

© Д.Л. Колосов¹, С.В. Онищенко¹, О.І. Білоус², Г.І. Танцура²

¹ Національний технічний університет «Дніпровська політехніка», Дніпро, Україна

² Дніпровський державний технічний університет, Кам'янське, Україна

ЗАКОНОМІРНОСТІ НАПРУЖЕНО-ДЕФОРМОВАНОГО СТАНУ ГОЛОВНОГО ГУМОТРОСОВОГО КАНАТА З УРАХУВАННЯМ ВПЛИВУ ПОРУШЕНОЇ ГЕОМЕТРІЇ СТОВБУРУ

© D. Kolosov¹, S. Onyshchenko¹, O. Bilous², H. Tantsura²

¹ Dnipro University of Technology, Dnipro, Ukraine

² Dniprovsk State Technical University, Kamianske, Ukraine

PATTERNS OF STRESS-STRAIN STATE OF HEAD RUBBER-CABLE ROPE CONSIDERING INFLUENCE OF DISTURBED SHAFT GEOMETRY

Мета. Визначення напружено-деформованого стану плоского головного гумотросового каната підйомної машини з урахуванням впливу порушеної геометрії стовбуру для обґрунтування вимог до безпечної експлуатації шахтного підйомного комплексу.

Методика дослідження полягає у визначенні механізму формування динамічних процесів в механічних системах шахтних підйомних установок на основі встановлення закономірностей перерозподілу напружено-деформованого стану каната з урахуванням впливу порушеної геометрії стовбурів та просторового деформування плоского гумотросового каната.

Результати дослідження. Встановлено аналітичні залежності для визначення напружено-деформованого стану плоского головного гумотросового каната шахтної підйомної машини з урахуванням відхилень геометричних параметрів армування стовбуру від проектних значень. Отримані вирази показують, що зростання зусиль, зумовлених поворотом посудини в горизонтальній площині, пропорційне квадрату добутку кута повороту посудини та кроку укладення тросів в канаті та зворотно пропорційне квадрату відстані від горизонтальної площини розташування осі обертання приводного барабана до площини підвішування посудини. У разі застосування барабанів відхилення канатів – зворотно пропорційне квадрату відстані між горизонтальною площиною розташування осі обертання барабанів відхилення та площиною підвішування посудини.

Наукова новизна полягає у встановленні та врахуванні залежностей формування, перерозподілу та зміни напружено-деформованого стану плоских гумотросових головних канатів за умов експлуатації шахтної підйомної установки у стовбурах з порушеною геометрією.

Практичне значення. Отримані результати можуть бути враховані при аналізі допустимості безпечного підняття сировини в шахтних стовбурах з порушеним розташуванням напрямних підйомної посудини.

Ключові слова: шахтна підйомна установка, плоский гумотросовий канат, армування стовбура, відхилення геометричних параметрів, напружено-деформований стан, експлуатаційна безпека.

Вступ. Використання плоских гумотросових канатів як врівноважувальних на шахтних підйомних установках показує, що термін їх експлуатації значно пе-

ревищує термін роботи звичайних сталевих канатів. Проте випадкове формування маси матеріалу в посудині та її переміщення в підйомній системі, суттєво впливає на розподіл зусиль поміж тросами плоского підйомного каната, відповідно і на його міцність. Відхилення посудини та її повороти, зумовлені порушенням геометрії стовбурів, призводять до скручування каната, деформування (згину) каната в його площині та в площині, нормальній до тросів.

Стан питання та постановка задачі дослідження. Дослідженню впливу відхилення посудин від проектного розташування присвячені роботи [1-6]. Але напружений стан плоских тягових органів, зумовлений впливом відхилення посудин від проектного розташування, раніше не досліджувався. Тому **актуальною науково-технічною задачею** є визначення механізму формування динамічних процесів в механічних системах шахтних підйомних установок на основі встановлення закономірностей перерозподілу напружено-деформованого стану каната з урахуванням впливу порушеної геометрії стовбурів та просторового деформування плоского гумотросового каната.

Основний зміст роботи. При дослідженні напружено-деформованого стану каната приймемо, що згини в нормальній до тросів площині не впливають на перерозподіл сил поміж тросами. Радіуси згину тросів суттєво перевищують радіуси згину каната на барабані. Тому згини в площині, нормальній до площини каната, розглядати не будемо. Розглянемо закручування каната внаслідок повороту посудини в горизонтальній площині.

Поворот посудини навколо власної осі (рис. 1) разом з приєднаним канатом пов'язаний з просторовим його деформуванням та нерівномірним розподілом сил розтягу тросів вздовж ширини каната.

