


МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ
НАЦІОНАЛЬНИЙ УНІВЕРСИТЕТ “ЛЬВІВСЬКА ПОЛІТЕХНІКА”

ПОЛЩУК ЛЕОНІД КЛАВДІЙОВИЧ



УДК 534-16:62.236

**ДИНАМІКА ПРИВІДНИХ СИСТЕМ І СТІЛОВИХ КОНСТРУКЦІЙ
СТРІЧКОВИХ КОНВЕЄРІВ МОБІЛЬНИХ МАШИН**

05.02.09 – динаміка та міцність машин

Автореферат

дисертації на здобуття наукового ступеня

доктора технічних наук

Львів – 2017

Дисертацією є рукопис

Робота виконана у Вінницькому національному технічному університеті Міністерства освіти і науки України.

Науковий консультант: доктор технічних наук, професор
Харченко Євген Валентинович,
Національний університет «Львівська політехніка»,
завідувач кафедри опору матеріалів
та будівельної механіки.

Офіційні опоненти: доктор технічних наук, професор
Зіньковський Анатолій Павлович,
Інститут проблем міцності ім. Г. С. Писаренка
НАН України (м. Київ),
заступник директора з наукової роботи,
завідувач відділу коливань та вібраційної надійності,

доктор технічних наук, професор
Никифорчин Григорій Миколайович,
Фізико-механічний інститут ім. Г. В. Карпенка
НАН України (м. Львів),
завідувач відділу діагностики корозійно-водневої деградації
матеріалів,

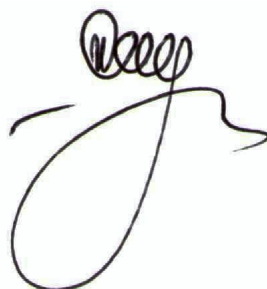
доктор технічних наук, професор
Філімоніхін Геннадій Борисович, Центральноукраїнський
національний технічний університет (м. Кропивницький),
професор кафедри деталей машин та прикладної механіки.

Захист відбудеться 21 червня 2017р. о 11⁰⁰ годині на засіданні спеціалізованої вченої ради Д 35.052.06 у Національному університеті «Львівська політехніка» (79013, Львів-13, вул. С. Бандери, 12, ауд. 226 головного корпусу).

З дисертацією можна ознайомитися у бібліотеці Національного університету «Львівська політехніка» (79013, Львів, вул. Професорська, 1) та на сайті Національного університету «Львівська політехніка» в розділі «Наука».

Автореферат розісланий 17 травня 2017 р.

Вчений секретар спеціалізованої
вченої ради, к. т. н., доцент.



Ю. П. Шоловій

ЗАГАЛЬНА ХАРАКТЕРИСТИКА РОБОТИ

Актуальність теми. 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, які 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 б 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 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 звантаженої стрічки з роликівими 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 пропонованих 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 багатопрогонних 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 корозивному 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 гідропривідної 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 приводних 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 приводних 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. Основні результати теоретичних досліджень одержані автором особисто. У працях, опублікованих у співавторстві, автору особисто належать такі результати: обґрунтування основних напрямків удосконалення вмонтованих приводів та засобів гідроавтоматики приводів технологічних машин із змінним навантаженням, аналіз результатів теоретичних та експериментальних досліджень [1]; розвиток методів фізичного та математичного моделювання вмонтованих гідроприводів з пристроями та системами керування [4, 5, 6, 10, 11, 12, 22, 26, 29, 31]; розробка математичної моделі динаміки приводу та синтез пускового пристрою гідроприводу стрічкового конвеєра [15, 19,]; розробка методів розрахунку перехідних процесів в машинах неперервного транспорту з урахуванням особливостей конструктивних параметрів приводу та транспортувальної частини [2, 13, 14, 16, 23]; обґрунтування концептуальних засад створення нових вмонтованих гідроприводів, з покращеними техніко-економічними показниками [3, 7, 8, 9, 17, 20, 27]; удосконалення методів розрахунку власних і

гармонічних вимушених коливань за рахунок узагальнення математичних моделей з суцільними і шарнірно-зчленованими конструкціями стріли [18, 21, 30]; обґрунтування впливу параметрів режиму навантаження та тривалої експлуатації в агресивному середовищі стріли буртоукладника на зміни механічних характеристик, тріщиноутворення та залишковий ресурс [24, 25, 28, 32].

Апробація результатів дисертації. Основні результати роботи доповідалися та обговорювалися на науково-технічних конференціях: «2-й, 7-й–10-й, 12-й Міжнародний симпозиум українських інженерів-механіків у Львові» (м. Львів, 1995р., 2005р., 2007р., 2009р., 2011р., 2015р.), «Современные проблемы машиностроения и технический прогресс» (м. Донецьк, 1996р.), «Прогресивні матеріали, технології та обладнання в машино- та приладобудуванні» (м. Тернопіль, 2000р.), «Современные материалы технологии, оборудование и инструмент в машиностроении» (м. Київ, 2000р.), «Гидроаеромеханика в инженерной практике» (м. Харків, 2001р.), «Застосування теорії пластичності в сучасних технологіях обробки тиском» (м. Вінниця, 2001р.), «Прогресивна техніка і технологія – 2001» (м. Севастополь, 2001р.) «XII, XIII, XIV международная научно - техническая конференция в г. Севастополь» (м. Севастополь, 2005р., 2006р., 2007р.), Міжнародна науково-технічна конференція «Вібрації в техніці та технологіях» (м. Полтава, 2005р, м. Вінниця 2009р., 2011р., м. Харків 2013р.), «1-а, 5-а Міжнародна конференція «Теорія та практика раціонального проектування, виготовлення та експлуатації машинобудівних конструкцій» (м. Львів, 2008р., 2016р.), «Промислова гідравліка і пневматика» (м. Чернігів, 2012р.), «Облік, контроль та аналіз на підприємствах АПК: стан та перспективи розвитку» (м. Вінниця, 2012р.), «Современные направления теоретических и прикладных исследований 2012 » (м. Одеса, 2012р.), «Современные проблемы и пути их решения в науке, транспорте, производстве и образовании» (м. Одеса, 2012р.), 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 за участю працівників науково-дослідних організацій та інженерно-технічних працівників підприємств м. Вінниці та області» (1995 – 2016р.р.). У повному обсязі дисертація доповідалась і отримала схвалення на розширеному науковому семінарі кафедри «Галузеве машинобудування» 14 грудня 2016р.

Публікації. За матеріалами дисертації опубліковано 59 наукових праць, зокрема: 1 монографія; 28 статей у наукових фахових виданнях України, 6 з яких у виданнях, що реферуються наукометричними базами; 3 статті 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 сторінки, у тому числі 311 сторінок основного тексту, 157 рисунків по тексту (64 рисунки на окремих сторінках), 27 таблиць по тексту (10 таблиць на окремих сторінках), списку використаних джерел з 454 найменувань, 12 додатків.

ОСНОВНИЙ ЗМІСТ РОБОТИ

У **вступі** подано детальну характеристику дисертаційної роботи, розкрито актуальність теми, сформульовано наукову проблему, мету, задачі досліджень, наукову новизну, висвітлено теоретичне та практичне значення отриманих результатів, наведено інформацію про апробацію отриманих в роботі результатів та про публікації за тематикою досліджень.

У **першому розділі** аналізується сучасний стан проблеми динаміки та міцності конвеєрів мобільних машин і здійснюється постановка задач досліджень.

Відзначено, що під час роботи ПТМ з конвеєром, улаштованим на стріловій конструкції, виникають механічні коливання, які викликають динамічні навантаження, що сприймаються її транспортувальною та несівною системами.

Дослідженням динаміки механізмів і машин, що експлуатуються в різних галузях виробництва, приділяється велика увага, так як наукові результати дозволяють сформувати теоретичну базу їх оптимального проектування. Вагомий внесок у розвиток теорії механічних коливань, яка є основою 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. Зіньковського, 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 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 та інших.

В дослідженнях нестационарних процесів машинних агрегатів важливе значення має визначення динамічних характеристик приводу та врахування взаємодії їх механічної частини з привідною системою.

Важливою задачею досліджень динамічних процесів в стрічкових конвеєрах є зниження динамічних навантажень в тяговому органі. Особливе місце у цих дослідженнях відводиться вивченню коливних явищ, зумовлених несталістю рушійних сил і сил корисного опору, нелінійністю пружних та інерційних характеристик ланок, неврівноваженістю обертальних елементів, похибками виготовлення і монтажу окремих деталей і вузлів.

Розв'язанню широкого кола теоретичних і прикладних задач динаміки конвеєрів присвячені праці А. В. Андреева, М. Я. Біліченка, В. С. Бондарева, 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, а також К. Вілера, Д. Іліча,

Л. Крамера, Я. М. Літбеттера, Лу та багатьох інших авторів і в працях асоціації виробників конвеєрного обладнання СЕМА (США).

Аналізом існуючих розрахункових моделей стрічкових конвеєрів відзначено доцільність використання в динамічних розрахунках для транспортерів невеликої довжини дискретних тримасових моделей (рухомі маси з'єднані між собою в'язко-пружним елементом Фойгта), а довгомірних – дискретно-континуальних моделей.

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. Крім того, 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. Для досліджень динамічних режимів роботи швидкохідних довгомірних конвеєрів такі припущення можуть призвести до значних похибок розрахунку. Це зумовлює необхідність розв'язання 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. У сучасних дослідженнях з динаміки конвеєрів це питання висвітлено недостатньо.

Підвищенню точності динамічних розрахунків перехідних процесів в механічних системах конвеєрів сприяє сумісний розгляд рівнянь руху вихідної ланки і нелінійних рівнянь динамічного стану приводу.

Вантажопотоки, що поступають на транспортувальний орган конвеєра, характеризуються відносною постійністю чи змінністю як за інтенсивністю, так і за періодом завантаження. Безупинна робота привідної системи можлива за умови використання засобів автоматики та резервування приводу за моментом. Засобами автоматики приводів також досягається реалізація раціональних режимів пуску. Це вимагає удосконалення конструкцій привідних систем конвеєрів.

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 статички 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, А. Ф. Дащенко, В. К. Дондошанського, О. Зенкевича, А. П. Зінковського, І. В. Кузьо, Б. Я. Лащенікова, В. В. Матвеєва, 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 та багатьох інших. Подальше вдосконалення методів математичного моделювання стрижневих систем з використанням засобів континуалізації має практичне значення і сприяє побудові раціональних

розрахункових алгоритмів, підвищенню ефективності досліджень напружено-деформованого стану і динамічних процесів.

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. 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, 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.

Для оцінювання міцності пошкоджених елементів конструкцій, що тривало експлуатуються в народному господарстві, а також визначення їх залишкового ресурсу з метою встановлення терміну безпечної та надійної роботи, широко використовуються вагомі результати наукових досліджень О. Є. Андрейківа, Г. Д. Деля, І. М. Дмитраха, Г. М. Никифорчина, В. А. Огороднікова, В. В. Панасюка, О. Н. Романіва, А. М. Сиротюка, В. Т. Троценка, О. Т. Цирульника, Г. П. Черепанова, П. В. Яснія, а також У. Брауна, Д. Броека, Г. Лейбовіца, К. Міллера, О. Наварра, Л. Тота 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. Тому, визначення змін механічних властивостей стрілових конструкцій мобільних машин, формулювання інженерних рекомендацій щодо прогнозування розвитку в них тріщиноподібних дефектів з врахуванням циклічно змінних деформацій, викликаних взаємодією стрічки з рухомим нерівномірно розподіленим вантажем із роликкооперами несівної конструкції, та їх залишкового ресурсу є важливим для подальшої їх безпечної експлуатації.

Другий розділ присвячений обґрунтуванню напряму дослідження та методів розв’язання задач динаміки привідних систем і стрілових конструкцій.

Аналізом схем стрічкових конвеєрів, що улаштовані на стрілових конструкціях ПТМ, діаграми розподілу тягового засилля в стрічці встановлено переваги розміщення приводу в кінці стріли у розвантажувальній частині транспортера.

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

Відзначимо, що серед вмонтованих приводів конвеєрів, які ще мають назву мотор-барабани, найбільшого поширення отримали електричні і гідравлічні приводи. Використання гідроприводу надає таким пристроям конструктивних

переваг, збільшення питомих показників, можливість плавного регулювання параметрів руху.

Дослідження динамічних процесів механічної системи стрічкового конвеєра виконують за допомогою побудови розрахункових моделей, ступінь еквівалентності яких реальній фізичній моделі залежить від поставлених задач. Проаналізовано використання моделей Фойгта, Максвелла, Кельвіна, які застосовують для опису аналітичних залежностей між напруженням і деформацією в стрічці конвеєра та їх більш ускладнених моделей. При виборі моделі стрічки у вигляді пружного стрижня важливим є вибір швидкості поширення хвилі деформації, від точності визначення якої суттєво залежить точність виконання динамічного розрахунку. З врахуванням розтягу стрічки і припускаючи, що вона набуває форми параболи, швидкість поширення пружної хвилі через зведений модуль пружності $E_{зв}$ рекомендують визначати за виразом

$$a = \sqrt{E_{зв} / \rho} = \sqrt{12F^3 g / [q_0^2 (l_p^1)^2 + (12F^3 / E_0)] q_B}, \quad (1)$$

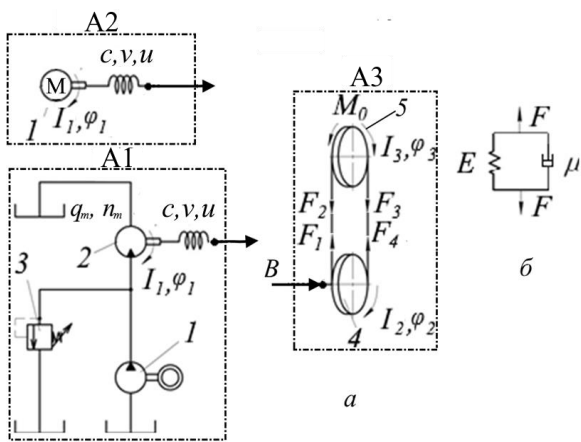


Рис.1. Розрахункова схема конвеєра (а) з гідравлічним А1 і електромеханічним А2 приводом та розрахункова схема стрічки (б)

інерції I_1) мають характерні об'єми q_n і q_m та частоти обертання n_n і n_m , відповідно. Гідролінії об'ємом V знаходяться під тиском p_1 робочої рідини (РР) з коефіцієнтом стисливості k . Пружна муфта і передавальний механізм приводу з передатним числом u представлено пружиною з крутильною жорсткістю c та в'язкістю v . Рухомі частини конвеєра подані двома дискретними масами 4 і 5. До першої зведені маси обертових частин привідного пристрою з моментом інерції I_2 , до другої – рухомі ланки транспортувальної частини конвеєра з моментом інерції I_3 . До хвостового барабана зведено момент опору M_0 корисних сил, що діють на конвеєр. Кути повороту вала гідромотора, дискретних мас 4 і 5 позначено через $\varphi_1, \varphi_2, \varphi_3$, відповідно. До дискретних мас 4 і 5 прикладено сили натягу стрічки F_1, F_2, F_3, F_4 . Стрічку конвеєра подано реологічною моделлю Фойгта з пружно-дисипативними зв'язками (рис. 1, б).

