

Templeton J. G. C. (1997). Retrial Queues. London: Chapman and Hall, 395. **3.** Falin G. (1990). A Survey of Retrial Queues. Queueing systems, 41, 7, 127-167. **4.** Kovalenko I. N., Koba O. V. (2010). On classification of retrial queueing systems. Cybernetics and System Analysis, 3, 84-91. **5.** Gnedenko B. V., Kovalenko I. N. (2005). Introduction to queueing theory, Moscow: KomKniga, 400. **6.** Bocharov P. P., Pechinkon A. V. (1995). Queueing theory. Moscow: RUDN, 529. **7.** Atencia I., Moreno P. (2004) A Discrete-Time Geo/G/1 Retrial Queue with General Retrial Times, Queueing Systems, 48, 5-21. **8.** Alfa A. S. (2006). Discrete-time Analysis of the GI/G/1 System with Bernoulli Retrials: An Algorithmic Approach. Annals of Operations Research, 141, 51-66. **9.** Abramov V. M. (2007). Multiserver Queueing Systems with Retrials and Losses. ANZIAM J., 48, 3, 297-314. **10.** Chakravarthy S. R. (2013). Analysis of MAP/PH/c Retrial Queue with Phase Type Retrials – Simulation Approach. Modern Probabilistic Methods for Analysis of Telecommunication Networks, 356, 37-49. **11.** Koba O. V., Pustova S. V. (2012). Lakatos type systems, their generalisation application. Cybernetics and Systems Analysis, 3, 78-90. **12.** Koba O. V., Pustova S. V. (2007). Call Center as retrial queueing system. Problems of control and informatics, 3, 103-112. **13.** Pustova S. V. (2009). Dependence of call center characteristics on distribution of orbit's sojourn time. Cybernetics and Systems Analysis, 2, 170-183.

Надійшла (received) 10.10.2014

УДК 614.84:534.014.1

О. Г. ЯНЧИК, канд. техн. наук, с. н. с., ст. викл., НТУ «ХП»;
Ю. О. ГРАДИСЬКИЙ, канд. техн. наук, доц., Національний технічний
університет сільського господарства ім. Петра Василенка, Харків

МАТЕМАТИЧНА МОДЕЛЬ КОЛИВАНЬ ВАНТАЖУ ПРИ ПОВОРОТІ КРАНА ЯК БЕЗПЕКА УСТАТКУВАННЯ

В статті розглянута розрахункова схема стрілової системи крана з двома ступенями свободи в умовах рівномірного і нерівномірного нерівноприскореного повороту. Проведено дослідження впливу відцентрованих сил коливання вантажу, при цьому сформульована та запропонована математична модель, яка є частиною узагальненої моделі крану. Встановлені зони безпечних амплітуд коливань і безпечних зон експлуатації таких кранів з позиції виключення порушень техніки безпеки при використанні стрілових систем кранів. Запропоновано внесення змін до технологічних карт вантажно-розвантажувальних робіт з метою підвищення рівня безпеки устаткування. Іл.: 3. Бібліогр.: 11 назв.

Ключові слова: підйомно-транспортні машини, безпека устаткування, рівномірний поворот, нерівномірний нерівноприскорений поворот.

Вступ. Робота підйомно-транспортних машин (ПТМ) тісно узгоджується з виробничим циклом і впливає на продуктивність, час і ефективність експлуатації виробничого устаткування, транспортних засобів і в цілому — на технологічний процес промислових і транспортних підприємств. Від характеру робочих рухів залежать навантажувальні, часові, геометричні, кінематичні й інші параметри перевантажувального процесу.

Істотною особливістю ПТМ є обмеження, що накладаються на їх характеристики: швидкості руху, повороту і зачерпування вантажу, прискорення, обертаючі моменти. Першорядне значення має те, що ПТМ являють собою динамічні системи, стан яких змінюється в часі: вони піддаються збурюванням (тиск вітру, коливання температури, динамічні навантаження і т.д.).

© О. Г. ЯНЧИК, Ю. О. ГРАДИСЬКИЙ 2014

Для розв'язку завдання поліпшення конструктивних і експлуатаційних показників ПТМ може бути використана математична модель процесів експлуатації ПТМ з метою виявлення умов недопущення порушень правил техніки безпеки.

