

ДЕРЖАВНИЙ УНІВЕРСИТЕТ "ЛЬВІВСЬКА ПОЛІТЕХНІКА"

На правах рукопису

ПОЛІЩУК Леонід Клавдійович

ДИНАМІЧНА НАВАНТАЖЕНІСТЬ МЕХАНІЧНОЇ СИСТЕМИ
СТРІЧКОВОГО КОНВЕЙЄРА З ВМОНТОВАНИМ ПРИВОДОМ

Спеціальність 01.02.06 - динаміка, міцність
машин, приладів і апаратури

А в т о р е ф е р а т
дисертації на здобуття наукового ступеня
кандидата технічних наук

Львів - 1994



AB 29.640

Робота виконана у Вінницькому політехнічному інституті.

Науковий керівник - доктор технічних наук, професор
ПОНОМАРЧУК Анатолій Федосійович

Офіційні опоненти - доктор технічних наук, професор
ПОЛЮДОВ Олександр Миколайович

- кандидат технічних наук, доцент
ХОРОЛЬСЬКИЙ Іван Миколайович

Провідна організація - Проектно-конструкторський інститут
конвейеробудування (м. Львів)

Захист відбудеться " 11 " травня 1994 р. о 15 годині
на засіданні спеціалізованої вченої ради К 068.036.05 при
Державному університеті "Львівська політехніка"
(290013, м. Львів, вул. С.Вандери, 12).

З дисертацією можна ознайомитись у бібліотеці Державного
університету "Львівська політехніка"
(290013, м. Львів, вул. Професорська, 1).

Автореферат розісланий " 8 " квітня 1994 р.

Вчений секретар спеціалізованої
вченої ради

Є.В.Харченко

ЗАГАЛЬНА ХАРАКТЕРИСТИКА РОБОТИ

Актуальність теми. Широке використання транспортуючих машин сприяє механізації та автоматизації технологічних процесів у багатьох галузях сучасного виробництва. Найбільше розповсюдження отримали стрічкові конвейери, що дозволяють переміщувати вантажі з порівняно великими швидкостями як на короткі, так і на значні відстані. Тому особливого значення набуває підвищення їх технічного рівня, надійності та економічності.

Розв'язання цієї проблеми вимагає всебічного вивчення динаміки механічної системи конвейера, а також розробки нових видів приводів з покращеними експлуатаційними характеристиками.

Основними недоліками роздільного привода, який застосовують в сучасних конвейерах, є великі габаритні розміри, значна маса, а також складність конструкції, що знижує його надійність. Тому в пересувних і переносних конвейерах, живильниках, транспортуючих машинах, що експлуатуються в умовах обмеженої монтажної зони, доцільно замінити його на вмонтований, який відзначається компактністю, невеликою вагою і меншою кількістю вузлів.

Ефективність використання привода у значній мірі визначається характеристиками пускового режиму, раціональний вибір яких дає змогу зменшити динамічні навантаження на вузли та деталі механічної системи, підвищити надійність та довговічність конвейера. Покращення пускових характеристик пов'язано з розробкою нових конструкцій вмонтованого привода та обґрунтованим вибором його параметрів. Її значення навантажень елементів стрічкового конвейера з великими швидкостями транспортування і розмірами ділянок транспортуючого органу потребує розробки спеціальних методів аналізу. Тому дослідження динамічної навантаженості вмонтованого привода і транспортуючого органу стрічкового конвейера є перспективним і актуальним.

Мета роботи - розробка математичних моделей та алгоритмів розрахунку динамічних процесів у механічній системі стрічкового конвейера, аналіз динамічної навантаженості елементів конвейера при його роботі та обґрунтування конструкцій і параметрів вмонтованого привода, що забезпечують покращені експлуатаційні показники транспортуючої машини.

Основні задачі роботи. Розробка узагальненого алгоритму визначення власних частот і форм коливань механічної системи стрічко-

вого конвейера. Дослідження впливу геометричних та пружно-інерційних параметрів елементів конвейера на характеристики вільних коливань.

Побудова математичної моделі, перехідних процесів у гідроприводному агрегаті транспортуючої машини з метою дослідження його динамічних характеристик і законів руху ведучого барабана конвейера.

Розробка методу розрахунку динамічних явищ у механічній системі швидкохідного стрічкового конвейера з великими розмірами ділянок транспортуючого органу; дослідження динамічної навантаженості елементів конвейера в період пуску.

Експериментальні дослідження динаміки гідроприводного агрегата для перевірки теоретичних результатів і уточнення параметрів, що характеризують динамічні властивості вмонтованого привода.

Обґрунтування конструкції вмонтованого привода стрічкового конвейера та режимів роботи транспортуючої машини, які дають можливість знизити динамічну навантаженість елементів системи.

Загальна методика досліджень. Теоретичні дослідження проводилися на основі положень теорії механічних коливань, теорії гідравлічного привода, аналітичних та чисельних методів розв'язування звичайних диференціальних рівнянь і рівнянь з частинними похідними. Дискретизація нелінійної механічної системи з розподіленими параметрами здійснювалася методом скінчених елементів. Розв'язування граничних задач у лінійній постановці виконувалося за допомогою методу розділення змінних. Експериментальні дослідження проводилися в лабораторних умовах шляхом реєстрації параметрів динамічних процесів методом тензометрування.