де F – сила натягу в стрічці; $q_0 = q_B + q_c$ – питома навантаження; тут q_B, q_c – погонне навантаження від вантажу та стрічки, відповідно; l_p^1 – відстань між ролюкоопорами; E_0 – динамічний модуль пружності стрічки.

Виконано обґрунтування розрахункової схеми механічної частини приводу.

Для порівняння динамічних властивостей гідравлічного та електромеханічного приводів стрічкового конвеєра використано розрахункову схему конвеєра (рис. 1, а). До вхідного вала B рухомої частини конвеєра А3 може під'єднуватися гідравлічний А1 чи електромеханічний А2 приводи. У гідроприводі А1 насос 1 та гідромотор 2 (з моментом інерції I_1) мають характерні об'єми q_n і q_m та частоти обертання n_n і n_m , відповідно. Гідролінії об'ємом V знаходяться під тиском p_1 робочої рідини (РР) з коефіцієнтом стисливості k . Пружна муфта і передавальний механізм приводу з передатним числом u представлено пружиною з крутильною жорсткістю c та в'язкістю v . Рухомі частини конвеєра подані двома дискретними масами 4 і 5. До першої зведені маси обертових частин привідного пристрою з моментом інерції I_2 , до другої – рухомі ланки транспортувальної частини конвеєра з моментом інерції I_3 . До хвостового барабана зведено момент опору M_0 корисних сил, що діють на конвеєр. Кути повороту вала гідромотора, дискретних мас 4 і 5 позначено через $\varphi_1, \varphi_2, \varphi_3$, відповідно. До дискретних мас 4 і 5 прикладено сили натягу стрічки F_1, F_2, F_3, F_4 . Стрічку конвеєра подано реологічною моделлю Фойгта з пружно-дисипативними зв'язками (рис. 1, б).

Математичну модель гідравлічного приводу подаємо у вигляді системи рівнянь, в якій враховано умову нерозривності потоку РР та рівняння руху механічної частини:

$$q_n n_n - \sigma p_1 - q_m n_m - k_1 V_1 (dp_1 / dt) = 0; \quad (2)$$

$$I_r (d\omega_1 / dt) + c (\varphi_1 - u\varphi_2) + v (\omega_1 - u\omega_2) = M_e,$$

$$I_2 (d\omega_2 / dt) + uc (\varphi_2 - u\varphi_1) + uv (\omega_2 - u\omega_1) + 2c_s (\varphi_2 r_2 - \varphi_3 r_3) r_2 + 2v_s (\omega_2 r_2 - \omega_3 r_3) = 0, \quad (3)$$

$$I_3 (d\omega_3 / dt) + 2c_s (\varphi_3 r_3 - \varphi_2 r_3) r_3 + 2v_s (\omega_3 r_3 - \omega_2 r_2) r_3 = -M_0 \quad M_e = q_m p_1,$$

$$\dot{\varphi}_1 = \omega_1, \quad \dot{\varphi}_2 = \omega_2, \quad \dot{\varphi}_3 = \omega_3. \quad (4)$$

В електромеханічному приводі А2 конвеєра вал електродвигуна 1 з моментом інерції ротора I_r через муфту та передавальний механізм з параметрами c , v , u аналогічно під'єднується до вала B . Для коректного визначення електромагнітного моменту M_e необхідно врахувати співвідношення, що описують електромагнітний стан двигуна. Електромагнітні явища в асинхронному двигуні з урахуванням насичення магнітопроводу описуються рівняннями:

$$\begin{aligned} (di_s / dt) &= A_s (u + \Omega_s \Psi_s - R_s i_s) + B_s (\Omega_r \Psi_r - R_r i_r) \\ (di_r / dt) &= A_r (\Omega_r \Psi_r - R_r i_r) + B_r (u + \Omega_s \Psi_s - R_s i_s), \end{aligned} \quad (5)$$

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.

Електромагнітний момент знаходимо за формулою:

$$M_e = \frac{3}{2} p_0 u \frac{1}{\tau} (i_{rx} i_{sy} - i_{ry} i_{sx}), \quad (6)$$

де i_{jx} , i_{jy} – проекції струмів на координатні осі x , y ; τ , – величина, що визначається за кривою намагнічування; p_0 – число пар магнітних полюсів.

Проведено дослідження перехідних процесів зміни моментів та частот обертання під час їх пуску для випадків без дії навантаження та з навантаженням. Показано, що коефіцієнт динамічності для гідроприводу $K_d = 2,8$, а для електроприводу – $K_d = 5$. Тривалість перехідного процесу встановлення стабільної швидкості руху в приводі з електродвигуном в 3,5 разів перевищує цей параметр у приводі з гідродвигуном. Тобто, для зниження динамічних навантажень в стрічковому конвеєрі мобільної машини перевагу слід надати гідравлічному приводу, який має кращі динамічні властивості ніж електромеханічний.

Представлена методика проведення експериментальних досліджень вмонтованого гідравлічного приводу (ВГП), чутливого до зміни навантаження, детально описані дослідна установка (рис. 2), реєструюча апаратура і прилади. Зміна тиску в напірних гідролініях елементів дослідного зразка приводу, момент опору на виконавчій ланці реєструвалися тензодавачами за допомогою тензопідсилювача

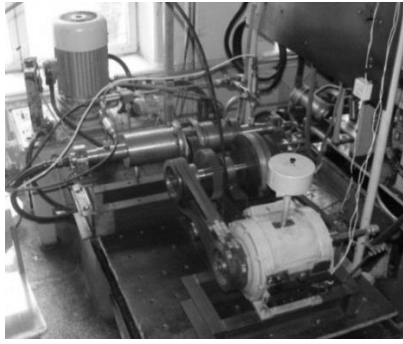


Рис. 2. Загальний вигляд експериментального стенду для дослідження ВГП, чутливого до зміни навантаження

8АНЧ–7М та світлопроменевого осцилографа Н–117, оснащеного гальванометрами Н001, що мають власну частоту 1200 Гц. Власні частоти давачів тиску та моменту опору 4927 Гц та 506 Гц відповідно. Частота обертів виконавчої ланки реєструвалась за допомогою тахометричного давача ДТЕ–042 з діапазоном вимірювальних частот обертання 0...2000 хв⁻¹. Характеристики давачів забезпечували потрібну точність вимірювань. Обґрунтовано мінімальну кількість вимірювань параметрів.

Розглянуто 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. 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.

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 довгомірна система є просторовою конструкцією, дослідження проводимо з урахуванням деформацій згину і зсуву згідно з неklasичною теорією балок С. Тимошенка. Під час розв'язання сформульованих задач, спрямованих на уникнення резонансних явищ у механічних системах та на зменшення амплітуд коливань внутрішніх зусиль в елементах стріл, широко використовуємо матричний метод початкових параметрів, який суттєво спрощує і систематизує обчислювальні процеси за рахунок уникнення необхідності розв'язання задач на власні числа для громіздких матриць або систем рівнянь високого порядку, замінюючи ці задачі простими діями над матрицями.

Проаналізовано методи дослідження впливу динамічних навантажень і деградації матеріалу на залишкову міцність та довговічність стрілових конструкцій. Роботоздатність конструкції оцінюють механічними характеристиками матеріалу, такими як міцність, пластичність, ударна в'язкість, тріщиностійкість тощо. Вивчають дію корозії на швидкість механічного руйнування, а також сумісної дії циклічних навантажень на швидкість корозійної втоми. Експериментальні дослідження зразків кутників стріли тривало експлуатованого буртоукладника БУМ-65М2Б3–К на статичний розтяг для визначення стандартних механічних властивостей сталей проводили на універсальній випробувальній машині типу УМЕ10–ТМ, а випробування на ударний згин зразків Шарпі – на маятникових копрах з граничною енергією, що перевищує 300 Дж. 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 УИП-6. Випробування проводили на повітрі та в середовищі синтетичного дощу з метою створення умов, наближених до експлуатаційних.

В третьому розділі досліджено динамічні процеси в механічній системі конвеєра з використанням в гідроприводі засобів гідроавтоматики, а також розроблено метод аналізу нестационарних процесів у довгомірних конвеєрах із застосуванням скінченно-елементної дискретизації рівнянь в частинних похідних,

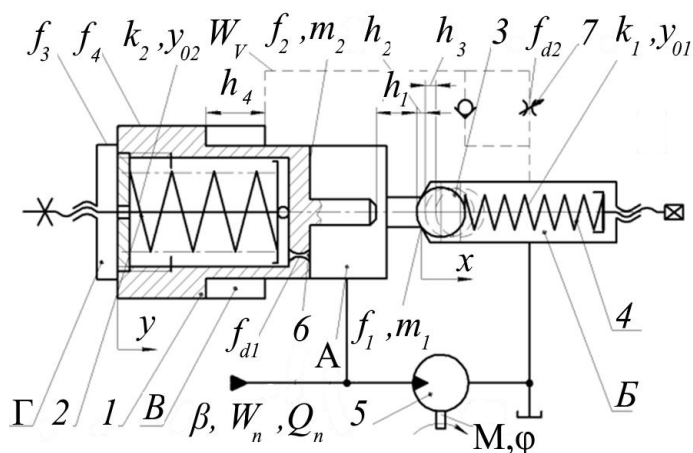


Рис. 3. Розрахункова схема пускового пристрою ВГП стрічкового конвеєра

запірного елемента 3, ступінчастого поршня 1 та їх сумісне переміщення у фазах зрушення ($0 < t < t_{зп}$), формування статичного зусилля на барабані ($t_{зп} < t < t_n$), розгону конвеєра до номінальної швидкості ($t > t_n$), а також витрат РР через порожнини пристрою керування, моментів діючих сил на валу гідромотора 5 мають вигляд:

$$(p_1 - p_z) f_1 = m_1 \ddot{x}_1 + k_1 (y_{01} + x) + F_g; \quad (8)$$

$$F_g = \rho Q_c (v_w \cos \beta_0 - v_c); \quad (9)$$

$$Q_c = \mu \pi d_1 \cdot x \sqrt{2(p_1 - p_z) / \rho}, \text{ при } 0 < x < h_2; \quad (10)$$

$$(p_1 - p_z) f_4 = m_2 \ddot{y} + k_2 (y_0 + y) + p_v (f_4 - f_2) + p_1 f_2, \text{ при } 0 < y < (h_1 + h_2); \quad (11)$$

$$Q_{d1} = \mu_1 f_{d1} \sqrt{2 \Delta p_{d1} / \rho}; \quad (12)$$

$$Q_{d2} = \mu_2 f_{d2} \sqrt{2(p_v - p_z) / \rho}, \text{ де } f_{d2} = b \cdot a \cdot \sin \alpha; \quad (13)$$

$$Q_v = (f_4 - f_2) v_p, \text{ тут } v_p = (dy / dt)_g \quad (14)$$

$$(dp / dt) f_4 = -(m_1 + m_2) \ddot{y} + k_2 (y_{02} + y) + k_1 (x + y_{01}) + F_g + (dp / dt) f_2, \quad (15)$$

при $h_1 + h_2 < y < h_1 + h_2 + h_3$ і $h_2 < x < h_4$.

$$M + M_0 = q_m \Delta p - \beta_m (d\varphi / dt). \quad (16)$$

В цих рівняннях W_n , E – об'єм та зведений модуль пружності напірної магістралі гідромотора 5; Q_n – витрати насоса; m_1 , m_2 – маси запірного елемента 3 та ступінчастого поршня 1; F_g – гідродинамічна сила; ρ – густина РР; v_c , v_w – відповідно, швидкість потоку РР в сідлі і в щілині; β_0 – кут відхилення потоку РР за щілиною; μ , μ_1 , μ_2 – коефіцієнти витрат через щілини сенсора, дроселя 6 та дроселя 7,

що описують рух пружних ланок.

За раціональним способом пуску стрічкового конвеєра здійснено синтез пристрою керування для ВГП конвеєра (деклараційний патент України № 68717). Побудовано математичну модель динамічних процесів гідроприводу стрічкового конвеєра з пусковим пристроєм (рис. 3).

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

$$t_1 = (E W_n / Q_n p_1). \quad (7)$$

Рівняння руху кулькового

відповідно; Δp_{d1} – перепад тиску на дроселі 6; f_{d1}, f_{d2} – площа поперечного перерізу дроселя 6 та дроселя 7 із змінною довжиною при поступальному переміщенні золотника, відповідно d_1 – діаметр площі поперечного перерізу f_1 ; f_4 – площа поперечного перерізу більшого ступеню поршня 1; p_v – тиск в закритій порожнині В; b – ширина щілини, a – довжина відкриття (хід) золотника; α – кут відхилення струменю РР; v_p – швидкість потоку РР, що визначається швидкістю руху ступінчастого поршня 1, яка відповідає заданій тривалості витримки тиску p_1 в напірній порожнині В; 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_r – перепад тиску в гідромоторі, що відповідає його величині в фазах зрушення, витримки, тягового зусилля та усталеного руху конвеєра.

Визначено основні конструктивні параметри пускового пристрою ВГП стрічкового конвеєра і розроблено робочу конструкторську документацію для виготовлення його дослідного зразка. Розроблений пристрій керування режимом пуску ВГП за рахунок відтворення зміни тягового зусилля на барабані згідно раціонального способу пуску дозволить зменшити динамічні навантаження в стрічці конвеєра.

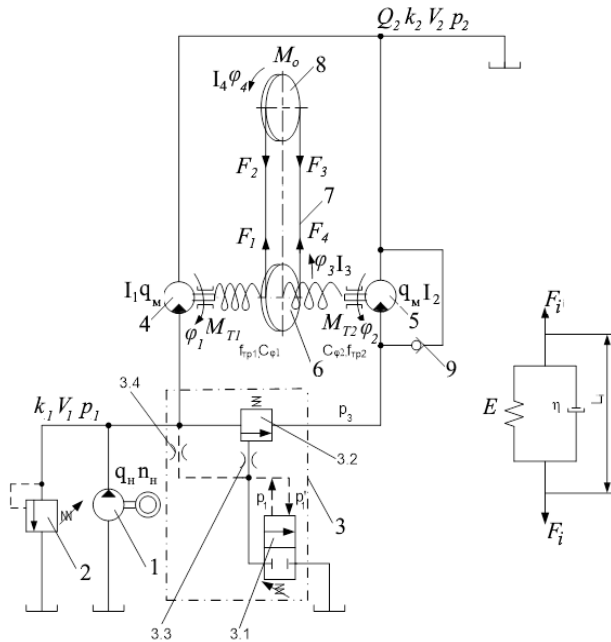


Рис. 4. Розрахункова схема ВГП конвеєра, чутливого до навантаження.

