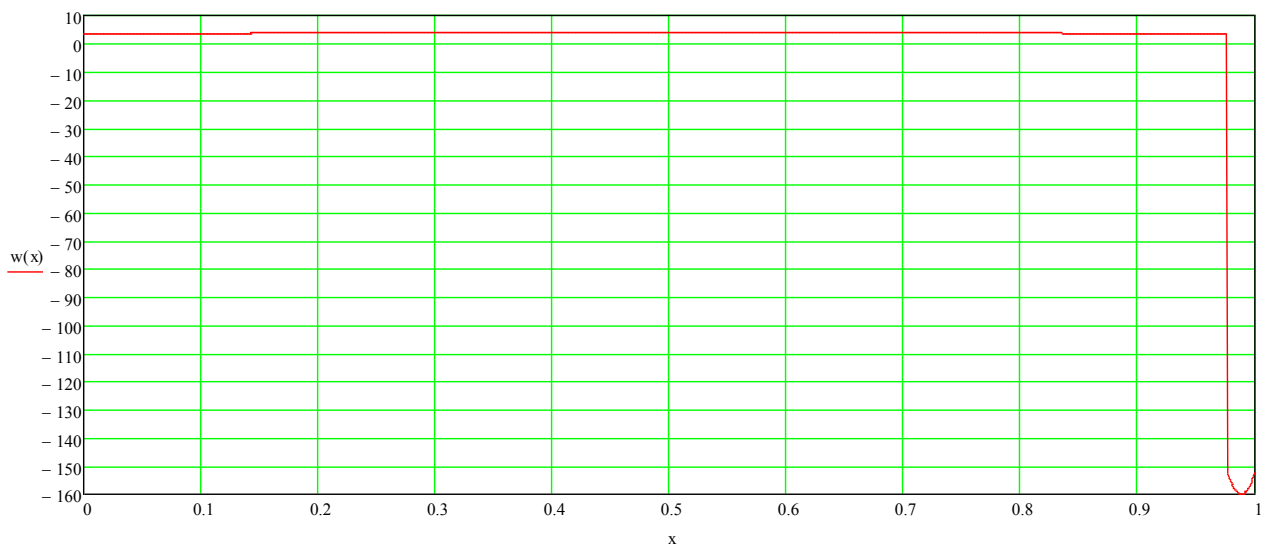
$$v := \frac{\pi \cdot 157}{30} \cdot 0.15$$

$$T_s := 0.5 \cdot S + \text{FRAME} \cdot \Delta kT \cdot S$$

$$\omega_s := \frac{2 \cdot \pi}{T_s} \quad \text{or} \quad := \frac{v}{r} \quad \omega_s = 12.349$$

$$\mu l(t, x) := \mu_0 + \mu_1 \cdot \sin \left[\omega_s \cdot \left[\int_0^x \sqrt{1 + (y1(\xi))^2} d\xi - v \cdot t \right] \right]$$

$$w(x) := v^2 \cdot y2(x) \cdot \frac{(\cos(\operatorname{atan}(y1(x))))^2}{1 + (y1(x))^2}$$



$$Fl(t) := \int_0^{ll} \mu l(t, x) \cdot w(x) dx$$

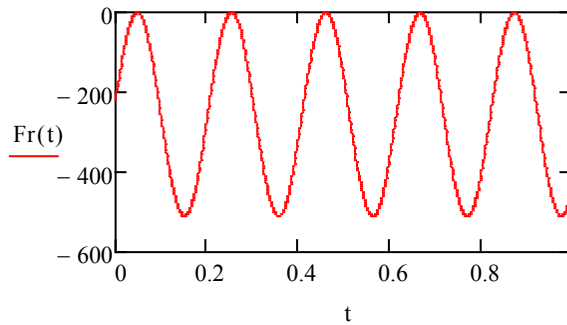
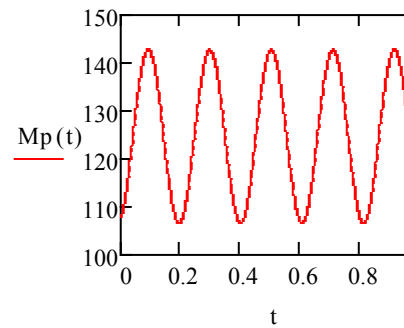
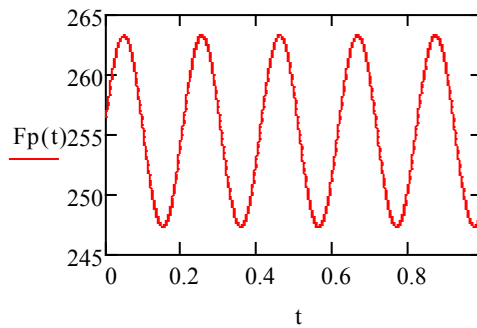
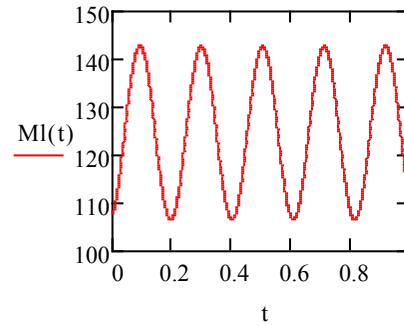
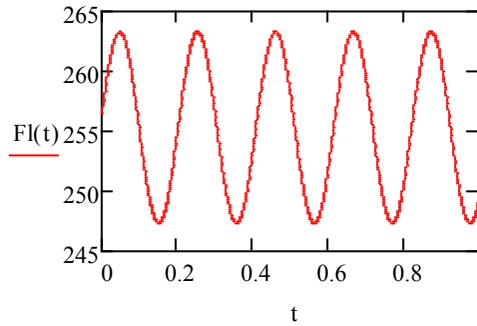
$$Fr(t) := \int_{ll}^1 \mu l(t, x) \cdot w(x) dx$$

$$Ml(t) := \int_0^{ll} \mu l(t, x) \cdot w(x) \cdot x dx$$

$$\mu p(t, x) := \mu_0 + \mu_1 \cdot \sin \left[\omega_s \cdot \left[\int_0^x \sqrt{1 + (y1(\xi))^2} d\xi + S - v \cdot t \right] \right]$$

$$Fp(t) := \int_0^l \mu p(t, x) \cdot w(x) dx$$

$$Mp(t) := \int_0^l \mu p(t, x) \cdot w(x) \cdot x dx$$



$$xfl(t) := \frac{Ml(t)}{Fl(t)}$$

$$Rap(t) := Fl(t) \cdot \frac{(l - xfp(t))}{l}$$

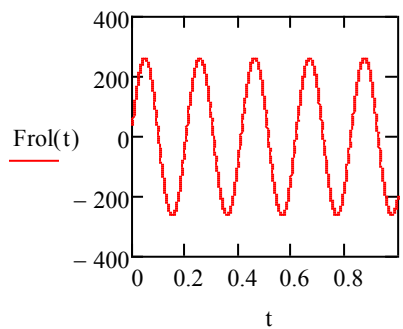
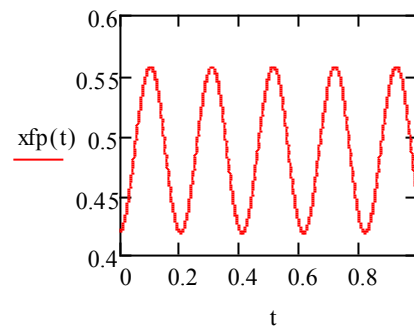
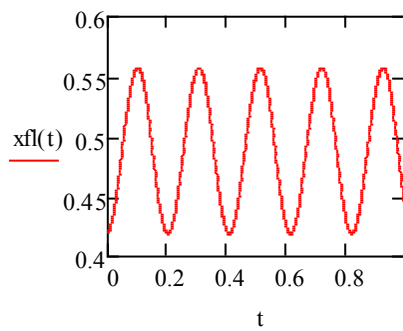
$$Rbl(t) := \frac{Fl(t) \cdot xfl(t)}{l}$$

$$xfp(t) := \frac{Ml(t)}{Fl(t)}$$

$$Ral(t) := Fl(t) \cdot \frac{(l - xfl(t))}{l}$$

$$Rbp(t) := \frac{Fl(t) \cdot xfp(t)}{l}$$

$$\text{Frol}(t) := \text{Rbl}(t) + \text{Rap}(t) + \text{Fr}(t)$$



$$\text{if} := 1..1000$$

$$\Delta t := 0.001$$

$$\underline{\underline{T_{if}}} := \text{if} \cdot \Delta t$$

$$\text{FROL}_{\text{if},1} := T_{\text{if}}$$

$$\text{FROL}_{\text{if},2} := \text{Frol}(T_{\text{if}})$$

$$\text{Frolmax} := \max(\text{FROL})$$

$$\text{Frolmax} = 262.363$$

$$\text{Frolmin} := \min(\text{FROL})$$

$$\text{Frolmin} = -262.366$$

$$a := \frac{2 \cdot E \cdot Iz}{l^3}$$

$$b := a \cdot l$$

$$\underline{\underline{c}} := b \cdot l$$

$$\omega := \frac{2 \cdot \pi \cdot v}{T_s}$$

$$\omega = 30.455$$

$$i := 1..n$$

$$j := 1..n$$

$$il := 1..n - 1$$

$$x_i := 1 \cdot i$$

$$P0 := \text{identity}(n)$$

$$\underline{\underline{P0}}_{i,i} := \text{Frolmax}$$

$$\psi_i := \frac{-2 \cdot \pi \cdot (i - 1) \cdot S}{T_s}$$

$$\underline{\underline{\Omega}}(t) := \omega \cdot t + \psi$$

$$P(t) := P0 \cdot \sin(\Omega(t))$$

$$T_s = 0.509 \quad v = 2.466 \quad S = 1.018$$

$c0 := \text{identity}(n)$ $v0 := \text{identity}(n)$ $\overset{c0}{\underset{v0}{c}}, ic := 4 \cdot 10^6$ $\overset{v0}{\underset{v0}{c}}, ic := 100$
 $X_i := 0$ $X_{i+n} := 0$ $Y(X) := \text{submatrix}(X, 1, n, 1, 1)$ $\overset{v0}{\underset{v0}{V}}(X) := \text{submatrix}(X, n+1, 2 \cdot n, 1, 1)$

