

MODELOWANIE MATEMATYCZNE PROCESÓW ROZRUCHU UKŁADÓW NAPĘDOWYCH PODNOŚNIKÓW BUDOWLANYCH

Yevhen KHARCHENKO, Stefan SOBKOWSKI

Uniwersytet Warmińsko-Mazurski w Olsztynie

Polska, 10-266 Olsztyn, ul. Okrzei 1A

E-mail: kharchen@poczta.onet.pl, stsob@moskit.uwm.edu.pl

Streszczenie

W pracy rozpatruje się wyniki modelowania matematycznego procesów rozruchu układów napędowych podnośników budowlanych. Analizę zjawisk dynamicznych wykonano poprzez wspólne całkowanie równań ruchu elementów układu oraz równań stanu elektromagnetycznego silnika asynchronicznego. Zbadano wpływ masy ładunku i masy przeciwwagi na działające siły dynamiczne w linach.

Słowa kluczowe: podnośnik, układ napędowy, rozruch, modelowanie matematyczne, diagnostyka.

MATHEMATICAL MODELLING OF TRANSIENTS IN DRIVES OF BUILDING ELEVATING DEVICES

Summary

Results of mathematical modelling of processes of start-up of drives of building elevating devices are analyzed. Calculation of dynamic processes is carried out by joint integration of the equations of movement of elements of systems and the equations of the electromagnetic phenomena in asynchronous engines. Influence of structure of the device and its mechanical characteristics on dynamic efforts in elastic parts is investigated.

Keywords: elevator, drive, starting, mathematical modeling, technical diagnostics

1. WSTĘP

Jednym z ważniejszych zagadnień diagnostyki technicznej maszyn i konstrukcji inżynierskich jest analiza procesów przejściowych w układach napędowych [1–4, 10]. Podczas rozruchu, hamowania lub w trakcie gwałtownej zmiany warunków pracy maszyny powstają procesy drgające, które powodują znaczny wzrost obciążeń części i zespołów. Obciążenia dynamiczne w znacznym stopniu określają wytrzymałość elementów konstrukcji [4, 12]. Oprócz tego, drgania mechaniczne, powstające podczas rozruchu napędu, przyspieszają nagromadzenie uszkodzeń zmęczeniowych w materiałach, obniżając trwałość elementów konstrukcji i obiektu technicznego w całości [5, 9]. W dużym stopniu dotyczy to urządzeń dźwigowych, w których często występują procesy przejściowe (rozruch lub hamowanie).

Dla zapewnienia dużej dokładności obliczeń procesów rozruchu niezbędne jest uwzględnienie nie tylko parametrów mechanicznych urządzenia, ale również właściwości dynamicznych silnika [2, 11]. Przy konstruowaniu modeli matematycznych procesów dynamicznych istnieje konieczność wspólnego rozpatrywania zjawisk drgających o różnym pochodzeniu fizycznym. Drgania mechaniczne rozpatruje się wspólnie ze zjawiskami elektromagnetycznymi [1, 7], hydrodynamicznymi

[8, 13] oraz cieplnymi [2, 6] co istotnie utrudnia przeprowadzenie badań. Jednak, tylko takie podejście do rozwiązywania problemu zapewnia wysoką skuteczność w projektowaniu maszyn i konstrukcji inżynierskich.

Celem pracy jest przedstawienie modelu matematycznego procesów rozruchu układu napędowego podnośnika budowlanego, który ma silnik asynchroniczny zamontowany na fundamencie, przekładnię mechaniczną i bęben do nawijania liny podnoszącej. Drugi koniec liny, przerzucony przez krążek, zaczepiony jest do wózka transportowego. Rozpatrujemy podnośniki bez przeciwwagi i z przeciwwagą.

Model matematyczny procesów dynamicznych zawiera różniczkowe równania ruchu układu napędowego, zapisane z uwzględnieniem niestałości momentu bezwładności bębna i długości roboczej części liny podnoszącej, a także nieliniowe równania różniczkowe zjawisk elektromagnetycznych zachodzących w silniku asynchronicznym. Wymienione równania tworzą układ przedstawiony w postaci zagadnienia Cauchy'ego i podlegają wspólnemu całkowaniu numerycznemu.

Poprzez modelowanie matematyczne otrzymuje się maksymalne siły w elementach podnośnika budowlanego. Przeprowadza się również badania wpływu masy przeciwwagi na zjawiska dynamiczne w układzie mechanicznym.

