

Hynek PŘEČEK, Zdenek FOLTA  
Uniwersytet Techniczny, Ostrawa, Czechy

## DYNAMIKA NACZYŃ WYCIĄGOWYCH – DYNAD 2000

**Streszczenie.** W artykule przedstawiono zasady przyjęte do opracowania modelu matematycznego ruchu naczyń wyciągowych w szybach. Model ten jako bardzo prosty może znaleźć zastosowanie podczas konstruowania i eksploatacji górniczych urządzeń wyciągowych, a szczególnie do oceny pracy układu naczynie wyciągowe – zbrojenie szybowe.

## DYNAMICS OF CONVEYANCES – DYNAD 2000

**Summary.** The paper presents principles assumed in order to formulate a mathematical model of the movement of conveyances in shafts. This model is very simple and can find application during designing and operating of mine hoisting plants and especially when making the assessment of functioning of the system: conveyance - shaft fixtures.

### 1. Wstęp

Transport szybowy w wielu kopalniach jest czynnikiem ograniczającym ciążnienie kopalni użytecznych. Ułożenie pokładów kopalni użytecznych, wpływy eksploatacji górniczej i utrzymanie szybu wpływa na bezpieczną pracę urządzeń wyciągowych, w tym na ruch naczyń wyciągowych w szybie. Zagadnienie dynamiki ruchu naczyń wydobywczych w szybie rozwiązano za pomocą modelu matematycznego, który następnie zweryfikowano poprzez badania przemysłowe. Na podstawie wieloletnich doświadczeń ustalono skrajne parametry odchyłek i tolerancji w prostoliniowości ciągów prowadniczych przy zachowaniu obowiązujących przepisów górniczych dotyczących transportu pionowego.

### 2. Ustalenie hipotezy zależności dynamiki naczynia od parametrów urządzenia wyciągowego

Koncepcję eksperymentu numerycznego oparto na zbudowanym modelu symulacyjnym dynamiki ruchu naczyń wyciągowych w szybach, co pozwoliło na uzyskanie informacji i

postawienie hipotezy o przebiegu wielkości dynamicznych w zależności od parametrów technicznych danego urządzenia wyciągowego. Jako główne parametry przyjęto:

- prędkość ciągnięcia,
- tłumienie układu,
- sztywność prowadnic tocznych,
- wstępny docisk prowadnic tocznych,
- rozstaw dźwigarów w szybie.

Do analizy przyjęto jazdę załadowanym skipem w górę i w dół oraz oddziaływanie naczyń na prowadniki w płaszczyźnie czołowej i płaszczyznach bocznych. Z uwagi na powyższe wystarczające jest określenie wpływu przede wszystkim pojedynczych parametrów, jest to więc eksperyment jednoparametrowy (klasyczny). Zasada tego eksperymentu polega na tym, że każdy parametr ciągnięcia zmieniany jest kolejno od swej dolnej granicy do górnej, która jest podstawowym parametrem eksploatacyjnym. Oprócz tych wielkości można również w modelu uwzględnić parametry ekstremalne, które mogłyby wystąpić podczas eksploatacji i które mogą realnie wystąpić. Wykorzystanie modelu matematycznego w analizie dynamiki naczyń wyciągowych będzie miało istotne znaczenie, ponieważ umożliwi poznanie praw, którym podlega układ naczyń wyciągowe – zbrojenie szybowe przy minimalnych kosztach. Z uwagi na efektywne wdrożenie modelu komputerowego do praktyki należy zapewnić jego wiarygodność i łatwość w stosowaniu, co zapewni jego akceptację przez użytkowników. Model taki pozwala na szeroką analizę wielu przypadków eksploatacyjnych i przyjęcie takiego rozwiązania, które umożliwi maksymalne obniżenie dynamiki ruchu naczyń wyciągowych w szybach, a co za tym idzie i utrzymanie samych naczyń oraz zbrojenia szybowego.