Роботоздатність вмонтованого привода стрічкового конвейера досліджувалася на діючому обладнанні у виробничих умовах.

Наукова новизна. Розроблено узагальнену математичну модель та складено алгоритм розрахунку вільних коливань механічної системи стрічкового конвейера з довільним числом ділянок транспортуючого органу з використанням методу початкових параметрів.

Побудовано математичну модель перехідних процесів у механічній системі стрічкового конвейера з урахуванням динамічних властивостей гідроприводного агрегата і хвильових явищ у транспортуючому органі, що розглядається як пружний елемент з розподіленою масою та рухомими границями ділянок.

Розроблено алгоритм розрахунку процесів пуску конвейера, який

базується на зведенні крайової задачі з рухомими границями до розв'язування нелінійних рівнянь з частинними похідними при фіксованих граничних умовах методом скінченних елементів.

З'ясовано вплив параметрів гідроприводного агрегата і транспортуючої частини конвейера на динамічну навантаженість його елементів.

Практична цінність. Результати математичного моделювання динамічних процесів у стрічкових конвейерах можуть бути використані при розрахунку і конструюванні транспортуючих машин, що мають ланки великої довжини. Розроблені алгоритми дають можливість підвищити точність визначення навантажень на деталі і вузли конвейера при динамічних режимах роботи.

На основі вироблених рекомендацій щодо проектування вмонтованих приводів конвейерів запропоновано та захищено авторськими свідоцтвами на винаходи нові конструкції гідравлічних мотор-барabanів (ГМБ) з покращеними техніко-економічними показниками для машин неперервного транспорту.

Обґрунтовано раціональні параметри вмонтованого привода та режими роботи транспортуючих машин.

Розроблені конструкції ГМБ і вмонтованого гідравлічного привода для механізму переміщення гідропневматичного кріплення вугільної шахти впроваджені на заводі Вінницького ВО ПВП і на шахті "Березовская" ВО "Северокузбассуголь". Фактичний річний економічний ефект від впровадження одного ГМБ стрічкового конвейера склав 9000 крб. на одній технологічній лінії в цінах 1988 року.

Адаптація роботи. Основні положення дисертаційної роботи доповідались, обговорювались і були схвалені на: науково-технічних конференціях професорсько-викладацького складу Вінницького політехнічного інституту (1984-1993 рр.); Далекосхідній науково-практичній конференції з питань меліорації і сільського будівництва на Далекому Сході (Усурійськ, 1984), науково-практичних конференціях "Проектування і експлуатація промислових гідроприводів і систем гідропневмоавтоматики" (Пенза, 1984, 1991); Республіканській конференції "Проектування і експлуатація гідропневматичних систем і гідроприводів машин, автоматів і промислових роботів в машинобудуванні" (Севастополь, 1987); Всесоюзній науково-технічній конференції з питань стану і перспектив застосування м'яких оболонок в підземних роботах (Дніпропетровськ, 1991); XV-му Міжнародному симпозиумі "Вібрації в фізичних системах" (Республіка Польща, Поз-

нань, 1991); XIII-й Польській конференції з теорії механізмів і машин (Кожалін-Мієлно, 1992); I-му міжнародному симпозиумі українських інженерів-механіків у Львові (1993); науково-практичній конференції "Гідропривод і гідроапаратура сільськогосподарських машин" (Вінниця, 1993); III-й науково-технічній конференції Асоціації спеціалістів промислової гідравліки і пневматики (Київ, 1993); науковому семінарі кафедри "Деталі машин" Державного університету "Львівська політехніка" (1993).

Публікації. Основні результати роботи опубліковані у 8 друкованих працях та захищені 4 авторськими свідоцтвами на винаходи і використані у звіті про науково-дослідну роботу, заєрестрованому у ВНТІ-центрі.

Структура і обсяг роботи. Дисертація складається із вступу, чотирьох розділів, висновків і п'яти додатків. Робота викладена на 301 сторінці і включає 136 сторінок друкованого тексту, 92 рисунки, 6 таблиць, список літератури із 116 найменувань та додатки на 83 сторінках.

На захист вноситься:

- математична модель та алгоритм визначення частот і форм вільних коливань механічної системи стрічкового конвейєра з довільним числом ділянок;
- математична модель гідроприводного агрегата стрічкового конвейєра;
- математична модель перехідних процесів у механічній системі транспортуючої машини з урахуванням рухомості границь ділянок стрічки;
- алгоритм розрахунку нестационарних режимів у механічній системі конвейєра в період пуску;
- закономірності впливу параметрів привода і транспортуючої частини конвейєра на характеристики вільних та вимушених коливань його механічної системи;
- аналіз динамічної навантаженості механічної системи конвейєра та практичні рекомендації, направлені на покращення експлуатаційних характеристик привода;
- нові конструкції гідравлічних вмонтованих приводів.

ЗМІСТ РОБОТИ

У вступі обґрунтована актуальність роботи, її наукова новиз-

на, практична цінність і основні положення, які виносяться на захист, а також наведена коротка анотація всіх розділів.

