

Уж. іїська інженерно-педагогічна академія

На правах рукопису

МУХІНА Оксана Вікторівна

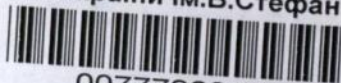
**ПІДВИЩЕННЯ ТЕРМІНУ СЛУЖБИ ПІДЙОМНИХ МАШИН  
ЗА РАХУНОК ЗНИЖЕННЯ ЇХ УШКОДЖЕНОСТІ В ЗОНІ  
ПРИЧЕПНИХ ПРИСТРОЇВ**

05.05.05 - підіймно-транспортні машини

Аннотация

**дисертації на здобуття наукового  
ступеня кандидата технічних наук**

Харків - 1995



Дисертацією є рукопис

Робота виконана в Севастопольському Державному технічному університеті

Науковий керівник доктор технічних наук, професор,  
почесний академік АН Криму  
Гончаренко Неоніла Костянтинівна

Науковий консультант кандидат технічних наук, доцент  
Петров Олександр Петрович

Оцінювачі дисертації:

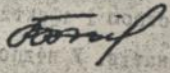
1. Доктор фізико-математичних наук, професор, академік АН  
Вищої школи Тарасюк Олег Олександрович
2. Кандидат технічних наук, доцент Таранюк Юрій Григорович

Провідна організація : ДІ організації і механізації шахтного  
будівництва, м. Донецьк

Дисертація захищена 24 березня 1995 р. на  
засіданні спеціалізованої вченої ради Д 02.10.01 в Українській  
інженерно-педагогічній академії, м. Харків, вул. Університетська,  
16, 09 год.

З дисертацією можна ознайомитися у бібліотеці Української  
інженерно-педагогічної академії

Автореферат роз'яснений 24 лютого 1995 р.

Вчений секретар спеціалізованої вченої ради  Беспалов В.М.

### ЗАГАЛЬНА ХАРАКТЕРИСТИКА РОБОТИ

Актуальність теми. Сталеві канати різноманітних конструкцій являють собою невід'ємну частину більшості підйомно-транспортних, вантажопідйомних і будівельних машин. Вони широко використовуються в багатьох галузях народного господарства: в машинобудуванні, в суднобудуванні, на будівництві, у гірничій справі. В гірничодобувній промисловості канат є основним несучим елементом. В останній час гірничі роботи ведуться на глибинах 900...1300 метрів і кожен рік знижуються на 20...30 метрів. Маса посудин, що піднімаються з вантажем збільшуються до 50...100 тон, а швидкість їх руху досягає 16 метрів за секунду. При яких режимах споживання і підйому забезпечення безпеки і безвідказності робіт усіх ланок і вузлів шахтних підйомних установок, підвищення їх продуктивності і збільшення строку служби підйомного каната являються актуальними задачами.

Більшість підйомних канатів бракується з причин обриву дротів поблизу причепного пристрою. Однією з причин руйнування дротів на цьому відрізку поперечні коливання каната. Ступінь впливу підвісних пристроїв на поперечні коливання недостатньо вивчена. Тому дослідження поперечних коливань підйомних канатів з урахуванням підвісних пристроїв і пошук шляхів підвищення терміну служби канатів є актуальними і важливими задачами.

Метою досліджень є створення методики розрахунку характеристик поперечних коливань підйомного каната з урахуванням підвісного пристрою і ефективного способу підвищення терміну служби підйомних канатів. У відповідності з метою ставилися і вирішувалися такі задачі: розробити математичну модель вимушених поперечних коливань підйомного каната з обмеувачем згину і без нього з урахуванням підвісного пристрою, що дає змогу визначити силові характеристики каната; одержати залежності частот власних коливань каната від параметрів підйомної системи, що дозволяють виключити зони резонанс-

них режимів коливань; розробити алгоритми і програму, що дозволяють виконувати розрахунки внутрішніх зусиль в канаті в залежності від довжини відаїсу каната і частоти вимушених поперечних коливань; розробити рекомендації щодо удосконалення підвісних пристроїв, що забезпечують зменшення динамічних навантажень в канаті; розробити конструкцію пристроїв, що збільшують термін служби канатів; експериментально одержати якісь оцінку впливу запропонованого пристрою на термін служби каната.

Наукова новизна роботи полягає в створенні математичної моделі поперечних коливань системи "підйомна посудина-підвісний пристрій-канат" з обмежувачем згину нової конструкції і обґрунтуванні рекомендацій щодо удосконалення існуючих підвісних пристроїв.

Практична цінність роботи полягає в розробці нової конструкції обмежувача згину підйомного каната; в розробці і апробації рекомендацій по удосконаленню існуючих конструкцій підвісних пристроїв на шахтних підйомних установках ВО "Донецькшахтобуд".

