

HAMOWANIE BEZPIECZEŃSTWA GÓRNICZEGO URZĄDZENIA WYCIĄGOWEGO Z ZASTOSOWANIEM LINIOWO NARASTAJĄCEJ WARTOŚCI SIŁY HAMOWANIA

EMERGENCY BRAKING OF MINING HOISTING DEVICE WITH THE USE OF LINEARLY GROWING VALUE OF BRAKING FORCE

Praca przedstawia analizę dynamiki stanu pracy górniczego urządzenia wyciągowego w warunkach hamowania bezpieczeństwa. Proces hamowania bezpieczeństwa przedstawiono za pomocą modelu mechanicznego z uwzględnieniem liniowo narastającej wartości siły hamowania zastosowanej do koła pędnego. Na podstawie modelu mechanicznego zapisano układ równań falowych dla przemieszczeń i odkształceń dowolnych przekrojów poprzecznych lin nośnych i wyrównawczych. Rozwiązanie analityczne układu równań pozwala na wyznaczenie zależności opisujących naprężenia w ustalonych przekrojach lin, wartości obciążenia liny nośnej w miejscu jej zejścia z koła pędnego oraz minimalny przedział czasu $t \in (0; t_0)$ w którym następuje wzrost wartości siły hamowania.

Słowa kluczowe: Urządzenie wyciągowe, równanie falowe, koło pędne, lina nośna, lina wyrównawcza.

The project presents an analysis of operating condition dynamics of a mining hoisting device during emergency braking. The emergency braking process has been presented with the use of mechanical model with consideration to a linearly growing value of braking force used for Koepe pulley. On the basis of the mechanical model there was written a system of wave equations for dislocations & strains of optional cross-sections of hoisting & balance ropes. The analytical solution of the equations system allows to determine dependences describing stress in fixed rope sections, value of hoisting rope load in the point of its aborting the Koepe pulley and minimum time interval $t \in (0; t_0)$ in which occurs increase of the braking force value.

Keywords: winding gear, wave equation, Koepe pulley, hoisting rope, balance rope.

Wielkości fizyczne

- M_0 - masa zredukowana części wirujących wyciągu (wliczone koło pędne, koła linowe, tworniki silników elektrycznych), [kg]
 M_0 - masa naczynia skipowego z urobkiem (wliczona masa krótkiego odcinka liny nośnej między naczyniem a kołem pędnym), [kg]
 M_2 - masa pustego naczynia skipowego znajdującego się w okolicach rzapiu (wliczona masa krótkiego odcinka liny wyrównawczej), [kg]
 l_1 - długość lin nośnych między naczyniem górnym a kołem pędnym, [m]
 γ - gęstość liniowa liny, [$\text{kg} \cdot \text{m}^{-1}$]
 AE - sztywność na skręcanie, [N]
 a - prędkość rozchodzenia się fali, [$\text{m} \cdot \text{s}^{-1}$]
 V_0 - prędkość początkowa poruszania się naczyń skipowych, [$\text{m} \cdot \text{s}^{-1}$]
 k - współczynnik sprężystości, [$\text{N} \cdot \text{m}^{-1}$]
 t - czas, [s]
 x - współrzędna przekroju poprzecznego liny nośnej, [m]
 y - współrzędna przekroju poprzecznego liny wyrównawczej, [m]
 $u(x, t)$ - przemieszczenie przekroju poprzecznego liny nośnej, [m]
 $v(y, t)$ - przemieszczenie przekroju poprzecznego liny wyrównawczej, [m]
 $Q_h(t)$ - siła hamująca przyłożona do masy M_0 , [N]
 Q_h - maksymalna wartość siły $Q_h(t)$, [N]

Oznaczenia indeksowe

- W - wyrównawcza (lina)
 N - nośna (lina)
 h - hamująca (siła)
 i - numer, $i \in \mathbf{N}$

Physical quantities

- M_0 - reduced mass of rotary hoist parts (included Koepe pulley, rope pulleys, electric motor armatures), [kg]
 M_0 - mass of skip vessel with winning (included mass of a short section of hoisting rope between the vessel and the Koepe pulley), [kg]
 M_2 - mass of the empty skip vessel situated near the shaft sump (included mass of a short section of the balance rope), [kg]
 l_1 - length of hoisting ropes between the upper vessel and the Koepe pulley, [m]
 γ - linear rope density, [$\text{kg} \cdot \text{m}^{-1}$]
 AE - torsional rigidity, [N]
 a - velocity of wave propagation, [$\text{m} \cdot \text{s}^{-1}$]
 V_0 - initial velocity of the skip vessels, [$\text{m} \cdot \text{s}^{-1}$]
 k - coefficient of elasticity, [$\text{N} \cdot \text{m}^{-1}$]
 t - time, [s]
 x - coordinate of hoisting rope cross-section, [m]
 y - coordinate of balance rope cross-section, [m]
 $u(x, t)$ - dislocation of hoisting rope cross-section, [m]
 $v(y, t)$ - dislocation of balance rope cross-section, [m]
 $Q_h(t)$ - braking force applied to mass M_0 , [N]
 Q_h - maximum force value of $Q_h(t)$, [N]

