

Dr inż. Krzysztof Herbuś¹, dr inż. Kamil Szewerda²,

prof. dr hab. inż. Jerzy Świder¹,

¹)Katedra Automatykacji Procesów Technologicznych
i Zintegrowanych Systemów Wytwarzania
Wydział Mechaniczny Technologiczny
Politechnika Śląska
ul. Konarskiego 18A, 44-100 Gliwice, Polska
E-mail: jerzy.swider@polsl.pl, krzysztof.herbus@polsl.pl

²)Instytut Techniki Górniczej KOMAG
Instytut Badawczy
ul. Pszczyńska 37, 44-101 Gliwice
E-mail: kszewerda@komag.eu

Wirtualne prototypowanie kolejki podwieszanej w aspekcie zwiększenia jej dopuszczalnej prędkości jazdy w kopalniach węgla kamiennego

Słowa kluczowe: *górnictwo, symulacje numeryczne, kolejki podwieszane, prędkość jazdy*

Abstrakt: W związku z wydłużającym się czasem dojazdu załogi do miejsca pracy w kopalniach węgla kamiennego, rozważana jest możliwość zwiększenia maksymalnej dopuszczalnej prędkości jazdy kolejek podwieszonych. W celu zapewnienia odpowiedniego poziomu bezpieczeństwa, przeprowadzono analizy opóźnień oddziałujących na załogę w sytuacji awaryjnego hamowania w odniesieniu do różnych stanów kryterialnych. Model obliczeniowy został zweryfikowany w oparciu o wyniki badań stanowiskowych, przeprowadzonych na dedykowanym torze testowym. W artykule przedstawiono porównanie wyników obliczeń numerycznych oraz zmierzonych na stanowisku badawczym oraz wyniki symulacji numerycznych w odniesieniu do stanów kryterialnych, których nie można było sprawdzić na stanowisku badawczym, oraz przedstawiono analizę przeciążeń, jakie oddziałują na załogę w sytuacji awaryjnego hamowania. Wartości te mają duży wpływ na bezpieczeństwo operatora i pasażerów, a ich wyznaczenie i analiza może stanowić podstawę do oceny stopnia bezpieczeństwa oraz wytyczne do zaprojektowania dodatkowego wyposażenia kabin operatora i wozów pasażerskich, w postaci elementów zwiększających bezpieczeństwo ich użytkowania.

1. Wprowadzenie

Do prawidłowego funkcjonowania podziemnych kopalń węgla kamiennego jest niezbędne odpowiednie zaprojektowanie nie tylko ścian wydobywczych oraz pracujących tam maszyn, ale także odpowiednie zaprojektowanie dróg transportowych i transportu pomocniczego. Transport pomocniczy służy do dostarczania materiałów eksploatacyjnych, materiałów służących do zabezpieczania wyrobisk, a także do przewozu załogi do miejsca pracy. Właściwe zaprojektowanie i utrzymanie we właściwym stanie technicznym dróg transportowych ma bardzo istotny wpływ na funkcjonowanie kopalni oraz zapewnienie bezpieczeństwa, zarówno pracującym tam ludziom, jak i bezpieczeństwa eksploatacji i ciągłości pracy. Zabezpieczenie dróg transportowych odbywa się poprzez zastosowanie podatnej obudowy chodnikowej. Obudowa ta stanowi zabezpieczenie przed obsypującymi się skałami. Pełni ona także funkcję układu nośnego, do którego są podwieszane szyny,

stanowiące trasę kolejki podwieszanej, będącej jednym z środków transportu pomocniczego. Organizacja transportu pomocniczego determinuje czas potrzebny na dotarcie załogi do miejsca pracy, oraz czas spędzony na miejscu pracy, a tym samym determinuje czas efektywnej pracy górnika, co z kolei ma przełożenie na wydajność produkcji i efekty ekonomiczne. Zatem transport pomocniczy powinien być zaprojektowany w taki sposób, aby zapewnił on dotarcie załogi do miejsca pracy w bezpieczny sposób, a jednocześnie w jak najkrótszym czasie. Istnieją więc dwie bardzo istotne cechy transportu pomocniczego, którymi są bezpieczeństwo i wydajność [5, 24].

Wraz ze zmianami zachodzącymi w górnictwie węgla kamiennego, które są spowodowane m.in. eksploatacją złóż węgla, zalegających na coraz większych głębokościach i w nowych rejonach wydobywczych, łączeniem kopalń, zwiększając się odległości od szybu do przodków wydobywczych i innych miejsc pracy górników. Jednym z głównych środków transportu, przeznaczonym do przewozu załogi w rejon pracy, są kolejki podwieszane. W świetle obowiązujących w Polsce przepisów, zgodnie z Rozporządzeniem Ministra Energii z dnia 23 listopada 2016 r. w sprawie szczegółowych wymagań dotyczących prowadzenia ruchu podziemnych zakładów górniczych, maksymalna dopuszczalna prędkość jazdy zestawu kolejki podwieszanej podczas przewozu załogi wynosi 2 ms^{-1} [15]. W związku z tym, w przypadku potrzeby pokonania przez zestaw kolejki drogi kilku kilometrów, ulega znacznemu wydłużeniu jego czas dojazdu oraz powrotu z miejsca pracy. Skutkuje to zmniejszeniem efektywnego czasu pracy oraz wydajności produkcji węgla, co z kolei ma przełożenie na wyniki ekonomiczne kopalni [5, 14, 21]. Przedstawiony stan skutkuje poszukiwaniem sposobu na skrócenie czasu dojazdu załogi do miejsca pracy. W pracy [27] autorzy informują, że w kopalni İmbat Mining Co. Manisa, znajdującej się w miejscowości Eynez w Turcji, poprzez zastosowanie przenośnika taśmowego do przewozu ludzi, został skrócony czas potrzebny na ich dotarcie do miejsca pracy. Według autorów cytowanej pracy, zapewnienie możliwości przewozu górników na przenośnikach taśmowych, w stosunku do ich pieszego przemieszczania się, umożliwiło uzyskanie oszczędności czasu na poziomie 15 minut na dotarciu do ściany, oraz 30 minut w drodze powrotnej. Przy trzech zmianach roboczych zaoszczędzono 135 minut na dobę, co zostało przeliczone na dodatkowe 1606,95 ton węgla, wydobytych w ciągu doby. Maksymalna prędkość zastosowanego w przykładzie przenośnika wynosiła $2,5 \text{ ms}^{-1}$, jednakże podczas przewozu ludzi musiała ona być ograniczona do 1 ms^{-1} . Ponadto, w czasie przewozu załogi, transport urobku był wstrzymany, a załoga korzystająca z tego środka transportu musiała przejść specjalistyczne szkolenie. Przedstawione rozwiązanie nie sprawdzi się jednak w kopalniach, w których istnieje możliwość zastosowania kolejek podwieszonych, z dopuszczalną prędkością, wg polskiego prawa, równą 2 ms^{-1} .

Zatem zwiększenie dopuszczalnej prędkości jazdy kolejek podwieszonych wydaje się uzasadnione, z uwagi na kryteria skrócenia czasu dojazdu załogi do miejsca pracy, oraz zwiększenia wydajności eksploatacji złoża węglowego. Należy jednak pamiętać o bezpieczeństwie prowadzenia transportu. Pierwsze kolejki podwieszane posiadały napęd linowy. Dalszy rozwój tego typu transportu spowodował opracowanie kolejek podwieszonych z napędem własnym, w postaci silnika diesla, a ostatnio silników elektrycznych, zasilanych z akumulatorów. Intensywny rozwój kolejek podwieszonych w górnictwie trwa do dnia dzisiejszego, o czym świadczą liczne prace, prowadzone zarówno przez producentów tych urządzeń, jak i liczne jednostki badawczo rozwojowe [1, 3, 6, 9, 10, 16, 18, 21]. Producenci kolejek podwieszonych deklarują możliwość uzyskania większych od dozwolonych przepisami prawa prędkości jazdy kolejek [2, 14, 28]. Podwyższenie maksymalnej dopuszczalnej prędkości na wybranych odcinkach trasy umożliwia znaczne skrócenie tego czasu. Jednakże w celu zwiększenia dopuszczalnej prędkości jazdy jest niezbędne przeprowadzenie szeregu analiz i testów, pozwalających zaprojektować i zweryfikować nowy

środek transportu, zapewniający odpowiedni poziom bezpieczeństwa przewożonym osobom. Jest to związane głównie z analizą sytuacji awaryjnych, takich jak przede wszystkim awaryjne hamowanie kolejki. Podczas takiego hamowania z większej prędkości może dojść do wystąpienia przeciążeń, działających na operatora lub przewożonych ludzi, znacznie większych od dopuszczalnych przepisami prawa. W artykule [13] autor przywołuje możliwość wystąpienia przeciążeń równych nawet 3 g. Ponadto analizie powinny być poddane obciążenia przekazywane za pomocą zawiesi na łuki podatnej obudowy chodnikowej [1, 5, 13, 20, 28]. Takie analizy mogą być przeprowadzone na stanowiskach badawczych lub z zastosowaniem technik wirtualnego prototypowania.