$Ry(X) := c0 \cdot Y(X) + v0 \cdot V(X)$

$M_{i,j} := 0$ $M_{i,i} := \mu \cdot 1$

$Cy_{i,j} := 0$ $C\phi_{i,j} := 0$ $Dy_{i,j} := 0$ $D\phi_{i,j} := 0$ $Ny_{i,j} := 0$

$Cy_{il,il} := 12 \cdot a$ $Cy_{n,n} := 6 \cdot a$ $Cy_{il,il+1} := -6 \cdot a$ $Cy_{il+1,il} := -6 \cdot a$

$C\phi_{il,il} := 0$ $C\phi_{n,n} := -3 \cdot b$ $C\phi_{il,il+1} := 3 \cdot b$ $C\phi_{il+1,il} := -3 \cdot b$

$Dy_{il,il} := 0$ $Dy_{n,n} := 3 \cdot b$ $Dy_{il,il+1} := 3 \cdot b$ $Dy_{il+1,il} := -3 \cdot b$

$D\phi_{il,il} := -4 \cdot c$ $D\phi_{n,n} := -2 \cdot c$ $D\phi_{il,il+1} := -c$ $D\phi_{il+1,il} := -c$

$Ny_{i,i} := 10$

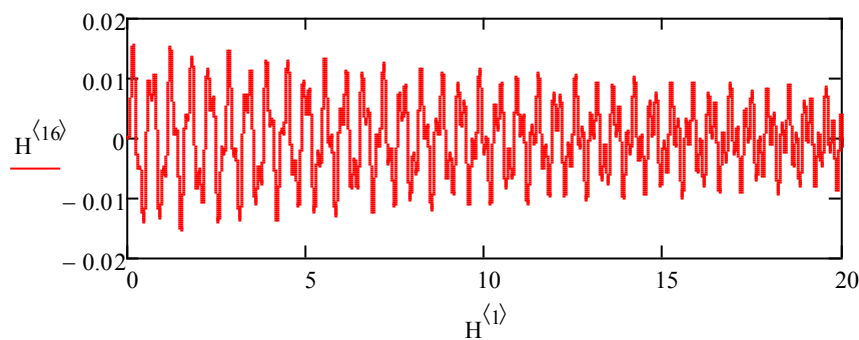
$D4(t, X) := -M^{-1} \cdot [Ny \cdot V(X) + Cy \cdot Y(X) - C\phi \cdot [D\phi^{-1} \cdot (Dy \cdot Y(X))] + Ry(X) - P(t)]$

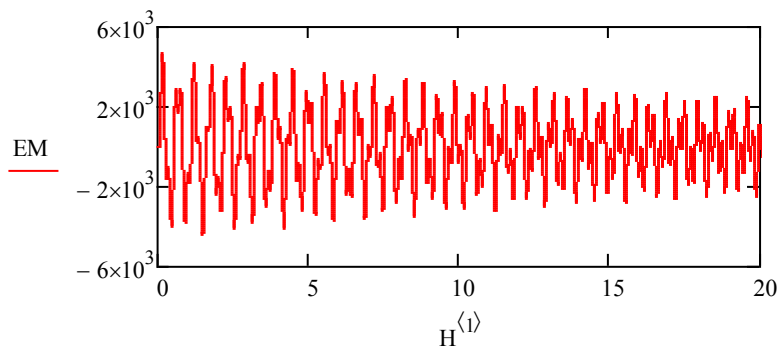
$Q1(t, X) := V(X)$ $D(t, X) := \text{stack}(Q1(t, X), D4(t, X))$

$\overset{v0}{\underset{v0}{H}} := \text{rkfixed}(X, 0, 30, 30000, D)$

$$EM := \frac{H^{\langle im+1 \rangle} - 2 \cdot H^{\langle im \rangle} + H^{\langle im-1 \rangle}}{l^2} \cdot E \cdot Iz$$

$$\sigma := \frac{EM}{Wz} \cdot 10^{-6}$$



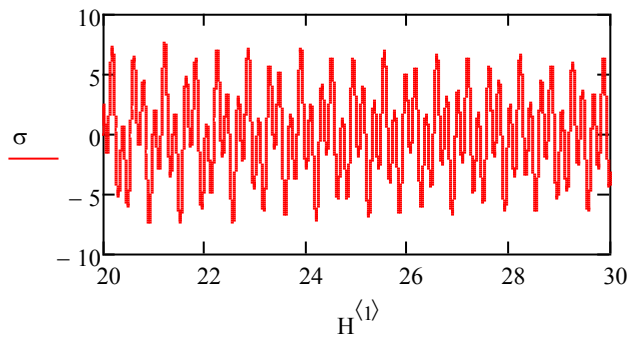


$$\max(\text{EM}) = 4.676 \times 10^3$$

$$\min(\text{EM}) = -4.371 \times 10^3$$

$$jj := 1..19999$$

$$\sigma_{jj} := 0$$



$$k\mu = 1$$

$$T_s = 0.509$$

$$\frac{T_s}{S} = 0.5$$

$$\frac{\omega}{2 \cdot \pi} = 4.847$$

$$\min(\sigma) = -7.388$$

$$\max(\sigma) = 7.721$$

Додаток Н

ПОРІВНЯЛЬНИЙ АНАЛІЗ ГЕОМЕТРИЧНИХ РОЗМІРІВ МЕХАНІЧНИХ
ПЕРЕДАЧ

Для визначення області застосування рядових циліндричної та двохступінчатої співвісної, планетарної, хвильової, черв'ячної, цівкової передач з точки зору забезпечення оптимальної компоновки привода, керуючись умовами однакової несучої здатності найнавантажениших зачеплень, проведено порівняльний аналіз їх геометричних розмірів. Для визначення області застосування цих передач було проаналізовано діапазони передаточних відношень, які можуть бути ними забезпечені:

- для планетарної передачі типу I $u = 3 \dots 10$;
- для хвильової передачі $u = 50 \dots 300$;
- для цівкової передачі $u = 7 \dots 65$;
- для черв'ячної передачі $u = 7 \dots 100$;
- для циліндричної одноступінчатої передачі $u = 3 \dots 10$;
- для двохступінчатої співвісної $u = 8 \dots 50$.

Тому, співставний аналіз геометричних розмірів цих передач проводився в наступних межах передаточних відношень: $u = 3 \dots 10$ – для планетарної типу I та циліндричної одноступінчатої передач; $u = 8 \dots 10$ – для планетарної типу I, циліндричної одноступінчатої, черв'ячної та цівкової передач; $u = 10 \dots 50$ – для цівкової, черв'ячної та двохступінчатої співвісної передач; $u = 50 \dots 65$ – для хвильової, цівкової та черв'ячної передач; $u = 50 \dots 100$ – для хвильової та черв'ячної передач.

Слід зазначити, що такі розрахунки є оціночними, оскільки не враховують конкретних вимог, що висуваються до параметрів приводів, експлуатаційних вимог та специфіки конструкції привода.

В результаті отримано аналітичні залежності, які визначають співвідношення геометричних розмірів відповідних передач за однакових параметрів.

Несуча здатність одноступінчатої циліндричної передачі залежить від ширини та діаметра шестерні. В планетарній передачі типу I найнавантаженишим є зачеплення сонячної шестерні а з сателітом g (рис. Н1).

Несуча здатність зачеплення $a - g$ залежить від ширини зачеплення і діаметра сонячної шестерні.

Габаритні розміри одноступінчастої циліндричної передачі визначаються за виразом

$$h = (u + 1)d_{ш}, \quad (\text{Н.1})$$

а планетарної – розмірами коронного колеса:

$$d_k = (u - 1)d_a, \quad (\text{Н.2})$$

де $d_{ш}$, d_a , d_k – відповідно діаметри шестерні, сонячної шестерні та коронного колеса; u – передаточне відношення, яке однакове для кожної з передач.