Indicators

- W - balance (rope)
 N - hoisting (rope)
 h - braking (force)
 i - number, $i \in \mathbf{N}$

1. Wprowadzenie

W pracy rozważono fizyczny model wielolinowego urządzenia wyciągowego (rys. 1), w skład którego wchodzi koło pędne w układzie wieżowym, dwa naczynia skipowe, liny nośne i wyrównawcze. W cyklu normalnej pracy urządzenia w czasie załadunku jednego ze skipów drugi jest rozładowywany i odwrotnie, ponadto parametry kinematyczne układu w czasie podnoszenia naczynia ładunkowego są identyczne jak przy opuszczaniu naczynia pustego. Na cykl normalnej pracy opisanego urządzenia wyciągowego składają się następujące etapy:

- 1) załadunek,
- 2) rozruch z podszybia naczynia ładunkowego,
- 3) jazda ustalona naczynia pełnego,
- 4) hamowanie przy dojeździe do nadszybia,
- 5) wyładunek,
- 6) rozruch przy opuszczaniu pustego naczynia z nadszybia,
- 7) hamowanie przy dojeździe do podszybia.

Normalna praca, której schemat przedstawiono powyżej, w swoim cyklu regularnym nie zawiera hamowania bezpieczeństwa, jednak jest ono pod względem niezawodności eksploatacji urządzenia wyciągowego najważniejszym procesem stwarzającym największe zagrożenie, mogącym doprowadzić do sprężenia ciernego liny na kole pędnym [2,6,11]. Zastosowanie takiego hamowania następuje w przypadku różnego rodzaju awarii w szybie górniczym i ma na celu jak najszybsze zatrzymanie ruchu naczyń skipowych. Jako początek procesu technicznego uważa się moment przyłożenia siły hamującej Q_h do koła pędnego wieży, proces trwa w trybie ciągłym do momentu całkowitego zatrzymania naczyń skipowych, oraz wszystkich elementów wyciągu znajdujących się w ruchu. Jak wynika z powyższego opisu proces hamowania bezpieczeństwa jako proces techniczny powinien być przewidziany do przeprowadzenia w każdej chwili normalnej pracy urządzenia, niezależnie od położenia naczyń skipowych, jednak, jak wskazano w [3,6,7] naprężenia i odkształcenia powstające w przekrojach poprzecznych elementów wyciągu nie są takie same [12]. Z technicznego punktu widzenia przeprowadzenie hamowania bezpieczeństwa jest najtrudniejsze w chwili powstawania największych odległości między naczyniami skipowymi M_1 i M_2 , czyli gdy jedno z naczyń (z urobkiem) znajduje się w okolicy nadszybia a drugie (puste) w okolicy podszybia. Od momentu rozpoczęcia hamowania bezpieczeństwa stan pracy urządzenia wyciągowego nazywamy awaryjnym.

Rozważania teoretyczne zawarte w niniejszej pracy bazują głównie na modelu mechanicznym górniczego urządzenia wyciągowego zaproponowanym przez S. Wolnego [11,13,15] uwzględniającym różnorodność

1. Introduction

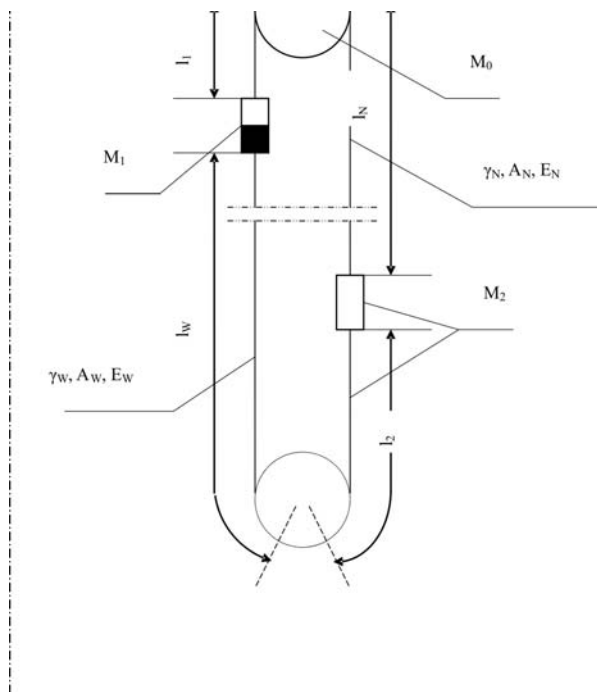
In the project the physical model of multi-rope hoisting device has been considered (Fig. 1). It consists of the Koepe pulley in tower system, two skip vessels, hoisting & balance ropes. In normal cycle of the device work during loading one skip, the second is being unloaded and the other way round. Moreover kinematic parameters of the system during lifting the loading vessel are identical like during lowering the empty vessel. The cycle of normal work of the mentioned hoisting device consists of the following stages:

- 1) loading,
- 2) starting from pit bottom of the loading vessel,
- 3) fixed run of the full vessel,
- 4) braking while approaching the shaft top,
- 5) unloading,
- 6) starting while lowering the empty vessel from the shaft top,
- 7) braking while approaching the pit bottom.

Normal work, which scheme is presented above, in its regular cycle does not contain emergency braking. However regarding reliability of the hoisting device operating it is the most important process which makes the biggest threat and may lead to the rope frictional contact in the Koepe pulley [2,6,11]. Usage of this kind of braking occurs in case of various breakdowns in a pit shaft and its goal is to stop the skip vessels' movement as quickly as possible. The moment of applying braking force Q_h to the tower's Koepe pulley is considered as the beginning of the technical process. The process lasts in constant mode until the moment of complete stopping of skip vessels and all hoist elements being in motion. As results from the above description the emergency braking process as a technical process should be expected to carry out the normal device work at any time, regardless of the skip vessels location. However like it was stated in [3,6,7] stresses & strains appearing in cross-sections of the

hoist elements are not identical [12]. From the technical point of view, carrying out emergency braking is the most difficult while appearing the biggest distances between skip vessels M_1 and M_2 , so when one vessel (the one with the winning) is situated near the shaft top and the second one (empty) is near the pit bottom. From the starting moment of emergency braking the work condition of the hoisting device is called *emergency*.

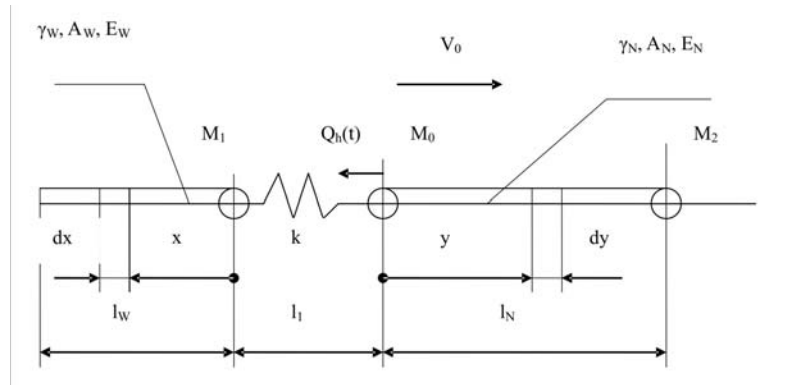
Theoretical deliberations included in this work are based mainly on the mechanical model of a mining hoisting device suggested by S. Wolny [11,13,15] which takes into consideration diversity of mass distribution of the hoist elements (the discrete-constant model) and the elements keeping wave character of the examined technical process [4,15]. Moreover, the Wolny's model allows to examine



Rys 1. Model urządzenia wyciągowego
Fig. 1. Model of the windig gear

rozłożenia masy elementów wyciągu (model dyskretno-ciągły) oraz zachowującym falowy charakter badanego procesu technicznego [4,15]. Ponadto model Wolnego pozwala na rozpatrywanie procesu hamowania bezpieczeństwa na wyprostowanym schemacie modelowym (rys. 2) w dwóch ruchomych układach współrzędnych. Środki układów w momencie rozpoczęcia procesu hamowania ($t=0$) pokrywają się z masami skupionymi M_0 i M_1 , odpowiednio i poruszają się stałą prędkością V_0 (prędkość początkowa naczyń skipowych).

the emergency braking process on the straight model scheme (Fig.2) in two moving co-ordinate systems. At the starting point of the braking process ($t=0$) the centres of the systems overlap with the concentrated masses M_0 & M_1 accordingly and they move with the constant velocity V_0 (initial velocity of the skip vessels).



