

5. ІНФОРМАЦІЙНІ ТЕХНОЛОГІЇ ГАЛУЗІ

УДК 621.876.114

Проф. Є.В. Харченко, д-р техн. наук;
аспір. Б.В. Бондарчук – НУ "Львівська політехніка"

МАТЕМАТИЧНЕ МОДЕЛЮВАННЯ ГАЛЬМІВНИХ РЕЖИМІВ РОБОТИ ПРИВІДНОЇ СИСТЕМИ ПАСАЖИРСЬКОГО ЛІФТА

Розроблено математичну модель гальмівних режимів роботи пасажирського ліфта, під час яких спочатку сповільнюється рух підйомної системи за рахунок введення в дію додаткових пар полюсів асинхронного двигуна, а потім вмикається фрикційне колодкове гальмо, яке зупиняє підйомну систему.

Досліджено вплив маси вантажу, а також числа етапів процесу гальмування і числа пар магнітних полюсів електричної машини, задіяних на кожному з цих етапів, на динамічні зусилля в елементах підйомної системи.

Ключові слова: пасажирський ліфт, підйомна система, динамічні процеси гальмування, динамічні зусилля.

Сучасний стан проблеми. Під час пуску, усталеного руху та гальмування кабіни пасажирського ліфта виникають механічні коливання, що призводить до значного зростання зусиль в елементах конструкції підйомного пристрою. Тому однією з основних вимог, які ставляться до привідних систем пасажирських ліфтів, є забезпечення плавної зміни зусилля в канаті під час перехідних режимів руху кабіни. Дослідження динамічних явищ, що виникають під час пуску, усталеного руху та гальмування привідної системи ліфта, є необхідною умовою раціонального конструювання і правильної експлуатації підйомно-транспортної машини [2, 3, 7, 11].

Дослідження перехідних процесів у привідних системах [10-12] є одним з основних завдань раціонального проектування пасажирських ліфтів [5, 10, 12]. Нестационарні режими роботи ліфтів супроводжуються коливальними явищами у механічних системах, які значно впливають на міцність елементів конструкції [1-3, 6, 8]. Характер і параметри динамічних процесів істотно залежать від мінливості моменту двигуна [2, 11], пружно-інерційних характеристик елементів системи [9], а також від моменту гальмівного пристрою [9, 11, 12]. Особливістю механічної системи ліфта є те, що довжини робочих віток каната змінюються з часом, а їхні жорсткості є функціями узагальнених координат, що необхідно враховувати під час визначення динамічних навантажень [3, 4, 7, 10].

Варто зазначити, що в сучасних підйомних системах ліфтів процеси гальмування здійснюються за сумісної дії двигунів і гальмівних пристроїв. Питання динаміки таких систем вивчені недостатньо і потребують подальшого розгляду з метою зменшення динамічних зусиль в елементах конструкції ліфтів завдяки раціональному добору динамічних характеристик двигунів, гальм, а також систем керування електромеханічними приводами.

Постановка задачі. У цій роботі пропонуємо математичну модель гальмівних режимів роботи підйомної системи пасажирського ліфта з урахуванням тісної взаємодії привідного асинхронного двигуна і гальмівного фрикційного пристрою. Для опису електромагнітних явищ в асинхронному двигуні застосовуємо нелінійні диференціальні рівняння, отримані з урахуванням насичення магнітопроводу. Рух механічної системи описуємо з урахуванням несталості коефіцієнтів жорсткості віток каната.

Основний матеріал. Підйомну систему пасажирського ліфта з противагою подано на рис. 1 у зведеному вигляді. Вона містить привід, обладнаний асинхронним двигуном, колодковим гальмом, редуктором, повідним шківом і пружною муфтою, а також перекинутий через шків підйомний канат та прикріплені до його кінців кабіну і противагу.

