

УКРАЇНСЬКА ІНЖЕНЕРНО-ПЕДАГОГІЧНА АКАДЕМІЯ

Козар Леонід Михайлович

УДК 621.863.2

ВПЛИВ ДИНАМІЧНИХ І СТАТИЧНИХ НАВАНТАЖЕНЬ РОЗРІЗНОГО
БАРАБАНА ПІДЙОМНИКА НА СТАБІЛЬНІСТЬ ЙОГО РОБОТИ
ПРИ ПЕРЕХОДІ КАНАТА ЧЕРЕЗ РОЗРІЗ

Спеціальність 05.05.05 – Піднімально-транспортні машини

Автореферат
дисертації на здобуття наукового ступеня
кандидата технічних наук

Харків-2004

Дисертацією є рукопис.

Робота виконана в Українській інженерно-педагогічній академії Міністерства освіти і науки України (м. Харків) та Українській державній академії залізничного транспорту Міністерства транспорту України (м. Харків).

Науковий керівник доктор технічних наук, професор
Нестеров Артем Павлович,
Українська інженерно-педагогічна академія (м. Харків)
Міністерства освіти і науки України,
професор кафедри проектування та експлуатації
технологічних систем машинобудування.

Офіційні опоненти: доктор технічних наук, професор
Будіков Леонід Якович,
Східноукраїнський національний університет
ім. Володимира Даля (м. Луганськ)
Міністерства освіти і науки України,
завідувач кафедри підйомно-транспортної техніки;

кандидат технічних наук, доцент
Вишневецький Георгій Валентинович,
Національний технічний університет "Харківський
політехнічний інститут" Міністерства освіти і науки
України, професор кафедри підйомно-транспортних
машин і обладнання.

Провідна установа: Одеський національний політехнічний університет,
кафедра підйомно-транспортного та робототехнічного
обладнання, Міністерство освіти і науки України
(м. Одеса).

Захист відбудеться "20" квітня 2004 р. о 14 годині на
засіданні спеціалізованої вченої ради К 64.108.02 в Українській інженерно-
педагогічній академії за адресою: 61003, м. Харків, вул. Університетська, 16.

З дисертацією можна ознайомитись у бібліотеці Української інженерно-
педагогічної академії за адресою: 61003, м. Харків, вул. Університетська, 16.

Автореферат розісланий "12" березня 2004 р.

Вчений секретар
спеціалізованої вченої ради

Фідровська Н.М.

ЗАГАЛЬНА ХАРАКТЕРИСТИКА РОБОТИ

Актуальність теми. Підйомники з розрізним циліндричним барабаном (ПРБ), усередині якого вбудований виконавчий орган гальма, призначені для двокінцевого підйому з можливістю обслуговування декількох рівнів при добуванні корисних копалин. Машини цього типу виготовляються тільки в Україні АТ "Ново-Краматорський машинобудівний завод" і відрізняються від широко розповсюджених двобарабаних аналогів підвищеною канато-місткістю, відносно малими габаритами і низькою матеріалоємністю. Такий ефект досягається за рахунок використання для навивання канатів замість двох окремих барабанів - одного, що складається з двох частин - переставної (БП) і заклиненої (БЗ), між якими технічними вимогами передбачається зазор 3...5 мм. В процесі роботи один з канатів переходить через цю щілину (розріз).

Через конструктивні особливості ПРБ необхідною умовою їх стабільної, безаварійної роботи є забезпечення такої припустимої величини зазору між частинами барабана, що змінюється під час підйому вантажу, яка виключає можливість затиснення каната в щілині при його переході через розріз.

Існуючі методи розрахунків ПРБ враховують не всі особливості конструкції барабана і можливі комбінації навантажень, у тому числі тих, що виникають при нестационарних силових процесах в лінії передач.

Таким чином, виникає необхідність виявлення нових закономірностей впливу навантажень у механічній системі ПРБ і параметрів барабана на зазор між його частинами, що змінюється під час роботи, для раціонального проектування і безаварійної експлуатації підйомників даного типу.

Зв'язок роботи з науковими програмами, планами, темами. Дисертаційна робота відповідає науковим напрямкам кафедри проектування та експлуатації технологічних систем машинобудування (до 2000 р. кафедра підйомно – транспортних машин і прикладної механіки) Української інженерно-педагогічної академії (УІПА), кафедри будівельних, колійних і вантажно-розвантажувальних машин (БКВРМ) Української державної академії залізничного транспорту (УкрДАЗТ) за пріоритетним напрямком науки і техніки "Екологічно чиста енергетика і ресурсозберігаючі технології" (програма "Підвищення надійності та довговічності машин і конструкцій" приведена в постанові Верховної Ради України №2705 від 16.10.92 з наступними доповненнями). Здобувач є співвиконавцем базової для підготовки дисертації науково – дослідної роботи "Исследование шахтных подъемных машин с разрезным барабаном типа МПБ с учетом их кинематики, динамики и прочности и разработка рекомендаций по конструированию и применению", що виконана УІПА за господарським договором 91-59/15, № ГР 019511007108 Інв. № 0295112397 з АТ "Ново-Краматорський машинобудівний завод" (АТ НКМЗ). Робота також

виконувалася відповідно до плану тематичних держбюджетних науково – дослідних робіт УПА: “Експериментальні дослідження деформації елементів органів навівання на фізичних моделях” (1996 р.), “Визначення деформації органів навівання натурних зразків підйомників на основі теорії подібності” (1997 р.), “Визначення деформації елементів органів навівання підйомників аналітичним і чисельним методами” (1998 р.), УкрДАЗТ: “Дослідження динаміки підйомника з розрізним барабаном” (1995, 1996 р.р.).

Мета і задачі дослідження. Метою дослідження є забезпечення стабільної, безаварійної роботи підйомника шляхом мінімізації зміни зазору між частинами барабана у процесі підйому вантажу за рахунок визначення раціональних параметрів барабана.

Об'єкт дослідження – динамічні перехідні, стаціонарні і статичні силові процеси в підйомнику як механічній багатомасовій пружній системі.

Предмет дослідження – розрізний барабан підйомника як пружно деформоване тіло з точки зору впливу деформацій на зміну зазору між його частинами у динамічному перехідному, стаціонарному і статичному силових станах.

Методи дослідження – *аналітичний*: математичне моделювання динамічних перехідних процесів у механічній частині ПРБ для визначення максимальних навантажень і умов виникнення резонансних явищ; математичне моделювання вала та оболонки барабана для визначення їхніх деформацій від відомих навантажень; *чисельний*: інтегрування диференціальних рівнянь; *кінцево-елементного аналізу*: комп'ютерне тривимірне моделювання оболонки барабана для визначення деформацій у випадках, що не піддаються аналітичному розв'язанню; *експериментальний*: виміри деформацій на промисловому зразку піднімальної машини і на зменшених моделях барабана (*фізичне моделювання*) для оцінки адекватності результатів розрахунків; *подоби*: перенесення на натуру результатів експериментів на фізичних моделях барабана; *статистичний*: обробка результатів експериментів і оцінка адекватності теоретичних рішень.

Для досягнення поставленої мети нами вирішувались наступні задачі:

1. Обґрунтування напрямків досліджень – виявлення причин зміни зазору між частинами барабана в процесі роботи підйомника.

2. Розроблення алгоритмів визначення зміни зазору від дії різних навантажень, побудування і комп'ютерна реалізація математичних моделей елементів системи “валопровід-барабан-канатопровід”.

3. Проведення комплексу теоретичних і експериментальних досліджень впливу параметрів системи “валопровід-барабан-канатопровід” на зазор між частинами барабана і підтвердження правильності теоретичних передумов.

4. Визначення на основі проведених досліджень раціональних параметрів розрізного барабана підйомника, розроблення рекомендацій щодо його

конструювання і передача їх АТ НКМЗ разом з методикою визначення зазору між частинами барабана (пакетом прикладних програм).

Наукова новизна отриманих результатів. Знайдені нові закономірності формування зазору між переставною і заклиненою частинами розрізного барабана підйомника, що на відміну від відомих раніше результатів, враховують сумісні деформації валів привода, канатів і вала барабана у процесі їх роботи під впливом динамічних навантажень.

Вперше отримані закономірності впливу на згаданий зазор сумісних поперечних коливань корінного вала, подовжніх коливань канатів і крутильних коливань валопроводу як багатомасової системи з урахуванням резонансних явищ, що виникають за рахунок “перекачування” енергії між парціальними ланками.

Вперше на фізичних моделях з урахуванням особливостей конструкції знайдені закономірності зміни зазору внаслідок деформації переставної частини барабана від зусилля навитого каната.