Rys. 2. Model urządzenia wyciągowego: środki układów współrzędnych x i y w chwili $t=0$ pokrywają się z masami M_1 i M_0 , oraz poruszają się stałą prędkością V_0

Fig. 2. Straight model scheme: At the starting point of the braking process ($t=0$) the centres of the systems overlap with the concentrated masses M_0 & M_1 accordingly, and they move with the constant velocity V_0

Odpowiednikiem matematycznym wyżej opisanego układu mechanicznego jest układ dwóch równań falowych zapisanych dla przemieszczeń i odkształceń poprzecznych przekrojów liniowych i wyrównawczych $u(x,t)$ i $v(y,t)$, odpowiednio:

A mathematical equivalent of the above mentioned mechanical system is the system of two wave equations written for dislocations and transverse strains of cross-sections of the hoisting & balance ropes $u(x,t)$ & $v(y,t)$ accordingly:

$$\frac{\partial^2 u(x,t)}{\partial t^2} - a_W^2 \frac{\partial^2 u(x,t)}{\partial x^2} = 0$$

$$\frac{\partial^2 v(y,t)}{\partial t^2} - a_N^2 \frac{\partial^2 v(y,t)}{\partial y^2} = 0$$

(1)

$$\frac{\partial^2 u(x,t)}{\partial t^2} - a_W^2 \frac{\partial^2 u(x,t)}{\partial x^2} = 0$$

$$\frac{\partial^2 v(y,t)}{\partial t^2} - a_N^2 \frac{\partial^2 v(y,t)}{\partial y^2} = 0$$

(1)

Do określenia warunków brzegowych układu (1) oprócz dynamicznej charakterystyki modelu mechanicznego wyciągu, istotną rolę odgrywają rozważania dotyczące siły hamującej Q_h zastosowanej do koła pędnego. W modelowych rozważaniach teoretycznych najczęściej [2,3,6] siłę hamującej Q_h przypisuje się uśrednioną wartość stałą (przy badaniach parametrów kinematycznych elementów urządzenia) oraz maksymalną (przy badaniach wytrzymałościowych) co pozwala na upraszczanie obliczeń matematycznych, jednak nie oddaje realnej charakterystyki procesu. W rzeczywistości zastosowanie stałej siły hamującej do koła pędnego może doprowadzić do powstawania krytycznych wartości momentów sił tarcia, przekraczania wartości dopuszczalnych obciążeń w zawieszeniach oraz do naruszenia sprzężenia ciernego liny na kole pędnym [3,11]. W związku z powyższym, w praktyce hamowanie bezpieczeństwa odbywa się przy zastosowaniu stopniowo narastającej w czasie siły hamującej $Q_h(t)$. W niniejszej pracy rozpatrzono liniowe narastanie wartości siły Q_h od momentu rozpoczęcia hamowania bezpieczeństwa ($t=0$) do pewnej chwili t_0 , w której siła $Q_h(t)$ uzyskuje wymaganą wartość maksymalną:

In determining the system's boundary conditions (1), apart from the dynamical characteristics of the hoist mechanical model, the crucial role is played by deliberations about the braking force Q_h used for the Koepe pulley. In the model theoretical deliberations most often [2,3,6] the braking force Q_h is considered an averaging constant value (during research on kinematic parameters of the device elements) and a maximum (during the resistance research) which allows to simplify mathematical calculations but does not render a real characteristics of the process. In reality using the constant braking force for the Koepe pulley might lead to occurring critical values of the friction force moments, exceeding values of allowable loads in suspensions and breach of the rope frictional contact on the Koepe pulley [3,11]. That being so, in practice emergency braking takes place while using the braking force gradually growing in time $Q_h(t)$. In this project there is considered a linear growing of the force value Q_h from the starting point of emergency braking ($t=0$) until some moment t_0 , when the force $Q_h(t)$ obtains a required maximum value:

$$Q_h(t_0) = \max \{Q_h(t)\} = Q_h$$

(2)

$$Q_h(t_0) = \max \{Q_h(t)\} = Q_h$$

(2)

natomiast po chwili osiągnięcia wartości (2) jest niezmienna do zakończenia procesu hamowania. Zatem mamy do czynienia z funkcją:

$$Q_h(t) = \begin{cases} \frac{Q_h}{t_0} t & \text{dla } 0 \leq t \leq t_0 \\ Q_h & \text{dla } t > t_0 \end{cases} \quad (3)$$

Zgodnie z powyższym warunki brzegowe układu (1) przedstawiają się następująco:

$$M_1 \frac{\partial^2 u(0,t)}{\partial t^2} = A_w E_w \frac{\partial u(0,t)}{\partial x} - k(u(0,t) + v(0,t)) \quad (4)$$

$$\frac{\partial u(l_w,t)}{\partial x} = 0 \quad (5)$$

$$M_0 \frac{\partial^2 v(0,t)}{\partial t^2} = A_N E_N \frac{\partial v(0,t)}{\partial y} - k(u(0,t) + v(0,t)) - Q_h(t) \quad (6)$$

$$M_2 \frac{\partial^2 v(l_N,t)}{\partial t^2} = -A_N E_N \frac{\partial v(l_N,t)}{\partial y} \quad (7)$$

przy warunkach początkowych:

$$u(0,0) = v(0,0) = 0 \quad \frac{\partial u(0,0)}{\partial t} = \frac{\partial v(0,0)}{\partial t} = 0$$