Реалізація результатів роботи. Основні результати роботи щодо удосконалення підвісних пристроїв прийняті до впровадження інститутом гірничої механіки ім.М.М.Федорова і увійшли до галузевої програми МВП України "Створення нових і підвищення надійності дільчих машин і устаткування підйомних комплексів вугільних шахт" на 1995-1999 р.р.

Апробація. Основні результати роботи дослідилися на: науково-технічній конференції "Технічні засоби органічного промислового риболовства" /м.Керч, 1991 р., м.Севастополь, 1992 р./; Російському науково-технічному семінарі "Проблеми надійності і безпечної експлуатації кранових металоконструкцій і сталевих канатів" /м.Новочеркаськ, 1992р./; науково-технічній конференції "Міністерство і довговічність елементів підйомно-трапового обладнання" /м.Севастополь, 1993/;

міжнародній науково-технічній конференції "Проблеми підйомно-транспортної техніки" /м.Алушта, 1993 р./; засіданні кафедри машинознавства і прикладної механіки Севастопольського прикладного інституту /м.Севастополь, 1994 р./; засіданні науково-методичного семінару Української інженерно-педагогічної академії /м.Харків, 1994 р./; науково-технічній раді НДІСМШБ /м.Донецьк, 1995 р./; науково-технічному семінарі інституту гірничої механіки ім.М.М.Федорова /м.Донецьк, 1995 р./.

Публікації. По темі дисертації опубліковано 6 друкованих праць.

Структура - обсяг роботи. Дисертаційна робота складається з вступу, чотирьох розділів, висновку, списку літератури і додатка. Має 85 сторінок машинописного тексту, 49 малюнків, 15 таблиць, 96 найменувань бібліографії.

На захист вноситься розроблений особисто автором:

математична модель поперечних коливань системи "підйомна посудина - підвісний пристрій - канат"; нова конструкція обмежувача згини підйомного каната; обгрунтовані рекомендації для удосконалення існуючих підвісних пристроїв.

#### КОРОТКИЙ ЗМІСТ РОБОТИ

У вступі обгрунтована актуальність теми, сформульовані мета і основні задачі дослідження, визначена наукова новизна і практична цінність результатів роботи, надається їй загальна характеристика.

У першому розділі розглянуті типи підвісних і причепних пристроїв підйомно-транспортних установок загального призначення і шахтних підйомних установок, наведені дані про причини бракуваних підйомних канатів. Встановлено, що з причини обриву дротів поблизу причепного пристрою вибраковується 75% канатів, знятих

з багатоанатних піддомних установок і 36 % - з одноканатних. Відмічені такі причини руйнування дротів каната на ділянці захо-ду каната із причепного пристрою: складний напружений стан, в якому знаходяться дроти каната в результаті сумісного розтягуван-ня, згинання і кручення; поздовжні і поперечні коливання піддом-ного каната, що викликають руйнування його дротів від знакопере-мінних напружень; агресивна в корозійному відношенні робота з осе-редотом.

В галузі динаміки піддомних канатів проведена велика кіль-кість теоретичних і експериментальних досліджень. Більшість ро-біт приурочена дослідженню поздовжніх коливань піддомного кана-та. Досліджень, що присвячені поперечним коливанням піддомних канатів, відносяться роботи Білого В. І., Гераско О. С., Гаркуші М. Г., Флоринського Ф. В., Дворнікова В. І., Колосова Л. В., Обухова А. Н., Розунця А. Н., зарубіжних вчених Б. М. Ісмаїла, Р. Ратера, Л. Каллана, С. Савкара та інші. В основному теорія розрахунку поперечних коли-вань каната будувалася без урахування підвісних пристроїв. Спро-би урахування впливу інерційних характеристик причепного пристрою на поперечні коливання каната були зроблені в роботах Обухова А. Н., Беспалько В. В. і Полякова О. М. Однак, конкретні практичні реко-мендації щодо удосконалення підвісних пристроїв у цих роботах не наводяться. Таким чином, дослідження поперечних коливань сис-теми "піддомна поосудина - підвісний пристрій - піддомний канат" являє інтерес з точки зору оцінки впливу усіх ланок системи на основні характеристики коливань і внутрішні зусилля в канатах.

Питання удосконалення існуючих підвісних пристроїв і розроб-ка раціональної конструкції пристроїв, що зменшують динамічні навантаження в піддомному канаті при поперечних коливаннях потре-бує подальшого дослідження. На основі викладеного сформульовані

мета і основні задачі дослідження.

лабораторних

У другому розділі наводяться результати експериментальних досліджень зразків сталевих канатів з обмежувачем згину, запропонованої конструкції і без нього; дано також оцінку впливу обмежувача згину на термін служби каната. Аналіз результатів експериментальних досліджень виконаний з застосуванням математичних і статистичних методів планування і обробки результатів експерименту. Як показав результат дослідів, застосування обмежувача згину підвищує термін служби каната на 40 %. Запропонований пристрій заслуговує на більш глибоке вивчення з точки зору його впливу на внутрішню зусилля в канаті під час поперечних коливань.