Подальший розвиток дістав підхід до визначення раціональних параметрів переставної частини барабана на основі мінімізації зазору, що змінюється під дією статичних навантажень внутрішнього гальма, за рахунок поєднання фізичного і комп'ютерного кінцево-елементного моделювання.

Практичне значення отриманих результатів. Розроблений пакет прикладних програм для ЕОМ і рекомендації щодо раціональних параметрів барабана використовуються в ході проектування і виготовлення шахтних піднімальних машин з розрізним барабаном в умовах АТ "Ново-Краматорський машинобудівний завод".

Результати роботи використовуються у дипломному проектуванні на машинобудівному факультеті УІПА та будівельному факультеті УкрДАЗТ.

Особистий внесок здобувача. Безпосередньо автором:

- складені та реалізовані за допомогою комп'ютера математичні моделі елементів системи “валопровід-барабан-канатопровід” з окремих фрагментів алгоритмів та програм, за допомогою яких отримані закономірності зміни зазору між частинами барабана під впливом різноманітних навантажень;
- розроблені методики проведення та реалізовані експерименти з дослідження зміни зазору на натурному підйомнику та фізичних моделях барабана;
- узагальнені результати досліджень та запропоновані практичні рекомендації щодо раціональних параметрів розрізного барабана.

Внесок здобувача у кожную публікацію, де є співавтори, зазначено у списку опублікованих праць за темою дисертації в кінці автореферату.

Співавтори програм зазначені у їх заголовках.

Апробація результатів дисертації. Результати роботи доповідалися на наукових семінарах кафедри підйомно-транспортних машин і прикладної механіки Української інженерно-педагогічної академії (УІПА), (1992, 1994,

1995 р.р.), 53, 56-64 науково-технічних конференціях Української державної академії залізничного транспорту (УкрДАЗТ) (1991, 1994 - 2002 р.), міжнародній науково-технічній конференції, присвяченій 50-річчю кафедри БКВРМ УкрДАЗТ (1997 р.), I і III з'їзді Підйомно-транспортної академії наук України (Запоріжжя, 1998 р., Луганськ, 2000 р.), міжнародній науково-практичній конференції "Сучасні проблеми і перспективи розвитку гірничої механіки" (Дніпропетровськ, 1999 р.), всеукраїнській конференції виробників і споживачів піднімальних споруд (Одеса, 2001 р.), засіданні кафедри підйомно-транспортних, будівельних, дорожніх машин і обладнання Харківського національного автомобільно-дорожнього університету (2002 р.)

Цілоком дисертація доповідалася на засіданнях кафедри будівельних, колійних і вантажно-розвантажувальних машин УкрДАЗТ (2003 р.), кафедри проектування та експлуатації технологічних систем машинобудування УПА (2003 р.), кафедри підйомно-транспортних машин і обладнання Національного технічного університету "Харківський політехнічний інститут" (2003 р.), кафедри підйомно-транспортної техніки Східноукраїнського національного університету ім. Володимира Даля (2003 р.), кафедри підйомно-транспортного та робототехнічного обладнання Одеського національного політехнічного університету (2003 р.).

Публікації. За результатами дисертації опубліковано 16 робіт, з них 10 статей у спеціалізованих наукових виданнях, перелік яких затверджений ВАК України, стаття у науково-технічному і виробничому журналі, 3 депоновані наукові праці, тези та матеріали 2-х доповідей науково-технічних конференцій.

Структура та обсяг роботи. Дисертація складається зі вступу, шести розділів, висновків, списку використаних джерел і додатків. Загальний обсяг роботи 298 сторінок, з них 152 сторінки основного тексту, 46 рисунків на 40 сторінках, 21 рисунок по тексту, 5 таблиць на 3 сторінках, 5 таблиць за текстом, список використаних джерел з 142 найменувань на 16 сторінках, 10 додатків на 87 сторінках.

ОСНОВНИЙ ЗМІСТ РОБОТИ

У вступі обґрунтовано актуальність та наукову новизну теми дисертації, її практичне значення, визначено мету і задачі досліджень.

У першому розділі розглянуті конструкції ПРБ, що виготовлялись АТ НКМЗ, специфіка їх роботи. Для визначення величини зміни зазору між частинами барабана в процесі роботи підйомника намічено два напрямки досліджень - динаміка вало-канатопроводу і деформація барабана. В історії дослідження динаміки піднімальних установок як багатомасових систем слід відзначити роботи О.М.Голубенцева, Б.Л.Давидова, Н.Г.Гаркуші,

С.М.Кожевникова, А.П.Нестерова, Л.В.Колосова, А.Г.Степанова. Вплив переходу каната через розріз барабана на динамічні навантаження визначено в дисертації І.Ф.Лукіна. Деформації барабана під впливом різних навантажень розглянуті в роботах Б.А.Морозова, Б.С.Ковальського, С.В.Кожина, Л.Н.Дядик, С.М.Зінченко, Н.М.Фідровської. Залежність переміщення точок гальмового поля від конструктивних параметрів барабана встановлена на кінцево-елементних математичних моделях К.С. Заболотним та А.Л.Жупієвим.

В історії виробництва НКМЗ машин з розрізним барабаном можна виділити три покоління, яким відповідають позначення виготовлювача - ЦР, МПУ, МПБ. Машини ЦР обладнані зовнішнім гальмом, а МПУ і МПБ – внутрішнім, що зменшує габарити за рахунок накладення колодок зсередини барабана.

Досвід експлуатації машин МПУ показав їх нестабільну роботу, зокрема відбулася аварія на шахті ім. Лутугіна ВО "Торезантрацит" через затиснення каната в щілині між частинами барабана. Аналіз причин аварії представниками НКМЗ показав наявність при роботі значних деформацій переставної частини барабана і, як наслідок, збільшення зазору між частинами барабана. Виникла необхідність у визначенні раціональних параметрів барабана з урахуванням різних видів навантажень, у тому числі тих, що виникають в умовах сумісних поперечних коливань вала, крутильних коливань валопроводу і подовжніх коливань канатів. Наукових робіт, де розв'язується ця задача у зазначеній постановці, за результатами інформаційного пошуку не виявлено.

У другому розділі описано побудову розрахункових еквівалентних динамічних схем ПРБ, обґрунтовано характер зовнішнього збурення з боку привода.

Розрахункова еквівалентна динамічна схема ПРБ об'єднує дві моделі – корінний вал, як безінерційна двоопорна балка з трьома дискретними масами, що здійснює поперечні коливання, та крутильна 6-масова система (рис. 1), де подовжні коливання канатів приведені до крутильних.

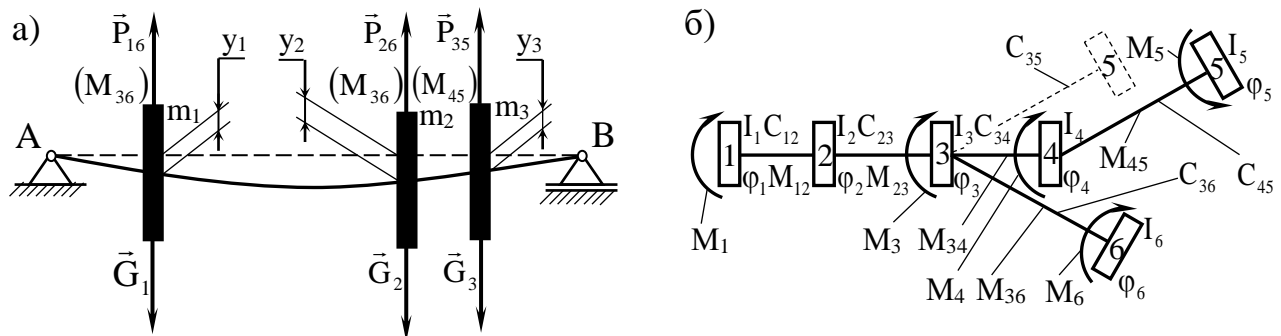


Рис. 1. Еквівалентна динамічна схема підйомника з розрізним барабаном: а - тримасова модель корінного вала; б – крутильна динамічна модель

У відповідності зі схемою (рис. 1) введені позначення: m_1 , m_2 , m_3 - дискретні маси частин барабана, що беруть участь у поперечних коливаннях вала, кг; \vec{G}_1 , \vec{G}_2 , \vec{G}_3 - сили тяжіння, Н; P_{16} , P_{26} , P_{35} - вертикальні складові натягів струн канатів, Н; y_1 , y_2 , y_3 - координати вертикальних переміщень дискретних

мас (прогини вала), m ; I_1, I_2, \dots, I_6 - моменти інерції ротора електродвигуна, редуктора, заклиненої і переставної частин барабана, кінцевих вантажів, $\text{кг} \cdot \text{м}^2$; $C_{12}, C_{23}, \dots, C_{36}$ - крутильні жорсткості пружних ланок, $\text{Н} \cdot \text{м}$; $\varphi_1, \varphi_2, \dots, \varphi_6$ - кути повороту дискретних мас, рад; $M_{12}, M_{23}, \dots, M_{36}$ - приведені моменти сил пружності ланок, $\text{Н} \cdot \text{м}$; M_1, M_3, \dots, M_6 - зовнішні моменти від двигуна, гальм та кінцевих вантажів, $\text{Н} \cdot \text{м}$. Усі моменти інерції та жорсткості ланок крутильної системи приведені до корінного вала.