2. RÓWNANIA RUCHU UKŁADÓW NAPĘDOWYCH

Układ bez przeciwwagi. Najprostszy układ napędowy podnośnika budowlanego składa się z silnika, reduktora, bębna i liny, nawiniętej jednym końcem na bęben i połączonej drugim końcem z wózkiem dla transportowania ładunków. Schemat obliczeniowy układu napędowego przedstawiony na rys. 1, gdzie J – zredukowany do bębna moment bezwładności kinematycznie związanych wirnika silnika asynchronicznego, reduktora i bębna; m_w – masa wózka z ciężarem; c , v – sztywność i współczynnik dyssypacji roboczej części liny; M – moment silnika, zredukowany do bębna; G_w – siła ciężaru wózka z ładunkiem ($G_w = m_w g$, przy czym, g – przyspieszenie ziemskie); φ , x – współrzędne ruchu bębna i wózka z ładunkiem.

Ruch układu mechanicznego opisujemy wykorzystując równanie Lagrange'a drugiego rodzaju

$$\frac{d}{dt} \left(\frac{\partial T}{\partial \dot{q}_j} \right) - \frac{\partial T}{\partial q_j} + \frac{\partial \Pi}{\partial q_j} = Q_j \quad (j=1, 2, \dots, n), \quad (1)$$

gdzie T , Π – kinetyczna i potencjalna energia układu; q_j – uogólniona współrzędna; t – czas; Q_j – uogólniona siła; n – liczba stopni swobody układu mechanicznego (w danym przypadku $n = 2$).

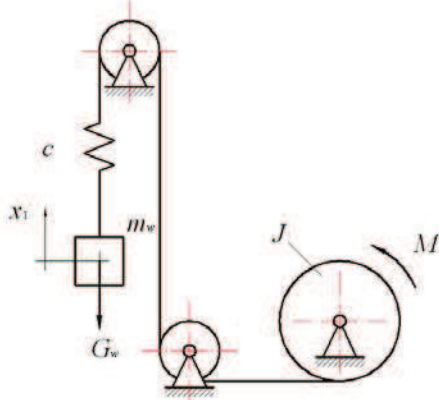
W związku z nawijaniem liny na bębny zredukowany moment bezwładności napędu podczas podnoszenia ładunku wzrasta. Wartość tego momentu zależy od kąta obrotu bębna według funkcji liniowej:

$$J = J_0 + J_1 \varphi, \quad (2)$$

gdzie J_0 – wartość zredukowanego momentu bezwładności przy $\varphi = 0$; J_1 – współczynnik proporcjonalności,

$$J_1 = \mu r^3,$$

przy czym, μ – rozłożona masa liny; r – promień nawijania liny na bęben.



Rys.1. Schemat obliczeniowy układu napędowego podnośnika budowlanego bez przeciwwagi

Uwzględniając zależność (2) zapiszmy energię kinetyczną układu w postaci

$$T = \frac{(J_0 + J_1 \varphi) \omega^2}{2} + \frac{m_w v^2}{2}, \quad (3)$$

gdzie ω i v – prędkości ruchu bębna i wózka,

$$\omega = \frac{d\varphi}{dt}; \quad v = \frac{dx}{dt}. \quad (4)$$

Długość liny w dowolnym momencie czasu oraz jej całkowite wydłużenie przedstawiamy jako

$$l = l_0 - r\varphi; \quad \Delta = r\varphi - x, \quad (5)$$

gdzie l_0 – początkowa długość liny.

Biorąc pod uwagę pierwszą zależność (5), określamy sztywność liny,

$$c = \frac{EA}{l_0 - r\varphi}, \quad (6)$$

gdzie E i A – moduł sprężystości i pole przekroju poprzecznego liny.

Z uwzględnieniem drugiej zależności (5) i równości (6) zapisujemy energię potencjalną w postaci:

$$\Pi = \frac{EA(r\varphi - x)^2}{2(l_0 - r\varphi)}. \quad (7)$$

Siłę dyssypacji energii w linie określamy jako wielkość wprost proporcjonalną do prędkości odkształcenia względnego liny,

$$F_v = v_0 \frac{d\varepsilon}{dt}, \quad (8)$$

gdzie v_0 – właściwy współczynnik dyssypacji liny, równa się sile dyssypacji przy jednostkowej prędkości odkształcenia względnego; ε – odkształcenie względne liny.