В першому розділі проведено аналіз сучасного стану проблем динамічного розрахунку і вдосконалення приводів стрічкових конвейерів, сформульовані основні задачі дослідження.

Значне місце в розробці теорії і методів розрахунку стрічкових конвейерів займає дослідження динамічних процесів, у вивченні яких важливу роль відіграють роботи Н.Я.Віліченко, В.Г.Дмитрієва, І.І.Каварми, Є.Є.Новикова, С.А.Панкратова, В.К.Смирнова, О.О.Співаковського, І.М.Хорольського, Л.Г.Шахмейстера та ін. Сучасні методи дослідження ґрунтуються на використанні континуально-дискретних розрахункових моделей стрічкового конвейера, що дозволяє найбільш точно проводити аналіз динамічних процесів. Ланки з розподіленими параметрами традиційно розглядаються як стержневі елементи.

Теоретичні та прикладні питання динаміки стержневих конструкцій широко розглянуті в роботах В.Л.Відермана, В.В.Волотіна, Я.Г.Пановка, Г.С.Писаренка, В.О.Светлицького, А.П.Філіпова, В.Г.Чудновського та ін.

При виконанні динамічних розрахунків стрічкових конвейерів рухомістю границь нехтують, вважаючи, що перехідні процеси тривають порівняно малі проміжки часу. Проте, для конвейерів значних розмірів та з великими робочими швидкостями виникає необхідність дослідження динамічних явищ з урахуванням особливостей протікання хвильових процесів у рухомих вітках. В існуючих роботах дане питання висвітлене недостатньо.

Виявлено, що дослідження перехідних процесів доцільно проводити на основі сумісного інтегрування рівнянь руху та нелінійних рівнянь динамічного стану привода.

Аналіз процесів, що відбуваються під час пуску транспортуючих машин, які експлуатуються в умовах обмеженої монтажно-зони, дозволив встановити вимоги до динамічних характеристик приводів та до їх конструкцій. Для вибору раціональної конструкції приводного пристрою проведено аналіз відомих технічних рішень. Розроблено класифікацію мотор-барabanів, яка визначає шляхи створення нових та вдосконалення існуючих конструкцій. Зроблено висновок про доцільність використання вмонтованих приводів.

Для знаходження динамічних навантажень в транспортуючій і приводній системах намірилась необхідність розробки математичних моделей та алгоритмів розрахунку процесів пуску швидкохідних конвей-

ерів значних розмірів. Відсутність таких методів розрахунку не дає змоги забезпечити раціональні параметри гідравлічного вмонтованого привода, що знижує ефективність його використання в машинах неперервного транспорту.

Другий розділ дисертації присвячено теоретичним дослідженням динаміки механічної системи стрічкового конвейера. При вивченні динамічних явищ розглядається стрічковий конвейер з розробленою конструкцією ГМБ, яка відзначається підвищеною питомою потужністю, надійністю, економічністю, меншою кількістю вузлів у порівнянні з електричним мотор-бараном. Складено розрахункову схему механічної частини ГМБ, що використовується у подальших теоретичних дослідженнях.

Підвищенню точності аналізу динамічних процесів конвейера сприяє строге задання рушійних сил привода. З метою дослідження закону руху ведучого барабана складена математична модель гідроприводного агрегата. Його розрахункова схема подана на рис. 1, де

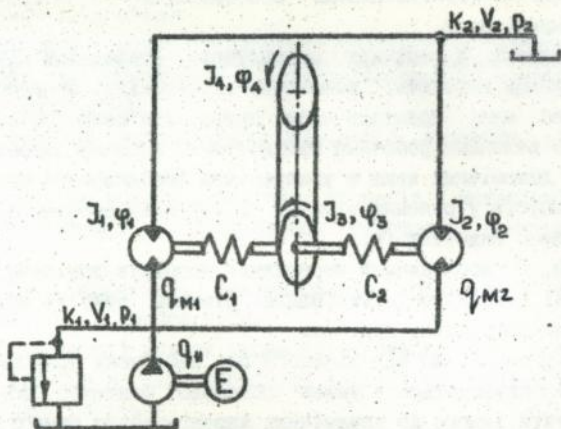


Рис. 1.

J_1 і J_2 - моменти інерції роторів гідромоторів; J_3 і J_4 - зведені моменти інерції приводного і хвостового барабанів конвейера, які визначаються з урахуванням інерційності привода та транспортуючої частини; Q_H , Q_{M1} , Q_{M2} - характерні об'єми насоса і гідромоторів; C_1 , C_2 - жорсткості механічних приводних ліній; $\varphi_1 \dots \varphi_4$ - коор-

динати руху елементів системи; k_1 і k_2 - коефіцієнти податливості напірної та виливної магістралей з урахуванням стисливості рідини, об'єми яких рівні V_1 та V_2 ; p_1, p_2 - тиски в напірній та виливній магістралях. Пружно-дисипативні властивості стрічки конвейєра визначаються реологічною моделлю Фойхта.