Однією з причин зменшення продуктивності вантажопідійомних машин є розгойдування вантажу на гнучкому підвісі (канаті). Найбільш характерним є розгойдування вантажу при повороті крана через дію відцентрової сили і сили інерції вантажу при пусках і зупинках. Таким чином, вантаж одночасно коливається у площині хитання стріли і зміщається з цієї площини. Накладення цих двох коливань утрудняє роботу крановика, знижує безпеку виконання робіт. Для зменшення розгойдування вантажу збільшують час розгону, або застосовують керований електропривод, який розганяє і зупиняє кран за певним законом. Другому способу керування приділяється досить велика увага [1-4]. Однак дані методи керування не враховують різні конструктивні та експлуатаційні фактори, такі, як зазори в передавальних механізмах і жорсткість елементів конструкції. У зв'язку з цим, актуальним завданням є пошук режиму повороту крана, який би враховував вплив його конструктивних особливостей.

Подібні спроби наведені в [5], але вони вимагають уточнення з урахуванням повного значення кінетичної та потенційної енергії в рівнянні руху.

Мета даної роботи полягає в дослідженні впливу відцентрових сил на коливання вантажу, підвішеного на гнучкому канаті, при повороті стріли крана для визначення безпечних амплітуд коливань і безпечних зон експлуатації.

Методика досліджень. Для визначення функції Лагранжа і виведення рівнянь руху вантажу відповідно до [5], розрахункова схема представлена на рис. 1. Введемо наступні позначення: m - маса вантажу, l - довжина підвісу, r - відстань від точки підвісу до осі обертання, ω - кутова швидкість повороту крана, θ - кут відхилення канату від вертикалі, φ - кут повороту стріли крана.

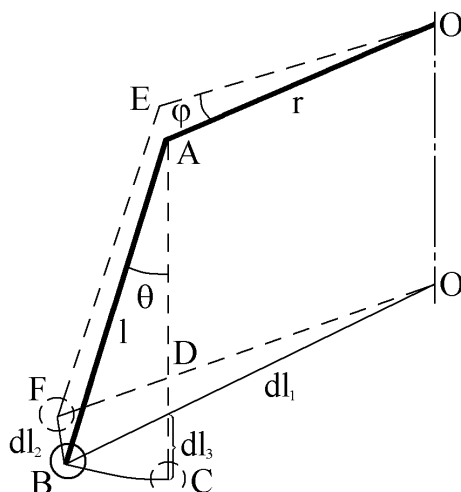


Рис. 1 – Розрахункова схема стрілової системи крана з двома ступенями свободи

Визначимо відстань від осі обертання до вантажу ($O' B$):

$$l_1 = r + l \sin \theta, \quad (1)$$

тоді

$$d l_1 = l \cos \theta d \theta. \quad (2)$$

Визначимо довжину дуги, по якій проходить вантаж при повороті крана навколо осі OO' (BF):

$$d l_2 = (r + l \sin \theta) d \varphi. \quad (3)$$

Зміна висоти вантажу (DC):

$$l_3 = l (1 - \cos \theta); \quad (4)$$

$$d l_3 = l \sin \theta d \theta. \quad (5)$$

Отже, швидкості змін $d l_1$, $d l_2$, $d l_3$:

$$\frac{d l_1}{d t} = l \cos \theta \frac{d \theta}{d t} = l \cos \theta \times \dot{\theta}, \quad (6)$$

$$\frac{d l_2}{d t} = (r + l \sin \theta) \frac{d \varphi}{d t} = (r + l \sin \theta) \times \dot{\varphi}, \quad (7)$$

$$\frac{d l_3}{d t} = l \sin \theta \frac{d \theta}{d t} = l \sin \theta \times \dot{\theta}. \quad (8)$$

а кінетична, потенційна енергія і функція Лагранжа:

$$T = \frac{m}{2} [l^2 \dot{\theta}^2 + (r + l \sin \theta)^2 \dot{\varphi}^2], \quad (9)$$

$$U = m g l \cos \theta, \quad (10)$$

$$L = T - U = \frac{m}{2} [l^2 \dot{\theta}^2 + (r + l \sin \theta)^2 \dot{\varphi}^2] + m g l \cos \theta. \quad (11)$$

Складемо рівняння руху системи

$$\begin{cases} \frac{d}{d t} \frac{\partial L}{\partial \dot{\theta}} - \frac{\partial L}{\partial \theta} = 0, \\ \varphi = \varphi(t). \end{cases} \quad (12)$$