Zbudowanie oraz zwalidowanie modelu kolejki podwieszanej umożliwia przeprowadzenie szeregu symulacji numerycznych, mających na celu identyfikację wpływu zwiększenia prędkości jazdy kolejki podwieszanej na bezpieczeństwo operatora oraz pasażerów kolejki. Przykładem takiego modelu jest przedstawiony w artykule model obliczeniowy składu kolejki podwieszanej, dostosowany do jazdy z większą prędkością [6]. Model ten został opracowany w ramach projektu [7], którego głównymi celami są: zwiększenie efektywności i bezpieczeństwa na drogach transportowych w podziemnych wyrobiskach górniczych, a w szczególności rozwój kolejek podwieszonych w aspekcie możliwości zwiększenia dopuszczalnej prędkości jazdy kolejek przewożących ludzi. W ramach tego projektu zostało zbudowane stanowisko, służące do przeprowadzenia testów i prób jazdy w odniesieniu do zmodyfikowanej kolejki podwieszanej z większą prędkością. Po przeprowadzeniu testów stanowiskowych, model numeryczny był poddany procesowi walidacji, a następnie został zastosowany do przeprowadzenia symulacji numerycznych w stanach kryterialnych, które były niemożliwe do osiągnięcia na stanowisku badawczym. Prace te miały na celu porównanie wartości opóźnień działających na operatora kolejki, a także oszacowanie wpływu zmiany prędkości jazdy kolejki na podwieszoną do obudowy chodnikowej trasę kolejki, oraz obciążenia jej zawiesi. Największe przeciążenia dynamiczne występują w sytuacjach awaryjnych, dlatego wyznaczanie przeciążeń działających na ludzi w kolejce odbywało się podczas awaryjnego hamowania. Inną nowością, zastosowaną zarówno na stanowisku badawczym jak i w modelu obliczeniowym, było zastosowanie nowych, dłuższych od stosowanych obecnie, szyn o długości 4 m. Zastosowanie tych szyn w trasie kolejki wpływa na poprawę stabilności trasy oraz na poprawę komfortu jazdy pasażerów przy zwiększonej prędkości. Wyniki symulacji przeprowadzonych z zastosowaniem opracowanego modelu obliczeniowego umożliwiają ocenę wpływu zwiększenia prędkości jazdy, zarówno na obciążenie podatnej obudowy chodnikowej, jak również na bezpieczeństwo operatora i przewożonej załogi. Otrzymane wyniki, w postaci wartości sił obciążających poszczególne zawiesia, stanowią wartości brzegowe w odniesieniu do analiz stabilności łuków podatnej obudowy chodnikowej [5, 13]. Kolejnym aspektem zastosowania wyników symulacji jest analiza przeciążeń działających na operatora oraz pasażerów podczas awaryjnego hamowania, a także możliwość oszacowania ekspozycji na drgania osób podróżujących kolejką. W celu analizy bezpieczeństwa, otrzymane wartości przyspieszeń działających na operatora lub pasażerów mogą posłużyć jako warunki brzegowe do analiz z zastosowaniem wirtualnego manekina DUMMY HYBRID III, stosowanego między innymi do analiz bezpieczeństwa kierowcy i pasażera w przemyśle samochodowym [11, 12, 25, 29]. Analizy z zastosowaniem modelu tego manekina umożliwiają: oszacowanie ryzyka doznania ciężkich lub śmiertelnych urazów głowy z uwzględnieniem rozmiarów człowieka (analizę współczynnika HIC (ang. Head Injury Criterion), z zastosowaniem manekina w wybranej wielkości centylowej), identyfikację zjawisk niebezpiecznych, takich jak np. wypadnięcie operatora z kabiny podczas pokonywania zakrętu, czy też oszacowanie potrzeby zastosowania pasów bezpieczeństwa w kabinie operatora lub kabinie pasażerskiej, podczas jazdy z większą prędkością [10, 20, 21, 22].

2. Stanowisko badawcze toru do szybkiej jazdy kolejki podwieszanej

Stanowisko badawcze toru kolejki podwieszanej obejmowało 24 dedykowane ramy wsporcze, na których zawieszono trasę kolejki o długości 90 m, wraz z ciągnikiem, przystosowanym do jazdy z większą prędkością (rys. 1). Trasa ta składała się z 23 szyn o długości 4 m każda. Szyny te zostały specjalnie zaprojektowane, uwzględniając możliwość szybszej jazdy kolejki. Każde ze złącz szyn było wyposażone w trawersę, podwieszoną do struktury nośnej, za pomocą dwóch zawiesi. Na zbudowanej trasie podwieszono analizowaną kolejkę (rys. 2).



Rys. 1. Widok toru testowego o długości 90 m, na stanowisku badawczym [7]

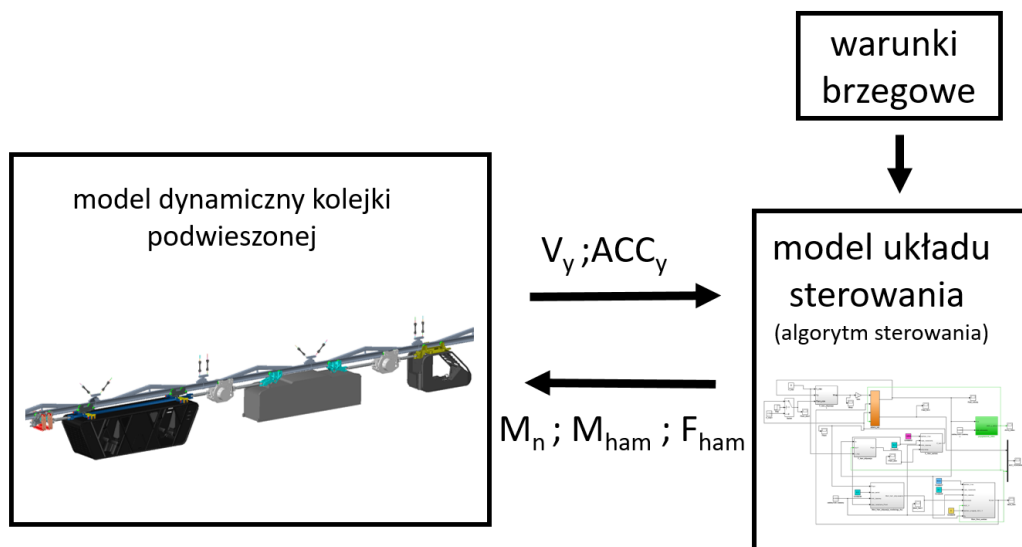


Rys. 2. Podzespoły kolejki podwieszanej na torze badawczym; a) kabina do przewozu osób, b) kabina operatora, c) wózek hamulcowy, d) napęd zębaty z zabudowanym hamulcem wielopłytkowym, e) część maszynowa [7]

Na stanowisku badawczym były przeprowadzone próby przejazdu zestawu z prędkością 3 ms^{-1} oraz 5 ms^{-1} . Kolejnym etapem testów stanowiskowych było przeprowadzenie prób awaryjnego hamowania z prędkości 3 ms^{-1} i 5 ms^{-1} . Hamowanie na stanowisku badawczym było realizowane za pomocą wózka hamulcowego, w którym aktywowano jedną lub dwie pary szczęk. Podczas każdej z prób były rejestrowane wartości opóźnienia ruchu kolejki.

3. Budowa modelu obliczeniowego stanowiska badawczego

W celu przeprowadzenia rozszerzonych testów i analiz związanych z przejazdem i hamowaniem kolejki przy zwiększonej prędkości, zbudowano model obliczeniowy stanowiska badawczego. Zbudowanie i zwalidowanie modelu obliczeniowego umożliwiło przeprowadzenie kolejnych prób, w tym także prób, których z powodów technicznych lub ze względów bezpieczeństwa, nie można było przeprowadzić na stanowisku badawczym. Zostały przeprowadzone próby awaryjnego hamowania na upadzie o dużym kącie nachylenia, oraz awaryjne hamowanie przy zwiększonej do wartości maksymalnej sile hamowania. Model obliczeniowy składał się z dynamicznego modelu kolejki podwieszanej, zbudowanego w oprogramowaniu, służącym do analizy kinematyki i dynamiki układów wieloczłonowych (MSC Adams), oraz z modułu sterującego modelem dynamicznym, opracowanego w oprogramowaniu MatLab Simulink. Strukturę modelu obliczeniowego przedstawiono na rys. 3.

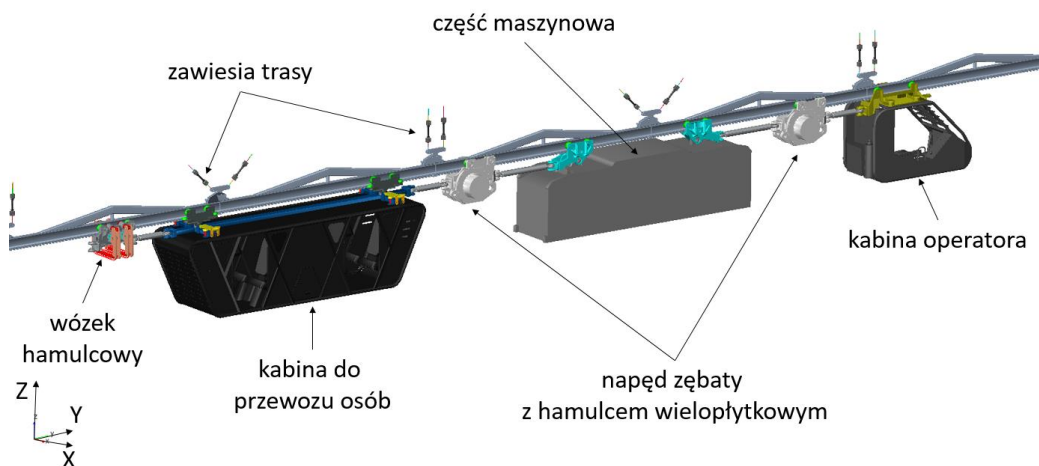


Rys. 3. Struktura modelu obliczeniowego kolejki podwieszanej [7]

Pomiędzy obiema częściami modelu zdefiniowano sygnały, na podstawie których było możliwe sterowanie modelem obliczeniowym, oraz przeprowadzenie symulacji równoległych [8, 17, 19, 23]. Na podstawie zmierzonych wartości prędkości oraz przyspieszenia zestawu kolejki podwieszanej w modelu dynamicznym, oraz warunków brzegowych, były definiowane wartości: momentu napędowego, sił hamowania, momentu hamowania, a także sygnały aktywacji i dezaktywacji poszczególnych wektorów sił i momentów. Do warunków brzegowych są zaliczane takie wielkości jak: maksymalna prędkość, przy osiągnięciu której następuje aktywacja awaryjnego hamowania, czas narastania maksymalnej siły hamowania, oraz decyzje, dotyczące aktywacji, lub jej braku, w odniesieniu do poszczególnych wektorów. Jako warunek brzegowy są definiowane również wartości wektorów sił i momentów hamujących, oraz zwłoka czasowa, następująca po osiągnięciu pełnej siły docisku szczęk hamulcowych do środka szyny, po której następuje aktywacja momentu hamującego.