На схемі: 1 – насос; 2 – запобіжний клапан; 3 – ПК; 4, 5 – основний та додатковий гідромотори; 9 – зворотний клапан. Момент опору руху стрічки діє на ланку 8.

Коли в приводі виникає певне межове значення навантаження, що перевищує номінальне, в гідросистемі встановлюється тиск, за якого спрацьовує ПК і вмикається додатковий гідромотор 5.

Математична модель, що описує роботу приводу, побудована за таких припущень: розглядаються зосереджені параметри гідроприводу; продуктивність насоса постійна; хвильові процеси не враховувались; температура і в'язкість потоку РР приймалися постійними; податливості порожнин, а також стисливість РР враховувались як усереднені величини для досліджуваного діапазону зміни тиску; тиск РР у всіх точках об'єму напірної та клапанної магістралей змінюється

З метою забезпечення безупинної роботи ВГП, що піддається короточасним або тривалим перевантаженням, та підвищення за рахунок цього продуктивності стрічкового конвеєра, розроблено конструкцію приводу з додатковим гідромотором, встановленим паралельно до основного (декларацийний патент України №22801). Вмикання та вимикання додаткового гідромотора здійснюється за допомогою пристрою керування (ПК), чутливого до зміни навантаження на робочому органі. Для дослідження динамічних процесів у ВГП з ПК розроблено розрахункову схему (рис. 4) та побудовано математичну модель. Моделювання рухомих частин конвеєра та стрічки виконано аналогічно до схеми (рис.1).

синфазно; перетікання РР в щілинах насоса та гідромоторів не враховувались; тиск РР в зливних магістралях приблизно постійний; сили сухого тертя невеликі, тому ними можна знехтувати; режими роботи – безкавітаційні; інерційний напір в дросельній магістралі малий порівняно з повним втраченим напором РР; 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; вважаємо стрічку абсолютно гнучкою пружною ниткою.

Рівняння витрат РР в напірній та зливній магістралях:

$$q_n n_n - \sigma_1 p_1 - Q_{m1} - Q_{m2} - k_1 V_1 (dp_1 / dt) = 0; \quad (17)$$

$$Q_{m1} + Q_{m2} - k_2 V_2 (dp_2 / dt) - \sigma_2 p_2 = Q_2. \quad (18)$$

Рівняння руху ділянки 4–6 та 6–8:

$$I_1 (d^2 \varphi_1 / dt^2) + \beta_1 (d\varphi_1 / dt) + c_{\varphi_1} (\varphi_1 - i\varphi_3) + c_{\varphi_1} f_{\text{тр}1} (\varphi_1 - i\varphi_3) \operatorname{sgn} [d(\varphi_1 - i\varphi_3) / dt] + M_{\text{т}1} - q_{m1} (p_1 - p_2) = 0; \quad (19)$$

$$I_2 (d^2 \varphi_2 / dt^2) + \beta_2 (d\varphi_2 / dt) + c_{\varphi_2} (\varphi_2 - i\varphi_3) + c_{\varphi_2} f_{\text{тр}2} (\varphi_2 - i\varphi_3) \operatorname{sgn} [d(\varphi_2 - i\varphi_3) / dt] + M_{\text{т}2} - q_{m2} (p_3 - p_2) = 0; \quad (20)$$

$$ic_{\varphi_1} (\varphi_1 - i\varphi_3) - ic_{\varphi_2} (\varphi_2 - i\varphi_3) - I_3 (d^2 \varphi_3 / dt^2) - r_1 (F_1 - F_4) = 0, \quad (21)$$

причому

$$F_1 = (A / l) (E_c u_1 - \eta (du_1 / dt)); \quad (22)$$

$$u_1 = (\varphi_3 - \varphi_4) r_1, \quad F_1 = -F_2; -F_3 = F_4, \quad n_m = d\varphi / dt. \quad (23)$$

Рівняння витрат РР, що поступає до гідромотора 5 через ПК,

$$q_{m2} (d\varphi_2 / dt) = \mu_1 b_1 h_1 \sqrt{(2(p_1 - p_3) / \rho)} + \mu_{\text{др}} f_{\text{др}} \sqrt{(2(p_1 - p_{\text{кл}}) / \rho)} + \sigma_2 p_{\text{кл}} + k_{\text{кл}} V_{\text{кл}} (d / dt) p_{\text{кл}} + (\pi / 4) (d_3^2 - d_2^2) (dh_1 / dt). \quad (24)$$

Рівняння руху золотникового клапана ПК

$$(\pi / 4) (d_3^2 - d_2^2) p_1 + (\pi / 4) (d_3^2 - d_1^2) p_3 = m_1 (d^2 h_1 / dt^2) + \beta_3 (dh_1 / dt) + 2\mu_1 b_1 h_1 \sqrt{(p_1 - p_3) (p_1 - p_{\text{кл}})} \cos \alpha_1 + e_1 (h_1 + x_1). \quad (25)$$

Відкриття та закриття клапана першого каскаду здійсниться за умови:

$$p_1' = (kh_2 / f_3); \quad (26)$$

$$p_1 = p_1' (f_3 / f_4) + (kh_2 / f_4). \quad (27)$$

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

В рівняннях (17–27) 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 ПК; 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 РР, об'єм якої рівний V_1 ; φ_1 , φ_2 , φ_3 , φ_4 – кутові переміщення роторів гідромоторів, привідного і хвостового барабанів, відповідно; c_φ – зведена крутильна жорсткість привідної 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 привідного механізму та рухомих ланок транспортувальної частини конвеєра, відповідно; M_{T1} , M_{T2} – механічні втрати в гідромоторах; M_o – 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 пристроєм; 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; 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 РР 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.

Дослідження математичної моделі реалізовано за допомогою комп'ютерного програмного пакету MATLAB 13. Отримано графічні залежності про характер зміни в часі тиску в напірній гідролінії основного гідромотора $p_1(t)$, додаткового гідромотора $p_3(t)$ після спрацьовування ПК, витрати РР основного $Q_1(t)$ і додаткового $Q_2(t)$ гідромоторів, частоти обертання $n(t)$ привідного барабана. Виявлено закономірності впливу на час перехідного процесу пуску та спрацьовування ПК під час його відкриття й закриття, крутильної жорсткості механічної частини c_ϕ , моменту інерції I_4 , об'єму напірної порожнини V_1 та характеру зміни навантаження $M(t)$. Проаналізовано отримані експериментальними дослідженнями осцилограми за різних режимів роботи ВГП, чутливого до зміни навантаження, та побудовано графічні залежності для параметрів, які зазначені в результатах теоретичних досліджень. Побудовано експериментальні залежності впливу на час перехідного процесу пуску $t_{п}$ та спрацьовування ПК $t_{кв}$ під час його відкриття та закриття крутильної жорсткості механічної частини c_ϕ (рис. 5.), моменту інерції I_4 (рис. 6.), об'єму напірної порожнини V_1 (рис. 7.) та характеру зміни навантаження $M(t)$. Встановлено, що збільшення крутильної жорсткості механічної системи конвеєра в 3 рази викликає зменшення тривалості перехідних процесів пуску на 26% і відкриття ПК – на 24%, а також збільшення тисків перерегулювання Δp_1 на 80% і відкриття ПК $\Delta p_{кв}$ – на 44%; збільшення інерційного навантаження спричинює збільшення зазначених параметрів на 23%, 41%, 30% та 29%, відповідно; збільшення об'єму напірної порожнини V_1 збільшує тривалість перехідних процесів і суттєво зменшує перерегулювання тиску. Виконано порівняння результатів теоретичних та експериментальних досліджень.

Визначено напрямки удосконалення роботи гідроприводу за рахунок розробки

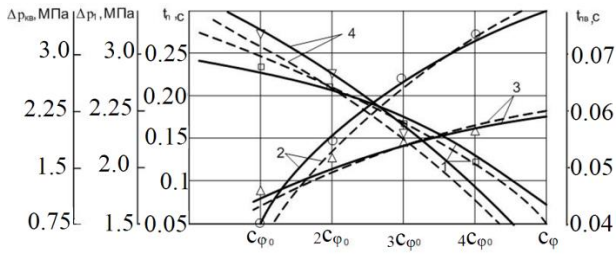


Рис. 5. Графік залежностей $t_p(c_\phi)$, $\Delta p_1(c_\phi)$, $\Delta p_{кв}(c_\phi)$, $t_{кв}(c_\phi)$ (відповідно криві 1, 2, 3 та 4) при $p_{кв}=12$ МПа, крутильній жорсткості $c_\phi = 0,37 \cdot 10^{-3}$ Н·м/рад; $f_3/f_4 = 0,6$ та ступінчатій зміні моменту опору M_o від 87 Нм до 280 Нм (--- теоретичні, — експериментальні)

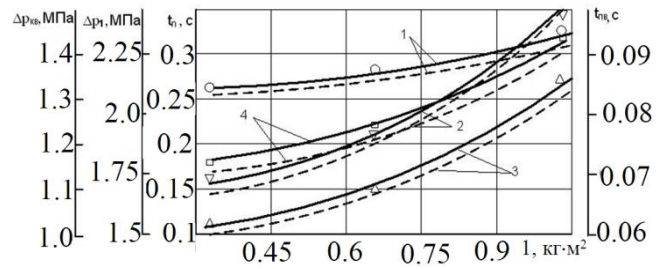


Рис. 6. Графік залежностей $t_p(I)$, $\Delta p_1(I)$, $\Delta p_{кв}(I)$, $t_{кв}(I)$ (відповідно криві 1, 2, 3 та 4) при $p_{кв} = 12$ МПа, крутильній жорсткості $c_\phi = 0,37 \cdot 10^{-3}$ Н·м/рад; $f_3/f_4 = 0,6$ та ступінчатій зміні моменту опору M_o від 87 Нм до 280 Нм (--- теоретичні, — експериментальні)

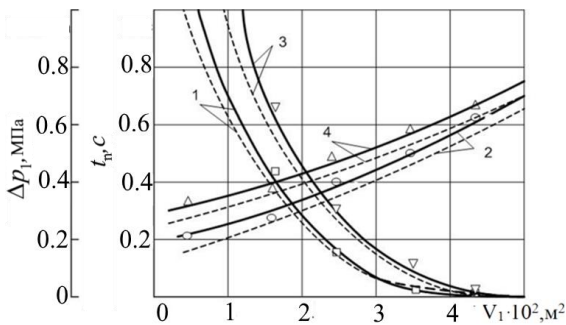


Рис. 7. Графік залежностей $\Delta p_1(V_1)$, $t_p(V_1)$ (відповідно криві 1, 2) при відсутності моменту опору та $\Delta p_1(V_1)$, $t_p(V_1)$ (відповідно криві 3, 4) при $p_{кв} = 12$ МПа, крутильній жорсткості $c_\phi = 0,37 \cdot 10^{-3}$ Н·м/рад; $f_3/f_4 = 0,6$ та ступінчатій зміні моменту опору M_o від 87 Нм до 280 Нм (відповідно криві 1, 2, 3 та 4) (--- теоретичні, — експериментальні)

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 фрикційна муфта ведучої шестірні передавального механізму. Ця задача розв'язана в системі керування ВГП, розрахункову схему якої подано на рис. 8. Виконавчими ланками системи керування (СК) гідроприводу конвеєра із змінним навантаженням є два гідромотори ГМ1 та ГМ2, до яких підводиться потік РР Q_{m1} та Q_{m2} від насосної станції, що має витрати Q_n , та плунжер 7 півмуфти фрикційної муфти вмикання передавального механізму додаткового гідромотора ГМ2, зведена маса якого m_3 . Плунжер 7 взаємодіє з натискним пристроєм дисків півмуфти, який навантажений пружиною 8 із жорсткістю k_3 . Осьову силу F_a стискання дисків приймаємо постійною, що відповідає кінцевій стадії вмикання муфти.

Робочі порожнини гідромоторів та натискного плунжера короткими гідролініями з'єднано з відповідними порожнинами основного складового елемента системи – ПК клапанного типу з функціями розподільника. Він містить клапан першого каскаду (сенсор), кульковий запірний елемент 1 якого масою m_1 навантажений пружиною 2 із жорсткістю k_1 , регулятора тиску відкриття ПК, та другого

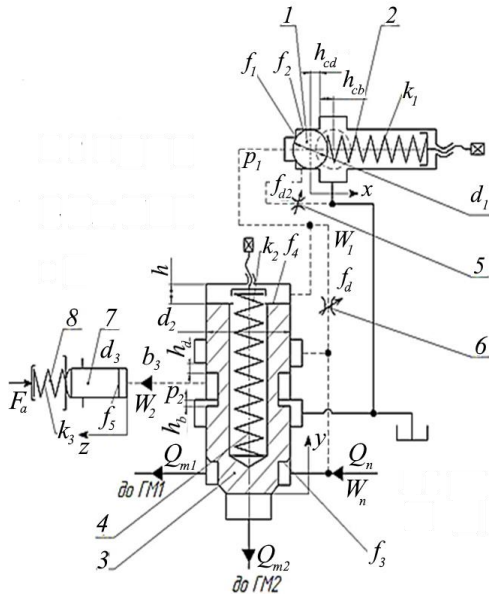


Рис. 8. Розрахункова схема пристрою керування гідроприводу конвеєра із змінним навантаженням

хвостової частини ЗРЕ та верхньою частиною корпусу, що має висоту h , а також з напірною порожниною сенсора. У гідролінії між першою керівною порожниною і порожниною торцевої частини ЗРЕ, що з'єднана з напірною порожниною сенсора, встановлено регулювальний дросель 6 з площею f_d прохідного перерізу. У початковому положенні ЗРЕ 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).