2. Wyznaczenie przemieszczeń przekrojów poprzecznych liniowych i wyrównawczych

Rozwiązaniem układu (1) na mocy [4] jest para funkcji o postaci:

$$u(x,t) = \varphi\left(t - \frac{x}{a_w}\right) + \psi\left(t + \frac{x}{a_w}\right) \quad (8)$$

$$v(y,t) = f\left(t - \frac{y}{a_N}\right) + g\left(t + \frac{y}{a_N}\right)$$

Po uwzględnieniu funkcji (8) w warunkach brzegowych, podobnie jak w [9,12] otrzymujemy rozwiązanie analityczne w postaci:

$$u(x,t) = \frac{Q_h}{M} \left\{ \frac{Ma}{2AE} \left(t - \frac{x}{a}\right) - \frac{2}{l_1} \frac{AE}{Ma^2} + \frac{1}{2 \left(\frac{AE}{Ma}\right)^2} e^{\frac{AE}{Ma} \left(t - \frac{x}{a}\right)} + \frac{2e^{\frac{AE}{2Ma} \left(t - \frac{x}{a}\right)}}{\sqrt{8 \frac{AE}{Ml_1} \sqrt{8 \frac{AE}{Ml_1} - \left(\frac{AE}{Ma}\right)^2}}} \sin \left[\frac{1}{2} \sqrt{8 \frac{AE}{Ml_1} - \left(\frac{AE}{Ma}\right)^2} \left(t - \frac{x}{a}\right) - \Phi \right] \right\} \quad (9)$$

$$v(y,t) = \frac{Q_h}{M} \left\{ \frac{1}{2 \left(\frac{AE\delta}{Ma}\right)} \left(\delta t - \frac{y}{a}\right) + \frac{\left(\frac{AE\delta}{Ma}\right)^2 - 2 \frac{AE}{Ml_1}}{4 \left(\frac{AE\delta}{Ma}\right)^2 \frac{AE}{Ml_1}} + \frac{1}{2 \left(\frac{AE\delta}{Ma}\right)^2} e^{\frac{AE}{Ma} \left(\delta t - \frac{y}{a}\right)} - \frac{2e^{\frac{AE}{2Ma} \left(\delta t - \frac{y}{a}\right)}}{\delta \sqrt{8 \frac{AE}{Ml_1} \sqrt{8 \frac{AE}{Ml_1} - \delta \left(\frac{AE}{Ma}\right)^2}}} \sin \left[\frac{1}{2} \delta \sqrt{8 \frac{AE}{Ml_1} - \left(\frac{AE}{Ma}\right)^2} \left(\delta t - \frac{y}{a}\right) + \Phi \right] \right\} \quad (10)$$

gdzie wprowadzono następujące oznaczenia:

$$\frac{A_N E_N}{M_1 a_N} : \frac{A_w E_w}{M_0 a_w} = \delta \quad (11)$$

$$\frac{A_N E_N}{M_1 a_N} = \frac{A_w E_w}{M_0 a_w} \delta = \frac{AE\delta}{Ma} \quad (12)$$

Whereas after obtaining the value (2) stays constant until ending of the braking process. Therefore we deal here with the function:

$$Q_h(t) = \begin{cases} \frac{Q_h}{t_0} t & \text{dla } 0 \leq t \leq t_0 \\ Q_h & \text{dla } t > t_0 \end{cases} \quad (3)$$

That being so, the system's boundary conditions (1) present themselves in the following way:

$$M_1 \frac{\partial^2 u(0,t)}{\partial t^2} = A_w E_w \frac{\partial u(0,t)}{\partial x} - k(u(0,t) + v(0,t)) \quad (4)$$

$$\frac{\partial u(l_w,t)}{\partial x} = 0 \quad (5)$$

$$M_0 \frac{\partial^2 v(0,t)}{\partial t^2} = A_N E_N \frac{\partial v(0,t)}{\partial y} - k(u(0,t) + v(0,t)) - Q_h(t) \quad (6)$$

$$M_2 \frac{\partial^2 v(l_N,t)}{\partial t^2} = -A_N E_N \frac{\partial v(l_N,t)}{\partial y} \quad (7)$$

with initial conditions:

$$u(0,0) = v(0,0) = 0 \quad \frac{\partial u(0,0)}{\partial t} = \frac{\partial v(0,0)}{\partial t} = 0$$

