

IDENTYFIKACJA MODELU OBLICZENIOWEGO ŚCIANOWEGO PRZENOŚNIKA ZGRZEBŁOWEGO

Krzysztof Herbuś^{1a}, Kamil Szewerda², Jerzy Świder^{1b}

¹Institut Automatykacji Procesów Technologicznych i Zintegrowanych Systemów Wytwarzania,
Wydział Mechaniczny Technologiczny, Politechnika Śląska

²Laboratorium Metod Modelowania i Ergonomii, Instytut Techniki Górniczej KOMAG
kszewerda@komag.eu

^akrzysztof.herbus @polsl.pl, ^b jerzy.swider@polsl.pl

Streszczenie

Ścianowe, przenośniki zgrzeblowe stosowane są do odstawy urobku z przodka wydobywczego na przenośnik podścianowy i w dalszy ciąg odstawy w ścianowych systemach wydobywczych. Ich długość może wynosić nawet 500 m. Budowa modelu obliczeniowego przenośnika o takiej długości stanowi duże wyzwanie z numerycznego punktu widzenia. W celu uproszczenia procesu modelowania zastosowano wiele uproszczeń i parametrów zastępczych. W artykule przedstawiono sposób identyfikacji wybranych parametrów zastępczych modelu przenośnika zgrzeblowego, umożliwiającą przeprowadzenie symulacji pracy przenośnika o dowolnej długości, z zastosowaniem modelu obliczeniowego przenośnika o znacznie mniejszej długości. Dokonano porównania wyników symulacji pracy przenośnika o długości 100 m, otrzymanych z zastosowaniem dostrojonych modeli obliczeniowych przenośnika o długościach 20 m, 40 m i 60 m.

Słowa kluczowe: górnictwo, ścianowy przenośnik zgrzeblowy, analizy numeryczne, metoda układów wieloczołnowych

IDENTIFICATION OF THE COMPUTATIONAL MODEL OF THE ARMoured FACE CONVEYOR

Summary

Armoured face conveyors (AFCs) are used in, transportation of run-of-mine from the longwall face to beam stage loaders (BSL) and further transportation in longwall complexes. Their length may reach up to 500 meters. Creating the computational model of AFCs of such length is a big challenge, from a numerical point of view. The numerous simplifications and parameters were used to simplify the modelling process. The method of identifying the values of the parameters to be used in the AFC's model is presented. This parameters allow simulating the operation of AFCs of any length, using the computational model of AFC of a much shorter length. The results of numerical simulation of 100 m long AFC, obtained from the computational models adjusted to the following lengths: 20 m, 40 m, and 60 m, were compared.

Keywords: Mining, Armoured face conveyors (AFCs), Numerical analysis, MultiBody System

1. WSTĘP

Ścianowy przenośnik zgrzeblowy jest maszyną stosowaną m.in. w ścianowych systemach wydobywania węgla kamiennego. Długość przenośnika jest uzależniona od długości ściany wydobywczej, a sposób jego zabudowy

(nachylenie przenośnika) jest zależny od położenia pokładu węgla. Kierunek nachylenie podłużnego przenośnika jest zależny od kierunku transportu urobku, który może odbywać się po wzniosie lub po upadzie.

W zależności od długości przenośnika, sposobu jego zabudowy oraz obciążenia górnej nitki łańcucha zgrzeblowego można zaobserwować odmienne zjawiska dynamiczne, występujące podczas jego eksploatacji. W wyniku zachodzących zjawisk, do których można zaliczyć m.in. sprężyste odkształcenie łańcucha zgrzeblowego, w przenośniku występuje stan luzowania lub nadmiernego napięcia łańcucha. Stan nieprawidłowego napięcia łańcucha występuje zazwyczaj na zejściu z bębnow napędowych przenośnika na napędzie wysypowym lub zwrotnym. Nadmiernie napięty łańcuch zgrzeblowy przyczynia się do zwiększonego ciernego zużycia poszczególnych podzespołów przenośnika, czy zwiększenia poziomu emisji ciepła do atmosfery kopalnianej. Z kolei stan luzowania łańcucha jest również niebezpieczny, ponieważ może prowadzić do zaklinowania luźnych ogniw łańcucha lub zgrzebeł. Prowadzi to do występowania przeciążeń dynamicznych, obciążających, w sposób udarowy, zarówno samo ciężło łańcucha jak i elementy napędu przenośnika [1,4,10,11,12,13]. W celu zmniejszenia wpływu niekorzystnych zjawisk dynamicznych od wielu lat doskonalone są rozwiązania techniczne przenośników. Zmianom ulegają cechy geometryczne, cechy materiałowe i rozwiązania konstrukcyjne jego poszczególnych podzespołów. Wraz ze wzrostem długości przenośników, która może sięgać nawet 500 m, wpływ zjawisk dynamicznych nabiera coraz większego znaczenia [5,8,9]. Rozwój technik pomiarowych umożliwia zastosowanie w przenośnikach przetworników rejestrujących stan napięcia łańcucha. Ponadto nowoczesne przenośniki mogą być wyposażone w przemienniki częstotliwości napięcia zasilania silników napędowych oraz teleskopowych napędów zwrotnych. Pozwala to na sterowanie wybranymi parametrami pracy przenośnika podczas jego pracy [6,7,11,12]. Analiza wpływu zmiany wielkości wybranych parametrów pracy przenośnika na stan jego pracy oraz wielkość napięcia łańcucha może odbywać się poprzez badania empiryczne na obiektach rzeczywistych. Wiąże się to jednak ze sporymi kosztami przeprowadzenia badań. Coraz częściej są stosowane zatem badania modelowe, które umożliwiają przeprowadzenie symulacji numerycznych w odniesieniu do przenośnika dowolnego typu i dowolnej długości. W celu oceny wpływu zmian wybranych parametrów pracy oraz opracowania algorytmu sterowania przenośnikiem zgrzeblowym opracowano jego model obliczeniowy. Ponieważ z numerycznego punktu widzenia przenośnik zgrzeblowy jest maszyną bardzo skomplikowaną i trudną do zamodelowania, w opracowanym modelu obliczeniowym konieczne było zastosowanie uproszczeń w odniesieniu do obiektu rzeczywistego. Jednym z nich było wprowadzenie parametrów zastępczych, charakteryzujących dany typ i długość przenośnika oraz wielkość zastosowanych łańcuchów zgrzeblowych. Pozwoliło to na przeprowadzenie symulacji działania modelu przenośnika zgrzeblowego, charak-

