

АНАЛІЗ ДИНАМІЧНИХ НАВАНТАЖЕНЬ У ПРУЖНОМУ ЕЛЕМЕНТІ БЕЗРЕДУКТОРНОЇ ЛІФТОВОЇ ЛЕБІДКИ

А. О. Бойко, В. В. Булгар, О. М. Бесараб, Я. О. Соколов, В. В. Зубак

Одеський національний політехнічний університет

Анотація. Виконано аналіз динамічних навантажень у пружному елементі інноваційної безредукторної ліфтової лебідки з тихохідним безколекторним двигуном постійного струму з дисковим ротором. Визначено характер перехідної характеристики вала лебідки. Знайдено найбільш несприятливий динамічний вплив на пружну ланку лебідки, та максимальний пружний момент, що прикладається до вихідного вала двигуна.

Ключові слова: ліфт, безредукторна лебідка, піднімальний механізм, динамічні навантаження, коливання, пружний момент.

Вступ

В існуючих ліфтових лебідках традиційної конструкції використовується черв'ячний редуктор з двошвидкісним асинхронним двигуном. Відомо, що дана конструкція має ряд важливих недоліків техніко-економічного характеру. У номінальному режимі роботи коефіцієнт корисної дії подібної лебідки не досягає 70 %, а в перехідних режимах знижується до 25-30 %. [1] Завдяки наявності редуктора, питома вага корисної маси вантажу ледь доходить до 0,1 від сумарної наведеної маси, піднімального механізму. Це означає, що на розгін цих інерційних мас з мережі витрачається надлишкова енергія. Надії на повернення в мережу цієї накопиченої енергії при гальмуванні не виправдовуються через дуже низьке еквівалентне значення КПД. Ліфти із традиційною редукторною лебідкою мають обмеження й по максимальній швидкості. Вже на швидкості 1,6 м/с виникають проблеми із забезпеченням умов переміщення. При збільшенні швидкості асинхронного двигуна виникають проблеми з точністю позиціонування кабіни, у той же час зі зменшенням передаточного числа, черв'ячний редуктор втрачає свою головну корисну якість – самогальмування [1].

Ці умови обумовлює можливу відмову від будь якого редуктора при проектуванні нових ліфтових систем. У безредукторних ліфтових підйомних механізмах канатоведучий шків встановлюється безпосередньо на вал тихохідного приводного двигуна [2]. Зменшуються розміри лебідки, і вона стає більш компактною, зростає коефіцієнт корисної дії, зростає співвідношення маси вантажу та інших мас розподіляється на

користь корисного вантажу, з'являється можливість рекуперації значних величин енергії [1,2]. Одну з подібних безредукторних ліфтових лебідок пропонується виконати із застосуванням інноваційного тихохідного безколекторного двигуна постійного струму з дисковим ротором (ТБДПС), який був розроблений в Одеському національному політехнічному університеті [3,4,5].

1. Мета дослідження

При роботі запропонованої безредукторної ліфтової лебідки ставиться питання про найбільш несприятливий закон зміни навантажень і зусиль у пружному елементі з урахуванням коливальних моментів тихохідного двигуна. Для цього слід виконати аналіз навантаження лебідки з урахуванням ТБДПС.

2. Матеріали та результати дослідження

Аналіз може бути проведений аналітично при заданих змінних – моменту пружного елемента $M_{12}(t)$, швидкостей першої і другої маси - $\omega_1(t)$, $\omega_2(t)$ і з урахуванням збурень - $M(t)$, $M_{c1}(t)$, $M_{c2}(t)$, при яких момент $M_{12}(t)$ ухвалює своє максимальне значення [6]. Для проведення досліджень властивостей і можливостей лебідок, реальна кінематична схема піднімального механізму заміняється відповідною розрахунковою. На рис. 1 показана розрахункова еквівалентна двомасова схема досліджуваної ліфтової системи, яка при поперемінному затисканні вала ТБДПС, з урахуванням збурюючого впливу, дозволяє визначити динамічне навантаження в гнучкій частині з'єднання [7].

