

Ловейкін В.С.,
Ловейкін А.В.,
Ткачук Л.Б.

**ОПТИМІЗАЦІЯ РЕЖИМУ РУХУ ЗЕРНОВОГО ЕЛЕВАТОРА
ЗА КРИТЕРІЄМ СЕРЕДНЬОКВАДРАТИЧНОГО
ВІДХИЛЕННЯ ЗУСИЛЛЯ В ТЯГОВОМУ ОРГАНІ ПРИ
НАБІГАННІ НА НЯТЯЖНИЙ БАРАБАН**

УДК 621.867.3

Побудовано динамічну модель режиму руху ковшового елеватора у вигляді голоночної механічної системи з п'ятьма ступенями вільності. На основі побудованої динамічної моделі створено математичну модель для оптимізації режиму руху зернового елеватора. Розроблено методику оптимізації за критерієм середньоквадратичного значення зусилля в тяговому органі. Методика проілюстрована на прикладі використання в якості критерію оптимізації середньоквадратичного зусилля в тяговому органі при набіганні на натяжний барабан. За допомогою розробленої математичної моделі отримані залежності кінематичних характеристик ланок з врахуванням оптимального режиму руху з різною кількістю крайових умов. За побудованими графіками розраховано показники середньоквадратичних та максимальних значень кінематичних і силових характеристик приводного механізму та тягового органу.

Проаналізовано результати оптимального та реального режиму руху ковшового зернового елеватора за середньоквадратичним значенням. Доцільно провести дослідження оптимальних режимів руху при змінній силі опору зачепування зерна.

Ключові слова: *Зерновий елеватор, оптимізація, режим руху, критерій, середньоквадратичне зусилля, тяговий орган.*

Постановка проблеми

Підвищення ефективності зернових елеваторів є одним з головних напрямків покращення технологічного процесу обробки та транспортування зерна.

В процесі роботи зернового елеватора на ділянках перехідних процесів (пуск, гальмування, стопоріння або перехід з однієї швидкості на іншу) в елементах приводного механізму, тягового органу та несучих конструкцій виникають коливання [1], що призводить до підвищення в них динамічних навантажень. Це сприяє накопиченню втомних напружень в конструкції елеватора і, як наслідок, передчасному його руйнуванню, ускладнює технологічний процес перевантаження зернових матеріалів (осипання та пошкодження зерна) та негативно впливає на безпечну експлуатацію елеватора в цілому.

Вирішення цієї проблеми можливе шляхом оптимізації режимів руху зернового елеватора на ділянках перехідних процесів, що дозволить мінімізувати коливання елементів конструкції, приводного механізму та тягового органу.

Аналіз останніх досліджень

Для оптимізації режимів руху піднімально-транспортних і, зокрема, транспортуючих машин використовуються методи динамічного програмування [2], принципу максимуму [3] та варіаційного числення [4,5]. Серед цих методів найбільше поширення отримали методи варіаційного числення [5], які забезпечують плавну зміну як кінематичних характеристик ланок машин, так і рушійних сил. Однак при оптимізації режимів руху транспортуючих машин важливе значення має вибір критерію оцінки [6]. В роботах [7] проведено оптимізацію режимів пуску ковшового елеватора за кінематичними критеріями, які не завжди відображають динамічні процеси, що мають місце при роботі конвеєрів. Для зернових елеваторів основним елементом є тяговий орган (стрічка), тому для оптимізації режимів їхнього руху доцільно використовувати критерії, які відображають

навантаження, що виникають в тяговому органі.

Мета досліджень

Полягає в мінімізації навантажень в тяговому органі зернового елеватора за рахунок оптимізації його режиму руху ділянках перехідних процесів.

Результати досліджень

Для оптимізації режиму руху ковшового елеватора побудуємо його динамічну модель. Будемо вважати, що всі елементи елеватора є абсолютно тверді тіла, окрім стрічки та передавального механізму приводу. Усі інерційні маси приводу приведемо до осі повороту приводного барабана. До цієї ж осі приводимо жорсткість основних пружних елементів приводу. Вважаємо, що ковзання між стрічкою і приводним та натяжним барабанами відсутнє. Таке припущення забезпечується необхідним попереднім натягом стрічки та футеровкою приводного та натяжного барабанів. Маси ковшів та стрічки замінюємо однією масою, сконцентрованою в їхньому центрі мас як на робочій, так і неробочій гілках конвеєра. Жорсткості стрічки на робочій і неробочій гілках конвеєра вважаємо однаковими. Нехтуємо поперечними коливаннями ковшів та стрічки, оскільки вони є незначними в порівнянні з основним переміщенням.

В результаті прийнятих припущень зерновий елеватор вважаємо голономною механічною системою з п'ятьма ступенями вільності, яка представлена у вигляді динамічної моделі (рис.1).