В основу математичного моделювання динаміки привода покладено рівняння руху механічної частини і рівняння балансу витрат рідини. При складанні рівнянь приймаємо такі допущення: продуктивність насоса постійна; напірні трубопроводи короткі, що дозволяє не враховувати гідравлічний опір і хвильові процеси; температура та в'язкість потоку робочої рідини постійні; стисливість робочої рідини та податливість порожнин не змінюються, а їх значення рівні середнім для даного діапазону тиску; проковзування стрічки на барабані відсутнє; стрічку вважаємо абсолютно гнучкою пружною ниткою.

Ураховуючи наведені допущення та приймаючи до уваги однотиповість гідромоторів і ідентичність приводних ліній, а також нехтуючи незначним підпором, математичну модель отримуємо у вигляді:

$$\begin{aligned} q_n n_n - b p_1 - 2q_m n_m - k_1 V_1 (dp_1/dt) &= 0; \\ \beta (d\varphi/dt) + c(\varphi - \varphi_3) + c f_T (\varphi - \varphi_3) \operatorname{sgn}[d(\varphi - \varphi_3)/dt] + \\ &+ M_T - 2q_m p_1 = 0; \\ 2ic(\varphi - \varphi_3) - J_3 (d^2\varphi_3/dt^2) - \Gamma_1 (S_1 - S_4) &= 0; \\ \Gamma_2 (S_2 - S_3) - J_4 (d^2\varphi_4/dt^2) - M_c &= 0; \\ S_1 &= (A/l) (E_{cu} + \eta E_d (du/dt)). \end{aligned} \quad (1)$$

причому

$$\begin{aligned} u &= (\varphi_3 - \varphi_4) \Gamma_1, \quad S_1 - S_2 = S_3 - S_4; \quad n_m = d\varphi/dt; \\ \varphi_1 &= \varphi_2 = \varphi; \quad c_1 = c_2 = c. \end{aligned}$$

де n_n, n_m - частоти обертання вихідного вала насоса і гідромотора; b - коефіцієнт витоку з напірної порожнини гідропривода; f_T - коефіцієнт сухого тертя в передаючому механізмі; β - коефіцієнт в'язкого тертя в гідромоторах; M_T - момент тертя за допомогою якого враховуються механічні втрати в гідромоторах; $S_1 \dots S_4$ - зусилля в набігаючій і збігаючій вітках стрічки; Γ_1, Γ_2 - радіуси барабанів; A - площа перерізу стрічки; E_c, E_d - статичний та динамічний модулі пружності стрічки; η - коефіцієнт, що враховує розсіяння

енергії у матеріалі стрічки; u - деформація стрічки; i - переда-
точне число редуктора.

Розроблено алгоритм числової реалізації математичної моделі
гідроприводного агрегата, що дозволяє розраховувати перехідні про-
цеси привода при різних значеннях параметрів системи. Результати
розрахунків подані на рис. 2, де зображені криві часу протікання
перехідного процесу t_n (1) та перевищення тиску в напірній магістра-
лі над ustalеним значенням Δp_1 (2). Встановлено, що зі зменшенням
зведеної крутильної жорсткості час перехідного процесу t_n суттєво
збільшується (рис. 2, а). Зміна інерційного навантаження привода
для конвейерів невеликої довжини впливає на час дії динамічних на-
вантажень (рис. 2, б) і не впливає на час перехідного процесу в
транспортуючих машинах великої довжини. Об'єм напірної магістралі
визначає крутизну динамічної характеристики та тривалість перехід-
ного процесу (рис. 2, в).

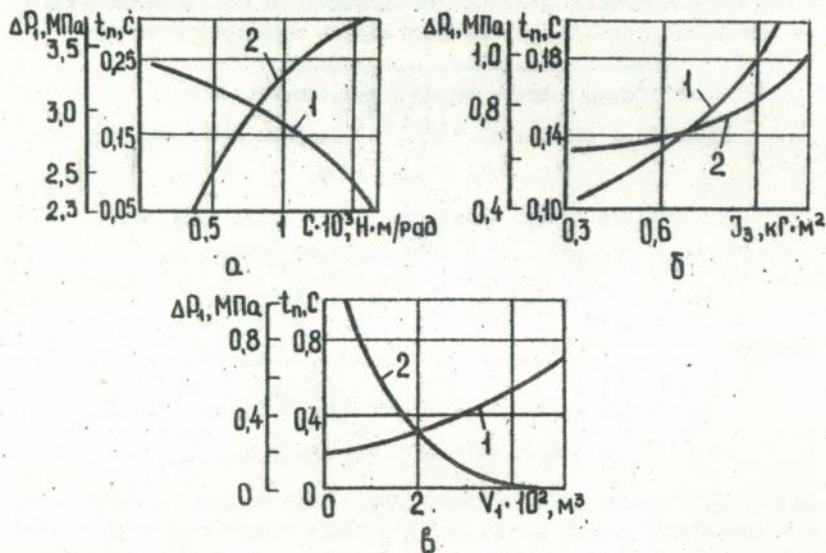


Рис. 2.

Аналіз вільних коливань механічної системи виконуємо за допо-
могою методу початкових параметрів. Розрахункова схема багатопри-
водного конвейера, що містить приводні і неприводні барабани зоб-

ражена на рис. 3.