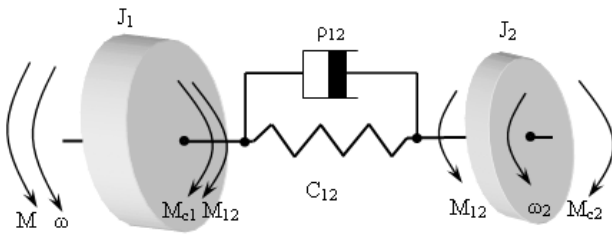


Рис.1. Розрахункова еквівалентна двомасова схема ліфтової системи

При аналізі навантажень вводиться допущення, що дозволяє виключити взаємозв'язок механічних і електромагнітних процесів в елементах лебідки. Допускається, що момент ТБДПС і його швидкість є незалежними функціями часу, а їх задані значення досить точно підтримуються за допомогою системи керування [5].

Через те, що відхилення руху лебідки від усталеного ухвалюється малим, то розклавши рівняння руху двомасової системи (рис. 1, 2) в ряд і відкинувши члени вищого порядку малості, можна записати систему рівнянь

$$\left. \begin{aligned} \Delta M - \Delta M_{12} - \rho_{12}(\Delta\omega_1 - \Delta\omega_2) &= J_1 p \omega_1 \\ \Delta M_{12} - \rho_{12}(\Delta\omega_1 - \Delta\omega_2) - \Delta M_c &= J_2 p \omega_2 \end{aligned} \right\} \quad (1)$$

де ΔM – приріст моменту ТБДПС, Н·м; $\Delta M_{12} = c_{12} \Delta\phi_{12}$ – приріст пружного моменту на кінці вала ТБДПС, Н·м; $C_{12} = J_p G l^{-1}$ – коефіцієнт жорсткості для сполучної муфти при скручуванні, Н·м; $J_p = \pi D^4 \cdot 32^{-1}$ – момент інерції (з урахуванням поперечного перерізу пружної частини вала ТБДПС), кг·м²; G – модуль пружності поперечного вала, Па; $\Delta\phi_{12} = \int(\Delta\omega_1 - \Delta\omega_2)$ – кутова деформація пружного елемента; $\Delta\omega_1, \Delta\omega_2$ – збільшення швидкостей кінців валів ТБДПС і лебідки, відповідно, рад/с; $\rho_{12} = \xi V$ – коефіцієнт в'язкого тертя пружного елемента, Н·м·с/рад; ξ – коефіцієнт внутрішнього тертя, Н·м·с²; V – робочий обсяг, м³; J_1, J_2 – момент інерції ТБДПС і приведений момент інерції ліфтового піднімального механізму, відповідно, кг·м²; $\Delta M_c = \beta_c \omega$ – збільшення моменту опор, Н·м у; β_c – жорсткість статичної характеристики ліфтового піднімального механізму, рад/Н·м·с.

Для визначення найбільшого динамічного впливу на пружний елемент лебідки, слід знайти розв'язок рівнянь (1), згідно мінімуму лінійної функції. Виразення, відносно кутової деформації пружного елемента $\Delta\phi_{12}$, буде мати має вигляд

$$(p^2 + 2\alpha p + \Omega_{012}^2) \Delta\phi_{12} = \frac{1}{J_1} \Delta M + \frac{1}{J_2} \Delta M_c, \quad (2)$$

де $\Omega_{012} = \sqrt{\frac{c_{12}(J_1 + J_2)}{J_1 J_2}} = \sqrt{\Omega_{01}^2 + \Omega_{02}^2}$ – власна кутова частота вільних коливань двомасової ліфтової системи, рад/с; $\Omega_{01} = \sqrt{c_{12} J_1^{-1}}$ – кутова частота вільних коливань махової маси ТБДПС, рад/с; $\Omega_{02} = \sqrt{c_{12} J_2^{-1}}$ – кутова частота вільних коливань ліфтового піднімального механізму, рад/с; $\alpha = \rho_{12} \frac{J_1 + J_2}{J_1 J_2}$ – коефіцієнт демпфування пружної муфти, 1/с; .

