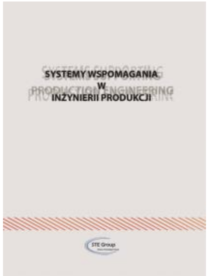
Analityczny model dynamiczny kombajnu ścianowego z cięgnowym systemem posuwu

Data wpłynięcia do Redakcji: 12/2024
Data akceptacji przez Redakcję do publikacji: 12/2024

2024, volume 13, issue 1, pp. 65-80



Łukasz Bołoz
AGH w Krakowie , **Poland**

Streszczenie: Węgiel kamienny, pomimo polityki ekologicznej nadal jest i jeszcze długo będzie cennym i istotnym źródłem energii na świecie. Węgiel kamienny zazwyczaj występuje w postaci pokładów w kopalniach głębinowych. Od wielu lat coraz częściej eksploatowane są pokłady cienkie, stąd kopalnie i producenci maszyn poszukują nowych, efektywnych i bezpiecznych sposobów ich wydobywania. Jednym z takich sposobów jest zastosowanie kompleksu ścianowego z kombajnem jednoorganowym. W artykule przedstawiono krótko takie rozwiązanie i skupiono się na autorskim modelu dynamicznym kombajnu ścianowego z cięgnowym systemem posuwu. Model dotyczy kombajnu jednoorganowego ciągniętego wzdłuż ściany za pomocą łańcucha, jednak może być zastosowany do symulowania strugów węglowych, a również w pewnym zakresie przenośników zgrzebłowych i taśmowych. W literaturze znane są modele, w których łańcuch zastąpiony jest masami skupionymi, w omawianym modelu odcinki łańcucha opisano jako masę ciągłą, której wartość zmienia się w trakcie przejazdu kombajnu wzdłuż ściany. Kombajn zamodelowano jako bryłę sztywną o sześciu stopniach swobody posadowioną na sprężystych płozach. W modelu uwzględniono obciążenie pochodzące od oporów urabiania, ładowania i ruchu. Model matematyczny zapisano w postaci skryptów w programie Matlab. Zestaw skryptów pozwala na uzyskanie informacji o zachowaniu kombajnu i obciążeniu istotnych węzłów konstrukcyjnych takich jak płozy, mocowania łańcucha i ładowarek czy wału napędowego organu urabiającego. Wyniki pozwalają również na określenie zapotrzebowania na moc silników jak również obliczenie wymaganej siły napięcia wstępnego łańcucha. W pełni parametryczny model daje możliwość analizy wpływu zmiany wartości istotnych parametrów wyrobiska ścianowego, jednostek napędowych i kombajnu. Informacje te są kluczowe na etapie konstruowania oraz weryfikowania projektu, co pozwala na uniknięcie wielu błędów w prototypie.

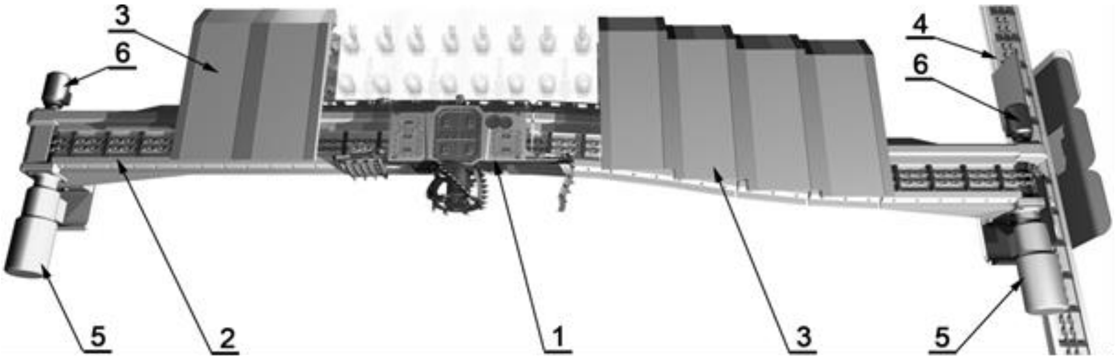
Słowa kluczowe: dynamika maszyn, badania modelowe, badania symulacyjne, kombajn jednoorganowy, cięgnowy system posuwu, model dynamiczny, kombajn ścianowy

WPROWADZENIE

W ostatnich latach górnictwo węglowe w Europie traktowane było jako źródło energii, z którego należy szybko zrezygnować. W przeciwieństwie do tego podejścia, w wielu krajach na świecie wydobycie węgla kamiennego utrzymywane jest na wysokim poziomie. Obecny kryzys energetyczny spowodowany trwającym konfliktem i nałożonymi sankcjami może spowodować zmianę polityki Unii Europejskiej. W wielu krajach pokłady węgla kamiennego określane jako średnie i grube zostały w większości wybrane. Stąd kopalnie węgla kamiennego jak i producenci maszyn górniczych coraz więcej uwagi poświęcają możliwości skutecznej eksploatacji cienkich pokładów, czyli o

Contact address: bolоz@agh.edu.pl

miąższości od 1.0 m do 1.6 m. Sytuacja ta wynika ze znacznej ilość węgla zlokalizowanego w tych pokładach oraz braku odpowiedniego umaszynowienia pozwalającego na ich efektywną eksploatację, zwłaszcza w trudnych warunkach górniczo-geologicznych. Do ich wybierania w ograniczonym zakresie stosowane są systemy ścianowe wyposażane w kompleksy kombajnowe bądź strugowe.
W ostatnich latach powstało kilka rozwiązań maszyn opartych na systemach ścianowych, które przeznaczone są do eksploatacji pokładów cienkich. W szczególności kompleks wyposażony w kombajn jednoorganowy pozwala na wyeliminowanie w znacznej mierze wad stosowanych obecnie kompleksów strugowych oraz kombajnowych (Bołoz, 2013).
Rys. 1 przedstawia kombajnowy kompleks ścianowy składający się z kombajnu jednoorganowego *1*, ścianowego przenośnika zgrzebłowego *2*, sekcji zmechanizowanej obudowy ścianowej *3* i podścianowego przenośnika zgrzebłowego *4*. Na końcach przenośnika ścianowego znajdują się jego napędy *5* oraz napędy *6* kombajnu.



Rys. 1 Kompleks ścianowy do eksploatacji cienkich pokładów
Źródło: Bołoz, 2013

Kadłub kombajnu mieści zespół napędowy organu o mocy 2x120 kW. Oprócz jednostki napędowej w kadłubie przewidziano układ hydrauliczny, układ automatyki, sterowania i diagnostyki. Konieczny i wymagany system zraszania może zostać zabudowy w organie lub analogicznie jak w technice strugowej w obudowach ścianowych.
Realizacja prototypu kompleksu, który nie ma odpowiednika wśród istniejących rozwiązań wymaga opracowania modelu teoretycznego oraz realizację badań modelowych. Badania analityczne oraz modelowe są mocno rozwijaną dziedziną, ponieważ oprócz aspektu poznawczego, pozwalają na zminimalizowanie możliwości wystąpienia błędów w prototypie. Badania modelowe, dzięki możliwości przetestowania wielu wariantów, również o skrajnych i krytycznych wartościach parametrów wejściowych, niosą ze sobą istotne informacje, które nie są możliwe do uzyskania podczas badań rzeczywistego obiektu.
Zagadnienie modelowania maszyn jest ogólnie znane w literaturze. Opracowano wiele modeli dynamicznych dotyczących różnych maszyn, w tym z wieloma stopniami swobody (Kouroussis i in., 2015), (Bołoz, 2021). W wielu pracach obiektem modelu dynamicznego były klasyczne kombajny ścianowe z dwoma organami i bezcięgnowym systemem posuwu. Celem wspominanych prac była analiza możliwości kompensacji błędów systemu nawigacji wynikających z dynamiki pracy (H. Yang i in., 2016) czy też wpływ własności skał (X. Yang i in., 2021). W innych artykułach autorzy modelowali i badali dynamikę napędu

posuwu kombajnu (Dolipski i in., 2012), (Zhang & Zhang, 2020), (Liu i in., 2015), (Bołoz, 2022).