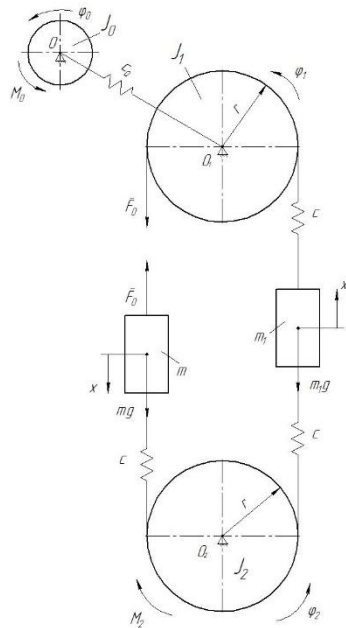


Рис.1. Динамічна модель зернового елеватора

В цій моделі за узагальнені координати прийняті кутові координати ротора двигуна приводного механізму, зведеного до осі приводного барабана φ_0 , приводного φ_1 і натяжного φ_2 барабанів та лінійні повздовжні координати центрів мас робочої x_1 та неробочої x гілок зернового елеватора.

В динамічній моделі зернового елеватора замкнений ланцюговий контур стрічки з ковшами та барабанами представлений у вигляді розімкненого контуру. Умовний розріз стрічки здійснено в точці збігання стрічки з приводного барабана. При цьому прийнято, що натяг у цій точці стрічки дорівнює попередньому натягу стрічки натяжним пристроєм із зусиллям F_0 . Таке припущення є загальноприйнятим і використовується багатьма авторами при дослідженні стрічкових та ланцюгових конвеєрів [8-10].

На рис.1 прийняті такі позначення: $\varphi_0, \varphi_1, \varphi_2$ – узагальнені кутові координати відповідно ротора електродвигуна, приводного та натяжного барабанів; x_1, x – узагальнені лінійні координати центрів мас відповідно робочої та неробочої гілок зернового елеватора; J_0, J_1, J_2 – моменти інерції відносно власних осей обертання відповідно приводного механізму, зведеного до осі повороту приводного барабана, приводного та натяжного барабанів; m_1, m – сумарні маси відповідно робочої та неробочої гілок елеватора; c – коефіцієнт жорсткості половини довжини стрічки на робочій (неробочій) гілці конвеєра, c_0 – коефіцієнт жорсткості пружних елементів приводного механізму, зведений до осі повороту приводного барабана; M_2 – момент опору від завантаження ковшів, який прийнято постійною величиною; M_0 – рушійний момент на валу електродвигуна, зведений до осі повороту приводного барабана; F_0 – попередній натяг стрічки натяжним механізмом; r – радіус приводного і натяжного барабанів, який приймається однаковим.

На основі побудованої динамічної моделі зернового елеватора (рис.1) складемо математичну модель, використавши рівняння Лагранжа другого роду, які дають:

$$\begin{aligned} \frac{d}{dt} \frac{\partial T}{\partial \dot{\varphi}_0} - \frac{\partial T}{\partial \varphi_0} &= Q_{\varphi_0}; \\ \frac{d}{dt} \frac{\partial T}{\partial \dot{\varphi}_1} - \frac{\partial T}{\partial \varphi_1} &= Q_{\varphi_1}; \\ \frac{d}{dt} \frac{\partial T}{\partial \dot{\varphi}_2} - \frac{\partial T}{\partial \varphi_2} &= Q_{\varphi_2}; \\ \frac{d}{dt} \frac{\partial T}{\partial \dot{x}_1} - \frac{\partial T}{\partial x_1} &= Q_{x_1}; \\ \frac{d}{dt} \frac{\partial T}{\partial \dot{x}} - \frac{\partial T}{\partial x} &= Q_x, \end{aligned} \quad (1)$$

де t – час; T – кінетична енергія механічної системи зернового елеватора, представленої у вигляді динамічної моделі (рис.1); $Q_{\varphi_0}, Q_{\varphi_1}, Q_{\varphi_2}, Q_{x_1}, Q_x$ – узагальнені сили, що відповідають узагальненим координатам динамічної моделі $\varphi_0, \varphi_1, \varphi_2, x_1, x$.

Кінетична енергія елеватора визначається наступною залежністю

$$T = \frac{1}{2} (J_0 \dot{\varphi}_0^2 + J_1 \dot{\varphi}_1^2 + J_2 \dot{\varphi}_2^2 + m_1 \dot{x}_1^2 + m \dot{x}^2) \quad (2)$$

Узагальнені сили визначено з умови рівності робіт усіх діючих сил на елеватор та узагальнених сил на можливих переміщеннях:

$$\begin{cases} Q_{\varphi_0} = M_0 - c_0(\varphi_0 - \varphi_1); \\ Q_{\varphi_1} = c_0(\varphi_0 - \varphi_1) - cr(\varphi_1 r - x_1) + F_0 r; \\ Q_{\varphi_2} = cr(x_1 - \varphi_2 r) - cr(\varphi_2 r - x) - M_2; \\ Q_{x_1} = c(\varphi_1 r - x_1) - c(x_1 - \varphi_2 r) - m_1 g; \\ Q_x = c(\varphi_2 r - x) + mg - F_0, \end{cases} \quad (3)$$

де g – прискорення вільного падіння.