Для оцінки зв'язку між парціальними ланками “вал барабана як балка на двох опорах” і “вало-канатопровід як крутильна система”, побудована 4-масова схема, зі зведенням усіх переміщень до лінійних (рис. 2). Вона об'єднує барабан на валу як дискретну масу m на двоопорній балці (перша парціальна ланка) та ротор двигуна $m_{\text{дв}}$, барабан m_6 , кінцевий вантаж $m_{\text{вн}}$ як дискретні маси крутильної системи (друга парціальна ланка).

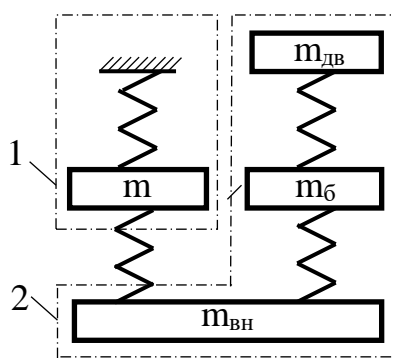


Рис. 2. Чотиримасова динамічна модель ПРБ: 1, 2 – парціальні ланки

З використанням відомих критеріїв оцінки впливу перехідних електромагнітних процесів на коливання в механічній системі (Л.І.Цехновича, В.І.Ключева, Д.А.Камінської) встановлено, що цим впливом можна знехтувати, а зовнішнє збурення з боку електропривода слід прийняти східчастим у вигляді постійного миттєво прикладеного моменту, як гірший випадок з точки зору швидкості наростання найбільш інтенсивних коливань у вало-канатопроводі.

У третьому розділі побудовані математичні динамічні моделі ПРБ з урахуванням переходу каната через розріз барабана. Основою моделей є виведена із застосуванням рівняння Лагранжа 2-го роду система звичайних неоднорідних диференціальних рівнянь 2-го порядку з постійними коефіцієнтами, до яких, крім введених раніше, належать коефіцієнти поперечної жорсткості вала:

$$\begin{aligned}
 a_{11} &= D_{11}/D; a_{12} = D_{21}/D; a_{13} = D_{31}/D; a_{21} = D_{12}/D; a_{22} = D_{22}/D; a_{23} = D_{32}/D; \\
 a_{31} &= D_{13}/D; a_{32} = D_{23}/D; a_{33} = D_{33}/D; D_{11} = m_2 m_3 (\delta_{22} \delta_{33} - \delta_{23} \delta_{32}); \\
 D_{21} &= m_2 m_3 (-\delta_{12} \delta_{33} + \delta_{13} \delta_{32}); D_{31} = m_2 m_3 (\delta_{12} \delta_{23} - \delta_{13} \delta_{22}); D_{12} = m_1 m_3 (-\delta_{21} \delta_{33} + \delta_{23} \delta_{31}); \\
 D_{22} &= m_1 m_3 (\delta_{11} \delta_{33} - \delta_{31} \delta_{13}); D_{32} = m_1 m_3 (-\delta_{11} \delta_{23} + \delta_{13} \delta_{21}); D_{13} = m_1 m_2 (\delta_{21} \delta_{32} - \delta_{22} \delta_{31}); \\
 D_{23} &= m_1 m_2 (\delta_{11} \delta_{32} - \delta_{12} \delta_{31}); D_{33} = m_1 m_2 (\delta_{11} \delta_{22} - \delta_{12} \delta_{21}); \\
 D &= m_1 m_2 m_3 (-\delta_{11} \delta_{22} \delta_{33} - \delta_{12} \delta_{23} \delta_{31} - \delta_{13} \delta_{21} \delta_{32} + \delta_{31} \delta_{22} \delta_{13} + \delta_{32} \delta_{23} \delta_{11} + \delta_{33} \delta_{21} \delta_{12}); \\
 \delta_{11} &= \frac{a_1 b_1}{6EI} (L^2 - a_1^2 - b_1^2); \delta_{12} = \delta_{21} = \frac{a_1 b_2}{6EI} (L^2 - a_1^2 - b_2^2); \delta_{13} = \delta_{31} = \frac{a_1 b_3}{6EI} (L^2 - a_1^2 - b_3^2); \\
 \delta_{22} &= \frac{a_2 b_2}{6EI} (L^2 - a_2^2 - b_2^2); \delta_{23} = \delta_{32} = \frac{a_2 b_3}{6EI} (L^2 - a_2^2 - b_3^2); \delta_{33} = \frac{a_3 b_3}{6EI} (L^2 - a_3^2 - b_3^2),
 \end{aligned}
 \tag{1}$$

де $\delta_{11}, \delta_{12}, \dots, \delta_{33}$ - коефіцієнти впливу (одиничні переміщення вала), м/Н; L - проліт вала, м; $a_1, a_2, a_3, b_1, b_2, b_3$ - відстань від дискретних мас m_1, m_2, m_3 до точок опор вала А і В (рис.1, а), м; E - модуль пружності матеріалу вала, Па; I - момент інерції перерізу вала посередині прольоту, м⁴.

Система диференціальних рівнянь, що описує сумісні поперечно-крутильно-подовжні коливання вало-канатопроводу (рис. 1), має вигляд :

$$\left. \begin{aligned} \ddot{M}_{12} &= -C_{12} \left(\frac{1}{I_1} + \frac{1}{I_2} \right) M_{12} + \frac{C_{12}}{I_2} M_{23} + \frac{C_{12}}{I_1} M_1; \\ \ddot{M}_{23} &= \frac{C_{23}}{I_2} M_{12} - C_{23} \left(\frac{1}{I_2} + \frac{1}{I_3} \right) M_{23} + \frac{C_{23}}{I_3} M_{34} + \frac{C_{23}}{I_3} M_{36} - \frac{C_{23}}{I_3} M_3; \\ \ddot{M}_{34} &= \frac{C_{34}}{I_3} M_{23} - C_{34} \left(\frac{1}{I_3} + \frac{1}{I_4} \right) M_{34} + \frac{C_{34}}{I_4} M_{45} - \frac{C_{34}}{I_3} M_{36} + \frac{C_{34}}{I_3} M_3 - \frac{C_{34}}{I_4} M_4; \\ \ddot{M}_{45} &= \frac{C_{45}}{I_4} M_{34} - C_{45} \left(\frac{1}{I_4} + \frac{1}{I_5} \right) M_{45} + \frac{C_{45}}{I_4} M_4 - \frac{C_{45}}{I_5} M_5; \\ \ddot{M}_{36} &= \frac{C_{36}}{I_3} M_{23} - \frac{C_{36}}{I_3} M_{34} - C_{36} \left(\frac{1}{I_3} + \frac{1}{I_6} \right) M_{36} + \frac{C_{36}}{I_3} M_3 - \frac{C_{36}}{I_6} M_6; \\ \ddot{y}_1 &= a_{11}y_1 + a_{12}y_1 + a_{13}y_3 - \left[M_{36} / (R_6 m_1) \right] K_z \sin \psi_2; \\ \ddot{y}_2 &= a_{21}y_1 + a_{22}y_2 + a_{23}y_3 - \left[M_{36} / (R_6 m_2) \right] (1 - K_z) \sin \psi_2; \\ \ddot{y}_3 &= a_{31}y_1 + a_{32}y_2 + a_{33}y_3 - \left[M_{45} / (R_6 m_3) \right] \sin \psi_1, \end{aligned} \right\} (2)$$

де $a_{11}, a_{12}, \dots, a_{33}$ - коефіцієнти поперечної жорсткості вала, с⁻²; K_z - коефіцієнт, що враховує положення каната на заклиненій частині барабана; ψ_1, ψ_2 - кути нахилу струн канатів до горизонту, °; R_6 - радіус навивки барабана, м.

Після розділення системи (2) на дві окремі системи рівнянь (крутильні і поперечні коливання) отримані характеристичні рівняння для розрахунків власних частот коливань парціальних ланок.