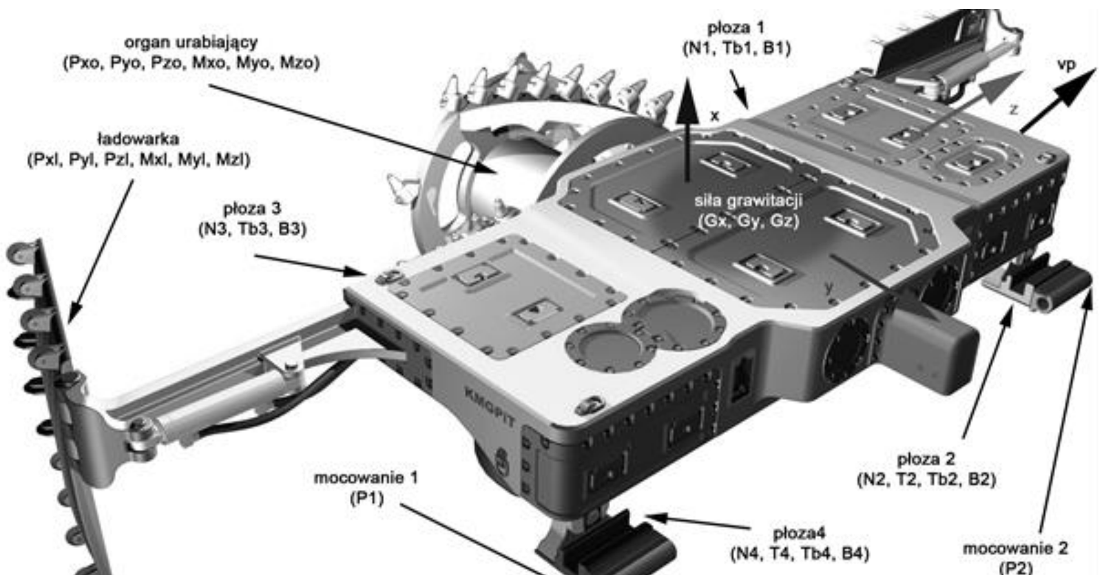
W wielu publikacjach pojawiają się modele dynamiczne przenośnika zgrzebłowego z co najmniej dwoma napędami i napinaniem, przy czym łańcuch modelowany jest jako kilka mas skupionych (Jiang i in., 2017). Autorzy badają dynamikę przenośnika lub analizują wpływ nierównego obciążenie napędu głównego i pomocniczego (Dolipski i in., 2014).

Ze względu na sposób poruszania się strugi węglowe zbliżone są do przedmiotowego rozwiązania kombajnu. Strugi węglowe z cięgnowym systemem posuwu są przedmiotem kilku prac, gdzie zostały zamodelowane jako klasyczny układ z łańcuchem zastąpionym masami skupionymi (Kang & Li, 2010).

W przytoczonych pracach występuje model bryły sztywnej, obciążenie od różnych procesów, oporów ruchu jak również modele cięgien systemu posuwu. Jednak w prezentowanym w tym artykule rozwiązaniu występuje szereg istotnych różnic konstrukcyjnych, które nie pozwalają na zastosowanie istniejących modeli. Przedmiotowy kombajn ścianowy współpracuje z przenośnikiem ścianowym podobnie jak strug węglowy, jednak działają na niego zupełnie inne obciążenia. Łańcuch przedstawiony jako określona liczba mas skupionych ogranicza zastosowanie modelu i nie pozwala na symulowanie ciągłego ruchu przez określony czas. W przedmiotowym przypadku łańcuch zamodelowany jako masa ciągła o zmiennej wartości poszczególnych odcinków pozwala na symulację rozruchu i przejazdu kombajnu przez całą długość ściany.

OBCIĄŻENIE KOMBAJNU JEDNOORGANOWEGO

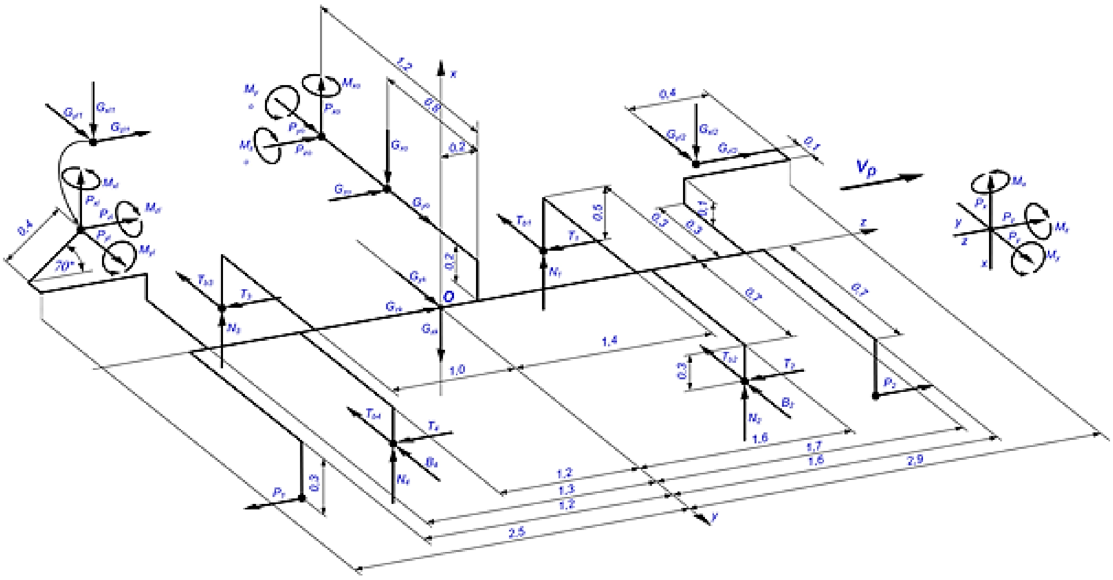
Podczas pracy, na kombajn działa szereg obciążeń. rys. 2 przedstawia model 3D kombajnu wraz z opisem kluczowych elementów i obciążenia z nimi związanego.



Rys. 2 Model kombajnu jednoorganowego

Natomiast na rys. 3 zamieszczono schemat jego obciążenia z istotnymi wielkościami. Układ współrzędnych xyz przyjęto w środku ciężkości kombajnu. Na schemat naniesiono obciążenie pochodzące od procesu urabiania *(P_{xo}, P_{yo}, P_{zo},*

M_{xo}, M_{yo}, M_{zo}) i ładowania (P_{xl}, P_{yl}, P_{zl}, M_{xl}, M_{yl}, M_{zl}) będące czynnym obciążeniem kombajnu.