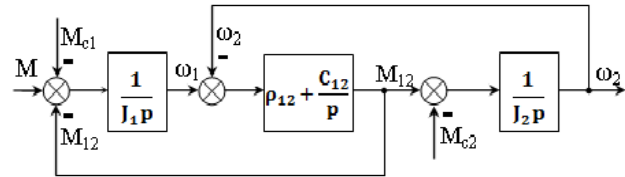


Рис.2. Розрахункова структурна двомасова схема ліфтової системи

У цьому рівнянні впливом, що збурює, може бути як ΔM , так і ΔM_c , що викликають максимальне відхилення пружного моменту при зачепленні одного з валів [8]. З урахуванням цього, вираження (2), можна спростити

$$(p^2 + 2\alpha p + \Omega_{012}^2) \Delta M_{12} = \Omega_{02}^2 \Delta M_c. \quad (3)$$

Т.к. збурювання з боку ТБДПС – тимчасові функції, що повільно змінюються в часі, можна допустити обмеження статичного моменту навантаження максимальним значенням

$$|\Delta M_c| \leq \Delta M_{c, \text{макс}}. \quad (4)$$

Ця нерівність може розглядатися як межа обмежень при деякому дійсному корені для функції $\Delta M_c(t)$ або $\Delta M(t)$, $m \rightarrow \infty$, а умову максимуму моменту пружної деформації $M_{12}(t)$, у час $t = T$, розглянути як умову досягнення максимуму вираження

$$\Delta M_{12}(T) \leq \int_0^T \left(\frac{d\Delta M_{12}}{dt} \right) dt \quad (5)$$

Умова граничного екстремуму в (5) може мати вигляд $\Delta M_c(t) / \Delta M_{c, \text{макс}} = 1$

$$\int_0^T \left| \frac{\Delta M_c(t)}{\Delta M_{c, \text{макс}}(t)} \right|^{2m} dt \leq T. \quad (6)$$

Далі, визначається завдання пошуку функції $\Delta M(t)$ або $\Delta M_c(t)$ і $\Delta M(t)_{12}$, яка визначає максимум інтеграла (5) при заданому рівнянні зв'язку (3) і верхній межі області (6)

$$L = p\Delta M_{I2} + \lambda_0 \left[\frac{\Delta M_c}{\Delta M_{c.макс}} \right]^{2m} + \lambda \left[\left(p^2 + 2\alpha p + \Omega_{0I2}^2 \right) \Delta M_{I2} - \Omega_{02}^2 \Delta M_c \right], \quad (7)$$

де λ_0 – постійний множник (визначається при граничних умовах розв'язання рівняння (7) для функції $\Delta M_c(t)$); λ – множник (незалежна функція від ΔM_{I2}), визначається розв'язанням рівняння для моменту пружної деформації вала $\Delta M_{I2}(t)$.

З (7) визначається розв'язання рівняння для ΔM_c

$$\frac{\Delta M_c}{\Delta M_{c.макс}} = 2^{m-1} \sqrt{\frac{\Omega_{02}^2}{2m\lambda_0}}^{2m-1} \sqrt{\lambda}. \quad (8)$$

Переходячи до межі, знаходиться необхідна функція збурювання $\Delta M_c(\lambda)$, що визначає максимум пружного моменту [9]

$$\lim_{m \rightarrow \infty} \Delta M_c(\lambda) = \Delta M_{c.макс} \lim_{m \rightarrow \infty} 2^{m-1} \sqrt{\frac{\Omega_{02}^2}{2m\lambda_0}}^{2m-1} \sqrt{\lambda}. \quad (9)$$