Після підстановки кінетичної енергії (2) та узагальнених сил (3) в рівняння (1) отримаємо систему диференціальних рівнянь, які описують динаміку руху зернового

елеватора, представленого у вигляді динамічної моделі (рис.1):

$$\begin{cases} J_0 \ddot{\varphi}_0 = M_0 - c_0(\varphi_0 - \varphi_1); \\ J_1 \ddot{\varphi}_1 = c_0(\varphi_0 - \varphi_1) - cr(\varphi_1 r - x_1) + F_0 r; \\ m_1 \ddot{x}_1 = c(\varphi_1 r - x_1) - c(x_1 - \varphi_2 r) - m_1 g; \\ J_2 \ddot{\varphi}_2 = cr(x_1 - \varphi_2 r) - cr(\varphi_2 r - x) - M_2; \\ m \ddot{x} = c(\varphi_2 r - x) + mg - F_0. \end{cases} \quad (4)$$

Розглянемо процес оптимізації режиму руху зернового елеватора за критерієм середньоквадратичного значення зусилля в тяговому органі при набіганні на натяжний барабан.

Зусилля в тяговому органі при набіганні на натяжний барабан може бути визначене з останнього рівняння системи (4)

$$R_n = c(\varphi_2 r - x) = m \ddot{x} + F_0 - mg. \quad (5)$$

Тоді середньоквадратичного значення зусилля в тяговому органі при набіганні на натяжний барабан визначається у вигляді функціонала

$$R_{нск} = \left[\frac{1}{t_1} \int_0^{t_1} R_n^2 dt \right]^{\frac{1}{2}}, \quad (6)$$

де t – час; t_1 – тривалість перехідного процесу.

Після підстановки виразу (5) в функціонал (6) будемо мати:

$$R_{нск} = \left\{ \frac{1}{t_1} \int_0^{t_1} [m(\ddot{x} - g) + F_0]^2 dt \right\}^{\frac{1}{2}}. \quad (7)$$

Підінтегральний вираз функціонала (7) має вигляд:

$$f = [m(\ddot{x} - g) + F_0]^2. \quad (8)$$

Умовою мінімуму критерію (7) є рівняння Ейлера-Пуассона:

$$\frac{\partial f}{\partial x} - \frac{d}{dt} \frac{\partial f}{\partial \dot{x}} + \frac{d^2}{dt^2} \frac{\partial f}{\partial \ddot{x}} = 0. \quad (9)$$

Підставляємо вираз (8) в рівняння (9), отримуємо:

$$\overset{IV}{x} = 0. \quad (10)$$

Інтегруючи рівняння (10), знаходимо:

$$\ddot{x} = A_1; \dot{x} = A_1 t + A_2; x = \frac{1}{2} A_1 t^2 + A_2 t + A_3; x = \frac{1}{6} A_1 t^3 + \frac{1}{2} A_2 t^2 + A_3 t + A_4, \quad (11)$$

де A_1, A_2, A_3, A_4 – постійні інтегрування, які визначаються з крайових умов руху і для процесу пуску елеватора мають вигляд:

$$\begin{aligned} t = 0 : x = 0, \dot{x} = 0; \\ t = t_1 : \dot{x} = v_y, \ddot{x} = 0. \end{aligned} \quad (12)$$

Тут v_y – усталена швидкість руху тягового органу на неробочій гілці.

Для крайових умов руху (12) постійні інтегрування визначаються залежностями:

$$A_1 = -\frac{v_y}{3t_1^2}; A_2 = \frac{v_y}{t_1}; A_3 = A_4 = 0. \quad (13)$$

Після підстановки постійних інтегрування (13) в систему (11) отримаємо закон руху неробочої гілки тягового органу елеватора, який забезпечує мінімальне середньоквадратичне значення зусилля в цій гілці при набіганні на натяжний барабан:

$$x = v_y \left(\frac{t^2}{t_1} - \frac{t^3}{3t_1^2} \right); \dot{x} = v_y \left(2\frac{t}{t_1} - \frac{t^2}{t_1^2} \right); \ddot{x} = 2\frac{v_y}{t_1} \left(1 - \frac{t}{t_1} \right); \ddot{\ddot{x}} = -2\frac{v_y}{t_1^2} = const. \quad (14)$$

Тепер визначаємо режим руху неробочої гілки тягового органу елеватора за тим же критерієм середньоквадратичного значення зусилля при набіганні стрічки на натяжний барабан, але при відсутності однієї з крайових умов в процесі пуску. Нехай ці крайові умови мають вигляд:

$$\begin{aligned} t = 0 : x = 0, \dot{x} = 0; \\ t = t_1 : \dot{x} = v_y. \end{aligned} \quad (15)$$

Загальний розв'язок рівняння (10) містить чотири довільних постійних A_i ($i=1, 2, 3, 4$) і для їхнього визначення заданих крайових умов (15) недостатньо. Для визначення умови, що не вистачає знайдемо варіацію функціонала:

$$\dot{I}(x) = \int_0^{t_1} \left(\ddot{x} - g + \frac{F_0}{m} \right)^2 dt, \quad (16)$$

яка має вигляд:

$$\delta \dot{I}(x) = \int_0^{t_1} \left(\ddot{x} - g + \frac{F_0}{m} \right) \delta \left(\ddot{x} - g + \frac{F_0}{m} \right) dt. \quad (17)$$

