

УДК 621.01

ОПТИМІЗАЦІЯ МЕХАНІЗМУ ХИТАННЯ РАДІАЛЬНО-ПОВОРОТНОГО КОНВЕЄРА ЗА РАХУНОК ЗНИЖЕННЯ ІНЕРЦІЙНИХ НАВАНТАЖЕНЬ

О. В. Гаврюков, А. М. Кльон

Донбаська національна академія будівництва і архітектури, Україна.

Стаття зі спеціальності: 133 – галузеве машинобудування.

Кореспонденція авторів: O.V.Gavryukov@donnaba.edu.ua, A.N.Klyon@donnaba.edu.ua.

Історія статті: отримано – квітень 2020, акцептовано – серпень 2020.

Бібл. 8, рис. 5, табл. 2.

Анотація. Стаття присвячена вирішенню практичної задачі з оптимізації кривошипно-коромислового механізму хитання радіально-поворотного конвеєра, який використовується для розподілу сипучих матеріалів по дузі кола. Під оптимізацією в даному випадку розуміється підбір таких розмірів механізму хитання, за яких зведений до першої ланки момент від сил опору, викликаний головним чином інерційними навантаженнями, що виникають від коливального руху платформи зі встановленим на ній конвеєром, є мінімальними. Для вирішення цієї задачі спочатку проводиться кінематичний синтез механізму хитання, який полягає у знаходженні розмірів ланок за умовами синтезу (здійснення потрібного руху), потім – кінематичний аналіз, в результаті якого визначаються прискорення ланок, від яких безпосередньо залежать сили інерції, і нарешті – силовий аналіз, в результаті якого визначається зведений до першої ланки механізму момент діючих сил. На основі проведених розрахунків обирається варіант механізму з такими розмірами ланок, за яких зведений момент опору є мінімальним. В результаті оптимізації за рахунок вибору раціональних розмірів ланок зменшується опір руху та, як наслідок, необхідна потужність приводу механізму хитання конвеєра.

Ключові слова: оптимізація механізмів, кривошипно-коромисловий механізм, синтез механізмів, інерційні навантаження.

Постановка проблеми

Конвеєри дуже широко застосовуються на підприємствах різного профілю. В залежності від функціонального призначення вони мають досить різноманітні конструкції та техніко-економічні показники. В цій статті розглядається радіально-поворотний конвеєр, схему якого наведено на рис. 1,а. Кривошип 1 за допомогою двигуна обертається навколо нерухомої осі О (стійки) з постійною кутовою швидкістю $\omega_1 = 12$ рад/с. Через шатун 2 рух передається платформі 3, на якій встановлений конвеєр 4. Завдяки коливальним рухам платформи навколо осі O_1 з кутовою амплітудою

$\theta = 16^\circ$ конвеєр здійснює розподіл сипучого матеріалу, що транспортується, по дузі $C' - C''$.

Сумарна маса платформи з конвеєром m_3 складає 3200 кг, питома вага стрижневих ланок (кривошипу та шатуну) m_n дорівнює 200 кг/м. Відносно розташування точок стійки О та O_1 визначається розмірами $a = 1,0$ м, $b = 2,2$ м. Розміри стрижневих ланок механізму хитання конвеєра можуть змінюватись у діапазоні 0,3...1,6 м.

Аналіз останніх досліджень

Оптимізація є важливою складовою при проектуванні (синтезі) будь-яких механізмів. Адже важливо не тільки виконати основні умови (умови синтезу), яким обов'язково повинен задовольняти механізм, але й проаналізувати оптимальність одержаного технічного рішення з точки зору матеріальних та енергетичних витрат, надійності та технологічності. Тому питанням оптимізації традиційно відводиться суттєва увага при структурному, кінематичному та динамічному синтезі механізмів [1–7].

Питання зменшення діючих навантажень, в тому числі інерційних, на ланки механізму, є частиною динамічного (силового) аналізу та синтезу. В механізмі хитання конвеєра, що розглядається, значні інерційні навантаження створюються масивною платформою з конвеєром. Та перед проведенням силового розрахунку спочатку необхідно виконати кінематичний синтез та аналіз механізму.

