

МОНІТОРИНГ, ДІАГНОСТИКА ТА КЕРУВАННЯ ЕНЕРГЕТИЧНИМИ ПРОЦЕСАМИ ТА ОБЛАДНАННЯМ MONITORING, DIAGNOSTIC AND MANAGEMENT OF POWER PROCESSES AND EQUIPMENT

УДК 622.673.1

С.П. Шевчук, д-р техн. наук, проф., С.В. Зайченко, д-р техн. наук, доц., проф., В.О. Поліщук, ст. викл.
Національний технічний університет України «Київський політехнічний інститут»
В.М. Гарнець, канд. техн. наук, проф.
Національний університет будівництва і архітектури

КІНЕМАТИКА РЕСУРСОЗБЕРІГАЮЧОГО ПІДЙОМНОГО КОМПЛЕКСУ З МЕХАТРОННОЮ СИСТЕМОЮ МІНІМІЗАЦІЇ ДИНАМІЧНИХ НАВАНТАЖЕНЬ ПРИВОДА

У статті представлено новий підхід до управління рухом робочих органів підйомної установки шляхом механічного керування. З метою встановлення закономірностей руху, які забезпечують мінімальні динамічні навантаження при початку руху обрано режим з постійним значенням ривка.

Отримані залежності закономірностей руху дозволяють встановити геометричні системи механічної системи керування, якою є намотуючий робочий орган з біциліндро-параболічним профілем.

Запропонований профіль барабана дозволяє отримати рух з максимально наближеними до теоретичних паркетів.

Ключові слова: підйомна машина, барабан, прискорення, швидкість, висота підйому.

1. Вступ

В даний час у розвитку шахтного підйому України спостерігається тенденція збільшення глибини підйому, швидкості руху посудин і їх вантажопідйомності. Зростання в останні роки глибини підйому до 1200-1500 м і обумовлена цим економічна доцільність концентрації вантажопотоків привели до створення сучасних підйомних комплексів, здатних переміщати в клітях одночасно до 100 чоловік і піднімати скіпи вантажопідйомністю до 50 тонн [1]. При цьому для збереження продуктивності підйомні установки повинні мати все більшу швидкість руху підйомних посудин і велику їх вантажопідйомність. Відомі шахтні підйомні установки, висота підйому яких досягає 2000 м, вантажопідйомність посудин до - 75 т, а максимальна швидкість руху до 20 м/с [2]. У зарубіжній практиці максимальна швидкість підйому досягає 30 м/с. Є підйомні установки, кліті яких одночасно перевозять 150 чоловік. Потужність електроприводів складає до 5-10 тис. кВт. Маса підйомних канатів може досягати 30 т. При цьому значно збільшуються динамічні навантаження при розгоні і гальмуванні [3].

2. Аналіз літературних даних та постановка проблеми

Більша частина підйомних установок працюють автоматично зі зміною руху швидкості підйомних посудин завдяки автоматичним пристроям, які складають систему керування двигуном, що в відповідності з попередньо розрахованою тахограмою, повторюється кожний підйом. Одним із способів підвищення ефективності і надійної роботи підйомної установки є оптимальна настройка системи управління електроприводу з метою зменшення динамічних навантажень, які виникають при пуску, що дозволяє збільшити термін служби всіх складових елементів підйомного встаткування й гірничо-технічних споруджень. Зменшення динамічних навантажень при шахтному підйомі можливо досягти двома відомими способами: застосування автоматизованої системи керування двигуна [4, 5] і барабанів з змінним радіусом (наприклад, біциліндро-конічним) [2, 6]. Застосування першого способу потребує складної багатокопунктної схеми керування електродвигуном, що може призвести до зменшення надійності роботи машини, суттєвого збільшення капітальних (до 50%) і енергетичних витрат (більше 5%). Так втрати потужності тільки в частотному перетворювачі (втрати провідності і переключення) більше 10% [7].

Застосування барабанів з змінним радіусом, наприклад, біциліндро-конічним, вирішує проблему частково, оскільки конічна форма передбачає миттєве виникнення прискорення [2]. Оптимальними умовами пуску підйомної машини є ривок повного значення, який створить розгін машини з постійно зростаючим прискоренням, що мінімізує динамічні явища з мінімальними витратами енергії.