Z uwzględnieniem (5) otrzymujemy:

$$\varepsilon = \frac{r\varphi - x}{l_0 - r\varphi}. \quad (9)$$

Różniczkując wzór (9) po czasie i podstawiając pochodną do zależności (8) wyznaczamy:

$$F_v = \frac{v_0 r \omega (l_0 - x)}{(l_0 - r\varphi)^2} - \frac{v_0 v}{l_0 - r\varphi}. \quad (10)$$

Przyjmując za uogólnione współrzędne przemieszczenia φ i x otrzymujemy uogólnione siły w postaci:

$$Q_1 = M - rF_v; \quad Q_2 = -G_w + F_v, \quad (11)$$

przy czym

$$M = M_E u; \quad G_w = m_w g, \quad (12)$$

gdzie M_E – moment elektromagnetyczny silnika; u – przełożenie reduktora.

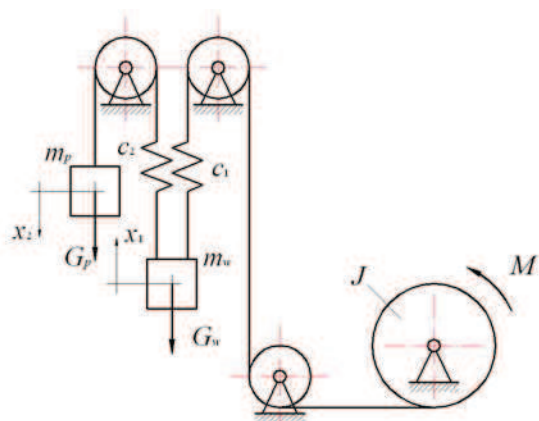
Różniczkując wyrażenie kinetycznej (3) i potencjalnej (7) energii i podstawiając odpowiednie pochodne do równości (1) zapisujemy, z uwzględnieniem zależności (4), (10), (11) i (12) równania ruchu układu mechanicznego bezpośrednio w postaci Caushie'go:

$$\begin{aligned} \frac{d\varphi}{dt} &= \omega ; & \frac{dx}{dt} &= v ; \\ \frac{d\omega}{dt} &= \frac{J_1 \omega^2}{2(J_0 + J_1 \omega)} - \frac{EA r (r\varphi - x) (2l_0 - r\varphi - x)}{2(J_0 + J_1 \varphi) (l_0 - r\varphi)^2} - \\ & - \frac{v_0 r^2 \omega (l_0 - x)}{(J_0 + J_1 \varphi) (l_0 - r\varphi)^2} + \frac{v_0 r v}{(J_0 + J_1 \varphi) (l_0 - r\varphi)} + \frac{u M_E}{J_0 + J_1 \varphi} ; \\ \frac{dv}{dt} &= \frac{EA (r\varphi - x)}{m_w (l_0 - r\varphi)} + \frac{v_0 r \omega (l_0 - x)}{m_w (l_0 - r\varphi)^2} - \frac{v_0 v}{m_w (l_0 - r\varphi)} - g . \end{aligned} \quad (13)$$

Warunki początkowe całkowania równań (13) ustawiamy takie, które by zapewniały równowagę układu mechanicznego:

$$\varphi(0)=0 ; \quad x(0)=-\frac{m_w g l_0}{EA} ; \quad \omega(0)=0 ; \quad v(0)=0 . \quad (14)$$

Układ z przeciwwagą. Schemat obliczeniowy układu napędowego z przeciwwagą przedstawiony na rys. 2, gdzie J – zredukowany do bębna moment bezwładności napędu; m_w, m_p – masy wózka z ładunkiem i przeciwwagi; c_1, c_2 – sztywności roboczej części liny i liny przeciwwagi; v_1, v_2 – współczynniki dyssypacji odpowiednich elementów sprężystych; M – zredukowany do wału bębna moment silnika; G_w, G_p – siły ciężaru wózka z ładunkiem i przeciwwagi; φ, x_1, x_2 – współrzędne ruchu.



Rys. 2. Schemat obliczeniowy układu napędowego podnośnika budowlanego z przeciwwagą

Energie kinetyczną układu mechanicznego z uwzględnieniem (2) przedstawiamy w postaci:

$$T = \frac{(J_0 + J_1 \varphi) \omega^2}{2} + \frac{m_w v_1^2}{2} + \frac{m_p v_2^2}{2} , \quad (15)$$

gdzie:

$$\omega = \frac{d\varphi}{dt} ; \quad v_1 = \frac{dx_1}{dt} ; \quad v_2 = \frac{dx_2}{dt} . \quad (16)$$

Energie potencjalną przedstawiamy analogicznie jak wyrażenie (7):

$$\Pi = \frac{E_1 A_1 (r\varphi - x_1)^2}{2(l_0 - r\varphi)} + \frac{E_2 A_2 (x_2 - x_1)^2}{2l_2} , \quad (17)$$

gdzie l_0 – początkowa długość roboczej części liny; l_2 – długość liny przeciwwagi; E_1, E_2, A_1, A_2 – moduły sprężystości i pola przekrojów poprzecznych roboczej części liny i liny przeciwwagi.