Несучу здатність закритих передач в більшості випадків визначає

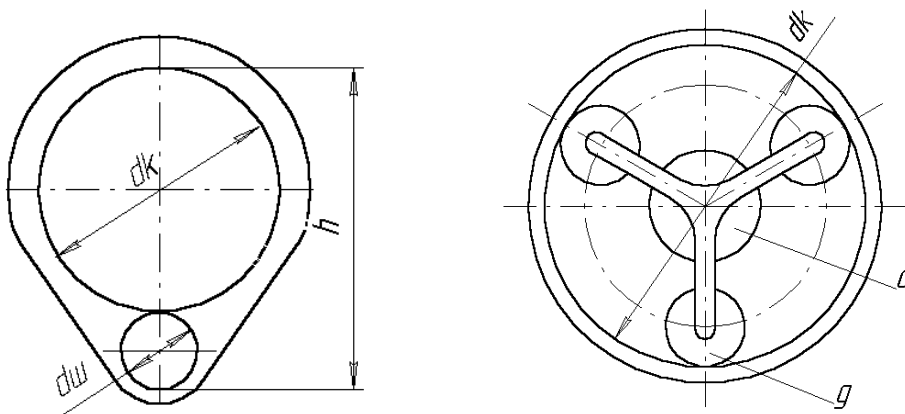


Рисунок Н1 – Схеми рядового та планетарного з передачею типу I редукторів

контактна міцність. Тому визначимо діаметр $d_{ш}$ і d_a шестерень з умов міцності за контактними напруженнями:

$$d_o = K_d \sqrt[3]{\frac{T_1 K_{H\beta} (u+1)}{\psi_{bd} [\sigma_H]_p^2}}; \quad (\text{H.3})$$

$$d_A = K_d \sqrt[3]{\frac{T_1 K_{H\beta} K_H (u_{12}+1)}{\psi_{bda} [\sigma_H]_n^2 n_c u_{12}}}. \quad (\text{H.4})$$

де K_d – допоміжний коефіцієнт, що залежить від типу коліс (приймаємо прямозубі) і матеріалу шестерні та колеса; T_1 – крутний момент на шестерні; $K_{H\beta}$ – коефіцієнт, що враховує нерівномірність розподілення навантаження по ширині вінця; ψ_{bd} – коефіцієнт ширини зубчастих коліс відносно діаметра; σ_{HP} , σ_{HP} – допустиме контактне напруження для шестерні та сонячної шестерні; n_c – число сателітів; u_{12} – передавальне відношення між сателітом і сонячною шестернею; K_H – коефіцієнт нерівномірності навантаження, що вводиться для розрахунку планетарних передач (для жорстко встановленої сонячної шестерні $K_H = 1,35 \dots 1,5$, для «плаваючого» – $K_H = 1,1 \dots 1,15$).

Проаналізуємо величини, які входять у вирази (H3) та (H4).

За однакових умов (тип коліс, матеріал шестерні і колеса) коефіцієнт K_d буде мати одне і те ж значення.

За умови рівності передаточного відношення u , потужності P , числа обертів $n_{вх}$ порівнюваних передач, маємо рівність крутних моментів T_1 .

Величина коефіцієнта $K_{H\beta}$ залежить від величини відносної ширини коліс ψ_{bd} і схеми розташування опор. Припускаючи, що $\psi_{bd1} = \psi_{bda} = 1$ і шестерні розташовані відносно опор однаково, можна стверджувати, що $K_{H\beta}$ в виразах, що розглядаємо, має одне і те ж значення. Контактні напруження визначаються з виразу

$$\sigma_i = (\sigma_{i\lim} z_R z_v K_L K_{XH}) / S_H, \quad (\text{H.5})$$

де σ_{Hlim} – границя контактної витривалості поверхні зубців за заданого числа циклів зміни напружень; z_R – коефіцієнт, що враховує шорсткість спряжених поверхонь зубців; z_V – коефіцієнт, що враховує колову швидкість, при 5 м/с приймають $z_V = 1$; K_L – коефіцієнт, що враховує вплив змащування ($K_L = 1$); K_{XH} – коефіцієнт, що враховує розмір зубчастого колеса, для $d_w \leq 700$ мм приймають $K_{XH} = 1$; S_H – коефіцієнт безпеки, що залежить від термообробки і приймає значення $S_H = 1,1$ або $S_H = 1,2$.

Границя контактної витривалості поверхні зубців, що відповідає еквівалентному числу циклів зміни напружень, визначається за формулою

$$\sigma_{i \text{ lim}} = \sigma_{\text{Hlimb}} \cdot K_{\text{HL}}, \quad (\text{H.6})$$

де σ_{Hlimb} – границя контактної витривалості поверхні зубців, відповідна базовій кількості циклів зміни напружень, значення якого залежать від способу термообробки, твердості поверхонь зубців і матеріалу; K_{HL} – коефіцієнт довговічності, що враховує вплив терміну дії і режиму навантаження передачі, визначається за формулою

$$\hat{E}_{\text{HL}} = (N_{\text{HO}}/N_{\text{HE}})^{1/6}. \quad (\text{H.7})$$

Еквівалентне число циклів зміни напружень за постійного навантаження визначається за формулою:

$$N_{\text{EP}} = N_{\text{EH}} = 60nt. \quad (\text{H.8})$$

Для планетарної передачі типу I, враховуючи додаткове навантаження зубців сонячної шестерні a і сателіта g , це число визначається за формулою

$$N_{En} = N_{EH} = n_c(n_a - n_h)60t, \quad (\text{H.9})$$

де n_a – число обертів сонячної шестерні; n_h – число обертів водила.

Враховуючи, що коронне колесо закріплене, то співвідношення числа обертів водила і числа обертів сонячної шестерні виразиться

$$n_h = n_a/u, \quad (\text{H.10})$$

звідки:

$$N_{En} = n_c n_a \left(\frac{u-1}{u} \right) 60t. \quad (\text{H.11})$$

Визначимо співвідношення еквівалентного числа циклів зміни напружень рядової передачі і планетарної, з урахуванням рівності чисел обертів:

$$N_{EP}/N_{EH} = u/(u-1)n_c, \quad (\text{H.12})$$

а також коефіцієнтів довговічності:

$$K_{HL}/K_{HP} = [n_c(u-1)/u]^{1/6}. \quad (\text{H.13})$$

Передаточне відношення u_{12} визначаємо за формулою:

$$u_{12} = (u-2)/2. \quad (\text{H.14})$$

Позначивши відношення габаритних розмірів порівнюваних передач через β , отримаємо після перетворень формулу:

$$\beta = h/d_k = \frac{u+1}{u-1} \sqrt[3]{\frac{(u+1)(u-2)n_c}{2K_H(u-1)\sqrt{u^2 n_c(u-1)}}}. \quad (\text{H.15})$$

З формули (H15) визначаємо параметр β для кожного із значень коефіцієнта нерівномірності навантаження K_H в залежності від передавального відношення u , і представимо отримані результати у вигляді таблиці Н1

Таблиця Н1 – Відношення габаритних розмірів циліндричної одноступінчатої і планетарної передач типу I

u	3	4	5	6	7	8	9	10	K_H
β	1,67	1,48	1,36	1,28	1,22	1,18	1,15	1,13	1,35
	1,61	1,43	1,31	1,23	1,18	1,14	1,11	1,09	1,5

Графік, який відображає зміну відношення β в залежності від передавального відношення і при $n_c = 3$ для коефіцієнтів нерівномірності $K_H = 1,5$ і $K_H = 1,35$, показано на рис. Н2.

З графіка видно, що геометричні розміри циліндричної одноступінчатої і планетарної типу I передач за однакової несучої здатності в області невеликих значень передаточного відношення відрізняються незначно.

На практиці, враховуючи той факт, що число циклів навантаження сонячного колеса планетарної передачі перевищує число циклів навантаження шестерень рядової передачі, матеріал його вибирають з підвищеними характеристиками міцності, і коефіцієнт β буде мати дещо більше значення. Проте, застосування матеріалів з вказаними властивостями підвищує вартість передачі.

Для спрощення співставного аналізу геометричних розмірів цівкової, черв'ячної, планетарної типу I та циліндричної одноступінчатої передач вважаємо, що габаритні розміри цівкової передачі визначаються діаметром її цівкового колеса

$$d_1 = d_{\sigma}, \quad (\text{H.16})$$

а черв'ячної – сумою діаметрів черв'яка і черв'ячного колеса

$$h = d_{\div} + d_{\div\hat{e}}, \quad (\text{H.17})$$

габаритні розміри одноступінчастої циліндричної передачі визначаються виразом

$$h = (u + 1)d_{\sigma}, \quad (\text{H.18})$$

а планетарної – розмірами коронного колеса:

$$d_k = (u - 1)d_a, \quad (\text{H.19})$$

де d_{σ} , d_{\div} , $d_{\div\hat{e}}$, $d_{\text{ш}}$, d_a , d_k , – відповідно діаметри цівкового колеса цівкової передачі, черв'яка, черв'ячного колеса, шестерні, сонячної шестерні та коронного колеса; u – передавальне відношення однакоє для кожної з передач.