Тому підвищення експлуатаційних властивостей підйомної установки на основі обґрунтування і вибору форми барабана машин підйомних установок за критерієм мінімального прискорення на початку пуску є актуальною науковою задачею.

3. Формулювання мети роботи

Проведені дослідження ставили за мету встановлення закономірностей режимів руху підйомної установки за умови мінімальних динамічних навантажень, які виникають, що дозволить встановити геометрію намотуючого органу зі змінним радіусом.

4. Виклад основного матеріалу.

Необхідність застосування багатоперіодних тахограм при роботі підйомних установок викликана рядом факторів, таких як обмеження швидкості руху в розвантажувальних кривих, нормами ПТЭ, величиною вільного вибігу, тощо. Тому для забезпечення руху за такими вимогами використовують п'ятиперіодну або семиперіодну тахограми з сталими значеннями прискорень на початкових і кінцевих періодах, що призводить до миттєвого виникнення значення динамічних навантажень на всі елементи підйомної установки. Зменшення динамічних навантажень під час пуску можливо при умові:

$$a(t) = 0, \text{ при } t = 0.$$

Дану умову можливо виконати при постійному ривку на початку руху:

$$b = const = \rho, \text{ при } t = 0.$$

Встановимо залежності зміни ривка $b(t)$, прискорення $a(t)$, швидкості $v(t)$ і висоти підйому $h(t)$ від часу шляхом покрокового інтегрування. Для ривка $b(t)$ з рівним значенням тривалості перших і останніх двох періодів залежність набуває наступного вигляду:

$$\begin{aligned} b(t) &= \rho, t \in [0; t_1]; \\ b(t) &= -\rho, t \in [t_1; t_2]; \\ b(t) &= 0, t \in [t_2; t_3]; \\ b(t) &= -\rho, t \in [t_3; t_4]; \\ b(t) &= \rho, t \in [t_4; t_5]. \end{aligned} \quad (1)$$

Залежності для зміни прискорення $a(t)$ отримуємо шляхом інтегрування функцій зміни ривка $b(t)$ за часом (1):

$$\begin{aligned} a(t) &= \rho t, t \in [0; t_1]; \\ a(t) &= -\rho(t - t_1) + \rho t_1 = -\rho t + 2\rho t_1, t \in [t_1; t_2]; \\ a(t) &= 0, t \in [t_2; t_3]; \\ a(t) &= -\rho(t - t_3), t \in [t_3; t_4]; \\ a(t) &= -\rho(t_4 - t_3) + \rho(t - t_4), t \in [t_4; t_5]. \end{aligned} \quad (2)$$

Залежності для зміни швидкості $v(t)$ отримуємо шляхом інтегрування функцій зміни прискорення $a(t)$ за часом(2):

$$\begin{aligned} v(t) &= \frac{\rho t^2}{2}, t \in [0; t_1]; \\ v(t) &= \frac{\rho t_1(t^2 - 2t_2t + t_1t_2)}{2(t_1 - t_2)}, t \in [t_1; t_2]; \\ v(t) &= \rho t_1^2, t \in [t_2; t_3]; \\ v(t) &= \frac{-\rho((t - t_3)^2 - 2t_1^2)}{2}, t \in [t_3; t_4]; \\ v(t) &= \rho(t_1^2 - \frac{t_3 - t_4}{2} - \frac{t_1(t - t_4)(t + t_4 - 2t_5)}{2(t_4 - t_5)}), t \in [t_4; t_5]. \end{aligned} \quad (3)$$

Аналогічно для висоти підйому $h(t)$ з прискорення $a(t)$ (3):

$$\begin{aligned}
 h(t) &= \frac{\rho t^3}{6}, t \in [0; t_1]; \\
 h(t) &= \frac{-\rho t_1(3t_2^2 - t^3 - 3t_1 t_2 t + t_1^2 t_2)}{6(t_1 - t_2)}, t \in [t_1; t_2]; \\
 h(t) &= \frac{\rho t_1(2t_2^2 - 7t_1 t_2 + 6t_1 t)}{6}, t \in [t_2; t_3]; \\
 h(t) &= \frac{\rho(3t^2 t_3 - t^3 + 6t t_1^2 - 3t_1^2 t_3 - 7t_1^2 t_2 + 2t_1 t_2^2 + t_3^3)}{6}, t \in [t_3; t_4]; \\
 h(t) &= \rho \left(\left(t - \frac{7t_2}{6} \right) t_1^2 + \left(\frac{t_2^2}{3} - \frac{(t-t_4)^3}{6(t_4-t_5)} - \frac{(t-t_4)^2}{2} \right) t_1 + \frac{(t_3-t_4)^3}{6} - \frac{(t-t_4)(t_3-t_4)^2}{2} \right), t \in [t_4; t_5].
 \end{aligned}
 \tag{4}$$