Analogicznie do wyrażenia (8) zapisujemy siły dyssypacji energii w linach,

$$F_{v1} = v_{01} \frac{d\varepsilon_1}{dt} ; \quad F_{v2} = v_{02} \frac{d\varepsilon_2}{dt} , \quad (18)$$

gdzie v_{01}, v_{02} – właściwe współczynniki dyssypacji podnoszącej liny i liny przeciwwagi; ε_1 i ε_2 – odkształcenia względne lin,

$$\varepsilon_1 = \frac{r\varphi - x_1}{l_0 - r\varphi} ; \quad \varepsilon_2 = \frac{x_2 - x_1}{l_2} . \quad (19)$$

Pierwsza z zależności (19) zapisana analogicznie do (9).

Z uwzględnieniem zależności (18) i (19) otrzymujemy:

$$F_{v1} = \frac{v_{01} r \omega (l_0 - x_1)}{(l_0 - r\varphi)^2} - \frac{v_{01} v_1}{l_0 - r\varphi} ; \quad F_{v2} = v_{02} \frac{v_2 - v_1}{l_2} . \quad (20)$$

Za uogólnione współrzędne przyjmujemy przemieszczenia elementów układu φ, x_1, x_2 . Wtedy uogólnione siły będą:

$$Q_1 = M - r F_{v1} ; \quad Q_2 = -G_w + F_{v1} + F_{v2} ; \quad Q_3 = G_p - F_{v2} , \quad (21)$$

gdzie

$$M = M_E \cdot u ; \quad G_w = m_w g ; \quad G_p = m_p g . \quad (22)$$

Z uwzględnieniem (1), (15)–(17) i (20)–(22) zapisujemy równania ruchu układu mechanicznego w postaci:

$$\begin{aligned} \frac{d\varphi}{dt} &= \omega ; & \frac{dx_1}{dt} &= v_1 ; & \frac{dx_2}{dt} &= v_2 ; \\ \frac{d\omega}{dt} &= \frac{J_1 \omega^2}{2(J_0 + J_1 \omega)} - \frac{E_1 A_1 r (r\varphi - x_1) (2l_0 - r\varphi - x_1)}{2(J_0 + J_1 \varphi) (l_0 - r\varphi)^2} - \\ & - \frac{v_{01} r^2 \omega (l_0 - x_1)}{(J_0 + J_1 \varphi) (l_0 - r\varphi)^2} + \frac{v_{01} r v_1}{(J_0 + J_1 \varphi) (l_0 - r\varphi)} + \frac{u M_E}{J_0 + J_1 \varphi} ; \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \frac{dv_1}{dt} &= \frac{E_1 A_1 (r\varphi - x_1)}{m_w (l_0 - r\varphi)} + \frac{E_2 A_2 (x_2 - x_1)}{m_w l_2} + \\ &+ \frac{v_{01} r \omega (l_0 - x_1)}{m_w (l_0 - r\varphi)^2} + \frac{v_{01} v_1}{m_w (l_0 - r\varphi)} + \frac{v_{02} (v_2 - v_1)}{m_w l_2} g ; \\ \frac{dv_2}{dt} &= \frac{E_2 A_2 (x_1 - x_2)}{m_p l_2} + \frac{v_{02} (v_1 - v_2)}{m_p l_2} + g . \end{aligned} \quad (23)$$

Warunki początkowe całkowania równań różniczkowych (23) określamy na zasadzie rozpatrywania równowagi układu w stanie spoczynku.

$$\varphi(0)=0 ; \quad x_1(0) = -\frac{(m_w - m_p) g l_0}{E_1 A_1} ;$$

$$x_2(0) = \frac{m_p g l_2}{E_2 A_2} - \frac{(m_w - m_p) g l_0}{E_1 A_1} ;$$

$$\omega(0)=0 ; \quad v_1(0)=0 ; \quad v_2(0)=0 . \quad (24)$$

3. MOMENT ELEKTROMAGNETYCZNY SILNIKA ASYNCHRONICZNEGO

Równania różniczkowe procesów elektromagnetycznych w silniku asynchronicznym mają postać [7]:

$$\frac{di_s}{dt} = A_s (u + \Omega_s \Psi_s - R_s i_s) + B_s (\Omega_r \Psi_r - R_r i_r) ,$$