Розроблено циклограму робочого процесу ВГП, чутливого до зміни навантаження, за якою побудовано математичну модель динамічних процесів на основі принципу Д'Аламбера щодо сил, які діють на рухомі елементи, та балансу витрат РР з урахуванням зміни моменту сил корисного опору, дії сил в'язкого тертя на обертові елементи гідромоторів, зміни напрямків руху РР в процесі роботи ПК, дисипації енергії при переміщенні рухомих елементів системи:

$$M + M_0 = q_{m1} \cdot p_n - \beta_m (d\varphi / dt) \quad (\text{працює один гідромотор ГМ1}); \quad (28)$$

$$M + M_0 = q_{m1} \cdot p_n + q_{m2} \cdot p_n - \beta_m (d\varphi / dt) \quad (\text{ГМ1 і ГМ2}); \quad (29)$$

$$f_2 p_1 = m_1 (d^2 x / dt^2) k_1 (x_0 + x) + b_1 (dx / dt) + F_{g1}, \quad (30)$$

$$\text{де } F_{g1} = F'_{g1} - F''_{g2} = \rho Q v_w \cdot \cos \beta_0 - \rho Q v_c = \rho Q (v_w \cdot \cos \beta_0 - v_c);$$

$$Q = \mu \cdot \pi \cdot d_1 \cdot x \sqrt{2|p_1| / \rho} \cdot \text{sgn}(p_1) \quad (\text{при } 0 \leq x \leq h_c, h_c = h_{cd} + h_{cb}); \quad (31)$$

$$p_n f_3 = p_1 f_4 + k_2 y_0, \quad \text{якщо } y = 0; \quad (32)$$

$$p_n f_3 = m_2 (d^2 y / dt^2) + k_2 (y_0 + y) + b_2 (dy / dt) + p_1 f_4 + F_{g2}, \quad \text{якщо } y > 0, \quad (33)$$

де

$$F_{g2} = \psi_g p_n f_3;$$

$$Q_n = Q_{m1} + Q_{fd} + \beta W_n (dp_n / dt), \quad \text{якщо } y = 0; \quad (34)$$

$$Q_n = Q_{m1} + Q_{m2} + Q_{fd} + \beta W_n (dp_n / dt), \quad \text{якщо } 0 < y < h_d; \quad (35)$$

каскаду у вигляді запірно-розподільного елемента (ЗРЕ) 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 ЗРЕ, внутрішньою поверхнею корпусу та герметизуючою фаскою сідла, гідролініями з'єднана з першою керівною порожниною, яка має додатне перекриття h_d , другою керівною порожниною, верхня торцева поверхня розточки корпусу якої з нижньою торцевою поверхнею проточки ЗРЕ утворюють від'ємне перекриття h_b , з порожниною між торцевою поверхнею

$$Q_n = Q_{m1} + Q_{m2} + Q_{fd} + Q_k + \beta W_n(dp_n / dt), \quad \text{якщо } y \geq h_d, \quad (36)$$

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

$$Q_k = \mu \cdot \pi \cdot d_2 \cdot (y - (h_b + h_d)) \sqrt{2|p_n - p_2| / \rho \cdot \text{sgn}(p_n - p_2)} \quad Q_{fd} = Q + \beta W_1(dp_1 / dt); \quad (37)$$

$$f_5(dz / dt) + \mu \cdot \pi \cdot d_2 \cdot (h_b - y) \sqrt{2p_2 / \rho \cdot \text{sgn}(p_2)} + \beta W_2(dp_2 / dt) = 0, \quad \text{якщо } y = 0 \dots h_b; \quad (38)$$

$$f_5(dz / dt) + \beta W_2(dp_2 / dt) = 0, \quad \text{якщо } y = h_b \dots h_d; \quad (39)$$

$$Q_k = f_5(dz / dt) + \beta W_2(dp_2 / dt), \quad \text{якщо } y = h_d \dots h; \quad (40)$$

$$p_2 f_5 = m_3(d^2 z / dt^2) + k_3(z_0 + z) + b_3(dz / dt) + F_a; \quad (41)$$

$$p_1' \leq p_1(f_1 / f_2) + (k_1 x / f_2). \quad (42)$$

Прийнято припущення, що наведені вище. В рівняннях (28 – 42) 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 – коефіцієнт податливості з урахуванням стисливості РР; μ – коефіцієнт витрати; $S = f_1 / f_2$ – відношення площі контакту запірнього елемента з сідлом клапана f_1 до площі f_2 циліндричної частини клапана; f_3, f_4, f_5 – площі поверхонь торців ЗРЕ 3 та плунжера 7, відповідно; h_c, h, h_m – хід кулькового запірнього 1, ЗРЕ 3 елементів та півмуфти ФМ, відповідно; 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 – коефіцієнти в'язкого демпфування; β_0 – кут нахилу струменя РР; v_w, v_c – швидкість РР в щілині та сідлі, відповідно; ψ_g – коефіцієнт сили; Q_{fd}, Q_k – витрати РР за дроселем 5, в порожнині плунжера 7, відповідно; F_{g1}, F_{g2} – гідродинамічні сили, що діють на кульковий запірний елемент 1 та ЗРЕ 3.

Розв'язування нелінійних диференціальних рівнянь математичної моделі виконувалося за допомогою комп'ютерного програмного пакету MATLAB Simulink, з використанням методу Розенброка. 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 ЗРЕ $y(t)$, переміщення плунжера $z(t)$ (рис. 9).

Аналіз теоретичних графіків показує, що СК адекватно реагує на зміну зовнішнього навантаження. Максимальне амплітудне значення коливань тиску при відмиканні додаткового гідромотора за $q_{m2}=320 \text{ см}^3$ не перевищує тиск «відкриття» сенсора ($0,76 p_1$). Тривалості вмикання сенсора $t=0,103 \text{ с}$, додаткового гідромотора $t=0,109 \text{ с}$, ФМ – $t=0,1069 \text{ с}$. Амплітуда незатухаючих коливань тиску для $q_{m1}=630 \text{ см}^3$ і $q_{m2}=500 \text{ см}^3$ становить 3,7 МПа з частотою 450 Гц і збільшується час повного зчеплення ФМ. За $q_{m2} \leq 320 \text{ см}^3$ ці негативні явища зникають. За значень $S=f_1/f_2=0.9$ у

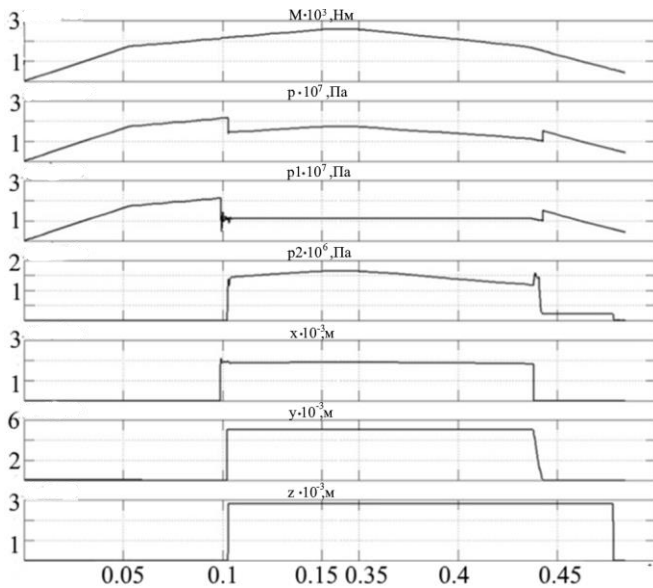


Рис. 9. Теоретичні графіки зміни в часі $M(t)$, $p_n(t)$, $p_1(t)$, $p_2(t)$, $x(t)$, $y(t)$, $z(t)$

гідромотора (декларацийний патент України №68816), (рис. 10). Основними конструктивними елементами приводу

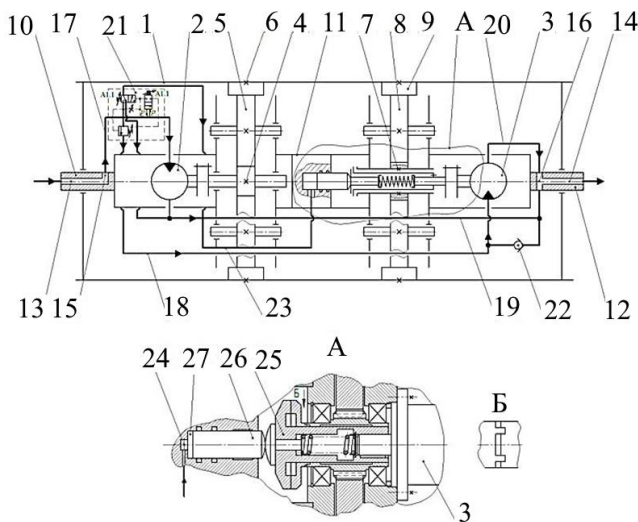


Рис. 10. Конструктивна схема ВГП приймального конвеєра буртоукладника К-65М253-К

СК вмиканням додаткового гідромотора (28–42). Розв'язання системи нелінійних диференціальних рівнянь виконувалося за допомогою комп'ютерного програмного пакета MATLAB Simulink. Дослідження динамічних характеристик для привідної та транспортувальної частин конвеєра проводилося на основі аналізу графіків перехідних процесів $M(t)$, $p_n(t)$, $p_1(t)$, $p_2(t)$, $x(t)$, $y(t)$, $z(t)$ (рис. 12.). Момент на барабані змінювався від номінального значення 5 кН·м до величини перевантаження 12 кН·м. Режим перевантаження характеризується трьома фазами перехідних процесів: перша – вмикання додаткового гідромотора ($0,11\text{с} < t_{p1} < 0,15\text{с}$, $15\% < \Delta p_1 < 45\%$.);

сенсорі спостерігається нестійкий режим роботи. Рекомендовано $S=0,5\dots 0,7$. Відзначено накопичення енергії на валу додаткового гідромотора (в 1,88 разів більше за номінальне) перед вмиканням ФМ. Збільшення маси m_3 плунжера ФМ в 5 та 10 разів збільшує тиск $p_2(t)$ під час закриття ЗРЕ на 19% та 35%, відповідно. Збільшенням демпфування до $b_3=800$ Н·с/м ці показники зменшуються до 8% та 16%, відповідно. Гідродинамічна сила F_{g2} сприяє більш швидкому поверненню ЗРЕ у вихідне положення.

За результатами досліджень розроблено конструкцію і технічну документацію ВГП з СК вмиканням паралельно встановленого додаткового

гідромотора (декларацийний патент України №68816), (рис. 10). Основними конструктивними елементами приводу є корпус барабана 1, всередині якого розміщено два передавальних механізми, які приводяться в рух встановленими у середині півосей основним 2 та додатковим 3 гідромоторами. СК 21 відповідними гідромагістралями під'єднана до виконавчих ланок ВГП. У середній частині осі розміщено плунжер 26 ФМ для її вмикання під час спрацьовування СК. Для дослідження взаємовпливу параметрів ВГП конвеєра, чутливого до зміни навантаження, з СК та пружно-інерційних характеристик його транспортувальної частини розроблено розрахункову схему (рис. 11) і математичну модель, яка складається з рівнянь, що описують рух транспортувальної та привідної частин конвеєра (3, 4, 17–23) та

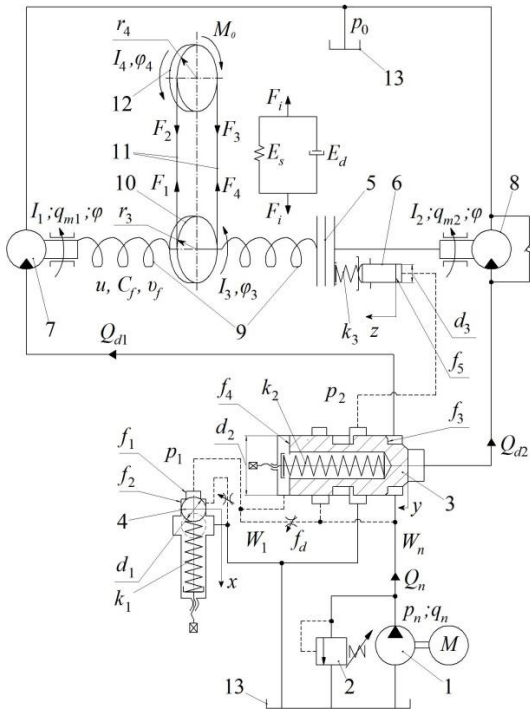


Рис. 11. Розрахункова схема ВПП з СК

барабана момент інерції ротора двигуна з механічними передачами; J_1, J_2 – моменти інерції привідного і натяжного барабанів; M_0, M_{c1}, M_{c2} – зведений момент двигуна і моменти опору рухові барабанів; c, v – жорсткість і коефіцієнт в'язкого тертя

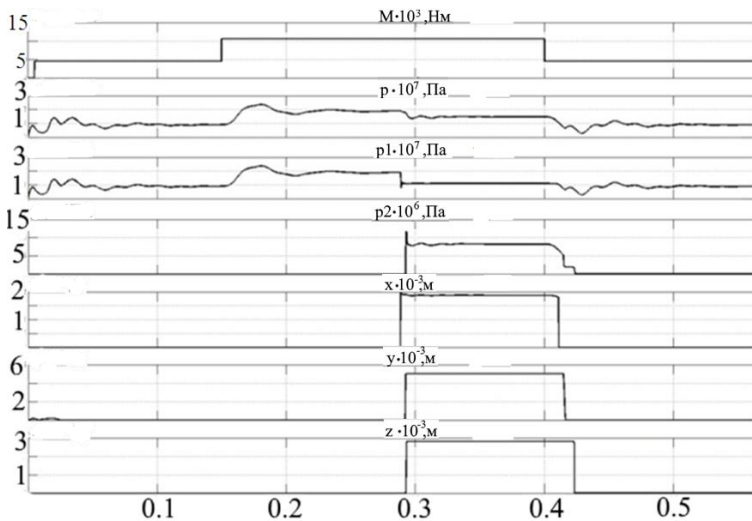


Рис. 12. Теоретичні графіки перехідних процесів зміни $M(t), p_n(t), p_1(t), p_2(t), x(t), y(t), z(t)$

позначаємо як $\varphi_0, \varphi_1, \varphi_2$.

Розглянемо нерухомі координати

$$z_i = x_i + u_i(x_i, t) \quad (i=1, 2, \dots, m), \quad (43)$$

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

друга – робота приводу з двома гідромоторами ($0,05c < t_{p2} < 0,12c, 4\% < \Delta p_2 < 12\%$); третя – зменшення навантаження і відмикання додаткового гідромотора ($0,9c < t_{p3} < 0,17c, 20\% < \Delta p_3 < 55\%$). Для кожної із зазначених фаз перехідних процесів аналізувався вплив на час перехідного процесу t_p , величину завищення тиску Δp в напірній магістралі крутильної жорсткості c_f та демпфування передатного механізму, зведеного моменту інерції барабана I_b , статичного E_s та динамічного h_s модуля пружності стрічки, довжини конвеєра L_s (рис. 13, рис. 14). Отримані залежності дозволяють оптимізувати тривалість перехідних процесів t_p та завищення тиску Δp (а отже, динамічну складову навантаження в стрічці) за рахунок добору зазначених параметрів.

Розроблено метод розрахунку перехідних процесів для конвеєрів з урахуванням рухомості меж довгомірних пружних ланок. На розрахунковій схемі (рис. 15) J_0 – зведений до привідного барабана момент інерції ротора двигуна з механічними передачами; J_1, J_2 – моменти інерції привідного і натяжного барабанів; M_0, M_{c1}, M_{c2} – зведений момент двигуна і моменти опору рухові барабанів; c, v – жорсткість і коефіцієнт в'язкого тертя муфти; r_1, r_2 – радіуси барабанів.