Мета досліджень

Необхідно підібрати оптимальні розміри механізму хитання, за яких зведений до першої ланки (кривошипу) момент від сил опору, викликаний головним чином інерційними навантаженнями, що виникають від коливального руху платформи зі встановленим на ній конвеєром, були б мінімальними.

Результати досліджень

Розрахункову схему механізму хитання конвеєру, що розглядається, представимо у вигляді, зображеному на рис. 1, б. Точками s_i позначимо центри ваги ланок. Для стрижневих ланок 1 (кривошип) та 2 (шатуна) ці точки розташовані посередині, для третьої ланки (платформа з конвеєром) центр ваги визначається постійними розмірами $c = 1$ м та $d = 1,2$ м. За структурою механізм, зображений на рис. 1, б, є кривошипно-коромисловим.

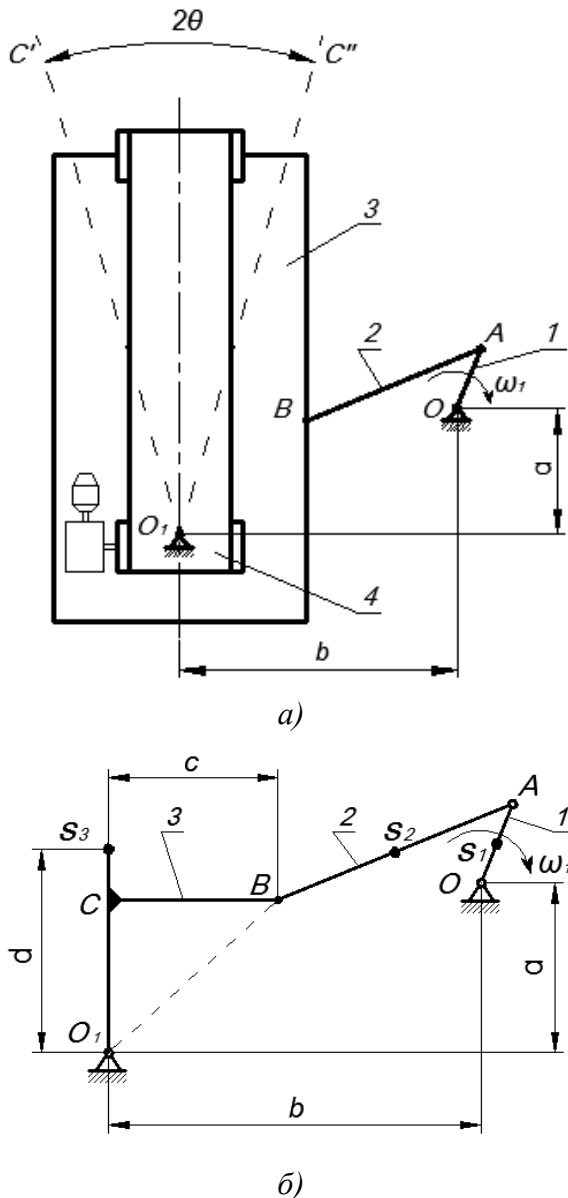


Рис. 1. Схема механізму хитання радіально-поворотного конвеєру.

Fig. 1. Scheme for the crank-rocker swing mechanism of the radial-rotary conveyor.

Згідно з вихідними даними, потрібно виконати синтез такого механізму за двома крайніми положеннями, які визначаються розташуванням вихідної ланки (O_1C' та O_1C'') з урахуванням максимального кута хитання коромисла $2\theta = 32^\circ$ (рис. 2). В цих положеннях

механізму кривошип 1 розташований на одній лінії з шатуном 2.

Введемо наступні позначення:

$$l_1 = l_{OA}; l_2 = l_{AB};$$

$$l_3 = l_{BO1}; l_4 = \sqrt{a^2 + b^2} = 2,42 \text{ м.} \quad (1)$$

Змінюючи відстань l_3 , якою визначається розташування точки поєднання платформи з шатуном відносно стійки O_1 , можна однозначно визначити розміри ланок l_1 та l_2 (див., наприклад, [1]):

$$l_1 = (l_{OB'} - l_{OB''})/2; l_2 = (l_{OB'} + l_{OB''})/2, \quad (2)$$

Розміри $l_{OB'}$ та $l_{OB''}$ можна визначити аналітично або графічно, за схемою рис. 2. При графічному способі визначення цих розмірів потрібно поєднати точки B' та B'' у крайніх положеннях механізму з точкою O .