На рис. 1 позначено: I_1, I_2, I_3 – зведені до шківів моменти інерції ротора двигуна, обертових частин редуктора і привідного шківів; m_1, m_2 – маси кабіни і противаги; c_1, v_1 – зведені до шківів жорсткість і коефіцієнт дисипації муфти, що з'єднує двигун з редуктором; c_2, v_2 – жорсткість і коефіцієнт дисипації з'єднання редуктора і привідного шківів; c_3, v_3, c_4, v_4 – жорсткості і коефіцієнти дисипації робочих частин віток каната; M_E, M_G – зведені до шківів момент електродвигуна і гальмівний момент колодкового гальма; G_1, G_2 – сили ваги кабіни і противаги; $\varphi_1, \varphi_2, \varphi_3, x_1, x_2$ – зведена координата руху ротора двигуна, та координати руху колеса і черв'яка редуктора, привідного шківів, кабіни і противаги. Вітки каната, з кінцями яких з'єднані кабіна і противага, у початковий момент часу мають довжини l_{01} і l_{02} відповідно.

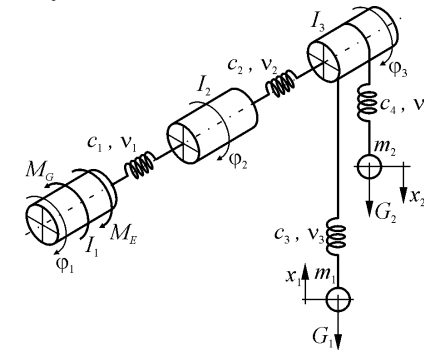


Рис. 1. Динамічна модель пасажирського ліфта з противагою

Рівняння руху підйомної системи ліфта в режимі гальмування запишемо по аналогії з рівняннями її руху в режимі розгону [10]:

$$\begin{aligned}\dot{\omega}_1 &= \frac{1}{I_1} (M_E - v_1(\omega_1 - \omega_2) - c_1(\varphi_1 - \varphi_2) - M_G); \\ \dot{\omega}_2 &= \frac{1}{I_2} (-c_1(\varphi_1 - \varphi_2) - c_2(\varphi_2 - \varphi_3) - v_1(\omega_2 - \omega_1) - v_2(\omega_2 - \omega_3)); \\ \dot{\omega}_3 &= -\frac{1}{I_3} (c_2(\varphi_3 - \varphi_2) + \frac{E \cdot A \cdot r_3(r_3\varphi_3 - x_1)}{(l_{01} - r_3\varphi_3)} + \frac{E \cdot A \cdot r_3(r_3\varphi_3 - x_1)^2}{2(l_{01} - r_3\varphi_3)^2} +\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
 & + \frac{E \cdot A \cdot r_3(r_3\varphi_3 - x_2)}{(l_{02} + r_3\varphi_3)} - \frac{E \cdot A \cdot r_3(r_3\varphi_3 - x_2)^2}{(l_{02} + r_3\varphi_3)^2} + r_3v_3 \left(\frac{r_3\omega_3 - v_1}{l_{01} - r_3\varphi_3} + \frac{r_3\omega_3(r_3\varphi_3 - x_1)}{(l_{01} - r_3\varphi_3)^2} \right) + \\
 & + r_3v_4 \left(\frac{r_3\omega_3 - v_2}{l_{02} + r_3\varphi_3} - \frac{r_3\omega_3(r_3\varphi_3 - x_2)}{(l_{02} + r_3\varphi_3)^2} \right) + v_2(\omega_3 - \omega_2); \\
 & \dot{v}_1 = \frac{1}{m_1} \left[\frac{E \cdot A(x_1 - r_3\varphi_3)}{(l_{01} - r_3\varphi_3)} + v_3 \left(\frac{r_3\omega_3 - v_1}{l_{01} - r_3\varphi_3} + \frac{r_3\omega_3(r_3\varphi_3 - x_1)}{(l_{01} - r_3\varphi_3)^2} \right) - G_1 \right]; \\
 & \dot{v}_2 = \frac{1}{m_2} \left[\frac{E \cdot A(x_2 - r_3\varphi_3)}{(l_{02} + r_3\varphi_3)} + v_4 \left(\frac{r_3\omega_3 - v_2}{l_{02} + r_3\varphi_3} - \frac{r_3\omega_3(r_3\varphi_3 - x_2)}{(l_{02} + r_3\varphi_3)^2} \right) + G_2 \right], \quad (1)
 \end{aligned}$$

де: $\omega_1, \omega_2, \omega_3, v_1, v_2$ – швидкості руху ротора двигуна, вихідного вала редуктора, привідного шківів, кабіни та протизаги; r_3 – радіус шківів; E – модуль пружності матеріалу каната; A – сумарна площа перерізу дротиків каната.