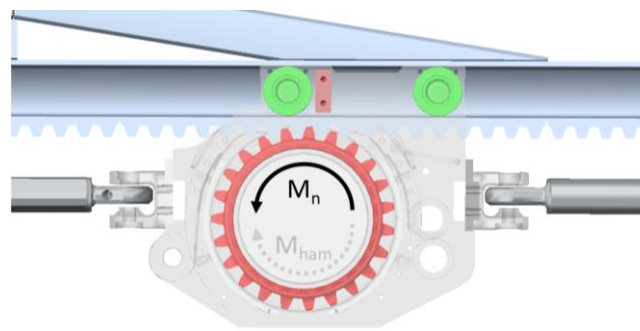
Dynamiczny model kolejki podwieszanej, wraz z fragmentem trasy, przedstawiono na rys. 4. Model ten składał się z kabiny operatora, dwóch napędów zębatych, części maszynowej, kabiny do przewozu osób, oraz wózka hamulcowego, który był wyposażony w dwie pary szczęk. Zestaw został zawieszony na prostym odcinku trasy, składającym się z 23 szyn, z których każda miała długość 4 m, zamocowanych za pomocą trawers i zawiesi tak, jak na stanowisku badawczym.

W skład modelu obliczeniowego wchodziło: 383 bryły sztywne, 13 więzów cylindrycznych, 111 więzów obrotowych, 298 więzów sferycznych, oraz 15 więzów utwierdzających. Model posiadał 720 stopni swobody.



Rys. 4. Model obliczeniowy kolejki KP-95 na trasie podwieszanej, zbudowany w programie MSC Adams [7]

Do kół zębatych w modelu napędów zębatych przyłożono moment napędowy (M_n). Aktywacja tego wektora, oraz zadanie odpowiedniej jego wartości, wprowadzało kolejkę w ruch i umożliwiało rozpędzenie do założonej prędkości (rys. 5).

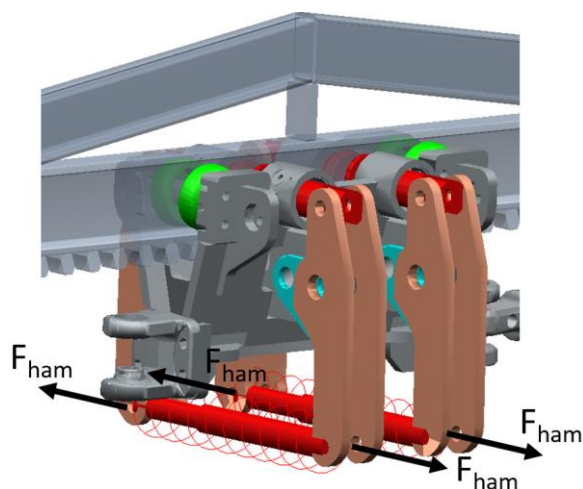


Rys. 5. Model napędu zębatego kolejki podwieszanej, wyposażonego w hamulec wielopłytkowy [7]

Hamowanie kolejki podwieszanej odbywa się, w zależności od wariantu, poprzez aktywację sił (F_{ham}) dociskających jedną lub dwie pary klocków hamulcowych do środka szyny (rys. 6), oraz poprzez aktywację momentu hamującego (M_{ham}), o wartości odpowiadającej momentowi działania hamulca wielopłytkowego. Wektor ten został przyłożony do koła zębatego w napędzie zębatym (rys. 5).

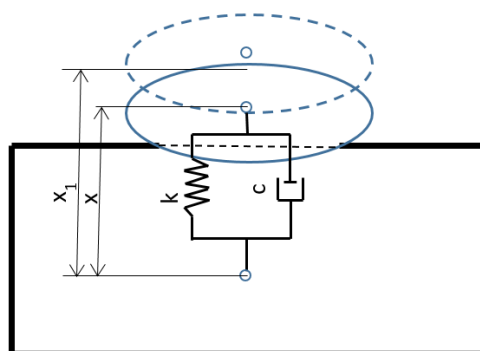
W modelu obliczeniowym kolejki podwieszanej zdefiniowano model kontaktu pomiędzy klockami hamulcowymi, rolkami jezdnyymi i napędowymi kołami zębatymi - a szynami, stanowiącymi trasę jezdną. Zastosowano model kontaktu, zaimplementowany w środowisku programowym MSC Adams. W modelu tym, pomiędzy wybranymi bryłami, są

definiowane wirtualne układy sprężyny i tłumika. W chwili zetknięcia brył następuje ugięcie sprężyny, w której powstaje siła kontaktowa.



Rys. 6. Model wózka hamulcowego [7]

W chwili początkowej długość sprężyny wynosi „ x_1 ” (rys. 7). W momencie uderzenia jednej bryły w drugą następuje ugięcie wirtualnej sprężyny, której chwilowa długość wynosi „ x ”. Ponieważ oddziałujące na siebie bryły ulegają ugięciu, wielkość „ x ” jest mniejsza od wielkości „ x_1 ”. W takim przypadku siła kontaktu jest proporcjonalna do ugięcia sprężyny. W przypadku, gdy bryły nie oddziałują na siebie, wartość „ x ” jest większa od wartości „ x_1 ”, a siła kontaktu jest równa zero.



Rys. 7. Model kontaktu, zaimplementowany w programie MSC Adams [26]

Wartość siły kontaktu można opisać zależnością (1) [26]:

$$F = \begin{cases} \max(k(x_1 - x)^e - c\dot{x}, 0) & \text{przy } x \leq x_1 \\ 0 & \text{przy } x > x_1 \end{cases} \quad (1)$$

gdzie:

F – siła kontaktu,

k – sztywność wirtualnej sprężyny,

x_1 – długość wirtualnej sprężyny w chwili zetknięcia się członów,

x – chwilowa długość wirtualnej sprężyny,

e – współczynnik liniowości wirtualnej sprężyny; $e = 1$ oznacza liniową zależność,

c – współczynnik tłumienia wirtualnego tłumika,

\dot{x} – prędkość względna członów oddziałujących na siebie.

Współczynnik tłumienia „c” uwzględnia zjawisko rozproszenia energii podczas zderzenia brył. Siła tłumienia jest proporcjonalna do prędkości ruchu względnego członów wchodzących w kontakt. Ze względów numerycznych nie jest wskazane, aby współczynnik tłumienia zmieniał się w sposób skokowy. Wartość tego współczynnika została więc opisana zależnością (2) [26]:

$$c(p) = \begin{cases} 0 & \text{przy } p \leq 0 \\ c_{\max} \left(\frac{3}{h^2} p^2 - \frac{2}{h^3} p^3 \right) & \text{przy } 0 < p \leq h \\ c_{\max} & \text{przy } p > h \end{cases} \quad (2)$$

gdzie:

c – współczynnik tłumienia,

c_{\max} – maksymalna wartość współczynnika tłumienia,

h – głębokość penetracji jednej bryły w drugą,

p – funkcja opisująca zależność współczynnika tłumienia c od głębokości penetracji brył.

Podczas budowy modelu obliczeniowego, na podstawie analizy literatury [11], przyjęto następujące początkowe wartości parametrów kontaktu:

- współczynnik sztywności wirtualnej sprężyny $k = 1 \cdot 10^8 \text{ Nm}^{-1}$,
- współczynnik tłumienia $c_{\max} = 5 \cdot 10^4 \text{ Nsm}^{-1}$,
- maksymalna głębokość penetracji $h_{\max} = 1 \cdot 10^{-4} \text{ m}$,
- współczynnik liniowości wirtualnej sprężyny $e = 1,5$.

W modelu kontaktu zdefiniowano również współczynniki tarcia statycznego oraz dynamicznego. Wartości tych współczynników wyniosły:

- współczynnik tarcia statycznego, w odniesieniu do kontaktów rolek jezdnych i kół zębatych z szynami, $\mu_s = 0,3$,
- współczynnik tarcia dynamicznego, w odniesieniu do kontaktów rolek jezdnych i kół zębatych z szynami, $\mu_d = 0,1$,
- współczynnik tarcia statycznego, w odniesieniu do kontaktów klocków hamulcowych z szynami, $\mu_s = 0,5$,
- współczynnik tarcia dynamicznego, w odniesieniu do kontaktów klocków hamulcowych z szynami, $\mu_d = 0,45$,
- prędkość narastania siły tarcia przyjęto, w każdym z przypadków, jako $1 \cdot 10^{-2} \text{ ms}^{-1}$.

Przy przyjętych wartościach współczynnika tarcia dynamicznego oraz wartości siły (F_{ham}) dociskającej klocki hamulcowe do środka szyny, równej 12,5 kN, zostaje wygenerowana siła hamowania kolejki, równa 52 kN, przy aktywacji dwóch par szczęk. Jest to siła równa, co do wartości, statycznej sile hamowania, deklarowanej przez producenta wózka hamulcowego.

Następnie, w procesie dostrajania i walidacji modelu obliczeniowego kolejki, wartości przyjętych parametrów kontaktu zostały poddane modyfikacji, ostatecznie przyjmując następujące wartości:

- w odniesieniu do kontaktów rolek jezdnych oraz kół zębatych z szynami:
 - współczynnik sztywności wirtualnej sprężyny $k = 7 \cdot 10^9 \text{ Nm}^{-1}$,
 - współczynnik tłumienia $c_{\max} = 7 \cdot 10^4 \text{ Nsm}^{-1}$,
 - maksymalna głębokość penetracji $h_{\max} = 1 \cdot 10^{-4} \text{ m}$,
 - współczynnik liniowości wirtualnej sprężyny $e = 2,2$,
- w odniesieniu do kontaktów klocków hamulcowych z szynami:
 - współczynnik sztywności wirtualnej sprężyny $k = 9,5 \cdot 10^8 \text{ Nm}^{-1}$,
 - współczynnik tłumienia $c_{\max} = 1 \cdot 10^5 \text{ Nsm}^{-1}$,

- o maksymalna głębokość penetracji $h_{\max} = 1 \cdot 10^{-4}$ m,
- o współczynnik liniowości wirtualnej sprężyny $e = 2,2$.