teryzującego się zredukowaną wartością długości, w odniesieniu do obiektu rzeczywistego, w środowisku systemu CAE. Takie podejście ułatwiło przeprowadzenie symulacji numerycznych oraz skróciło czas niezbędny na ich przeprowadzenie [10,11,12]. W pracy przedstawiono sposób wyznaczania wielkości parametrów modelu obliczeniowego przenośnika w zależności od jego długości. Jego zastosowanie umożliwia dostrojenie modelu obliczeniowego danego typu przenośnika do wybranego obiektu rzeczywistego.

2. MODEL OBLICZENIOWY ŚCIANOWEGO PRZENOŚNIKA ZGRZEBLOWEGO

Model obliczeniowy przenośnika ścianowego składał się z trzech modułów:

- modelu fizykalnego przenośnika,
- modelu silników napędowych wraz z przemiennikami częstotliwości napięcia zasilania,
- modelu układu regulacji.

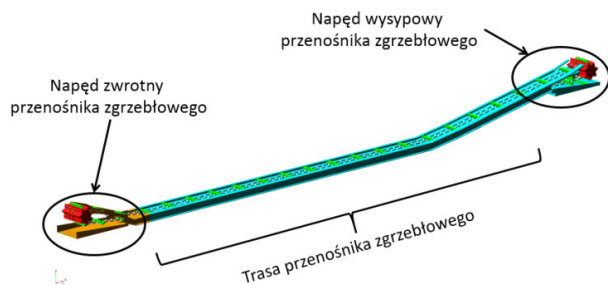
Model fizykalny przenośnika zbudowano z brył sztywnych połączonych więzami geometrycznymi, elementami sprężysto – tłumiącymi oraz zdefiniowanymi kontaktami pomiędzy wybranymi bryłami. Ponadto w modelu fizykalnym zdefiniowano wektory sił i momentów sił działających na poszczególne bryły. Model fizykalny opracowano w środowisku programowym, służącym do przeprowadzenia analiz kinematyki i dynamiki układów wielocłonowych.

Moduł silników napędowych składał się z dwóch modeli silników elektrycznych: napędu wysypowego oraz napędu zwrotnego. Każdy z silników wyposażono w niezależny przemiennik częstotliwości napięcia zasilania w celu uzyskania możliwości dowolnej regulacji częstotliwości napięcia zasilania każdego z silników, a przez to regulacji prędkości obrotowej jego wału. Model silników napędowych opracowano w środowisku programowym MatLab/SIMULINK.

Moduł układu regulacji parametrami pracy przenośnika opracowano również w środowisku programowym MatLab/SIMULINK. W module tym zaimplementowano algorytm regulacji częstotliwości napięcia zasilania oraz stopnia wysuwu napędu zwrotnego. Zgodnie z regułami opisującymi algorytm sterowania podczas symulacji pracy przenośnika była możliwa zmiana parametrów wpływających na jego stan pracy.

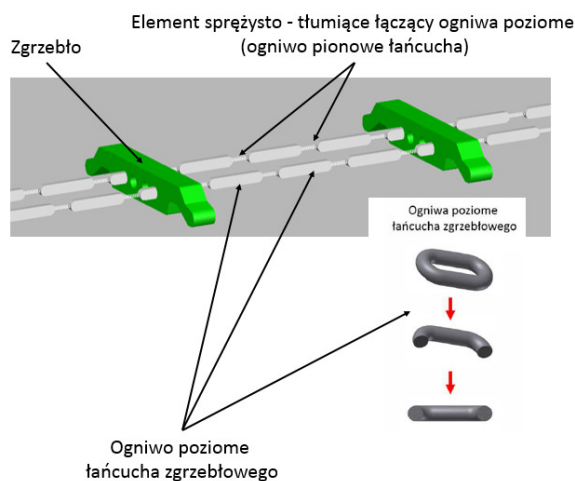
Poprzez zdefiniowanie sygnałów wej/wyj z każdego z modułów modelu obliczeniowego nastąpiła ich integracja. Następnie, z zastosowaniem techniki symulacji równoległej, przeprowadzono symulacje numeryczne pracy przenośnika [2,3,10,11,12].

W niniejszym artykule przedstawiono model fizyczny przenośnika (rys. 1). Zastosowanie wielkości zastępcze umożliwiły dostrojenie modelu obliczeniowego do obiektu rzeczywistego i przeprowadzenie symulacji pracy w odniesieniu do przenośnika danego typu o dowolnej długości.