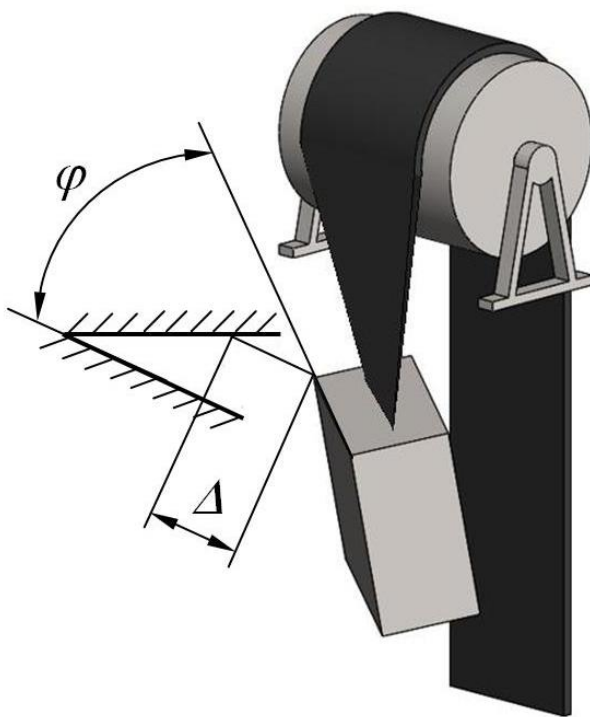


Рис. 1. Схема зміщення посудини відносно проектного розташування

Центр маси посудини, підвішеної на плоскому канаті відповідно до умови статички, розташовано на осі симетрії розташування тросів каната. Поворот перерізу каната супроводжується набуттям тросами гвинтової форми. Будемо вважати, що троси мають номери $i = \pm 1, \dots, M/2$. Переміщення кінців тросів в перерізі приєднання до посудини пропорційні абсолютному значенню номеру троса, кроку їх розташування та куту φ повороту перерізу каната

$$r_i = (|i| - 0,5)t \varphi. \quad (1)$$

Відносні подовження тросів, що набули гвинтової форми на ділянці каната довжиною L

$$\varepsilon_i = \frac{2}{M} \sum_{m=1}^{M-1} D_m \cos(\mu_m (i - 0,5)), \quad (2)$$

$$\text{де } D_m = \sum_{k=1}^M \left(\sqrt{\left(\frac{\left(k - \frac{M}{2}\right)t \varphi}{L} \right)^2 + 1} - 1 \right) \cos(\mu_m (k - 0,5)); \quad \mu_m = \frac{\pi m}{M};$$

t – крок розташування тросів у канаті.

Подовження троса буде складатися з двох складових – з подовження, зумовленого набуттям тросом форми гвинтової лінії та подовження внаслідок зміни внутрішнього зусилля його розтягу. Відповідно до закону Гука для другої ділянки запишемо в наступній формі

$$p_i = EF \cdot \left(\frac{du_i}{dx} + \varepsilon_i \right), \quad (3)$$

де E – приведений модуль пружності троса на розтяг; F – площа перерізу троса каната.

Будемо вважати, що канат нерухомо приєднаний до барабана. Переріз приєднання посудини повертається на кут φ . Посудина діє на канат силою P . Початок осі координат x розташуємо в перерізі приєднання каната до барабана. Розв'язок системи рівноваги тросів в гумотросовому канаті в переміщеннях [7] будемо шукати у формі

$$u_i = \sum_{m=1}^{M-1} (A_m e^{\beta_m x} + B_m e^{-\beta_m x}) \cos(\mu_m (i - 0,5)) + \frac{Px}{MEF} + c, \quad (4)$$

де A_m, B_m, c – сталі інтегрування; $\beta_m = \sqrt{\frac{2k_G [1 - \cos(\mu_m)]}{EF}}$; EF – приведена жорсткість тросів на розтяг; k_G – коефіцієнт жорсткості на зсув гумової обкладинки, розташованої поміж тросами на ділянці одиничної довжини; P – сила натягнення каната.

Сила натягнення головного каната в будь-якому перерізі зумовлена вагою посудини з вантажем та силою тяжіння каната. В машинах з врівноважувальним канатом вона по довжині незмінна. У разі відсутності канатів врівноважування

внутрішня сила розтягу каната по його довжині змінна. Її максимальне значення відповідає випадку найнижчого розташування посудини з матеріалом. Перераховане враховується відомими методиками розрахунку каната. З метою визначення впливу відхилення розташування посудини на напружено-деформований стан головного каната, силу розтягу каната враховувати не будемо. Прийmemo $P = 0$.