Wyniki weryfikacji i dostrojenia modelu obliczeniowego do obiektu rzeczywistego przedstawiono w odniesieniu do trzech stanów kryterialnych, wymienionych w punkcie 4. Dodatkowo, w tabelicy 1, przedstawiono rezultaty modyfikacji parametrów w modelu kontaktu.

4. Próby stanowiskowe – weryfikacja modelu obliczeniowego

Na potrzeby walidacji modelu obliczeniowego przeprowadzono następujące próby na stanowisku badawczym:

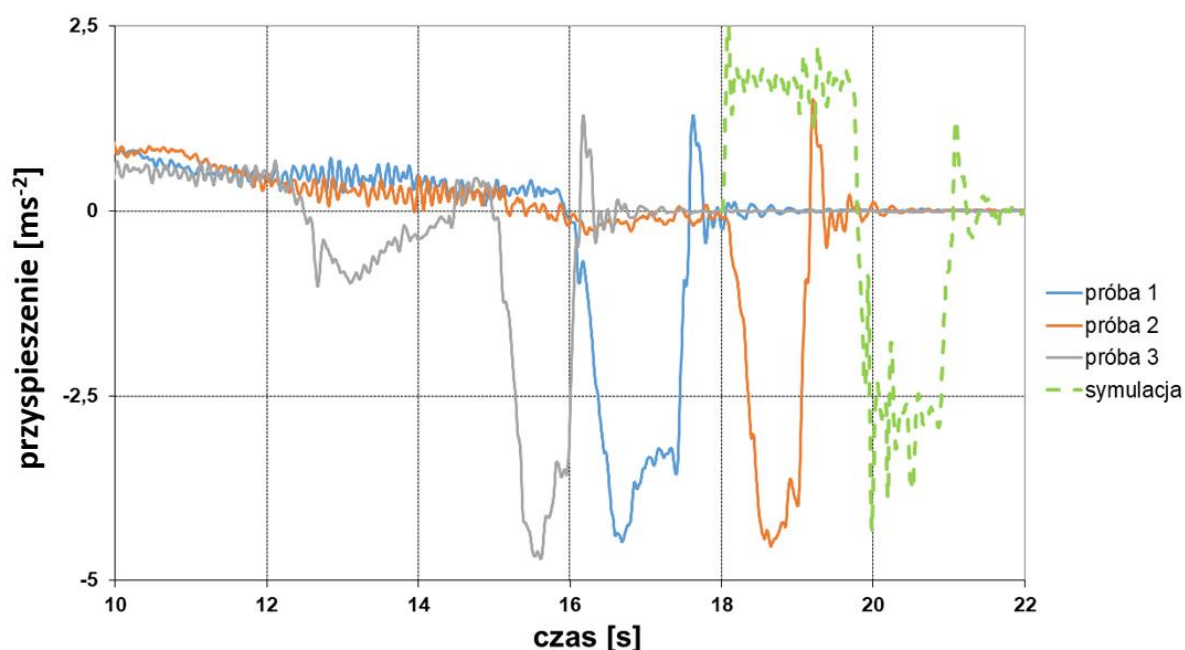
- awaryjne hamowanie jedną parą szczęk w wózku hamulcowym, z prędkości 3 ms^{-1} ,
- awaryjne hamowanie jedną parą szczęk w wózku hamulcowym, z prędkości 5 ms^{-1} ,
- awaryjne hamowanie dwoma parami szczęk w wózku hamulcowym, z prędkości 5 ms^{-1} .

Podczas prowadzonych prób operator rozpędzał skład kolejki podwieszony do założonej prędkości, a następnie, w ustalonym na trasie miejscu, następowało awaryjne hamowanie kolejki. W tym czasie były rejestrowane wartości przyspieszenia kolejki. Wszystkie próby były przeprowadzane trzykrotnie. W analogiczny sposób przeprowadzono symulacje numeryczne, w których rozpędzono kolejkę do zadanej prędkości, a następnie dezaktywowano moment napędzający (M_n), oraz aktywowano wektory sił (F_{ham}), odpowiedzialne za hamowanie zestawu. W celu zweryfikowania i dostrojenia modelu obliczeniowego zostały porównane wartości przyspieszenia kolejki podwieszony, odczytane w kabinie operatora, zarówno na stanowisku badawczym, jak i podczas symulacji numerycznych. W celu lepszego dopasowania modelu do obiektu rzeczywistego modyfikowano wartości parametrów definiujących kontakty pomiędzy wybranymi bryłami w modelu. W tabelicy 1 przedstawiono zestawienie wartości maksymalnego opóźnienia, otrzymanego podczas badań stanowiskowych, oraz obliczonych na drodze symulacji numerycznych, przy pierwotnych oraz ostatecznych wartościach parametrów kontaktów.

Tabela 1. Zestawienie wartości maksymalnego opóźnienia oraz rezultatów dopasowania modelu obliczeniowego do obiektu rzeczywistego [7]

	Wartość maksymalnego opóźnienia przy pierwotnych parametrach kontaktów (ms^{-2})/ różnica w odniesieniu do badań stanowiskowych (%)	Wartość maksymalnego opóźnienia przy zmodyfikowanych parametrach kontaktów (ms^{-2})/ różnica w odniesieniu do badań stanowiskowych (%)	Średnia wartość maksymalnego opóźnienia zarejestrowana na stanowisku badawczym	Różnica dopasowania modelu po zmianie parametrów kontaktu
Prędkość 3 ms^{-1} , hamowanie jedną parą szczęk	3,7 / -20,0	4,3 / -5,2	4,6	14,8 %
Prędkość 5 ms^{-1} , hamowanie jedną parą szczęk	4,1 / -19,4	5,6 / +9,8	5,1	9,6 %
Prędkość 5 ms^{-1} , hamowanie dwiema parami szczęk	5,6 / -20,1	7,4 / +4,9	7,0	15,2 %

Na rys. 8 przedstawiono przebiegi przyspieszeń zarejestrowane na stanowisku badawczym (próba 1 - próba 3), oraz wyznaczone na drodze symulacji numerycznych (symulacja) podczas awaryjnego hamowania jedną parą szczęk, z prędkości 3 ms^{-1} .



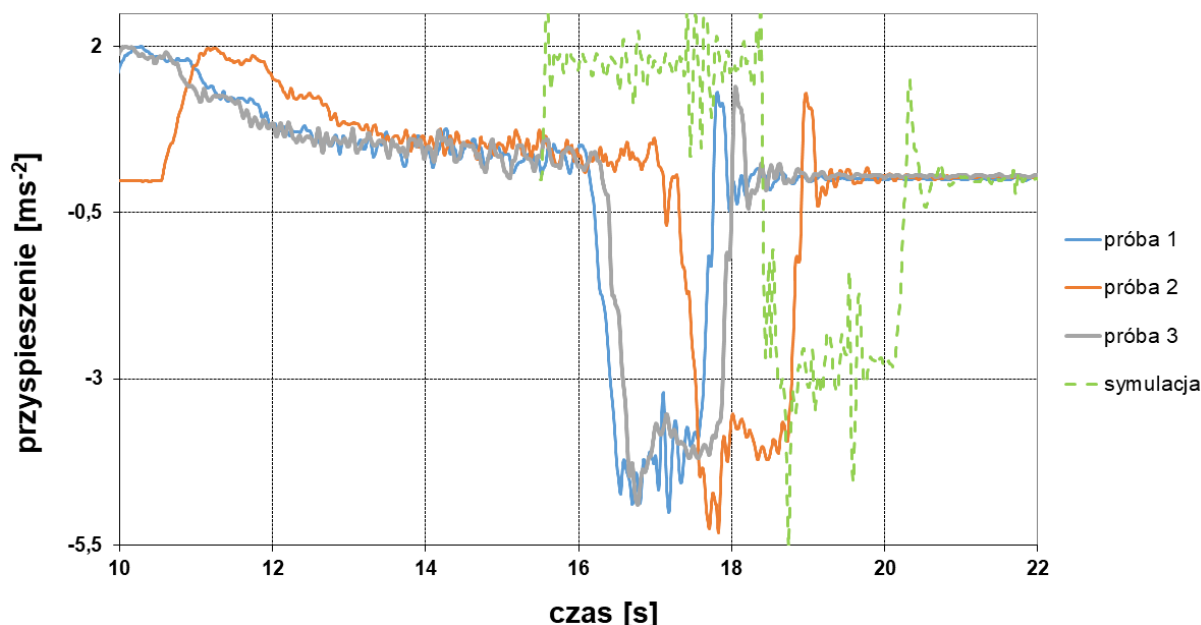
Rys. 8. Wartość przyspieszeń kolejki zarejestrowanych podczas prób stanowiskowych oraz podczas symulacji numerycznych przy awaryjnym hamowaniu jedną parą szczęk z prędkości 3 ms^{-1} [7]

Maksymalne wartości opóźnienia, zarejestrowane w poszczególnych próbach, oraz obliczone w symulacji, podczas awaryjnego hamowania jedną parą szczęk, przy prędkości początkowej 3 ms^{-1} , przedstawiono w tabelicy 2. Ponadto, w tabelicy 2 przedstawiono wartość średnią maksymalnego opóźnienia, zarejestrowanego na stanowisku badawczym, oraz różnicę pomiędzy tą wartością a wartością obliczoną w symulacjach numerycznych.