Rys. 1. Model fizyczny przenośnika zgrzeblowego [11]

Łańcuch zgrzeblowy składa się z ogniwa czynnych (poziomych) oraz biernych (pionowych). W modelu fizycznym ogniwa czynne zastąpiono bryłami sztywnymi, o kształcie odpowiadającym obrysowi przekroju poprzecznego ogniwa poziomego, o danej wielkości. Bryły, podobnie jak ogniwa czynne, współpracowały z bębniem napędowym. Ogniwa bierne zastąpiono elementami sprężysto - tłumiącymi o zdefiniowanym współczynniku sztywności i tłumienia. Elementy te łączyły kolejne ogniwa poziome i pozwalały na symulację sprężystego wydłużenia łańcucha zgrzeblowego. Bryły zgrzebel rozmieszczono wzdłuż łańcuchów zgrzeblowych w regularnych odstępach. W opracowanym modelu zgrzebla zabudowano na co czwartym ogniwie poziomym łańcucha. Sposób zamodelowania łańcucha zgrzeblowego oraz zgrzebel w modelu fizycznym przedstawiono na rys. 2.



Rys. 2. Fragment modelu łańcucha zgrzeblowego wraz z zgrzeblami [11]

Zmiana długości przenośnika wiąże się ze zmianą: długości łańcuchów zgrzeblowych, liczby ogniwa łańcucha oraz liczby zgrzebel. Wraz ze wzrostem tych wartości rośnie sumaryczna masa łańcucha, a także masa zgrzebel

znajdujących się na przenośniku. Wzrost długości łańcucha oraz zwiększone obciążenie, wynikające z większej masy łańcucha, powoduje wystąpienie większego sumarycznego wydłużenia sprężystego łańcucha. Zmiany te prowadzą z kolei do zwiększenia luzowania łańcucha zgrzeblowego.

Tablica 1. Charakterystyka modeli fizycznych przenośnika zgrzeblowego o długości 20 m, 40 m i 60 m [11]

	Model 20 m	Model 40 m	Model 60 m
Liczba brył w modelu	418	773	1130
Liczba więzów obrotowych	3	3	3
Liczba więzów przesuwnych	4	4	4
Liczba więzów utwierdzających	98	175	253
Liczba stopni swobody modelu	948	1779	2616
Liczba zdefiniowanych kontaktów	1722	3213	4708
Liczba elementów sprężysto-tłumiących	360	676	994

W celu przeprowadzenia symulacji numerycznej pracy przenośnika o dowolnej długości, bez konieczności przebudowywania modelu fizycznego, do modelu wprowadzono masy zastępcze ogniwa łańcucha, zgrzebel oraz zastępczy współczynnik sztywności łańcucha. Zredukowanie długości modelu fizycznego w znaczący sposób zmniejszyło liczbę elementów w modelu, co znacznie uprościło proces przeprowadzenia symulacji, oraz skróciło czas niezbędny na ich wykonanie. W tabeli 1 przedstawiono zestawienie liczby brył sztywnych, więzów geometrycznych, stopni swobody modelu, zdefiniowanych kontaktów pomiędzy wybranymi bryłami oraz elementów sprężysto - tłumiących w opracowanych modelach o długości 20 m, 40 m i 60 m.

3. IDENTYFIKACJA WARTOŚCI WIELKOŚCI ZASTĘPCZYCH

Identyfikacja parametrów zastępczych w modelu fizycznym przenośnika dotyczyła: masy zastępczej ogniwa łańcucha i zgrzebel, masowych momentów bezwładności oraz sztywności łańcucha zgrzeblowego.

3.1. MASA ZASTĘPCZA OGNIW ŁAŃCUCHA

Zastępczą masę ogni w łańcucha zgrzeblowego wyznaczono na podstawie danych katalogowych, podanych przez producenta łańcucha, oraz długości przenośnika rzeczywistego. W celu uproszczenia obliczeń założono, że masa ogni poziomych i pionowych jest jednakowa. W pierwszym kroku obliczono masę jednej nitki łańcucha zgrzeblowego o określonej wielkości ogni w rzeczywistym przenośniku o długości L . Obliczenie tej masy przeprowadzono na podstawie zależności (1).

$$m_{nitka} = 2Lm \quad (1)$$

gdzie:

m_{nitka} (kg) – masa jednej nitki łańcucha zgrzeblowego,
 m (kg/m) – katalogowa masa jednostkowa łańcucha,
 L (m) – długość rzeczywistego przenośnika.

Znając masę jednej nitki łańcucha zgrzeblowego oraz liczbę brył sztywnych, które w modelu przenośnika stanowią jedną nitkę łańcucha, zgodnie z zależnością (2) obliczono masę zastępczą jednego ogniwa w modelu fizykalnym przenośnika.

$$m_{zog} = \frac{m_{nitka}}{j} \quad (2)$$

gdzie:

m_{zog} (kg) – masa zastępcza jednego ogniwa w modelu fizykalnym,
 j – liczba mas zastępczych (ogni poziomych) w modelu obliczeniowym.

Obliczona masa zastępcza stanowiła masę brył sztywnych, odpowiadających poziomym ogniom łańcucha zgrzeblowego.

3.2. MASA ZASTĘPCZA ZGRZEBEŁ

Wyznaczenie masy zastępczej zgrzebeł w modelu fizykalnym przenośnika rozpoczęto od oszacowania liczby zgrzebeł w rzeczywistym przenośniku o znanej długości L , znanej podziałce łańcucha zgrzeblowego, oraz odległość pomiędzy kolejnymi zgrzebełami. Odległość pomiędzy kolejnymi zgrzebełami wyrażono poprzez podanie liczby ogni poziomych, znajdujących się pomiędzy zgrzebełami. Oszacowanie liczby zgrzebeł w przenośniku przeprowadzono z zastosowaniem zależności (3).

$$n_{zg} = \frac{\frac{1000}{p} L_2}{p_{zg}} \quad (3)$$

gdzie:

n_{zg} – liczba zgrzebeł w rzeczywistym przenośniku,
 p (mm) – podziałka łańcucha,
 p_{zg} – liczba ogni poziomych między zgrzebełami.