Відстань l_3 будемо змінювати за рахунок зміни довжини l_{CO1} , використовуючи залежність:

$$l_3 = \sqrt{l_{CO1}^2 + l_{CB}^2} \quad (3)$$

або визначаючи l_3 графічно.

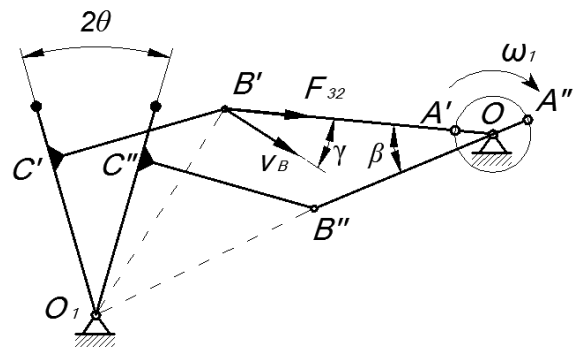


Рис. 2. Схема до синтезу кривошипно-коромислового механізму хитання конвеєра.

Fig. 2. Scheme for the synthesis of the crank-rocker swing mechanism of the conveyor .

Розглянемо наступні значення l_{CO1} : 0,6м; 1,2м; 1,4м; 1,6м; 1,8м. Тоді розміри усіх ланок кривошипно-коромислового механізму будуть такими, як наведено в табл. 1.

Таблиця 1. Варіанти розмірів ланок механізму хитання.

Table 1. Size variants for elements of the crank-rocker swing mechanism.

№ варіанту	Розміри, м				
	l_{CO1}	l_3	l_1	l_2	l_4
0	0,6	1,17	0,06	1,35	2,42
1	1,2	1,56	0,35	1,27	2,42
2	1,4	1,72	0,44	1,30	2,42
3	1,6	1,89	0,51	1,35	2,42
4	1,8	2,06	0,57	1,44	2,42

Додатковими умовами синтезу, які візьмемо до уваги, будуть: умова обмеження максимального кута тиску, умова існування кривошипу та коефіцієнт зміни середньої кутової швидкості вихідної ланки.

Кут тиску це кут між вектором сили, прикладеної до відомої ланки (коромисла), та вектором швидкості

точки прикладення рушійної сили. На рис. 2 кут тиску позначений через γ , а його максимальне значення відповидає положенням механізму, коли кривошип 1 співпадає з лінією OO_1 , що поєднує точки стійки. Рекомендоване максимальне значення кута тиску $[\gamma]_{max}$ для кривошипно-коромислових механізмів дорівнює 60° (див., наприклад, [4]).

Умова існування кривошипу визначає співвідношення між розмірами ланок механізму, за яких перша ланка матиме можливість повного оберту навколо своєї осі. Ці співвідношення, що називаються також теоремою Грасгофа, у прийнятих позначеннях мають вигляд:

$$l_1 < l_2; \quad l_1 + l_2 < l_3 + l_4; \quad l_2 - l_1 > l_4 - l_3. \quad (4)$$

Коефіцієнт зміни середньої кутової швидкості вхідної ланки визначається формулою:

$$K_\omega = \frac{180^\circ + \beta}{180^\circ - \beta}, \quad (5)$$

де β – кут між лініями OB' та OB'' , які визначають крайні положення механізму (рис. 2).

Значення додаткових умов синтезу, знайдених графічно, для прийнятих варіантів наведені в табл. 2.

Таблиця 2. Параметри механізму для прийнятих варіантів.

Table 2. Mechanism parameters for accepted variants.

№ варіанту	Максимальний кут тиску $[\gamma]_{max}$, °	Коефіцієнт зміни кутової швидкості K_ω	Виконання умови існування кривошипу
0	69	1,35	Так
1	65	1,29	Так
2	52	1,19	Так
3	39	1,09	Так
4	26	1,01	Так

Аналізуючи дані табл. 2, можна зробити висновок про те, що варіанти механізму 0 та 1 мають більший кут тиску, ніж це рекомендовано. Варіант 0 виключимо, але усі інші варіанти залишимо для подальшого кінематичного та силового аналізу.