### 3. Model matematyczny

Podstawą modelu matematycznego analizującego dynamikę naczyń wyciągowego i zbrojenia szybowego jest ruch własny naczyń wymuszony przez:

- siły od prowadników, po których prowadzone jest naczynie, gdyż prowadnice toczne lub ślizgowe nie są idealnie ułożone w pionie ale są odchylone, co w modelu oznaczono przez funkcje  $u_1(t)$ ,  $u_2(t)$  – opisujące te nierówności w płaszczyźnie czołowej pomiędzy ciągami prowadników oraz funkcję  $q_1(t)$ ,  $q_2(t)$  – opisujące te nierówności w płaszczyznach bocznych prostopadłych do płaszczyzn czołowych,
- zbrojenie szybowe jest scharakteryzowane przez okresowo zmieniającą się sztywność wynikającą ze stałych rozstawów dźwigarów w szybie podtrzymujących prowadniki,
- koła prowadnic tocznych, które mogą być ekscentryczne z powodów produkcyjnych czy eksploatacyjnych.

Powyższe sprzyja powstawaniu drgań podczas ruchu naczyń wyciągowego, które w krytycznych warunkach mogą doprowadzić do rezonansu układu naczyń wyciągowe – zbrojenie szybowe. Ruch naczyń wyciągowego można opisać układem pięciu równań różniczkowych drugiego rzędu:

$$m \cdot \ddot{x} + \sum_{i,j=1}^2 (-1)^j \cdot (k_{ij} \cdot x_{ij} + b_{ij} \cdot \dot{x}_{ij} + F_{prij}) = 0$$

$$m \cdot \ddot{y} \sum_{i,j=1}^2 (k_{zij} \cdot y_{ij} + b_{zij} \cdot \dot{y}_{ij} + F_{zprij}) - \sum_{i,j=1}^2 (k_{pij} \cdot y_{ij} + b_{pij} \cdot \dot{y}_{ij} + F_{prij}) = 0$$

$$l_x \ddot{\alpha} + \sum_{i,j=1}^2 (-1)^i \cdot (k_{pij} \cdot y_{ij} + b_{pij} \cdot \dot{y}_{ij} + F_{prij}) + \sum_{i,j=1}^2 (-1)^{i+1} \cdot h_i \cdot (k_{zij} \cdot x_{ij} + b_{zij} \cdot \dot{x}_{ij} + F_{prij}) = 0$$

$$l \cdot \ddot{\psi} + \sum_{i,j=1}^2 (-1)^{i+j} \cdot h_i \cdot (k_{ij} \cdot x_{ij} + b_{ij} \cdot \dot{x}_{ij} + F_{prij}) = 0$$

$$l_z \cdot \tau \sum_{i,j=1}^2 (-1)^i \cdot r \cdot (k_{pij} \cdot y_{ij} + b_{pij} \cdot \dot{y}_{ij} + F_{prij}) + \sum_{i,j=1}^2 (-1)^{i+j} \cdot r \cdot (k_{zij} \cdot y_{ij} + b_{zij} \cdot \dot{y}_{ij} + F_{prij}) = 0,$$

gdzie:

$i = 1$  – głowica naczynia wyciągowego,

$i = 2$  – pomost dolny naczynia wyciągowego,

$m$  – masa naczynia,

$j = 1$  – lewa strona naczynia,

$j = 2$  – prawa strona naczynia,

$I_x, I_y, I_z$  – momenty bezwładności naczynia,

$k_{ij}, k_{pij}, k_{zij}$  – zastępcze współczynniki sztywności prowadnic tocznych i zbrojenia szybowego w czołowej i bocznej płaszczyźnie prowadnika ( $p$  – koła toczne przednie,  $z$  – tylne),

$b_{ij}, b_{pij}, b_{zij}$  – tłumienie układu,

$x_{ij}, y_{ij}$  – odkształcenia prowadnic tocznych w punktach  $i, j$ ,  $x_{ij} = x_{ij} [x, \psi, u_j(t)]$ ,

$y_{ij} = y_{ij} [y, \alpha, q_j(t)]$ .

Dla danego układu charakterystyczne są współczynniki równań różniczkowych zmienne w czasie i zależne od tego, czy prowadnica toczna straci lub nie kontakt z prowadnikami szybowymi, co prowadzi do uderzeń naczynia o zbrojenie. Rozwiązanie tego zagadnienia możliwe jest przy wykorzystaniu niektórych metod numerycznych.

#### 4. Parametry wstępne modelu

Do zbudowania modelu wykorzystano parametry podane w tablicy 1, 2 i 3.