Znając liczbę zgrzebeł w przenośniku rzeczywistym oraz masę jednego zgrzebla, podaną przez producenta, oszacowano masę wszystkich zgrzebeł w przenośniku rzeczywistym zgodnie z zależnością (4).

$$m_{czg} = n_{zg} m_{kat} l_{zg} \quad (4)$$

gdzie:

m_{czg} (kg) – masa całkowita wszystkich zgrzebeł w przenośniku rzeczywistym,
 n_{zg} – liczba zgrzebeł w rzeczywistym przenośniku,
 $m_{kat} l_{zg}$ (kg) – masa katalogowa jednego zgrzebla.

Masę zastępczą jednego zgrzebla w modelu fizykalnym przenośnika obliczano zgodnie z zależnością (5) na podstawie masy wszystkich zgrzebeł w przenośniku rzeczywistym oraz liczby zgrzebeł w modelu fizykalnym przenośnika.

$$m_{m_zg} = \frac{m_{czg}}{i_{zg}} \quad (5)$$

gdzie:

m_{m_zg} (kg) – masa zastępcza jednego zgrzebla w modelu obliczeniowym,
 m_{czg} (kg) – masa całkowita wszystkich zgrzebeł w przenośniku rzeczywistym,
 i_{zg} – liczba zgrzebeł w modelu obliczeniowym.

Obliczona masa zastępcza została przypisana do każdej bryły sztywnej w modelu obliczeniowym, reprezentującej zgrzeblo.

3.3. MASOWY MOMENT BEZWŁADNOŚCI

Masowy moment bezwładności układu napędowego zredukowano do masowego momentu bezwładności bębna napędowego zgodnie z zależnością (6).

$$J_{red} = J_{bn} + J_s i^2 \quad (6)$$

gdzie:

J_{red} (kgm²) – zredukowany masowy moment bezwładności bębna napędowego,
 J_{bn} (kgm²) – masowy moment bezwładności bębna napędowego,
 J_s (kgm²) – masowy moment bezwładności wirnika silnika elektrycznego,
 i – przełożenie reduktora.

Podczas prowadzonych symulacji przełożenie reduktora było stałe, a jego sprawność uwzględniono w torze przesyłania sygnałów pomiędzy modelami silników elektrycznych i modelu fizykalnego przenośnika.

Masowy moment bezwładności bębna napędowego obliczono jako moment bezwładności walca o średnicy równej średnicy koła podziałowego gwiazdy napędowej, zgodnie z zależnością (7):

$$J_{bn} = \frac{1}{2} m_{bn} \cdot r^2 \quad (7)$$

gdzie:

m_{bn} (kg) – masa bębna napędowego,

r (m) – promień walca.

Obliczony zastępczy masowy moment bezwładności bębna napędowego został przypisany, w modelu obliczeniowym, zarówno do bębna napędowego na napędzie zwrotnym, jak i do napędu wysypowego.

3.4. WSPÓŁCZYNNIK SZTYWNOŚCI ŁAŃCUCHA ZGRZEBŁOWEGO

Wyznaczenie współczynnika sztywności łańcucha umożliwiło odwzorowanie wydłużeń sprężystych łańcucha zgrzeblowego. Współczynnik zastępczej sztywności łańcucha w modelu fizycznym wyznaczono na podstawie danych katalogowych, opisujących łańcuch zgrzeblowy. W celu obliczenia sztywności łańcucha skorzystano z zależności (8), opisanej w literaturze przedmiotu [1]:

$$E_0 = \frac{F_{\text{prob}}}{\Delta l} \quad (8)$$

gdzie:

E_0 (N) – sztywność łańcucha zgrzeblowego,

F_{prob} (N) – obciążenie próbne łańcucha zgrzeblowego

Δl (%) – wydłużenie przy obciążeniu próbnym.

Następnie, korzystając z zależności (9), obliczono sztywność właściwą łańcucha zgrzeblowego [1]:

$$k = \frac{j \cdot E_0}{L} \quad (9)$$

gdzie:

k (Nm⁻¹) – sztywność właściwa łańcucha,

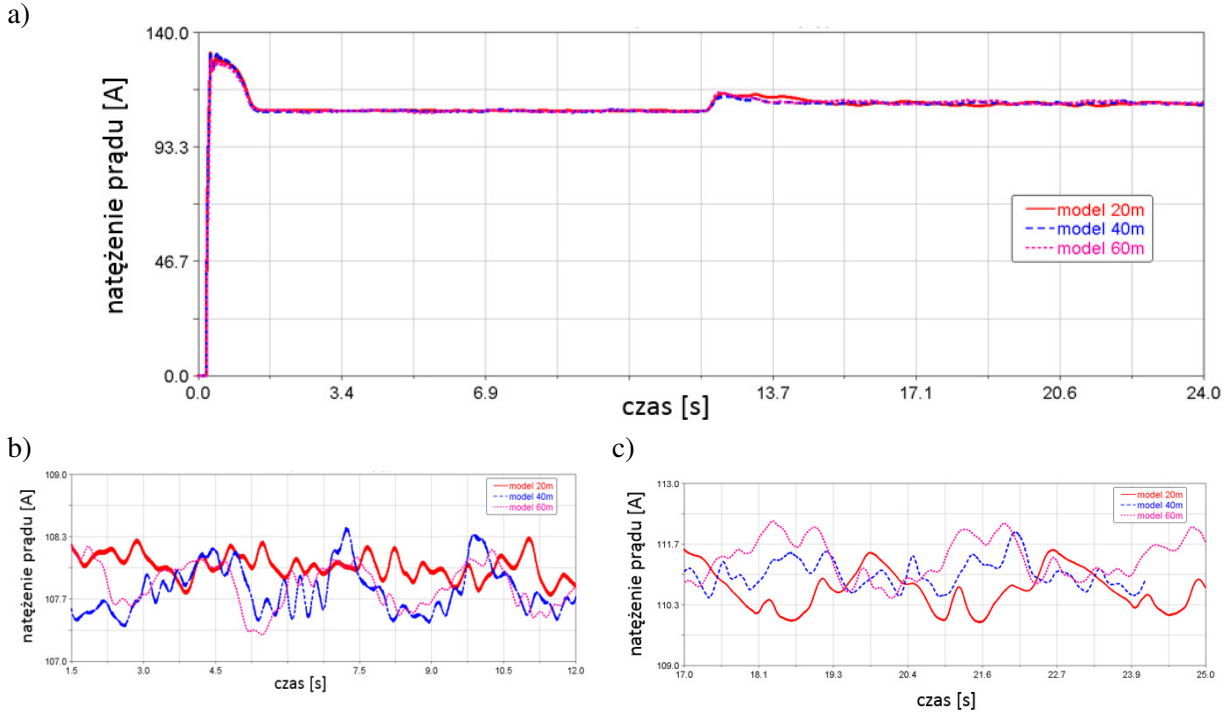
j – liczba mas zastępczych ogniw łańcucha w modelu fizycznym,