За таких умов графік зміни ривка $b(t)$, прискорення $a(t)$, швидкості $v(t)$ і висоти підйому $h(t)$ (4) під час руху підйомної посудини має наступний вигляд (рис. 1, а) при:

$$t_1 = 2.5\tilde{n}, t_2 = 5\tilde{n}, t_3 = 45\tilde{n}, t_4 = 47.5\tilde{n}, t_5 = 50\tilde{n}, \rho = 1 \frac{\text{г}}{\tilde{n}^3}.$$

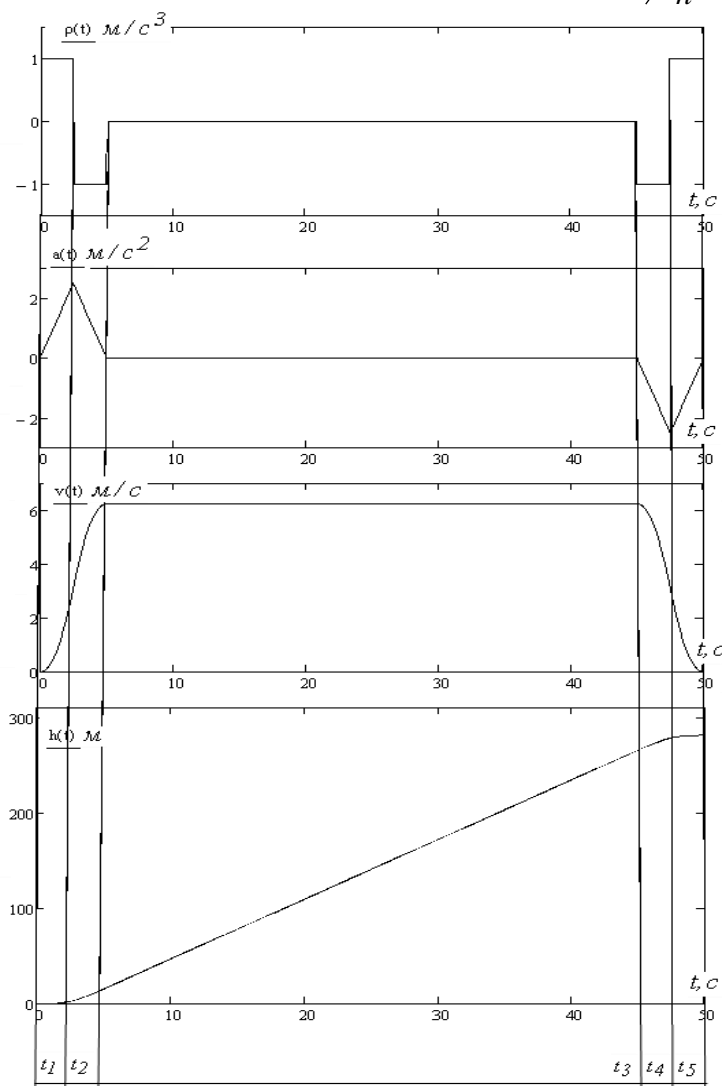


Рисунок 1 – Графіки зміни ривка $b(t)$, прискорення $a(t)$, швидкості $v(t)$ і висоти підйому $h(t)$

Основними вихідними параметрами для розрахунку намотуючих органів є діаметр каната d , проміжок між сусідніми витками e (для барабанів зі змінним радіусом 0.015-0.02м). Середній діаметр n -го витка D_i :

$$D_i = \frac{h(t_n + \Delta t) - h(t_n)}{\pi} - d = \frac{h(\Delta t i) - h(\Delta t(i-1))}{\pi} - d,$$

де Δt – час за який барабан робить один оберт:

$$\Delta t = \frac{2\pi}{\omega},$$

де ω – кутова швидкість барабана.