Rys. 3 Schemat obciążenia kombajnu jednoorganowego

Dodatkowo na kadłub, organ oraz ładowarki działają siły ciężkości. Ich składowe oznaczono kolejno G_x, G_y, G_z, G_{xo}, G_{yo}, G_{zo}, G_{xl1}, G_{yl1}, G_{zl1}, G_{xl2}, G_{yl2}, G_{zl2}. Siła P1 jest siłą w gałęzi czynnej łańcucha, natomiast siła P2 jest siłą w gałęzi biernej. Kombajn poruszający się po prowadzeniach generuje siły nacisku, siły boczne oraz wynikające z nich siły tarcia. Reakcje pionowe w płozach oznaczono kolejno N_1, N_2, N_3, N_4 a boczne B_1, B_2. Reakcje te dodatkowo wywołują siły tarcia w kierunku osi z, oznaczone T_1, T_2, T_3, T_4 oraz siły tarcia w kierunku osi y oznaczone T_{b1}, T_{b2}, T_{b3}, T_{b4}. Na schemacie oznaczono również istotne wymiary liniowe oraz kąt położenia ładowarki odkładniowej. Ze względu na spodziewane małe wartości pominięto obciążenie, w kierunku osi *y*, wywołane urobkiem znajdującym się między ociosem a kombajnem oraz siłę wywołaną oporami ruchu układaka kablowego (Bołoz, 2022).

Przyjmując szereg założeń opracowano model fizyczny, a następnie kompletny model matematyczny kombajnu jednoorganowego z cięgnowym systemem posuwu. Na schemat modelu fizycznego naniesione zostały istotne symbole opisujące kombajn z napędami. Naniesiono współrzędne (x, y, z, φ), masy (m), masowe momenty bezwładności (I), momenty napędowe (M) momenty oporów (M_o), współczynniki sprężystości (k), siłę napięcia łańcucha (F) oraz opory ruchu łańcucha (O). Kombajn posiada sześć stopni swobody, natomiast koła łańcuchowe poruszają się jedynie ruchem obrotowym.

W przeciwieństwie do klasycznych kombajnów ścianowych, w tym przypadku organ frezujący nie realizuje procesu ładowania a tylko urabiania. Do obliczenia oporów procesu urabiania pojedynczym narzędziem oraz redukcji obciążenia całego organu do wału napędowego wykorzystano autorski model opisany w literaturze (Bołoz & Castañeda, 2018).

PRZENIESIENIE OBCIĄŻENIA PRZEZ PŁOZY I NAPĘD

Oprócz obciążenia od urabiania i ładowania występują również siły tarcia generowane przez płozy. Układ płóz jest układem statycznie niewyznaczalnym. W układzie tym kombajn, podparty jest na płaszczyźnie w czterech punktach. W związku z tym, aby możliwe było rozwiązanie tego układu wprowadzono sztywności k_x, k_y, k_z płóz, w trzech kierunkach. W kontakcie płozy z prowadzeniem występują siły nacisku N i tarcia T, a kontakt odbywa się przy założeniu określonej sztywności k oraz tłumienia wiskotycznego c. Można zapisać następujące zależności na siły tarcia oraz siłę nacisku:

$$\begin{aligned} N_1 &= -k_x \cdot d_{x1} - c_x \cdot v_{x1} \\ T_{b1} &= k_y \cdot d_{y1} + c_y \cdot v_{y1} \\ T_1 &= k_z \cdot d_{z1} + c_z \cdot v_{z1} \end{aligned} \tag{1}$$

Przez wprowadzenie sztywności, w trzech kierunkach dla każdej z płóz, kombajn uzyskuje możliwość wykonywania ruchu swobodnego. Założono, że kadłub kombajnu, oprócz wspomnianych płóz, jest ciałem sztywnym.

Bryły posiadające sześć stopni swobody analizować można zgodnie z eulerowskim opisem, za pomocą trzech współrzędnych x_s, y_s, z_s translacyjnych środka masy w nieruchomym układzie xyz oraz trzech współrzędnych kątowych φ, Ψ, Θ odpowiadających kątom Eulera podczas obrotu ciała wokół środka masy.

Uwzględniając szereg założeń wynikających z konstrukcji przedmiotowego kombajnu zapisać możemy równania ruchu translacyjnego środka jego masy i równania Eulera opisujące ruch obrotowy jako:

$$\begin{aligned} m \cdot \ddot{x}_s &= \sum P_{xi} \\ m \cdot \ddot{y}_s &= \sum P_{yi} \\ m \cdot \ddot{z}_s &= \sum P_{zi} \end{aligned} \quad \text{oraz} \quad \begin{aligned} I_x \cdot \ddot{\varphi}_x - I_{xy} \cdot \ddot{\varphi}_y - I_{xz} \cdot \ddot{\varphi}_z &= \sum M_{xi} \\ I_y \cdot \ddot{\varphi}_y - I_{yx} \cdot \ddot{\varphi}_x - I_{yz} \cdot \ddot{\varphi}_z &= \sum M_{yi} \\ I_z \cdot \ddot{\varphi}_z - I_{zx} \cdot \ddot{\varphi}_x - I_{zy} \cdot \ddot{\varphi}_y &= \sum M_{zi} \end{aligned} \tag{2}$$

gdzie:

$I_{xy} = I_{yx}$, $I_{zx} = I_{xz}$, $I_{yz} = I_{zy}$ są momentami dewiacji bryły m względem osi układu xyz obliczone w położeniu równowagi statycznej.

W rezultacie wyprowadzić można dynamiczne równania ruchu kombajnu jednoorganowego, które w postaci macierzowej możemy zapisać jako:

$$\begin{bmatrix} m & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & m & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & m & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & I_x & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & I_y & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & I_z \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} \ddot{x}_s \\ \ddot{y}_s \\ \ddot{z}_s \\ \ddot{\varphi}_x \\ \ddot{\varphi}_y \\ \ddot{\varphi}_z \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} P_x \\ P_y \\ P_x \\ M_x \\ M_y \\ M_z \end{bmatrix} \tag{3}$$

Siły znajdujące się po prawej stronie równania są siłami oddziaływań zewnętrznych w kierunku odpowiednich osi a momenty są momentami oddziaływań zewnętrznych względem odpowiednich osi. Na obciążenia zewnętrzne składają się zredukowane siły i momenty od urabiania, ładowania i grawitacji oraz siły tarcia płóz, reakcje w płozach i siły w łańcuchu napędowym.

Aby możliwe było określenie wartości sił w płozach, zgodnie z przyjętymi wzorami, określić należy przemieszczenie każdej z płóz w przestrzeni. Przemieszczenie to zależy od ruchu środka masy kombajnu oraz obrotu kombajnu. Uwzględniając ruch środka masy kombajnu oraz pomijając, otrzymujemy zależności na przemieszczenie dowolnego punktu kombajnu:

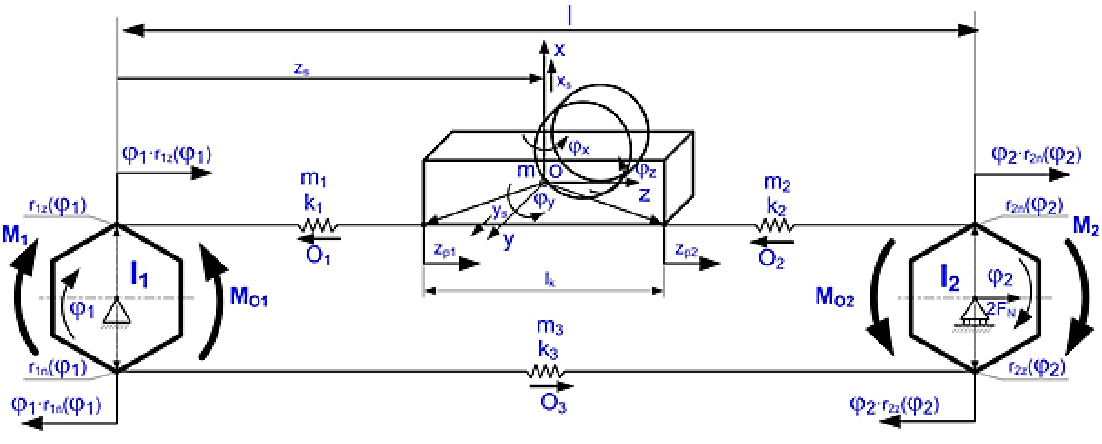
$$\begin{aligned} x_i &= x_s + \varphi_y z_i - \varphi_z y_i \\ y_i &= y_s + \varphi_z x_i - \varphi_x z_i \\ z_i &= z_s + \varphi_x y_i - \varphi_y x_i \end{aligned} \tag{4}$$