Tabela. 2. Wartości maksymalnego opóźnienia podczas awaryjnego hamowania jedną parą szczęk przy prędkości 3 ms^{-1} [7]

	wartość zmierzona [ms^{-2}]	wartość średnia [ms^{-2}]	różnica w odniesieniu do wartości średniej [%]
próba 1	4,47	4,57	X
próba 2	4,54		
próba 3	4,71		
symulacja numeryczna	4,34	X	-5,0

Na rys. 9 przedstawiono przebiegi przyspieszeń, zarejestrowane na stanowisku badawczym (próba 1 – próba 3) oraz wyznaczone na drodze symulacji numerycznych (symulacja) podczas hamowania awaryjnego jedną parą szczęk z prędkości 5 ms^{-1} .



Rys. 9. Wartość przyspieszeń kolejki zarejestrowanych podczas prób stanowiskowych oraz podczas symulacji numerycznych przy awaryjnym hamowaniu jedną parą szczęk z prędkości 5 ms^{-1} [7]

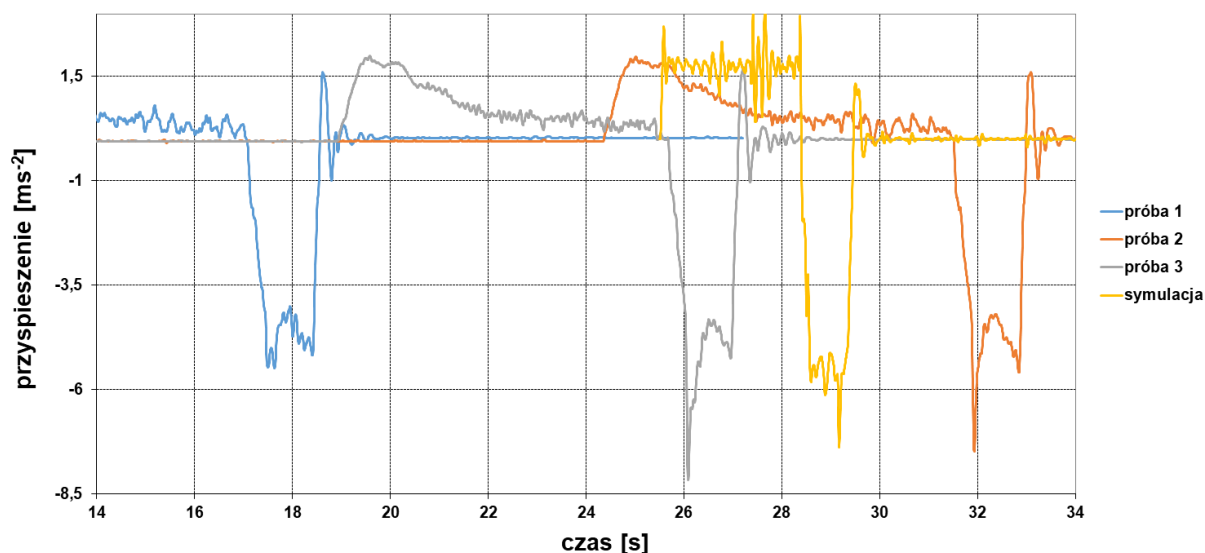
Maksymalne wartości opóźnienia, zarejestrowane w poszczególnych próbach, oraz obliczone w symulacji, podczas awaryjnego hamowania jedną parą szczęk, z prędkości 5 ms^{-1} , przedstawiono w tablicy 3. Ponadto, w tablicy 3 przedstawiono wartość średnią maksymalnego opóźnienia, zarejestrowanego na stanowisku badawczym, oraz różnicę pomiędzy tą wartością a wartością obliczoną w symulacjach numerycznych.

Tablica 3. Wartości maksymalnego opóźnienia podczas awaryjnego hamowania jedną parą szczęk, przy prędkości 5 ms^{-1} [7]

	wartość mierzona [ms^{-2}]	wartość średnia [ms^{-2}]	Różnica w odniesieniu do wartości średniej [%]
próba 1	5,02	5,08	X
próba 2	5,32		
próba 3	4,90		
symulacja numeryczna	5,57	X	+9,6%

Na rys. 10 przedstawiono przebiegi przyspieszeń zarejestrowane na stanowisku badawczym (próby: 1, 2 i 3), oraz wyznaczone na drodze obliczeń numerycznych, podczas symulacji hamowania awaryjnego dwiema parami szczęk, przy prędkości 5 ms^{-1} .

Maksymalne wartości opóźnienia, zarejestrowane w poszczególnych próbach, oraz obliczone w symulacji, podczas awaryjnego hamowania dwiema parami szczęk, przy prędkości 5 ms^{-1} , przedstawiono w tablicy 4. Ponadto, w tablicy 4 przedstawiono wartość średnią maksymalnego opóźnienia, zarejestrowanego na stanowisku badawczym, oraz różnicę pomiędzy tą wartością a wartością obliczoną w symulacjach numerycznych.



Rys. 10. Wartość przyspieszeń kolejki, zarejestrowanych podczas prób stanowiskowych oraz podczas symulacji numerycznych, przy awaryjnym hamowaniu dwiema parami szczęk, z prędkości 5 ms^{-1} [7]

Wartości maksymalnych opóźnień kolejki, obliczone na drodze symulacji numerycznych, różniły się od wartości średnich z trzech prób stanowiskowych od 4,8% do 9,6%.

Tablica. 4. Wartości maksymalnego opóźnienia podczas awaryjnego hamowania dwiema parami szczęk, przy prędkości 5 ms^{-1} [7]

	wartość mierzona [ms^{-2}]	wartość średnia [ms^{-2}]	Różnica w odniesieniu do wartości średniej [%]
próba 1	5,49	7,05	X
próba 2	7,48		
próba 3	8,17		
symulacja numeryczna	7,39	X	+4,8%

Na podstawie przedstawionych porównań wartości opóźnień kolejki podwieszanej stwierdzono, że model obliczeniowy może posłużyć do przeprowadzenia kolejnych prób hamowania, mających na celu analizę wartości maksymalnych opóźnień kolejki w stanach kryterialnych, których przeprowadzenie na stanowisku badawczym jest znacznie utrudnione lub niebezpieczne dla operatora kolejki.

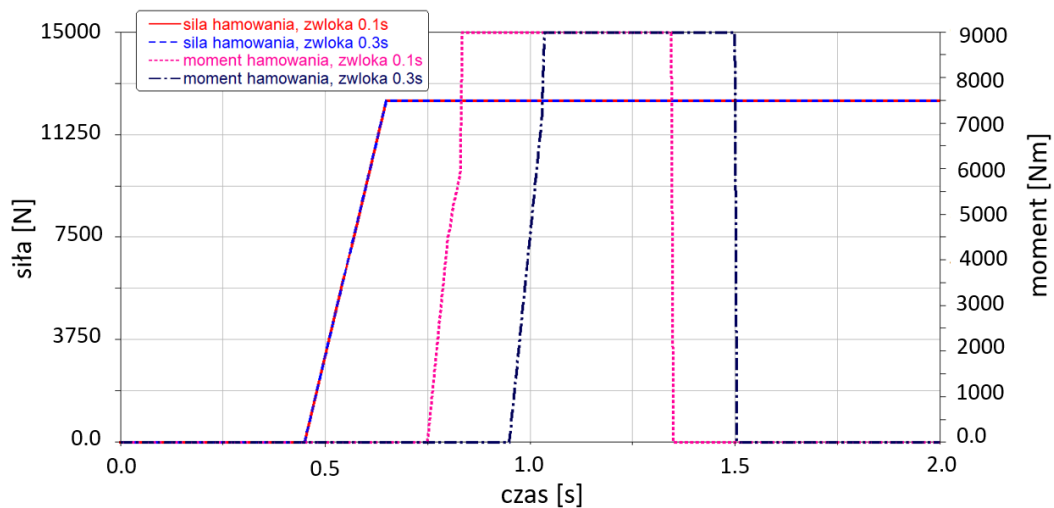
5. Wyniki symulacji numerycznych w wybranych stanach kryterialnych

Opracowanie i zweryfikowanie modelu obliczeniowego kolejki podwieszanej umożliwiło przeprowadzenie wielu prób, przy różnych stanach kryterialnych. Przeprowadzono, między innymi, takie próby, jak:

- awaryjne hamowanie kolejki podwieszanej, na upadzie o kącie nachylenia 30° , przy prędkości początkowej 3 ms^{-1} ,
- awaryjne hamowanie kolejki podwieszanej, na upadzie o kącie nachylenia 30° , przy prędkości początkowej 5 ms^{-1} ,
- awaryjne hamowanie na trasie bez nachylenia, dwiema parami szczęk oraz dwoma hamulcami wielopłytkowymi, przy prędkości początkowej 5 ms^{-1} .