У третьому розділі досліджується поперечні коливання підійомного каната, що модулюється абсолютно гнучкою нерозтягнутою ниткою постійної довжини при різноманітних способах його кріплення до підійомної посудини. Дисипативні сили не враховувалися. За основу математичної моделі прийняте рівняння поперечних коливань абсолютно гнучкої нитки з кінцевим вантажем і постійним по довжині натягом, що викликаний власною вагою каната.

$$m \frac{\partial^2 v(x,t)}{\partial t^2} - \frac{\partial}{\partial x} \left[ (Q+qx) \frac{\partial v(x,t)}{\partial x} \right] = 0, \quad (1)$$

де  $v(x,t)$  - поперечне переміщення довільного перетину каната;  $x$  - поздовжня координата, що відраховується від нижнього кінця;  $t$  - час;  $m$  - маса одиниці довжини;  $Q$  - погонна вага каната;  $Q$  - вага кінцевого вантажа.

Граничні умови на нижньому кінці каната ( $x=0$ ) при його жорсткому кріпленні по підійомній посудині

$$v(0,t) = \Delta_0 \cos \Omega t, \quad (2)$$

де  $\Delta_0$  - амплітуда поперечного зміщення підійомної посудини;  $\Omega$  - частота змушених коливань.

На зривному кінці ( $x = l$ ) при жорсткому кріпленні каната

$$v(l, t) = 0. \quad (1)$$

Вимушені поперечні коливання, що виникають в системі "підійомна посудина - підвішений пристрій - підійомний канат" при русі підійомної посуд. по армування шахтного от. ма, відбувається з частотою проходження ярусів, як при швидкості пуску-підйому  $v$  і відстані між ярусами  $h$  визначається рівністю

$$\Omega = \pi \frac{v}{h}.$$

Враховуючи вимушений характер коливань системи, що розглядається, часткове рішення рівняння (I) має вигляд:

$$v(x, t) = v(x) \cos \Omega t, \quad (4)$$

де  $v(x)$  - функція, що визначає розподіл амплітуд по довжині каната.

При підставленні (4) в (I) відносно нормалізованої амплітудної функції  $\tilde{v}(\tilde{x}) = v(x)/\Delta$  отримуємо рівняння Бесселя нульового порядку, часткове рішення якого, що відповідає граничним умовам (2) і (3) має вигляд:

$$\tilde{v}(\tilde{x}) = \frac{Y_0(\lambda\sqrt{1+\nu}) J_0(\lambda\sqrt{1+\nu}\tilde{x}) - J_0(\lambda\sqrt{1+\nu}) Y_0(\lambda\sqrt{1+\nu}\tilde{x})}{J_0(\lambda) Y_0(\lambda\sqrt{1+\nu}) - Y_0(\lambda) J_0(\lambda\sqrt{1+\nu})} \quad (5)$$

де  $J_0(\cdot)$ ,  $Y_0(\cdot)$  - функції Бесселя першого і другого роду нульового порядку;  $\tilde{x} = x/l$  - безрозмірна подовжня координата;  $\nu, \lambda$  - безрозмірні параметри, різні

$$\nu = \frac{ql}{Q}, \quad \lambda^2 = \frac{4\alpha^2}{v^2}, \quad \alpha^2 = \frac{n \cdot l^2 \Omega^2}{Q}$$

$l$  - довжина каната.

Для визначення частот власних поперечних коливань використано умову настання резонансу. Частотне рівняння сформовано в результаті прирівнювання до нуля знаменника виразу (5). Власні

частоти знаходяться за допомогою асимптотичних розкладів нулів частотного рівняння

$$\omega_s = \frac{\alpha_s}{c} \sqrt{\frac{Q}{m}},$$

де  $S = 1, 2, 3, \dots$  - порядковий номер кореня частотного рівняння

$$\alpha_s = \frac{\sqrt{\lambda_s}}{2}; \quad \lambda_s = \beta + \frac{\rho}{\beta} + \frac{4 - \rho^2}{\beta^3} + \frac{r - 4\rho q + 2\rho^3}{\beta^5} + \dots;$$

$$\beta = -\frac{2\pi}{\sqrt{1+\nu}-1}; \quad \rho = -\frac{1}{2\sqrt{1+\nu}}.$$

$$q = \frac{25(\sqrt{(1+\nu)^3}-1)}{6(4\sqrt{1+\nu})^2(\sqrt{1+\nu}-1)}; \quad r = -\frac{1073(\sqrt{(1+\nu)^5}-1)}{5(4\sqrt{1+\nu})^5(\sqrt{1+\nu}-1)}.$$

На підставі порівняння частот власних коливань з частотами вимушених коливань встановлено, що головний резонанс в системі можливий тільки при малих довжинах канатів, що не перевищують 75 м. Однак, ця довжина приходить на ділянку уповільнення швидкості підйому, де характер коливань аперіодичний і одержане рішення у даному випадку непридатне. При великих довжинах канатів власні частоти основного тону на порядок нижчі частот вимушених коливань, а резонанс на обертонах практично не реалізується за умови реально існуючих дисипативних втрат в канаті і в підвісному пристрої.