За аналогією з викладеним вище визначимо діаметри d_{σ} , d_{\div} , $d_{\div\hat{e}}$, $d_{\text{ш}}$, d_a , d_k з умов міцності за контактними напруженнями:

$$d_1 = d_{\sigma} = \sqrt[3]{\frac{\dot{Q}_2 E (u + 1) \left(\frac{1}{\rho_1} + \frac{1}{\rho_2} \right) \cdot 0,418^2}{[\sigma]_H^2}}, \quad (\text{H.20})$$

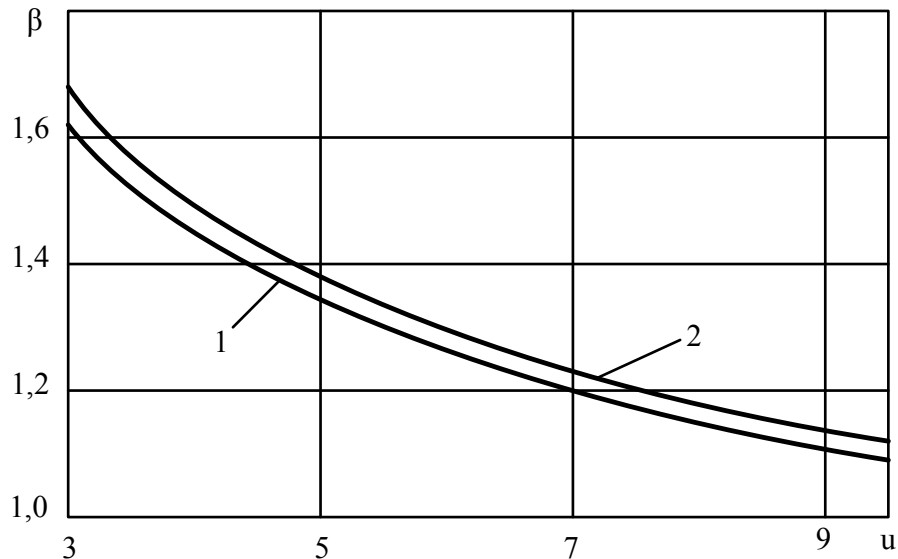


Рисунок Н2 – Відношення габаритних розмірів одноступінчатої рядової і планетарної типу 1 передач однакової несучої здатності в залежності від передаточного числа: 1 – при коефіцієнті нерівномірності навантаження $K_{H1} = 1,5$; 2 – при $K_{H1} = 1,35$

$$d_{\times} + d_{\times\hat{E}} = 2\hat{E}\hat{\alpha}(z_2/q + 1)\sqrt[3]{T_2 K_{H\beta} q^2 / (z_2^2 [\sigma]_H^2)}, \quad (\text{H.21})$$

$$d_{\sigma} = K_d \sqrt{\frac{T_1 K_{H\beta} (u + 1)}{\psi_{bd} [\sigma_H]_P^2}}, \quad (\text{H.22})$$

$$d_A = K_d \sqrt[3]{\frac{T_1 K_{H\beta} K_H (u_{12} + 1)}{\psi_{bda} [\sigma_H]_n^2 n_c u_{12}}}. \quad (\text{H.23})$$

де T_2 – крутний момент на веденому валу, Н*м; ψ_{bd} – коефіцієнт ширини зубчастого вінця ($\psi_{bd} = 0,1 \dots 0,2$); K_a – допоміжний коефіцієнт ($K_a = 310 \text{ МПа}^{1/3}$); z_2 – число заходів черв'яка; q – коефіцієнт діаметра черв'яка; $K_{H\beta}$ – коефіцієнт, що враховує нерівномірність розподілення навантаження по ширині вінця; $[\sigma]_H$ – допустиме напруження, МПа; K_d – коефіцієнт діаметра ($K_d = 675$); u – передавальне відношення; E – модуль пружності ($E = 2 \cdot 10^5$

МПа), ρ_1 – радіус кривизни зовнішнього колеса цівкової передачі ($\rho_1 = 2,5 \cdot 10^{-3}$ м), ρ_2 – радіус кривизни внутрішнього колеса цівкової передачі ($\rho_2 = 4,5 \cdot 10^{-3}$ м); n_c – число сателітів; u_{12} – передавальне відношення між сателітом і сонячною шестернею; K_n – коефіцієнт нерівномірності навантаження, що вводиться для розрахунку планетарних передач (для жорстко встановленої сонячної шестерні $K_n = 1,35 \dots 1,5$, для “плаваючого” – $K_n = 1,1 \dots 1,15$).

Проаналізуємо величини, що входять до (Н20) – (Н23). Виходячи з рівності передавального числа u , потужності P , числа обертів вихідного вала порівнюваних передач, маємо рівність крутних моментів T_2 .

Коефіцієнт $K_{нр}$, що враховує розподіл навантаження по ширині вінця колеса знаходимо, виходячи із залежності

$$\hat{E}_{i\beta} = 1 + (z_2 / \theta)^3 (1 - x) = 1 + (2/86)^3 (1 - 0,5) = 1,1, \quad (\text{Н.24})$$

де z_2 – число заходів черв'яка ($z_2 = 2$); θ - коефіцієнт деформації черв'яка ($\theta = 86$, при $z_2 = 2$ та $q = 10$); x – коефіцієнт, що враховує вплив режиму роботи передачі на пропрацювання зубців ($x = 0,5$).

Передавальне відношення черв'ячної передачі визначається за формулою

$$u = \frac{d_2}{d \cdot \operatorname{tg} \gamma} = \frac{z_2}{q \cdot \operatorname{tg} \gamma}, \quad (\text{Н.25})$$

Звідки

$$\frac{q}{z_2} = \frac{l}{u \cdot \operatorname{tg} \gamma}, \quad (\text{Н.26})$$

де γ – кут підйому витків черв'яка (усереднене значення $\gamma = 10^\circ$); u – передавальне відношення.

За однакових умов (тип коліс, матеріал шестерні і колеса) коефіцієнт K_d буде мати одне і те ж значення.

Величина коефіцієнта $K_{H\beta}$ залежить від величини відносної ширини коліс ψ_{bd} і схеми розташування опор. Припускаючи, що $\psi_{bd1} = \psi_{bda} = 1$ і шестерні розташовані відносно опор однаково, можна стверджувати, що $K_{H\beta}$ в виразах, що розглядаємо має одне і те ж значення. Контактні напруження визначаються з виразу:

$$\sigma_i = (\sigma_{i\lim} z_R z_v K_L K_{XH}) / S_H, \quad (\text{H.27})$$

де $\sigma_{H\lim}$ – границя контактної витривалості поверхні зубців при заданому числі циклів зміни напружень; z_R – коефіцієнт, що враховує шорсткість спряжених поверхонь зубців; z_v – коефіцієнт, що враховує колову швидкість, при 5 м/с приймають $z_v = 1$; K_L – коефіцієнт, що враховує вплив змащування ($K_L = 1$); K_{XH} – коефіцієнт, що враховує розмір зубчастого колеса, для $d_w \leq 700$ мм приймають $K_{XH} = 1$; S_H – коефіцієнт безпеки, що залежить від термообробки і приймає значення $S_H = 1,1$ або $S_H = 1,2$.

Границя контактної витривалості поверхні зубців, що відповідає еквівалентному числу циклів зміни напружень, визначається за формулою

$$\sigma_{i\lim} = \sigma_{H\lim b} \cdot K_{HL}, \quad (\text{H.28})$$

де $\sigma_{H\lim b}$ – границя контактної витривалості поверхні зубців, відповідна базовій кількості циклів зміни напружень, значення якого залежать від способу термообробки, твердості поверхонь зубців і матеріалу; K_{HL} – коефіцієнт довговічності, що враховує вплив терміну дії і режиму навантаження передачі, визначається за формулою:

$$\hat{E}_{HL} = (N_{HO}/N_{HE})^{1/6}. \quad (\text{H.29})$$

Еквівалентне число циклів зміни напружень за постійного навантаження визначається за формулою:

$$N_{EP} = N_{EH} = 60nt. \quad (\text{H.30})$$

Для планетарної передачі типу I, враховуючи додаткове навантаження зубців сонячної шестерні a і сателіта g , це число визначається за формулою:

$$N_{En} = N_{EH} = n_c(n_a - n_h)60t, \quad (\text{H.31})$$

де n_a – число обертів сонячної шестерні; n_h – число обертів водила.

Враховуючи, що коронне колесо закріплене, то співвідношення числа обертів водила і числа обертів сонячної шестерні виразиться

$$n_h = n_a/u, \quad (\text{H.32})$$

звідки:

$$N_{En} = n_c n_a \left(\frac{u-1}{u} \right) 60t \quad (\text{H.33})$$

Визначимо співвідношення еквівалентного числа циклів зміни напружень рядової передачі і планетарної, з урахуванням рівності чисел обертів:

$$N_{EP}/N_{EH} = u/(u-1)n_c, \quad (\text{H.34})$$

а також коефіцієнтів довговічності:

$$K_{HL}/K_{HP} = [n_c(u-1)/u]^{1/6}. \quad (\text{H.35})$$

Передаточне відношення u_{12} визначаємо за формулою:

$$u_{12} = (u-2)/2. \quad (\text{H.36})$$

Позначивши відношення габаритних розмірів порівнюваних передач через β , отримаємо після перетворень залежності:

- для циліндричної одноступінчастої та черв'ячної передач

$$\beta_1 = \frac{d_\sigma}{d_x} = \frac{K_d \sqrt[3]{\frac{T_1 K_{H\beta} (u+1)}{\psi_{bd} [\sigma]_p^2}}}{2K_a (z_2/q + 1) \sqrt[3]{T_1 K_{H\beta} q^2 / (z^2 [\sigma]_H^2)}}. \quad (\text{H.37})$$

Оскільки за результатами порівняння планетарної типу I та циліндричної одноступінчастої передач, видно, що геометричні розміри циліндричної одноступінчастої передачі більші геометричних розмірів планетарної типу I передачі, то далі доцільно порівнювати планетарну типу I передачу із цівковою, тому:

- для цівкової та планетарної типу I передач

$$\beta_2 = \frac{d_A}{d_{\ddot{o}}} = \frac{K_d \sqrt[3]{\frac{T_1 K_{H\beta} K_H (u_{12} + 1)}{\psi_{bda} [\sigma_H]_n^2 n_c u_{12}}}}{\sqrt[3]{\frac{\dot{O}_2 E (u + 1) \left(\frac{1}{\rho_1} + \frac{1}{\rho_2}\right) \cdot 0,418^2}{[\sigma]_H^2}}}}. \quad (\text{H.38})$$

Підставивши в залежності (H37) та (H38) значення відповідних коефіцієнтів та враховуючи вищенаведені залежності отримаємо:

- для циліндричної одноступінчастої та черв'ячної передач:

$$\beta_1 = \frac{d_{\sigma}}{d_x} = \frac{1,61}{(0,176u + 1)u} \sqrt[3]{\frac{(u + 1)[\sigma]_H^2}{[\sigma]_p^2}}, \quad (\text{H.39})$$

- для цівкової та планетарної типу I передач:

$$\beta_2 = \frac{d_A}{d_{\ddot{o}}} = 4,13 \sqrt[3]{\frac{[\sigma]_H^2}{u \cdot [\sigma]_p^2}}, \quad (\text{H.40})$$

Із залежностей (H39), (H40) визначаємо значення β_1 та β_2 для матеріалів вінця черв'ячного колеса – чавун (СЧ15), бронза олов'яниста (БрО10Н1Ф1), бронза безолов'яниста (БрА9Ж3Л), матеріалу коліс цівкової передачі – сталь ШХ15, в залежності від передавального відношення u , і представляємо отримані результати у вигляді таблиці (табл. Н2).