Для розрахунку процесу пуску диференціальні рівняння (1) інтегруємо сумісно з рівняннями, що описують електромагнітні процеси у двигуні [10], за умови, що $M_G = 0$. Початкові умови для системи диференціальних рівнянь приймаємо нульовими. Зміна кількості пар магнітних полюсів двигуна обумовлює перехід від попереднього стану руху до наступного. При цьому кількість рівнянь, які описують динамічний процес, залишається без змін. Початкові умови наступного стану визначаємо як відповідні параметри руху системи та відповідні значення проекцій струмів на координатні осі наприкінці попереднього етапу.

Для розрахунку режиму гальмування підйомної машини прикладаємо гальмівний момент до барабана, жорстко зв'язаного з ротором двигуна, та виключаємо рівняння електромагнітного стану двигуна із загальної системи рівнянь, прирівнюючи електромагнітний момент до нуля, (на початку гальмування амплітуда мережі живлення дорівнює нулю, тобто, $U_m = 0$, якщо $t \geq t_g$, де t_g – час початку гальмування). Під час гальмівного руху зміну гальмівного моменту в часі задаємо у вигляді:

$$M_G = M_{Gn} \cdot e^{-\frac{t-t_g}{t_{zp}}} \cdot \text{sgn}(v_1), \text{ якщо } t_g \leq t \leq t_g + t_{zp};$$

$$M_G = M_{Gn} \cdot \text{sgn}(v_1), \text{ якщо } t > t_g + t_{zp},$$

де: M_{Gn} – номінальне значення гальмівного моменту; t_{zp} – час спрацювання гальма. Коли кабіна ліфта нерухома, момент, що розвивається гальмом, дорівнює

$$M_G = -v_1(\omega_1 - \omega_2) - c_1(\varphi_1 - \varphi_2), \text{ якщо } t \geq t_g.$$

Результати розрахунків гальмівних режимів роботи привідної системи пасажирського ліфта. На рис. 2-5 подано приклади розрахунку гальмівних режимів роботи максимально завантаженої кабіни ліфта з протизагою під час руху вгору, при одно-, дво-, три- та чотирьохшвидкісній системі гальмування.

На малюнках представлено: часові залежності електромагнітного моменту двигуна (а), кутової швидкості ротора двигуна (б), зусиль у підйомаль-

ному канаті (в) та канаті протизаги (з), моментів M_k (д) та M_a (е) в пружних ланках. Розрахунки виконано за таких вихідних даних механічної системи приводу: двигун типу 4АН180S6/18НЛБУЗ, амплітуда напруги мережі живлення $U_M=310,5$ В, кількість пар магнітних полюсів $p_{01}=3, p_{02}=5, p_{03}=7, p_{04}=9$; редуктор РГЛ-160, передавальне число якого $U=40$, зведений до вихідного вала момент інерції рухомих частин $I_2=4$ кг·м²; момент інерції привідного шківів $I_3=12$ кг·м², радіус шківів $r_3=0,385$ м; канат ЛК-06×10 діаметр якого 10,5 мм, площа поперечного перерізу $A=39,54$ мм², погонна маса $p=0,39$ кг/м, модуль пружності $E=150000$ МПа; кабіна власною масою 595 кг і вантажністю 400 кг та протизага масою 795 кг; колодкове гальмо МП-201, гальмівний момент якого $M_G=100$ Н·м, час спрацювання гальма $t_{zp}=0,15$ с.