MODEL FIZYCZNY NAPĘDU KOMBAJNU Z CIĘGNOWYM SYSTEMEM POSUWU

Tworząc model fizyczny kombajnu z dwoma napędami przyjęto następujące założenia (Bołoz, 2022):

- momenty bezwładności wirujących części napędów zredukowano do momentów bezwładności kół łańcuchowych,
- poszczególne odcinki łańcucha zastąpiono sprężyną o odpowiedniej długości i współczynniku sprężystości, przy czym uwzględniono, że sprężyna ta może przenosić tylko obciążenia rozciągające,
- zastąpione odcinki łańcucha posiadają ciągłą, równomiernie rozłożoną masę,
- ze względu na duże przełożenie przekładni mechanicznych pominięto podatność sprzęgieł pozostawiając jeden stopień swobody napędów.

Założony model fizyczny był podstawą do stworzenia modelu matematycznego kombajnu jednoorganowego z cięgnowym systemem posuwu. Na schemat modelu fizycznego naniesione zostały istotne symbole opisujące kombajn z napędami (rys. 4).



Rys. 4 Model fizyczny kombajnu jednoorganowego z cięgnowym systemem posuwu
Źródło: Bołoz, 2022

Na rys. 4 oznaczono przez:
x_s – przemieszczenie środka masy kombajnu w kierunku osi x,
y_s – przemieszczenie środka masy kombajnu w kierunku osi y,
z_s – przemieszczenie środka masy kombajnu w kierunku osi z,

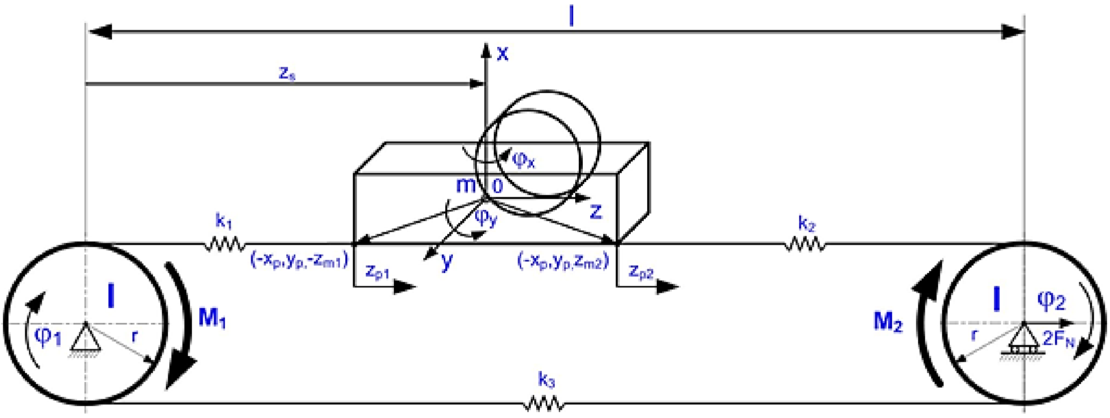
φ_x – kąt obrotu kadłuba kombajnu wokół osi x,
φ_y – kąt obrotu kadłuba kombajnu wokół osi y,
φ_z – kąt obrotu kadłuba kombajnu wokół osi z,
z_{p1} – przemieszczenie pierwszego punktu zaczepienia łańcucha w kierunku osi z,
z_{p2} – przemieszczenie drugiego punktu zaczepienia łańcucha w kierunku osi z,
φ_1 – kąt obrotu pierwszego koła łańcuchowego,
φ_2 – kąt obrotu drugiego koła łańcuchowego,
r_{1z} – promień zbiegania pierwszego koła łańcuchowego,
r_{2z} – promień zbiegania drugiego koła łańcuchowego,
r_{1n} – promień nabiegania pierwszego koła łańcuchowego,
r_{2n} – promień nabiegania drugiego koła łańcuchowego,
l – odległość między osiami kół łańcuchowych,
l_k – długość kombajnu (odległość między mocowaniami łańcucha),
M_1 – zredukowany, do koła łańcuchowego, moment napędu pierwszego,
M_2 – zredukowany, do koła łańcuchowego, moment napędu drugiego,
M_{O1} – zredukowane, do koła łańcuchowego, opory ruchu napędu pierwszego,
M_{O2} – zredukowane, do koła łańcuchowego, opory ruchu napędu drugiego,
$2F_N$ – siła napięcia wstępnego łańcucha,
$I_{1,2}$ – momenty bezwładności koła łańcuchowego, wirnika silnika, elementów reduktora oraz odcinka łańcucha na kole zredukowane do bieguna redukcji związanego z współrzędną φ_1, φ_2,
m – masa kombajnu,
m_1 – masa łańcucha między pierwszym kołem łańcuchowym a kombajnem, o długości l_1 (gałąź górna),
m_2 – masa łańcucha między kombajnem a drugim kołem łańcuchowym o długości l_2 (gałąź górna),
m_3 – masa łańcucha między kołem łańcuchowym pierwszym a drugim o długości l_3 (gałąź dolna),
k_1 – zastępczy współczynnik sprężystości łańcucha między kołem łańcuchowym pierwszym a kombajnem (gałąź górna),
k_2 – zastępczy współczynnik sprężystości łańcucha między kombajnem a kołem łańcuchowym drugim (gałąź górna),
k_3 – zastępczy współczynnik sprężystości łańcucha między kołem łańcuchowym pierwszym a drugim (gałąź dolna),
$O_{1,2,3}$ – siła oporu generowana przez łańcuch m_1, m_2, m_3.

DYNAMICZNE RÓWNANIA RUCHU KÓŁ NAPĘDOWYCH

Koło łańcuchowe, współpracujące z łańcuchem napędowym, ma postać wieloboku. Zamodelowanie wieloboku pozwala na analizę ruchu poprzecznego łańcucha oraz uwzględnienie zmian prędkości liniowej koła. Ze względu na cel badań i uproszczenie modelu wielobok został zastąpiony kołem o zastępczym promieniu:

$$r_z = \frac{t \cdot z_k}{\pi} \; [m] \tag{5}$$

Do wyznaczenia dynamicznych równań ruchu, przyjęto model fizyczny kół napędowych przedstawiony na rys. 5.