Конвейер має n ділянок, в межах яких пргонну масу та площу поперечного перерізу стрічки вважаємо постійними. Довжини ділянок стрічки, що розглядаються як суцільні стержні в розподіленими параметрами, рівні l_1, l_2, \dots, l_n . На границях ділянок зі стрічкою зв'язані зосереджені маси m_1, m_2, \dots, m_n , якими враховується інерційність барабанів. Коливання системи розглядаємо в нерухомій системі координат $\xi_1, \xi_2, \dots, \xi_n$.



Рис. 3.

Рівняння повздовжніх коливань ділянок конвейера записуємо у вигляді

$$\frac{a_i}{l_i^2} \frac{d^2 u_i}{d\xi_i^2} - \frac{d^2 u_i}{dt^2} = 0; \quad (i = 1, 2, \dots, n), \quad (2)$$

де u_i - переміщення деякого перерізу ділянки в напрямі координати ξ_i ; $a_i = \sqrt{E/\rho_i}$ - швидкість розповсюдження хвилі пружних деформацій (E - модуль пружності, ρ_i - усереднена густина матеріалу); t - час.

Граничні умови інтегрування рівняння (2) такі:

$$\begin{aligned} \frac{EA}{l_i} \frac{du_i}{d\xi_i} - \frac{EA}{l_{i+1}} \frac{du_{i+1}}{d\xi_{i+1}} + m_{i+1} \frac{d^2 u_i}{dt^2} = 0, \quad u_{i+1} = u_i \\ (\xi_i = 1; \xi_{i+1} = 0; i = 1, 2, \dots, n-1); \quad (3) \\ \frac{EA}{l_n} \frac{du_n}{d\xi_n} - \frac{EA}{l_n} \frac{du_1}{d\xi_1} + m_1 \frac{d^2 u_1}{dt^2} = 0, \quad u_n = u_1 \\ (\xi_n = 1; \xi_1 = 0). \end{aligned}$$

Ров'язок рівняння (2) записуємо у вигляді

$$u_i = U_i(\xi_i) \cos \omega t \quad (i = 1, 2, \dots, n), \quad (4)$$

де $U_i(\xi_i)$ - амплітуда переміщення; ω - циклічна частота.

Після підстановки (4) в (2) отримуємо рівняння амплітудних функцій. Аналогічно розділяємо змінні в граничних умовах (3). Згідно методу початкових параметрів отримуємо матричні співвідношення, що зв'язують геометричні та силові характеристики перерізів стрічки. Їх використовуємо для розробки узагальненого алгоритму визначення частот і форм вільних коливань механічної системи конвейера.

У процесі дослідження коливних явищ визначено вплив коефіцієнта завантаження, довжин ділянок та інерційності елементів на спектр власних частот. Запропонований алгоритм дає можливість значно спростити і систематизувати розрахунок механічної системи стрічкового конвейера в довільним числом ділянок.

Розроблено метод розрахунку перехідних процесів в машинах неперервного транспорту з урахуванням рухомості границь пружних ланок великих розмірів.

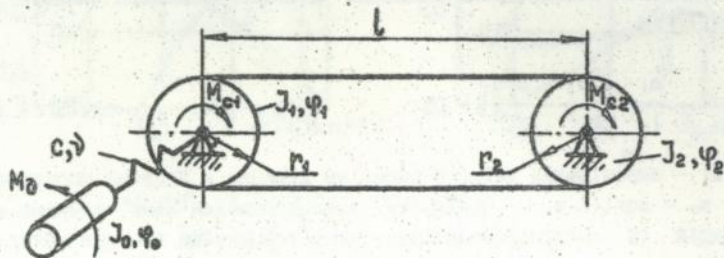


Рис. 4.

На рис. 4 зображена розрахункова схема механічної системи стрічкового конвейера, де J_0 - зведений момент інерції ротора двигуна; J_2 та J_3 - зведені моменти інерції приводного і хвостового барабанів; M_d , M_{c1} , M_{c2} - зведений момент двигуна і моменти опору руху барабанів; c , ν - коефіцієнти жорсткості та лінійного опору трансмісійного вала з муфтою; r_1 і r_2 - радіуси барабанів; l - довжина вантажної та порожньої віток конвейера; φ_0 , φ_1 , φ_2 - координати руху дискретних елементів системи.

Рівняння руху вітки конвейєра записуємо з використанням супутньої координати x , направленої вздовж стрічки:

$$\rho A \frac{d^2 u}{dt^2} - EA \frac{d^2 u}{dx^2} - \mu EA \frac{d^3 u}{dx^2 dt} - F(x, t) = 0, \quad (5)$$

де $F(x, t)$ - розподілене навантаження опору руху вітки.

Зусилля в стрічці визначається залежністю

$$N(x, t) = EA \left(\frac{du}{dx} + \mu \frac{d^2 u}{dx dt} \right) + N_H. \quad (6)$$

У цих рівняннях μ - коефіцієнт, що враховує розсіяння енергії в матеріалі згідно гіпотези Фойхта; N_H - початковий натяг стрічки.