Оскільки вираз F_0/m і g є постійними величинами для випадку, що розглядається, то варіація від них дорівнює нулю, тобто $\delta(F_0/m - g) = 0$. Тоді вираз (17) можна подати у наступному вигляді:

$$\delta \dot{I}(x) = \int_0^{t_1} \left(\ddot{x}(t) - g + \frac{F_0}{m} \right) \delta \ddot{x}(t) dt. \quad (18)$$

Інтегруючи (18) по частинах двічі, будемо мати:

$$\delta \dot{I}(x) = \left(\ddot{x} - g + \frac{F_0}{m} \right) \delta \ddot{x}(t) \Big|_0^{t_1} - \int_0^{t_1} \ddot{x}(t) \delta \dot{x}(t) dt = \left[\left(\ddot{x} - g + \frac{F_0}{m} \right) \delta \dot{x}(t) - \dot{x}(t) \delta x(t) \right] \Big|_0^{t_1} + \int_0^{t_1} \dot{x}(t) \delta x(t) dt. \quad (19)$$

Вираз (19) дорівнює нулю на екстремалі $x(t)$ функціонала (16). З довільної функції $\delta x(t)$ випливає, що $\dot{x} = 0$. Це є рівняння Ейлера-Пуассона для функціонала (16). Якщо інтеграл в правій частині (19) дорівнює нулю, то крайовий вираз:

$$\left[\left(\ddot{x} - g + \frac{F_0}{m} \right) \delta \dot{x}(t) - \dot{x}(t) \delta x(t) \right] \Big|_0^{t_1} \quad (20)$$

також повинен дорівнювати нулю.

Оскільки з крайових умов (15) швидкості на краях фіксовані, а також фіксованими є положення тягового органу в початковий момент часу, то $\delta x(0) = \delta \dot{x}(0) = \delta \ddot{x}(t_1) = 0$. Звідки маємо:

$$\ddot{x}(t)\delta x(t_1) = 0. \quad (21)$$

В силу довільності $\delta x(t_1)$ в рівнянні (21) отримуємо, що:

$$\ddot{x}(t_1) = 0. \quad (22)$$

Тоді, виходячи з (10), знаходимо, що $A_1 = 0$. З інших трьох крайових умов (15) отримуємо: при $t=0$: $A_3 = A_4 = 0$; при $t=t_1$: $v_y = A_2 t_1$. Звідки:

$$A_2 = v_y / t_1. \quad (23)$$

В результаті чого будемо мати такий закон руху тягового органу на неробочій гілці елеватора, який забезпечує мінімальний натяг стрічки при набіганні на натяжний барабан:

$$x = \frac{1}{2} v_y t^2 / t_1; \dot{x} = v_y t / t_1; \ddot{x} = v_y / t_1; \ddot{\ddot{x}} = 0. \quad (24)$$

Використовуючи залежності (14) і (24) режимів руху неробочої гілки елеватора при різних кінцевих умовах руху, знайдемо закони руху інших ланок зернового елеватора. Для цього використаємо систему рівнянь (4). З останнього рівняння системи (4) виразимо кутову координату натяжного барабана і знайдемо від неї похідні за часом:

$$\varphi_2 = \left[x + \frac{m}{c} (\ddot{x} - g) + \frac{F_0}{c} \right] / r; \dot{\varphi}_2 = \left(\dot{x} + \frac{m}{c} \ddot{x} \right) / r; \ddot{\varphi}_2 = \left(\ddot{x} + \frac{m}{c} \ddot{\ddot{x}} \right) / r. \quad (25)$$

З попереднього рівняння системи (4) знайдемо координату центра мас робочої гілки елеватора:

$$x_1 = x + \left(2m + \frac{J_2}{r^2} \right) \ddot{x} / c + \frac{mJ_2}{c^2 r^2} \ddot{\ddot{x}} + \left[2(F_0 - mg) + \frac{M_2}{r} \right] / c. \quad (26)$$

Взявши від виразу (26) похідні за часом, знайдемо швидкість та прискорення центра мас робочої гілки елеватора:

$$\begin{aligned} \dot{x}_1 &= \dot{x} + \left(2m + \frac{J_2}{r^2} \right) \ddot{x} / c + \frac{mJ_2}{c^2 r^2} \ddot{\ddot{x}}; \\ \ddot{x}_1 &= \ddot{x} + \left(2m + \frac{J_2}{r^2} \right) \ddot{\ddot{x}} / c + \frac{mJ_2}{c^2 r^2} \ddot{\ddot{\ddot{x}}}. \end{aligned} \quad (27)$$

З третього рівняння системи (4) знайдемо координату приводного барабана:

$$\varphi_1 = \left\{ x + \left(3m + m_1 + \frac{J_2}{r^2} \right) \frac{\ddot{x}}{c} + \left[2mm_1 + (2m + m_1) \frac{J_2}{r^2} \right] \frac{\ddot{\ddot{x}}}{c^2} + \frac{mm_1 J_2}{c^3 r^2} \ddot{\ddot{\ddot{x}}} + 3 \frac{F_0 - mg}{c} + 2 \frac{M_2}{cr} \right\} / r. \quad (28)$$