З метою спрощення розрахунку поперечних коливань розглянута можливість заміни в моделі каната змінного натягу його середнім значенням. Для цього знаходилася відносна погрішність приблизного знаєння власних частот, що виникала при переході до моделі каната усередненим натягом. Погрішність збільшується із збільшенням довжини виска каната і запасу міцності. Її максимальне значення при довжині каната 1000 м не перевищує 0,3%. Таким чином, змін-

натягу за рахунок власної ваги каната не призводить до суттєвого уточнення частот власних коливань, що дозволяє вести розрахунок, використовуючи модель з усередненим натягом.

Спрощена модель каната з постійним по довжині натягом, що дорівнює його середньому значенню, застосована для оцінки ступеня впливу підвісного пристрою на характеристики коливань. Розглянутий найбільш загальний випадок підвісного пристрою, що складається з проміжної ланки підвіски і коуша. При складанні розрахункової схеми ланки підвіски розглядаються як прямолінійними стержнями до ланок  $\rho_1$  і  $\rho_2$ , масами  $m_1$ ,  $m_2$  і центральними моментами інерції має  $J_1$ ,  $J_2$ .

Амплітудна функція вимушених коливань

$$v(\tilde{x}) = C_1 \cos \alpha \tilde{x} - C_2 \sin \alpha \tilde{x}, \quad (6)$$

де  $C_1$ ,  $C_2$  - довільні постійні, що визначаються із граничних умов.

В граничну умову на нижньому кінці каната входять рівняння обертального руху ланок підвіски відносно осей відповідних шарнірів, які дивіні кінематичною умовою зв'язку амплітуд переміщення нижнього кінця каната і підйомної посудини

$$\gamma(0) = \Delta_0 + \rho_1 \varphi_1 + \rho_2 \varphi_2, \quad (7)$$

де  $\varphi_1$  и  $\varphi_2$  - кути повороту ланки підвіски і коуша.

На верхньому кінці каната гранична умова відповідає жорсткому кріпленню

$$v(1) = 0, \quad (8)$$

За допомогою (6) ... (8) отримана система лінійних алгебраїчних рівнянь відносно  $\varphi_1$  і  $\varphi_2$ , визначник яких, прирівнений до нуля, є рівнянням частот власних коливань каната

$$\left[ \frac{J_2 (1 + \frac{\rho_2}{\rho_1})}{\pi \rho_2^2} \alpha^2 \operatorname{tg} \alpha + \left( -\frac{\rho_2}{\rho_1} + \frac{g_2 \rho_2}{2T_c} \cdot \frac{\rho_2}{\rho_1} \right) g \alpha - \varepsilon \frac{\rho_2}{\rho_1} \alpha \right] \times$$

$$\begin{aligned} & \left[ (-1 + \varepsilon \frac{g_0 l}{T_0}) \operatorname{tg} \alpha + \varepsilon \frac{J_1 (1 + \frac{\nu}{2})}{m l_2^2 l_1} \alpha^2 \operatorname{tg} \alpha + \right. \\ & \left. + \varepsilon \frac{g_2 l}{\gamma T_0} \left( \frac{l_1}{l_2} \right) \operatorname{tg} \alpha - \varepsilon \left( \frac{l_1}{l_2} \right) \left( 1 + \frac{l_2}{l_1} \right) \cdot \right] + \quad (9) \\ & + \varepsilon \alpha \left[ \varepsilon \frac{J_2 (1 + \frac{\nu}{2})}{m l_2^2 l} \alpha^2 \operatorname{tg} \alpha \cdot \left( -\frac{l_2}{l} + \varepsilon \frac{g_2 l}{2 T_0} \cdot \frac{l_2}{l_1} \operatorname{tg} \alpha - \varepsilon \left( 1 + \frac{l_2}{l_1} \right) \right) \right] = 0, \end{aligned}$$

де  $\varepsilon = \frac{l^2}{l^2}$ ,  $g_1 = \frac{G_1}{l_1}$ ,  $g_2 = \frac{G_2}{l_2}$ .

В частотному рівнянні величина безрозмірного параметра близька до нуля, тому корні рівняння (9) мало відрізняються від коренів рівняння власних частот каната без підвісного пристрою, звідки виходить, що підвісний пристрій не справляє суттєвого впливу на частоти власних коливань каната і його можна не враховувати при їх визначенні.