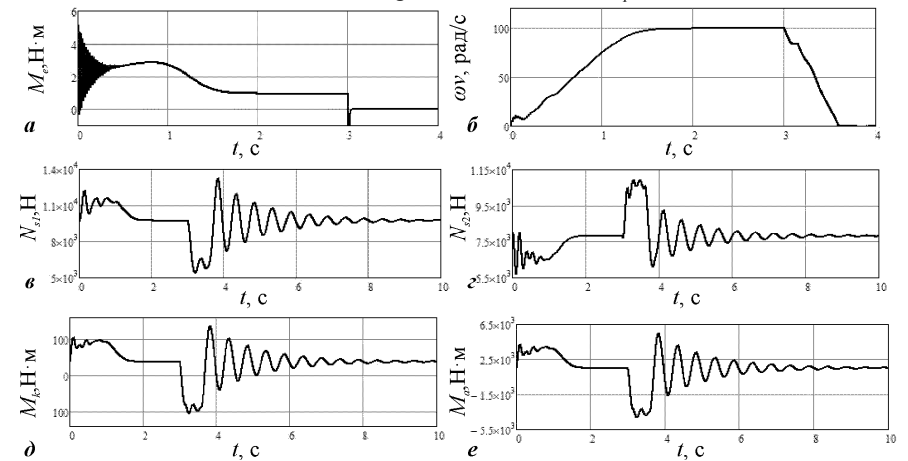


Рис. 2. Одношвидкісна система гальмування

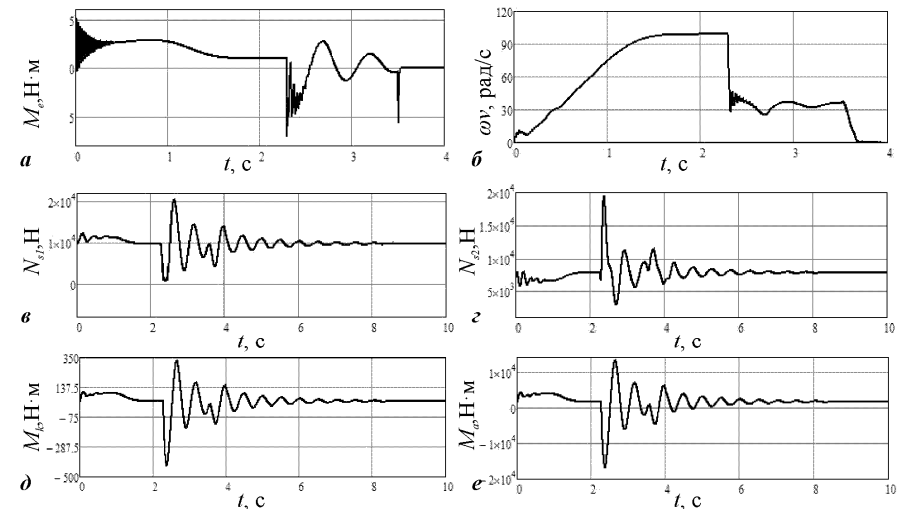


Рис. 3. Двошвидкісна система гальмування

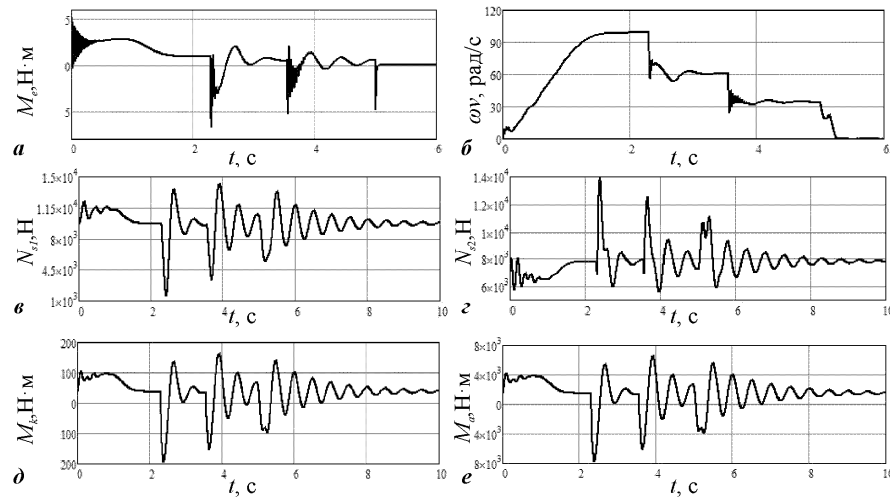


Рис. 4. Трьохшвидкісна система гальмування

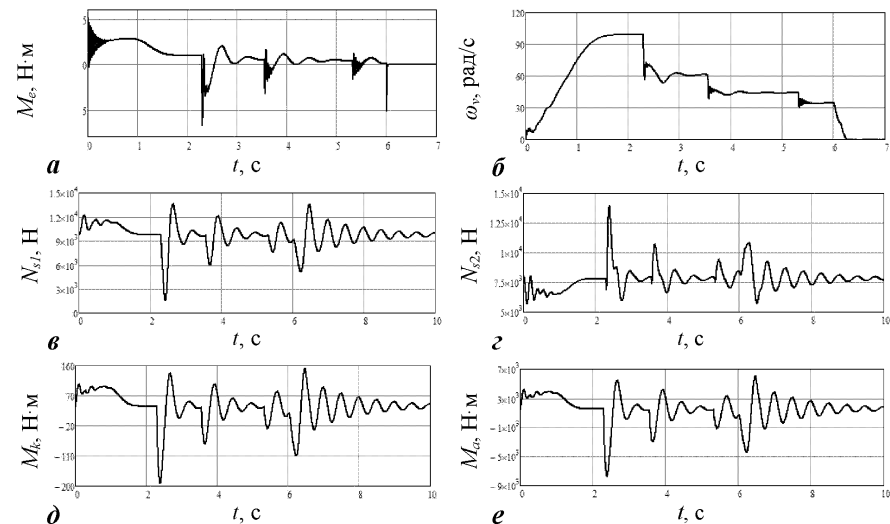


Рис. 5. Чотирьохшвидкісна система гальмування

Момент електродвигуна M_e , кутову швидкість ротора ω_v , момент сил пружності муфти, що з'єднує вал двигуна і черв'як M_k і момент сил пружності з'єднання редуктора і привідного шківів M_a та зусилля в пружних ланках N_{s1} і N_{s2} визначаємо за аналогічними залежностями [10].

Максимальні значення електромагнітного моменту M_{emax} , моментів сил пружності M_{kmax} , M_{amax} , зусиль у підйомальному канаті та канаті протизаги N_{s1max} , N_{s2max} та коефіцієнти динамічності зусиль наведено у табл.

Залежності, наведені на рис. 2, а; 3, а; 4, а; 5, а ілюструють інтенсивні коливання електромагнітного моменту двигуна під час пуску, усталеного ре-

жиму та гальмування привідної системи підйомального механізму. Графіки, зображені на рис. 2, б; 3, б; 4, б; 5, б ілюструють зміну в часі кутової швидкості ротора асинхронного двигуна.

Табл. Максимальні значення електромагнітного моменту, моментів сил пружності, зусиль у вітках каната та коефіцієнти динамічності зусиль