Продиференціювавши вираз (28) за часом двічі, знайдемо кутову швидкість та прискорення приводного барабана:

$$\dot{\varphi}_1 = \left\{ \dot{x} + \left(3m + m_1 + \frac{J_2}{r^2} \right) \ddot{x} + \left[2mm_1 + (2m + m_1) \frac{J_2}{r^2} \right] \frac{x}{c^2} + \frac{mm_1 J_2}{c^3 r^2} \frac{v}{x} \right\} / r. \quad (29)$$

$$\ddot{\varphi}_1 = \left\{ \ddot{x} + \left(3m + m_1 + \frac{J_2}{r^2} \right) \frac{iv}{x} + \left[2mm_1 + (2m + m_1) \frac{J_2}{r^2} \right] \frac{vi}{x} + \frac{mm_1 J_2}{c^3 r^2} \frac{viii}{x} \right\} / r. \quad (30)$$

З другого рівняння системи (4) знайдемо кутову координату ротора приводного електродвигуна:

$$\begin{aligned} \varphi_0 = & \left\{ x + \left[\left(3m + m_1 + \frac{J_2}{r^2} \right) / c + (J_1 + J_2 + 2mr^2) / c_0 \right] \ddot{x} + \right. \\ & + \left[\left(2mm_1 + J_2 \frac{2m + m_1}{r^2} \right) / c + \left(J_1 \left(3m + m_1 + \frac{J_2}{r^2} \right) + 2m(mr^2 + J_2) \right) / c_0 \right] \frac{iv}{x} + \\ & + \frac{m}{c^2} \left[\frac{m_1 J_2}{cr^2} + \left(2m_1 J_1 + \frac{2 + m_1/m}{r^2} J_1 J_2 + m J_2 \right) / c_0 \right] \frac{vi}{x} + \frac{mm_1 J_1 J_2}{c_0 c^3 r^2} \frac{viii}{x} + \\ & \left. + \left[3(F_0 - mg) + 2 \frac{M_2}{r} \right] / c + \frac{m_1 - m}{c_0} gr^2 \right\} / r. \end{aligned} \quad (31)$$

Продиференціювавши вираз (31) за часом, отримаємо кутову швидкість та прискорення приведеної маси приводного механізму:

$$\begin{aligned} \dot{\varphi}_0 = & \left\{ \dot{x} + \left[\left(3m + m_1 + \frac{J_2}{r^2} \right) / c + (J_1 + J_2 + 2mr^2) / c_0 \right] \ddot{x} + \right. \\ & + \left[\left(2mm_1 + J_2 \frac{2m + m_1}{r^2} \right) / c + \left(J_1 \left(3m + m_1 + \frac{J_2}{r^2} \right) + 2m(mr^2 + J_2) \right) / c_0 \right] \frac{v}{x} + \\ & \left. + \frac{m}{c^2} \left[\frac{m_1 J_2}{cr^2} + \left(2m_1 J_1 + \frac{2 + m_1/m}{r^2} J_1 J_2 + m J_2 \right) / c_0 \right] \frac{vii}{x} + \frac{mm_1 J_1 J_2}{c_0 c^3 r^2} \frac{ix}{x} \right\} / r; \end{aligned} \quad (32)$$

$$\begin{aligned} \ddot{\varphi}_0 = & \left\{ \ddot{x} + \left[\left(3m + m_1 + \frac{J_2}{r^2} \right) / c + (J_1 + J_2 + 2mr^2) / c_0 \right] \frac{iv}{x} + \right. \\ & + \left[\left(2mm_1 + J_2 \frac{2m + m_1}{r^2} \right) / c + \left(J_1 \left(3m + m_1 + \frac{J_2}{r^2} \right) + 2m(mr^2 + J_2) \right) / c_0 \right] \frac{vi}{x} + \\ & \left. + \frac{m}{c^2} \left[\frac{m_1 J_2}{cr^2} + \left(2m_1 J_1 + \frac{2 + m_1/m}{r^2} J_1 J_2 + m J_2 \right) / c_0 \right] \frac{viii}{x} + \frac{mm_1 J_1 J_2}{c_0 c^3 r^2} \frac{x}{x} \right\} / r. \end{aligned} \quad (33)$$

На основі системи диференціальних рівнянь (4) з урахуванням залежностей (24 – 33) в програмі *Mathematica 9.0* виконано моделювання процесу пуску ковшового елеватора та отримано графіки зміни кутових швидкостей приводного механізму, приводного і натяжного барабанів, лінійних швидкостей ковшів на робочій і холостій гілках, а також рушійного моменту в приводному механізмі при моделюванні робочої і неробочої гілок конвеєра з однією зведеною масою (з врахуванням оптимізації) та 32-ма масами (реальна кількість ковшів конкретного елеватора) рис. 1:

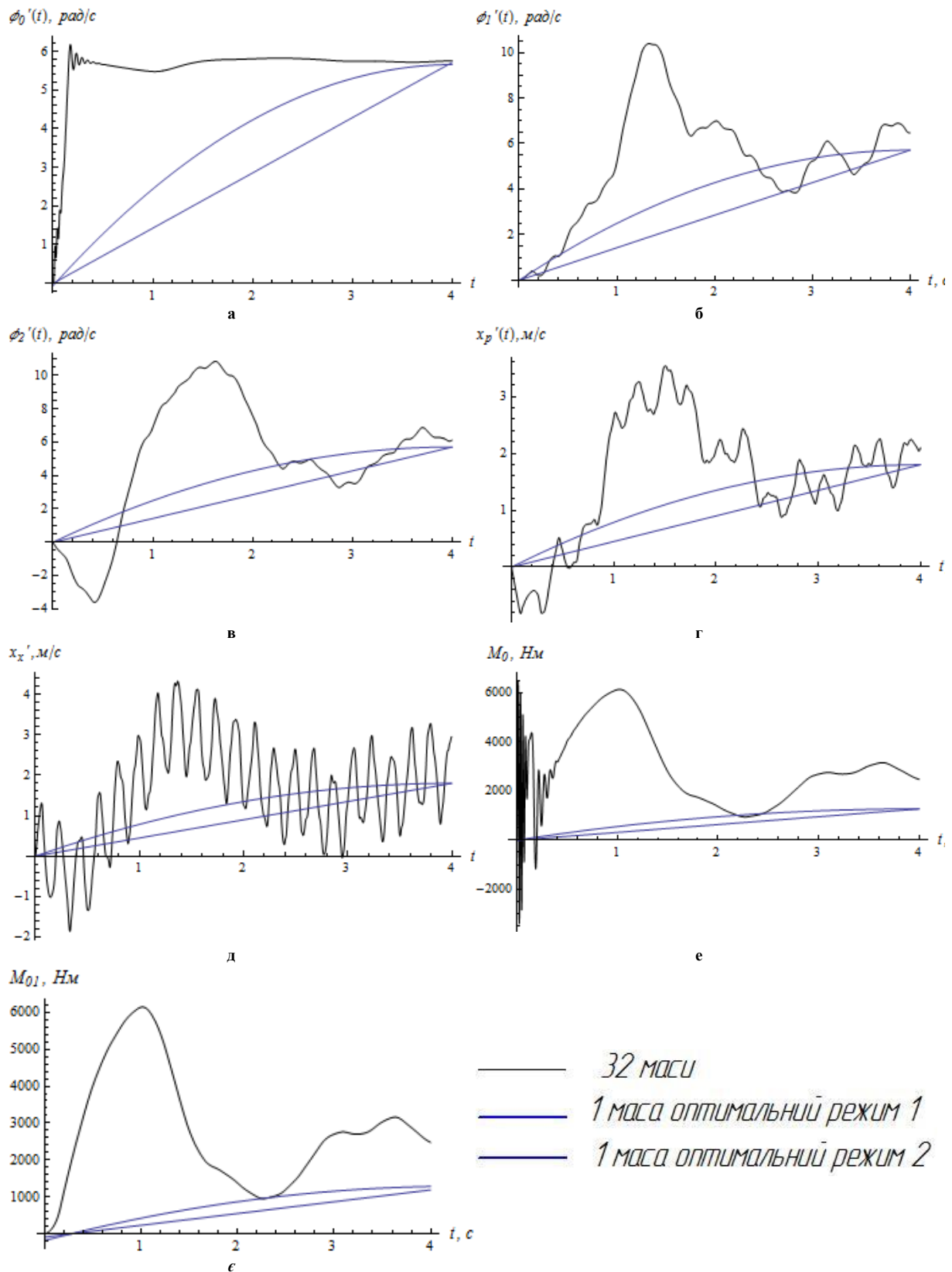


Рис. 1. Графічні залежності динаміки руху ковшового елеватора:

а, б, в - зміна кутової швидкості на валу приводного механізму, приводного та натяжного барабана відповідно;
 г, д - зміна лінійної швидкості середньої маси на робочій та холостій гілці відповідно; е - зміна рушійного моменту в приводному механізмі; є - зміна пружного моменту в приводному механізмі.

В програмі Mathematica 9.0 розрахуємо для однієї та 32-ох мас середньоквадратичні та максимальні значення таких показників:

- кутові швидкості валу приводного механізму $\dot{\varphi}_0$, приводного $\dot{\varphi}_1$, та натяжного $\dot{\varphi}_2$ барабанів;
- лінійні швидкості зведених мас, що знаходяться в середній частині робочої \dot{x}_p та холостої \dot{x}_x гілок;
- рушійний момент в приводному механізмі M0;
- пружний момент в приводному механізмі M01.

В результаті проведених розрахунків отримано дані, які наведені в табл.1:

З отриманих графічних залежностей видно, що під час пуску конкретного елеватора з 32-ма завантаженими ковшами, в його рухомих елементах виникають значні коливальні процеси. Величина цих коливань залежить від точності моделювання робочої і неробочої гілок конвеєра. Однак при такій кількості ковшів математичні моделі будуть досить складними при оптимізації перехідних процесів і точність при їх розрахунках не досить високою. Тому для спрощення використано одну масу на робочій та холостій гілках відповідно з врахуванням оптимізації режиму руху за критерієм середньоквадратичного значення зусилля в тяговому органі при набіганні на натяжний барабан.