Нерухома система координат z зв'язана з супутньою співвідношенням

$$z = x + u(x, t). \quad (7)$$

З урахуванням (7) перетворюємо рівняння (5) та залежність (6) до вигляду

$$\begin{aligned} \rho A \frac{d^2 u}{dt^2} \left(1 + \frac{du}{dz} \right) + 2\rho A \frac{d^2 u}{dz dt} \frac{du}{dt} - EA \frac{d^2 u}{dz^2} \left(1 + 3 \frac{du}{dz} \right) - \\ - EA\mu \frac{d^3 u}{dz^2 dt} - F = 0; \end{aligned} \quad (8)$$

$$N(z, t) = EA \left[\frac{du}{dz} \left(1 + \frac{du}{dz} \right) + \mu \frac{d^2 u}{dz dt} \right] + N_H. \quad (9)$$

Нелінійне рівняння (8) використовуємо для опису руху вантажної та порожньої віток конвейєра у нерухомій координатній системі. Граничними умовами інтегрування вказаних рівнянь є частинними похідними є рівняння руху дискретних елементів з моментами інерції J_0, J_1, J_2 , що записуються з урахуванням (9). Момент двигуна $M_d(t)$ визначаємо, використовуючи рівняння, які описують роботу гідропривода

$$q_H p_H - b p_1 - q_M \frac{d\varphi_0}{dt} - k_1 v_1 \frac{dp_1}{dt} = 0;$$

$$P_1 < P_{кл};$$

$$M_d(t) = \left(Q_m P_1 - M_T - \beta \frac{d\varphi_0}{dt} \right) / (1 - f_T), \quad (10)$$

де $P_{кл}$ - тиск спрацювання запобіжного клапана.

Розв'язування диференціальних рівнянь, що описують рух ланок механічної системи конвейера, виконуємо методом скінчених елементів, апроксимуючи переміщення перерізів системами базисних функцій. Коефіцієнти апроксимації визначаємо шляхом мінімізації зважених нев'язок. За вагові функції, у відповідності з методом Бубнова-Гальоркіна, приймаємо базисні, що суттєво спрощує розрахунок. Результати розрахунку пускових режимів візуалізуються за допомогою засобів комп'ютерної графіки. Приклади залежностей тиску в напірній магістралі p_1 (1), та колової швидкості v (2) від часу наведені на рис. 5,а. Графіки зусиль у вантажній T_1 (1) та порожній T_2 (2) вітках конвейера подані на рис. 5,б.

Для будь-якого проміжку часу отримуємо діаграми сил натягу стрічки конвейера та її швидкості в період пуску. Отримуємо також графічні залежності часу перехідного процесу, максимального зусилля у вантажній вітці конвейера від коефіцієнта завантаження, жорсткості стрічки, довжини конвейера, які дають змогу здійснити вибір раціональних параметрів гідромеханічної системи.

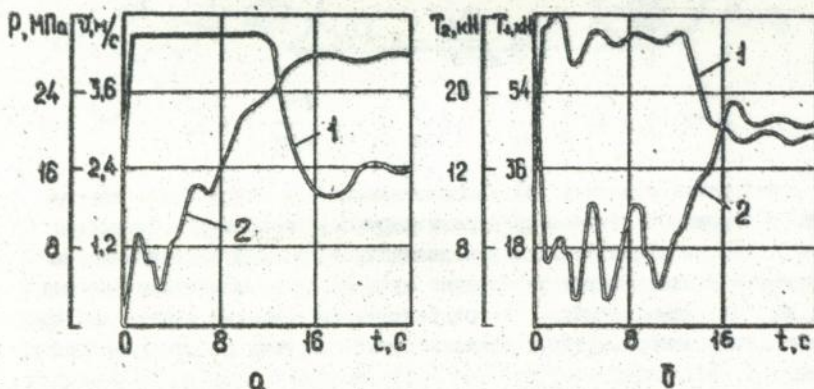


Рис. 5.

В третьому розділі розглянуто задачі, методику і засоби експериментальних досліджень ГМБ стрічкового конвейера, проаналізовано отримані результати.

Експериментальні дослідження проводились з метою встановлення закономірностей впливу на динаміку ГМБ параметрів гідромеханічної системи стрічкового конвейера, перевірки адекватності фізичної і математичної моделей, визначення значень деяких параметрів гідроприводного агрегата, необхідних для проведення динамічного розрахунку.

При проведенні експериментів зміна тиску рідини в гідросистемі і обертовий момент на навантажувальному пристрої визначалися тензOMETричними датчиками, а зміна частоти обертання вихідної ланки гідроприводного агрегата та вала навантажувального пристрою - тахометричними датчиком. Результати вимірювань перетворювалися за допомогою тензопідсилювальної апаратури і реєструвалися шлейфовим осцилографом.

Для оцінки достовірності експериментальних досліджень визначена мінімальна кількість необхідних вимірів параметрів одного і того ж режиму, а також сумарні похибки вимірювань. Наприклад, для тиску похибка складала + 5,4%.

В результаті експериментальних досліджень отримані осцилограми перехідних процесів, які відображають вплив крутильної жорсткості механічної системи, момента інерції приводної та транспортуючої частин, об'єму напірної порожнини, характеру зміни навантаження під час транспортування на характеристики пускових режимів.