В четвертому розділі виконані дослідження впливу способу підвіски короткого піддомного каната на величину амплітудних внутрішніх зусиль в зоні його кріплення до причального пристрою. Канат модифікований при цьому стержнем хімічної жорсткості. Натяг зважався постійним, який дорівнював його середньому значенню. Дисипативні сили не враховувалися. Амплітудні значення внутрішніх зусиль в канаті, що впливають на його стриж службу, обчислювалися в мікрозональному режимі. Для визначення частот поперечних коливань каната при його жорсткому закріпленні на піддомній посудині використовувались диференціальне рівняння

$$E J_{\kappa} \frac{\partial^4 v(z, t)}{\partial z^4} - T \frac{\partial^2 v(z, t)}{\partial z^2} + m \frac{\partial^2 v(z, t)}{\partial t^2} = 0, \quad (10)$$

де  $E J_{\kappa}$  - жорсткість каната на згин;  $v(z, t)$  - поперечне перемі-

чення довільного перерізу каната;  $x$  - поздовжня координата;  
 $t$  - час;  $T$  - натяг каната;  $m$  - м'яка одиниці довжини каната.

Рішення рівняння (10) для власних коливань наведемо у вигляді

$$v(x, t) = V_0(x) \cos \omega t, \quad (11)$$

де  $\omega$  - частота власних коливань;  $V(x)$  - амплітудне значення переміщення.

Граничні умови при жорсткому кріпленні кінців підвішеного каната такі: в нижньому перетині при  $x = 0$ :

$$V(0) = 0, \quad V'(0) = 0 \quad (12)$$

у верхньому перетині при  $x = l$ :

$$V(l) = 0, \quad V'(l) = 0. \quad (13)$$

З урахуванням граничних умов (12) і (13), і результаті перетворень, одержимо часткове рівняння, яке має вигляд

$$\operatorname{tg} \alpha = \frac{2K_1 \cdot K_2}{K_2^2 - K_1^2} = 0 \quad (14)$$

де

$$\alpha_{1,2}^2 = l^2 \left( \sqrt{\left( \frac{T}{2EJ_K} \right)^2 + \frac{m\omega^2}{EJ_K}} \pm \frac{T}{2EJ_K} \right), \quad (15)$$

$l$  - довжина відвіюю каната.

З рівняння (14) виходить, що при реальних параметрах  $K_1$  і  $K_2$  жорсткість каната практично не впливає на частоти його власних поперечних коливань, т.ч. уточнює величину лише на 0,01 %.

Далі наводяться виведення рівняння руху ланок підвішеного пристрою, які після кінцевих перетворень мають вигляд

$$\begin{aligned} A1(1,1)(\varphi_1 l) + A1(1,2)(\varphi_2 l) - \bar{N}_0 \frac{l}{l} &= B(1), \\ A1(2,1)(\varphi_1 l) + A1(2,2)(\varphi_2 l) + \bar{M}_0 - \bar{N}_0 \frac{l}{l} &= B(2) \end{aligned} \quad (16)$$

де  $l_1, l_2$  і  $\varphi_1, \varphi_2$  - відповідно довжини і кути повороту ланки підвіскої і коуша;  $A1(i, j), B(i)$  при  $i = 1, 2; j = 1, 2$  - коефіцієнти, що залежать від геометричних і інерціальних характеристик ланки і коуша;  $\bar{M}_o, \bar{N}_o$  - зведені початкові амплітудні значення моменту і поперечної сили у прилеглому до коуша канаті

$$\bar{M}_o = \frac{M_o l^2}{EJ_k}, \quad \bar{N}_o = \frac{N_o l^3}{EJ_k}$$

Їх значення можна визначити, розглядаючи залежність цих величин від амплітудних переміщень на кінцях ділянки каната.

В результаті одержані такі рівняння:

$$\bar{M}_o = A2(1,1)V_o + A2(1,2)(\theta_o l) + A2(1,3)V_\alpha + A2(1,4)(\theta_\alpha l)$$

$$\bar{N}_o = A2(2,1)V_o + A2(2,2)(\theta_o l) + A2(2,3)V_\alpha + A2(2,4)(\theta_\alpha l)$$

$$\bar{M}_\alpha = A2(3,1)V_o + A2(3,2)(\theta_o l) + A2(3,3)V_\alpha + A2(3,4)(\theta_\alpha l)$$

$$\bar{N}_\alpha = A2(4,1)V_o + A2(4,2)(\theta_o l) + A2(4,3)V_\alpha + A2(4,4)(\theta_\alpha l)$$