Таблиця 1

Показники	Середньоквадратичне значення			Максимальне значення		
	оптим.1	оптим.2	32 маси	оптим.1	оптим.2	32 маси
$\dot{\varphi}_0, \text{ рад/с}$	4.120	3.299	5.634	5.656	5.714	6.177
$\dot{\varphi}_1, \text{ рад/с}$	4.171	3.299	5.838	5.712	5.714	10.387
$\dot{\varphi}_2, \text{ рад/с}$	4.173	3.299	6.267	5.714	5.714	10.852
$\dot{x}_p, \text{ м/с}$	1.314	1.039	1.920	1.799	1.800	3.537
$\dot{x}_x, \text{ м/с}$	1.315	1.039	2.054	1.800	1.800	4.330
$M_0, \text{ Нм}$	933	738	3309	1278	1278	6481
$M_{01}, \text{ Нм}$	874	659	3228	1278	1185	6146

Аналізуючи результати табл.1 видно, що максимальні значення показників реального конвеєра на 32 ковші практично вдвічі перевищують ці ж показники з оптимальним режимом руху. А оптимальний режим руху ковшового елеватора з меншою кількістю крайових умов (відповідає оптимальному режиму 2) дає ще менші середньоквадратичні значення. Максимальне значення рушійного моменту ковшового елеватора з 32-ма масами складає $6,5 \text{ кН}$, що є в 5 раз більшим від максимального значення рушійного моменту елеватора з однією масою при оптимальному режимі. Різниця між оптимальним та реальним режимом руху ковшового зернового елеватора за середньоквадратичним значенням складає від 27% до 35%, а показник рушійного моменту в $3,5 \text{ рази}$ є більшим від оптимального.

Висновок

Побудовано динамічну модель режиму руху ковшового елеватора у вигляді голономної механічної системи з п'ятьма ступенями вільності. На основі побудованої динамічної моделі створено математичну модель для оптимізації режиму руху зернового елеватора за критерієм середньоквадратичного значення зусилля в тяговому органі при набіганні на натяжний барабан. За допомогою розробленої математичної моделі отримані залежності кінематичних характеристик ланок для конкретного елеватора з 32-ма завантаженими ковшами та ланок побудованої динамічної моделі з врахуванням оптималь-

ного режиму руху з різною кількістю крайових умов. Проаналізувавши результати таблиці 1, видно, що при оптимальному режимі руху ковшового елеватора максимальні та середньоквадратичні значення є меншими, ніж при моделюванні реального конвеєра.

Також слід зазначити, що в проведенні досліджень отримані оптимальні режими руху при постійній силі опору зачерпування зерна. Доцільно було б розглянути вплив змінного опору зачерпування зерна, як це зроблено для скребкових конвеєрів в роботі [15].

Література

1. Ловейкін В.С. Аналіз руху ковшового елеватора з динамічною механічною характеристикою двигуна / В.С. Ловейкін, Л.Б. Ткачук // Науковий вісник Національного університету біоресурсів і природокористування України. Серія: техніка та енергетика АПК. – К., 2016. – Вип. 254 – С. 417-426.
2. Беллман Р. Динамическое программирование / Беллман Р. [под. ред. Воробьева Н.Н.] – М.: Издательство иностранной литературы, 1960. – 400 с.
3. Математическая теория оптимальных процессов / [Понтрягин Л.С., Болтянский В.Г., Гамкрелидзе Р.В., Мищенко Е.Ф.]. – М.: Физматгиз, 1961. – 392 с.
4. Петров Ю.П. Вариационные методы теории оптимального управления / Петров Ю.П. – Л.: Энергия, 1977. – 280 с
5. Ловейкин В.С. Расчеты оптимальных режимов движения механизмов строительных машин / Ловейкин В. С. – К.: УМК ВО, 1990. – 168 с.
6. Ловейкін В.С. Динамічна оптимізація підйомних машин / В.С. Ловейкін, А.П. Нестеров. – Х.: ХНАДУ, 2002. – 291 с.
7. Ловейкін В.С. Динаміка режиму руху вертикального ківшового елеватора із завантаженою гілкою / В.С. Ловейкін, В.А. Бортун. – Підйомно-транспортна техніка. – 2011. – №1(37). – с. 67-78.
8. Кондрахин В.П. Моделирование пусковых режимов скребкового конвейера типа КСД // Кондрахин В.П., Борисенко В.Ф., Мельник А.А. и др. – Наукові праці Донецького національного технічного університету, вип. 13, Серія: гірничо-електромеханічна. – Донецьк: ДонНТУ. – 2008. – С. 132-140.
9. Спиваковский А.О. Теория ленточных конвейеров / А.О. Спиваковский, В.Г. Дмитриев. – М., 1982. – 192 с.
10. Хорольський І.М. Динаміка ланцюгових систем і замкнутих контурів машин неперервного транспорту / Хорольський І.М. – Л.: Вид-во держ. ун-ту «Лвівська політехніка», 1999. – 194 с.
11. Смехов А.А. Оптимальное управление подъемно-транспортными машинами / А.А. Смехов, Н.И. Ерофеев. – М.: Машиностроение, 1975. – 239с.
12. Турчин В.С. Обоснование конструктивно-режимных параметров элеваторов ковшового типа для транспортировки сыпучих материалов: Дис. ... канд. техн. наук: 05.20.01/ Турчин Вячеслав Семёнович. – Оренбург, 2005. – 187 с.
13. Эльсгольц Л.Э. Дифференциальные уравнения и вариационное исчисление / Эльсгольц Л.Э. – М.: Наука, 1969. – 424 с.
14. Введение в Wolfram Mathematica Л. Выговский. –[Електронний ресурс] – Режим доступу: URL: <http://www.exponenta.ru/educat/vygovskiy/vygovskiy.asp> (01.02.16) – Назва з екрана.