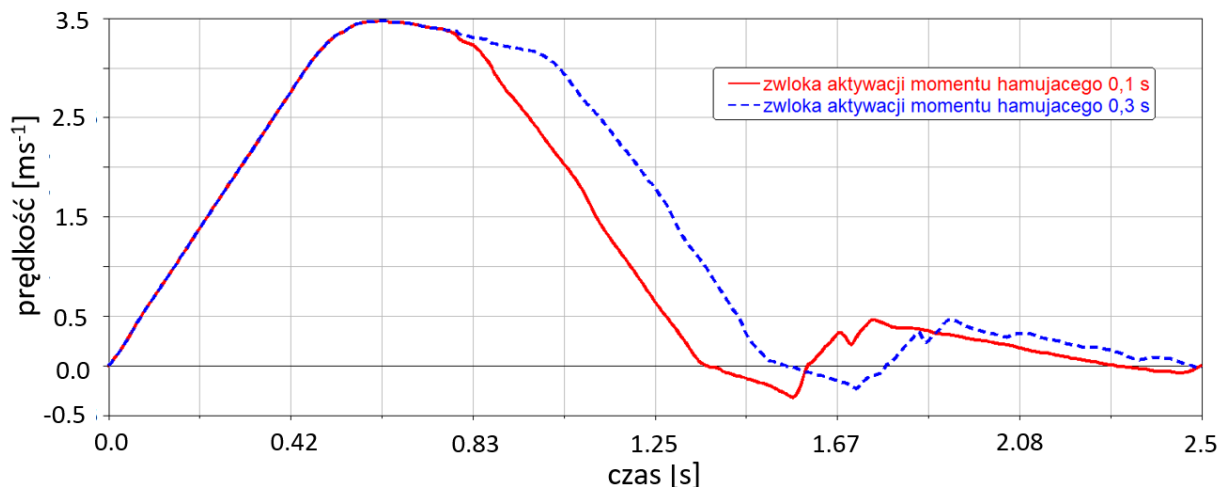
Na podstawie przeprowadzonych symulacji numerycznych wywnioskowano, że przy analizowanym składzie kolejki podwieszanej i jeździe po upadzie o dużym kącie nachylenia, równym 30° , do zatrzymania składu jest niezbędne aktywowanie dwóch par szczęk oraz co najmniej jednego hamulca wielopłytkowego. Jednym z kierunków dalszych prac jest opracowanie algorytmu dwustopniowego hamowania awaryjnego. W tym algorytmie aktywacja drugiego stopnia hamowania (hamulca wielopłytkowego) będzie uzależniona od wartości opóźnienia kolejki w wyniku działania pierwszego stopnia (szczęk hamulcowych). Aktywacja drugiego stopnia będzie się odbywała z opóźnieniem w stosunku do pierwszego stopnia. W przeprowadzonych analizach przyjęto czas opóźnienia aktywacji drugiego stopnia hamowania równy 0,1 s i 0,3 s po osiągnięciu maksymalnej siły docisku klocków hamulcowych do środniczka szyny.

Pierwsza przeprowadzona symulacja dotyczyła awaryjnego hamowania za pomocą dwóch par szczęk oraz jednego hamulca wielopłytkowego, z prędkości 3 ms^{-1} , na upadzie o nachyleniu równym 30° . Wykres sił hamowania (F_{ham}) oraz momentu hamującego (M_{ham}) podczas hamowania z prędkości 3 ms^{-1} , w przypadku zwłoki aktywacji momentu równej 0,1 s i 0,3 s, przedstawiono na rys. 11.



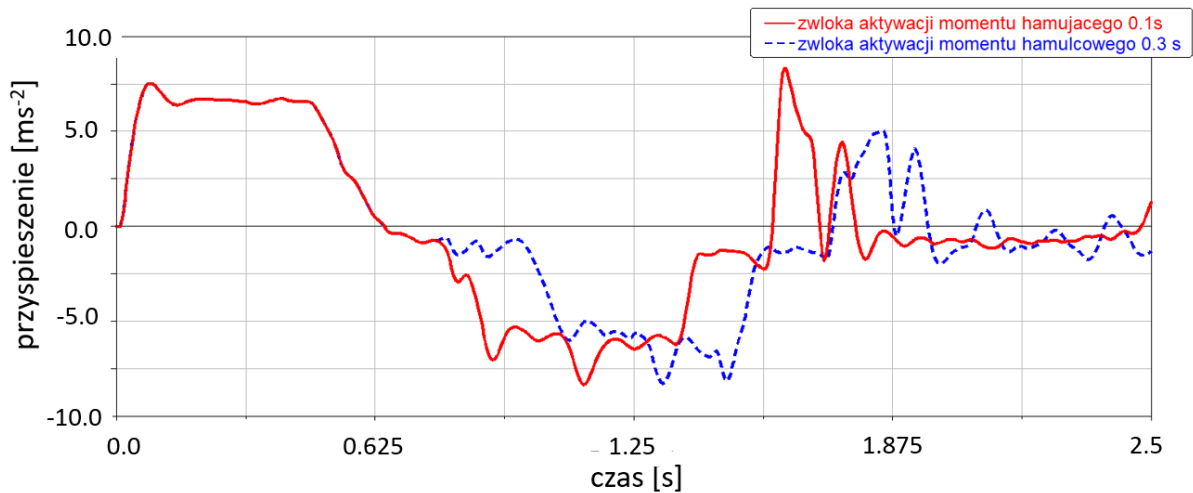
Rys. 11. Przebieg sił oraz momentów hamujących przy hamowaniu z prędkości 3 ms^{-1} , na upadzie o nachyleniu 30° , z opóźnieniem aktywacji momentu hamującego równym 0,1 s i 0,3 s [7]

Przebieg wartości prędkości, zarejestrowany podczas symulacji, w kabinie operatora, przedstawiono na rys. 12.



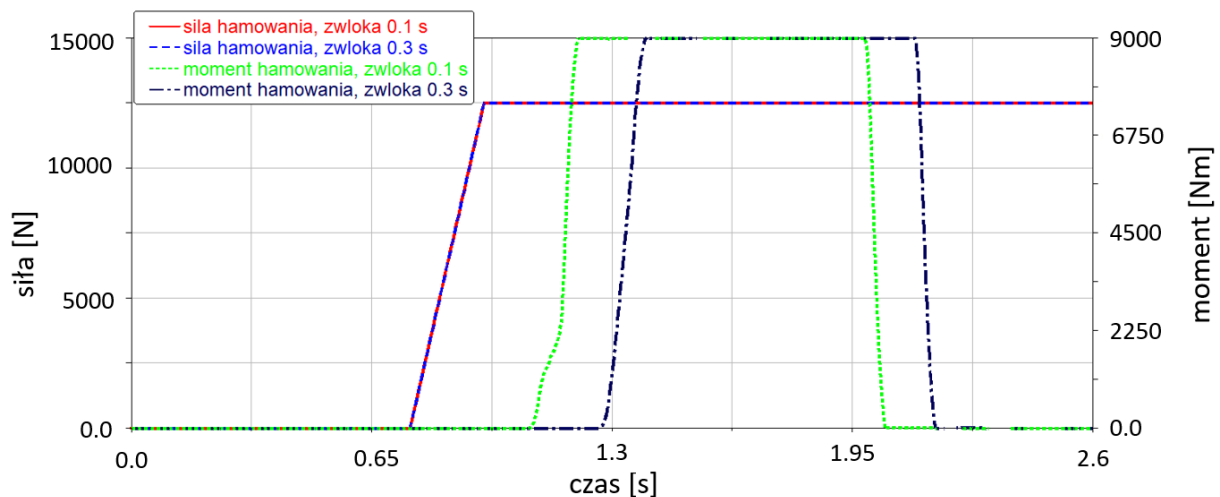
Rys. 12. Prędkość kolejki podczas symulacji awaryjnego hamowania przy prędkości 3 ms^{-1} na upadzie o nachyleniu 30° z opóźnieniem aktywacji momentu hamującego o 0,1 s i 0,3 s [7]

Na rys. 13 przedstawiono przebieg przyspieszeń, zarejestrowanych podczas symulacji awaryjnego hamowania kolejki na upadzie o kącie nachylenia 30° , przy prędkości początkowej 3 ms^{-1} oraz aktywacji dwóch par szczęk hamulcowych oraz hamulca wielopłytkowego, ze zwłoką 0,1 s oraz 0,3 sekundy.



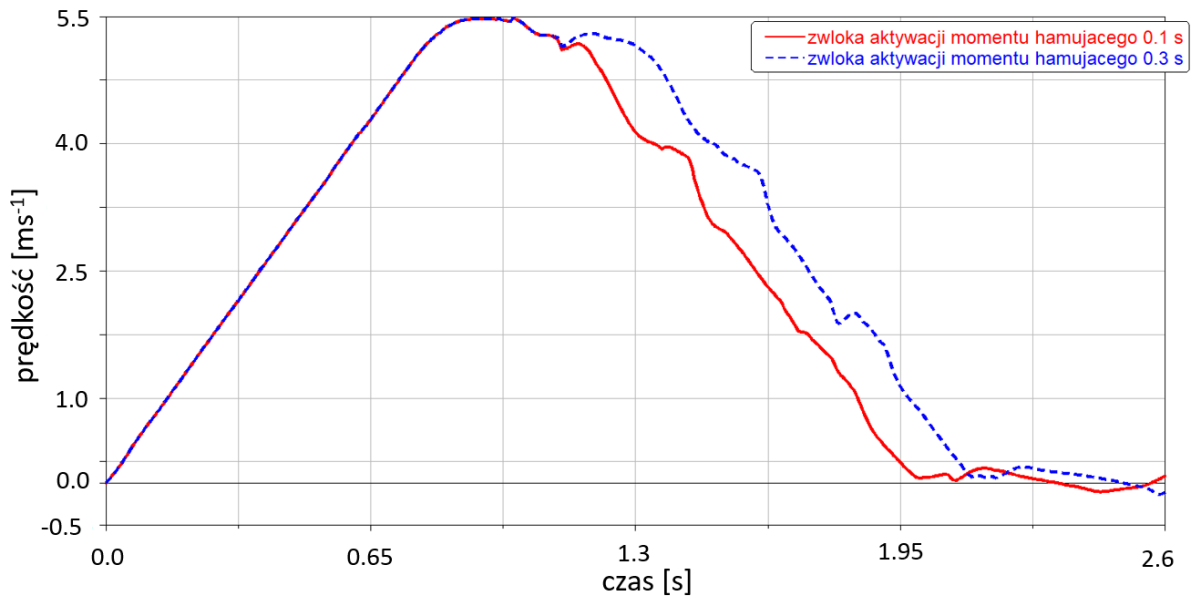
Rys. 13. Przebieg przyspieszeń zarejestrowanych podczas symulacji awaryjnego hamowania za pomocą dwóch par szczęk hamulcowych oraz hamulca wielopłytkowego, na upadzie o kącie nachylenia 30° , przy prędkości początkowej 3 ms^{-1} [7]

Druga symulacja obejmowała awaryjne hamowania dwoma parami szczęk oraz jednym hamulcem wielopłytkowym z prędkości 5 ms^{-1} , na upadzie o nachyleniu 30° . Wykres sił hamowania (F_{ham}) oraz momentu hamującego (M_{ham}) podczas hamowania z prędkości 5 ms^{-1} , w przypadku zwłoki aktywacji momentu równej 0,1 s i 0,3 s, przedstawiono na rys. 14.