Математична динамічна модель підйомника реалізована у вигляді пакета прикладних програм для ЕОМ, складених алгоритмічною мовою PASCAL.

У четвертому розділі наведені результати дослідження динаміки підйомників на математичних моделях.

Шляхом розв'язання характеристичних рівнянь на ЕОМ отримані частоти власних коливань парціальних ланок (табл. 1). При цьому, усі частоти, крім тих, що формуються канатами (λ_1, λ_2), слабо залежать від положення і величини кінцевих вантажів. Спостерігається близькість нижчої частоти поперечних коливань вала (p_1) і вищих частот спектра крутильних коливань вало-канатопроводу (λ_4, λ_5), що може призводити до резонансних явищ

Спектри частот власних коливань в пружних ланках підйомників, рад/с

Тип піднімальної машини	Поперечні коливання вала (рис.2, а)			Крутильні коливання вало-канатопроводу (рис.2, б)				
	p_1	p_2	p_3	λ_1	λ_2	λ_3	λ_4	λ_5
МПУ-6,3×2,8/0,63	114,07	439,89	2067,0	3,59	13,90	20,98	113,91	130,76
МПБ-6,3×3,15/0,63	125,73	391,74	1407,3	3,07	12,68	22,61	115,06	124,61
ЦР-6×3,4/0,6	176,75	743,68	1505,9	3,05	12,22	26,0	116,87	136,61

(биттів), які Л.І. Мандельштам назвав “перекачуванням” енергії. Результати досліджень на 4-масовій моделі (рис. 2) показують, що завдяки наявності слабкого зв’язку (відносно податливих канатів) між цими парціальними ланками вони зберігають спектри власних частот коливань і однаково реагують на зовнішні збурення і в складі 4-масової системи, і кожна окремо. Поперечні коливання вала не впливають на крутильну систему, і навпаки, їх можна вважати вимушеними під дією гармонічних зусиль канатів протягом періоду повної “перекачки” енергії від вало-канатопроводу.

За результатами інтегрування рівнянь (2) методом Рунге-Кутта на комп’ютері коефіцієнти динамічності у пружних ланках після миттєвого сталого навантаження складають: за поперечних коливань вала (рис. 3, а) (прикладення сили по черзі до однієї з дискретних мас) - 1,96...2,36; за крутильних коливань (рис. 3, б) (прикладення моментів до ротора двигуна і вантажів на початку підйому) у валопроводі - 1,37...3,47, у канатопроводі - 1,54...2,14.

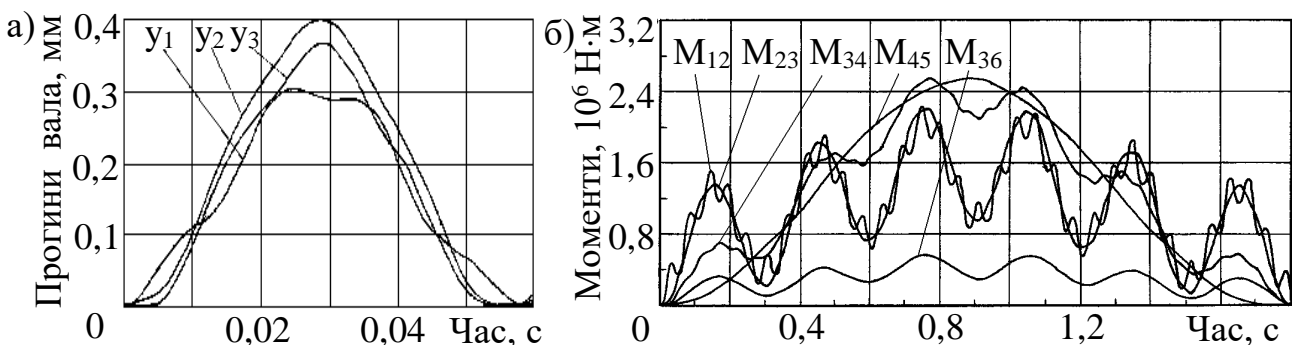


Рис. 3. Графік коливань парціальних ланок динамічної схеми підйомника МПУ-6,3×2,8/0,63 після миттєвого прикладення зовнішніх навантажень: а – вала барабана; б – крутильної системи “вало-канатопровід”

Графік зміни зазору між частинами барабана на початку підйому (рис. 4, а) в умовах збігу частот p_1 і λ_4 ілюструє незначний внесок резонансної складової у порівнянні з низькочастотними коливаннями канатів.

Як показують результати розрахунків, несприятливим режимом роботи, з точки зору інтенсивності крутильних коливань, є випадок, коли перед зворотним переходом каната (із заклиненої на переставну частину барабана), що викликає скачок пружних моментів на величину моменту від корисного

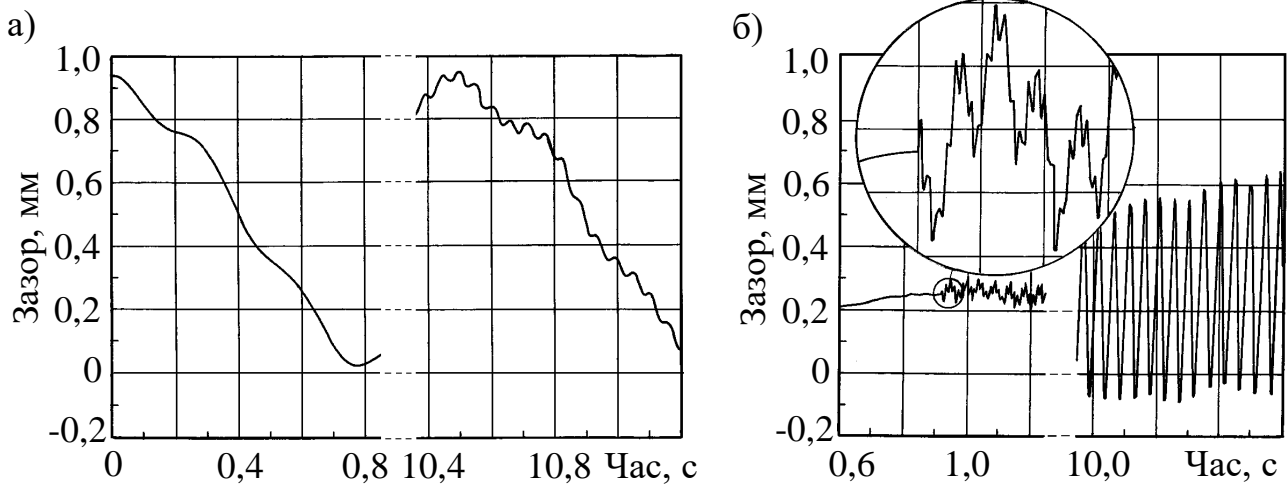


Рис. 4. Графік зміни зазору між частинами барабана при резонансних явищах: а – на початку підйому; б – після накладення гальм і зворотного переходу каната через розріз барабана

вантажу, відключається двигун і накладаються гальма (рис. 5, а). При цьому, за умови, коли частота λ_5 інтенсивних коливань моменту M_{34} співпадає з частотою поперечних коливань вала p_1 , амплітуда резонансних коливань зазору більша, ніж у першому випадку (рис. 4, а), але не перевищує 0,7 мм (рис. 4, б). Висновок про повільні темпи наростання амплітуди поперечних коливань вала (зазору) можна зробити з аналізу резонансної кривої (рис. 5, б).

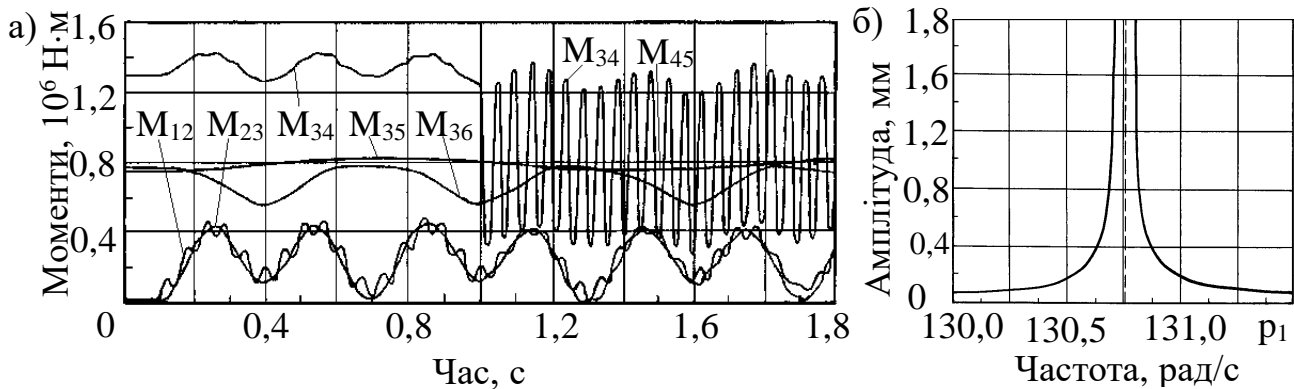


Рис. 5. Динаміка вало-канатопроводу машини МПУ-6,3×2,8/0,63: а - графік крутильних коливань при зворотному переході каната через розріз барабана; б – амплітудно-частотна характеристика поперечних коливань вала

Таким чином, збільшення зазору між частинами барабана, викликане поперечними коливаннями вала, сягає незначних величин: на початку підйому - 0,93 мм, з урахуванням резонансних явищ - 0,96 мм (рис. 4), що не може призвести до прослизання каната діаметром 35...50 мм у щілину.