Робочу і холосту вітки конвеєра розбиваємо на однакову кількість скінченних елементів довжиною l . Для опису поздовжніх коливань ділянок використовуємо систему супутніх координат x_1, x_2, x_m , 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 . Кутіві переміщення ротора двигуна і барабанів

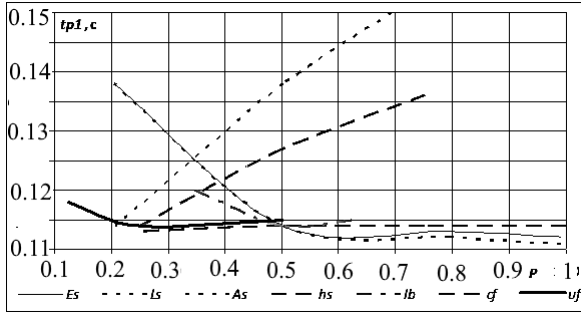


Рис. 13. Вплив параметрів привідної та транспортувальної частини конвеєра на час переходного процесу для першої фази перевантаження

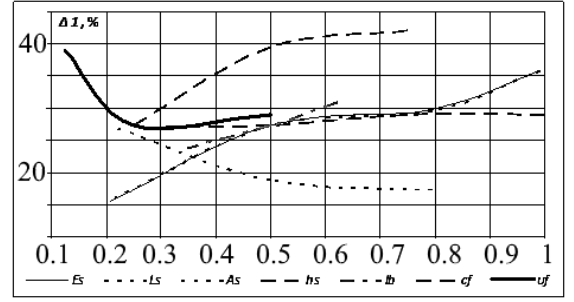


Рис. 14. Вплив параметрів привідної та транспортувальної частини конвеєра на величину перерегулювання тиску для першої фази перевантаження

Рівняння поздовжніх коливань i -ї ділянки вітки конвеєра в нерухомій системі координат прийме вигляд

$$\frac{\partial^2 u_i}{\partial t^2} \left(1 + \frac{\partial u_i}{\partial z_i} \right) + 2 \frac{\partial^2 u_i}{\partial z_i \partial t} \frac{\partial u_i}{\partial t} - a_i^2 \frac{\partial^2 u_i}{\partial z_i^2} \left(1 + 3 \frac{\partial u_i}{\partial z_i} \right) - \mu a_i^2 \frac{\partial^3 u_i}{\partial z_i^2 \partial t} = 0 \quad (i=1, 2, \dots, m), \quad (44)$$

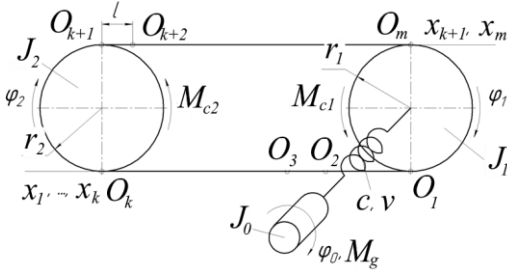


Рис. 15. Розрахункова схема стрічкового конвеєра

де a_i – швидкість поширення хвилі пружних деформацій, що визначається за формулою (1); μ – коефіцієнт, за допомогою якого враховується розсіяння енергії в матеріалі згідно з гіпотезою Фойгта.

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

$$\zeta_i = z_i / l \quad (i=1, 2, \dots, m). \quad (45)$$

Поздовжню силу в деякому перерізі стрічки конвеєра визначаємо як

$$N_i(\zeta_i, t) = \frac{EA}{l} \left[\frac{\partial u_i}{\partial \zeta_i} \left(1 + \frac{1}{l} \frac{\partial u_i}{\partial \zeta_i} \right) + \mu \frac{\partial^2 u_i}{\partial \zeta_i \partial t} \right]. \quad (46)$$

Крайові умови на привідному барабані:

$$\begin{aligned} & \frac{J_1}{r_1} \left[\frac{\partial^2 u_1}{\partial t^2} \left(1 + \frac{1}{l} \frac{\partial u_1}{\partial \zeta_1} \right) + \frac{2}{l} \frac{\partial u_1}{\partial t} \frac{\partial^2 u_1}{\partial \zeta_1 \partial t} \right]_{\zeta_1=0} - \frac{EA r_1}{l} \left[\frac{\partial u_1}{\partial \zeta_1} \left(1 + \frac{1}{l} \frac{\partial u_1}{\partial \zeta_1} \right) + \mu \frac{\partial^2 u_1}{\partial \zeta_1 \partial t} \right]_{\zeta_1=0} + \\ & + \frac{EA r_1}{l} \left[\frac{\partial u_m}{\partial \zeta_m} \left(1 + \frac{1}{l} \frac{\partial u_m}{\partial \zeta_m} \right) + \mu \frac{\partial^2 u_m}{\partial \zeta_m \partial t} \right]_{\zeta_m=1} - \frac{EA r_1}{l} \left[\frac{\partial u_m}{\partial \zeta_m} \left(1 + \frac{1}{l} \frac{\partial u_m}{\partial \zeta_m} \right) + \mu \frac{\partial^2 u_m}{\partial \zeta_m \partial t} \right]_{\zeta_m=1} - \\ & - c \left[\varphi_0 - \frac{1}{r_1} u_1(0, t) \right] - v \left[\omega_0 - \frac{1}{r_1} \frac{\partial u_1}{\partial t} \left(1 - \frac{1}{l} \frac{\partial u_1}{\partial \zeta_1} \right) \right]_{\zeta_1=0} = -M_{c1}; \\ & J_0 \frac{d\omega_0}{dt} + c \left[\varphi_0 - \frac{1}{r_1} u_1(0, t) \right] + v \left[\omega_0 - \frac{1}{r_1} \frac{\partial u_1}{\partial t} \left(1 + \frac{1}{l} \frac{\partial u_1}{\partial \zeta_1} \right) \right]_{\zeta_1=0} = M_d; \\ & u_1(0, t) = u_m(1, t); \quad d\varphi_0 / dt = \omega_0. \end{aligned} \quad (47)$$

Крайові умови на натяжному барабані:

$$\begin{aligned} & \frac{J_2}{r_2} \left[\frac{\partial^2 u_k}{\partial t^2} \left(1 + \frac{1}{l} \frac{\partial u_k}{\partial \zeta_k} \right) + \frac{2}{l} \frac{\partial u_k}{\partial t} \frac{\partial^2 u_k}{\partial \zeta_k \partial t} \right]_{\zeta_k=1} + \frac{EA r_2}{l} \left[\frac{\partial u_k}{\partial \zeta_k} \left(1 + \frac{1}{l} \frac{\partial u_k}{\partial \zeta_k} \right) + \mu \frac{\partial^2 u_k}{\partial \zeta_k \partial t} \right]_{\zeta_k=0} - \\ & - \frac{EA r_2}{l} \left[\frac{\partial u_{k+1}}{\partial \zeta_{k+1}} \left(1 + \frac{1}{l} \frac{\partial u_{k+1}}{\partial \zeta_{k+1}} \right) + \mu \frac{\partial^2 u_{k+1}}{\partial \zeta_{k+1} \partial t} \right]_{\zeta_{k+1}=0} = -M_{c2}; \quad u_k(1, t) = u_{k+1}(0, t). \end{aligned} \quad (48)$$

Крайові умови для стиків сусідніх елементів стрічки:

$$\begin{aligned} & \left[\frac{\partial u_i}{\partial \zeta_i} \left(1 + \frac{1}{l} \frac{\partial u_i}{\partial \zeta_i} \right) + \mu \frac{\partial^2 u_i}{\partial \zeta_i \partial t} \right]_{\zeta_i=1} = \left[\frac{\partial u_{i+1}}{\partial \zeta_{i+1}} \left(1 + \frac{1}{l} \frac{\partial u_{i+1}}{\partial \zeta_{i+1}} \right) + \mu \frac{\partial^2 u_{i+1}}{\partial \zeta_{i+1} \partial t} \right]_{\zeta_{i+1}=0}; \\ & u_i(1, t) = u_{i+1}(0, t) \quad (i=1, 2, \dots, k-1; k+1, k+2, \dots, m-1). \end{aligned} \quad (49)$$

Нелінійну крайову задачу (44), (47)–(49) розв'язано методом скінченних елементів. Дискретизацію рівнянь з частинними похідними (44) виконували методом зважених нев'язок у поєднанні з методом Бубнова-Гальоркіна. Це дало

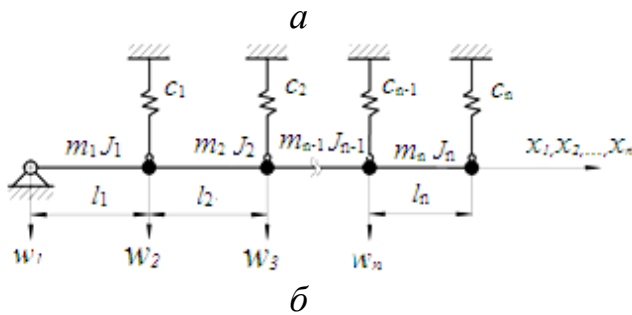
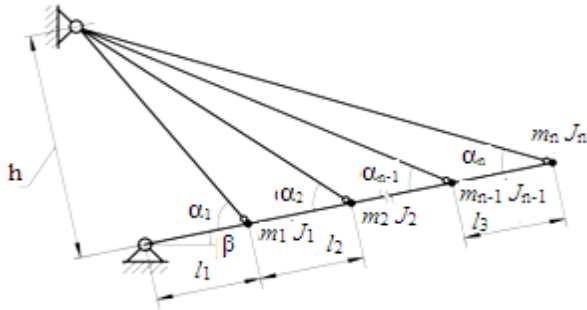


Рис. 16. Схема багатопрогонової стріли відвалоутворювача (а) та її розрахункова модель (б)

можливість побудувати достатньо простий алгоритм розрахунку динамічних процесів у механічній системі конвеєра та значно підвищити точність визначення динамічних зусиль в елементах приводу і в транспортувальному органі у нестационарних режимах роботи.

Четвертий розділ присвячено розробці методів аналізу власних і гармонічних вимушених коливань багатосекційних стрілових конструкцій мобільних машин.

Для уникнення резонансних явищ під час роботи конвеєра виконано модальний аналіз суцільної багатопрогонової стріли відвалоутворювача. На розрахунковій схемі (рис. 16) стріла, яка подана як багатопрогонова балка Тимошенка, 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 . Коефіцієнти жорсткості канатів в напрямі, перпендикулярному до осі стріли, становлять c_1, c_2, \dots, c_n . Поперечні коливання ділянок стріли розглядаємо у координатних системах x_i, w_i ($i = 1, 2, \dots, n$).

Рівняння руху, після виключення невідомої функції $\varphi_i(x_i, t)$, з урахуванням деформацій зсуву та інерції обертання поперечних перерізів записуємо у вигляді

$$EI_i \left(1 - \frac{P_i}{k_i G A_i} \right) \frac{\partial^4 w_i}{\partial x_i^4} - \rho_i l_i \left(1 + \frac{E}{k_i G} - \frac{P_i}{k_i G A_i} \right) \frac{\partial^4 w_i}{\partial x_i^2 \partial t^2} + P_i \frac{\partial^2 w_i}{\partial x_i^2} + \rho_i A_i \frac{\partial^2 w_i}{\partial t^2} + \frac{\rho_i^2 l_i}{k_i G} \frac{\partial^4 w_i}{\partial t^4} = 0, \quad (50)$$

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; k_i – коефіцієнт, що характеризує вплив деформації зсуву; t – час.

Граничні умови на лівому кінці стріли мають вигляд

$$W_1 = (0, t) = 0; \quad M_1(0, t) = 0. \quad (51)$$

Граничні умови для стиків сусідніх ділянок запишемо в узагальненій формі

$$M_i(l_i, t) - J_i \frac{\partial^2 \varphi_i(l_i, t)}{\partial t^2} - M_{i+1}(0, t) = 0; \quad F_i(l_i, t) + m_i \frac{\partial^2 w_i(l_i, t)}{\partial t^2} + c_i w_i(l_i, t) - F_i(0, t) = 0; \\ w_i(l_i, t) = w_{i+1}(0, t), \quad \varphi_i(l_i, t) = \varphi_{i+1}(0, t) \quad (i = 1, 2, \dots, n-1). \quad (52)$$

Аналогічно записуємо граничні умови для правого кінця стріли

$$M_n(l_n, t) - J_n \frac{\partial^2 \varphi_n(l_n, t)}{\partial t^2} = 0; \\ F_n(l_n, t) + m_n \frac{\partial^2 w_n(l_n, t)}{\partial t^2} + c_n w_n(l_n, t) = 0, \quad (53)$$

де M_i, F_i – згинальний момент та сила, що виникає у перерізі, перпендикулярному до недеформованої осі стрижня.

Після розділення змінних у рівняннях (50) та граничних умовах (51 – 53) приходимо до краєвої задачі для визначення амплітудних функцій. Із застосуванням матричного методу початкових параметрів розробляємо узагальнений алгоритм розрахунку власних частот і форм вільних коливань багатопрогонової стрілової конструкції.

Дослідженнями встановлено небезпечні місця у несівній конструкції, а також залежність власних частот від згинальної податливості її ланок, маси вантажу, що транспортується конвеєром, жорсткості утримувальних канатів, які можуть змінюватися в залежності від характеристик і умов експлуатації стрілової конструкції мобільної машини в широких діапазонах.