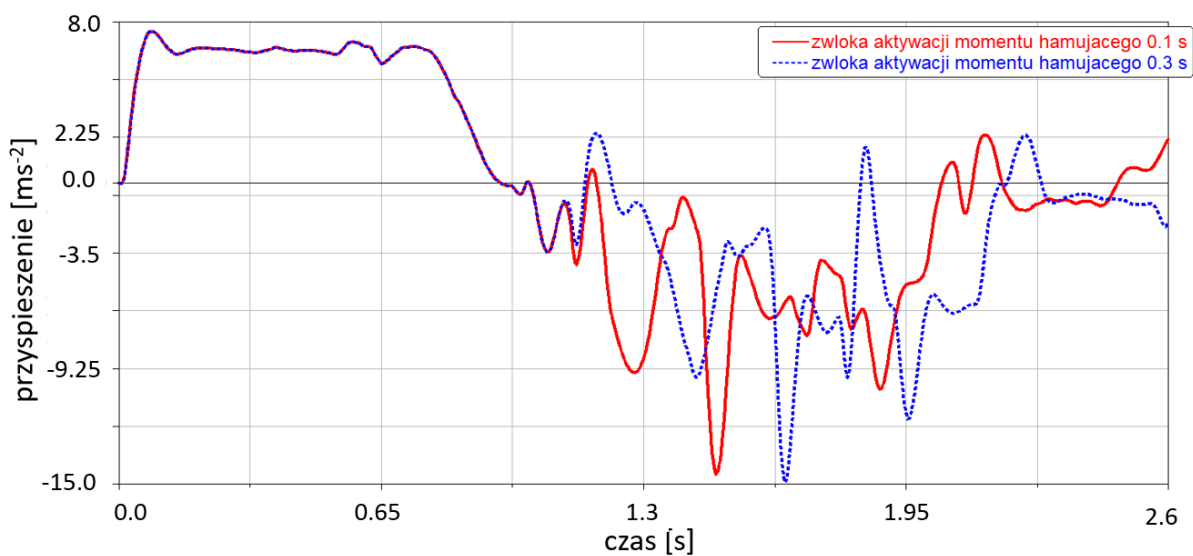
Rys. 14. Przebieg sił oraz momentów hamujących przy hamowaniu z prędkości 5 ms^{-1} , na upadzie o nachyleniu 30° , z opóźnieniem aktywacji momentu hamującego o 0,1 s i 0,3 s [7]

Przebieg zmian wartości prędkości, zarejestrowany podczas symulacji w kabinie operatora, przedstawiono na rys. 15.



Rys. 15. Prędkość kolejki podczas symulacji awaryjnego hamowania, przy prędkości początkowej 5 ms^{-1} , na upadzie o nachyleniu 30° , z opóźnieniem aktywacji momentu hamującego o $0,1 \text{ s}$ i $0,3 \text{ s}$ [7]

Na rys. 16 przedstawiono przebieg przyspieszeń zarejestrowanych podczas symulacji awaryjnego hamowania kolejki, na upadzie o kącie nachylenia 30° , przy prędkości początkowej 5 ms^{-1} , przy aktywacji dwóch par szczęk hamulcowych oraz hamulca wielopłytkowego, ze zwłoką $0,1 \text{ s}$ oraz $0,3 \text{ s}$ sekundy.

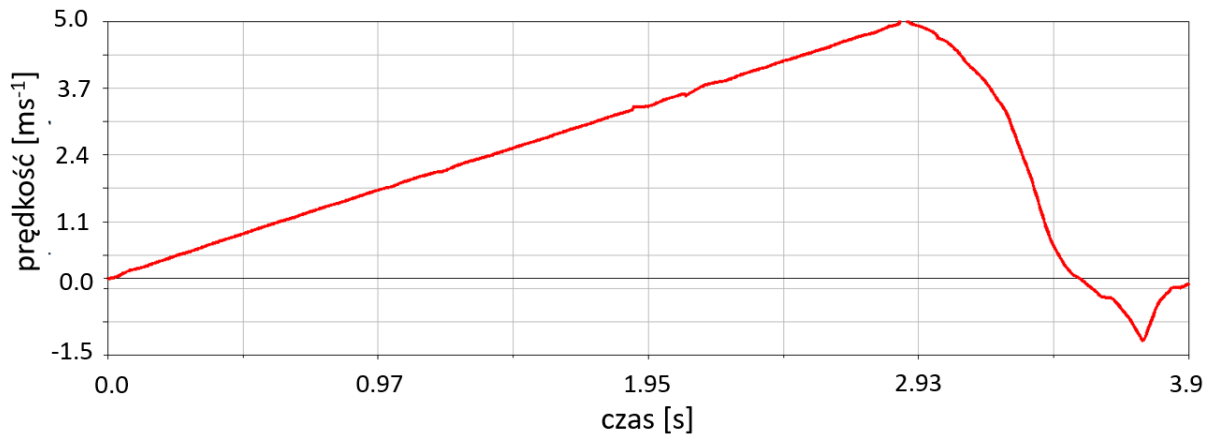


Rys. 16. Przebieg przyspieszeń zarejestrowanych podczas symulacji awaryjnego hamowania za pomocą dwóch par szczęk hamulcowych oraz hamulca wielopłytkowego, na upadzie o kącie nachylenia 30° , przy prędkości początkowej 5 ms^{-1} [7]

Podczas symulacji awaryjnego hamowania na upadzie, po osiągnięciu maksymalnej założonej prędkości, następowała aktywacja sił (F_{ham}) dociskających klocki hamulcowe do środka szyny, a następnie, po zdefiniowanej zwłoce czasowej, został aktywowany moment hamujący (M_{ham}), odpowiadający pracy hamulca wielopłytkowego. Warto zwrócić uwagę, że w takiej sytuacji czas niezbędny do osiągnięcia maksymalnej siły hamowania oraz opóźnienie aktywacji hamulca wielopłytkowego skutkuje przekroczeniem założonej, dopuszczalnej prędkości granicznej. W przypadku założenia, że awaryjne hamowanie następuje przy

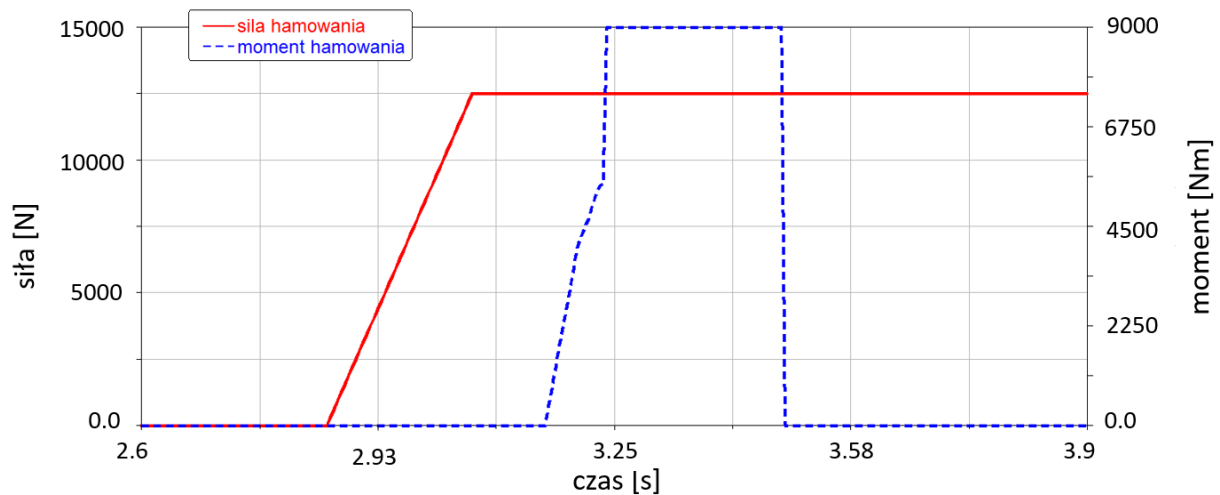
prędkości początkowej 3 ms^{-1} , na upadzie, maksymalna prędkość osiągnięta przez kolejkę wynosiła $3,5 \text{ ms}^{-1}$; analogicznie, przy założeniu prędkości początkowej awaryjnego hamowania równej 5 ms^{-1} , maksymalna jej wartość osiągnęła $5,5 \text{ ms}^{-1}$.

Kolejną przeprowadzoną symulacją była próba awaryjnego hamowania dwiema parami szczęk oraz dwoma hamulcami wielopłytkowymi, przy prędkości początkowej 5 ms^{-1} , na trasie bez nachylenia. Symulacja ta miała na celu wyznaczenie maksymalnego opóźnienia hamowania przy aktywacji wszystkich układów hamulcowych, zabudowanych w analizowanym składzie kolejki. Na rys. 17 przedstawiono przebieg zmian prędkości kolejki podczas przeprowadzonych prób.