При будь-якому співвідношенні параметрів ліфтового піднімального механізму $\Omega_{02} > 0$, тому співмножник правої частини в (8) має вигляд [10]

$$2^{m-1} \sqrt{\frac{\Omega_{02}^2}{2m\lambda_0}} \equiv +I, \quad (10)$$

отже, знак і модуль функції ΔM_c буде залежати від знакової функції

$$\text{sign } \lambda = \begin{cases} +I \text{ при } \lambda > 0; \\ -I \text{ при } \lambda < 0; \\ 0 \text{ при } \lambda = 0 \end{cases} \text{ і визначатися як}$$

$$\Delta M_c(\lambda) = \Delta M_{c.макс} \text{sign } \lambda. \quad (11)$$

Розв'язання цього рівняння знаходиться після визначення функції $\lambda(t)$:

$$\frac{\partial L}{\partial \varphi_i(\Delta M_{I2})} - p \left[\frac{\partial L}{\partial \varphi_i(\Delta M_{I2})} \right] = 0, i = 1, 2.$$

Воно буде мати вигляд

$$\frac{\partial L}{\partial \Delta M_{I2}} - p \frac{\partial L}{\partial (p\Delta M_{I2})} + p^2 \frac{\partial L}{\partial (p^2 \Delta M_{I2})} = \frac{1}{\Omega_{0I2}^2} \lambda'' - \frac{2}{\Omega_{0I2}^2} \lambda' + \lambda = 0, \quad (12)$$

або

$$(p^2 - 2\alpha p + \Omega_{0I2}^2) \lambda(t) = 0. \quad (13)$$

Коріння рівняння (13)

$p_{1,2} = \alpha \pm \sqrt{\alpha^2 - \Omega_{0I2}^2}$ вказують на можливість двох характерних варіантів несприятливого впливу динамічного навантаження на пружний елемент лебідки з урахуванням зростання по експоненті

$$\lambda(t) = Ae^{\alpha t} \sin(\Omega_{I2}t + \psi), \quad (14)$$

де $\alpha = \frac{\rho_{I2}}{2J_{екв}}$; $J_{екв} = \frac{J_1 J_2}{J_1 + J_2}$; $A, \psi(\Omega_{I2})$,

$\Omega_{I2} = \Omega_{0I2} \sqrt{1 - \frac{\rho_{I2}^2}{4c_{I2} J_{екв}}}$ – постійні амплітуда і фаза

$\lambda(t)$.

Таким чином

$$\Delta M_c(t) = \Delta M_{c.макс} \sqrt{Ae^{2J_{екв}} \times \sin \left[\Omega_{0I2} \sqrt{1 - \frac{\rho_{I2}^2}{4c_{I2} J_{екв}}} t + \psi \right]}. \quad (15)$$

Наявність експонентного співмножника зі ступенем більшим ніж нуль в (15), не приводить до збільшення максимального впливу на пружний елемент лебідки, що дає можливість спростити та отримати вираження

$$\Delta M_c(t) = \Delta M_{c.макс} \times \text{sign} \sin \left[\Omega_{0I2} \sqrt{1 - \frac{\rho_{I2}^2}{4c_{I2} J_{екв}}} t + \psi(\Omega_{0I2}) \right]. \quad (16)$$

Аналіз, вираження (16) дозволяє затверджувати, що найбільш несприятливим динамічним впливом на пружну ланку аналізованої безредукторної лебідки є синусоїдальний вплив, або з боку ліфтового піднімального механізму, або ТБДПС. Вплив змінює свій знак у часі

$t = \frac{\pi}{\sqrt{1 - \rho_{I2}^2 (4c_{I2} J_{екв})^{-1}}}$, яке дорівнює півперіо-

ду власних циклічних коливань лебідки.

Висновки

При великому згасанні ($\alpha > \Omega_{0I2}$), перехідна характеристика вала лебідки має аперіодичний характер, а несприятливим впливом буде максимальне навантаження піднімального механізму, що викликає найбільшу деформацію пружної ланки лебідки. Найбільш несприятливим динамічним впливом на пружну ланку лебідки, є синусоїдальний вплив з боку піднімального механізму або ТБДПС, який змінює свій знак у площині

інтервалу часу, рівного півперіоду власних циклічних коливань. Максимальний пружний момент, що прикладається до вихідного вала ТБДПС (або до прийомного кінця канатоведучого шківу) буде спостерігатися при тривалому впливі збурюючого моменту навантаження.