Зрівноважувальний (зведений) момент, діючий на першу ланку механізму (кривошип), дорівнює:

$$M_3 = P_3 l_1, \quad (6)$$

де P_3 – зрівноважувальне зусилля, яке діє на першу ланку та визначається, наприклад, методом важеля Жуковського.

Для цього визначимо зусилля, які діють на механізм:

- Зведений момент опору опор

$$M_c = f_{тр} GD/2, \quad (7)$$

де $f_{тр} = 0,01$ – зведений коефіцієнт тертя тіл кочення в упорному підшипнику; $G \approx 32000$ Н – вага платформи з конвеєром; $D = 0,3$ м – середній діаметр підшипника.

- Сили інерції ланок:

$$F_i = ma_s, \quad (8)$$

де m – маса ланки, a_s – прискорення центру мас ланки.

- Моменти сил інерції:

$$M_i = J_s \varepsilon, \quad (9)$$

де J_s – момент інерції ланки відносно осі, яка проходить через центр мас; ε – кутове прискорення ланки.

Для стрижневих ланок (кривошип та шатун) момент інерції J_s можна знайти за формулою:

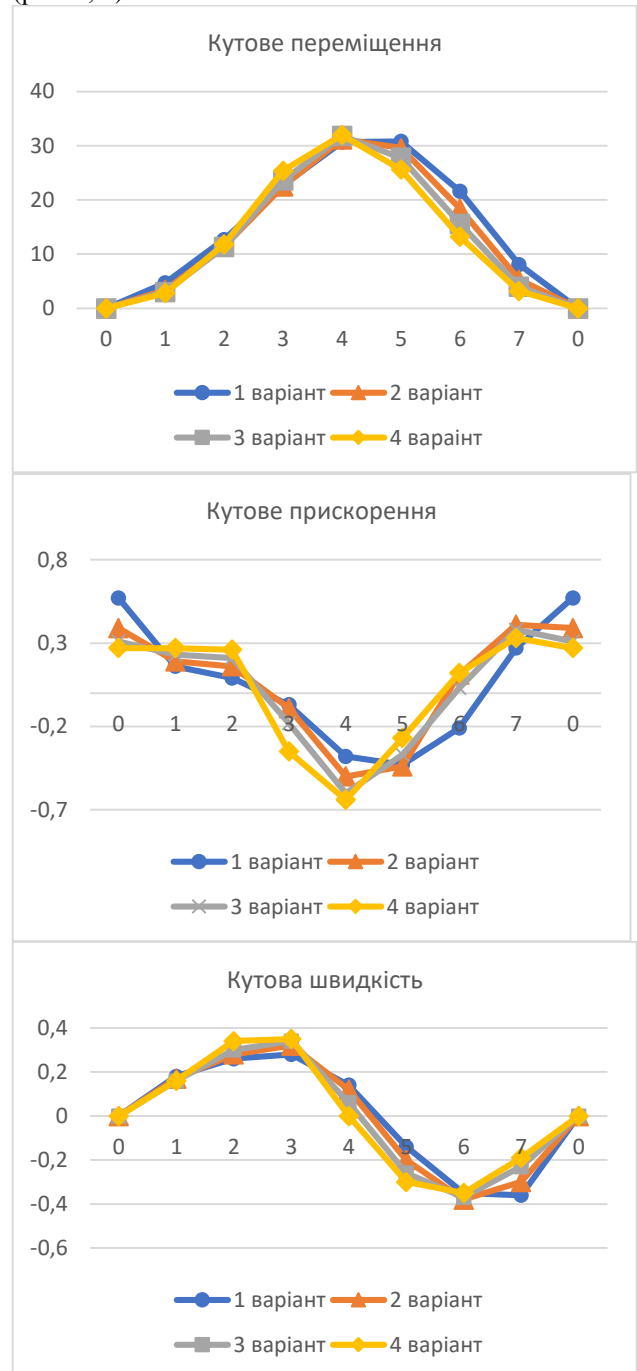
$$J_s = \frac{ml^2}{12}, \quad (10)$$

де $m = m_n l$ – маса ланки; тут m_n – питома вага стрижневих ланок.