Профіль барабана, який відповідає умовам мінімального початкового прискорення ($a(0) = 0$) зображено на рис. 2, при:

$$t_1 = 4\text{с}, t_2 = 8\text{с}, t_3 = 42\text{с}, t_4 = 46\text{с}, t_5 = 50\text{с}, \rho = 1 \frac{\text{і}}{\tilde{n}^3}, \omega = 4.5\tilde{n}^{-1}.$$

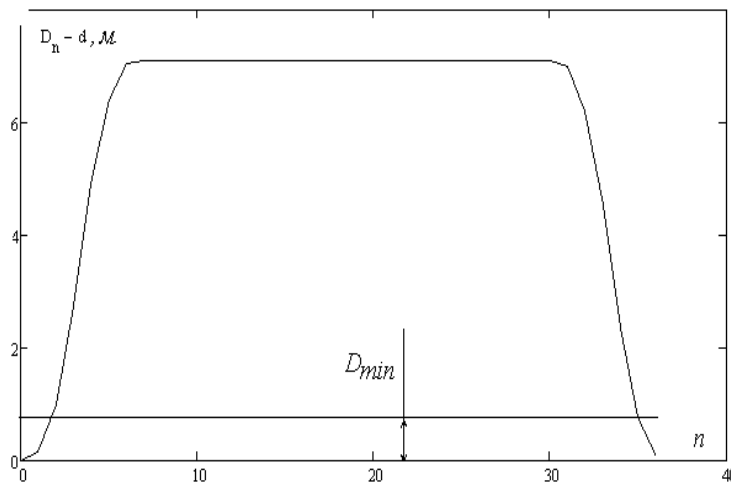


Рисунок 2 – Профіль біциліндро-параболічного барабана

Очевидним недоліком запропонованої залежності є недопустимі розміри на початку і кінці барабану за умов мінімального діаметру D_{min} (рис. 2), які регламентуються правилами безпеки, що потребує корекції профілю барабана на початкових і кінцевих ділянках. Зміна початкового профілю потребує корекції довжини центральної циліндричної частини у сторону її зменшення. Номер витка, до якого барабан на початку має циліндричну форму n_{min} , можливо визначити з умови:

$$D_{min} \leq D_{n_{min}},$$

Час необхідний для проходження початкової циліндричної зони $t_{\ddot{o}}$:

$$t_{\ddot{o}} = \frac{2\pi n_{min}}{\omega} = n_{min} \Delta t,$$

Збільшення шляху Δh за рахунок збільшення діаметру барабана:

$$\Delta h = \int_0^{t_{\ddot{o}}} \left(\frac{D_{min}\omega}{2} - \frac{\rho t^2}{2} \right) dt = \frac{D_{min}\omega}{2} t_{\ddot{o}} - \frac{\rho t_{\ddot{o}}^3}{6}.$$

Кількість витків Δn на які слід скоротити центральну циліндричну частину барабану, становить:

$$\Delta n = \frac{\Delta h}{D_{max}},$$

де D_{max} - діаметр центральної циліндричної частини барабана.

Зовнішній вигляд біциліндро-параболічного барабана з корекцією профілю барабана на початкових, кінцевих і центральних ділянках представлено на рис. 3.