У випадку, коли стріла складається з шарнірно зчленованих секцій невеликої довжини з великою згинною жорсткістю, деформація згину проявляється значно менше. Переміщення кожної секції розглядається як жорсткого тіла. Тому математичне моделювання коливальних явищ в стрілі доцільно проводити на основі розрахункових моделей зі скінченним числом ступенів вільності. Схема стріли відвалоутворювача подана на рис. 17, а, її розрахункова модель – на рис. 17, б. Стріла складається із трьох шарнірно зчленованих 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. Жорсткості відтяжок в напрямі, перпен-

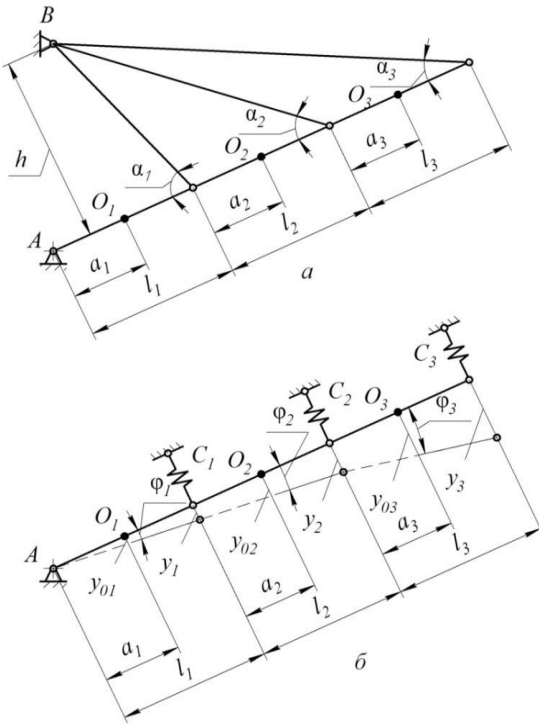


Рис. 17. Схема шарнірно зчленованої стріли відвалоутворювача (а) та її розрахункова модель (б)

дикулярному до осі стріли, становлять c_1 , c_2 та c_3 . 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:

$$y_1 = \varphi_1 l_1; y_2 = \varphi_1 l_1 + \varphi_2 l_2; y_3 = \varphi_1 l_1 + \varphi_2 l_2 + \varphi_3 l_3. \quad (54)$$

Відповідні переміщення центрів мас секцій стріли визначаються залежностями

$$y_{o1} = \varphi_1 a_1; y_{o2} = \varphi_1 l_1 + \varphi_2 a_2; y_{o3} = \varphi_1 l_1 + \varphi_2 l_2 + \varphi_3 a_3. \quad (55)$$

Рух механічної системи опишемо за схемою рівняння Лагранжа другого роду. Визначивши кінетичну і потенціальну енергії системи, з урахуванням (54) та (55), одержимо рівняння руху системи у вигляді

$$\begin{aligned} & [I_1 + a_1^2 m_1 + (m_2 + m_3) l_1^2] \ddot{\varphi}_1 + (m_2 l_1 a_2 + m_3 l_1 l_2) \ddot{\varphi}_2 + \\ & + m_3 l_1 a_3 \ddot{\varphi}_3 + (c_1 + c_2 + c_3) l_1^2 \varphi_1 + \\ & + (c_2 + c_3) l_1 l_2 \varphi_2 + c_3 l_1 l_3 \varphi_3 = 0; \end{aligned} \quad (56)$$

$$\begin{aligned} & (m_2 a_2 l_1 + m_3 l_1 l_2) \ddot{\varphi}_1 + (I_2 + m_2 a_2^2 + m_3 l_2^2) \ddot{\varphi}_2 + m_3 l_2 a_3 \ddot{\varphi}_3 + \\ & + (c_2 + c_3) l_1 l_2 \varphi_1 + (c_2 + c_3) l_2^2 \varphi_2 + \\ & + c_3 l_2 l_3 \varphi_3 = 0; \end{aligned} \quad (57)$$

$$m_3 a_3 l_1 \ddot{\varphi}_1 + m_3 a_3 l_2 \ddot{\varphi}_2 + (I_3 + m_3 a_3^2) \ddot{\varphi}_3 + c_3 l_1 l_3 \varphi_1 + c_3 l_2 l_3 \varphi_2 + c_3 l_3^2 \varphi_3 = 0. \quad (58)$$

Модальний аналіз механічної системи полягає у розв'язанні задачі на власні числа, яка впливає безпосередньо з диференціальних рівнянь руху (56–58) у випадку гармонічних коливань. Одержана математична модель дає можливість проведення модального аналізу розглянутої механічної системи за допомогою поширеного програмного забезпечення. На рис. 18 та рис. 19 показано приклади графічних зале-

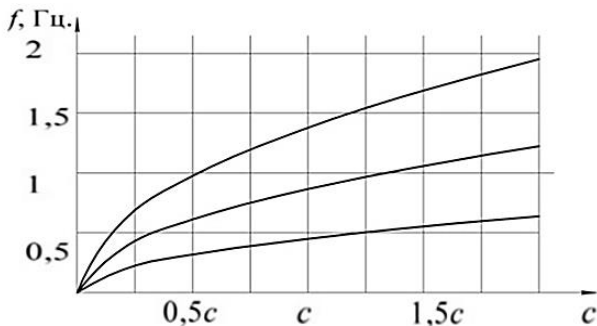


Рис. 18 Власні частоти стріли в залежності від жорсткості відтяжок та ступеня її завантаженості

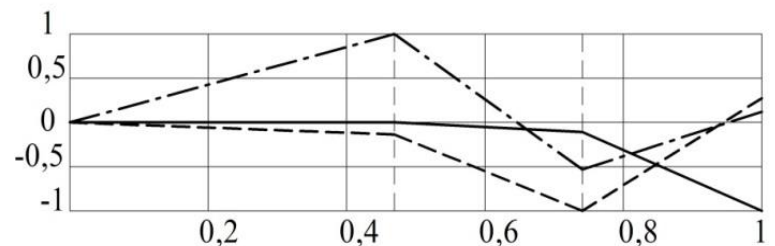


Рис. 19 Форми коливань стріли за різних випадків її завантаженості:
— форма 1 --- форма 2 -.- форма 3.

жностей для частот та форм вільних коливань стріли. Аналіз графіків показує вплив на власні частоти розподіленої маси вантажу і коефіцієнтів жорсткості елементів вантової підвіски. Відзначено різний вплив кожної з секцій на спектр частот

коливального процесу. Для досліджуваного режиму транспортування $v = 4,5$ м/с частота взаємодії транспортованих кусків породи з роликоопорою становить 3.7 Гц, частота обертання барабанів – 0.18 Гц, а ролика – 1.46 Гц. Відзначено, що на трьох нижчих власних частотах стріли можуть виникнути резонансні коливання. Для усунення резонансних режимів необхідно раціонально добирати швидкість транспортування вантажу за допомогою регульованого приводу.

Для шарнірно зчленованих стрілових конструкцій великої довжини (до 200 м) нехтування деформаціями згину може призвести до значних похибок розрахунку механічних коливань. Якщо довгомірні секції виготовлені у вигляді рамної конструкції, то постає доцільність врахування не лише деформації згину, але й деформації зсуву. Побудовано узагальнену математичну модель і алгоритм розрахунку вільних коливань механічної системи (рис.20), де l_1, l_2, \dots, l_{n-1} – довжини секцій складеної металокопструкції; m_1, m_2, \dots, m_n – маси твердих тіл, жорстко зв'язаних з осями зчленованих шарнірів;

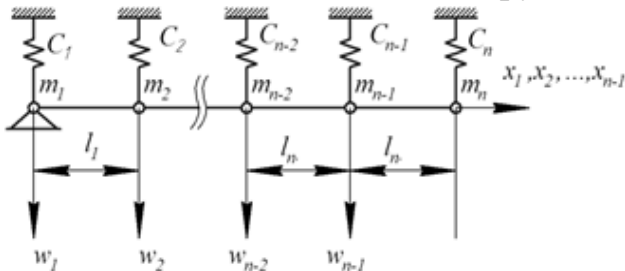


Рис. 20. Розрахункова схема стріли відвалоутворювача з податливими секціями

$C_{y1}, C_{y2}, \dots, C_{yn}$ – 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.

З урахуванням деформацій згину та зсуву записуємо диференціальні рівняння поперечних коливань секцій

$$\begin{aligned} \frac{\partial w_i}{\partial \xi_i} &= \frac{l_i \kappa_i G A_i}{\kappa_i G A_i - P_i} \varphi_i + \frac{l_i}{\kappa_i G A_i - P_i} Q_i, & \frac{\partial \varphi_i}{\partial \xi_i} &= -\frac{l_i}{E I_i} M_i, \\ \frac{\partial M_i}{\partial \xi_i} &= \frac{l_i \kappa_i G A_i}{\kappa_i G A_i - P_i} Q_i + \frac{l_i \kappa_i G A_i P_i}{\kappa_i G A_i - P_i} \varphi_i - l_i \rho_i I_i \frac{\partial^2 \varphi_i}{\partial t^2}, & \frac{\partial Q_i}{\partial \xi_i} &= l_i \rho_i A_i \frac{\partial^2 w_i}{\partial t^2}, \end{aligned} \quad (59)$$

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

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.

Використовуючи принцип Д'Аламбера, записуємо крайові умови для лівого кінця металокопструкції

$$m_1(\partial^2 w_1(0, t) / \partial t^2) - Q_1(0, t) + c_{y1} w_1(0, t) = 0; \quad M_1(0, t) = 0, \quad (60)$$

для стиків сусідніх секцій

$$\begin{aligned} m_i(\partial^2 w_i(0, t) / \partial t^2) - Q_i(0, t) + Q_{i-1}(1, t) + c_{yi} w_i(0, t) &= 0; \\ M_{i-1}(1, t) = 0; M_i(0, t) = 0; \quad w_i(0, t) = w_{i-1}(1, t) \quad (i=2, 3, \dots, n-1), \end{aligned} \quad (61)$$

для правого кінця конструкції

$$m_n(\partial^2 w_{n-1}(1, t) / \partial t^2) + Q_{n-1}(1, t) + c_{yn} w_{n-1}(1, t) = 0; \quad M_{n-1}(1, t) = 0. \quad (62)$$

В загальному випадку коефіцієнти диференціальних рівнянь (59) можуть залежати від поздовжньої координати секції. Тому для знаходження амплітудних функцій виконуємо числове інтегрування зазначеної системи диференціальних рівнянь. Подальший їх розв'язок пов'язаний із застосуванням методу початкових параметрів, як у попередній задачі.

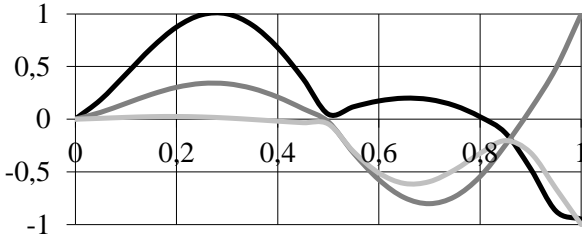


Рис. 21. Форми вільних коливань стріли з еластичним з'єднанням секцій податливістю $0,1 \cdot 10^{-3}$ рад/(Н·м)

попередньої моделі та визначення впливу деформації згину.

В реальних умовах експлуатації конвеєрів спостерігається нерівномірний розподіл вантажу по довжині стрічки, що обумовлює динамічний характер навантажень несівної конструкції. У зв'язку з цим, в роботі розглянуто вимушені коливання механічної системи конвеєра з метою оцінки динамічних складових напружень, що виникають в основних несівних елементах стріли.

Розрахункова схема натягнутої і розміщеної на роликах стрічки конвеєра зображена на рис. 22, де l – відстань між осями сусідніх роликів; r – діаметр ролика; A , B і C – точки, що розмежовують зони прилягання стрічки до ролика 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

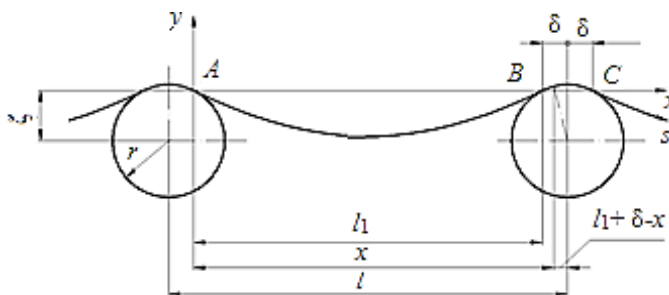


Рис. 22. Розрахункова схема розміщеної на роликах стрічки конвеєра.

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 Axy скористаємося натуральною криволінійною координатою s , що має початок у точці A і проходить уздовж осі zdeформованої стрічки.

Для визначення динамічних навантажень на ролик обчислюємо інерційні навантаження зон провисання стрічки, розташованих ліворуч і праворуч від ролика, та силу інерції, що діє на зону прилягання стрічки до ролика,

$$F_{ll}(t) = \int_0^{l_1} \mu(t, x) w(x) dx, \quad F_{lr}(t) = \int_0^{l_1} \tilde{\mu}(t, x) w(x) dx, \quad F_r(t) = \int_{l_1}^l \mu(t, x) w(x) dx, \quad (63)$$

де

$$\mu(t, x) = \mu_0 \left\{ 1 + k_\mu \sin \left\langle \omega_s \left\{ \int_0^x \sqrt{1 + [y'(\xi)]^2} d\xi - vt \right\} \right\rangle \right\}, \quad (64)$$

$$\tilde{\mu}(t, x) = \mu_0 \left\{ 1 + k_\mu \sin \left\langle \omega_s \left\{ \int_0^x \sqrt{1 + [y'(\xi)]^2} d\xi + S - vt \right\} \right\rangle \right\}, \quad (65)$$

причому,

$$s = \int_0^x \sqrt{1 + [y'(\xi)]^2} d\xi. \quad (66)$$

Тоді реакції точок закріплення лівої і правої зон провисання стрічки з вантажем будуть

$$\begin{aligned} R_{al}(t) &= (F_{ll}(t) [l_1 - x_{fl}(t)]) / l_1, & R_{bl}(t) &= (F_{ll}(t) x_{fl}(t)) / l_1, \\ R_{ar}(t) &= (F_{lr}(t) [l_1 - x_{fr}(t)]) / l_1, & R_{br}(t) &= (F_{lr}(t) x_{fr}(t)) / l_1, \end{aligned} \quad (67)$$

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.

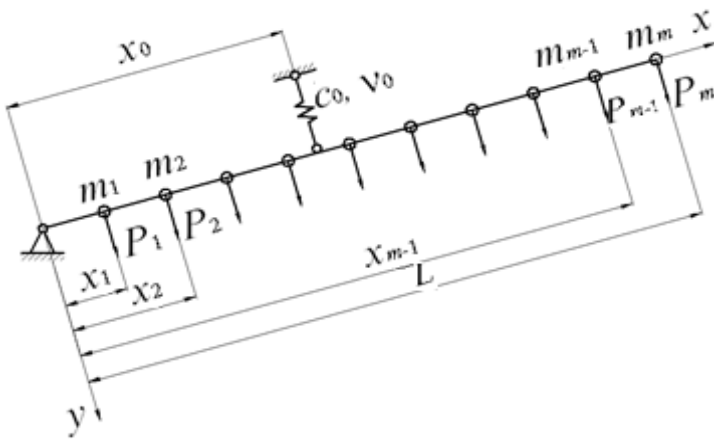


Рис. 23. Розрахункова схема стріли буртоукладника

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.

Для обмеження числа ступенів вільності континуально-дискретної механічної системи стріли скористаємося методом узагальнених переміщень.

Функцію, що описує згинальні коливання стріли, задаємо у вигляді

$$y(x, t) = \sum_{j=1}^n Y_j(t) \psi_j(x), \quad (69)$$

де $\psi_j(x)$ – форми коливань; $Y_j(t)$ – амплітудні коефіцієнти.

Форми коливань стріли добираємо так, аби виконувалися крайові умови на її кінцях:

$$\psi_j(x) = \psi_{10}(x) + \Lambda_j \psi_{20}(x) \quad (i=1, 2, \dots, n), \quad (70)$$

де

$$\psi_{10} = \sin(k_j x) + \text{sh}(k_j x); \quad \psi_{20} = \sin(k_j x) - \text{sh}(k_j x);$$

$$\Lambda_j = (-\cos(k_j L) + \text{ch}(k_j L)) / (\cos(k_j L) + \text{ch}(k_j L)),$$

причому, добутки $k_j L$ визначаємо з умов закріплення кінців стріли.