Сили розтягу тросів з урахуванням (3) становлять

$$p_i = EF \sum_{m=1}^{M-1} \left[(A_m e^{\beta_m x} - B_m e^{-\beta_m x}) \beta_m + D_m \right] \cos(\mu_m (i - 0,5)) + \frac{P}{M}. \quad (5)$$

Відповідно до умови відсутності деформацій перерізу каната в перерізі його приєднання до барабана

$$u_{i(x=0)} = \sum_{m=1}^{M-1} (A_m + B_m) \cos(\mu_m (i - 0,5)) + c = 0. \quad (6)$$

Звідки

$$A_m = -B_m, \quad c = 0.$$

З умови відсутності подовжніх деформацій тросів каната в перерізі його приєднання до посудини $B_m = 0$. Тоді переміщення та сили розтягу тросів визначаються залежностями

$$u_i = \frac{Px}{MEF}, \quad (7)$$

$$p_i = EF \sum_{m=1}^{M-1} \sum_{k=1}^M \left(\sqrt{\left(\frac{\left(k - \frac{M}{2} \right) t\varphi}{L} \right)^2 + 1} - 1 \right) \cos(\mu_m (k - 0,5)) \cos(\mu_m (i - 0,5)) + \frac{P}{M}. \quad (8)$$

Відповідно до отриманого виразу та фізичного процесу закручування, сили розтягу тросів каната, закрученого внаслідок повороту посудини в горизонтальній площині, зростають від середини каната до його країв. Максимальні сили розтягу тросів становлять

$$p_{\max} = EF \sum_{m=1}^{M-1} \sum_{k=1}^M \left(\sqrt{\left(\frac{\left(k - \frac{M}{2} \right) t\varphi}{L} \right)^2 + 1} - 1 \right) \cos(\mu_m (k - 0,5)) \cos(\mu_m (M - 0,5)) + \frac{P}{M}. \quad (9)$$

Розташовані ближче до середини каната троси навантажені найменше. Троси мають малу жорсткість на осьове стискання. У них практично не можуть виникнути сили стискання. Для уникнення стискання середніх тросів має виконуватися умова

$$EF \left| \sum_{m=1}^{M-1} \sum_{k=1}^M \left(\sqrt{\left(\frac{\left(k - \frac{M}{2} \right) t \varphi}{L} \right)^2} + 1 - 1 \right) \cos(\mu_m (k - 0,5)) \cos\left(\frac{\mu_m}{2}\right) \right| \leq \frac{P}{M}. \quad (10)$$

Довжина каната підйомної машини значно перевищує його ширину. Кут повороту посудини не може бути значним. За будь-яких відхилень напрямних від проектного розташування поворот буде обмеженим. Вказане дозволяє стверджувати, що

$$\left(\frac{\left(k - \frac{M}{2} \right) t \varphi}{L} \right)^2 \ll 1.$$

Відповідно, в інженерних розрахунках залежність (9) та нерівність (10) можна спростити

$$P_{\max} = \frac{EF}{2} \left(\frac{t \varphi}{L} \right)^2 \sum_{m=1}^{M-1} \sum_{k=1}^M \left(k - \frac{M}{2} \right)^2 \cos(\mu_m (k - 0,5)) \cos(\mu_m (M - 0,5)) + \frac{P}{M};$$

$$\frac{2P}{M E F} \geq \left(\frac{t \varphi}{L} \right)^2 \sum_{m=1}^{M-1} \sum_{k=1}^M \left(k - \frac{M}{2} \right)^2 \cos(\mu_m (k - 0,5)) \cos\left(\frac{\mu_m}{2}\right).$$

Отримані вирази показують, що зростання зусиль, зумовлених поворотом посудини в горизонтальній площині, пропорційне квадрату добутку кута повороту посудини та кроку укладення тросів в канаті та зворотно пропорційне квадрату відстані від горизонтальної площини розташування осі обертання приводного барабана до площини підвішування посудини. У разі застосування барабанів відхилення канатів – зворотно пропорційне квадрату відстані між горизонтальною площиною розташування осі обертання барабанів відхилення канатів та площиною підвішування посудини.

Знайдені величини дозволяють визначати і допустимі кути повороту посудини. Так, з умови міцності

$$\varphi \leq \frac{L}{t} \sqrt{\frac{2 \left([P_{\text{дон}}] - \frac{P}{M} \right)}{EF \sum_{m=1}^{M-1} \sum_{k=1}^M \left(k - \frac{M}{2} \right)^2 \cos(\mu_m (k - 0,5)) \cos(\mu_m (M - 0,5))}},$$

де $[P_{\text{дон}}]$ – допустиме навантаження на трос.