Кількість пар полюсів	m_1 , кг	M_{emax} , Н·м	M_{kmax} , Н·м	M_{amax} , кН·м	N_{s1max} , кН	N_{s2max} , кН	$k_{дин.Ns1}$	$k_{дин.Ns2}$
3	595	5,053	122,329	4,882	10,260	9,099	1,758	1,167
	800	5,099	114,304	4,569	11,560	10,650	1,470	1,366
	995	5,140	136,872	5,477	13,260	10,930	1,395	1,382
3, 9	595	5,053	294,310	11,770	15,390	22,070	2,637	2,830
	800	5,099	313,352	12,530	18,560	20,680	2,365	2,652
	995	5,140	330,674	13,230	20,470	19,450	2,097	2,494
3, 5, 9	595	5,053	122,501	4,889	10,260	15,640	1,758	2,005
	800	5,099	166,383	5,360	12,120	14,760	1,544	1,893
	995	5,140	163,568	6,656	14,301	13,930	1,465	1,786
3, 5, 7, 9	595	5,053	122,501	4,889	10,260	15,640	1,758	2,005
	800	5,099	116,548	4,663	12,040	14,760	1,534	1,893
	995	5,140	151,320	6,061	13,610	13,930	1,394	1,786

Часові залежності зусиль у підйомальному канаті та канаті протизаги зображено на рис. 2, в; 3, в; 4, в; 5, в та рис. 2, г; 3, г; 4, г; 5, г; залежності моменту сил пружності муфти, що з'єднує вал двигуна та черв'як M_k і моменту сил пружності з'єднання редуктора і привідного шківів M_a – на рис. 2, д; 3, д; 4, д; 5, д та рис. 2, е; 3, е; 4, е; 5, е. Аналіз результатів досліджень показує, що в разі збільшення числа перемикачів швидкостей руху привідної системи час гальмування кабіни зростає. Зупинка ліфта, від початку сповільнення кабіни, при одношвидкісній системі гальмування відбувається через 0,6 с, двошвидкісної – 1,5 с, трьохшвидкісної – 3 с, чотирьохшвидкісної – 4 с.