де  $\bar{M}_\alpha$  і  $\bar{N}_\alpha$  - зведені амплітудні значення моменту і поперечної сили в середині каната за кінці ділянки  $\alpha$  :

$$\bar{M}_\alpha = \frac{M_\alpha \alpha^2}{EJ_k}, \quad \bar{N}_\alpha = \frac{N_\alpha \alpha^3}{EJ_k}$$

$V_o, V_\alpha, \theta_o, \theta_\alpha$  - відповідно переміщення і кути повороту у прилеглому до коуша канаті і на кінці ділянки;  $A2(i, j)$  при  $i = 1 \dots 4, j = 1 \dots 4$  - коефіцієнти, що залежать від  $K_{1,2}$  (15) :

Через те, що  $\bar{M}_o, \bar{M}_\alpha$  і  $\bar{N}_o, \bar{N}_\alpha$  - є малими величинами в результаті різниці великих чисел, при рішенні задачі численими методами з використанням ЕОМ відбувається переповнення в з'явній сітці.

Тому для визначення цих величин була використана система аналітичних обчислень REDUCE 3.2 для IBM/PC. Крім того,

оскільки в вирази для визначення коефіцієнтів  $A2(i, j)$  входять

$$sh k_2 \text{ і } ch k_2, \text{ які при великих довжинах такі, що}$$

при їх обчислюванні численими методами також відбувається пере-

повишенні розрядної сітки, використовувалися асимптотичні уявлення цих функцій.

Для фізичної підлягали чотири варіанти підвіски: розповсюджене в цей час кріплення коуша до підйомної посудини з допомогою проміжної ланки; шарнірне кріплення коуша без проміжної ланки; жорстке кріплення коуша безпосередньо до підйомної посудини; шарнірне кріплення коуша з центру його ваги до підйомної посудини.

Далі наведені вивід рівняння коливань ланок підвіски і жорсткого каната з обмежувачем згину. Введення обмежувача згину каната в систему підвіски змінює рівняння руху ланок за рахунок появи додаткових реакцій з боку каната в місці кріплення до нього обмежувача згину. В результаті перетворень одержані такі рівняння для визначення амплітудних значень кривизни каната і поперечної сили

$$\begin{aligned}
 & A1(1,1)(\varphi, \ell) + A1(1,2)(\varphi_2, \ell) - \bar{N}_0 \frac{\ell}{a} \cdot \frac{\ell^2}{a^2} + \bar{N}_p \frac{EJ}{EJ_k} \frac{\ell^2}{a^2} \cdot \frac{\ell}{a} = 0 \\
 & A1(2,1)(\varphi, \ell) + A1(2,2)(\varphi_2, \ell) + \bar{M}_0 \frac{\ell^2}{a^2} + \bar{M}_p \frac{EJ_0}{EJ_k} \cdot \frac{\ell^2}{a^2} - \\
 & - \bar{N}_0 \frac{\ell_2}{a} \cdot \frac{\ell^2}{a^2} + \bar{N}_p \frac{EJ_0}{EJ_k} \cdot \frac{\ell^2}{a^2} \cdot \frac{(\ell_2 + a)}{a} = 0,
 \end{aligned}
 \tag{18}$$

де  $\ell$  - довжина обмежувача згину;  $EJ_0$  - його жорсткість;  $\bar{M}_p, \bar{N}_p$  - зведені амплітудні значення моменту і поперечної сили в канаті, в місці кріплення до нього обмежувача.

В рівнянні (18) коефіцієнти  $A1(i, j)$  такі самі, як і в (16). В результативну систему рівнянь, крім рівнянь (18) входять рівняння рівноваги ділянки підйомного каната поблизу кріплення до нього обмежувача згину. Остаточна система рівнянь містить чотири невідомих:  $\varphi_1, \varphi_2, V_0, \theta_0$ . Коефіцієнти цієї системи визначалися чисельними методами на ЕСМ.