Знайдемо власні похідні функції Лагранжа:

$$\frac{\partial L}{\partial \theta} = \frac{m}{2} 2(r + l \sin \theta) l \cos \theta \dot{\varphi}^2 - m g l \sin \theta = m l \dot{\varphi}^2 (r + l \sin \theta) \cos \theta - m g l \sin \theta, \quad (13)$$

$$\frac{\partial L}{\partial \dot{\theta}} = \frac{m}{2} l^2 2 \dot{\theta} = m l^2 \dot{\theta}, \quad (14)$$

$$\frac{d}{d t} \frac{\partial L}{\partial \dot{\theta}} = m l^2 \ddot{\theta}. \quad (15)$$

Підставляючи (13) - (15) в (12), одержимо:

$$\begin{cases} \ddot{\theta} - \left(\frac{r}{l} + \sin \theta \right) \cos \theta \dot{\varphi}^2 + \frac{g}{l} \sin \theta = 0, \\ \varphi = \varphi(t). \end{cases} \quad (16)$$

Розглянемо випадок повороту крана з постійною кутовою швидкістю ω . Тоді $\dot{\varphi} = \omega = \text{const}$. Початкові умови для розв'язку системи:

$$\theta(0) = 0; \quad \dot{\theta}(0) = 0; \quad (17)$$

Розв'язок системи (16) за даних умов буде описуватися рівнянням гармонійних коливань:

$$\theta = A \sin^2(\Omega t), \quad (18)$$

де амплітуда A і кругова частота Ω цих коливань визначаються по формулах:

$$A = 2\theta_0 = \frac{2\omega^2}{\frac{g}{l} - \omega^2} \frac{r}{l}. \quad (19)$$

$$\Omega = \frac{\sqrt{\frac{g}{l} - \omega^2}}{2}. \quad (20)$$

Для зручності подальшого аналізу перетворимо систему (16), увівши наступні параметри: $\alpha = \frac{r}{l}$, $\beta = \frac{g}{l}$. Тоді вирази (16, 19, 20) приймуть вигляд:

$$\begin{cases} \ddot{\theta} - (\alpha + \sin \theta) \cos \theta \dot{\varphi}^2 + \beta \sin \theta = 0, \\ \varphi = \varphi(t). \end{cases} \quad (21)$$

$$A = \frac{2\omega^2}{\beta - \omega^2} \alpha. \quad (22)$$

$$\Omega = \frac{\sqrt{\beta - \omega^2}}{2}. \quad (23)$$

Розв'яжемо систему (21) чисельними методами, використовуючи початкові умови (17). Проаналізуємо вплив параметрів α , β , ω на амплітуду коливань [6-8].

Виходячи з того, що вантаж не повинен відхилитися більш ніж на 90° , тому що його траєкторію в цьому випадку не можна представити у вигляді окружності, можна виявити область значень α і β , при якій для даної кутової швидкості амплітуда коливань не перевищує 90° .

Графіки представлені на рис. 2. Заштрихованою частиною на графіках показані значення, при яких амплітуда перевищує 90° .