Для третьої ланки (платформа з конвеєром) момент інерції J_s приблизно підрахуємо за формулою:

$$J_s = m_3 d^2, \quad (11)$$

де $m_3 = 3200$ кг – сумарна маса платформи з конвеєром; d – половина довжини платформи з конвеєром (рис. 1, б).



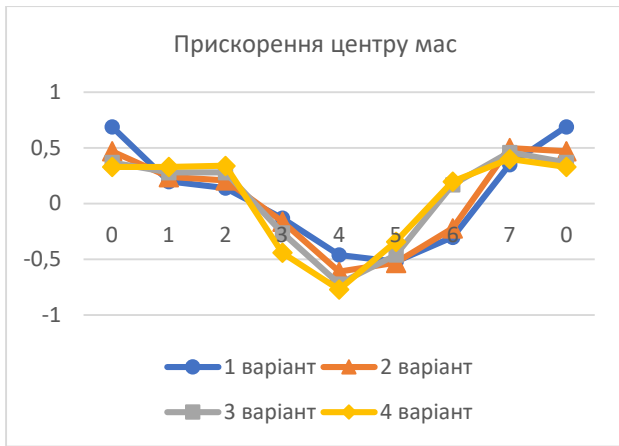


Рис. 3. Кінематичні характеристики руху третьої ланки механізму хитання.

Fig. 3. Kinematic characteristics of the third element of the crank-rocker swing mechanism.

На рис. 3 показані кінематичні характеристики руху третьої ланки (платформи зі встановленим конвеєром), отримані графічним методом планів для 8 положень механізму.

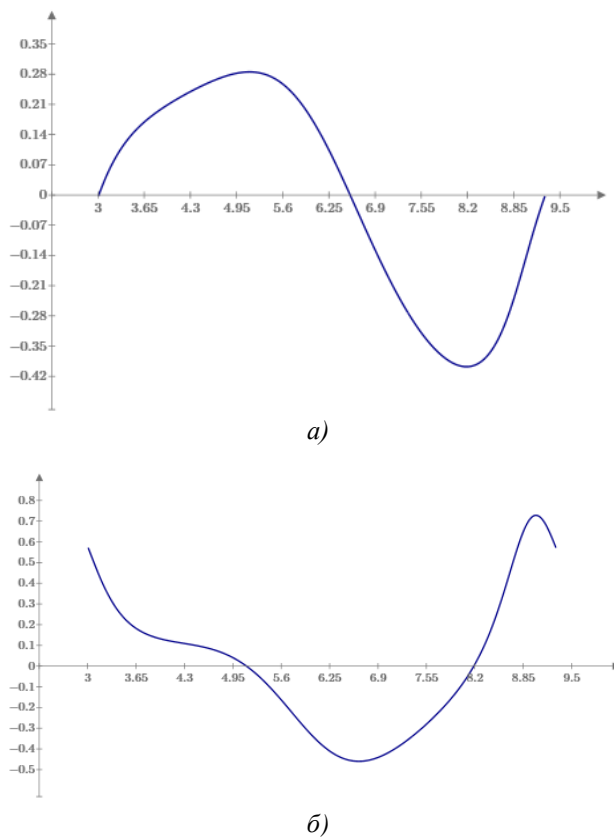


Рис. 4. Графіки кутової швидкості (а) та кутового прискорення (б) третьої ланки для першого варіанту механізму, одержані в системі Mathcad

Fig. 4. Graphs of angular velocity (a) and angular acceleration (b) of the third mechanisms element, obtained in the Mathcad system, for the first variant of the mechanism

На рис. 4 наведені графіки кутової швидкості та кутового прискорення третьої ланки, отримані для пер-

шого варіанту механізму в системі Mathcad за допомогою аналітичних залежностей та методикою, викладеною в [8].

Очевидно, що аналітичні методи у поєднанні зі спеціалізованим програмним забезпеченням дозволяють отримати більш точні результати. Зокрема, максимальне значення кутового прискорення, як це видно з рис. 4, припадає на точку, яка не потрапила в аналіз графічними методами та розташована між положеннями 7-0, наведеними на рис. 3. В той же час загальний характер кінематичних характеристик та результати, отримані графічними та аналітичними методами, співпадають.