Таблиця Н2 – Відношення габаритних розмірів циліндричної одноступінчатої і черв'ячної

Матеріал вінця черв'ячного колеса	u	8	9	10
Чавун (СЧ15)	β_1	1,21	1,25	1,18
Бронза олов'яниста (БрО10Н1Ф1)		1,26	1,2	1,16
Бронза безолов'яниста (БрА9Ж3Л)		1,28	1,15	1,1

Графіки, що показують зміну відношення β_1 в залежності від передавального відношення для черв'ячної і циліндричної одноступінчатої передач, показані на рис. Н3.

З графіка видно, що геометричні розміри циліндричної одноступінчатої передачі при передаточному відношенні близькому 8 більші габаритних розмірів черв'ячної передачі майже на 27 % та при значеннях передаточного відношення близьких до 10 – на 16 %. Тому серед зазначених передач для отримання більших значень передаточного відношення перевагу надаємо черв'ячній передачі.

Графік, що відображає зміну відношення β_2 в залежності від передавального відношення і при $n_c = 3$ для коефіцієнтів нерівномірності $K_H = 1,5$ і $K_H = 1,35$, показано на рис. 4.

Із залежності (Н40) визначаємо значення β_2 для кожного із значень коефіцієнта нерівномірності навантаження K_H в залежності від передавального відношення u , і представимо отримані результати у вигляді таблиці (табл. Н3):

Таблиця НЗ – Відношення габаритних розмірів цівкової і планетарної типу I передач

u	8	9	10	K_H
	1,31	1,19	1,13	1,35
β_2	1,33	1,17	1,1	1,5

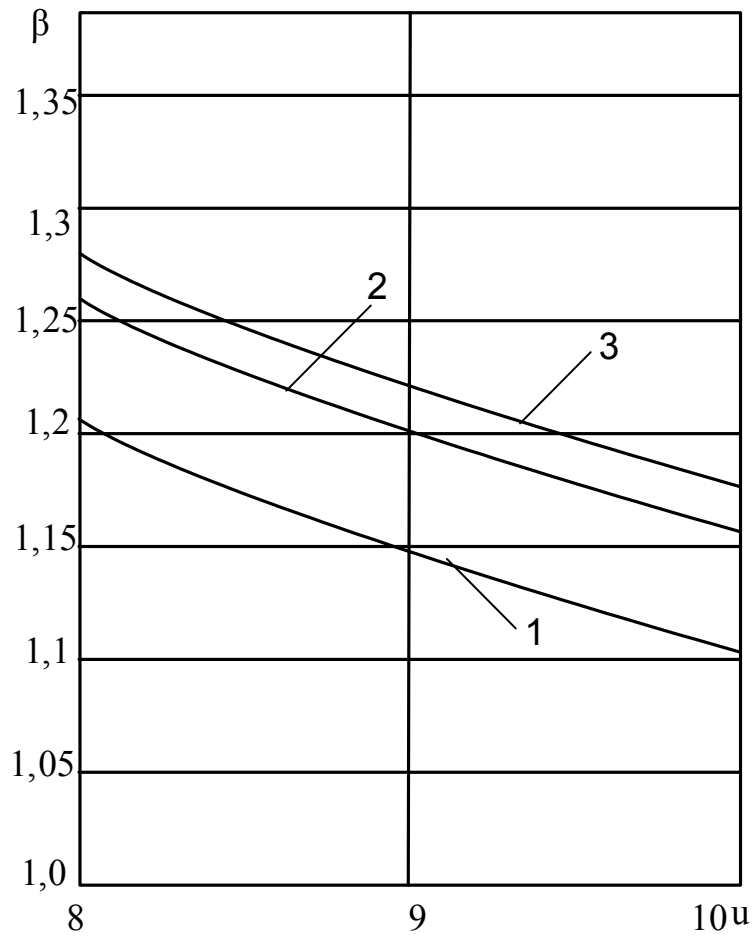


Рисунок НЗ – Відношення габаритних розмірів циліндричної одноступінчастої та черв'ячної передач (матеріал черв'яка: 1 – чавун; 2 – олов'яниста бронза; 3 – безолов'яниста бронза) однакової несучої здатності в залежності від передаточного відношення

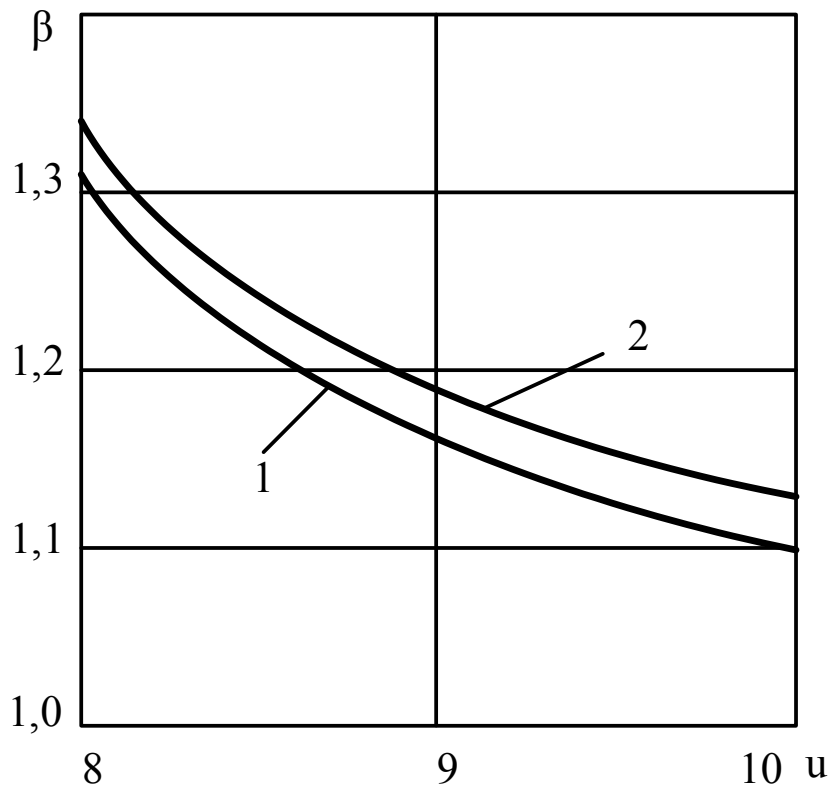


Рисунок Н4 – Відношення габаритних розмірів цівкової і планетарної типу I передач однакової несучої здатності в залежності від передаточного числа: 1 – при коефіцієнті нерівномірності навантаження $K_{H1}=1,5$;
2 – при $K_{H1} = 1,35$

З графіка видно, що геометричні розміри цівкової і планетарної типу I передач за однакової несучої здатності в області невеликих значень передаточного відношення відрізняються незначно.

Для спрощення співставного аналізу геометричних розмірів цівкової, черв'ячної і двохступінчатої співвісної передач вважаємо, що габаритні розміри цівкової передачі визначаються діаметром цівкового колеса цівкової передачі:

$$d_1 = d_{\sigma}, \quad (\text{H.41})$$

у черв'ячної – сумою діаметрів черв'яка і черв'ячного колеса:

$$h = d_{\dot{\times}} + d_{\dot{\times}\hat{e}}, \quad (\text{H.42})$$

двохступінчатої співвісної – сумою діаметрів коліс, що входять в зачеплення першого (або другого) ступеня передачі:

$$d = d_1 + d_2, \quad (\text{H.43})$$

де $d_{\dot{\times}}$, $d_{\dot{\times}\hat{e}}$, $d_{\text{цк}}$, d_1 , d_2 – відповідно діаметри цівкового колеса цівкової передачі, черв'яка, черв'ячного колеса, першого та другого коліс двохступінчатої співвісної передачі відповідно.