З умови упередження виникнення напружень стискання тросів

$$\varphi \leq \frac{\sqrt{PL}}{t \sqrt{\frac{M E F}{2} \sum_{m=1}^{M-1} \sum_{k=1}^M \left(k - \frac{M}{2}\right)^2 \cos(\mu_m (k - 0,5)) \cos\left(\frac{\mu_m}{2}\right)}}.$$

До отриманих залежностей входять значення робочого навантаження та допустимі сили розтягу головних гумотросових канатів. З метою аналізу впливу параметрів каната на величини допустимих поворотів, визначимо відношення допустимих поворотів до силових факторів. Так, з умови міцності маємо

$$\frac{\varphi}{\sqrt{[P_{\text{дон}}] - \frac{P}{M}}} \leq \frac{L}{t} \sqrt{\frac{2}{EF \sum_{m=1}^{M-1} \sum_{k=1}^M \left(k - \frac{M}{2}\right)^2 \cos(\mu_m (k - 0,5)) \cos(\mu_m (M - 0,5))}}.$$

З умови упередження виникнення напружень стискання тросів

$$\frac{\varphi}{\sqrt{P}} \leq \frac{L}{t \sqrt{\frac{M E F}{2} \sum_{m=1}^{M-1} \sum_{k=1}^M \left(k - \frac{M}{2}\right)^2 \cos(\mu_m (k - 0,5)) \cos\left(\frac{\mu_m}{2}\right)}}.$$

Відповідно до отриманих умов були визначені залежності нерівностей. Визначили допустимі кути повороту для канатів, що мають 4, 6, 8, 10, 12 тросів при різних значеннях кроку їх укладання в канатах. Результати розрахунків наведено на рисунках 2-11.

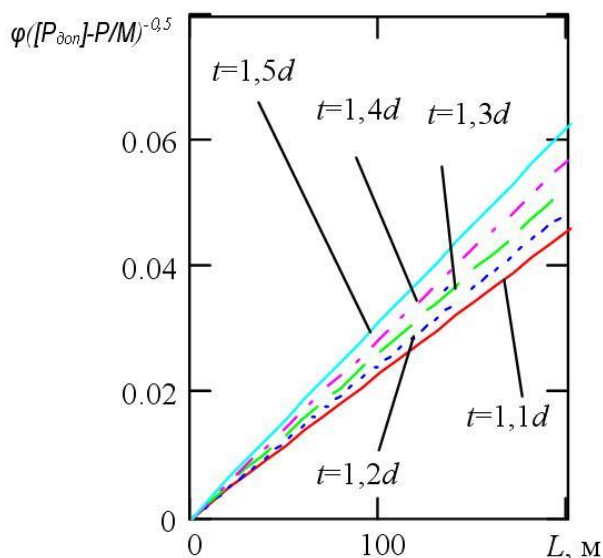


Рис. 2. Залежність допустимого з умови міцності каната з чотирьох тросів кута повороту посудини в її напрямних

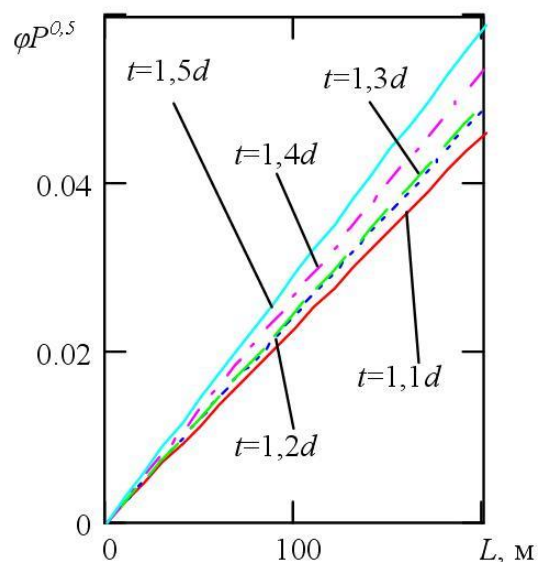


Рис. 3. Залежність допустимого кута повороту посудини в її напрямних з умови відсутності стиснутих тросів (для каната з чотирьох тросів)

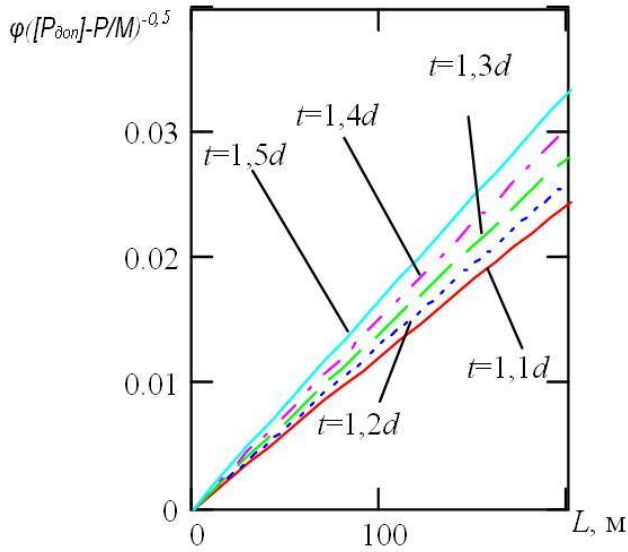


Рис. 4. Залежність допустимого з умови міцності каната з шести тросів кута повороту