2. Determining dislocations of cross-sections of the hoisting & balance ropes

The system solution (1) by virtue of [4] is a pair of functions in the form of:

$$u(x,t) = \varphi\left(t - \frac{x}{a_w}\right) + \psi\left(t + \frac{x}{a_w}\right) \quad (8)$$

$$v(y,t) = f\left(t - \frac{y}{a_N}\right) + g\left(t + \frac{y}{a_N}\right)$$

After considering the function (8) in boundary conditions, just like in [9,12] we receive analytical solution in the form of:

where the following designations were introduced:

$$\frac{A_N E_N}{M_1 a_N} : \frac{A_w E_w}{M_0 a_w} = \delta \quad (11)$$

$$\frac{A_N E_N}{M_1 a_N} = \frac{A_w E_w}{M_0 a_w} \delta = \frac{AE\delta}{Ma} \quad (12)$$

$$\Phi = \frac{\pi}{2} + \operatorname{arctg} \frac{\frac{AE}{Ma}}{\sqrt{8 \frac{AE}{Ml_1} - \left(\frac{AE}{Ma}\right)^2}} \quad (13)$$

$$\Phi = \frac{\pi}{2} + \operatorname{arctg} \frac{\frac{AE}{Ma}}{\sqrt{8 \frac{AE}{Ml_1} - \left(\frac{AE}{Ma}\right)^2}} \quad (13)$$

3. Wyznaczenie naprężeń w przekrojach lin nośnych i wyrównawczych oraz analityczna konstrukcja funkcji hamowania

Naprężenia w przekrojach poprzecznych lin nośnych i wyrównawczych można obliczyć za pomocą standardowych wzorów [11] otrzymując odpowiednio:

$$\sigma(x,t) = \frac{EQ_h}{Ma} \left\{ \frac{1}{2} \frac{AE}{Ma} \left(e^{-\frac{AE}{Ma} \left(t - \frac{x}{a} \right)} - 1 \right) + \frac{e^{-\frac{AE}{2Ma} \left(t - \frac{x}{a} \right)}}{\sqrt{8 \frac{AE}{Ml_1} - \left(\frac{AE}{Ma}\right)^2}} \sin \left[\frac{1}{2} \sqrt{8 \frac{AE}{Ml_1} - \left(\frac{AE}{Ma}\right)^2} \left(t - \frac{x}{a} \right) + \Phi_1 \right] \right\} \quad (14)$$

3. Determining stresses in sections of the hoisting & balance ropes and the analytical structure of the braking function

Stresses in cross-sections of the hoisting & balance ropes might be estimated with the use of standard formulas [11] obtaining accordingly:

$$\sigma(y,t) = \frac{EQ_h}{Ma} \left\{ \frac{1}{2} \frac{AE}{Ma} \delta \left(e^{-\frac{AE}{Ma} \left(t - \frac{y}{a} \right)} - 1 \right) + \frac{e^{-\frac{AE}{2Ma} \left(t - \frac{y}{a} \right)}}{\delta \sqrt{8 \frac{AE}{Ml_1} - \left(\frac{AE}{Ma}\right)^2}} \sin \left[\frac{1}{2} \delta \sqrt{8 \frac{AE}{Ml_1} - \left(\frac{AE}{Ma}\right)^2} \left(\delta t - \frac{y}{a} \right) + \Phi_1 \right] \right\} \quad (15)$$

gdzie:

$$\Phi_1 = \frac{\pi}{2} + \operatorname{arctg} \frac{\frac{AE}{Ma} - \frac{4a}{l_1}}{\sqrt{8 \frac{AE}{Ml_1} - \left(\frac{AE}{Ma}\right)^2}} \quad (16)$$

where:

$$\Phi_1 = \frac{\pi}{2} + \operatorname{arctg} \frac{\frac{AE}{Ma} - \frac{4a}{l_1}}{\sqrt{8 \frac{AE}{Ml_1} - \left(\frac{AE}{Ma}\right)^2}} \quad (16)$$

Na mocy zależności (15) siłę w linie nośnej w jej miejscu zejścia z koła pędnego opisuje zależność:

By virtue of dependence (15) the hoisting rope force in the point of aborting the Koepe pulley is described by the dependence:

$$S_{LN} = \frac{Q_h AE \delta}{Ma} \left\{ \frac{1}{2} \frac{AE \delta}{Ma} \left(1 - e^{-\frac{AE}{Ma} t} \right) + \frac{\frac{AE}{Ma} e^{-\frac{AE}{2Ma} t}}{\sqrt{8 \frac{AE}{Ml_1}} \sqrt{8 \frac{AE}{Ml_1} - \left(\frac{AE}{Ma}\right)^2}} \sin \left[\frac{1}{2} \delta \sqrt{8 \frac{AE}{Ml_1} - \left(\frac{AE}{Ma}\right)^2} \left(\delta t - \frac{y}{a} \right) + \Phi_1 \right] \right\} \quad (17)$$

Minimalny czas t_0 potrzebny do stabilizacji wartości liniowo narastającej siły hamowania $Q_h(t)$ wyznaczmy z zależności (17):

The minimum time t_0 needed for value stabilization of the linearly growing braking force $Q_h(t)$ we determine out of dependence (17):

$$t_0 = \frac{2}{\tau_1} \operatorname{arctg} \frac{\tau_2 - \sqrt{\Delta_\tau}}{\frac{\tau_2 + \tau_1}{\tau_3} - \frac{\Phi_1}{\tau_1}} \quad (18)$$

$$t_0 = \frac{2}{\tau_1} \operatorname{arctg} \frac{\tau_2 - \sqrt{\Delta_\tau}}{\frac{\tau_2 + \tau_1}{\tau_3} - \frac{\Phi_1}{\tau_1}} \quad (18)$$

gdzie:

where:

$$\tau_1 = \frac{1}{2} \sqrt{8 \frac{AE}{Ml_1} - \left(\frac{AE}{Ma}\right)^2} \quad (19)$$

$$\tau_1 = \frac{1}{2} \sqrt{8 \frac{AE}{Ml_1} - \left(\frac{AE}{Ma}\right)^2} \quad (19)$$

$$\tau_2 = -\frac{AE}{Ml_1} \quad (20)$$

$$\tau_2 = -\frac{AE}{Ml_1} \quad (20)$$

$$\tau_3 = -\frac{\tau_2 a}{\tau_1 l_1} \quad (21)$$

$$\tau_3 = -\frac{\tau_2 a}{\tau_1 l_1} \quad (21)$$

$$\Delta_\tau = \left(1 - \frac{1}{\tau_3^2} \right) \tau_2^2 + \tau_1^2 \quad (22)$$

$$\Delta_\tau = \left(1 - \frac{1}{\tau_3^2} \right) \tau_2^2 + \tau_1^2 \quad (22)$$

Na podstawie powyższych obliczeń, ostatecznie można przedstawić wzór matematyczny wyrażający siłę hamowania bezpieczeństwa zastosowaną do koła pędnego następująco:

$$Q_h(t) = \begin{cases} \frac{Q_h \tau_1 t}{2 \arctg \frac{\tau_2 - \sqrt{\Delta_r}}{\tau_2 + \tau_1} - \Phi} & \text{dla } 0 \leq t \leq \frac{2}{\tau_1} \arctg \frac{\tau_2 - \sqrt{\Delta_r}}{\tau_2 + \tau_1} - \frac{\Phi_1}{\tau_1} \\ Q_h & \text{dla } t > \frac{2}{\tau_1} \arctg \frac{\tau_2 - \sqrt{\Delta_r}}{\tau_2 + \tau_1} - \frac{\Phi_1}{\tau_1} \end{cases} \quad (23)$$

According to the above calculations, a mathematical formula expressing the emergency braking force used for the Koepe pulley can be ultimately introduced in the following way:

4. Wnioski

Analityczne zależności na naprężenia i przemieszczenia w przekrojach lin nośnych i wyrównawczych górniczego urządzenia wyciągowego wyznaczone na podstawie modelu mechanicznego Wolnego w pełni zachowują falową charakterystykę procesu fizycznego, przy czym uzyskane wyniki istotnie różnią się od zaproponowanych w pracach [2,3,4]. Różnice te w głównej mierze uwarunkowane są różnymi uproszczeniami modelowymi dokonanyymi w modelu mechanicznym oraz metodami przybliżonymi zastosowanymi do równań modelowych, zatem porównanie otrzymanych wyników można uzyskać jedynie dla ekstremalnych wartości naprężeń, przemieszczeń oraz innych charakterystyk elementów urządzenia wyciągowego. Rozważania dotyczące liniowo narastającej siły hamowania zastosowanej do koła pędnego są zgodne z wynikami badań na obiekcie rzeczywistym (urządzenie wyciągowe 4L-5500/2x3600 KGHM, Lubin) przedstawionym w pracach [7,13], dobrze aproksymuje zachowanie elementów urządzenia wyciągowego szczególnie w fazie środkowej i końcowej procesu hamowania bezpieczeństwa. Teoretyczne kalkulacje dotyczące siły hamowania w obecnej pracy oprócz samego przebiegu, uwzględniają również maksymalne możliwości podukładu hamowania bezpieczeństwa, więc będą szczególnie przydatne w projektowaniu modelowym dotyczącym pracy unowocześnionych podukładów hamowania bezpieczeństwa urządzenia wyciągowego.