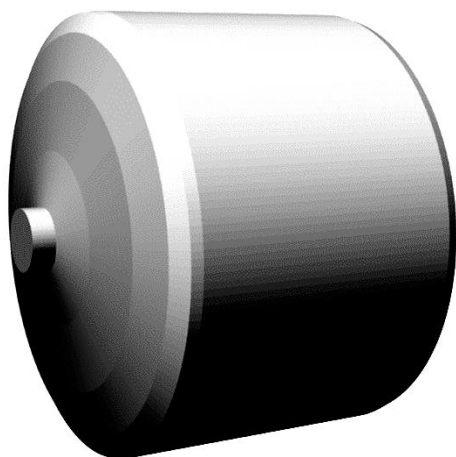


Рисунок 3 – Зовнішній вигляд біциліндро-параболічного барабана

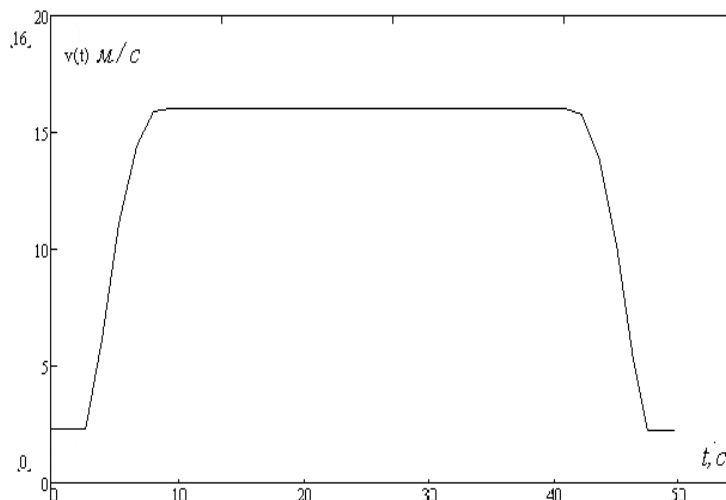


Рисунок 4 – Тахограма біциліндро-параболічного барабана

Аналіз тахограми, яку забезпечує відкоригована форма барабана (рис. 4.) свідчить про переважну (більше 80%) відтворюваність тахограми представленої на рис. 1, що дозволяє досягти поставлену мету шляхом встановлення режимів руху підйомної установки за умови виникнення мінімальних динамічних навантажень. Також, слід відзначити, що виникаючи миттєво швидкості і прискорення з наведеної теоретичної тахограми на практиці будуть мати повільний характер за рахунок пружних і в'язких властивостей елементів приводу,

Висновки і перспективи розвитку напрямлення.

Запропонований підхід аналізу руху з метою мінімізації динамічних навантажень, які діють на привід підйомної установки, дозволяє створити методику розрахунку головних параметрів приводу. Застосування запропонованого теоретичного режиму руху підйомної посудини дозволить зменшити прискорення на початку руху підйомної посудини і як наслідок зменшити динамічні навантаження на привід підйомної установки.

Встановлено умови мінімізації динамічних навантажень на привід підйомної машини, що забезпечують поступове (лінійне) збільшення прискорення під час пуску.

Запропоновані авторами принципи і залежності руху підйомної посудини з мінімізацією динамічних навантажень привода при пуску дозволять створити методику розрахунку головних кінематичних характеристик і параметрів намотуючих органів інших підйомних машин, які потребують оптимізації процесу пуску.

Список використаної літератури

1. Динамика канатных и гидротранспортных подъемных комплексов горных предприятий: монография / В.И. Самуся, С.Р. Ильин, В.Е. Кириченко, И.С. Ильина ; М-во образования и науки Украины, Нац. горн. ун-т. – Д.: НГУ, 2015. – 302 с.
2. Федорова, З. М. Подъемники / З. М. Федорова, И. Ф. Лукин, А. П. Нестеров ; под ред. З. М. Федоровой. - Киев : Вища шк., 1976. - 296 с.
3. Корняков, М. В., Защита шахтных подъемных установок от динамических нагрузок при зависании подъемных сосудов в стволе : автореферат диссертации на соискание ученой степени канд. техн. наук: 05.05.06 / М. В. Корняков. - Иркутск, 2000. – 24с.
4. Босак А. В. Позиционное управление шахтной подъемной установкой с нечеткой коррекцией положения перемещаемого груза / А. В. Босак, В. М. Чермалых // Вісник Національного технічного університету «Харківський політехнічний інститут» Серія: Проблеми автоматизованого електроприводу. Теорія і практика. – 2013. - №36 (1009) - С. 485-487.
5. Босак А. В. Оптимизация управления скоростью и положением многосвязной электромеханической системы с нечеткой коррекцией управляющих воздействий / А. В. Босак, А. В. Чермалих, Е. И. Алтухов, А. В. Данилин // Електромеханічні і енергозберігаючі системи. - 2014. – № 2 (26). - С. 31-38.

6. Основы металлургии [Текст]. Т. 7: Технологическое оборудование предприятий цветной металлургии / отв. ред. А. И. Басов [и др.]. - М.: Металлургия, 1975. - 1008 с.