Rys. 5 Model fizyczny do wyznaczenia dynamicznych równań ruchu kół napędowych

Źródło: Bołoz, 2022

Zapisując dynamiczne równania ruchu dla kół napędowych otrzymano:

$$\begin{aligned} I_1\dot{\omega}_1 &= M_1 + k_1\left(z_s + \varphi_x \cdot y_p + \varphi_y \cdot x_p - \varphi_1 \cdot r_1\right)r_1 \ldots \\ &\quad + k_3\left(\varphi_2 \cdot r_2 - \varphi_1 \cdot r_1\right)r_1 \\ I_2\dot{\omega}_2 &= M_2 + k_2\left(z_s + \varphi_x \cdot y_p + \varphi_y \cdot x_p - \varphi_2 \cdot r_2\right)r_2 \ldots \\ &\quad + k_3\left(\varphi_1 \cdot r_1 - \varphi_2 \cdot r_2\right)r_1 \end{aligned} \tag{6}$$

Charakterystykę mechaniczną silnika asynchronicznego pierścieniowego zapisano za pomocą uproszczonego wzoru Klossa. Występujący w równaniach współczynnik sprężystości łańcucha, dla danej odmiany i wielkości, zależy od jego długości.

Dla przyjętych założeń współczynniki sprężystości poszczególnych odcinków łańcucha wynoszą:

$$\begin{aligned} k_1 &= \frac{E_0}{\varphi_1 \cdot r} \; \left[\frac{N}{m}\right] \\ k_2 &= \frac{E_0}{l - l_k - \varphi_2 \cdot r} \; \left[\frac{N}{m}\right] \\ k_3 &= \frac{E_0}{l + \varphi_2 \cdot r - \varphi_1 \cdot r} \; \left[\frac{N}{m}\right] \end{aligned} \tag{7}$$

gdzie:

E_0 – sztywność łańcucha, N,

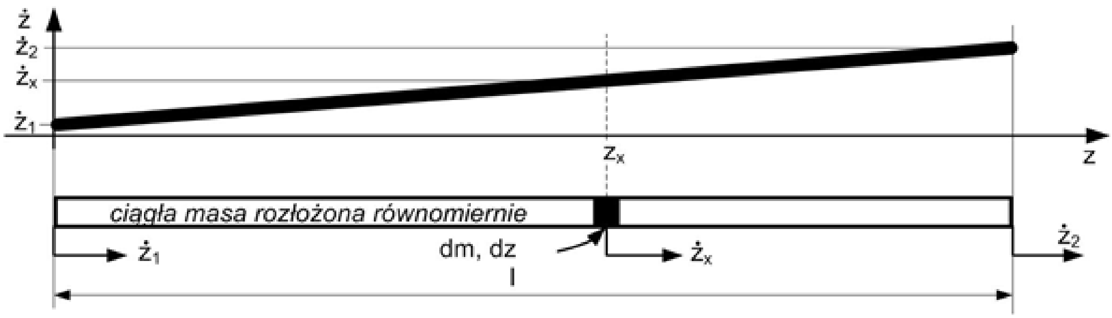
Napięcie wstępne łańcucha *$2F_N$* jest statycznym obciążeniem mającym na celu kompensację wydłużeń sprężystych pojawiających się podczas jego pracy. Napięcie wstępne powinno mieć taką wartość, aby podczas pracy maszyny nie występował stan zluzowania łańcucha.

MODEL ŁAŃCUCHA O CIĄGŁEJ MASIE

Kolejnym etapem prac było uwzględnienie energii kinetycznej łańcucha, przy założeniu zmiennej masy poszczególnych jego odcinków. Zmienna masa wynika ze zmieniającego się podczas urabiania położenia kombajnu oraz od przemieszczenia kątowego kół łańcuchowych.

W rozpatrywanym przypadku odcinki łańcucha zmieniają swoją masę jednak, masa całego układu pozostaje stała. Dlatego też do analizy całego układu można zastosować równania Lagrange'a II rodzaju. Współrzędnymi uogólnionymi są: przemieszczenie w kierunku urabiania z_S, obroty φ_x i φ_y kombajnu względem środka jego masy oraz obroty φ_1 i φ_2 kół łańcuchowych.

Rozpatrywanie poszczególnych odcinków łańcucha o ciągłej masie wymaga wyprowadzenie wzoru na energię kinetyczną takiego elementu. Rys. 6 przedstawia ciało o ciągłej masie *m*, gęstości liniowej ρ oraz długości *l*.



Rys. 6 Schemat pomocniczy do wyprowadzenie energii kinetycznej ciała o ciągłej masie

Jego początek porusza się z prędkością $\dot{z}_1$ a koniec z prędkością $\dot{z}_2$. W stanie równowagi statycznej gęstość liniowa ciała na całej jego długości jest stała. Prędkość na długości *l* zmienia się linowo.

Analizując prędkość dowolnego wycinka łańcucha o długości *dz* i masie *dm* otrzymano następującą zależność:

$$\dot{z}_x = \dot{z}_1 + \frac{\dot{z}_2 - \dot{z}_1}{l} \tag{8}$$

Znając prędkość oraz masę analizowanego wycinka można zapisać jego energię kinetyczną w postaci:

$$dE_k = \frac{1}{2} dm \cdot \dot{z}_1^2 \ \Rightarrow \ dE_k = \frac{1}{2} dz \cdot \rho \cdot \dot{z}_1^2 \tag{9}$$

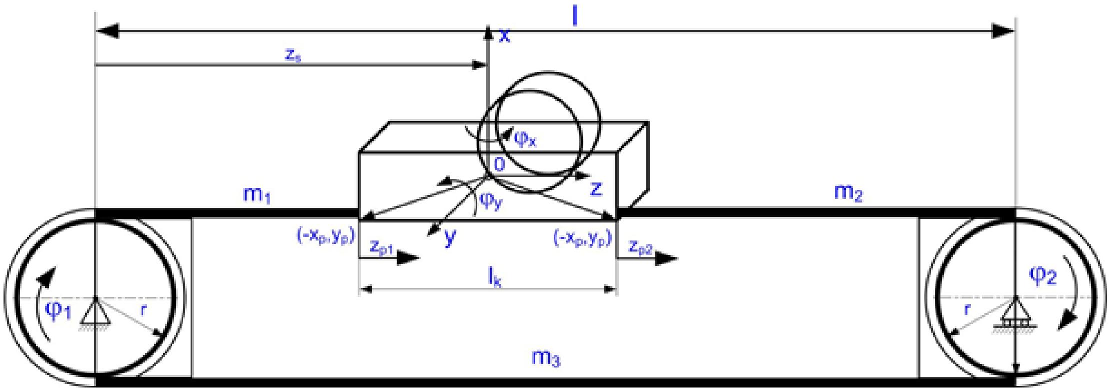
Stąd też energię kinetyczną możemy zapisać jako:

$$E_k = \frac{1}{2}\rho \cdot \int_0^l \dot{z}_x^2 dz \Rightarrow E_k = \frac{1}{2}\rho \cdot \int_0^l \left(\dot{z}_1 + \frac{\dot{z}_2 - \dot{z}_1}{l} \right)^2 dz \tag{10}$$

Po scałkowaniu otrzymujemy:

$$E_k = \frac{1}{6} m \left(\dot{z}_1^2 + \dot{z}_1 \cdot \dot{z}_2 + \dot{z}_2^2 \right) \tag{11}$$

Rys. 7 przedstawia model kombajnu z cięgnowym systemem posuwu z wyróżnionymi poszczególnymi odcinkami łańcucha o ciągłej i równo rozłożonej masie. Odcinek o masie m_1 rozciągnięty jest od koła łańcuchowego do zaczepu na kadłubie kombajnu, analogicznie odcinek o masie m_2. Dolna gałąź łańcucha o masie m_3 znajduje się między kołami łańcuchowymi.