L (m) – długość analizowanego przenośnika zgrzeblowego.

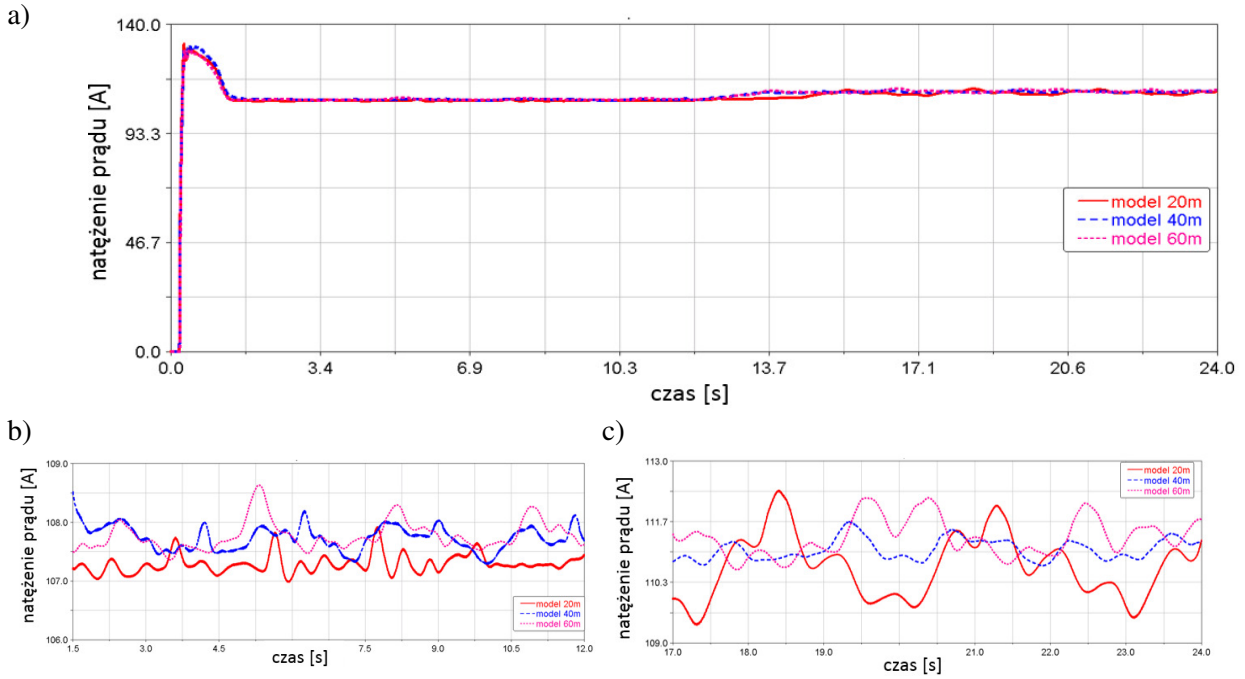
Obliczona wartość sztywności właściwej została zdefiniowana w odniesieniu do elementów sprężystych odpowiadających pionowym ogniom łańcucha zgrzeblowego.

4. SYMULACJE NUMERYCZNE PRACY PRZENOŚNIKA ZGRZEBŁOWEGO

Symulacje numeryczne przeprowadzono w odniesieniu do trzech wersji modelu fizycznego o długości 20 m, 40 m, i 60 m. Stanowiły one model przenośnika typu Rybnik 850, o rzeczywistej długości 100 m. Na podstawie przedstawionych zależności obliczono zastępcze masy ogniw, zgrzebel, sztywności zastępcze łańcucha oraz masowe momenty bezwładności, co umożliwiło dostrojenie każdego z modeli do przenośnika rzeczywistego. Po dostrojeniu modeli przenośnika przeprowadzono symulacje jego pracy. Rejestrowano m.in. wartości natężenia prądu w silnikach napędowych oraz stan napięcia łańcucha zgrzeblowego. Symulacja pracy przenośnika każdorazowo rozpoczynała się od rozruchu, po którym następowała praca ustalona przenośnika, bez dodatkowego obciążenia górnej nitki łańcucha zgrzeblowego. Około 12. sekundy symulacji następowała aktywacja wektorów obciążających górną nitkę łańcucha, co symulowało sytuację nagłego wzrostu ilości transportowanego urobku. W każdym z przeprowadzonych przypadków siła obciążająca miała taki sam charakter i wartość równą 200 kN. Symulacje prowadzono w celu porównania wyników otrzymanych za pomocą modelu o długości 20 m, 40 m i 60 m bez zmiany częstotliwości napięcia zasilania silników napędowych oraz bez zmiany położenia ryny teleskopowej napędu zwrotnego. Na rys. 3 przedstawiono przebiegi wartości natężenia prądu w silniku zlokalizowanym na napędzie wysypowym, zarejestrowane podczas symulacji, w odniesieniu do modeli o długości 20 m, 40 m i 60 m. W analogiczny sposób zestawiono wartości natężenia prądu zarejestrowane w silniku, zlokalizowanym na napędzie zwrotnym, co przedstawiono na rys. 4. Następnie, na podstawie otrzymanych wykresów, zidentyfikowano wartości największe i najmniejsze oraz wartości średnie natężenia prądu w silnikach napędowych, w odniesieniu do całego czasu symulacji, jak i w odniesieniu do fazy pracy ustalonej z obciążeniem i bez obciążenia przenośnika. Wartości te przedstawiono w tabelicy 2. W tabelicy tej przedstawiono również różnicę pomiędzy wartościami skrajnymi w odniesieniu do każdej z przedstawionych wielkości.