4. Summary

Analytical dependences on stresses and dislocations in sections of hoisting & balance ropes of the mining hoisting device, determined on the basis of the Wolny's mechanical model fully maintain a wave characteristics of physical process. Moreover, the obtained results significantly differ from those proposed in works [2,3,4]. These differences are mainly determined by various model simplifications made in the mechanical model and approximate methods used for model equations. Therefore a comparison of the obtained results one can obtain only for extreme stress values, dislocations and other characteristic elements of the hoisting device. A model proposal concerning the linearly growing braking force used for the Koepe pulley is in accordance with the research results from the actual object presented in works [7,13], and approximates well the maintenance of the hoisting device elements, particularly in the middle and final phase of the emergency braking process. Theoretical calculations concerning the braking force in the current work, apart from the course itself, take also maximum capabilities of the emergency braking subsystem into account. So they will be particularly useful in model designing concerning work of the modernized emergency braking subsystems of the hoisting device.

5. References

- [1] Bogoljubow N.N. i inni: *Metod uskorenij schodimosti v nielinejnoj mechanike*, Kiev, Naukowa Dumka 1969.
- [2] Czaja J.: *Niektóre problemy hamowania awaryjnego naczyn wyciągów*. Sympozjum naukowo-techniczne „Kierunki projektowania i budowy urządzeń wyciągowych w polskim górnictwie miedziowym”. Lubin, Wrocław, Kraków 1996.
- [3] Dwornikow W. I., Sitwie A.: w. *Analiz rieszenia urawnienija dynamiki mnokokanatnych szachtnych ustanowok*. Woprosy eksploatacji szachtnych stacjonarnych ustaowok. Donieck 1995.
- [4] Kaliski S.: *Drgania i fale*, PWN Warszawa 1987.
- [5] Kamke E.: *Spravochnik po obyknoviennym fifferencjalnym urawnieniam*, Moskwa Nauka 1966.
- [6] Knop H.: *Wybrane zagadnienia z dynamiki urządzeń wyciągowych*. ZN AGH, Nr 489, Kraków 1975.
- [7] Kyureghyan Kh.: *Analiza dynamiki awaryjnych stanów pracy górniczego urządzenia wyciągowego*, BG AGH Kraków 1999.
- [8] Kyureghyan Kh.: *Model matematyczny procesu hamowania bezpieczeństwa urządzenia górniczego*. Aktualne problemy inż. Rolniczej w aspekcie integracji polski z UE.2000r.str103-105.
- [9] Kyureghyan Kh.: *Mathematical model of emergency braking of the pithead gear*. The XXXth International Biometrical Colloquim, Wigry 2000r.
- [10] Stiepanow W.W.: *Równania różniczkowe*. Warszawa PWN 1964.
- [11] Wolny S. i inni: *Ocena współczynników bezpieczeństwa elementów zawiesi górniczych urządzeń wyciągowych*. VII Krajowa Konferencja Wytrzymałości i Badania Materiałów. Poznań 1996.

- [12] Wolny S.: *Teoretyczne rozważania nad procesem hamowania krańcowego naczyń wydobywczych wyciągów kopalnianych*. ZN AGH. Mechanika z.11, Kraków 1987.
- [13] Wolny S., Kyureghyan Kh.: *Analiza dynamiczna pracy urządzenia wyciągowego wykorzystaniem dyskretno-ciągłego modelu układu*. Vedecka konferencja. Smery vyvoja techniky pozemneho vojska. Liptovsky Mikulaš 1988.
- [14] Wolny S., Kyureghyan Kh.: *Analiza dynamiczna awaryjnych stanów pracy urządzenia wyciągowego wykorzystaniem dyskretno-ciągłego modelu układu*. ZN AGH. Mechanika 2.,T4. Kraków 1999.
- [15] Wolny S., Kyureghyan Kh.i inni: *Analiza dynamiczna procesu hamowania górniczego urządzenia wyciągowego z wykorzystaniem dyskretno-ciągłego modelu układu*. XIII konferencja naukowa „Problemy Rozwoju Maszyn Roboczych”, T2. Zakopane 2000.

Dr Khachatur KYUREGHYAN

Uniwersytet Przyrodniczy w Lublinie

Wydział Inżynierii Produkcji

Katedra Zastosowań Matematyki i Informatyki

ul. Akademicka 13

20-950 Lublin

e-mail: chaczik@wp.pl