15. Ловейкін В.С. Дослідження динаміки пуску скребкового конвеєра зі змінним навантаженням в процесі пуску / В.С. Ловейкін, О.Ю. Костина // Motrol: International journal on operation of farm and agri-food industry machinery. – 2011. – Vol. 13B, №3. – s. 42-48.

Summary

Loveykin V., Loveykin A., Tkachuk L. Optimization of traffic regime by grain silos standard deviation efforts pull body to the incidence to drum nyatyazhnyy

The dynamic model motion mode of bucket elevator as holonomnoyi mechanical system with five degrees of freedom was constructed. Based constructed at dynamic model created a mathematical model to optimize the mode of movement of the grain elevator. The technique of optimization to criterion mean efforts of traction body. The method was illustrated by the example of use as a criterion optimization of efforts mean traction body for tension clash at the drum. With the help of the developed mathematical model obtained based kinematic characteristics of units with regard to the optimal mode of movement with different number of boundary conditions. For graphs calculated mean-performance and maximum values of kinematic and power characteristics of the traction drive mechanism and authority.

Results optimal and real mode of movement for grain elevator bucket to mean effort was analyzed. It is advisable to conduct a study of the optimal mode of movement in the variable resistance strength scoop up grain.

Key words: Grain elevator, optimization, mode motion, criterion, mean efforts, traction body.

References

1. Loveykin V.S. Analysis of bucket elevator with dynamic mechanical char-terystykoyu engine / V.S. Loveykin, L.B. Tkachuk // Scientific Bulletin of National University of Life and Environmental Sciences of Ukraine. Series: machinery and energy teak APC. - K., 2016. - Vol. 254 - P. 417-426.
2. R. Bellman Dynamicheskoe programming / R. Bellman [under. Ed. Vorobe Islands NN] - M.: Publishing ynostrannoy literature, 1960. - 400 p.
3. Matematycheskaya theory of optimal processes / [LS Pontryagin, VG Boltnyans-ski, RV Gamkrelidze, EF Mishchenko]. - M.: Fyzmathyz, 1961. - 392 p.
4. Petrov Y.P. Varyatsyonnye methods of optimal control theory / Pet-rov JP - L.: Energy, 1977. - 280 p
5. Loveykyn V.S. Raschetы optimal regimes movement mechanisms of building machines / Loveykyn V.S. - K.: PO CMD, 1990. - 168 p.
6. Loveykin V.S. Dynamic optimization winders / VS Loveykin, AP Nesterov. - H.: HNADU, 2002. - 291 p.
7. Loveykin V.S. Dynamics mode vertical movement of the elevator kivshovoho payload tazhenoyu-branch / VS Loveykin, VA Bortun. -Pidyomno And transport equipment. - 2011. - №1 (37). - with. 67-78.
8. V.P. Kondrahyn Modeling puskovyh regimes scraper conveyor type KSD Kondrahyn // VP, VF Borisenko, A. Miller et al. - Proceedings untilit-tskoho National Technical University, no. 13 Series: Mining and electromechanical. - Donetsk: Donetsk National Technical University. - 2008. - P. 132-140.
9. A. Spyvakovsky Theory strip konveyerov / SA Spyvakovsky, VG Dmitriev. - M., 1982.

- 192 p.

10. I.M. Khorolsky Dynamics of chain systems and closed circuits, machines nepe the continuous transport / IM Khorolsky - L .: Izd state. Univ "Lvivska poly-hnika", 1999. - 194 p.
11. A.A. Smehov Optymalnoe Management hoisting and transportnyu machines / AA Smehov, NI Erofeeva. - M .: Engineering, 1975. - 239s.
12. V. Turchin Rationale structurally rezhymnyh parameters elevatov-ing to pay persists type transportyrovku сыpучyh materials: Dis. ... Candidate. Sc. Sciences: 05.20.01 / Turchin Vyacheslav Semënovych. - Orenburg, 2005. - 187 p.
13. Элsholts L.E. Dyfferentsyalnye equation and varyatsyonnoe yschyslenye / Элs-Goltz L.Э. - M .: Nauka, 1969. - 424 p.
14. Introduction to Wolfram Mathematica L. Выhovskyy. - [Electronic resource] - Access: URL: <http://www.exponenta.ru/educat/vygovskiy/vygovskiy.asp> (01.02.16) - On-screen welding.
15. Loveykin V.S. The study dynamics starting scraper conveyor with variable-nave ntazhennyam in the start / VS Loveykin, A. Kostin // Motrol: International journal on operation of farm and agri-food industry machinery. - 2011. - Vol. 13B, №3. - S. 42-48.