Rys. 3. Wartości natężenia prądu w silniku elektrycznym zlokalizowanym na napędzie wysypowym, w odniesieniu do modeli obliczeniowych o długości 20 m, 40 m i 60 m a) cały czas symulacji, b) w czasie pracy ustalonej bez obciążenia, c) w czasie pracy ustalonej z obciążeniem zewnętrznym [11]



Rys. 4. Wartości natężenia prądu w silniku elektrycznym zlokalizowanym na napędzie zwrotnym, w odniesieniu do modeli obliczeniowych o długości 20 m, 40 m i 60 m a) cały czas symulacji, b) w czasie pracy ustalonej bez obciążenia, c) w czasie pracy ustalonej z obciążeniem zewnętrznym [11]

IDENTYFIKACJA MODELU OBLICZENIOWEGO ŚCIANOWEGO PRZENOŚNIKA (...)

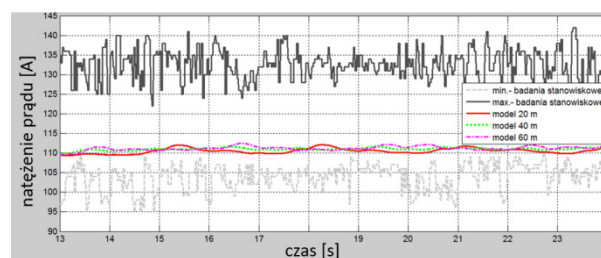
Tablica 2. Wartości minimalne, maksymalne i średnie natężenia prądu w silnikach, zarejestrowane podczas symulacji numerycznych z zastosowaniem modelu obliczeniowego 20 m, 40 m i 60 m. [11]

	i_{wys} max (A)	i_{wys} min (A)	i_{wys} średnia (A)	i_{zwr} max (A)	i_{zwr} min (A)	i_{zwr} średnia (A)
Cały zakres symulacji						
Model 20 m	131,6	0	109,92	131,47	0	109,16
Model 40m	131,23	0	109,17	130,98	0	108,99
Model 60 m	128,96	0	109,34	129,34	0	109
Różnica między skrajnymi wartościami	2,64 Ok. 2%	0	0,58 Ok. 0,5%	2,13 Ok. 1,5%	0	0,17 Ok. 0,2 %
Faza pracy ustalonej bez obciążenia						
Model 20 m	108,3	107,7	108	107,9	107	107,3
Model 40m	108,43	107,36	107,76	108,51	107,28	107,73
Model 60 m	108,23	107,28	107,81	108,63	107,35	107,77
Różnica między skrajnymi wartościami	0,2 Ok. 0,2%	0,42 Ok. 0,4%	0,24 Ok. 0,2%	0,73 Ok. 0,7%	0,35 Ok. 0,3%	0,47 Ok. 0,4%
Faza pracy ustalonej z obciążeniem						
Model 20 m	111,5	109,9	110,7	112,4	109,4	110,8
Model 40m	111,93	110,48	111	111,67	110,69	111,05
Model 60 m	112,17	110,48	111,34	112,19	110,6	111,3
Różnica między skrajnymi wartościami	0,67 Ok. 0,6%	0,58 Ok. 0,5%	0,64 Ok. 0,6%	0,73 Ok. 0,65%	1,29 Ok. 1,2%	0,5 Ok. 0,5%

gdzie: i_{wys} – natężenie prądu w silniku zlokalizowanym na napędzie wyspowym, i_{zwr} – natężenie prądu w silniku zlokalizowanym na napędzie zwrotnym

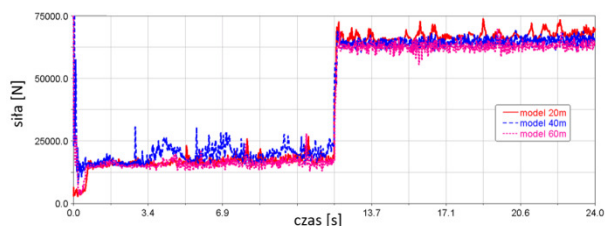
Otrzymane wyniki symulacji numerycznych z zastosowaniem trzech długości modelu obliczeniowego nie wykazały znaczących różnic w zarejestrowanych wartościach natężenia prądu w silnikach napędowych. Maksymalne różnice (na poziomie 2%) zarejestrowano w odniesieniu do maksymalnej wartości natężenia prądu w silniku zlokalizowanym na napędzie wyspowym. Wartości maksymalne, zarejestrowane w tym przypadku, były wartościami występującymi w fazie rozruchu silnika elektrycznego. W fazie pracy ustalonej przesyłnika, bez obciążenia, maksymalna różnica pomiędzy poszczególnymi modelami wynosiła 0,7 % i dotyczyła wartości maksymalnego natężenia prądu w silniku na napędzie zwrotnym. Natomiast w fazie pracy ustalonej, z obciążeniem, maksymalną różnicę wartości natężenia prądu otrzymano w odniesieniu do wartości minimalnego natężenia prądu w silniku zlokalizowanym na zwrotni (ok. 1,2%). Różnica wartości średnich natężenia prądu w silnikach napędowych, z zastosowaniem modeli przesyłnika o długości 20 m, 40 m i 60 m, nie przekroczyła wartości 0,6 %. W ramach badań stanowiskowych zarejestrowano wartości natężenia prądu w silnikach napędowych w czasie pracy przesyłnika. Na podstawie zarejestrowanych wartości wyznaczono przedział wartości minimalnych