7. Борисевич А. В. Энергосберегающее векторное управление асинхронными электродвигателями: обзор состояния и новые результаты / Борисевич А. В. // - М.: ИНФРА-М, 2015. - 104 с.

S.P. Shevchuk, S.V. Zaychenko, V.O. Polishchuk
National Technical University of Ukraine «Kyiv Polytechnic Institute»

V.M. Garnets

Kyiv National University of Construction and Architecture

KINEMATICS RESOURCE SAVING LIFTING COMPLEX MECHATRONIC SYSTEMS

MINIMIZE DYNAMIC LOADS DRIVE

The paper presents a new approach to managing the movement of the lift installation work by mechanical control. In order to establish movement patterns that provide the minimum dynamic load at the beginning of the movement mode is selected with a constant value leap.

Depending on traffic patterns resulting pressure can establish geometric system of mechanical control system, which is reeling from a working body bitsylindro-parabolic profile.

The new profile allows the drum to get moving on it as close theoretical flooring.

Key words: lifting machine drum, acceleration, speed, lift height.

References

1. Dynamics kanatih hydrotransportnih and hoisting complexes hornih enterprises: monograph / V.I. Samus, S.R. Ylyn, V.E. Kirichenko, Y.S. Ylyna; N-of Education and Science, Nat. horn. Univ. - D.: NSU, 2015. - 302 p.

2. Fedorov S.N. Podemnyky SN / SN Fedorov, I. F. Lukin, AP Nesterov; ed. ZM Fedorovoy. - Kiev: Higher HQ., 1976. - 296 p.

3. Korniyakova M.V. Zashchita shahtnih hoisting installations from Dynamic nahruzok at zavysanyy elevating vessels in the stem: Abstract IA to soyskanye uchenoy degree candidate. Sc. Sciences: 05.05.06 / MV Korniyakova. - Irkutsk, 2000. - 24s.

4. Bosak A.V. Pozytsonnoe Management shahtnoy pod'emnoy ustanovkoy with nechetkoy correction POSITION peremeschaemoho of cargo / AV Bosak, VN Chermalih // Proceedings of the National Technical University 'Kharkiv Polytechnic Institute' Series: Problems of automated electric. Theory and Practice. - 2013. - №36 (1009) - P. 485-487.

5. Bosak A.V. Optimization and Control skorostyu position elektromehanycheskoy multiply connected systems with nechetkoy correction upravlyayuschyh vozdeystvy / A.V. Bosak, A. Chermalih, E.I. Altukhov, A.V. Danilin // Electromechanical and saving system. - 2014. - № 2 (26). - P. 31-38.

6. Fundamentals of Metallurgy [text]. Т. 7: Technological equipment enterprises tsvetnoy Metallurgy / Otv. Ed. AI Basov [et al.]. - Moscow: Metallurgy, 1975. - 1008 p.

7. Borisevich A.V. Enerhosberehayuschee vektornoe Management asynhronnimy electric motors / Borisevich A.V. // - М.: INFRA-М, 2015. - 104

УДК 622.673.1

С.П. Шевчук, С.В. Зайченко, В.Е. Полищук

Национальный технический университет Украины «Киевский политехнический институт»

Гарнец В.Н.

Киевский национальный университет строительства и архитектуры

КИНЕМАТИКА РЕСУРСОБЕРЕГАЮЩЕГО ПОДЪЕМНОГО КОМПЛЕКСА С МЕХАТРОННЫХ СИСТЕМОЙ МИНИМИЗАЦИИ ДИНАМИЧЕСКИХ НАГРУЗОК ПРИВОДА

В статье представлен новый подход к управлению движением рабочих органов подъемной установки путем механического управления. С целью установления закономерностей движения, которые обеспечивают минимальные динамические нагрузки при начале движения выбран режим с постоянным значением рывка.

Полученные зависимости закономерностей движения давлений позволяют установить геометрические системы механической системы управления с рабочим орган бицилиндро-параболическим профилем.

Предложенный профиль барабана позволяет получить движение с максимально приближенными то теоретических паркетов.

Ключевые слова: подъемная машина, барабан, ускорение, скорость, высота подъема.

Надійшла 19.02.2016

Received 19.02.2016