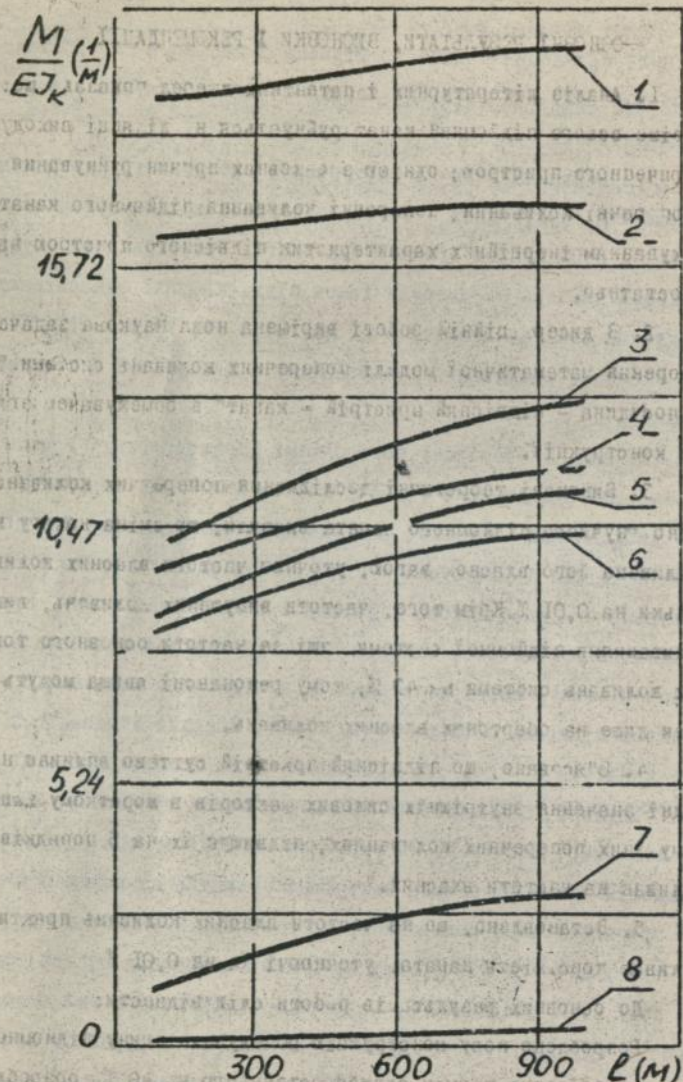
При розрахунках з обмежувачем згину розглядаємо варіанти з двох - і одноланчовою підвіскою. Крім того для кожного такого

варіанта кріплення каната до підйомної посудини передбачалися також варіанти кріплення до канату самого обмежувача, жорстке або шарнірне.

В дисертації описані алгоритми і особливості програм для обчислення чисельних значень внутрішніх зусиль в підйомному канаті з обмежувачем згину і без нього. Розрахунки виконувалися для реальних значень параметрів ланок підвіски, які відповідають підвішуваним канатам діаметром 27 мм, 34,5 мм, 53,5 мм ГОСТ 5070-88. Усі отримані результати представлені в дисертації в графічному вигляді.

На мал. 1 зображені порівняльні характеристики кризи стійкості від дошки відвісу каната для різних варіантів: 1 - двохланкова підвіска; 2 - одноланкова підвіска; 3 - двохланкова підвіска з обмежувачем згину, шарнірно з'єднана з підйомним канатом; 4 - двохланкова підвіска з обмежувачем згину, жорстко з'єднана з підйомним канатом; 5 - одноланкова підвіска з обмежувачем згину, шарнірно з'єднана з підйомним канатом; 6 - одноланкова підвіска з обмежувачем згину, жорстко з'єднана з підйомним канатом; 7 - жорстке кріплення коуша безпосередньо до підйомної посудини, 8 - шарнірне кріплення коуша від центру його ваги до підйомної посудини. Як видно з графіка, при існуючій двохланковій схемі підвіски, внутрішні зусилля, що виникають в канаті при поперечних коливаннях, на декілька порядків вищі, ніж ті, що виникають при шарнірному кріпленні коуша від центру його ваги до підйомної посудини. При жорсткому кріпленні коуша безпосередньо до підйомної посудини значення величини внутрішніх зусиль на порядок нижчі, ніж при існуючій схемі підвіски. Використання обмежувача згину зменшує внутрішні зусилля в 1,6 рази.

У висновку викладені основні наукові висновки і результати дисертаційної роботи.



Мал. 1. Графік залежності кривизни підйомного каната при поперечних коливаннях з частотою від довжини відвісу каната.

## ОСНОВНІ РЕЗУЛЬТАТИ, ВИСНОВКИ І РЕКОМЕНДАЦІЇ

1. Аналіз літературних і патентних джерел показав, що: частіше всього підйомний канат руйнується в ділянці виходу його з причепного пристрою; однією з основних причин руйнування каната є поперечні коливання; поперечні коливання підйомного каната з урахуванням інерційних характеристик підвісного пристрою вивчені недостатньо.

2. В дисертаційній роботі вирішена нова наукова задача створення математичної моделі поперечних коливань системи "підйомна посудина - підвісний пристрій - канат" з обмежувачем згину нової конструкції.

3. Виконані теоретичні дослідження поперечних коливань абсолютно гнучкого підйомного каната виявили, що зміна натягу каната, викликана його власною вагою, уточнює частоти власних коливань тільки на 0,01 %. Крім того, частоти змусованих коливань, викликаних коливаннями підйомної системи вищі за частоти основного т.ч.у власних коливань системи на 43 %, тому резонансні явища можуть виникати лише на обертонах власних коливань.