$$\frac{di_r}{dt} = A_r (\Omega_r \Psi_r - R_r i_r) + B_r (u_s + \Omega_s \Psi_s - R_s i_s) , \quad (25)$$

gdzie i_s , i_r , u_s – macierze kolumnowe prądów i napięć; A_s , B_s , A_r , B_r – macierze związków parametrów elektromagnetycznych; Ω_s , Ω_r – macierze częstotliwości obrotów; Ψ_s , Ψ_r – macierze kolumnowe strumieni skojarzonych; R_s , R_r – rezystancje uzwojeń. Indeks s wskazuje na przynależność wielkości do uzwojenia stojana, a r – do uzwojenia wirnika.

Macierze kolumnowe i_s , i_r i u_s określają się równaniami:

$$i_j (j=s,r) = \text{col}(i_{jx}, i_{jy}) ; \quad u_s = \text{col}(U_m, 0) ,$$

gdzie i_{jx} , i_{jy} – rzuty prądów na osie współrzędnych x , y ; U_m – amplituda napięcia sieci zasilającej.

Macierze kwadratowe A_s , B_s , A_r , B_r opisują się zależnościami

$$A_s = \alpha_s (1 - \alpha_s G) , \quad B_s = -\alpha_s \alpha_r G , \quad A_r = \alpha_r (1 - \alpha_r G) , \\ B_r = B_s ,$$

gdzie:

$$G = \frac{1}{i_m^2} \begin{bmatrix} R i_x^2 + T i_y^2 & (R-T) i_x i_y \\ (R-T) i_x i_y & T i_x^2 + R i_y^2 \end{bmatrix} ,$$

przy czym:

$$R = \frac{1}{\rho + \alpha_s + \alpha_r} , \quad T = \frac{1}{\tau + \alpha_s + \alpha_r} .$$

W przedstawionych zależnościach i_m , i_x , i_y – prąd magnesujący i jego składowe na osiach x , y ; τ , ρ – wielkości określone z krzywej magnesowania, przedstawiającej sobą zależność funkcjonalną roboczego strumienia skojarzonego Ψ_m od prądu magnesującego; α_s , α_r – wielkości odwrotne do indukcji rozproszenia uzwojeń stojana i wirnika.

Macierze częstotliwości obrotów:

$$\Omega_s = \begin{bmatrix} 0 & \omega_0 \\ -\omega_0 & 0 \end{bmatrix} , \quad \Omega_r = \begin{bmatrix} 0 & \omega_0 - \omega_r \\ \omega_r - \omega_0 & 0 \end{bmatrix} ,$$

gdzie ω_0 i ω_r – prędkość kątowna synchroniczna silnika i prędkość kątowna wirnika, wyrażona w elektrycznych radianach na sekundę.

Macierze kolumnowe całkowitych strumieni uzwojeń stojana i wirnika mają postać

$$\Psi_s = \frac{1}{\alpha_s} i_s + \frac{1}{\tau} i , \quad \Psi_r = \frac{1}{\alpha_r} i_r + \frac{1}{\tau} i ,$$

gdzie: $i = \text{col}(i_x, i_y)$,

$$i_x = i_{sx} + i_{rx} , \quad i_y = i_{sy} + i_{ry} , \quad i_m = \sqrt{i_x^2 + i_y^2} .$$

Wartości τ i ρ określa się wyrażeniami:

$$\tau = \frac{i_m}{\Psi_m} , \quad \rho = \frac{di_m}{d\Psi_m} . \quad (26)$$

Moment elektromagnetyczny znajdujemy według wzoru:

$$M_E = \frac{3}{2} \rho_0 \frac{1}{\tau} (i_{rx} \cdot i_{sy} - i_{ry} \cdot i_{sx}) , \quad (27)$$

gdzie ρ_0 – liczba par biegunów magnetycznych.

Krzywą magnesowania przedstawiamy w postaci:

$$\Psi_m = a_1 i_m + a_2 i_m^3 + a_3 i_m^5 , \quad \text{jeżeli } i_m > i_{mk} ;$$

$$\Psi_m = a_m^{-1} i_m , \quad \text{jeżeli } i_m \leq i_{mk} . \quad (28)$$

gdzie i_{mk} – wartość krytyczna prądu magnesującego, po przekroczeniu której zależność $\Psi_m(i_m)$ jest nieliniowa. Wówczas τ i ρ zgodnie z wyrażeniami (26), (28) określają się zależnościami:

$$\tau = (a_1 + a_2 i_m^2 + a_3 i_m^4)^{-1} , \quad \text{jeżeli } i_m > i_{mk} ;$$

$$\tau = a_m , \quad \text{jeżeli } i_m \leq i_{mk} ; \quad (29)$$

$$\rho = (a_1 + 3a_2 i_m^2 + 5a_3 i_m^4)^{-1} , \quad \text{jeżeli } i_m > i_{mk} ;$$

$$\rho = a_m , \quad \text{jeżeli } i_m \leq i_{mk} . \quad (30)$$

W celu rozwiązania równań różniczkowych (25) umieszczenie w pamięci elektronicznej komputera informacji o krzywej magnesowania (28) nie jest

konieczne, ponieważ przy obliczeniach wykorzystuje się bezpośrednio wyrażenia (29) i (30).

Rzuty wektorów prądów na osie współrzędnych w początkowym momencie czasu rozruchu silnika równe są zeru:

$$i_{xx}=0, \quad i_{yy}=0, \quad i_{rx}=0, \quad i_{ry}=0. \quad (31)$$

4. WYNIKI OBLICZEŃ PROCESÓW ROZRUCHU UKŁADÓW NAPĘDOWYCH

Analiza procesu rozruchu układu napędowego bez przeciwwagi sprowadza się do całkowania układu równań różniczkowych (13), (25) z uwzględnieniem zależności (27), (29), (30) i warunków początkowych (14), (31). Procesy przejściowe w układzie napędowym z przeciwwagą analizujemy, całkując równania (23), (25) biorąc pod uwagę zależności algebraiczne (29), (30) i warunki początkowe (24), (31).

Na rys. 3 i 4 przedstawiono przykład obliczenia procesu rozruchu układu napędowego z przeciwwagą, wykonany przy następujących danych wyjściowych. Silnik AO2-71-4 ($R_s=0,0825 \Omega$; $R_r=0,107 \Omega$; $\alpha_s=819,7 \text{ H}^{-1}$; $\alpha_r=819,7 \text{ H}^{-1}$; $\alpha_m=23,42 \text{ H}^{-1}$; $U_m=310,5 \text{ V}$; $a_1=4,714 \cdot 10^{-2} \text{ Wb/A}$; $a_2=-2,094 \cdot 10^{-5} \text{ Wb/A}^3$; $a_3=6,003 \cdot 10^{-9} \text{ Wb/A}^5$; $i_{mk}=15,0 \text{ A}$; $\omega_0=157 \text{ rad/s}$; $p_0=2$. Parametry układu mechanicznego: $J=7277,7 \text{ kg}\cdot\text{m}^2$; $m_w=1200 \text{ kg}$; $m_p=700 \text{ kg}$; $u=86$; $r=0,37 \text{ m}$; $l_0=200 \text{ m}$; $l_2=102 \text{ m}$; $E_1=E_2=1,5 \cdot 10^5 \text{ MPa}$; $A_1=A_2=141,3 \text{ mm}^2$; $v_{01}=v_{02}=700 \text{ N}\cdot\text{s}$; $g=9,81 \text{ m/s}^2$.

Siły w linach i osiowe obciążenie masztu określamy według wzorów

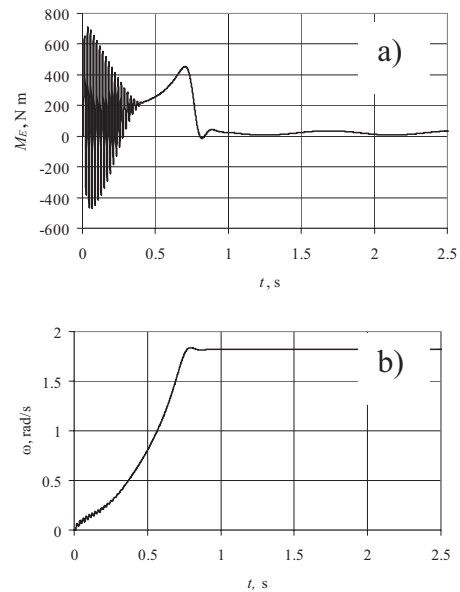
$$F_1 = \frac{E_1 A_1 (r\varphi - x_1)}{l_0 - r\varphi} + \frac{v_{01} r\varphi (l_0 - x_1)}{(l_0 - r\varphi)^2} - \frac{v_{01} v_1}{l_0 - r\varphi};$$

$$F_2 = \frac{E_2 A_2 (x_2 - x_1)}{l_2} + \frac{v_{02} (v_2 - v_1)}{l_2}; \quad F_0 = 2F_1 + 2F_2.$$