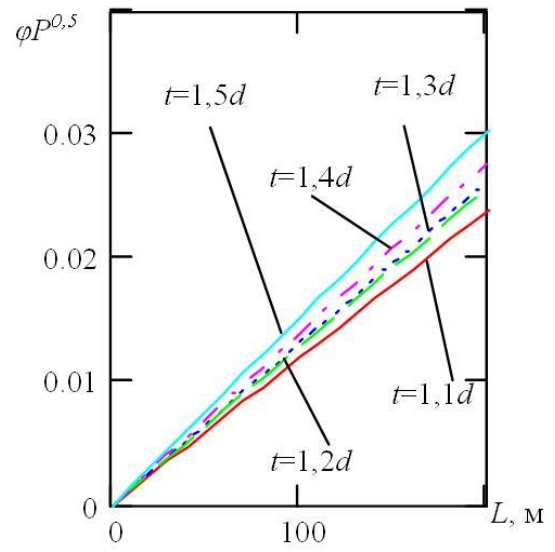


Рис. 5. Залежність допустимого кута повороту посудини в її напрямних з умови відсутності стиснутих тросів (для каната з шести тросів)

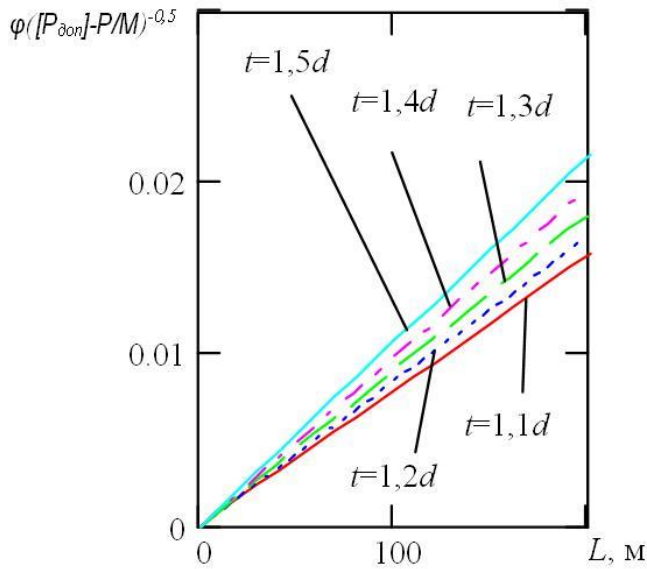


Рис. 6. Залежність допустимого з умови міцності каната з восьми тросів кута повороту

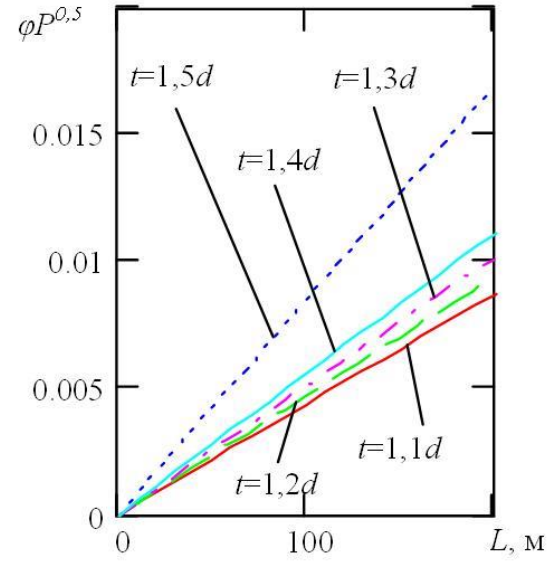


Рис. 7. Залежність допустимого кута повороту посудини в її напрямних з умови відсутності стиснутих тросів (для каната з восьми тросів)

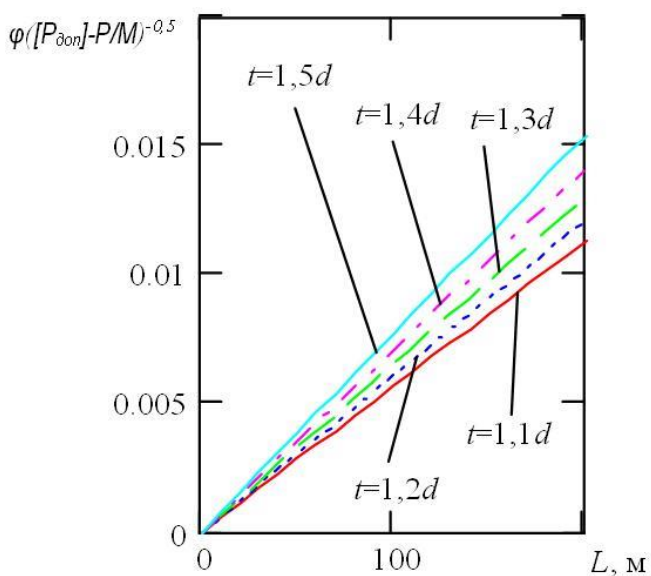


Рис. 8. Залежність допустимого з умови міцності каната з десяти тросів кута повороту