Список використаної літератури

1. Андриенко, Н. Н. Концептуальные подходы к созданию лифтов отечественного производства [Текст] / Н. Н. Андриенко, В. Ф. Семенов // Научно-технический и производственный журнал «Подъемные сооружения. Специальная техника». – 2014. – № 3. – С.29–30.
2. Бойко, А. А. Анализ энергетических показателей традиционного редукторного подъемного механизма пассажирского лифта с двухскоростным асинхронным двигателем [Текст] / А. А. Бойко // Электронный журнал «Проблемы региональной энергетики» Института энергетики АН республики Молдова. – Вып. № 1 (24), 2014. – С. 21–30.
3. Патент Украины №104943, МПК (2014), НО2К 29/06. Электрична машина бііндукторного типу. / О. А. Андрищенко, В. В. Булгар, А. О. Бойко, Івлєв Д. А., Яковлєв О. В., Косєнков В. Д. [Текст] // – а201211580, заявл. 08.10.2012, опубл. 25.03.2014, Бюл. № 6.
4. Андрищенко, О. А. Двигатель постоянно-го тока с дисковым ротором для безредукторного привода пассажирского лифта [Текст] / О. А. Андрищенко, В. В. Булгар, Д. А. Івлєв // Научно-технический и производственный журнал Подъемные сооружения. Специальная техника. – 2012. – № 1 (120). – С. 29–30.
5. Boyko, A. Modern elevator electric drive with biinductor comutatorless engine / A. Boyko, A. Besarab, Y. Sokolov [Text] // University "POLITEHNICA" Timisoara: Journal of Electrical Engineering: Volume 17, 2017. – P. 301–308.
6. Бабаков, И. М. Теория колебаний [Текст] / И. М. Бабаков. – М.: Наука, 1998. – 559 с.
7. Бойко, А. А. Анализ и синтез расчетных схем подъемных механизмов пассажирских лифтов [Текст] / А. А. Бойко, Н. В. Акчєбаш, Н. А. Бойко // Електротехнічні та комп'ютерні системи. – № 20 (96). – К. : Техніка, 2015. – С. 9–14.
8. Аракелян, А. К. Оптимизация динамических нагрузок механического звена электропривода вариационным методом [Текст] / А. К. Аракелян // Исследование систем автоматизированных электроприводов. – Чебоксары: [ЧГУ], 1991. – С. 91–106.
9. Овчинникова, Ю. С. Исследование влияния параметров виброизоляции и динамического гасителя на амплитуду колебаний лебедки лифта

методом компьютерного моделирования [Текст] / Ю. С. Овчинникова // Подъемно-транспортные, строительные, дорожные, путевые машины и робототехнические комплексы. – М., 2010. – С. 77–78.