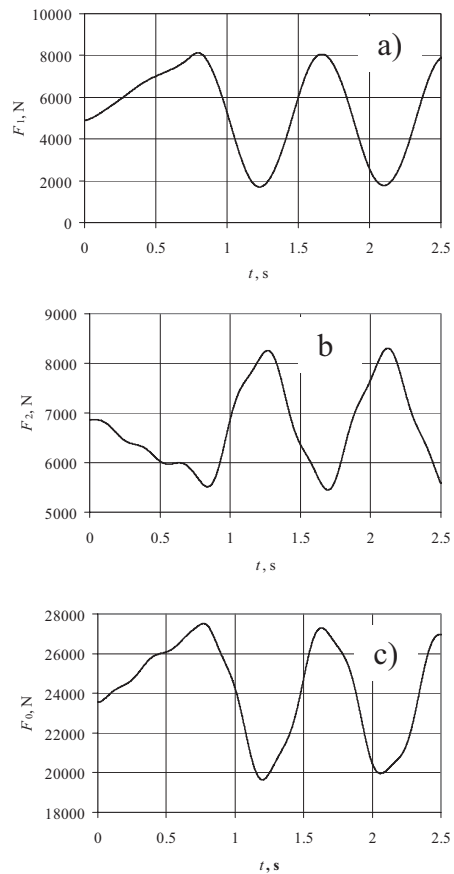
Wirnik silnika wraz z bębniem nabierają pełnej prędkości w ciągu 0,75 s. W początkowym stadium rozruchu do 0,25 s odbywają się intensywne drgania momentu elektromagnetycznego z częstotliwością bliską częstotliwości sieci zasilającej (50 Hz). Zjawisko to ma mały wpływ na dynamikę układu mechanicznego w związku z wielką różnicą częstotliwości elektromagnetycznych i mechanicznych procesów drgających. Jednak rozruch silnika powoduje powstanie drgań w układzie mechanicznym o małej częstotliwości (z okresem około 0,8 s). Drgania sił w podnoszącej linie i linie przeciwwagi odbywają się w przeciwfazie co pomniejsza obciążenie masztu.

Wartości współczynników dynamiczności sił w linie podnoszącej, linie przeciwwagi oraz osiowego obciążenia masztu (patrz tabela) wskazują na istotny wpływ procesów dynamicznych na wytrzymałość elementów konstrukcji. Dla wszystkich rozpatrzonych wartości masy wózka

z ładunkiem widzimy istotne pomniejszenie siły w podnoszącej linie i niewielkie obniżenie osiowego obciążenia masztu z powiększeniem masy przeciwwagi.



Rys. 3. Czasowe zależności momentu elektromagnetycznego silnika (a) oraz prędkości obracania bębna (b)



Rys. 4. Czasowe zależności sił w podnoszącej linie (a), linie przeciwwagi (b), oraz obciążenia osiowego masztu (c)

Przy tym współczynnik dynamiczności siły w podnoszącej linie niewiele wzrasta. Z powiększeniem masy ładunku przejawia się tendencja do obniżenia współczynników dynamiczności sił w elementach sprężystych i osiowego obciążenia masztu.

Tab.1. Maksymalne wartości i współczynniki dynamiczności sił w podnoszącej linie, linie przeciwwagi oraz osiowego obciążenia masztu

m_{ws} , kg	m_p , kg	Wartości sił i współczynników dynamiczności					
		F_{1s} , kN	k_1	F_{2s} , kN	k_2	F_0 , kN	k_0
800	0	9,528	1,214	–	–	19,06	1,124
	300	7,067	1,441	3,6390	1,237	18,74	1,194
	500	5,249	1,784	5,972	1,218	18,51	1,179
	700	3,620	3,690	8,358	1,217	18,42	1,174
1200	0	14,14	1,201	–	–	28,28	1,201
	300	11,52	1,305	3,559	1,209	27,77	1,179
	500	9,737	1,418	5,929	1,209	27,57	1,171
	700	8,124	1,656	8,307	1,210	27,51	1,168
1600	0	18,60	1,185	–	–	37,20	1,185
	300	15,98	1,253	3,521	1,197	36,77	1,171
	500	14,19	1,315	5,890	1,201	36,54	1,164
	700	12,54	1,420	8,213	1,196	36,42	1,160
2000	0	22,97	1,171	–	–	45,94	1,171
	300	20,42	1,224	3,458	1,175	45,66	1,164
	500	18,61	1,264	5,828	1,188	45,36	1,156
	700	16,90	1,325	8,123	1,183	45,31	1,155

5. WNIOSKI

Zbudowany model matematyczny daje możliwość przeprowadzenia dokładnej analizy procesów rozruchu układów napędowych podnośników budowlanych z uwzględnieniem oddziaływania wzajemnego silnika asynchronicznego i mechanicznej części urządzenia. Zjawiska drgające powstające w układzie mechanicznym powinny być uwzględniane w obliczeniach wytrzymałościowych na etapie projektowania podnośników.