У п'ятому розділі описано побудову математичної моделі розрізного барабана на корінному валу, аналітичної та кінцево-елементної моделей оболонки барабана, наведено результати досліджень на цих моделях величини зміни зазору між частинами барабана внаслідок вигину вала та деформацій оболонки в стаціонарному та статичному пружних станах.

Величина зміни зазору від вигину вала визначається за формулою Б.Л. Давидова: $\Delta_{\text{пв}} = D_6(\alpha_1 - \alpha_2)$, де D_6 – діаметр барабана, м; α_1, α_2 – кути повороту перерізів вала під лобовинами, рад (рис. 6, а). Кути α_1, α_2 рекомендується знаходити з використанням диференціального рівняння вигнутої осі балки. Результати досліджень показують, що вигин вала від власної ваги барабана і натягів струн канатів можна вважати плоским у напрямку сумарного вектора цих зусиль, який задамо кутом ψ_s (рис. 6, б). Якщо відома величина зміни зазору у цьому напрямку $\Delta_{\text{пвс}}$, можна визначити її у будь-якій точці D на колі барабана, що задана кутом ψ_D (рис. 6, б), за формулою: $\Delta_{\text{пвD}} = \Delta_{\text{пвс}} \cos(\psi_D - \psi_s)$. Знайдено, що в стаціонарному стані (розгін машини) зазор $\Delta_{\text{пвD}}$ не перевищує 0,67 мм.

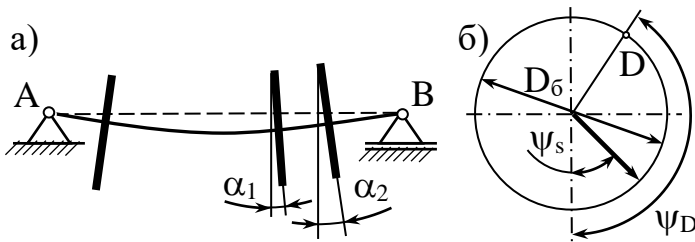


Рис. 6. Схема до визначення зазору між частинами барабана: а – прогин вала; б – кутові координати

Задача визначення деформації складних циліндричних оболонок з підсилювальними елементами в умовах дії навантаження у будь-якому місці конструкції аналітично у загальному вигляді не розв'язана. Тому нами створена математична модель спрощеної оболонки барабана (без ребер) з використанням

результатів досліджень деформацій окремих елементів барабанів декількох авторів. Отримані прогини лобовин з маточиною ω_m , з отвором ω_o , лобовини у вигляді суцільної пластини ω_n від зусилля навитого каната:

$$\omega_m = \frac{M_0}{D_{\text{л}} \left(1 + \nu + (1 - \nu) \frac{r_m^2}{R_6^2} \right)} \left[-\frac{1}{2} y^2 + r_m^2 \left(\ln y + \frac{1}{2} - \ln r_m \right) \right]; \quad (3)$$

$$\omega_o = \frac{R_6^2 M_0}{D_{\text{л}} (R_6^2 - r_o^2)} \left[-\frac{y^2}{2(1 + \nu)} - \frac{r_o^2 \ln y}{2(1 - \nu)} + \frac{R_6^2}{2(1 + \nu)} - \frac{r_o^2 \ln R_6}{(1 - \nu)} \right]; \quad \omega_n = \frac{M_0}{2D_{\text{л}}(1 + \nu)} (R_6^2 - y^2),$$

де M_0 – погонний згинаючий момент, Н·м; y – координата перерізу, де визначається прогин, м; r_m – радіус маточини, м; R_6 – радіус барабана, м; $D_{\text{л}}$ – циліндрична жорсткість лобовини, Н·м; ν – коефіцієнт Пуассона; r_o – радіус отвору, м.

Параметри, що входять до формул (3):

$$M_0 = \frac{1 + \psi_0}{1 + 2\psi_0} \cdot \frac{p}{2\beta^2}; \quad \psi_0 = \frac{K}{2\beta^3 K_{\text{л}}}; \quad p = \frac{T}{R_6 t}; \quad \beta = \sqrt[4]{\frac{K}{4D}}; \quad K = \frac{E\delta_{o6}^3}{R_6^2}; \quad D = \frac{E\delta_{o6}^3}{12(1 - \nu^2)};$$

$$K_{\text{л}} = \frac{D_{\text{л}} \left[(1 + \nu) + (1 - \nu) \frac{r_m^2}{R_6^2} \right]}{R_6 \left(1 - \frac{r_m^2}{R_6^2} \right)}; \quad D_{\text{л}} = \frac{E\delta_{\text{л}}^3}{12(1 - \nu^2)}, \quad (4)$$

де ψ_0 – коефіцієнт, що враховує вплив постелі на пружний відсіч оболонки;

p - рівномірно розподілене навантаження від каната, Н/м; β - коефіцієнт пружної відсічі оболонки, m^{-1} ; K, K_L - коефіцієнти постелі оболонки і лобовини, $H/m^3, H$; T - зусилля у канаті, Н; t - відстань між витками каната, м; D, D_L - циліндрична жорсткість оболонки і лобовини, Н·м; E - модуль пружності матеріалу лобовини і оболонки, Па; $\delta_{об}, \delta_L$ - товщина оболонки і лобовини, м.

За результатами розрахунків з використанням формул (3) і (4) збільшення зазору між частинами натурального барабана машини МПУ-6,3×2,8/0,63 внаслідок прогину лобовини складає 2 мм при зусиллі в канаті 800 кН (модель - 0,1 мм при 2 кН (рис.7, а, пунктирна лінія 3)).

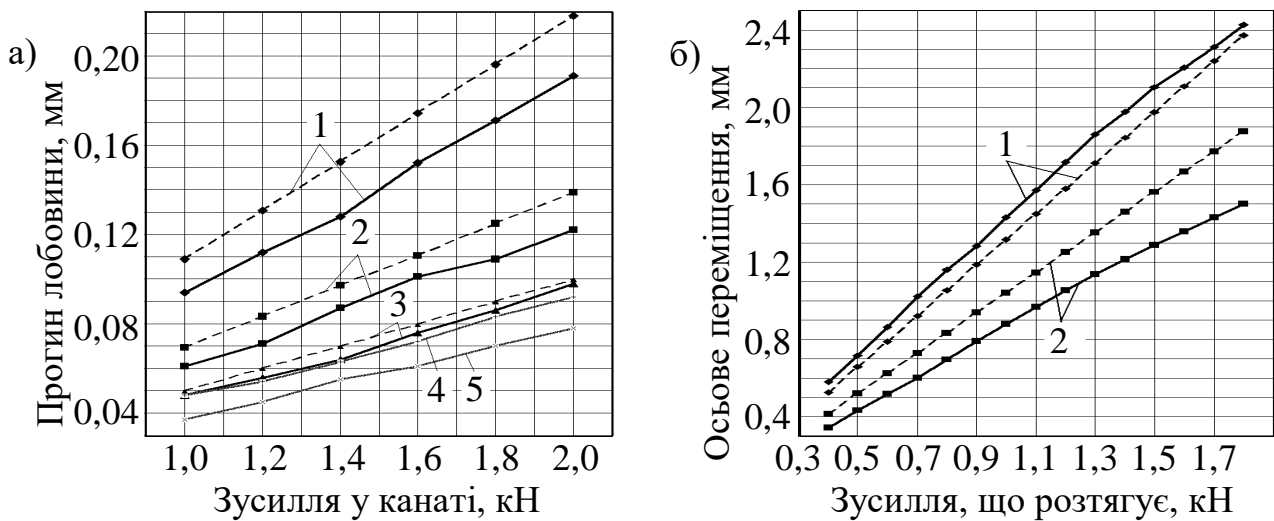


Рис. 7. Графіки деформацій зменшених у 20 разів моделей барабана: а – навантаження навитим канатом моделей: 1 – без ребер з отвором; 2 – без ребер і без отворів; 3 – без ребер з маточиною; 4 – з ребрами і отвором; 5 – з ребрами і маточиною; б– навантаження гальмового ободу моделі з ребрами: 1- точкове; 2 – колодками; — експеримент; - - - - теорія