References

1. Andrienko, N. N. (2014), “Conceptual approaches to the creation of domestic production elevators” [Kontseptual'nyye podkhody k sozdaniyu liftov otechestvennogo proizvodstva], Scientific and technical and production journal, *Pod"yemnyye sooruzheniya. Spetsial'naya tekhnika*, No.3, pp. 29–30.
2. Boyko, A. A. (2014), “Analysis of the energy parameters of the traditional gearbox lifting mechanism of a passenger elevator with a two-speed asynchronous motor” [Analiz energeticheskikh pokazateley traditsionnogo reduktornogo pod"yemnogo mekhanizma passazhirskogo lifta s dvukhskorostnym asinkhronnym dvigatelem], *Problemy regional'noy energetiki, Institut energetiki AN respubliki Moldova*, No.1 (24), pp. 21–30.
3. Andryushchenko, O. A., Bulgar, V. V., Boyko, A. O., Ivlev, D. A., Yakovlev, O. V., Kosenkov, V. D. (2014), “Electric car of bi-induced type” [Elektrychna mashyna biinduktornoho typu], Patent of Ukraine No. 104943, HO2K 29/06.
4. Andryushchenko, O. A. , Bulgar, V. V., Ivlev, D. A. (2012), “DC motor with disc rotor for non-g geared passenger passenger elevator” [Dvigatel' postoyannogo toka s diskovym rotorom dlya bezreduktornogo privoda passazhirskogo lifta], Scientific and technical and production journal, *Pod"yemnyye sooruzheniya. Spetsial'naya tekhnika*, No.1 (120), pp. 29–30.
5. Boyko, A. , Besarab, A. , Sokolov, Y. (2017), Modern elevator electric drive with biinductor comutatorless engine, University "POLITEHNICA" Timisoara: Journal of Electrical Engineering: Vol. 17, pp. 301–308.
6. Babakov, I. M. (1998), “Theory of oscillations” [Teoriya kolebaniy], Moscow: *Nauka*, 559 p.
7. Boyko, A. A., Akchebash, N. V., Boyko, N. A. (2015), “Analysis and synthesis of design schemes of lifting mechanisms of passenger elevators” [Analiz i sintez raschetnykh skhem pod"yemnykh mekhanizmov passazhirskikh liftov], *Elektrotekhnichni ta komp"yuterni systemy*, No.20 (96), pp. 9–14.
8. Arakelyan, A. K. (1991), “Optimization of dynamic loads of the mechanical link of the electric drive by the variational method” [Optimizatsiya dinamicheskikh nagruzok mekhanicheskogo zvena elektroprivoda variatsionnym metodom],

Issledovaniye sistem avtomatizirovannykh elektroprivodov, pp. 91–106.

9. Ovchinnikova, Y. S. (2010), "Investigation of the effect of the vibration isolation parameters and the dynamic absorber on the amplitude of oscillations of the hoist winch by computer simulation" [Issledovaniye vliyaniya parametrov vibroizolyatsii i

dinamicheskogo gasitelya na amplitudu kolebaniy lebedki lifta metodom komp'yuternogo modelirovaniya], *Pod'yemno-transportnyye, stroitel'nyye, dorozhnyye, putevyye mashiny i robotekhnicheskiye komplekсы*, pp. 77–78.

ANALYSIS OF DYNAMIC LOADS IN THE ELASTIC ELEMENT OF THE NON-GEAR LIFT WINCH

A. Boyko, V. Bulgar, O. Besarab, Y. Sokolov, V. Zubak

Odessa National Polytechnic University

Abstract. *The advantages of gearless elevator winches are defined as compactness and reduction of dimensions, growth of efficiency, useful redistribution of weight ratio of cargo and other moving mass, possibility of recuperation of significant energy values. An analysis of dynamic loads in an elastic element of an innovative non-gear lift winch with a slow-moving DC motor with a disk rotor, which was developed at the Odessa National Polytechnic University, is made. The calculated equivalent and structural two-mass scheme of the elevator system is compiled. The analysis is carried out analytically at given variables and without taking into account the absence of the relationship between mechanical and electromagnetic processes in the elements of the winch. To research the properties and capabilities of a gearless lift winch, the real kinematic scheme of the electric drive of the lift mechanism is replaced by a two-mass calculated equivalent scheme, taking into account the elastic connection. The assumption that the torque of a slow-moving, non-collector engine and its speed are independent functions of time, and their given values are precisely supported by the control system is taken. Taking into account that motor disturbances are temporary functions that slowly change over time, it is allowed to limit the static load moment to the maximum value. It is determined that with a great fading, the transition characteristic of the winch shaft has an aperiodic character. The adverse effect will be the maximum load of the lift mechanism, which causes the greatest deformation of the elastic link winch. It is determined that the most adverse dynamical effect on the elastic link of the winch is the sinusoidal effect on the part of the lifting mechanism or slow-moving engine. An unfavorable dynamic effect changes its sign in the course of the time interval, equal to the half-period of its own cyclic oscillations. The maximum elastic moment applied to the output shaft of the engine or to the receiving end of the rope-bearing pulley is observed with the prolonged impact of the disturbing load moment. This mode, as the worst, should be taken into account when designing elevators and must be fixed in regulatory documents. The obtained results can form the basis for the design of modern elevator systems to improve their performance and reliability.*