Analiza procesów przejściowych pokazuje, iż stosując przeciwwagę możemy zwiększyć udźwig podnośnika. Z powiększeniem masy przeciwwagi maksymalne obciążenie masztu nie wzrasta, a nawet niewiele się zmniejsza.



Prof. dr hab. inż. Yevhen KHARCHENKO – profesor nadzwyczajny Katedry Materiałów Funkcjonalnych i Nanotechnologii Uniwersytetu Warmińsko-Mazurskiego w Olsztynie.

W pracy naukowej zajmuje się problemami dynamiki i wytrzymałości maszyn.

Jest autorem i współautorem około 180 prac naukowych, w tym 2 monografii, opublikowanych w kraju i za granicą. Publikacje poświęcone problemom modelowania matematycznego procesów niustalonych w układach napędowych, drgań konstrukcji nośnych oraz problemom diagnostyki maszyn i urządzeń.

6. LITERATURA

- [1] Вейц В. Л., Вербовой П. Ф., Кочура А. Е. и др. Динамика управляемого электромеханического привода с асинхронными двигателями. – Киев: Наук. думка, 1988. Str. 272.
- [2] Вейц В. Л., Кочура А. Е. Динамика машинных агрегатов с двигателями внутреннего сгорания. – Л.: Машиностроение. Ленингр. отд-ние, 1976. Str. 383.
- [3] Волков Д. П., Каминская Д. А. Динамика электромеханических систем экскаваторов. М.: Машиностроение, 1971. Str. 384.
- [4] Иванченко Ф. К. Механика приводов технологических машин. – К.: Вища школа, 1986. Str. 152.
- [5] Каминский А. А., Бастун В. Н. Деформационное упрочнение и разрушение металлов при переменных процессах нагружения. – К.: Наук. думка, 1985. Str. 167.
- [6] Крутов В. И. Автоматическое регулирование двигателей внутреннего сгорания. – М.: Машиностроение, 1979. Str. 615.
- [7] Чабан В. И. Основы теории переходных процессов электромашинных систем. – Львов: Вища школа. Изд-во при Львов. ун-те, 1980. Str. 200.
- [8] Bobyr N. The Destroying and Damage Model of Metals Materials under Technological Loading // MECHANICS'98. Proceedings of the International Scientific Conference. Vol. 1. – Rzeszów: Rzeszów University of Technology, 1998. Str. 151–158.
- [9] Borkowski W., Konopka S., Prochowski L. Dynamika maszyn roboczych. – Warszawa: Wydawnictwa Naukowo-Techniczne, 1996. Str. 363.
- [10] Kharchenko Ye. Analiza procesów dynamicznych w układach napędowych na bazie modeli nieliniowych ciągle-dyskretnych // Zeszyty naukowe politechniki Rzeszowskiej. – Nr. 59. Mechanika, z. 18. – Rzeszów, 1989. Str. 267–270.
- [11] Kharchenko Ye., Dendyuk T. Analysis of Vibroacoustics Activity of Electro-Mechanical Drive Systems // Ogólnopolska Konferencja Naukowo-dydaktyczna "Teoria maszyn i mechanizmów". – Białystok-Białowieża. – 1996. Str. 133–138.
- [12] Morel J. Drgania maszyn i diagnostyka ich stanu technicznego. – Warszawa: Polskie Towarzystwo diagnostyki technicznej, 1992. Str. 373.
- [13] Tomczyk J. Modele dynamiczne elementów i układów napędów hydrostatycznych. – Warszawa: Wydawnictwa Naukowo-Techniczne, 1999. Str. 229.



Mgr Stefan SOBKOWSKI – st. wykładowca w Zakładzie Edukacji Technicznej i Informatycznej Uniwersytetu - Warmińsko-Mazurskiego w Olsztynie. Prowadzi badania dotyczące problemów dynamiki i diagnostyki maszyn roboczych.

W pracy naukowej zajmuje się zagadnieniami analizy procesów przejściowych oraz praktycznym zastosowaniem analizy modalnej w celach diagnostycznych. Jest współautorem kilku artykułów naukowych.