Rys. 7 Model fizyczny uwzględniający masę łańcucha

Energia kinetyczna, tak przyjętego układu, wynosi:

$$E_k = \frac{1}{6} m_1 \left(\dot{z}_{p1}^2 + \dot{\varphi}_1^2 r^2 + \dot{\varphi}_1 \dot{z}_{p1} r \right) + \frac{1}{6} m_2 \left(\dot{z}_{p2}^2 + \dot{\varphi}_2^2 r^2 + \dot{\varphi}_2 \dot{z}_{p2} r \right) \dots \\ + \frac{1}{6} m_3 \left(\dot{\varphi}_1^2 r^2 + \dot{\varphi}_2^2 r^2 + \dot{\varphi}_1 \dot{\varphi}_2 r^2 \right) \tag{12}$$

Zmiana masy poszczególnych odcinków wynika z przetaczania się łańcucha po kole łańcuchowym. Podczas obrotu koła łańcuchowego o wartość $\Delta\varphi_1$ masa m_1 powiększa się o $r\rho\Delta\varphi_1$, natomiast masa m_3 zostaje pomniejszona o tę samą wartość. Należy zauważyć, że drgania kombajnu na kierunku z pomimo, że zmieniają długość łańcucha przed i za kombajnem, to jednak nie wpływają na jego masę, a jedynie powodują jego mniejsze lub większe wydłużenie. Zgodnie z oznaczeniami podanymi na rys. 7 można zapisać zależności na m_1, m_2 oraz m_3.

$$\begin{aligned} m_1 &= \rho r \varphi_1 \\ m_2 &= \rho \left(l - l_k - \varphi_2 r \right) \\ m_3 &= \rho \left(l + \varphi_2 r - \varphi_1 r \right) \end{aligned} \tag{13}$$

Uwzględnioną prędkość $\dot{z}_{p1}$, $\dot{z}_{p2}$ zaczepów łańcucha na kadłubie można zapisać na podstawie podanych wcześniej zależności oraz oznaczeń z rys. 7:

$$\dot{z}_{p1} = \dot{z}_{p2} = \dot{z}_s + \dot{\varphi}_x \cdot y_p + \dot{\varphi}_y \cdot x_p \tag{14}$$

Uwzględniając powyższe zależności zapisano wzór na energię kinetyczną jako:

$$E_k = \frac{1}{6}\rho\varphi_1 r\begin{bmatrix}\left(\dot{z}_s+\dot{\varphi}_x\cdot y_p+\dot{\varphi}_y\cdot x_p\right)^2+\dot{\varphi}_1^2 r^2\ldots\\ +\dot{\varphi}_1 r\left(\dot{z}_s+\dot{\varphi}_x\cdot y_p+\dot{\varphi}_y\cdot x_p\right)\end{bmatrix}\ldots$$
$$+\frac{1}{6}\rho\left(l-l_k-\varphi_2 r\right)\begin{bmatrix}\left(\dot{z}_s+\dot{\varphi}_x\cdot y_p+\dot{\varphi}_y\cdot x_p\right)^2\ldots\\ +\dot{\varphi}_2^2 r^2+\dot{\varphi}_2 r\left(\dot{z}_s+\dot{\varphi}_x\cdot y_p+\dot{\varphi}_y\cdot x_p\right)\end{bmatrix}\ldots \qquad (15)$$
$$+\frac{1}{6}\rho\left(l+\varphi_2 r-\varphi_1 r\right)\left(\dot{\varphi}_1^2 r^2+\dot{\varphi}_2^2 r^2+\dot{\varphi}_1\dot{\varphi}_2 r^2\right)$$

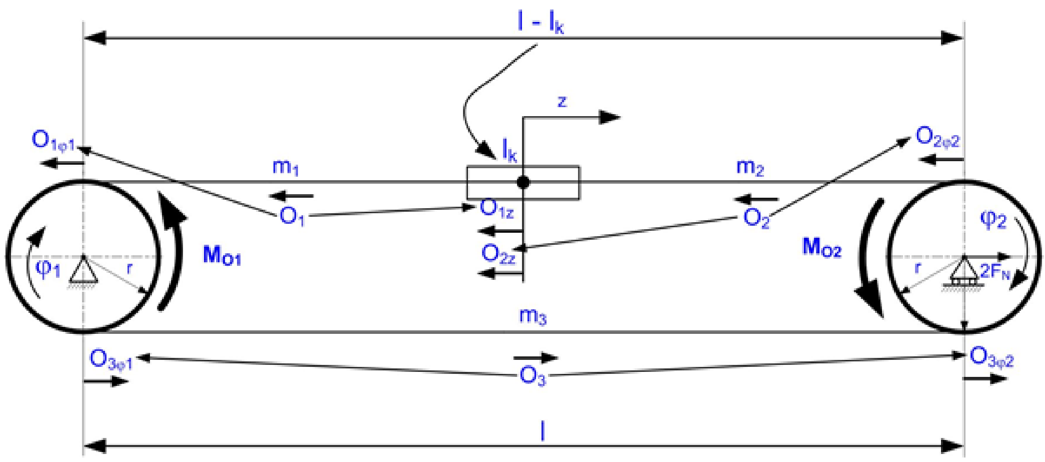
Po przeprowadzeniu koniecznych obliczeń oraz przekształceń otrzymano pięć równań dynamiki, które można zapisać w postaci macierzowej.

$$M\cdot\ddot{q}=Q \qquad (15)$$

gdzie:
M – macierz mas,
$\ddot{q}$ – wektor przyśpieszeń liniowych oraz kątowych,
Q – wektor obciążeń.

OPORY RUCHU ŁAŃCUCHA I NAPĘDU

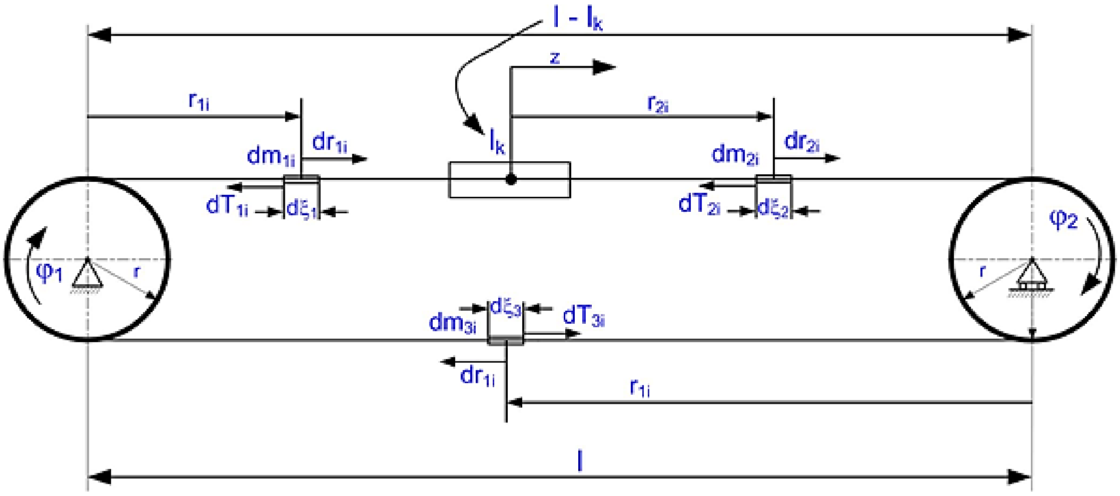
Przedstawiony wcześniej model tarcia zastosowano również do opisu oporów generowanych przez poszczególne gałęzie łańcucha. Rys. 8 przedstawia schemat przyjętych do analizy oporów ruchu.