4. Встановлено, що підвісний пристрій суттєво впливає на амплітудні значення внутрішніх силових факторів в жорсткому канаті при змусованих поперечних коливаннях, підвищує їх на 5 порядків і не впливає на частоти власних.

5. Встановлено, що на частоти власних коливань практично не впливає жорсткість каната, уточнюючі їх на 0,01 %.

До основних результатів роботи слід віднести:

Розроблено нову конструкцію обмежувача згину підйомного каната, яка збільшує термін служби останнього на 40 %, розроблено і досліджено математичну модель поперечних коливань підйомного каната з урахуванням підвісного пристрою, як з обмежувачем згину, так і без нього; отримані залежності амплітудних значень внутрішніх

зусиль в підйомному канаті при поперечних коливаннях від його довжини, частоти вимушених коливань і довжини запропонованого обмежувача згину; розроблено рекомендації щодо удосконалення конструкції існуючих підвісних пристроїв, прийняті до впровадження інститутом гірничої механіки ім. І.М.Федорова.

Для зниження значних динамічних навантажень, яких підйомний канат зазнає біля причепного пристрою, рекомендується: виключити проміжну ланку підвіски з підвісного пристрою; перенести вісь підвіски коуша до центру його ваги при шарнірному кріпленні до підйомної посудини; кріпити коуш жорстко безпосередньо до підйомної посудини; використовувати обмежувач згину підйомного каната.

Основний зміст дисертаційної роботи відображений в таких працях:

1. Ветров А.П., Мухина О.В. О поперечных колебаниях подъемного каната с учетом влияния причепного устройства и ограничителя изгиба / Моделирование и эксперимент в инженерных задачах: Науч.-техн. сб. Вып. 7. Севастополь, СевГУ, 1995. - 7 с.

2. Гончаренко Н.К., Иванченко О.В. Экспериментальное выявление эффективности применения ограничителя изгиба каната в зоне его заделки с причепным устройством / Интенсификация машиностроительного производства: Науч.-техн. сб. - Севастополь, СИ, 1993. - 4 с.

3. Ветров А.П., Гончаренко Н.К., Иванченко О.В. К расчету параметров ограничителя изгиба стального каната у причепного устройства. Деп. в ГНЗ Украины № 1373 - Укр 33, 5.07.93. - 6 с.

4. Ветров А.П., Гончаренко Н.К., Мухин О.В. Повышение долговечности стальных канатов в зоне причепных устройств подъемных установок / Прочность и долговечность элементов подъемно-трапевого оборудования: Тез. докл. научн.-техн. конф. - Севастополь, 1993. - 2 с.

5. Гончаренк Н.К., Мухина О.В. Повышение долговечности стальных канатов путем снижения динамических нагрузок / Проблемы подъемно-транспортной техники: Тез. докл. международной науч.-техн. конф. - Алушта, 1993. - 2 с.

6. Ветров А.П., Гончаренко Н.К., Мухина О.В. Снижение усталостного разрыва подъемных канатов в зоне прицепных устройств подъемных установок / Расчет и конструирование элементов подъемно-транспортного оборудования: Тез. докл. науч.-техн. конф. Севастополь, 1993. - 2 с.

188744

Мухина О.В. Повышение срока службы подъемных канатов при снижении их повреждаемости в зоне прицепных устройств. Диссертация на соискание учёной степени кандидата технических наук по специальности 05.05.05 - подъемнотранспортные машины, Украинская инженерно-педагогическая академия, Харьков, 1995.

Защищаются результаты теоретических и экспериментальных исследований поперечных колебаний подъемного каната при различных способах его крепления к подъемному сосуду.

На основе разработанной математической модели поперечных колебаний каната с учётом подвешенного устройства и ограничителя изгиба, предложенной конструкции, получены зависимости амплитудных значений внутренних усилий в канате от его длины, частоты вынужденных колебаний и длины ограничителя изгиба.

Даны рекомендации по усовершенствованию конструкции существующих подвесных устройств, принятые к внедрению в промышленность.

Mukhina O.V. Increaseing for a service period of the lifting ropes because of the decreasing damage in the range of joined-devices. The thesis for candidate degree of the technical sciences on speciality is 05.05.05. - the lifting transport devices. The Ukraina Engineering Pedagogical Academy. Kharkov, 1995.

The results of theoretical and experimental researches of the cross fluctuations of the lifting rope at various cases of its fastening to the lifting vessel are presented.

The dependences of peak significations of the internal strains in the rope because of its length, friquence of the compelled fluctuations and the length of the bend limit are received on the base of the worked out melkematical model of the cross fluctuati- ons of the rope taking in mind the suspended device and of the bend limit of the offered design.

The advices are given about the development of the constructions of the existing suspended devices taken in the industry.

Ключеві слова: підйомний канат, поперечні коливання, причепний пристрій, власні та вимушені коливання.

*О.В. Мухина*