Несуча здатність закритих передач в більшості випадків визначається контактною міцністю. Тому визначимо діаметри $d_{\dot{\times}}$, $d_{\dot{\times}\hat{e}}$, $d_{\text{цк}}$, d_1 , d_2 з умов міцності за контактними напруженнями:

$$d_1 = d_{\dot{\times}} = \sqrt[3]{\frac{\hat{O}_2 E (u+1) \left(\frac{1}{\rho_1} + \frac{1}{\rho_2}\right) \cdot 0,418^2}{[\sigma]_H^2}}, \quad (\text{H.44})$$

$$d_{\dot{\times}} + d_{\dot{\times}\hat{e}} = 2\hat{E} \hat{a} (z_2/q + 1) \sqrt[3]{T_2 K_{\text{H}\beta} q^2 / (z_2^2 [\sigma]_H^2)}, \quad (\text{H.45})$$

$$d_1 + d_2 = 2\hat{E} \hat{a} \sqrt[3]{\frac{T_2}{\psi_{bd}} \frac{K_{\text{H}\beta}}{[\sigma]_H^2} \frac{u+1}{u}}, \quad (\text{H.46})$$

де T_2 – крутний момент на веденому валу, Н·м; ψ_{bd} – коефіцієнт ширини зубчастого вінця ($\psi_{bd} = 0,1 \dots 0,2$); K_a – допоміжний коефіцієнт ($K_a = 310 \text{ МПа}^{1/3}$); z_2 – число заходів черв'яка; q – коефіцієнт діаметра черв'яка; $K_{\text{H}\beta}$ – коефіцієнт, що враховує нерівномірність розподілення навантаження по

ширині вінця; $[\sigma]_H$ – допустиме напруження, МПа; K_d – коефіцієнт діаметра ($K_d = 675$); u – передавальне відношення; E – модуль пружності ($E = 2 \cdot 10^5$ МПа), ρ_1 – радіус кривизни зовнішнього колеса цівкової передачі ($\rho_1 = 2,5 \cdot 10^{-3}$ м), ρ_2 – радіус кривизни внутрішнього колеса цівкової передачі ($\rho_2 = 4,5 \cdot 10^{-3}$ м).

Проаналізуємо величини, що входять до (Н44) – (Н46). Виходячи з рівності передавального числа u , потужності P , числа обертів вихідного вала порівнюваних передач, маємо рівність крутних моментів T_2 .

Коефіцієнт $K_{H\beta}$, що враховує розподіл навантаження по ширині вінця колеса знаходимо, виходячи із залежності

$$\hat{E}_{i\beta} = 1 + (z_2/\theta)^3 (1-x) = 1 + (2/86)^3 (1-0,5) = 1,1, \quad (\text{Н.47})$$

де z_2 – число заходів черв'яка ($z_2 = 2$); θ – коефіцієнт деформації черв'яка ($\theta = 86$, при $z_2 = 2$ та $q = 10$); x – коефіцієнт, що враховує вплив режиму роботи передачі на пропрацьовування зубців ($x = 0,5$).

Передавальне відношення черв'ячної передачі визначається за формулою

$$u = \frac{d_2}{d \operatorname{tg} \gamma} = \frac{z_2}{q \cdot \operatorname{tg} \gamma}, \quad (\text{Н.48})$$

звідки

$$\frac{q}{z_2} = \frac{1}{u \cdot \operatorname{tg} \gamma} = 5,68u, \quad (\text{Н.49})$$

де γ – кут підйому витків черв'яка (усереднене значення $\gamma = 10^\circ$); u – передавальне відношення.

Позначивши відношення габаритних розмірів відповідних передач, що порівнюються через β , отримаємо залежність:

- для черв'ячної та двохступінчатої співвісної:

$$\beta_1 = \frac{h}{d} = \frac{d_{\dot{z}} + d_{\dot{z}\dot{e}}}{d_1 + d_2} = \frac{2K_a(z_2/q + 1) \sqrt[3]{T_2 K_{H\beta} q^2 / (z_2^2 [\sigma]_{H\dot{z}})}}{2\hat{E}_d \sqrt[3]{T_2 K_{H\beta} (u+1) / (\psi_{bd} [\sigma]_H^2 u)}}, \quad (\text{H.50})$$

- для двохступінчатої співвісної та цівкової передач:

$$\beta_2 = \frac{d}{d_1} = \frac{d_1 + d_2}{d_{\delta}} = \frac{2\hat{E}_d \sqrt[3]{T_2 K_{H\beta} (u+1) / (\psi_{bd} [\sigma]_H^2 u)}}{\sqrt[3]{T_2 E (u+1) \left(\frac{1}{\rho_1} + \frac{1}{\rho_2}\right) 0,418^2 / [\sigma]_H}}}. \quad (\text{H.51})$$

Підставивши в формулу (H50) значення відповідних коефіцієнтів враховуючи залежності (H47) і (H49) для черв'ячної та двохступінчатої співвісної, отримаємо:

$$\beta_1 = \frac{h}{d} = \frac{d_{\dot{z}} + d_{\dot{z}\dot{e}}}{d_1 + d_2} = \frac{0,176u + 1}{0,67 \sqrt[3]{(u+1) [\sigma]_H^2 / (u^2 [\sigma]_{H\dot{z}}^2)}}} \quad (\text{H.52})$$

- для двохступінчатої співвісної та цівкової передач:

-

$$\beta_2 = \frac{d}{d_1} = \frac{d_1 + d_2}{d_{\delta}} = 4,8 \sqrt[3]{\frac{[\sigma]_H^2}{u}}}. \quad (\text{H.53})$$

За формулою (H52) визначаємо значення β_1 , для матеріалів вінця черв'ячного колеса – чавун (СЧ15), бронза олов'яниста (БрО10Н1Ф1), бронза

безолов'яниста (БрА9Ж3Л) та матеріалу коліс двохступінчатої співвісної передачі – сталь 40Х, в залежності від передавального відношення u , і подамо отримані результати у вигляді таблиці (табл. Н4).

Таблиця 4 – Співвідношення габаритних розмірів двохступінчатої співвісної та черв'ячної передач

Матеріал вінця черв'ячного колеса	u	10	20	30	40	50
Чавун (СЧ15)	β_1	1,21	1,165	1,135	1,13	1,1
Бронза олов'яниста (БрО10Н1Ф1)		1,26	1,24	1,2	1,18	1,16
Бронза безолов'яниста (БрА9Ж3Л)		1,28	1,24	1,23	1,19	1,18

За формулою (Н53) визначаємо значення β_2 для матеріалу коліс двохступінчатої співвісної передачі – сталь 40Х та матеріалу цівкового колеса цівкової передачі – ШХ15, в залежності від передавального відношення u , і подамо отримані результати у вигляді таблиці (табл. Н5).

Графіки, що показують зміну відношення β_1 та β_2 в залежності від передавального відношення для черв'ячної і двохступінчатої співвісної та двохступінчатої співвісної і цівкової передач, показано на рис. Н5.

Таблиця Н5 – Співвідношення габаритних розмірів двохступінчатої співвісної та цівкової передач

u	10	20	30	40	50
β_2	1,15	1,11	1,09	1,07	1,025

З графіка видно, що геометричні розміри двохступінчатої співвісної передачі при передаточному відношенні близькому 10 майже на 25 % менші габаритних розмірів черв'ячної передачі та на 15 % більші цівкової за однакової несучої здатності, та при значеннях передаточного відношення близьких 50 – менші габаритних розмірів черв'ячної передачі майже на 10 %

та на 2,5 % більші цівкової, тому серед розглянутих передач для отримання великих значень передаточного відношення перевагу надаємо двохступінчатій співвісній або цівковій передачам.

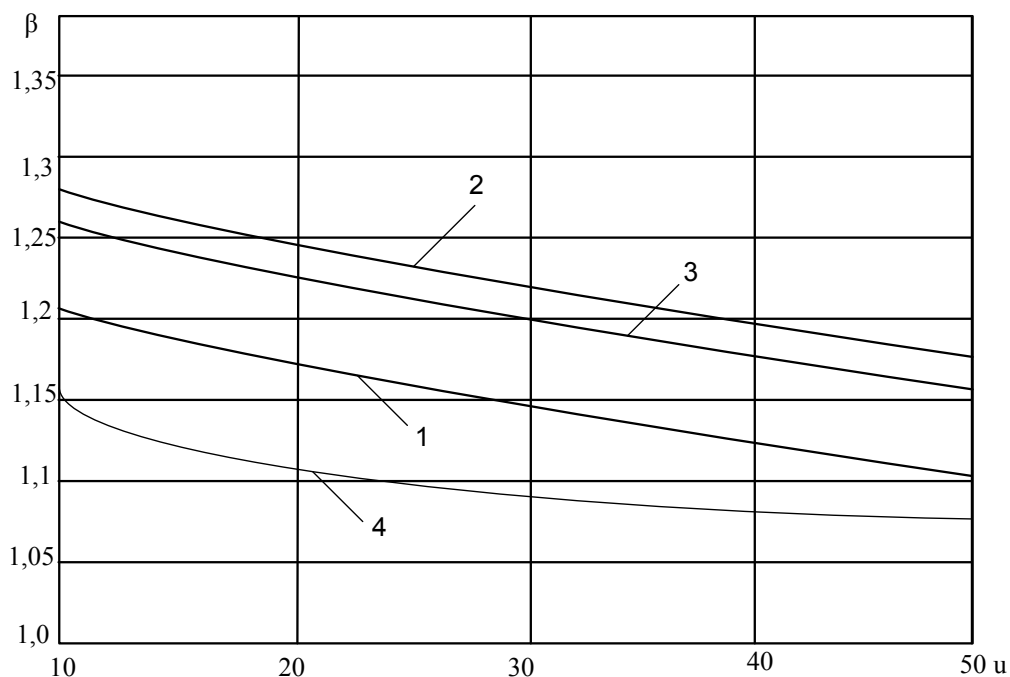


Рисунок Н5 – Відношення габаритних розмірів двохступінчастої співвісної та черв'ячної передач (матеріалі черв'яка: 1 – чавун; 2 – олов'яниста бронза; 3 – безолов'яниста бронза) та двохступінчастої співвісної і цівкової передач (крива – 4) однакової несучої здатності в залежності від передаточного відношення

Для спрощення співставного аналізу геометричних розмірів черв'ячної і хвильової та цівкової передач вважаємо, що у хвильовій передачі габаритні розміри визначаються діаметром жорсткого колеса:

$$d = d_{\alpha}, \quad (\text{Н.54})$$

черв'ячної – сумою діаметрів черв'яка і черв'ячного колеса:

$$h = d_{\div} + d_{\div\hat{e}}, \quad (\text{H.55})$$

цівкової – діаметром цівкового колеса цівкової передачі:

$$d_1 = d_{\hat{o}}, \quad (\text{H.56})$$

де $d_{\text{ж}}$, $d_{\text{ч}}$, $d_{\text{чк}}$, $d_{\text{ц}}$ – відповідно діаметри жорсткого колеса хвильової передачі, черв'яка, черв'ячного колеса, цівкового колеса цівкової передачі.