Динамічне навантаження ролика в напрямі, перпендикулярному до осі стріли,

$$P(t) = R_{bl}(t) + R_{ar}(t) - F_r(t). \quad (68)$$

Побудовано математичну модель вимушених поперечних коливань стріли буртоукладника, розрахункова схема якої подана на рис. 23, 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 –

З урахуванням залежностей (69) та (70) визначено кінетичну та потенціальну енергії і функцію Релея та одержано рівняння руху за схемою рівнянь Лагранжа другого роду, за допомогою яких досліджено вимушені поперечні коливання стріли з вантовою опорою. Враховуючи сили, що діють на кожний ролик, визначаємо змінні динамічні напруження, що виникають в стрілі. Для стріли буртоукладника довжиною 15 м з масою несівної конструкції 580 кг, масою стрічки з вантажем 1030кг, відстанню між осями роликів $l = 1$ м, моментом опору поперечного перерізу стріли $W_z = 3,1467 \cdot 10^{-4} \text{ м}^3$, за швидкості транспортування вантажу $v = 2,466 \text{ м/с}$ визначено залежність динамічної складової напружень від коефіцієнта k_T , що є

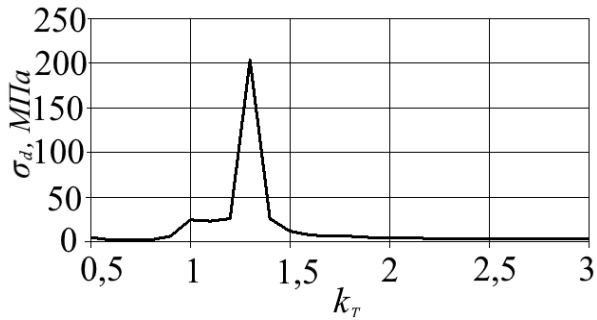


Рис. 24. Залежність амплітуди динамічної складової напружень від коефіцієнта k_T .

відношенням періоду розподілу вантажу по стрічці до періоду викривлення осі стрічки, за коефіцієнту нерівномірності розподілу маси стрічки з вантажем $k_\mu = 0,5$ (рис. 24.)

Статичне напруження у поперечному перерізі стріли, розташованому безпосередньо біля шарніру її підвісу (на відстані 7 м від шарнірно закріпленого кінця), становить $\sigma_s = 107,078 \text{ МПа}$. Встановлено, що коефіцієнт асиметрії зміни циклічних напружень у матеріалі знаходиться в межах $R=0,4\dots 0,75$.

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.

В п'ятому розділі проводиться дослідження деградації матеріалу тривало експлуатованої стрілової конструкції буртоукладника, сумісної дії змінних напружень і корозивного середовища на тріщиноутворення та залишковий ресурс.

Проаналізовано напружено-деформований стан стріли буртоукладника методом скінченних елементів із застосуванням обчислювального комплексу APM Structure 3D пакету APM Win Machine. Із виявлених найбільш та найменш навантажених елементів конструкції виготовляємо зразки для проведення експериментальних досліджень. Вивчали 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. Встановлено, що міцність і пластичність металу змінилися неістотно, однак, спостерігали чітку тенденцію зниження пластичності. Найбільш чутливим до зміни стану металу виявилось відносне звуження ψ , ударна в'язкість KCV і температура крихко-в'язкого переходу. За випроб ударом при 20°C фрактографічним аналізом виявлено, що у вихідному металі переважають рівноосні ямки відриву, а в експлуатованому – ямки зсуву.

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 кризьзеренне руйнування.

Основною причиною руйнування в умовах контакту металу з корозивним се-

редовищем є локальна корозія металу, що призводить до зменшення його робочого перетину і утворення тріщини. Випробуванням зразків матеріалу в умовах синтетичного дощу (його усереднений хімічний склад є таким: $H_2SO_4 - 3,19$; $Na_2SO_4 - 3,2$; $HNO_3 - 1,58$; $NaNO_3 - 2,12$; $NaCl - 8,48$) зі швидкістю деформації $v_{деф} = 10^{-5} \text{ с}^{-1}$ та $v_{деф} = 10^{-6} \text{ с}^{-1}$ встановлено утворення сітки поверхневих тріщин різного розміру та орієнтації, що підтверджує окрихчення матеріалу і зниження тріщиностійкості.

Очевидно, що експлуатаційна деградація металу повинна негативно вплинути і на опір втомному руйнуванню. Досліджено вплив модельного корозивного середовища типу кислого дощу на циклічну тріщиностійкість сталі стрілової конструкції. Висока пластичність досліджуваної сталі, мала товщина t зразків, що відповідала практично товщині кутника, та висока асиметрія R зміни напружень значно обмежили діапазон розмаху КІН ΔK , для якого можливо будувати кінетичні діаграми $\Delta K - da/dN$ (рис. 25).

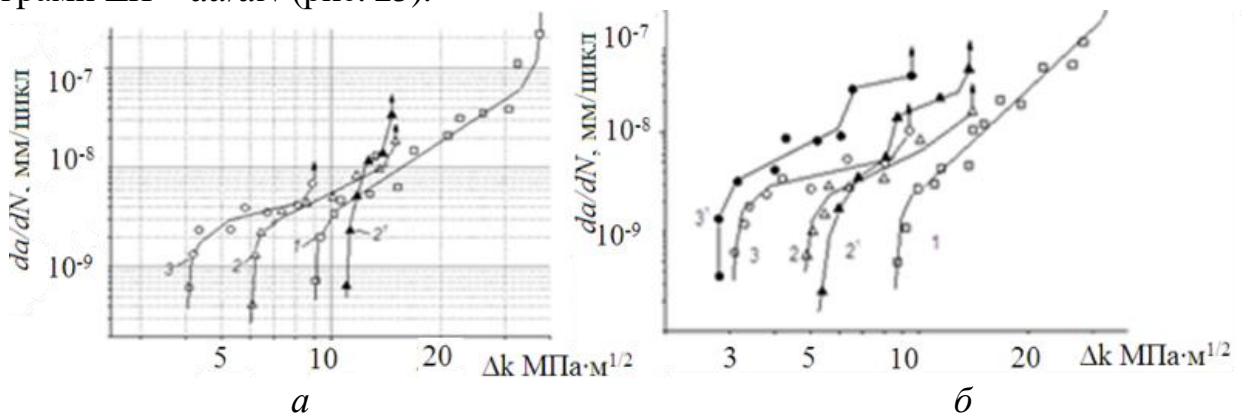


Рис. 25. Кінетичні діаграми втомного руйнування (КДВР) сталі Ст3 у вихідному (а) та експлуатованому (б) станах для $R = 0,1$ (1), 0,6 (2, 2') і 0,75 (3, 3') за випроб на повітрі (1, 2, 3) і в корозивному середовищі (2', 3')

Відмінності в кінетиці втомного руйнування досліджуваної сталі для різної асиметрії R циклу навантаження відповідають загальним закономірностям і пояснюються в першу чергу зменшенням ефекту закриття втомних тріщин з підвищенням значень R .

Корозивне середовище, в основному, негативно вплинуло на ріст тріщини в експлуатаційно окрихченій сталі. 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. Значення ΔK , що відповідає $K_{max} - 22$ МПа, практично визначає пороговий КІН K_{ISCC} , 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. Дослідження підтвердили, що навіть за кліматичних температурних умов експлуатації низьковуглецевої сталі Ст 3 фрактографічною ознакою її деградації теж стають втомні борозенки, які фіксували за припорогової швидкості росту втомних тріщин.

Зазначимо, що типовим проявом впливу середовища є ослаблення меж зерен та міжфазних меж, що пришвидшує ріст тріщин, а в нашому випадку спричинило зсув кінетичної діаграми в область підвищених швидкостей руйнування (рис. 25, б).

Для оцінювання довговічності елемента конструкції використано 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. Розглянуто шість випадків потенційно можливих тріщиноподібних дефектів: центральна поздовжня тріщина; зовнішня крайова тріщина; дві зовнішні крайові тріщини; півеліптична крайова тріщина; чвертьеліптична кутова тріщина; внутрішня еліптична центральна тріщина. Для них побудована аналітична база, що дає змогу оцінювання довговічності стрижнів за показником «опірності елемента конструкції росту тріщини», який є характеристикою швидкості зміни КІН біля вершини тріщини.

Для розглянутих тріщиноподібних дефектів на основі аналітичних співвідношень побудовано безрозмірні залежності виду $(\sqrt{t}/\sigma) \cdot (dK_I/da) = F(a/t)$, де a , t – розміри тріщини та зразка. При визначенні характеристичних значень довжин тріщин у досліджуваних елементах конструкцій використовували експериментальну базу, наведену вище, та аналітичне співвідношення Періса, що має вигляд степеневі залежності

$$da/dN = C \cdot (\Delta K)^n, \quad (71)$$

де C і n – константи, які характеризують систему «матеріал – середовище».

Отримані значення ΔK_{th} та ΔK_{fc} покладені в основу визначення характеристичних значень тріщин a_{th} та a_{fc} відповідно. Оцінку довговічності елемента конструкції з потенційно можливими тріщиноподібними дефектами виконано на основі співвідношення, яке передбачає досягнення умови спонтанного руйнування елемента конструкції, тобто

$$N_{fc} = \int_{a_{th}}^{a_{fc}} \frac{da}{F(\Delta K_I)}, \quad (72)$$

де N_{fc} – число циклів навантаження до руйнування елемента конструкції; $F(\Delta K_I)$ – відома функція КІН ΔK_I .

Окрім цього, для досліджуваних випадків за подібною залежністю розраховано число циклів навантаження N^* , за якого тріщиноподібний дефект досягає характеристичного розміру a^* , починаючи з якого різко зростає швидкість зміни КІН K_I . 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. Тому, поряд зі значенням a_{fc} , значення a^* може бути використане як критеріальна глибина тріщини під час планованого чи позачергового моніторингу експлуатованої конструкції.

В шостому розділі приводяться розроблені методи обґрунтованого вибору, раціонального проектування і аналіз чинників щодо ефективної експлуатації ВГП.

Для цілеспрямованого пошуку раціональних схем нових конструкцій з покращеними техніко-економічними показниками запропоновано користуватись критеріальними оцінками, основними з яких є економічна доцільність, габарити приводу і вага. Проаналізовано вплив на ці показники ККД найбільш поширених механічних передач в залежності від передатного числа. Встановлено, що габаритні розміри вмонтованого приводу (ВП) є найменшими в порівнянні з роздільним приводом, редукторним електродвигуном, мотор-редуктором за однакової потужності на привідному барабані конвеєра. Рекомендовано на стадії проектного пошуку технічного рішення приводу його вагу визначати через об'єм, коефіцієнт його заповнення та усереднену питому вагу. Крім того, ефективність втрат підведеної до приводу енергії запропоновано оцінювати за питомою потужністю, яка розрахована для найбільш поширених конструкцій ВП. Враховуючи специфіку ВП, що полягає в обмеженні габаритного розміру передавального механізму внутрішнім простором барабана, проведено співставний аналіз розмірів різних типів механічних передач в залежності від діапазону передатних чисел. Під час вибору типу енергоносія слід враховувати динамічні властивості приводу.

На основі принципів системного аналізу виділено структурно-функціональні елементи відомих конструкцій ВП, якими є: барабани; передавальні механізми; піввісі; опорні елементи; засоби автоматики. Кожний з цих елементів отримав позначення, яке використовується для складання структурної формули приводу, за допомогою якої здійснюється їхній вибір. Вони забезпечують задані технологічні та конструктивні параметри привідного механізму. Це полегшує пошук нового технічного рішення і можливість вибору раціональної компоновочної схеми ВП. 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

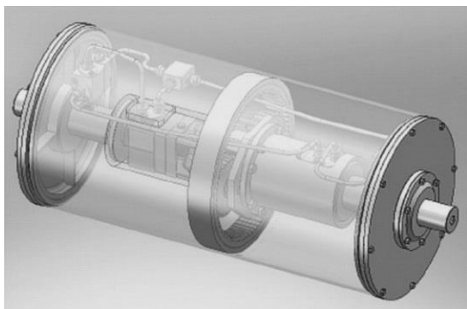


Рис. 26. ВГП з пристроєм керування на основі двокаскадного клапана непрямої дії

механізм з одноступінчастою багатопоточною циліндричною зубчастою передачею; Н8 – піввісь з фланцем і центральним отвором для підведення рідини та радіальними каналами. ОЦ–АО2 – опорний елемент у вигляді циліндра з центральним отвором під привідні двигуни і двома аксіальними отворами під проміжні зубчасті колеса; КМ–2 – пристрій керування зміною моменту на привідному барабані з двокаскадним клапаном непрямої дії.

«Вмонтований привід», яка може інтегруватися в розгалужену систему автоматизованого проектування ПТМ. За таким принципом побудовані нові конструкції ВГП. На рис. 26 наведена 3D модель ВГП з ПК. Проектування цього приводу виконувалося за структурною формулою Г–Б6–П1–БЦЗ–Н8–ОЦ–АО2–КМ2: Г – гідравлічний; Б6 – корпус барабана з скріпленням в середній частині внутрішньої поверхні кільцем для приєднання коронного зубчастого колеса; П1–БЦЗ – передавальний

Для встановлення конкурентоспроможності ВГП стрічкових конвеєрів виконано порівняльний аналіз економічних показників за умови використання існуючого комплектного електромеханічного приводу та ВГП на ПрАТ «Стрижавський кар'єр». Наведені порівняльні характеристики показують, що використання ВГП дозволяє отримати суттєвий економічний ефект (показники наведені в висновках).

ОСНОВНІ РЕЗУЛЬТАТИ ТА ВИСНОВКИ

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 запірних елементів 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 гідропроводу, 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 роликкоопори, 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 ОСНОВНИХ ОПУБЛІКОВАНИХ ПРАЦЬ ЗА ТЕМОЮ ДИСЕРТАЦІЇ

1. *Поліщук Л. К.* Вмонтовані гідравлічні приводи конвеєрів з гнучким тяговим органом, чутливі до зміни навантаження: монографія / Л. К. Поліщук, О. О. Адлер – Вінниця.: ВНТУ, – 2010. – 184 с.

2. *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.