Tablica 1

Szyb JAMA xx. DTA – odchyłki w prowadzeniu

Modelowy odcinek szybu	200m
Odchyłka w płaszczyźnie czołowej x1	3mm*
Odchyłka w płaszczyźnie czołowej x2	3mm*
Odchyłka w płaszczyźnie bocznej y1	3mm*
Odchyłka w płaszczyźnie bocznej y2	3mm*
* - nieprostoliniowości prowadników przyjęto dla odchyłki 3 mm pomiędzy różstawami dźwigarów	

Tablica 2

## Szyby PARAM xx. DTA – parametry ciągnięcia

Prędkość jazdy	m/s	8–22
Masa naczynia wyciągowego	kg	26570
Masa naczynia załadowanego	kg	48570
Szywność prowadnicy tocznej w płaszczyźnie czołowej	N/m	3,3·10 <sup>6</sup>
Szywność prowadnicy tocznej w płaszczyźnie bocznej	N/m	3,3·10 <sup>6</sup>
Szywność naczynia w płaszczyźnie czołowej	N/m	80·10 <sup>6</sup>
Szywność naczynia w płaszczyźnie bocznej	N/m	20·10 <sup>6</sup>
Tłumienie układu	Ns/m	15000
Płaszczyzna czołowa koła – przewodnik	Ns/m	15000
Płaszczyzna boczna koła – przewodnik	Ns/m	15000
Moment bezwładności naczynia pustego w płaszczyźnie czołowej	kgm <sup>2</sup>	781158
Moment bezwładności naczynia pustego w płaszczyźnie bocznej	kgm <sup>2</sup>	781158
Moment bezwładności naczynia pustego w płaszczyźnie pionowej	kgm <sup>2</sup>	54561
Moment bezwładności naczynia załadowanego w płaszczyźnie czołowej	kgm <sup>2</sup>	1047169
Moment bezwładności naczynia załadowanego w płaszczyźnie bocznej	kgm <sup>2</sup>	1047169
Moment bezwładności naczynia załadowanego w płaszczyźnie pionowej	kgm <sup>2</sup>	73142
Odległość pustego naczynia w nadszybiu	m	8,0
Odległość pustego naczynia w podszybiu	m	6,0
Odległość załadowanego naczynia w nadszybiu	m	8,5
Odległość załadowanego naczynia w podszybiu	m	5,5
Szerokość naczynia wyciągowego	m	3,7
Odchyłka naczynia w płaszczyźnie czołowej	mm	0
Odchyłka naczynia w płaszczyźnie bocznej	mm	0
Rozstaw dźwigarów	m	3
Średnica prowadnicy czołowej i bocznej	mm	350
Mimośród prowadnicy <sup>xx</sup>	mm	0
Kąt wychylenia <sup>xx</sup>	grad	0
Grubość bandażu prowadnicy tocznej	mm	15
Wstępny docisk prowadnicy <sup>xx</sup>	A	0

<sup>xx</sup>. zastosowano stałe wartości dla kół czołowych 11,12,21,22, bocznych przednich 11,12,21,22, bocznych sztych 11,12,21,22

Tablica 3

Sztynność układu naczynie wyciągowe – zbrojenie szybowe zestaw TUH xx. DTA

Płaszczyzny	Zakres, m	Sztynność maksymalna N/m	Sztynność minimalna N/m
Czołowa lewa	100	309598000	11338000
Czołowa prawa	100	309598000	11338000
Boczna lewa	100	147710000	16233000
Boczna prawa	100	147710000	16233000

## 5. Zakończenie

Przedstawiony model matematyczny ruchu naczyń wyciągowych w szybach aktualnie jest weryfikowany poprzez badania obciążeń naczyń w kilku szybach kopalń węgla kamiennego w Czechach. Przypuszcza się, że po zakończeniu badań model ten jako bardzo prosty i wygodny zostanie zaakceptowany przez konstruktorów i użytkowników urządzeń wyciągowych.

Recenzent: Prof.Ing. Jan Boroška

## Abstract

The paper presents principles assumed in order to formulate a mathematical model of the movement of conveyances in shafts. This model is very simple and can find application during designing and operating of mine hoisting plants and especially when making the assessment of functioning of the system: conveyance - shaft fixtures. Basic technical parameters of the mine hoisting plant, and namely a hoisting speed, damping of the system, rigidity of rolling guides, eccentricity of rolling guides, rigidity of conveyances, spacing of buntons in the shaft and deviations in the rectilinearity of guide lines in the shaft have been taken into account in the model. The model will be verified by means of industrial investigations of dynamics of conveyances in the shaft e.g. through measurements of loads and accelerations of conveyances during their movement in the shaft.