Несуча здатність закритих передач в більшості випадків визначається контактною міцністю. Тому визначимо діаметри $d_{\text{ж}}$, $d_{\text{ч}}$, $d_{\text{чк}}$, $d_{\text{ц}}$ за умов міцності за контактними напруженнями:

$$d_{\text{ж}} = \sqrt[3]{10^4 T_2 / (\psi_{bd} [\sigma]_{\text{ц}})}; \quad (\text{H.57})$$

$$d_{\text{ч}} + d_{\text{чк}} = 2E \hat{\alpha} (z_2/q + 1) \sqrt[3]{T_2 K_{\text{нв}} q^2 / (z_2^2 [\sigma]_{\text{н}}^2)}; \quad (\text{H.58})$$

$$d_1 = d_{\hat{o}} = \sqrt[3]{\frac{0,418^2 E (u+1) \left(\frac{1}{\rho_1} + \frac{1}{\rho_2} \right)}{[\sigma]_{\text{н}}^2}}, \quad (\text{H.59})$$

де T_2 – крутний момент на веденому валу, Н·м; ψ_{bd} – коефіцієнт ширини зубчастого вінця ($\psi_{bd} = 0,1 \dots 0,2$); $[\sigma]_{\text{цм}}$ – допустимі напруження змінання, МПа; K_{α} – допоміжний коефіцієнт ($K_{\alpha} = 310 \text{ МПа}^{1/3}$); z_2 – число заходів черв'яка; q – коефіцієнт діаметра черв'яка; $K_{\text{нв}}$ – коефіцієнт, що враховує нерівномірність розподілення навантаження по ширині вінця; $[\sigma]_{\text{н}}$ – допустиме напруження, МПа; E – модуль пружності ($E = 2 \cdot 10^5 \text{ МПа}$), ρ_1 –

радіус кривизни зовнішнього колеса цівкової передачі ($\rho_1 = 2,5 \cdot 10^{-3}$ м); ρ_2 – радіус кривизни внутрішнього колеса цівкової передачі ($\rho_2 = 4,5 \cdot 10^{-3}$ м).

Проаналізуємо величини, що входять до (Н57), (Н58) та (Н59). Виходячи з рівності передавального числа u , потужності P , числа обертів вихідного вала порівнюваних передач, маємо рівність крутних моментів T_2 .

Коефіцієнт $K_{\text{нр}}$, що враховує розподіл навантаження по ширині вінця черв'ячного колеса знаходимо, виходячи із залежності

$$\hat{E}_{i\beta} = 1 + (z_2/\theta)^3 (1-x) = 1 + (2/86)^3 (1-0,5) = 1,1, \quad (\text{Н.60})$$

де z_2 – число заходів черв'яка ($z_2 = 2$); θ – коефіцієнт деформації черв'яка ($\theta = 86$, при $z_2 = 2$ та $q = 10$); x – коефіцієнт, що враховує вплив режиму роботи передачі на пропрацювання зубців ($x = 0,5$).

Передавальне відношення черв'ячної передачі визначається за формулою

$$u = \frac{d_2}{d \operatorname{tg} \gamma} = \frac{z_2}{q \operatorname{tg} \gamma}, \quad (\text{Н.61})$$

звідки

$$\frac{q}{z_2} = \frac{1}{u \cdot \operatorname{tg} \gamma} = 5,68u \quad (\text{Н.62})$$

де γ – кут підйому витків черв'яка (усереднене значення $\gamma = 10^\circ$); u – передавальне відношення.

Позначивши відношення габаритних розмірів порівнюваних передач через β , отримаємо залежності:

- для черв'ячної та хвильової передач

$$\beta_1 = \frac{h}{d} = \frac{d_{\times} + d_{\times\hat{E}}}{d_{\mathcal{A}}} = \frac{2\hat{E}\hat{\alpha}(z_2/q+1)\sqrt[3]{T_2 K_{H\beta} q^2 / (z_2^2 [\sigma]_{H\hat{\tau}}^2)}}{\sqrt[3]{10^4 T_2 / (\psi_{bd} [\sigma]_{\hat{d}})}}; \quad (\text{H.63})$$

для черв'ячної та цівкової передач

$$\beta_2 = \frac{h}{d_1} = \frac{d_{\times} + d_{\times\hat{E}}}{d_{\hat{o}}} = \frac{2\hat{E}\hat{\alpha}(z_2/q+1)\sqrt[3]{T_2 K_{H\beta} q^2 / (z_2^2 [\sigma]_{H\hat{\tau}}^2)}}{\sqrt[3]{T_2 E(u+1) \left(\frac{1}{\rho_1} + \frac{1}{\rho_2}\right) \cdot 0,418^2 / [\sigma]_H}}. \quad (\text{H.64})$$

Підставивши в залежності (H63) та (H64) значення відповідних коефіцієнтів та враховуючи залежності (H60) і (H62) отримаємо:

- для черв'ячної та хвильової передач

$$\beta_1 = \frac{h}{d} = \frac{d_{\times} + d_{\times\hat{E}}}{d_{\mathcal{A}}} = 43,9(0,176u+1)\sqrt[3]{\frac{u[\sigma]_{\hat{d}}}{[\sigma]_H^2}}, \quad (\text{H.65})$$

для черв'ячної та цівкової передач

$$\beta_2 = \frac{h}{d_1} = \frac{d_{\times} + d_{\times\hat{E}}}{d_{\hat{o}}} = 7,3(0,176u+1)\sqrt[3]{\frac{u[\sigma]_H^2}{(u+1)[\sigma]_{H\hat{\tau}}^2}}. \quad (\text{H.66})$$

За формулами (H65) та (H66) визначаємо значення β_1 та β_2 для матеріалів вінця черв'ячного колеса – чавун (СЧ15), бронза олов'яниста (БрО10Н1Ф1), бронза безолов'яниста (БрА9Ж3Л) та матеріалу жорсткого колеса хвильової передачі – сталь 40Х, та матеріалу цівкового колеса цівкової передачі – ШХ15, в залежності від передавального відношення u , і подаємо отримані результати у вигляді таблиці (табл. Н6).

Графіки, що показують зміну відношення β в залежності від передавального відношення для черв'ячної і хвильової та хвильової і цівкової передач показано на рис. Н6.

З графіка видно, що геометричні розміри черв'ячної передачі за передаточного відношення близького до 50 майже на 60 % перевищують габаритні розміри хвильової передачі за однакової несучої здатності, та майже у два рази перевищують габаритні розміри цівкової передачі. Тому серед наведених передач для отримання великих значень передаточного відношення перевагу надаємо хвильовій або цівковій передачам.

Таблиця Н6 – Співвідношення габаритних розмірів двохступінчатої співвісної та черв'ячної передач

Матеріал вінця черв'ячного колеса	u	50	53	56	59	52	65
Чавун (СЧ15)	β_1	1,7	1,43	1,32	1,29	1,26	1,2
		2,1 2	1,79	1,65	1,6	1,57	1,5
Бронза олов'яниста (БрО10Н1Ф1)	β_2	1,67	1,4	1,34	1,27	1,24	1,17
		2,01	1,75	1,68	1,58	1,55	1,46
Бронза безолов'яниста (БрА9ЖЗЛ)		1,63	1,37	1,31	1,24	1,21	1,15
		2,0	1,71	1,64	1,55	1,51	1,78

Для спрощення співставного аналізу геометричних розмірів хвильової та черв'ячної передач розрахунків вважаємо, що у хвильовій передачі габаритні розміри визначаються діаметром жорсткого колеса:

$$d = d_{\alpha} , \quad (\text{Н.67})$$

черв'ячної – сумою діаметрів черв'яка і черв'ячного колеса:

$$h = d_{\pm} + d_{\pm\hat{e}}, \quad (\text{H.68})$$

де $d_{\text{ж}}$, $d_{\text{ч}}$, $d_{\text{чк}}$, – відповідно діаметри жорсткого колеса хвильової передачі, черв'яка, черв'ячного колеса.