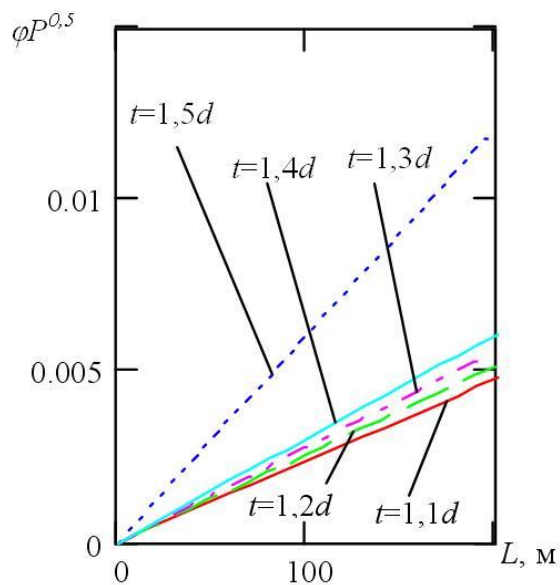


Рис. 9. Залежність допустимого кута повороту посудини в її напрямних з умови відсутності стиснутих тросів (для каната з десяти тросів)

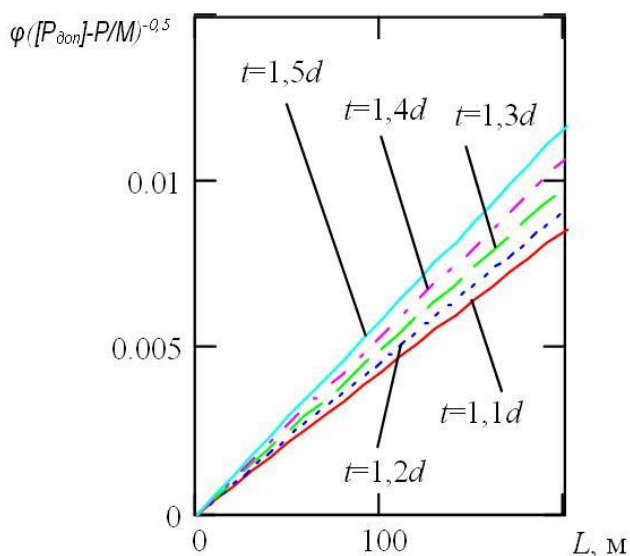


Рис. 10. Залежність допустимого з умови міцності каната з дванадцяти тросів кута повороту

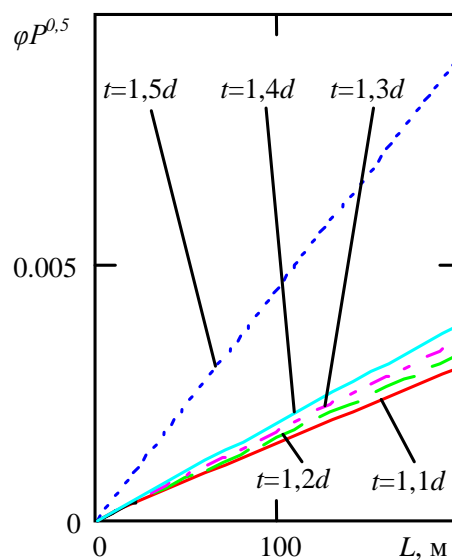


Рис. 11. Залежність допустимого кута повороту посудини в її напрямних з умови відсутності стиснутих тросів (для каната з дванадцяти тросів)

Побудовані графіки показують, що зростання довжини практично лінійно призводить до зростання допустимих кутів повороту посудини. Разом з тим збільшення віднесеного допустимого повороту до робочого навантаження каната для випадку упередження виникнення в тросах каната сил стискання, зі зростанням кількості тросів в канаті зменшується, але ці зменшення для каната з меншим кроком укладання тросів менше, ніж для випадку укладання тросів з кроком $1,5d$.

Для оцінки впливу обох вказаних чинників побудували поверхні, що описують розподіли допустимих кутів повороту посудини за її відстані від барабана у 200 м. Поверхні показані на рисунках 12 та 13.