Аналіз експериментів показав, що збільшення об'єму напірної порожнини в 10 разів призводить до зростання часу перехідного процесу більше як на 40%. При збільшенні крутильної жорсткості механічної системи в два, три рази час перехідного процесу зменшується відповідно на 13% та 30%. Зміна інерційного навантаження транспортуючого органу в значно більшій мірі впливає на час перехідного процесу, ніж зміна інерційності приводу. На динамічні явища в гідравлічному приводі зміна характеру навантаження під час транспортування майже не впливає.

За допомогою осцилограм експериментально визначено модуль об'ємної пружності робочої рідини і коефіцієнт в'язкого демпфування в гідромоторі.

Проведено порівняння результатів експериментальних та теоретичних досліджень, що дало змогу підтвердити адекватність матема-

тичної моделі дослідному зразку гідроприводного агрегата стрічкового конвейера та правомірність прийнятих допусків.

В четвертому розділі розглянуто вдосконалення конструкцій вмонтованих приводів стрічкових конвейерів та практичні рекомендації, направлені на покращення їх експлуатаційних характеристик.

На основі уточненої математичної моделі динаміки пуску механічної системи стрічкового конвейера встановлена залежність часу перехідного процесу від робочого об'єму і перепаду тиску гідромотора, швидкості транспортування вантажу від робочого об'єму гідромотора та максимального зусилля у вантажній стрічці конвейера від перепаду тиску в гідромоторі. Ці залежності дозволяють здійснити вибір параметрів привода стрічкового конвейера, що забезпечують раціональний режим пуску та зниження динамічних навантажень в елементах системи.

Розглянуто ряд нових конструкцій ГМБ з покращеними техніко-економічними показниками для машин неперервного транспорту. Зокрема, для конвейерів, якими оснащуються деякі сільськогосподарські машини, розроблено конструкцію безредукторного вмонтованого привода із спеціальним високомоментним гідромотором. Значне зменшення пасивних зв'язків дає можливість підвищити надійність приводної системи. Спеціально для акумулюючого конвейера рудної шахти, в якому стрічка переміщується по сталюму настилу, запропоновано конструкцію ГМБ великої потужності. У даному пристрої використано декілька серійних високомоментних гідромоторів.

Для ефективного використання швидкісних гідромоторів у вмонтованому приводі необхідно отримувати великі передаточні числа редукторної частини механізму. У приводі, що продовжує ряд розроблених конструкцій, ця проблема вирішена шляхом застосування хвильової передачі.

Розроблені конструкції ГМБ захищено авторськими свідоцтвами на винаходи. Впровадження у виробництво мотор-барабана стрічкового конвейера та вмонтованого привода механізму переміщення гідропневматичного кріплення вугільної шахти дало можливість отримати економію на промислових підприємствах.

ОСНОВНІ РЕЗУЛЬТАТИ РОБОТИ І ВИСНОВКИ

1. У роботі проведено теоретичні та експериментальні дослідження динамічної навантаженості стрічкового конвейера в вмонтова-

ним приводом, обгрунтовано конструкцію привода та режими експлуатації конвейера, що забезпечують підвищення ефективності використання транспортуючої машини.

2. Побудовано математичну модель перехідних процесів гідроприводного агрегата стрічкового конвейера, за допомогою якої досліджено закон руху ведучого барабана.

3. Розроблено узагальнену математичну модель та складено алгоритм розрахунку власних частот і форм вільних коливань механічної системи конвейера з довільним числом ділянок транспортуючого органу.

4. Із використанням континуально-дискретної розрахункової моделі розроблено метод розрахунку динамічних явищ у механічній системі стрічкового конвейера з великими швидкостями і розмірами ділянок транспортуючого органу, що враховує динамічні властивості гідроприводного агрегата і хвильові явища у рухомій стрічці.

5. Результати математичного моделювання динаміки гідроприводного агрегата, проведені для широкого діапазону параметрів, дозволили встановити, що основні характеристики пускових режимів суттєво залежать від крутильної жорсткості механічної системи, об'єму напірної порожнини гідропривода, момента інерції приводного пристрою. Вплив інерційності роторів гідромоторів, механічних передач і барабанів із збільшенням довжини транспортуючого органу помітно зменшується.

6. Встановлено закономірність впливу пружно-інерційних параметрів багатоприводного конвейера на частоти і форми вільних коливань. При збільшенні завантаженості та довжини ділянок конвейера нижчі власні частоти механічної системи значно зменшуються, а зміна інерційних параметрів приводних і неприводних барабанів практично не впливає на спектр частот вільних коливань.

7. Виявлено, що час протікання пускового режиму стрічкового конвейера і динамічні навантаження на елементи вмонтованого привода і транспортуючої частини у значній мірі визначаються коефіцієнтом завантаження, жорсткістю стрічки, довжиною транспортуючого органу, робочим об'ємом гідромотора і тиском напірної магістралі.

8. Експериментальні дослідження динаміки гідроприводного агрегата в лабораторних та промислових умовах підтвердили достовірність теоретичних результатів та правильність прийнятих допущень, а також дали змогу уточнити параметри, що характеризують динамічні властивості гідравлічного вмонтованого привода.