i maksymalnych. Wartości natężenia prądu otrzymane w symulacjach numerycznych mieściły się w wyznaczonym przedziale wartości minimalnych i maksymalnych, zarejestrowanych na rzeczywistym przesylniku. Zestawienie wartości natężenia prądu, obliczonych na drodze symulacji, oraz zmierzonych podczas prób stanowiskowych, przedstawiono na rys. 5.



Rys. 5. Zestawienie wartości natężenia prądu w silniku na napędzie zwrotnym w fazie pracy ustalonej przesylnia [11]

Kolejnym krokiem porównania opracowanych modeli było porównanie stopnia napięcia łańcucha zgrzeblowego. W tym celu na rys. 6. przedstawiono siłę rozciągającą, zarejestrowaną w jednym z elementów sprężystych w górnej nitce łańcucha zgrzeblowego, blisko zgrzebła nr 14, w odniesieniu do każdej z analizowanych długości modelu obliczeniowego.



Rys. 6. Siła rozciągająca łańcuch zgrzeblowy w elemencie sprężysto-tłumiącym zlokalizowanym w górnej nitce łańcucha w sąsiedztwie zgrzebla nr 14 [11]

Dodatkowo podczas symulacji rejestrowano sygnały z przetworników detekcji stanu luzowania lub napięcia łańcucha na zejściu z bębna napędowego na napędzie zwrotnym i wysypowym. Zabudowane w modelu przetworniki stanu luzowania łańcucha, zarówno na napędzie zwrotnym, jak i na napędzie wysypowym, oraz przetwornik detekcji stanu nadmiernego napięcia łańcucha na napędzie wysypowym, były przetwornikami dwustanowymi. Stan wysoki sygnału z danego przetwornika oznaczał wykrycie obecności zgrzebla w zakresie czułości danego przetwornika. Stan taki był równoznaczny z wystąpieniem stanu luzowania lub napięcia łańcucha. Przetwornik napięcia łańcucha na napędzie zwrotnym rejestrował siłę nacisku zgrzebla, przechodzącego pod przetwornikiem, na rynnę przenośnika [10,11,12]. Wartości zarejestrowane podczas symulacji przez poszczególne przetworniki, w odniesieniu do modelu o długości 20 m, 40 m i 60 m przedstawiono w tablicy 3.

Tablica 3. Odczyt wyników zarejestrowanych przez przetworniki stanu napięcia lub luzowania łańcucha zgrzeblowego podczas symulacji numerycznych [11]

	Napęd wysypowy		Napęd zwrotny	
	Luz łańcucha	Napięcie łańcucha	Luz łańcucha	Siła nacisku zgrzebla na rynnę [N]
model 20 m	BRAK (0)	TAK (1)	TAK (1)	F = 800 – 2000
model 40 m	BRAK (0)	TAK (1)	TAK (1)	F = 1000 – 2000
model 60 m	BRAK (0)	TAK (1)	TAK (1)	F = 800 – 1900

Można stwierdzić, że łańcuch zgrzeblowy był napięty w takim samym stopniu podczas każdej z symulacji przeprowadzanej w odniesieniu do modelu o długości 20 m, 40 m i 60 m. W podobny sposób rejestrowano sygnały z przetworników stanu napięcia łańcucha na obiekcie rzeczywistym; przedstawiono je w tablicy 4.

Tablica 4. Stany czujników napięcia łańcucha zgrzeblowego zarejestrowane na obiekcie rzeczywistym [11]

	Napęd wysypowy		Napęd zwrotny	
	Luz łańcucha	Napięcie łańcucha	Luz łańcucha	Siła nacisku zgrzebla na rynnę (N)
Próba 1	BRAK (0)	TAK (1)	TAK (1)	F= 4200
Próba 2	BRAK (0)	TAK (1)	TAK (1)	F=995
Próba 3	BRAK (0)	TAK (1)	TAK (1)	F=630
Próba 4	BRAK (0)	TAK (1)	TAK (1)	F = 597
Próba 5	BRAK (0)	TAK (1)	TAK (1)	F=2524
Próba 6	BRAK (0)	TAK (1)	TAK (1)	F=7023

Na podstawie przedstawionych wyników można zaobserwować, że podczas symulacji numerycznych każdego z modeli przenośnika zidentyfikowano takie same stany napięcia łańcucha. Wartości te były porównywalne z wartościami zarejestrowanymi na przenośniku rzeczywistym.