Графіки зрівноважувального (зведеного) моменту наведено на рис. 5.

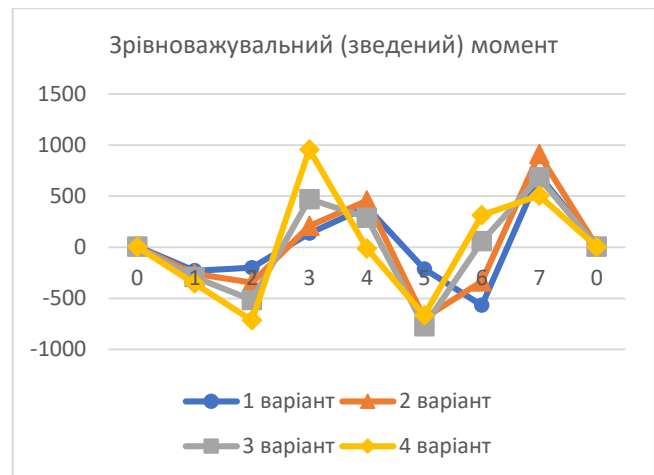


Рис. 5. Графіки зрівноважувального моменту для чотирьох варіантів механізму хитання

Fig. 5. Balance torque graphs for the four variants of the crank-rocker swing mechanism

Як видно з рис.5, зрівноважувальний момент є знаковим, тобто на певних етапах руху він є рушійним, а в інших – моментом опору. Найбільший опір сили інерції створюють на початкових етапах руху третьої ланки від крайніх положень, наведених на рис. 2. Розглядаючи результати розрахунків для прийнятих варіантів механізму, можна зробити висновок про те, що найменший опір інерційні навантаження створюють для механізму у варіанті 1. Незважаючи на дещо завищений від рекомендованого максимальний кут тиску для цього варіанту, він є оптимальним. Далі за оптимальністю ідуть варіанти 2, 4 та 3.

Висновки

1. Проведений оптимізаційний розрахунок показав, що раціональний підбір розмірів ланок в механізмі хитання радіально-поворотного конвеєра може на 5-40% знизити сили опору (інерційні навантаження) та, як наслідок, необхідну потужність привідного двигуна.

2. Перспективним є проведення більш детального оптимізаційного розрахунку із меншим кроком зміни базової довжини l_{C01} , який бажано виконувати із застосуванням аналітичних методів у поєднанні зі спеціалі-

зованим програмним забезпеченням, що дозволяє одержати максимально точні результати

Список літератури

1. Фролов К. В., Попов С. А., Мусатов А. К. Теория механизмов и машин. 3-е изд., стер. Москва. Высшая школа. 2001. 496 с.
2. Артоболевский И. И. Теория механизмов и машин. 4-е изд., перераб. и доп. Москва. Наука, гл. ред. физ.-мат. лит. 1988. 640 с.
3. Заховайко О. П. Теорія механізмів і машин. Курс лекцій для студентів спеціальності «Динаміка і міцність машин». Київ. НТУУ "КПІ", 2010. 243 с.
4. Тимофеева Г. А., Умнова Н. В. Теория механизмов и машин. Курсовое проектирование. Москва. Изд-во МГТУ имени Н. Э. Баумана, 2010. 154 с.
5. Чёрная Л. А., Тимофеев Г. А. Теория механизмов и машин. Курсовое проектирование. Москва: Издательство МГТУ имени Н. Э. Баумана, 2019. 172 с.
6. Фёдоров Н. Н. Теория механизмов и машин. Омск: Изд-во ОмГТУ, 2008. 224 с.
7. Бурлака В. В., Кучеренко С. І., Мазоренко Д. І., Тищенко Л. М. Основи теорії механізмів і машин. Курс лекцій. Харків, 2009. 340 с.
8. Кіницький Я. Т., Харжевський В. О., Марченко М. В. Теорія механізмів і машин в системі Mathcad. Хмельницький: РВЦ ХНУ, 2014. 324 с.