Rys. 8 Schemat do wyznaczenia oporów ruchu łańcucha i napędów

Opory M_{O1} i M_{O2} przyjęto jako wartości stałe, wynikające ze sprawności napędów. Wyznaczenie oporów ruchu O_1, O_2, O_3 łańcucha jest bardziej złożonym problemem. Jeżeli prędkość początku łańcucha jest przeciwna do prędkości jego końca, to część łańcucha generuje siłę tarcia przeciwną do siły tarcia pozostałego łańcucha. W analizowanym przypadku prędkości zmiennych uogólnionych są dodatnie. Należy jednak wyznaczyć, zgodnie z definicją siły uogólnionej, wpływ oporów tarcia poszczególnych gałęzi łańcucha na odpowiednie współrzędne $O_{1\varphi1}$, $O_{3\varphi1}$, $O_{2\varphi2}$, $O_{3\varphi2}$, O_{1z}, O_{2z}.

Wyznaczenie wartości sił uogólnionych działających na poszczególne współrzędne uogólnione przeprowadzić należy dla każdego z trzech odcinków łańcucha. Rys. 9 przedstawia schemat do wyznaczenia wartości sił uogólnionych.



Rys. 9 Rysunek pomocniczy do wyznaczenia wartości sił uogólnionych

Długość odcinka o masie elementarnej dm_{1i} opisują współrzędne φ_1 oraz z. Długość odcinka o masie elementarnej dm_{2i} opisują współrzędne z oraz φ_1. Długość odcinka o masie elementarnej dm_{3i} opisują współrzędne φ_1 oraz φ_2. W położeniu określonym współrzędną r_{ni} rozpatruje się odcinek łańcucha o podanej masie dm_{ni} oraz długości $d\xi_n$. Odcinek dm_{ni} generuje siłę tarcia dT_{ni} i może przemieścić się o dr_{ni}. Dla każdego z odcinków wyznaczono wzór na r_{ni}:

$$\begin{aligned} r_{1i} &= \varphi_1 r + \frac{z - \varphi_1 r}{z}\xi \\ r_{2i} &= z + (\varphi_2 r - z)\frac{\xi - z}{l - l_k - z} \\ r_{3i} &= \varphi_2 r + \frac{\varphi_1 r - \varphi_2 r}{l}\xi \end{aligned} \tag{16}$$

Współrzędne uogólnione zmieniając swoje wartości wpływają na gęstość łańcucha:

$$\begin{aligned} \rho_1 &= \frac{\varphi_1 r}{z}\rho \\ \rho_2 &= \frac{l - l_k - \varphi_2 r}{l - l_k - z}\rho \\ \rho_3 &= \frac{\varphi_2 r - \varphi_1 r + l}{l}\rho \end{aligned} \tag{17}$$

Uwzględniając powyższe, wartości sił tarcia generowanych przez elementarne masy łańcucha, zapisać można jako:

$$dT_{ni} = g\mu\rho_n d\xi \tag{18}$$

Dla każdego odcinka łańcucha obliczono pochodne ri, po każdej z dwóch opisujących go współrzędnych. Następnie obliczono wartości sił uogólnionych przyłożonych do tych współrzędnych. Wartości poszukiwanych sił, zgodnie z oznaczeniami przyjętymi na rys. 8, wynoszą:

$$
\begin{aligned}
&O_{1\varphi 1} = g\rho_1 \mu r \frac{z}{2}, && O_{1z} = g\rho_1 \mu \frac{\varphi_1 r}{2} \\
&O_{2z} = g\rho_2 \mu \frac{l - l_k - \varphi_2 r}{2}, && O_{2\varphi 2} = g\rho_2 \mu r \frac{l - l_k - z}{2} \\
&O_{3\varphi 2} = g\rho_3 \mu r \frac{l}{2}, && O_{3\varphi 1} = g\rho_3 \mu r \frac{l}{2}
\end{aligned}
\tag{19}
$$

Otrzymane wartości sił zbliżone są do połowy wartości siły tarcia wyznaczonej dla całej długości danej gałęzi. Współczynnik tarcia μ w zależności od zastosowanego modelu, należy zastąpić odpowiednimi zależnościami.

Przedstawione rozważania pozwoliły na zbudowanie kompletnego dynamicznego modelu fizycznego i matematycznego obciążenia kombajnu jednoorganowego z uwzględnieniem cięgnowego systemu posuwu. Uwzględniając opory ruchu łańcucha działające na koła napędowe, dynamiczne równania kół napędowych zapisać można jako:

$$
\begin{aligned}
I_1\dot{\omega}_1 &= M_1 + k_1\left(z_s + \varphi_x \cdot y_p + \varphi_y \cdot x_p - \varphi_1 \cdot r_1\right) r_1 \ldots \\
&\quad + k_3\left(\varphi_2 \cdot r_2 - \varphi_1 \cdot r_1\right) r_1 - O_{1\varphi 1} - O_{3\varphi 1} \\
I_2\dot{\omega}_2 &= M_2 + k_2\left(z_s + \varphi_x \cdot y_p + \varphi_y \cdot x_p - \varphi_2 \cdot r_2\right) r_2 \ldots \\
&\quad + k_3\left(\varphi_1 \cdot r_1 - \varphi_2 \cdot r_2\right) r_1 - O_{2\varphi 2} - O_{3\varphi 2}
\end{aligned}
\tag{20}
$$

WERYFIKACJA MODELU I BADANIA SYMULACYJNE

Uwzględniając wyznaczone i opisane wcześniej składniki obciążenia działające na kombajn uzupełniono macierzowe równanie ruchu zapisane ogólnie wzorem (3). Zapisany w ten sposób, za pomocą równań, model dynamiczny kombajnu z cięgnowym systemem posuwu umożliwia określenie szeregu wielkości opisujących jego zachowanie oraz obciążenie. Ze względu na stopień skomplikowania uzyskanych równań, zapisano jest w postaci skryptów w środowisku Matlab. Do rozwiązania równań różniczkowych wykorzystano metodę Rungego-Kutty IV rzędu.

Istotnym etapem była weryfikacja opracowanego modelu. Wykorzystując stworzony model przeprowadzono wstępne badania mające na celu sprawdzenie poprawności skryptów oraz wzorów. Następnie wykorzystując, opracowany i sprawdzony pod względem poprawności działania, model kombajnu jednoorganowego wykonano wymagane badania obciążenia kombajnu. Wyznaczono i przyjęto wartości istotnych parametrów badanego obiektu i przeprowadzono badania jakościowe i ilościowe. Wyniki badań zostały zaprezentowane w artykule autora (Bołoz, 2018).

PODSUMOWANIE

Znaczny udział cienkich pokładów węgla kamiennego oraz wysokie koszty ich wydobycia są argumentem do poszukiwania nowych możliwości opłacalnego ich eksploatowania przy zachowaniu wymaganego bezpieczeństwa i komfortu pracy załogi. Kombajny ścianowe oraz strugi węglowe, dostępne obecnie na rynku, przeznaczone do cienkich pokładów węgla kamiennego ze względu na konstrukcję oraz sposób pracy nie umożliwiają osiągnięcia założonego wydobycia dobowego w trudnych warunkach górniczo-geologicznych. Zaproponowany kompleks rozwiązuje szereg problemów związanych eksploatacją omawianych pokładów. Prezentowane rozwiązanie jest konstrukcją nową, znacznie różniącą się od obecnie produkowanych kombajnów ścianowych, co wymusza konieczność wprowadzenie wielu zmian w konstrukcji maszyn z nim współpracujących w celu stworzenia szeregu kompatybilnych urządzeń tworzących wyspecjalizowany kompleks kombajnowy do cienkich pokładów.