У випадку одношвидкісної системи гальмування більші динамічні навантаження виникають у вітці каната, зв'язаній з кабіною ліфта, а менші – у вітці, зв'язаній з протизагою. Зі збільшенням маси вантажу динамічні навантаження у вітках каната кабіни і протизаги спадають та зростають відповідно. У випадку багатшвидкісної системи гальмування більші динамічні навантаження виникають у вітці каната, зв'язаній з протизагою, а менші – у вітці, зв'язаній з кабіною. Зі збільшенням маси вантажу динамічні навантаження у вітках каната кабіни і протизаги спадають. Коефіцієнт динамічності зусиль у вітці, зв'язаній з кабіною, знаходяться у межах 1,360...2,637, а у вітці, зв'язаній з протизагою, – 1,167...2,830.

Як видно із результатів розрахунків, збільшення максимальних моментів у пружних ланках та максимальних зусиль у вітках каната кабіни і протизаги пов'язане з перемиканням числа пар магнітних полюсів асинхронного двигуна з метою зменшення швидкості руху кабіни ліфта.

Висновки:

1. Розроблено узагальнену математичну модель динамічних режимів роботи підйомальної системи пасажирського ліфта. Дана модель дає можливість виконувати докладний аналіз гальмівних режимів роботи привідних систем з урахуванням нерозривної взаємодії електричних машин

(асинхронних двигунів) і механічних частин приводу. Коливальні явища, що виникають у механічних системах підймальних машин, обумовлюють значні динамічні зусилля у вітках каната, зв'язаних з кабіною і противагою, що необхідно враховувати під час раціонального конструювання і правильної експлуатації підйально-транспортної машини.

- У пасажирських ліфтах з одношвидкісною системою гальмування значення моментів і сил у пружних ланках є меншими, ніж у підймальних пристроях з дво-, три- та чотиришвидкісною системою гальмування. Максимальний момент у муфті, що з'єднує вал двигуна та черв'як і максимальний момент сил пружності з'єднання редуктора і привідного шківів зменшуються у 2,5 і 2 рази відповідно. Динамічне навантаження, що виникає у вітці каната, зв'язаній з кабіною, зменшуються в 1,5 рази, а у вітці, зв'язаній з противагою – у 2 рази. Коефіцієнт динамічності зусилля у вказаних вітках знаходяться у межах 1,360...2,637 і 1,167...2,830 відповідно.

Література

- Бидерман В.Л. Теория механических колебаний / В.Л. Бидерман. – М. : Изд-во "Высш. шк.", 1980. – 408 с.
- Вейц В.Л. Динамика управляемого электромеханического привода с асинхронными двигателями / В.Л. Вейц, П.Ф. Вербовой, А.Е. Кочура и др. – К. : Вид-во "Наук. думка", 1988. – 272 с.
- Горошко О.А. Введение в механику деформируемых одномерных тел переменной длины / О.А. Горошко, Г.Н. Савин. – К. : Вид-во "Наук. думка", 1971. – 224 с.
- Остапенко В.А. Динамика волн в канатах переменной длины : зб. наук. праць / В.А. Остапенко. – Полтава : Вид-во ПНТУ, 2005. – № 16. – С. 216-220.
- Павлов Н.Г. Лифты и подъемники / Н.Г. Павлов. – М.-Л. : Изд-во "Машиностроение", 1965. – 204 с.
- Писаренко Г.С. Колебания кинематических возбуждаемых механических систем с учетом диссипации энергии / Г.С. Писаренко. – К. : Вид-во "Наук. думка", 1984. – 220 с.
- Савин Г.Н. Динамика нити переменной длины / Г.Н. Савин, О.А. Горошко. – К. : Изд-во АН УССР, 1962. – 332 с.
- Тимошенко С.П. Колебания в инженерном деле / С.П. Тимошенко, Д.Х. Янг, У. Уивер. – М. : Изд-во "Машиностроение", 1985. – 472 с.
- Харченко Е.В. Динамические процессы буровых установок / Е.В. Харченко. – Львов : Изд-во "Світ", 1991. – 176 с.
- Харченко Е.В. Математичне моделювання процесів пуску електромеханічної системи пасажирського ліфта / Е.В. Харченко, Б.В. Бондарчук // Вісник Національного університету "Львівська політехніка". – Сер.: Динаміка, міцність та проектування машин і приладів. – Львів : Вид-во НУ "Львівська політехніка". – 2012. – № 730. – С. 99-107.
- Чабан В.И. Основы теории переходных процессов электромашинных систем / В.И. Чабан. – Львов : Вид-во "Вища шк.", Изд-во при Львов. ун-те, 1980. – 200 с.
- Яновски Л. Проектирование механического оборудования лифтов : монография / Л. Яновски. – Изд. 3-е, [перераб. и доп.]. – М. : Изд-во АСВ, 2005. – 336 с.