References

1. Frolov K. V. (2001). Theory of mechanisms and machines. Moscow: Vyssh. shk. 496.
2. Artobolevskij I. I. (1988). Theory of mechanisms and machines. Moscow: Nauka, 640.
3. Zahovajko O. P. (2010). Theory of mechanisms and machines. Course of lectures for students majoring in "Dynamics and strength of machines". Kyiv: KPI, 243.
4. Timofeev G. A., Umnov N. V. (2010). Theory of mechanisms and machines. Course design. Moscow: Izdatelstvo MG TU im. N. E. Bauman, 154.
5. Chyornaya L.A., Timofeev G. A. (2019). Theory of mechanisms and machines. Course design. Moscow: Izdatelstvo MG TU im. N. E. Bauman, 172.
6. Fyodorov N. N. (2008) Theory of mechanisms and machines: tutorial. Omsk: Izd-vo OmGTU, 224.
7. Burlaka, V.V., Kucherenko, S.I., Mazorenko, D.I., Tishenko, L.M. (2009). Osnovi teoriiy mehanizmiv i mashin. Kurs lekcij [Theory of mechanisms and machines. Course of lectures]. Kharkiv, 340.
8. Kinickij Y. T., Harzhevskij V. O., Marchenko M. V. (2014). Theory of Mechanisms and Machines in the Mathcad System. Khmelnytsky: RVC KhNU, 324.

ОПТИМИЗАЦИЯ МЕХАНИЗМА КАЧАНИЯ РАДИАЛЬНО-ПОВОРОТНОГО КОНВЕЙЕРА ЗА СЧЕТ СНИЖЕНИЯ ИНЕРЦИОННЫХ НАГРУЗОК

А. В. Гаврюков, А. Н. Клен

Аннотация. Статья посвящена решению практической задачи по оптимизации кривошипно-коромыслового механизма качания радиально-поворотного конвейера, который используется для распределения сыпучих материалов по дуге окружности. Под оптимизацией в данном случае понимается подбор таких размеров механизма качания, при которых приведенный к первому звену момент от сил сопротивления, вызванный главным образом инерционными нагрузками, возникающими от колебательного движения платформы с установленным на ней конвейером, минимальны. Для решения этой задачи сначала проводится кинематический синтез механизма качания, который заключается в нахождении размеров звеньев по условиям синтеза (осуществление необходимого движения), затем – кинематический анализ, в результате которого определяются ускорения звеньев, от которых непосредственно зависят силы инерции, и наконец – силовой анализ, в результате которого определяется приведенный к первому звену механизма момент действующих сил. На основе проведенных расчетов выбирается вариант механизма с такими размерами звеньев, при которых приведенный момент сопротивления является минимальным. В результате оптимизации за счет выбора рациональных размеров звеньев уменьшается сопротивление движению и, как следствие, необходимая мощность привода механизма качания конвейера.

Ключевые слова: оптимизация механизмов, кривошипно-коромысловый механизм, синтез механизмов, инерционные нагрузки.

OPTIMIZATION OF ROTARY CONVEYOR SWING MECHANISM BY REDUCING INERTIAL LOADS

O. V. Gavryukov, A. M. Klyon

Abstract. The paper is devoted to solving a practical problem of the crank-rocker swing mechanism optimization of the radial-rotary conveyor, which is used for the distribution of bulk materials along the radial arc. Optimization in this case means the selection of such dimensions of the mechanisms elements, in which the moment of the resistance forces, reduced to the first element and caused mainly inertial loads arising from the swing motion of the platform with a conveyor mounted on it, are minimal. To solve this problem, first of all a kinematic synthesis of the crank-rocker swing mechanism is performed, which consists in finding the dimensions of the mechanisms elements under the conditions of synthesis (implementation of the desired motion). Next step is kinematic analysis, which determines the acceleration of the mechanisms elements on which the forces of inertia directly depend. Finally, the force analysis is performed, as a result of which the moment of the acting forces, reduced to the first element of the mechanism, is defined. On the basis of the carried-out calculations the variant of the mechanism with such sizes of elements at which the consolidated moment of resistance is minimum is chosen. As a result of optimization due to the

choice of rational sizes of mechanisms elements the resistance of movement decreases and the required capacity of the conveyor swing mechanism drive is reduced.

Key words: mechanisms optimization, crank-rocker mechanism, mechanisms synthesis, inertial loads.

О. В. Гаврюков ORCID 0000-0002-6377-4180.

А. М. Кльон ORCID 0000-0002-5105-0783.