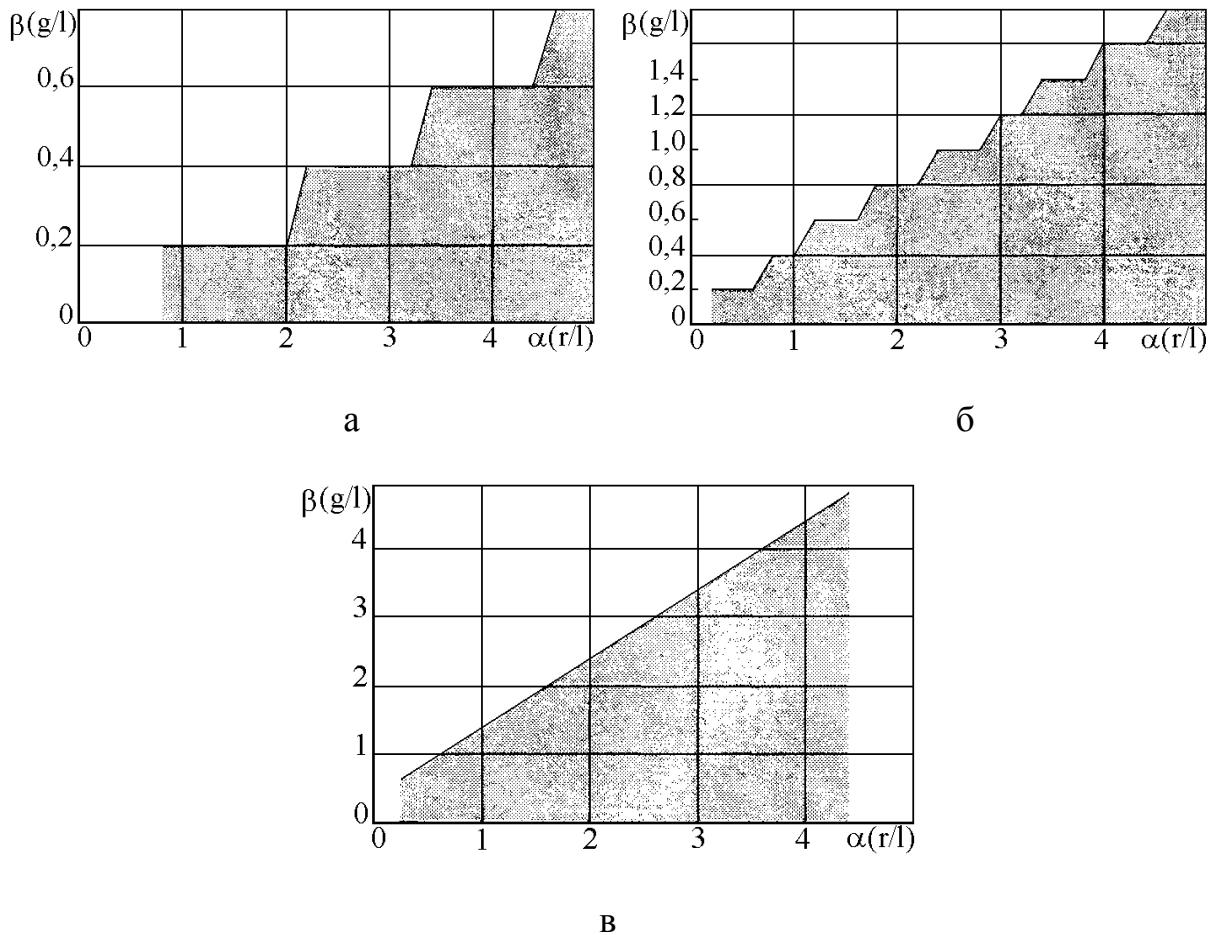


Рис. 2 – Взаємозв'язок значень α і β , при яких значення амплітуди перевищує 90° : а – $\omega = 0,4$; б – $\omega = 0,6$; в – $\omega = 1,0$

Таким чином, розглянутий випадок рівномірного повороту стріли крана і виявлена залежність амплітуди коливання вантажу від геометричних параметрів $\frac{r}{l}$, $\frac{g}{l}$ і кутової швидкості повороту ω .

Розглянемо випадок нерівномірного нерівноприскореного повороту стріли крана, тобто $\ddot{\varphi} \neq 0$. Для дослідження даного руху необхідно задати таку залежність кутової швидкості повороту крана від часу, яка найбільше точно відповідала б руху реальної машини [9-11]. У наближенні її графік можна представити як чверть періоду синусоїди. При цьому залежність кутової швидкості повороту стріли крана від часу буде мати вигляд

$$\omega(t) = \omega_0 \sin^2\left(\frac{\pi}{2t_n} t\right), \quad (24)$$

де ω_0 - кутова швидкість повороту стріли крана; t_n - час пуску механізму повороту.

В результаті одержимо залежності максимального кута відхилення канату від вертикалі при зміні α і β від 0,2 до 5 (рис. 2, 3). В розрахунках прийнято час пуску, рівний $t_n = 5$ с, згідно з рекомендаціями ВНДІПТМаша [6].

Враховуючи, що відхилення канату від вертикалі не може перевищувати 90° , то знайдемо область значень α і β , де це відхилення припустиме. На рис. 3 заштрихована частина являє собою область взаємозалежних значень, для яких кут відхилення канату від вертикалі перевищує допустимий.