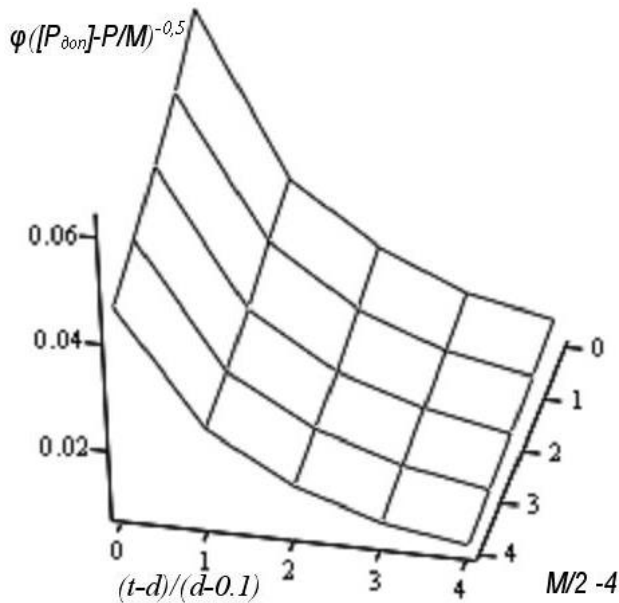


Рис. 12. Залежність допустимого з умови міцності каната кута повороту при різних значеннях кроку укладання тросів та кількості тросів в канаті

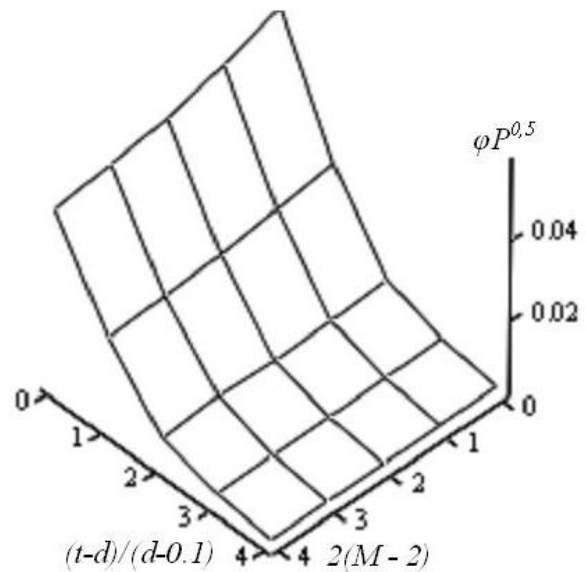


Рис. 13. Залежність допустимого кута повороту посудини в її напрямних з умови відсутності стиснутих тросів каната при різних значеннях кроку укладання та кількості тросів в канаті

Наведені графіки (рис. 12 та рис. 13) показують, що збільшення кількості тросів в канаті та збільшення кроку укладання тросів в ньому веде до зменшення допустимих кутів повороту перерізів приєднання кінців каната до барабана та до посудини.

Основні висновки та рекомендації. Отримані в процесі дослідження результати дозволяють зробити висновок, що зменшення довжини відрізка каната поміж барабаном та посудиною веде до зростання сил розтягу найбільш навантажених тросів та величини сили зовнішнього навантаження, потрібної для недопущення втрати стійкої форми середніми найменш навантаженими тросами. Вказані величини залежать і від кута повороту посудини в горизонтальній площині. Відповідно й обмежують його значення.

Плоский гумотросовий канат при повороті посудини в горизонтальній площині навколо осі симетрії розташування тросів в канаті, набуває форми прямого гелікоїда. Цей поворот призводить до зміни розподілу зусиль поміж тросами. Додаткові сили розтягу тросів каната, закрученого внаслідок повороту посудини в горизонтальній площині, зростають від середини каната до його країв.

Зростання зусиль, зумовлених поворотом посудини в горизонтальній площині, пропорційне квадрату добутку кута повороту посудини та кроку укладання тросів в канаті та зворотно пропорційне квадрату відстані від горизонтальної

площини розташування осі обертання приводного барабана до площини підвішування посудини. У разі застосування барабанів відхилення канатів – зворотно пропорційне квадрату відстані між горизонтальною площиною розташування осі обертання барабанів відхилення та площиною підвішування посудини.

Кути повороту посудини в горизонтальній площині зумовлені станом її напрямних та мають бути меншими, а за можливістю найменшими, у верхній частині стовбура. Їх значення в залежності від довжини каната мають регламентуватися допустимими силами розтягу крайніх тросів каната та умовою нестискання тросів в канаті.

Отримані результати мають бути враховані при аналізі допустимості безпечного підняття сировини в шахтних стовбурах з порушеним розташуванням напрямних підйомної посудини.