3. *Поліщук Л. К. Гідрофікація буртоукладальної машини К-65М2Б3-К / Л. К. Поліщук, Р. Д. Іскович-Лотоцький, Р. П. Коцюбівський // Всеукраїнський науково-технічний журнал «Вібрації в техніці та технологіях» 2002. – №5 (31) с. 28 – 30.*

4. *Поліщук Л. К. Математичне моделювання гідравлічного мотор-барабана стрічкового конвеєра / Л. К. Поліщук, О. О. Адлер // Наукові нотатки. – Луцьк. – 2005. – С. 273 – 282.*

5. *Поліщук Л. К. Динаміка пристрою керування гідроприводу, чутливого до навантаження / Л. К. Поліщук, О. О. Адлер // Машинознавство. – 2007. – №6 (120). – С. 33 – 37.*

6. *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), Частина 1. – С. 195 – 200.*

7. *Поліщук Л. К. Гідравлічний мотор-барабан стрічкового конвеєра стріли відвалоутворювача / Л. К. Поліщук, О. О. Адлер // Промислова гідравліка і пневматика. – 2007. – №2(16). – С. 61 – 64.*

8. *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.*

9. *Поліщук Л. К. Гідрофікація привода транспортера стріли буртоукладальної машини / Л. К. Поліщук, Р. Д. Іскович-Лотоцький, Р. П. Коцюбівський // Промислова гідравліка і пневматика. – №4 (18) – 2007. – С. 106 – 108.*

10. *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 // Промислова гідравліка і пневматика. – №3 (25), – 2009. – С. 88 – 91.*

11. *Поліщук Л. К. Експериментальне дослідження вмонтованого гідроприводу конвеєра з пристроєм керування / Л. К. Поліщук, О. О. Адлер, А. Л. Штурма // Промислова гідравліка і пневматика. – №2 (24), – 2009. – С. 74 – 79.*

12. *Поліщук Л. К. Вмонтований привод з автоматичним вмиканням паралельно встановлених гідродвигунів / Л. К. Поліщук, Є. В. Харченко, О. О. Адлер // Машинознавство. – №1 – 2009, – с. 32 – 36.*

13. *Поліщук Л. К. Вплив характеристик зміни навантаження на динаміку роботи вмонтованого гідравлічного приводу / Л. К. Поліщук, О. О. Адлер, А. О. Малярчук // Машинознавство. – №11 – 2009, – С. 31 – 35.*

14. *Поліщук Л. К. Дослідження динаміки привода конвеєра із змінним навантаженням / Л. К. Поліщук, О. О. Адлер // Вібрації в техніці та технолог. – №3 (55) – 2009 – С. 35–38.*

15. *Поліщук Л. К. Синтез системи пуску гідравлічного приводу стрічкового конвеєра / Л. К. Поліщук, А. О. Малярчук, Р. П. Коцюбівський, О. О. Адлер // Промислова гідравліка і пневматика. – №4 (30), – 2010. – С. 61 – 63.*

16. *Поліщук Л. К.* Вибір параметрів гідравлічного привода з пристроєм керування / *Л. К. Поліщук, О. О. Адлер, М. Салех* // *Машинознавство.* – 2010. – №6 – С. 36 – 40

17. *Поліщук Л. К.* Привод транспортера для видалення стружки з токарного верстата / *Л. К. Поліщук, Д. В. Кислиця, Д. В. Бурденюк, Я. Г. Гуровський* // *Промислова гідравліка і пневматика.* – 2011. – №3(33) – С. 108 – 110.

18. *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.

19. *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

20. *Поліщук Л. К.* Вибір раціональної схеми привода конвеєра за критеріальними оцінками / *Л. К. Поліщук, Р. П. Коцюбівський, С. А. Барабанов* // *Збірник наукових праць ВНАУ. Серія: Технічні науки* – 2012. – вип.10, т.2(59) – С. 149 – 154.

21. *Поліщук Л. К.* Модальний аналіз суцільної багатопрогонової стріли відвалоутворювача / *Л. К. Поліщук, Є. В. Харченко* // *Вібрації в техніці та технологіях: Все-укр. наук.-техн. журнал.* – Вінниця, 2013. – Вип. №3(71). – С. 78–84.

22. *Поліщук Л. К.* Вмонтований гідравлічний привод приймального конвеєра буртоукладника / *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.

23. *Поліщук Л. К.* Аналіз впливу параметрів системи керування на динамічні процеси гідропривода стрічкового конвеєра / *Л. К. Поліщук, О. В. Піонткевич, О. О. Коваль* // *Промислова гідравліка і пневматика.* – №2 (52), 2016 р. – 37 – 48.

24. *Харченко Є. В.* Оцінювання експлуатаційної деградації профільної сталі стріли буртоукладника / *Є. В. Харченко, Л. К. Поліщук, О. І. Звірко* // *Фіз.-хім. механіка матеріалів.* – Львів, 2013. – 49, №4. – С. 77–82.

(*E. V. Kharchenko, L. K. Polishchuk, O. I. Zvirko* Estimation of the in-service degradation of steel shapes for the boom of a clamp-forming machine // *Materials Science (Springer Science + Business Media New York).* – 2014. – 49, № 4. – P. 501–507.)

25. *Поліщук Л. К.* Зміна механічних властивостей та корозійне розтріскування під напруженням матеріалу металоконструкції стріли буртоукладника / *Л. К. Поліщук, Р. Д. Іскович-Лотоцький, О. О. Коваль* // *Наука та прогрес транспорту. Вісник Дніпропетровського національного університету залізничного транспорту ім. акад. В. Лазаряна.* – Д., 2015. – Вип. 2(56). – С. 168-179.

26. *Поліщук Л. К.* Система керування гідропривода стрічкового конвеєра із змінним навантаженням / *Л. К. Поліщук, О. О. Коваль* // *Вісник Вінницького політехнічного інституту.* – Вінниця, 2015. – №2. – С. 131-136.

27. *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.

28. Поліщук Л. К. Корозійно-циклічна тріщиностійкість сталі стріли буртоукладника / Л. К. Поліщук, Г. В. Харченко, О. І. Звірко // Фіз.-хім. механіка матеріалів. – Львів, 2015. – 51, №2. – С. 77–82.

(*L.K. Polishchuk, E.V. Kharchenko, O. Zvirko*. Corrosion-Fatigue Crack-Growth Resistance of Steel of the Boom of a Clamp-Forming Machine // *Materials Science (Springer Science + Business Media New York)*. – 2015. – Vol. 51, No 2. – P. 229–234.)

29. Поліщук Л. К. Дослідження динамічних процесів в системі керування гідропривода стрічкових конвеєрів із змінними вантажопотоками / Л. К. Поліщук, Є. В. Харченко, О. В. Пйонткевич, О. О. Коваль // *Восточно-Европейский журнал передовых технологий. Технологии машиностроения*, – 2016. – 2/8(80). – С. 22–29.

30. *Polishchuk L*. Modal analysis of the spreader boom as a system of articulated Timoshenko beams / *L.K Polishchuk, Y. Harchenko, J. Jaroszewicz* // *TEHNOMUS Journal. New Technologies and Products in Machine Manufacturing Technologies*, Year: 2013 – V.1 – P. 74-78.

31. *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.

32. *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.

Результати наукових досліджень також відображені у 14 деклараційних патентах України і 13 тезах доповідей на міжнародних науково-технічних конференціях.

АНОТАЦІЯ

Поліщук Л. К. Динаміка привідних систем і стрілових конструкцій стрічкових конвеєрів мобільних машин. – Рукопис.

Дисертація на здобуття наукового ступеня доктора технічних наук за спеціальністю 05.02.09 – динаміка та міцність машин. Національний університет «Львівська політехніка», Львів, 2017.

Дисертація присвячена розв’язанню актуальної наукової проблеми підвищення ефективності функціонування привідних систем і стрілових конструкцій стрічкових конвеєрів мобільних машин за рахунок усунення резонансних явищ, а також зниження динамічних зусиль у пружних ланках шляхом застосування вмонтованого гідроприводу, оснащеного основним і додатковим моторами та системою керування.

Побудовано нелінійні математичні моделі і проведено дослідження динамічних явищ у приводі та у вітках конвеєра. Обґрунтовано параметри системи керування, які забезпечують стійку роботу конвеєра в умовах значних коливань експлуатаційних навантажень. Розроблено метод розрахунку перехідних процесів у стрічкових конвеєрах з урахуванням рухомості меж довгомірних віток транспортувального органу, що дало можливість значно підвищити точність визначення зусиль у стрічці. Із застосуванням матричного методу початкових параметрів проведено математичне моделювання вільних і вимушених коливань

багатопрогонових стрілових конструкцій з жорстким та шарнірним сполученнями секцій. Досліджено вплив нерівномірності розподілу вантажу та інших експлуатаційних характеристик конвеєра на навантаження елементів приводу і стрілової конструкції. Вивчено сумісний вплив змінних зусиль у несівній конструкції і характеристик робочого середовища на довговічність та залишковий ресурс елементів стріли

Ключові слова: динамічні процеси, математичне моделювання, гідропривід, пристрій та система керування, змінні навантаження, стрілова конструкція, механічні коливання, ресурс.

АННОТАЦИЯ

Полищук Л. К. Динамика приводных систем и стреловых конструкций ленточных конвейеров мобильных машин. –Рукопись.

Диссертация на соискание ученой степени доктора технических наук по специальности 05.02.09 –динамика и прочность машин. – Национальный университет «Львовская политехника», Львов, 2017.

Диссертация посвящена решению актуальной научной проблемы повышения эффективности функционирования приводных систем и стреловых конструкций ленточных конвейеров мобильных машин за счет устранения резонансных явлений, а также снижения динамических усилий в упругих звеньях путем применения встроенного гидропривода, оснащенного основным и дополнительным моторами и системой управления.

Построено нелинейные математические модели и проведены исследования динамических явлений в приводе и в ветвях конвейера. Обоснованно параметры системы управления, обеспечивающих устойчивую работу конвейера в условиях значительных колебаний эксплуатационных нагрузок. Разработан метод расчета переходных процессов в ленточных конвейерах с учетом подвижности границ длиномерных веток транспортирующего органа, что позволило значительно повысить точность определения усилий в ленте. С применением матричного метода начальных параметров проведено математическое моделирование свободных и вынужденных колебаний многопролетных стреловых конструкций с жестким и шарнирным соединениями секций. Исследовано влияние неравномерности распределения груза и других эксплуатационных характеристик конвейера на нагрузку элементов привода и стреловой конструкции. Изучено совместное влияние переменных усилий в несущей конструкции и характеристик рабочей среды на долговечность и остаточный ресурс элементов стрелы.

Ключевые слова: динамические процессы, математическое моделирование, гидропривод, устройство и система управления, переменные нагрузки, стреловая конструкция, механические колебания, ресурс.

ABSTRACT

Polishchuk, Leonid - Dynamics of drive systems and boom construction of belt conveyers on mobile machinery.-- Manuscript.

Dissertation for the Degree of Doctor of Science (Engineering) in dynamics and strength of machines (from February 2, 2009). National University "Lvivska Politechnica", Lviv, 2017

The dissertation is focused on the solution of a current scientific problem: improvement of operation efficiency of drive systems and boom structures of mobile machinery belt-conveyers resulting from elimination of resonance phenomena and decrease of dynamic forces on elastic elements through application of a built-in drive equipped with main and auxiliary motors and a control system.

Scientific fundamentals of the development of built-in hydraulic drives sensitive to load variations have been developed using non-linear mathematical models. The advantages of using built-in hydraulic drives with hydraulic instrumentation in drive system have been proven.

Methods of analyzing non-stationary operation modes of a belt conveyer hydraulic drive unit with main and auxiliary hydraulic motors and device or control system, sensitive to load variations, have been developed. Through the comparison of theoretical and experimental values of dynamic characteristics of a hydraulic drive with control device, we have determined the deviations of basic parameters of theoretical determination such as rotational stiffness of the system, inertial load, volume of pump line and character of load variations within the limit of 8,9% to 17,2%. This proves the validity of assumptions made in the process of theoretical research and the mathematical model of the drive may be considered indicative of the real hydraulic mechanical system.

Parameters of the hydraulic drive with control system and transporting part of the conveyer have been determined, the change of these parameters causes the change of transient process time by the pressure in pump line at the phase of additional hydraulic motor vary from 0.11 sec. to 0.15 sec., at the phase of combined operation of hydraulic motors---from 0.05 sec. to 0.12 sec., at the phase of load decrease and additional hydraulic motor cut off--from 0.9 sec. to 0.17 sec. and expressed as percentages --- from 15% to 45%, from 4% to 12%, from 20% to 55%, respectively.

Mathematical models of start-up device dynamic processes have been constructed, with device operation synthesized on the basis of a rational method of belt conveyer startup and hydraulic drive control with parallel hydraulic motors, accounting for useful resistance force variations and hydrodynamic phenomena in the drive. Conditions for efficient usage of drive control systems have been determined. According to these conditions, the pressure space of additional hydraulic motor q_{M2} must not exceed 75% of this parameter q_{M2} value of the main hydraulic motor, the ratio of hermetic sealing areas of lock element of the sensor is the value $-f_1/f_2=0.7$. The research recommends measures aimed at construction changes in control system elements to avoid negative phenomena in control system operation.

A method of transient processes calculation in belt conveyers has been developed that accounts for the mobility limits of long elastic links, applying the developed algorithm of transient and steady state modes calculation in mechanical system of the conveyer.

Mathematical models of free and harmonic forced vibrations of boom constructions in the form of continuous multispans or disembodied articulated stiff and flexible beams

have been developed on the basis of the bending theory or Timoshenko's non-classic beam theory.

Natural frequencies of such constructions have been determined to depend on the mass of the transported load and on the rigidity of retaining ropes and can change, depending on technical characteristics of the ropes and operation conditions of the spreader, in a broad range. Research of dynamic processes of forced vibrations has shown that the character of transported load distribution along the boom greatly influences the amplitude and frequency of boom dynamic loads. Both natural frequencies and amplitudes of forced vibrations of a boom mechanical system depend on geometric and flexible inertial characteristics of carrying construction. In addition, the characteristic of forced vibrations of the boom is influenced by load mass, non-uniformity of its distribution along the length of the belt and speed of load motion.

The impact of loading mode and conditions of long-term operation of carrying construction of the boom on mechanical properties of the material has been studied. Long operation of the boom resulted in considerable reduction of impact elasticity of the metal at minor increase of strength characteristic and drop of ductility. Applying analytical relations for CLI (coefficient of load intensity) characteristic values of cracking-like faults lengths have been calculated. These faults could be considered with a high probability as precursors of structure destruction. Practical recommendations have been developed regarding the assessment of boom construction durability with modeled crack-like faults of different form and geometry by means of determination of limiting value of loading cycles.

Application of criterial assessment in the process of circuit search of drives constructions and their structural-functional elements enabled development of built-in drives with improved technical-economic characteristics. Calculation of technical-economic indices, characterizing the efficiency of the replacement of the equipment, installed at Private Joint –Stock Company "Strizhivka Quarry" by the new equipment, developed on the base of built-in drive, proves the expediency of such measure. In this case, the volume of the processed granite mass increases (by 7.4%), capital and operation expenses decrease (by 60%), production cost decreases (by 4.2%), net profit increases (by 7.3%). Additionally, gross profit increases (by 12.0%), profitability index grows (by 10.7%), and payback period decreases (by 18.8%).

Key words: dynamic processes, mathematical modeling, hydraulic drive, control device and control system, variable loads, boom construction, mechanical vibrations, resource.

Підписано до друку 12.05.2017 р. Формат 29,7×42 ¼
Наклад 100 прим. Зам. № 2017-121.
Віддруковано в інформаційному редакційно-видавничому центрі
Вінницького національного технічного університету
м. Вінниця, Хмельницьке шосе, 95. Тел.: 59-87-38
Свідоцтво суб'єкта видавничої справи
серія ДК №3516 від 01.07.2009 р.