Ze względu na brak odpowiednich modeli konieczne było opracowanie autorskiego modelu matematycznego pozwalającego na ocenę zachowania oraz obciążenia kombajnu jednoorganowego. Opracowany model różni się od znanych modeli, przeznaczonych do analizy kombajnów ścianowych oraz strugów z cięgnowym systemem posuwu. Uwzględnia sześć stopni swobody kombajnu, ciągłą i równomiernie rozłożoną masę łańcucha. Ponadto masa poszczególnych odcinków łańcucha zmienia się podczas pracy kombajnu. Opisanie odcinków łańcucha jako elementy o masie ciągłej pozawala na symulowanie rozruchu kombajnu oraz analizę podczas całego przejazdu od początku do końca ściany. Żaden inny model nie pozwala na zasymulowanie przejazdu a jedynie na analizę punktową w określonych położeniach na długości ściany.

W przedmiotowych wzorach zastosowano autorski model matematyczny pozwalający na określenie oporów urabiania z uwzględnieniem również noży wychylonych zlokalizowanych na tarczy odcinającej.

Należy jednak zwrócić uwagę na ograniczenia omawianego modelu dynamicznego. Ze względu na uproszczenie dotyczące koła łańcuchowego oraz opisanie odcinków łańcucha modelem ciągłym nie nadaje się on do szczegółowej analizy samego napędu czy też łańcucha. Nie można również, za jego pomocą, analizować drgań poprzecznych łańcucha. Jednak oba zjawiska mają mały wpływ na dynamikę kombajnu, stąd zastosowane uproszczenia nie są znaczącymi ograniczeniami.

Kombajn jednoorganowy z cięgnowym systemem posuwu posiada niektóre cechy wspólne z statycznymi strugami węglowymi oraz przenośnikami zgrzebłowymi czy też taśmowymi. Opracowany model można z powodzeniem wykorzystać do opracowania modelu dynamicznego tych maszyn. Zwłaszcza w zakresie opisu dynamiki łańcucha występującego w przenośnikach zgrzebłowych oraz strugach jak również taśmy występującej w przenośnikach taśmowych.

projekty czekają na odpowiednią technologię i wyznaczają kierunek rozwoju.

LITERATURA

Bołoz, Ł. (2013). Unique project of single-cutting head longwall shearer used for thin coal seams exploitation. Archives of Mining Sciences, 58(4), 1057–1070. https://doi.org/10.2478/amsc-2013-0073

Bołoz, Ł. (2018). Model tests of longwall shearer with string feed system. Archives of Mining Sciences, 63(1), 61–74. https://doi.org/10.24425/118885

Bołoz, Ł. (2021). Static and dynamic calculations of suspended monorails' selected parameters. Acta Montanistica Slovaca, 26, 566–581. https://doi.org/10.46544/AMS.v26i3.14

Bołoz, Ł. (2022). Dynamic model of a longwall shearer with a chain haulage system. Acta Montanistica Slovaca, 27, 589–606. https://doi.org/10.46544/AMS.v27i3.03

Bołoz, Ł., & Castañeda, L. F. (2018). Computer-Aided Support for the Rapid Creation of Parametric Models of Milling Units for Longwall Shearers. Management Systems in Production Engineering, 26(4), 193–199. https://doi.org/10.1515/mspe-2018-0031

Dolipski, M., Remiorz, E., & Sobota, P. (2012). Determination of Dynamic Loads of Sprocket Drum Teeth and Seats by Means of a Mathematical Model of the Longwall Conveyor / Wyznaczenie Obciążeń Dynamicznych Zębów I Gniazd Bębna Łańcuchowego Za Pomocą Modelu Matematycznego Przenośnika Ścianowego. Archives of Mining Sciences, 57, 1101–1119. https://doi.org/10.2478/v10267-012-0073-7

Dolipski, M., Remiorz, E., & Sobota, P. (2014). Dynamics of non-uniformity loads of afc drives. Archives of Mining Sciences, 59(1), 155–168. https://doi.org/10.2478/amsc-2014-0011

Jiang, S. B., Zhang, X., Gao, K. D., Gao, J., Wang, Q. Y., & Hidenori, K. (2017). Multi-Body Dynamics and Vibration Analysis of Chain Assembly in Armoured Face Conveyor. International Journal of Simulation Modelling, 16(3), 458–470. https://doi.org/10.2507/IJSIMM16(3)8.391

Kang, X.-M., & Li, G.-X. (2010). Multi-DOF dynamic model for a coal plough with its simulation. 29, 139–144.

Kouroussis, G., Connolly, D., Vogiatzis, K., & Verlinden, O. (2015). Modelling the Environmental Effects of Railway Vibrations from Different Types of Rolling Stock: A Numerical Study. Shock and Vibration, 2015, 15 pages. https://doi.org/10.1155/2015/142807

Liu, C., Qin, D., & Liao, Y. (2015). Electromechanical dynamic analysis for the drum driving system of the long-wall shearer. Advances in Mechanical Engineering, 7(10), 168781401559869. https://doi.org/10.1177/1687814015612031

Yang, H., Li, W., Luo, C., Zhang, J., & Si, Z. (2016). Research on Error Compensation Property of Strapdown Inertial Navigation System Using Dynamic Model of Shearer. IEEE Access, 4, 2045–2055. https://doi.org/10.1109/ACCESS.2016.2565638

Yang, X., Zou, X., Zhang, S., Chen, H., Wei, Y., & Li, P. (2021). Dynamical behavior of coal shearer under the influence of multiple factors in slant-cutting conditions. Scientific Reports, 11(1), 18447. https://doi.org/10.1038/s41598-021-98049-x

Zhang, R., & Zhang, Y. (2020). Dynamic model and analysis of the traction unit gear system in long wall coal shearer. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part K: Journal of Multi-Body Dynamics, 234(3), 546–567. https://doi.org/10.1177/1464419320913698

Analytical dynamic model of a longwall shearer with a chain haulage system

Abstract: Despite the pro-ecological policy, hard coal still is and for a long time will remain a valuable major source of energy in the world. It is usually found in the form of seams in underground mines. For many years, thin coal seams have been exploited on an increasingly large scale, therefore mines and machine manufacturers are looking for new, effective and safe methods of extraction. One of such methods is the use of a longwall system with a single-head shearer. This solution has been briefly described in the article, with special focus placed on the proprietary dynamic model of a longwall shearer with a chain haulage system. The model concerns a chain-hauled single-head shearer, but can be used to simulate coal ploughs, and to a certain extent, scraper and belt conveyors. There are models in the literature in which the chain is replaced by point masses. In the discussed model, the chain segments have been described as a continuously distributed mass, the value of which changes as the shearer travels along the wall. The shearer has been modelled as a rigid body with six degrees of freedom, placed on elastic skids. The load from cutting, loading and movement resistance has been taken into account in the model. The mathematical model has been saved in the form of scripts in Matlab. The set of scripts allows obtaining information about the behaviour of the shearer and the load on important structural nodes such as skids, chain and loaders fasteners or the driving shaft of the cutting head. The results also enable determining the power demand of the motors as well as calculating the required initial tension of the chain. The fully parametric model makes it possible to analyse the influence of a change in the values of significant parameters of the longwall working, drive units and shearer. This information is crucial at the stage of design construction and verification, which allows avoiding many errors in the prototype.

Keywords: machine dynamics, model tests, simulation tests, single-head shearer, chain haulage system, dynamic model, longwall shearer

Łukasz Bołoz
AGH University of Krakow
Faculty of Mechanical Engineering and Robotics
Department of Machinery Engineering and Transport
A. Mickiewicza Av. 30, 30-059 Krakow, Poland
e-mail: boloz@agh.edu.pl