5. PODSUMOWANIE

W artykule przedstawiono model obliczeniowy ścianowego przenośnika zgrzeblowego ze szczególnym uwzględnieniem jego modelu fizycznego. Zaprezentowano uproszczenia oraz sposób identyfikacji parametrów zastępczych. Sposób identyfikacji parametrów zastosowano w celu dostrojenia modeli obliczeniowych przenośnika o długościach 20 m, 40 m i 60 m do przenośnika rzeczywistego o długości 100 m. Na podstawie przeprowadzonych analiz symulacji numerycznych pracy przenośnika stwierdzono dużą zbieżność wyników otrzymanych podczas symulacji w odniesieniu do trzech analizowanych długości modelu fizycznego. Ponadto we wszystkich trzech symulacjach zidentyfikowano taki sam stan napięcia łańcucha zgrzeblowego. Podobny stan napięcia łańcucha zaobserwowano również na obiekcie rzeczywistym. Można zatem wnioskować, że przedstawiony sposób identyfikacji wybranych parametrów zastępczych modelu fizycznego jest poprawny. Dzięki zastosowaniu parametrów zastępczych uzyskano możliwość przeanalizowania pracy przenośnika o dowolnej długości za pomocą modelu obliczeniowego o znacznie mniejszej

długości. Należy podkreślić, że zmniejszenie długości modelu fizykalnego przenośnika w znaczący sposób zmniejszyło liczbę brył, definicji kontaktów, czy elementów sprężystych, wchodzących w skład modelu fizykalnego. Z numerycznego punktu widzenia zmniejszenie liczby tych elementów znacznie uprościło proces obliczeń, skróciło czas niezbędny do ich przeprowadzenia, a także zmniejszyło ryzyko wystąpienia błędów, wynikające ze złej definicji jednego z elementów lub błędu numerycznego, powstającego w procesie całkowania równań ruchu opisujących charakter pracy przenośnika. Opracowany model oraz sposób

identyfikacji parametrów zastępczych zastosowano podczas symulacji numerycznych, których celem było poznanie wpływu zmiany wartości częstotliwości napięcia zasilania silników elektrycznych oraz stopnia wysunięcia rynnny teleskopowej na napędzie zwrotnym na stan pracy przenośnika; w tym na miejsca luzowania lub napinania się łańcucha zgrzeblowego oraz na sposób współpracy jednostek napędowych. Opracowany model umożliwił również przeprowadzenie symulacji numerycznych w celu sprawdzenia funkcjonalności opracowywanego algorytmu sterowania wybranymi parametrami pracy przenośnika zgrzeblowego.

Artykuł jest wynikiem prac realizowanych w ramach grantu doktoranckiego finansowanego przez Instytut Techniki Górniczej KOMAG.

Obliczenia wykonano na komputerach Centrum Informatycznego Trójmiejskiej Akademickiej Sieci Komputerowej

Literatura

1. Dolipski M.: Dynamika przenośników łańcuchowych. Gliwice: Wyd. Pol. Śl., 1997.
2. Herbuś K., Kost G., Reclik D., Świder J.: Integration of a virtual 3D model of a robot manipulator with its tangible model (phantom). "Advanced Materials Research" 2014, 837, p. 582-587.
3. Herbuś K., Ociepka P.: Mapping of the characteristics of a drive functioning in the system of CAD class using the Integration of a virtual controller with a virtual model of a drive. "Applied Mechanics and Materials" 2015, 809-810, p. 1249-1254.
4. Kotwica K., Furmanik K., Scherf B.: Wpływ warunków pracy na zużycie i trwałość ciągów łańcuchowych zgrzeblowych przenośników ścianowych w wybranych kopalniach węgla kamiennego. „Nowoczesne Metody Eksploatacji Węgla i Skał Zwięzłych” TUR 2011 s. 397 – 408.
5. Paschedag U.: Next generation longwall face conveyor system. W: Konf. "High Performance Mining", RWTH Aachen, June 3rd and 4th, 2009 p. 327 – 336.
6. Paschedag U.: The intelligence factor. "World Coal" 2009, Vol. 18, No. 6, p.14-20.
7. Przybyłka J. : Napędy elektryczne o regulowanej prędkości obrotowej produkcji DFME DAMEL S.A. do przenośników taśmowych. „Transport Przemysłowy i Maszyny Robocze” 2015, 1(27), s. 37 -39.
8. Suchoń J., Szlązak J.:Nowa generacja maszyn i urządzeń górniczych produkcji Rybnickiej Fabryki Maszyn RYFAMA S.A. „Maszyny Górnicze” 2005, 1, s. 32 – 41.
9. Suchoń J.: Górnicze przenośniki zgrzeblowe: budowa i zastosowanie. Gliwice: Instytut Techniki Górniczej KOMAG, 2012.
10. Szewerda K., Świder J., Herbuś K.: Analysis of impact of longitudinal inclination of a chain conveyor on dynamical phenomena during operation. In: CoSME '16, The 4th International Conference on Computing and Solutions in Manufacturing Engineering 2016, Brasov, Romania, 2016, November 3-4, p. 1-7
11. Szewerda K.: Metoda parametryzacji i doboru algorytmów sterowania przenośników zgrzeblowych. Praca statutowa. Niepublikowana. Gliwice: Instytut Techniki Górniczej KOMAG, 2016.
12. Świder J., Herbuś K., Szewerda K.: Dynamic analysis of scraper conveyor operation with external loads.In: CoSME '16, The 4th International Conference on Computing and Solutions in Manufacturing Engineering 2016, Brasov, Romania, November 3-4, p. 1-6.
13. Twardoch K., Zimroz R., Czernik G.: Analiza pracy górniczych przenośników zgrzeblowych. W: Konf. „TEMAG 2016, XXIV Międzynarodowa Konferencja Naukowo-Techniczna "Trwałość Elementów i Węzłów Konstrukcyjnych Maszyn Górniczych", Ustroń, 3-5 listopada, s. 305 – 316.



Artykuł dostępny na podstawie licencji Creative Commons Uznanie autorstwa 3.0 Polska.
<http://creativecommons.org/licenses/by/3.0/pl>