Для дослідження напружено-деформованого стану барабана, що містить усі основні елементи натур (отвори, реборду, ребра, косинки), при навантаженні гальмового ободу створені кінцево-елементні моделі (рис.8) зменшеного у 20 разів і натурального барабана. За їх допомогою встановлено (рис. 7, б (пунктирні лінії), рис. 8, а), що під впливом зусиль з боку гальмових колодок 1,5 кН (натура 600 кН), що забезпечують 3-кратний статичний момент, максимальні осьові переміщення точок торця оболонки машини МПУ-6,3×2,8/0,63 складають 1,57 мм (натура 31,4 мм). При цьому напруження (за Мізесом) на зовнішньому краю реборди склали 215 МПа, що близько до границі текучості сталі 20 (220 МПа). Косинки і ребра жорсткості є концентраторами напружень 160-180 МПа. За результатами аналізу проведених досліджень нами запропонована конструкція переставної частини барабана без косинок і ребер (рис. 8, б), що задовольняє вимогам жорсткості з точки зору забезпечення допустимої величини збільшення зазору між частинами барабана. Для натур товщина лобовини становить 60 мм, обичайки – 155 мм.

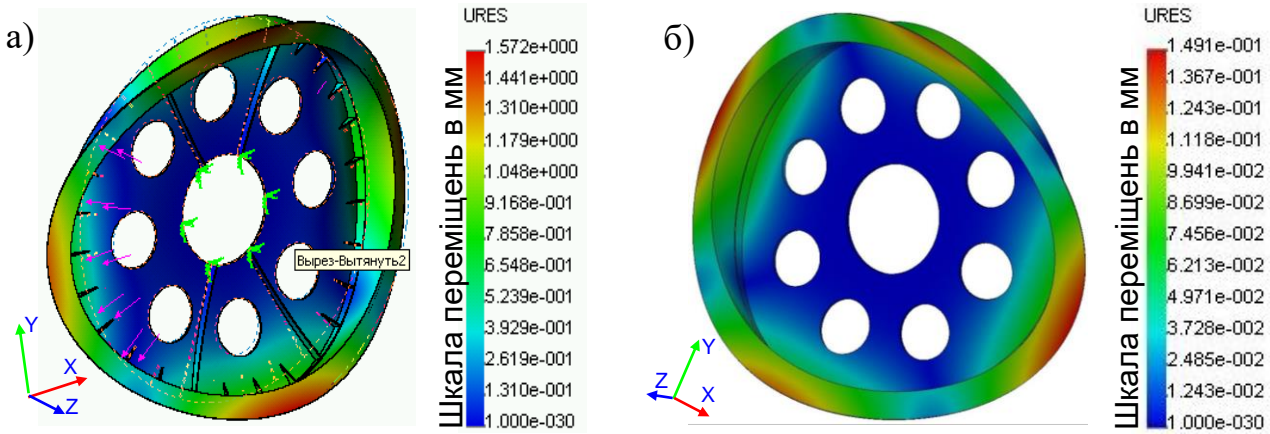


Рис. 8. Картини осьових переміщень точок поверхонь зменшених в 20 разів моделей переставної частини барабана при навантаженні гальмовими колодками (1500 н) за результатами кінцево-елементного аналізу:
а – машини МПУ-6,3×2,8/0,63; б – пропонованої конструкції

У шостому розділі наведено методику та результати експериментальних досліджень величини зміни зазору між частинами барабана на натурному підйомнику та фізичних моделях переставної частини барабана.

Експеримент на промисловому зразку машини МПУ-5,5×2,5/0,63, переставна частина барабана якої підсилена додатковими елементами жорсткості, проведено на шахті ім. Орджонікідзе ВО "Макіїввугілля", м. Макіївка Донецької обл. Зазор між частинами барабана вимірювався шляхом вбивання свинцевих клинів у щілину на рівні горизонталі, що проходить через вісь обертання барабана, і виміру їх товщини за допомогою мікрометра до і після обертання барабана. Це дозволило визначити фактичний технологічний зазор, що склав по периметру барабана від 4,71 до 6,22 мм, а також його зміну за рахунок прогину вала у процесі описування клином кола за повний оберт барабана, що склала $0,22 \pm 0,02$ мм з довірчою імовірністю $P=0,95$.

Лабораторні експерименти проведені на зменшених моделях (масштаб 1:20) переставної частини барабана машини МПУ-6,3×2,8/0,63: спрощених моделях (без реборди, косинок та ребер жорсткості), одна з яких має лобовину без отворів, а друга – лобовину з центральним отвором для посадки на маточину, повній моделі з усіма основними елементами натурн. Моделі окремо навантажувались навитим канатом та зсередини - точковими зусиллями і гальмовими колодками (рис. 7, суцільні лінії). Контроль зусилля здійснювався за допомогою динамометра, а деформація вимірювалась індикаторами часового типу.

Щоб використовувати результати експериментів на моделях для визначення деформації натурного барабана, виведені критерії подібності, що встановили зв'язок: масштаб погонного навантаження дорівнює масштабу лінійних розмірів; масштаб зосередженої сили дорівнює квадрату масштабу лінійних розмірів; масштаб рівномірно розподіленого навантаження дорівнює одиниці.

Статистична обробка результатів усіх вимірів показала, що кількість паралельних спостережень забезпечує похибку не вище заданої.

Натурні експерименти підтвердили адекватність (за критерієм Фішера)

математичної моделі розрізного барабана на корінному валу, а лабораторні – аналітичної та кінцево-елементної моделей оболонки барабана.

Таким чином, сумарне збільшення зазору між частинами барабана машини МПУ-6,3×2,8/0,63 складає 34,36 мм, з яких 31,4 мм за рахунок деформації переставної частини барабана від зусилля гальмових колодок. Це порівняно з діаметром каната (35...50 мм) і може призвести до затиснення його в щілині.

ВИСНОВКИ

У дисертації наведене теоретичне узагальнення і нове розв'язання наукового завдання, що виявляється у визначенні раціональних параметрів розрізного барабана підйомника з урахуванням динаміки перехідних процесів у вало-канатопроводі, з метою забезпечення такої допустимої величини зміни зазору між частинами барабана у процесі роботи, яка виключає можливість аварії з причини затиснення каната у щілині при його переході через розріз. Підсумовуючи результати досліджень, можна зробити наступні висновки і запропонувати такі рекомендації:

1. Зазор між частинами барабана, який за технічними вимогами у ненавантаженому стані повинен знаходитись у межах 3...5 мм, може збільшуватися у 6...7 разів у результаті вигину корінного вала і деформації оболонки барабана під впливом динамічних, стаціонарних і статичних навантажень від канатів, валів, приводу і гальм.

2. Шляхом аналізу результатів чисельних експериментів на математичних динамічних моделях ПРБ із застосуванням ЕОМ встановлено наступне:

- коефіцієнти динамічності при перехідних процесах на початку підйому (найбільш навантажений режим) складають у валопроводі – 1,37...3,47, у канатопроводі – 1,54...2,14;

- можливе виникнення резонансних явищ внаслідок близькості частот спектрів власних коливань парціальних ланок “вал барабана як балка на двох опорах” і “вало-канатопровід як крутильна система”. Між цими ланками існує "слабкий" зв'язок, який можна вважати однобічним, а поперечні коливання вала - вимушеними на обмеженому відрізку часу, обумовленому числом періодів повної “перекачки” енергії від системи “вало-канатопровід”;

- максимальна амплітуда змушувальної сили з боку канатів при резонансних процесах можлива у режимі відключення двигуна і накладення гальм після зворотного переходу попередньо натягнутого каната з однієї частини барабана на іншу. При цьому, поперечні коливання вала з коефіцієнтом динамічності 2,5 приводять до збільшення зазору не більш, ніж на 0,3 мм;

- збільшення зазору між частинами барабана внаслідок вигину вала не перевищує: у стаціонарному силовому стані – 0,67 мм; при перехідних процесах – 0,93 мм; з урахуванням резонансних явищ – 0,96 мм.

3. Збільшення зазору між частинами барабана машини МПУ-6,3×2,8/0,63 в результаті деформації оболонки переставної частини барабана складає: під впливом зусиль з боку витків каната - 2 мм; під впливом зусиль з боку гальмових колодок, що забезпечують 3-кратний статичний момент - 31,4 мм при напруженнях (за Мізесом) на зовнішньому краї реборди 215 МПа, близьких до границі текучості сталі 20 (220 МПа), і концентрації напружень (160...180 МПа) у косинках і ребрах жорсткості.