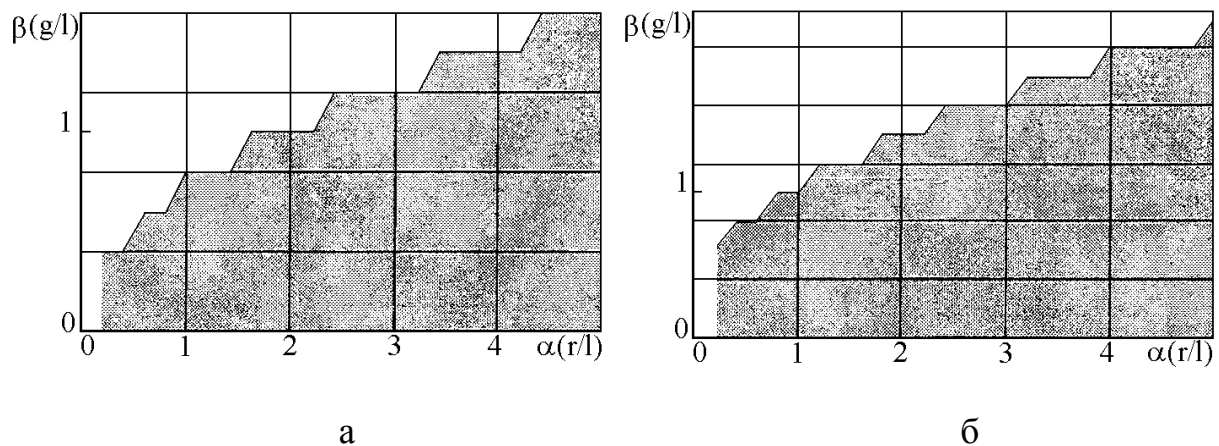


Рис. 3 – Значення α і β , при яких кут відхилення канату від вертикалі перевищує 90° : а – $\omega = 0,8$; б – $\omega = 1,0$

Висновки. Запропонована математична модель стрілової системи крана з 2 ступенями свободи. Розглянуті варіанти руху ведучої ланки (стріли) – рівномірний і нерівномірний нерівноприскорений поворот. Розроблена математична модель є частиною узагальненої моделі крана і може бути використана для створення процесів оптимального керування крановими механізмами.

Визначені значення параметрів α і β , граничні значення кутової швидкості повороту стріли крана $\omega(t)$, при яких може виникнути порушення техніки безпеки устаткування.

Слід виключити такі режими експлуатації стрілових кранів з технологічних карт вантажно-розвантажувальних робіт, які можуть привести до створення умов порушення техніки безпеки з травмуванням і навіть до загибелі людей.

Список літератури: 1. *Найденко Е.В.* Микропроцессорное управление асинхронным электроприводом механизма поворота с подвешенным грузом / *Е.В. Найденко* // Электротехнические и компьютерные системы. - 2009. - Вып. 73. - С. 16-20. 2. *Тепляков А.Г.* Реализация оптимального управления частотным электроприводом механизма поворота / *А.Г. Тепляков* // Електромашинобудування та електрообладнання. - 2004. - Вип. 62. - С. 36-39. 3. *Wilcox D.C.* Turbulence Modeling for CFD / *D.C. Wilcox* // La Canada, California. - 1994. - 477 P. 4. *Schossan P.* Horizontalbewegung schwerer Autocrane durch die Fluidtechnik / *P. Schossan* // Hebereuge und Fordermittel. - 1985. - № 9. - С. 208. 5. *Ловейкін В.С.* Нелінійні маятникові коливання вантажу на гнучкому підвісі при різних режимах обертання / *В.С. Ловейкін, А.В. Бойко, Ю.В. Човнюк* // Вісник НТУУ. - 2010. - Том 15. - № 3.- С. 41-48. 6. *Иванченко Ф.К.* Расчеты грузоподъемных и транспортирующих машин / *Ф.К. Иванченко* и др. - К.: Вища школа, 1978. - 576 с. 7. *Hajduk J.* Losowosc w obliczeniach wytrzymałości maszyn roboczych / *J. Hajduk* // Przegląd Mechaniczny. - 1975. - Т. 34, nr. 15 - S. 485-488. 8. *Mendera Zbigniew.* Melody tworzenia kombinayi obnazen w zastosowanin do norm projektowania / *Zbigniew Mendera* // Stud. Zakr. Inz. 1987. - № 27. - L. 59-84. 9. *Приймаков О.Г.* Визначення енергокінематичних параметрів кулькових млинів для виготовлення вогнегасних порошоків / *О.Г. Приймаков, Ю.О.*

Градиський // Проблемы пожарной безопасности. - 2013. - Вып. 33. - С. 147-156. 10. Zaretsky A.A., Shapiro H.I. Overturning stability of a free standing crane under dynamic loading / A.A. Zaretsky, H.I. Shapiro // Sae technical paper series. September 8-10. - 1997. - № 972721.-10 - P. 158 11. Williams W.M. An analysis of six fatigue failures in cranes / W.M. Williams - Metal. Progr. – 1981 - N2, 120 - P. 46-51.