9. На основі результатів експериментальних та теоретичних досліджень вироблені рекомендації щодо розрахунку і проектування вмонтованих приводів і розроблені нові конструкції гідравлічних мотор-барабанів (а. с. 1181956, а. с. 1181957, а. с. 1474035, а. с. 1549870) з покращеними техніко-економічними показниками. Обґрунтовано параметри привода, що забезпечують раціональні режими роботи конвейера і дають можливість знизити динамічну навантаженість елементів механічної системи.

10. Результати роботи впроваджені у виробництво на заводі Вінницького ВО ПБП та на шахті "Везувская" ВО "Северокузбассуголь". Фактичний річний економічний ефект від впровадження одного гідравлічного мотор-барабана стрічкового конвейера склав 9000 крб. на одній технологічній лінії в цінах 1988 року.

ОСНОВНИЙ ЗМІСТ ДИСЕРТАЦІЙНОЇ РОБОТИ ВИКЛАДЕНО В ПУБЛІКАЦІЯХ

1. Пономарчук А.Ф., Коц И.В., Полищук Л.К., Коваленко В.Я. Разработка и моделирование рабочего процесса гидравлического мотор-барабана ленточного конвейера // В кн.: Машины для предприятий горной промышленности. Сб. науч. тр. - К.: Наук. думка, 1986, с. 38-45.

2. Новиков Е.Е., Полищук Л.К., Пономарчук И.А. О применении гидродвигателей в приводах транспортирующих устройств // Гидропривод и гидропневмоавтоматика: Респ. межвед. науч.-техн. сб. - К.: 1987. - вып. 23 - с. 119-122.

3. Исследование и разработка гидравлических приводов конвейеров технологических линий: Отчет /Винницкий политехнический ин-т. Руководитель А.Ф.Пономарчук. ГР 01870023323; - М., 1988. - 85с.: ил. - Отв. исполн. Л.К.Полищук.

4. Аборнев В.А., Рыцков Ю.Н., Искович-Лотоцкий Р.Д., Полищук Л.К., Кравчук В.Л. Разработка и внедрение в горное производство угольных шахт конструкций и механизмов из мягких оболочек // Всесоюзная науч.-техн. конференция "Состояние и перспективы применения мягких оболочек на подземных горных работах": Тез. докл. - Днепропетровск, 1991. - с. 99-100.

5. Харченко Е.В., Полищук Л.К. Расчет переходных режимов ленточного конвейера с учетом волновых процессов в транспортирующем органе - К., 1992. - 14с. - Рукопись деп. в УкрНИИТИ, 510 - Ук-92. Деп.

6. Polishchuk L.K. An analysis of free vibrations of the mechanical system of belt conveyer //Abstracts XV-th Symposium "Vibrations in physical systems". - Poznan, 1992. - p. 133.

7. Polishchuk L.K., Aborniev V.A. The Hydropneumatic mechanism of coal shaft lining //Abstracts XIII-th Polish conference on theory of machines and mechanisms. - Koszalin - Mielno, 1992. - p. 121-122.

8. Харченко Є.В., Полішук Л.К., Сахаров Д.В.: Розрахунок перехідних процесів у механічній системі стрічкового конвейера //І-й Міжнародний симпозиум українських інженерів-механіків у Львові: Тев. доп. - Львів, 1993. - с.167.

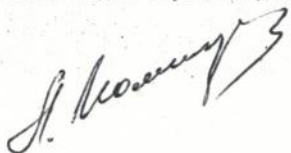
9. А.с. 1181956 СССР МКИ⁴ В 65 G 23/08. Мотор-барабан конвейера /Пономарчук А.Ф., Новиков Е.Е., Коц И.В., Полишук Л.К., Коваленко В.Я., Пономарчук И.А. (СССР). - 5 с., ил. 4.

10. А.с. 1181957 СССР МКИ⁴ В 65 G 23/08. Мотор-барабан /Пономарчук А.Ф., Новиков Е.Е., Коц И.В., Полишук Л.К., Коваленко В.Я., Пономарчук И.А. (СССР). - 4 с., ил. 2.

11. А.с. 1474035 СССР МКИ⁴ В 65 G 23/08. Мотор-барабан /Пономарчук А.Ф., Новиков Е.Е., Полишук Л.К., Олейник М.П., Кияшко О.И., (СССР). - 2 с., ил. 1.

12. А.с. 1549870 СССР МКИ⁴ В 65 G 23/08. Мотор-барабан /Пономарчук А.Ф., Полишук Л.К., Олейник М.П., Заика В.И. (СССР). - 2 с., ил. 1.

Автор вважає своїм приемним обов'язком висловити подяку д.т.н., професору Ісковичу-Лотоцькому Р.Д., який поряд з науковим керівником надавав допомогу у розв'язуванні задач наукових досліджень.



АВ 29.648

Підписано до друку 05.04.94. Формат 60x84/16 Друк офсет. Папір
офсет. Умов друк.арк. I, I7 Умов фарбо.-відб. I, I7 Обл.-вид.арк. I, 0
Тираж 100 прим. Зам. 2412,

Львівська обласна книжкова друкарня 290000, м. Львів, вул. Стефаника, 11