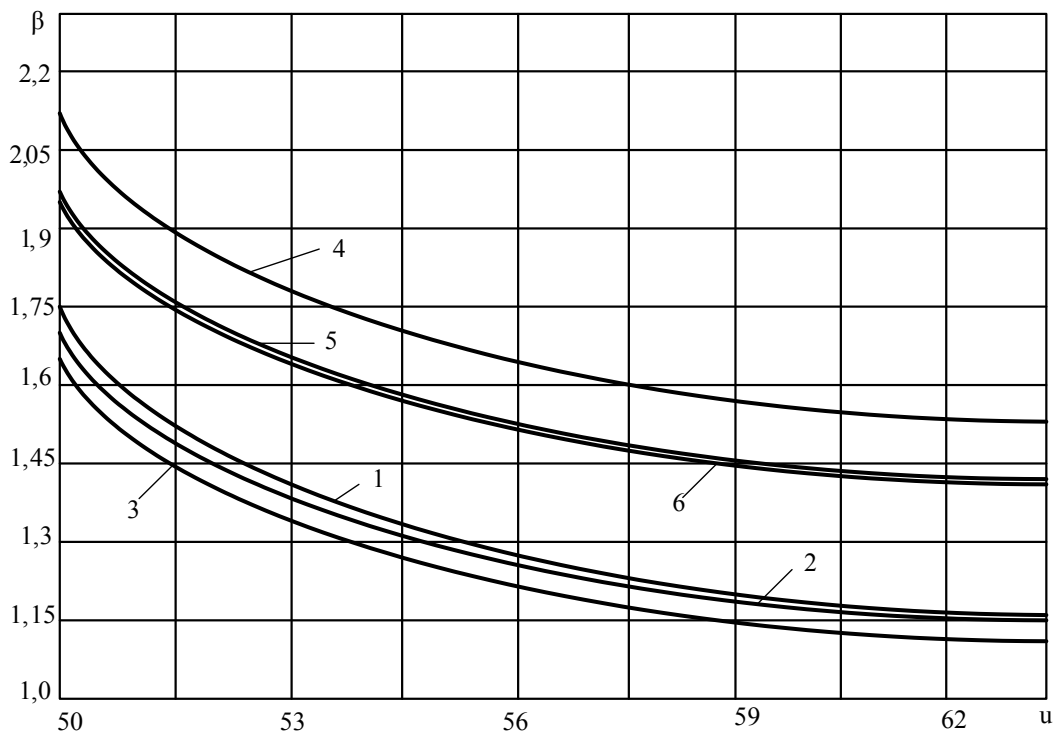


Рисунок Н6 – Відношення габаритних розмірів хвильової і черв'ячної передач (матеріал черв'яка: 1 – чавун; 2 – олов'яниста бронза; 3 – безолов'яниста бронза) та цівкової і черв'ячної передач (матеріали черв'яка: 4 – чавун; 5 – олов'яниста бронза; 6 – безолов'яниста бронза) за умов однакової несучої здатності в залежності від передаточного відношення

Несуча здатність закритих передач в більшості випадків визначається контактною міцністю. Тому визначимо діаметри $d_{\text{ж}}$, $d_{\text{ч}}$, $d_{\text{чк}}$, $d_{\text{ц}}$ з умов міцності за контактними напруженнями:

$$d_{\mathcal{E}} = \sqrt[3]{10^4 T_2 / (\psi_{bd} [\sigma]_{\mathcal{E}})}, \quad (\text{H.69})$$

$$d_{\times} + d_{\times \hat{\mathcal{E}}} = 2 \hat{\mathcal{E}} (z_2/q + 1) \sqrt[3]{T_2 K_{H\beta} q^2 / (z_2^2 [\sigma]_H^2)}, \quad (\text{H.70})$$

де T_2 – крутний момент на веденому валу, Н·м; ψ_{bd} – коефіцієнт ширини зубчастого вінця ($\psi_{bd} = 0,1 \dots 0,2$); $[\sigma]_{\text{зм}}$ – допустимі напруження змінання, МПа; K_a – допоміжний коефіцієнт ($K_a = 310 \text{ МПа}^{1/3}$); z_2 – число заходів черв'яка; q – коефіцієнт діаметра черв'яка; $K_{H\beta}$ – коефіцієнт, що враховує нерівномірність розподілення навантаження по ширині вінця; $[\sigma]_H$ – допустиме напруження, МПа.

Проаналізуємо величини, що входять до (H69) та (H70). Виходячи з рівності передавального числа u , потужності P , числа обертів вихідного вала порівнюваних передач, маємо рівність крутних моментів T_2 .

Коефіцієнт $K_{H\beta}$, що враховує розподіл навантаження по ширині вінця черв'ячного колеса знаходимо, виходячи із залежності

$$\hat{\mathcal{E}}_{i\beta} = 1 + (z_2/\theta)^3 (1-x) = 1 + (2/86)^3 (1-0,5) = 1,1, \quad (\text{H.71})$$

де z_2 – число заходів черв'яка ($z_2=2$); θ – коефіцієнт деформації черв'яка ($\theta = 86$, при $z_2 = 2$ та $q = 10$); x – коефіцієнт, що враховує вплив режиму роботи передачі на пропрацьовування зубців ($x = 0,5$).

Передавальне відношення черв'ячної передачі визначається за формулою

$$u = \frac{d_2}{d \cdot \text{tg}\gamma} = \frac{z_2}{q \cdot \text{tg}\gamma}, \quad (\text{H.72})$$

звідки

$$\frac{q}{z_2} = \frac{l}{u \cdot \operatorname{tg} \gamma} = 5,68u, \quad (\text{H.73})$$

де γ - кут підйому витків черв'яка (усереднене значення $\gamma = 10^\circ$); u – передавальне відношення.

Позначивши відношення габаритних розмірів порівнюваних передач через β , отримаємо залежності:

$$\beta = \frac{h}{d} = \frac{d_{\times} + d_{\times \hat{E}}}{d_{\mathcal{A}}} = \frac{2\hat{E}\hat{\alpha}(z_2/q + 1) \sqrt[3]{T_2 K_{H\beta} q^2 / (z_2^2 [\sigma]_{H\hat{\nu}}^2)}}{\sqrt[3]{10^4 T_2 / (\psi_{bd} [\sigma]_{\hat{Q}})}}, \quad (\text{H.74})$$

Підставивши в залежності (H69) та (H70) значення відповідних коефіцієнтів та враховуючи залежності (H71) і (H73) отримаємо:

$$\beta_1 = \frac{h}{d} = \frac{d_{\times} + d_{\times \hat{E}}}{d_{\mathcal{A}}} = 43,9(0,176u + 1) \sqrt[3]{\frac{u [\sigma]_{\hat{Q}}}{[\sigma]_H^2}}, \quad (\text{H.75})$$

За формулою (H75) визначасмо значення β_1 для матеріалів вінця черв'ячного колеса – чавун (СЧ15), бронза олов'яниста (БрО10Н1Ф1), бронза безолов'яниста (БрА9Ж3Л), та матеріалу жорсткого колеса хвильової передачі – сталь 40Х в залежності від передавального відношення u , і подамо отримані результати у вигляді таблиці (табл. Н7).

Графіки, що показують зміну відношення β в залежності від передавального відношення для черв'ячної і хвильової та хвильової і цівкової передач, показано на рис. Н7.

Таблиця Н7 Співвідношення габаритних розмірів двохступінчастої співвісної та черв'ячної передач

Матеріал вінця черв'ячного колеса	u	65	75	85	95	100
Чавун (СЧ15)	β	1,2	1,08	1,04	1,025	1,023
Бронза олов'яниста (БрО10Н1Ф1)		1,17	1,075	1,035	1,02	1,02
Бронза безолов'яниста (БрА9ЖЗЛ)	β	1,15	1,07	1,03	1,015	1,01

З графіка видно, що геометричні розміри черв'ячної передачі за передаточного відношення близького 65 майже на 20 % перевищують габаритні розміри хвильової передачі, а за передаточних відношень близьких 100 габаритні розміри черв'ячної та хвильової передач за однакової несучої здатності майже однакові. Тому серед зазначених передач для отримання великих значень передаточного відношення перевагу надаємо хвильовій передачі.

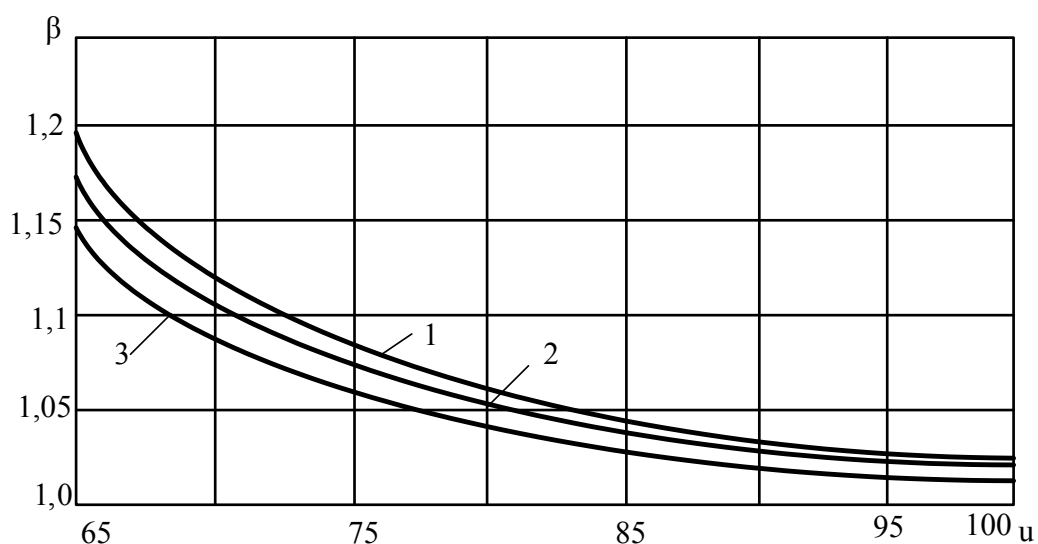


Рисунок Н7 – Відношення габаритних розмірів хвильової і черв'ячної передач (матеріалі черв'яка 1 – чавун; 2 – олов'яниста бронза; 3 – безолов'яниста бронза) за умов однакової несучої здатності в залежності від передаточного відношення