Bibliography (transliterated): 1. *Naydenko E.B. (2009) Mikroprotsessornoe upravlenie asinhronnym elektropivodom mehanizma povorota s podveshennym gruzom. – J. Elektrotehnicheskie i kompyuternye sistemy, 73, 16-20. 2. Teplyakov A.G. (2004) Realizatsiya optimalnogo upravleniya chastotnym elektropivodom mehanizma povorota. – J. Elektromashinobuduvannya ta elektroobladnannya, 62, 36-39. 3. Wilcox D.C. (1994) Turbulence Modeling for CFD. – La Canada, California, 477 P. 4. Schossan P. (1985) Horizontalbewegung schwerer Autocrane durch die Fluidtechnik. – Hebereuge und Fordermittel, 9, 208 P. 5. Loveykn B.C., Boyko A.V., Chovnyuk Yu.V. (2010) NelInIynI mayatnikovI kolivannya vantazhu na gnuchkomu pldvIsI pri rIznih rezhimah obertannya. – J. Visnik TNTU, 3, V. 15, 41-48. 6. Ivanchenko F.K. (1978) Raschetyi gruzopod'emnyih i transportiruyuschih mashin. - Kiev: Vischa shkola, 576 P. 7. Hajduk J. (1975) Losowosc w obliczeniach wytrzymaosci maczyn rabocznych. – Przegląd Mechaniczny, 15, V. 34, 485-488. 8. Mendera Zbignew (1987) Melody tworzenia kombinayi obnazen w zastosowanin do norm projektowania. – Stud. Zakr. Inz., 27, 59-84. 9. Priymakov O.G., Gradiskiy Yu.O. (2013) Vznachennya energokInematchnih parametrIv kulkovih mlinIv dlya vigotovlennya vognegasnih poroshkIv. – Problemyi pozharnoy bezopasnosti, 33, 147-156. 10. Zaretsky A.A., Shapiro H.I. (1997) Overturning stability of a free standing crane under dynamic loading. – Sae technical paper series, 972721, 10, P. 158 11. Williams W.M. (1981) An analysis of six fatigue failures in cranes. – J. Metal. Progr., 2, 120, 46-51.*

Надійшла (received) 10.10.2014

УДК 656.212

О. О. МАЗУРЕНКО, канд. техн. наук, доц., Дніпропетровський національний університет залізничного транспорту імені академіка В. Лазаряна

ПЕРСПЕКТИВИ РОЗВИТКУ СИСТЕМ ПІДТРИМКИ ПРИЙНЯТТЯ РІШЕНЬ В ОРГАНІЗАЦІЇ ВАГОНОПОТОКІВ

Розглянуто можливість розробки системи підтримки прийняття рішень при оперативному управлінні організацією вагонопотоків. Дана система повинна базуватися на існуючих автоматизованих системах, використовувати їх інформаційну базу. Крім цього система підтримки прийняття рішень повинна оцінити всі можливі варіанти за допомогою імітаційного моделювання та запропонувати раціональне рішення з урахуванням всіх впливаючих факторів. Іл.: 2. Бібліогр.: 16 назв.

Ключові слова: вагонопоток, двогрупний поїзд, імітаційна модель, система підтримки прийняття рішень.

Вступ. Прибутки залізниці в значній мірі залежать від раціональної організації вагонопотоків в поїзди. Аналізуючи номенклатурні статті витрат можна зробити висновок, що затрати на організацію вагонопотоків становлять близько 80% від усіх витрат вантажних перевезень. За умов ринкових відносин залізниця повинна мінімізувати свої затрати, при чому основним напрямком повинно бути раціональна організація роботи та удосконалення системи організації вагонопотоків.

© О. О. МАЗУРЕНКО 2014