Keywords: *lift, gearless winch, lift mechanism, dynamic loads, oscillation, elastic moment*

АНАЛИЗ ДИНАМИЧЕСКИХ НАГРУЗОК В УПРУГОМ ЭЛЕМЕНТЕ БЕЗРЕДУКТОРНОЙ ЛИФТОВОЙ ЛЕБЕДКЕ

А. А. Бойко, В. В. Булгар, А. Н. Бесараб, Я. А. Соколов, В. В. Зубак

Одесский национальный политехнический университет

Аннотация. *Выполнен анализ динамических нагрузок в упругом элементе инновационной безредукторной лифтовой лебёдки с тихоходным бесколлекторным двигателем постоянного тока с дисковым ротором. Определён характер переходной характеристики вала лебёдки. Найдено наименее благоприятное динамическое влияние на упругое звено лебёдки и максимальный упругий момент, прикладываемый к выходному валу двигателя.*

Ключевые слова: *лифт, безредукторная лебёдка, подъёмный механизм, динамические нагрузки, колебания, упругий момент*

Отримано 21.03.2018



Бойко Андрій Олександрович, доктор технічних наук, професор, директор інституту електромеханіки та енергоменеджменту Одеського національного політехнічного університету. 65044, Одеса, проспект Шевченко, 1, ОНПУ, тел. (048)705-8581. E-mail: a.o.boyko@opu.ua

Boyko Andrey, Dr. of Science, Professor, Director of the Institute of electromechanics and energy management, Odessa National Polytechnic University, Shevchenko ave., 1, Odessa, Ukraine, phone number: +38048-705-8581. E-mail: a.o.boyko@opu.ua

ORCID ID: 0000-0003-0048-9259



Булгар Віктор Васильович, кандидат технічних наук, професор, завідувач кафедри природознавчих наук Одеського національного політехнічного університету. 65044, Одеса, проспект Шевченко, 1, ОНПУ, тел. (048)705-8573. E-mail: bulgar@opu.ua

Bulgar Viktor, ph.D., Professor, Head of the Department of the Natural Sciences, Odessa National Polytechnic University, Shevchenko ave., 1, Odessa, Ukraine, phone number: +38048-705-8573. E-mail: bulgar@opu.ua

ORCID ID: 0000-0003-0517-4311



Бесараб Олександр Миколайович, кандидат технічних наук, доцент, завідувач кафедри електропостачання та енергоменеджменту Одеського національного політехнічного університету. 65044, Одеса, проспект Шевченко, 1, ОНПУ, тел. (048)705-8567, E-mail: al_besarab@ukr.net

Besarab Oleksandr, ph.D., Associate Professor, Head of the Department of the power supplying and energy management, Odessa National Polytechnic University, Shevchenko ave., 1, Odessa, Ukraine, phone number: +38048-705-8567, E-mail: al_besarab@ukr.net

ORCID ID: 0000-0003-4170-8294



Соколов Ярослав Олександрович, старший викладач кафедри електропостачання та енергоменеджменту Одеського національного політехнічного університету. 65044, Одеса, проспект Шевченко, 1, ОНПУ, тел. (048)705-8512, E-mail: sokolov@opu.ua

Sokolov Yaroslav, senior lecturer of the Department of the power supplying and energy management, Odessa National Polytechnic University, Shevchenko ave., 1, Odessa, Ukraine, phone number: +38048-705-8512, E-mail: sokolov@opu.ua

ORCID ID: 0000-0003-0698-7160



Зубак Віктор Валерійович, студент Одеського національного політехнічного університету. 65044, Одеса, проспект Шевченко, 1, ОНПУ, тел. (048)705-8512, E-mail: viktorzubak172@gmail.com

Zubak Viktor, student, Odessa National Polytechnic University, Shevchenko ave., 1, Odessa, Ukraine, phone number: 38048-705-8512, E-mail: viktorzubak172@gmail.com

ORCID ID: 0000-0002-6981-645X