Перелік посилань

1. Самуся, В.І., Ільїна, С.С. (2010). Особливості динаміки кліті з жорсткими і пружними напрямними на ділянках локального викривлення провідників. *Гірнична електромеханіка та автоматика*, (84), 149-159.
2. Ильина, С.С. (2011). Исследование влияния параметров профилей проводников на динамику скипов в стволах с нарушенной геометрией. *Динамика и прочность машин*, (52), 85-93.
3. Ильин, С.Р. (2012). Влияние параметров диаграммы скорости подъема и эксцентриситета груза на динамику системы «сосуд-армировка» шахтных стволов. *Геотехническая механика*, (98), 322-349.
4. Ильин, С.Р. (2010). Влияние параметров диаграмм скорости вращения подъемных машин на динамические усилия в канатах и усталостные явления в элементах армировки ствола. *Стальные канаты*, (8), 30-61.
5. Воробель, С.В., Трифанов, Г.Д. (2011). Влияние диаграммы скорости на динамические нагрузки в системе «подъемный сосуд – жесткая армировка» и деформацию рамы подъемного сосуда. *Горное оборудование и электромеханика*, (12), 16-19.
6. Ильин, С.Р., Трифанов, Г.Д., Воробель С.В. (2011). Комплексные экспериментальные исследования динамики скипов рудоподъемного ствола. *Горное оборудование и электромеханика*, (5), 30-35.
7. Бельмас, І.В., Колосов, Д.Л., Бобильова, І.Т. (2009). Врахування дотичних напружень при автоматичному конструюванні ступінчастого канату. *Стальные канаты*, (7), 147-152.

АННОТАЦИЯ

Цель. Определение напряженно-деформированного состояния плоского головного резино-тросового каната подъемной машины с учетом влияния нарушенной геометрии ствола для обоснования требований к безопасной эксплуатации шахтного подъемного комплекса.

Методика исследования заключается в определении механизма формирования динамических процессов в механических системах шахтных подъемных установок на основе установления закономерностей перераспределения напряженно-деформированного состояния каната с учетом влияния нарушенной геометрии стволов и пространственного деформирования плоского резино-тросового каната.

Результаты исследования. Установлены аналитические зависимости для определения напряженно-деформированного состояния плоского головного резино-тросового каната шахтной подъемной машины с учетом отклонений геометрических параметров армировки ствола от

проектных значений. Полученные выражения показывают, что возрастание усилий, обусловленных поворотом сосуда в горизонтальной плоскости, пропорционально квадрату произведения угла поворота сосуда и шага укладки тросов в канате и обратно пропорционально квадрату расстояния от горизонтальной плоскости расположения оси вращения приводного барабана до плоскости подвешивания сосуда. В случае применения отклоняющих барабанов канатов – обратно пропорционально квадрату расстояния между горизонтальной плоскостью расположения оси вращения отклоняющих барабанов и плоскостью подвешивания сосуда.

Научная новизна заключается в установлении и учете зависимостей формирования, перераспределения и изменения напряженно-деформированного состояния плоских резинотросовых головных канатов в условиях эксплуатации шахтной подъемной установки в стволах с нарушенной геометрией.

Практическое значение. Полученные результаты могут учитываться при анализе допустимости безопасного подъема сырья в шахтных стволах с нарушенным расположением направляющих подъемного сосуда.

Ключевые слова: шахтная подъемная установка, плоский резинотросовый канат, армировка ствола, отклонение геометрических параметров, напряженно-деформированное состояние, эксплуатационная безопасность.

ABSTRACT

Purpose. Determination of a stress-strain state of a flat rubber-cable head rope of a hoisting machine considering the influence of disturbed shaft geometry to justify the requirements for safe operation of a mine hoisting complex.

Methodology of research is to determine the mechanism of formation of dynamic processes in mechanical systems of mine hoisting machines on a basis of establishing patterns of redistribution of a stress-strain state of a rope considering the influence of disturbed shaft geometry and spatial deformation of a flat rubber-cable rope.

Findings. Analytical dependencies for determining a stress strain state of a flat rubber-cable head rope of a mine hoisting machine are established considering deviations of geometrical parameters of shaft reinforcement from design values. Obtained expressions indicate that the increase of forces caused by vessel rotation in a horizontal plane is proportional to a square of a product of an angle of vessel rotation and cable placement spacing in a rope, and inversely proportional to a square of a distance from a horizontal plane of location of a driving drum rotation axis to a plane of vessel connection. If rope deflection drums are used, it is inversely proportional to a square of a distance between a horizontal plane of location of a rotation axis of deflection drums and a plane of vessel connection.

Scientific novelty is establishment and consideration of dependencies of formation, redistribution and change of a stress-strain state of flat rubber-cable head ropes under conditions of operation of a mine hoisting machine in shafts with disturbed geometry.

Practical significance. Obtained results can be considered in analysis of permissibility of safe hoisting of raw materials in mine shafts with disturbed location of lifting vessel guides.

Keywords: mine hoist, flat rubber-cable rope, shaft reinforcement, deviation of geometrical parameters, stress-strain state, operational safety.