Харченко Е.В., Бондарчук Б.В. Математическое моделирование тормозных режимов работы приводной системы пассажирского лифта

Разработана математическая модель тормозных режимов работы пассажирского лифта, во время которых сначала замедляется движение подъемной системы за счет ввода в действие дополнительных пар полюсов асинхронного двигателя, а затем включается фрикционный колодочный тормоз, останавливающий подъемную систему. Исследуется влияние массы груза, а также числа этапов процесса торможения и числа пар магнитных полюсов электрической машины, задействованных на каждом из этих этапов, на динамические усилия в элементах подъемной системы.

Ключевые слова: пассажирский лифт, подъемная система, динамические процессы торможения, динамические усилия.

Kharchenko Ye.V., Bondarchuk B.V. Mathematical model of transient and steady-state modes drive system passenger elevator

A mathematical model of brake modes passenger elevator, during which initially slows movement lift system through the introduction of additional pairs of poles induction motor, and then switched friction drum brake, which stops the winder system. The influence of load mass and the number of stages of the braking and the number of pairs of magnetic poles of the electric car involved in each of these stages, the dynamic forces in the elements lift system.

Keywords: passenger elevator, cargo handling system, dynamic processes of braking, dynamic efforts.

УДК 339.5:620.91.001.25

Асист. А.В. Прокин, канд. екон. наук –
НЛТУ України, м. Львів

МОДЕЛЮВАННЯ МІЖНАРОДНОЇ ТОРГІВЛІ НЕВІДНОВЛЮВАНИМИ ЕНЕРГОРЕСУРСАМИ В КОНТЕКСТІ СУЧАСНИХ ПІДХОДІВ ДО ЕНЕРГЕТИЧНОГО ЗАБЕЗПЕЧЕННЯ

За допомогою кривих попиту та пропозиції на енергію, отримувану з відновлюваних і невідновлюваних ресурсів, на внутрішньому та зовнішньому ринках, змодельовано та встановлено зміни ринкової кон'юнктури внаслідок розвитку відновлюваної енергетики ресурсодефіцитних країн. Обґрунтовано неефективність міжнародної спеціалізації на видобутку та торгівлі невідновлюваними енергоресурсами з позиції еколого-економічної доцільності та енергетичного забезпечення.

Ключові слова: міжнародна торгівля, не відновлювані енергоресурси, відновлювані енергоресурси, енергетична безпека.

Нерівномірність розміщення доступних викопних енергоресурсів на території планети та низький рівень залучення відновлюваних ресурсів зумовлює необхідність імпорту енергоресурсів. Дефіцитність різних видів енергоресурсів в окремих регіонах, необхідність імпорту для його покриття та забезпечення енергетичних потреб, безумовно, впливає на стан енергетичної незалежності країни. Проте транскордонне переміщення викопних енергоресурсів тягне за собою виникнення й інших ефектів, які неважно впливають на стан енергетичної незалежності та безпеки країни, рівень ефективності заходів для її зміцнення.

Видобуток невідновлюваних енергоресурсів (НЕР) призводить до виснаження їх запасів та забруднення природного довкілля, яке проявляється у змін ландшафтів, забрудненні підземних і поверхневих вод, водночас використання невідновлюваних енергоресурсів супроводжується значним забрудненням навколишнього природного середовища (НПС). Таким чином транскордонне переміщення НЕР не лише посилює енергетичну залежність країни-реципієнта, але й супроводжується експортом потенціалу забруднення НПС. Водночас відновлювані енергоресурси (ВЕР), зазвичай, характеризуються значно нижчим рівнем потенціалу забруднення НПС, а вищий рівень просторової доступності ВЕР дає змогу кожній країні зміцнювати власну енергетичну незалежність з нижчими екологічними збитками.

Такі міркування певною мірою, є аргументами на користь зниження обсягів транскордонного переміщення НЕР, що на перший погляд, не зовсім