4. Сумарне збільшення зазору машини МПУ-6,3×2,8/0,63 складає 34,36 мм, що порівняно з діаметром застосовуваних канатів (35...50 мм) і може стати причиною аварії через защемлення каната в щілині між частинами барабана.

5. Результати експериментів на промисловому зразку машини і лабораторних на фізичних моделях переставної частини барабана підтвердили адекватність (за критерієм Фішера) математичних моделей розрізного барабана на корінному валу, аналітичної та кінцево-елементної моделей оболонки барабана. Відносні похибки склали від 2 % до 21,2 % з імовірністю $P=0,95$.

6. Підприємству-виготовлювачу АТ “Ново-Краматорський машинобудівний завод” передана методика визначення величини зміни зазору між частинами барабана (пакет прикладних програм для ЕОМ) і запропоновані наступні рекомендації:

- у розрахунках при проектуванні і модернізації піднімальних машин з розрізним барабаном слід використовувати переданий пакет програм для визначення дійсного значення навантажень і раціональних параметрів барабана;

- для машин із внутрішнім гальмом раціональною є конструкція переставної частини барабана шириною 650 мм з однією лобовиною товщиною 60 мм і обичайкою товщиною 155 мм без косинок і ребер жорсткості. Її маса (25980 кг) близька до маси дволобовинної конструкції (25600 кг) шириною 1250 мм машини МПБ-6,3×3,15/0,63. При близьких масах та рівних максимальних осьових переміщеннях, що забезпечують безаварійний перехід каната, запропонована конструкція спрощує технологію виготовлення і дозволяє не виходити за габарити машини типу МПУ, у якої, порівняно з МПБ, ширина барабана і проліт вала менше на 600 мм.

СПИСОК ОПУБЛІКОВАНИХ АВТОРОМ ПРАЦЬ ЗА ТЕМОЮ ДИСЕРТАЦІЇ

1. Нестеров А.П., Козарь Л.М. Уравнения совместных продольно-крутильно-поперечных колебаний в подъемнике с разрезным барабаном // Удосконалення засобів механізації на транспорті та підвищення зносостійкості елементів машин: Міжвуз. зб. наук пр. / Харк. держ. академія заліз. тр-ту. - Харків, 1997. - Вип. - 30. - С.36 – 39.

Здобувачем виведена система диференціальних рівнянь, що описує сумісні поперечні коливання вала барабана і крутильні коливання вало-канатопроводу і є основою математичної динамічної моделі підйомника.

2. Нестеров А.П., Козарь Л.М. Динамические переходные процессы в канатном подъемнике с разрезным барабаном // Вестн. Харьк. гос. автомобильно-дорожного техн. ун-та. - Харьков, 1998. - Вып.8 - С.36 – 38.

Здобувачем виведена система диференціальних рівнянь коливань в механічній системі ПРБ зі змінною структурою, що моделює процес переходу каната з однієї частини барабана на іншу.

3. Нестеров А.П., Козарь Л.М. О резонансе в канатном подъемнике с разрезным барабаном // Нові матеріали і технології в металургії та машинобудуванні: Наук. ж. / Запорізький держ. техн. ун-т.- Запоріжжя, 1998. - №1. - С. 54 - 56.

Здобувачем обчислені спектри частот коливань у вало-канатопроводі ПРБ та визначені можливі умови виникнення резонансу.

4. Нестеров А.П., Козарь Л.М. Математична модель корінного вала розрізного барабана підйомника // Підвищення ефективності технології та техніки для виконання вантажно-розвантажувальних, будівельних і колійних робіт на залізничному транспорті: Зб. наук. пр. / Харк. держ. академія заліз. тр-ту. - Харків, 1999. - Вип. 36. - С. 11 – 17.

Здобувачем виведені диференціальні рівняння пружної осі вала по ділянках навантаження, що покладені в основу математичної моделі розрізного барабана на корінному валу.

5. Нестеров А.П., Козарь Л.М. Определение деформации разрезного барабана подъемника методом физического моделирования // Гірнична електромеханіка та автоматика: Наук. - техн. зб. / Національна гірнична академія України. - Дніпропетровськ, 1999. - Спец. вип. 2 (61). - С. 23 - 26.

Здобувач визначив вплив навантажень з боку витків каната і механічних гальм на зазор шляхом експериментів на фізичних моделях барабана.

6. Нестеров А.П., Козарь Л.М. О влиянии неуравновешенности барабана на динамические нагрузки в канатном подъемнике // Вісн. Східноукр. держ. ун-ту. – Луганськ: Видавництво СУДУ, 2000. – № 6 (28). – С. 41 – 44.

Здобувач реалізував на ЕОМ чотиримасову модель підйомника з незрівноваженим барабаном, за допомогою якої обґрунтовано розділення загальної динамічної схеми на парціальні ланки.

7. Козарь Л.М. Вплив резонансу в механічній системі на зазор між частинами розрізного барабана підйомника // Зб. Наук. пр. / Харк. держ. академія заліз. тр - ту. – Харків, 2000. – Вип. 42. – С. 46 – 50.

8. Нестеров А.П., Козарь Л.М. О связи механических и электромагнитных переходных процессов в валопроводе и электроприводе подъемных

машин // Підйомно-транспортна техніка: Наук.-техн. та виробничий ж. / Одеський національний політехн. ун-т, Підйомно-транспортна академія наук України. – Дніпропетровськ, 2002. - № 1-2. – С. 120 – 125.

Здобувач обґрунтував доцільність прийняття східчастого зовнішнього збурювання з боку електропривода в еквівалентній динамічній схемі підйомника у вигляді постійного миттєво прикладеного моменту.

9. Нестеров А.П., Назаров Л.В., Щербак О.В., Козарь Л.М. О деформации оболочки переставного барабана подъемной машины типа МПУ // Підвищення ефективності технології та техніки для виконання вантажно-розвантажувальних, будівельних і колійних робіт на залізничному транспорті: Зб. наук. пр. / Укр. держ. академія заліз. тр - ту. – Харків, 2002. – Вип. 50. – С. 28 – 32.

Здобувач підтвердив адекватність результатів кінцево-елементного моделювання переставної частини барабана і даних лабораторних експериментів.

10. Нестеров А.П., Назаров Л.В., Щербак О.В., Костин Д.В., Козарь Л.М. Поиск рациональных параметров переставного барабана подъемной машины типа МПУ // Автомобильный транспорт. Сер. Совершенствование машин для земляных работ: Сб. науч. тр. / Харьк. национальный автомобильно-дорож. ун-т. – Харьков, 2003. – Вып. 11. – С. 76 – 79.

Здобувачем обґрунтовано вибір параметрів, які варіюються при визначенні раціональних параметрів переставної частини барабана на ЕОМ.

11. Козарь Л.М. Определение рациональных параметров разрезного барабана подъемника с учетом динамики переходных процессов // Подъемные сооружения. Специальная техника: Науч. – техн. и производствен. ж. / Научн.-техн. ассоциация “Подъемные сооружения”. – Одесса, 2002. - № 4. – С. 9 – 10.

12. Нестеров А.П., Козарь Л.М. Деформация оболочки и лобовины переставного барабана подъемника / Укр. инж.-пед. академия. - Харьков, 1996. - 26 с. - Рус. - Деп. в ГНТБ Украины 18.06.96, №1457 - Ук 96.

Здобувачем підтверджено адекватність результатів розрахунків на аналітичній моделі оболонки барабана і даних лабораторних експериментів.

13. Нестеров А.П., Козарь Л.М. Эквивалентные динамические схемы подъемников с разрезным барабаном / Харьк. гос. академия ж. д. транспорта. - Харьков, 1997. - 21 с. - Рус. - Деп. в УкрИНТЭИ 17.03.97, №244 - Уі97.

Здобувач отримав чисельні значення коефіцієнтів диференціальних рівнянь, що описують спільні коливання у вало-канатопроводі для трьох типів ПРБ.

14. Нестеров А.П., Козарь Л.М. Математическая модель подъемника с разрезным барабаном / Харьк. гос. академия ж.д. тр-та. - Харьков, 1997. - 38 с. - Рус. - Деп. в УкрИНТЭИ 08.12.97, № 601 - Ук97.

Здобувач реалізував на ЕОМ математичну динамічну модель ПРБ і визначив амплітуди коливань пружних моментів у вало-канатопроводі.

15. Нестеров А.П., Козарь Л.М. Исследование динамики шахтных подъемных машин с разрезным барабаном // Тез. докл. 53-й науч. - техн. конф. каф. ин-та и специалистов ж. д. тр-та / Харьк. ин-т инженеров ж. д. тр-та. - Харьков, 1991. - С. 24.

Здобувачем отримані результати розрахунків навантажень у механічній системі підйомника з розрізним барабаном.

16. Козар Л.М. Обґрунтування розподілу багатомасових динамічних систем на парціальні ланки // Інформаційно-керуючі системи на залізничному транспорті: Наук.-техн. ж.; Матеріали виступів учасників 63-ї наук.-техн. конф. ХарДАЗТ і фахівців залізниць / Харк. держ. академія заліз. тр - ту. – Харків, 2001. – Вип. 5. – С. 92.

АНОТАЦІЯ

Козар Л.М. Вплив динамічних і статичних навантажень розрізного барабана підйомника на стабільність його роботи при переході каната через розріз. – Рукопис.

Дисертація на здобуття наукового ступеня кандидата технічних наук за спеціальністю 05.05.05 – піднімально-транспортні машини. – Українська інженерно-педагогічна академія, Харків, 2004.

Дисертація присвячена питанням забезпечення безаварійної роботи підйомника з розрізним барабаном шляхом мінімізації зміни зазору між частинами барабана.

У роботі розроблені математичні моделі елементів підйомника: механічної частини у вигляді динамічної багатомасової системи, системи “барабан-вал” та оболонки барабана. На цих моделях досліджено зміну зазору між частинами барабана від вигину вала та деформації оболонки барабана. За результатами досліджень визначено раціональні параметри барабана. Адекватність теоретичних рішень підтверджена експериментами на натурній машині та фізичних моделях переставної частини барабана.

Основні результати роботи знайшли практичне застосування на АТ “Ново-Краматорський машинобудівний завод”.

Ключові слова: підйомник з розрізним барабаном, канат, динамічна багатомасова система, вигин вала, деформація оболонки барабана.

АННОТАЦИЯ

Козарь Л.М. Влияние динамических и статических нагрузок разрезного барабана подъемника на стабильность его работы при переходе каната через разрез. – Рукопись.

Диссертация на соискание ученой степени кандидата технических наук по специальности 05.05.05 – подъемно-транспортные машины. – Украинская инженерно-педагогическая академия, Харьков, 2004.

Диссертация посвящена вопросам обеспечения стабильной, безаварийной работы подъемника с разрезным барабаном (ПРБ) путем минимизации изменения зазора между частями барабана за счет выбора рациональных параметров барабана.

Из-за конструктивных особенностей ПРБ (наличие одного барабана, который состоит из двух частей – переставной и заклиненной) необходимым условием их стабильной работы является обеспечение такой допустимой величины зазора между частями барабана, изменяющегося во время подъема груза, которая исключает возможность аварии по причине зажатия каната в щели при его переходе через разрез. Причиной увеличения зазора может служить изгиб вала или деформация оболочки барабана. Для рационального проектирования и безаварийной эксплуатации ПРБ необходимо выявить новые закономерности влияния нагрузок (в первую очередь тех, которые возникают при динамических переходных процессах) и параметров барабана на зазор между его частями.

Построены и реализованы в виде пакета прикладных программ для ЭВМ математические динамические модели, учитывающие совместные поперечные колебания коренного вала, продольные колебания канатов и крутильные колебания валопровода ПРБ как многомассовой механической системы с упругими связями.

Динамическая схема включает два парциальных звена – коренной вал как безынерционная статически определяемая балка на двух опорах с тремя дискретными массами и 6-массовая крутильная система, где в качестве дискретных масс выступают ротор двигателя, редуктор, заклиненная и переставная части барабана, концевые грузы. Анализ частотных спектров собственных колебаний парциальных звеньев показал наличие близости частот, что создает условия для возникновения возможных резонансных явлений. С точки зрения интенсивности резонансных колебаний, неблагоприятным режимом является обратный переход предварительно натянутого каната (с заклиненной на переставную часть барабана) при отключении двигателя и наложении механических тормозов.

Результаты расчетов на математической модели показали, что увеличение

зазора между частями барабана, вызванное поперечными колебаниями вала, не превышает: в начале подъема – 0,93 мм; с учетом резонансных явлений – 0,96 мм.

Создана математическая модель разрезного барабана на коренном валу, позволяющая определять изменение зазора в любой точке на окружности барабана вследствие изгиба вала при известных поперечных нагрузках. Установлено, что в стационарном силовом состоянии (разгон машины) этот зазор не превышает 0,67 мм.

Для определения деформации барабана от усилия навитого каната и тормозных колодок построены математическая аналитическая и конечно-элементная модели оболочки его переставной части. Аналитическая модель позволяет определять прогиб лобовины от усилия витков каната, но при этом не учитывается наличие элементов жесткости (реборды, косынок, ребер). По результатам расчетов указанный прогиб для машины МПУ-6,3×2,8/0,63 составил 2 мм. Конечно-элементная модель оболочки содержит все основные элементы конструкции натуры и позволяет получить полную картину деформаций и напряжений для различных случаев нагружения. В частности, установлено, что деформация переставной части барабана машины МПУ-6,3×2,8/0,63 (без усиления) под воздействием усилий тормозных колодок приводит к увеличению зазора между частями барабана до 31,4 мм, напряжения в реборде близки к пределу текучести, а косынки и ребра жесткости являются концентраторами напряжений.

Суммарное увеличение зазора между частями барабана машины МПУ-6,3×2,8/0,63 составляет 34,36 мм, что сравнимо с диаметрами применяемых канатов (35...50 мм) и может привести к аварии из-за защемления каната в щели.

Проведены экспериментальные исследования величины изменения зазора между частями барабана вследствие изгиба вала на натурной машине с усиленной переставной частью барабана МПУ-5,5×2,5/0,63 в условиях шахты им. Орджоникидзе ПО “Макеевуголь” и деформации оболочки от усилия навитого каната и тормозных колодок на уменьшенных в 20 раз физических моделях переставной части барабана машины МПУ-6,3×2,8/0,63. Эксперименты подтвердили адекватность теоретических расчетов по критерию Фишера с относительными ошибками от 2 до 21,2 %.

Предприятию-изготовителю АО “Ново-Краматорский машиностроительный завод” передана разработанная методика определения зазора (пакет прикладных программ для ЭВМ) и рекомендована конструкция переставной части барабана шириной 650 мм с одной лобовиной толщиной 60 мм и обечайкой толщиной 155 мм (при диаметре барабана 6,3 м) без косынок и ребер жесткости.

Ключевые слова: подъемник с разрезным барабаном, канат, динамическая многомассовая система, изгиб вала, деформация оболочки барабана.

SUMMARY

Kozar L.M. The Influence of dynamic and static loads of a split elevating drum on its work stability during the passing of a cable rope through a split. - Manuscript.

Thesis for the degree of the Candidate of technical sciences on speciality 05.05.05 - handling machines. – Ukrainian Engineering Pedagogical Academy, Kharkiv, 2004.

The thesis is devoted to the problems of securing of the elevating drum accident-free operation with a split drum by the minimization of the clearance variation between the parts of a drum.

In the thesis the mathematical models of elevating drum elements are designed: a mechanical part by the way of a dynamic multimass system, a system «drum- shaft» and the drum shell. On these models the variation of the clearance between the drum parts resulting from the shaft bending and the drum shell strain is investigated. According to the results of studies the rational parameters of the drum are determined. The adequacy of the idealized solutions is proved by the experiments on the full-scale machine and on the physical models of an adjustable part of the drum.

The main results of the thesis have found their practical usage at joint-stock company “Novo-Kramatorsk Machine-Building Works”.

Keywords: split elevating drum, cable rope, dynamic multimass system, shaft bending, drum shell strain.

Автореферат

**ВПЛИВ ДИНАМІЧНИХ І СТАТИЧНИХ НАВАНТАЖЕНЬ РОЗРІЗНОГО
БАРАБАНА ПІДЙОМНИКА НА СТАБІЛЬНІСТЬ ЙОГО РОБОТИ
ПРИ ПЕРЕХОДІ КАНАТА ЧЕРЕЗ РОЗРІЗ**

Козар Леонід Михайлович

Відповідальний за випуск: к.т.н. Є.В. Романович

Надруковано згідно з оригіналом автора

Підписано до друку 23 лютого 2004 р.
Формат паперу 60x90/16. Папір офсетний.
Обсяг 0,9 авт. арк.
Замовлення № 9. Тираж 100 примірників.

Надруковано згідно з оригіналом автора
у ПБКФ “Оптик-контакт”
61003, Харків, пров. Кравцова, 11
(0572) 54-55-07