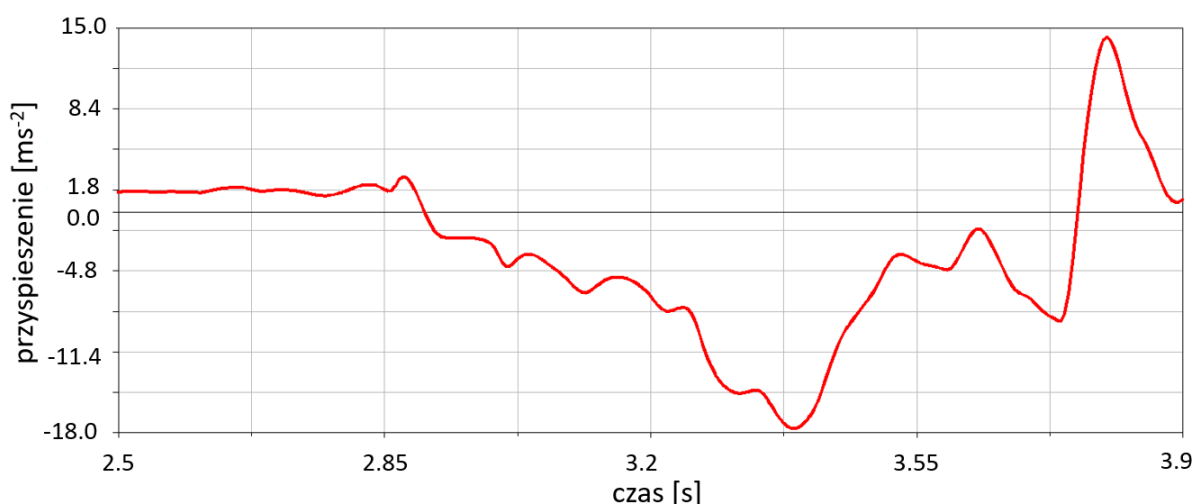
Rys. 17. Prędkość kolejki zarejestrowana podczas symulacji awaryjnego hamowania dwiema parami szczęk i dwoma hamulcami wielopłytkowymi, na trasie bez nachylenia [7]

Sposoby aktywacji siły oraz momentu hamowania, zastosowane w symulacji awaryjnego hamowania dwiema parami szczęk oraz dwoma hamulcami wielopłytkowymi, z prędkości początkowej 5 ms^{-1} , na trasie bez nachylenia, przedstawiono na rys. 18.



Rys. 18. Przebieg sił oraz momentów hamujących, przy hamowaniu z prędkości 5 ms^{-1} , na trasie bez nachylenia, przy aktywacji dwóch par szczęk oraz dwóch hamulców wielopłytkowych [7]

Na rys. 19 przedstawiono przebieg przyspieszenia podczas awaryjnego hamowania kolejki na trasie bez nachylenia, przy aktywacji dwóch par szczęk oraz dwóch hamulców wielopłytkowych, ze zwłoką 0,1 sekundy przy prędkości początkowej 5 ms^{-1} .



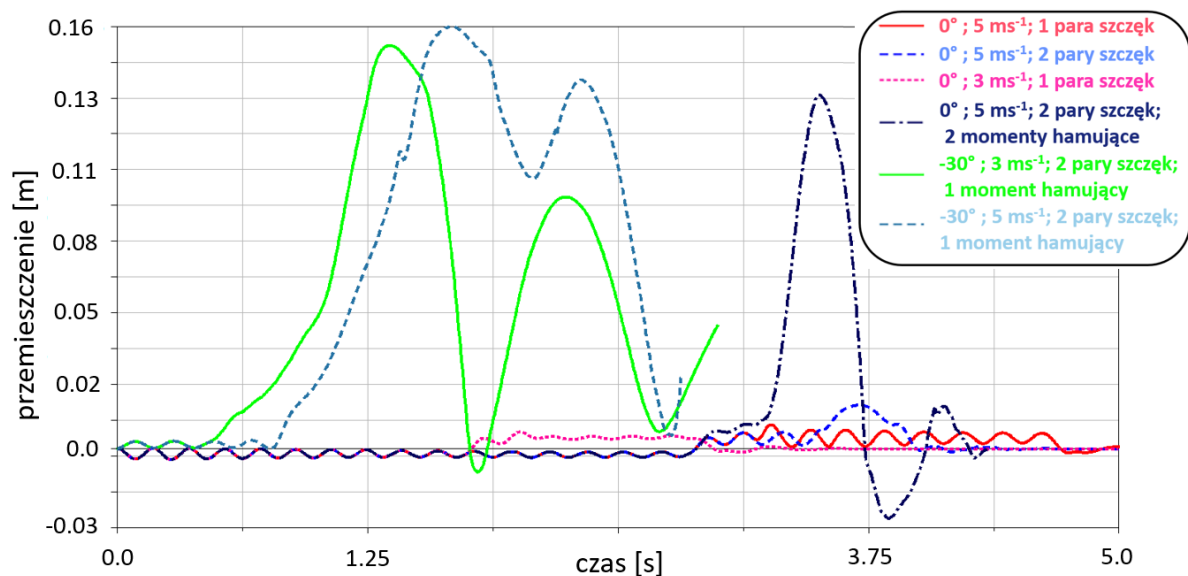
Rys. 19. Przebieg przyspieszenia podczas awaryjnego hamowania na poziomej trasie, przy aktywacji dwóch par szczęk i dwóch hamulców wielopłytkowych [7]

W tabelicy 5 przedstawiono zestawienie obliczonych podczas symulacji wartości maksymalnego opóźnienia kolejki, czasu hamowania oraz drogi hamowania. Wyniki zestawiono w odniesieniu do symulacji hamowania na trasie bez nachylenia oraz na upadzie, o kącie nachylenia 30° , przy prędkościach początkowych 3 ms^{-1} i 5 ms^{-1} oraz przy różnej konfiguracji sił (F_{ham}) i momentów hamujących (M_{ham}). Ponadto, w przypadku hamowania na upadzie, rozpatrzono dwie sytuacje, w których aktywacja momentu hamującego (hamulca wielopłytkowego) odbywała się ze zwłoką 0,3 s oraz 0,1 s w odniesieniu do osiągnięcia maksymalnej wartości wektorów sił hamujących.

Tabela 5. Zestawienie wyników symulacji numerycznych podczas awaryjnego hamowania kolejki podwieszanej [7]

Warunki brzegowe				Wyniki symulacji numerycznych			
Założona prędkość, przy której następuje awaryjne hamowanie [ms^{-1}]	Nachylenie trasy [$^\circ$]	Liczba aktywowanych szczęk hamulcowych	Liczba aktywowanych hamulców wielopłytkowych / czas zwłoki w aktywacji [s]	Maksymalne opóźnienie podczas hamowania [ms^{-2}]	Maksymalna prędkość osiągnięta przez kolejkę [ms^{-1}]	Czas hamowania [s]	Droga hamowania [m]
3	0	1	0	4,3	3,0	1,2	1,90
5	0	1	0	5,6	5,0	1,8	4,58
5	0	2	0	8,6	5,0	1,1	3,54
5	0	2	2/0,1	17,6	5,0	0,7	2,05
3	30	2	1/0,3	8,3	3,5	1,1	2,68
3	30	2	1/0,1	8,3	3,5	0,9	2,14
5	30	2	1/0,3	16,8	5,6	1,8	5,58
5	30	2	1/0,1	13,5	5,5	1,6	4,29

Ponadto symulacje numeryczne umożliwiły rejestrację przemieszczenia trasy, po której poruszała się kolejka. Na rys. 20 przedstawiono położenie pierwszej szyny trasy podczas symulacji hamowania przy prędkościach początkowych 3 ms^{-1} i 5 ms^{-1} , na upadzie oraz na trasie bez nachylenia.



Rys. 20. Położenie pierwszej szyny trasy kolejki podwieszanej podczas awaryjnego hamowania [7]

Analizując przedstawione wyniki można zaobserwować, że w sytuacji znacznego zwiększenia siły hamowania (dwie pary szczęk oraz dwa hamulce wielopłytkowe), oraz w sytuacji hamowania na upadzie o dużym nachyleniu, znacząco zwiększa się przemieszczenie trasy kolejki. Na tej podstawie należy rozważyć zastosowanie odpowiedniego sposobu stabilizacji trasy na upadach, a także zoptymalizowanie sposobu hamowania, poprzez odpowiednio rozciągniętą w czasie sekwencję aktywacji sił i momentów hamujących. Dobranie i zachowanie odpowiedniej sekwencji hamowania, w zależności od stanu układu, jest również istotne z punktu widzenia oddziaływania opóźnień hamowania na operatora oraz na pasażerów kolejki, a także zabezpieczenia ich przed wystąpieniem nadmiernych i niedopuszczalnych przeciążeń.

6. Podsumowanie

W ramach prac projektowych opracowano model obliczeniowy kolejki podwieszanej, który następnie został zweryfikowany w oparciu o wyniki pomiarów, przeprowadzonych na stanowisku badawczym. Zastosowanie technik symulacji komputerowej umożliwiło przeprowadzenie wielu eksperymentów numerycznych, przy wybranych stanach kryterialnych. Z punktu widzenia zwiększenia maksymalnej dopuszczalnej prędkości jazdy kolejki w czasie przewozu załogi, szczególnie istotne jest zapewnienie bezpieczeństwa podróżujących ludzi. W tym celu analizowano maksymalne opóźnienia kolejki w sytuacji awaryjnego hamowania. Na podstawie tych wyników można ocenić wpływ zwiększenia prędkości jazdy na bezpieczeństwo przewożonych ludzi. Według obowiązujących przepisów prawa, na operatora kolejki podwieszanej nie może oddziaływać opóźnienie większe od 10 ms^{-2} [15]. Zapewnienie spełnienia wymagań tego ograniczenia minimalizuje ryzyko wystąpienia niebezpiecznych urazów wśród załogi, w sytuacjach awaryjnych. Drugim istotnym zagadnieniem jest zapewnienie bezpieczeństwa całej trasy kolejki (stabilności toru) a także stabilności podatnej obudowy chodnikowej. Na podstawie przeprowadzonych analiz stwierdzono, że w czasie aktywacji zbyt dużej siły hamowania na trasie nienachylonej może dochodzić do znacznych przekroczeń dopuszczalnych wartości opóźnień. Tendencje takie były obserwowane również w publikacji [13]. Jednocześnie zmniejszenie siły hamowania skutkuje wystąpieniem mniejszych przeciążeń podczas awaryjnego hamowania, jednakże nie zapewnia możliwości zatrzymania kolejki na trasie mocno nachylonej. W celu zapewnienia

odpowiedniego poziomu bezpieczeństwa osób podróżujących kolejkami podwieszonymi autorzy zaproponowali opracowanie innowacyjnego algorytmu hamowania awaryjnego. Zadaniem tego algorytmu jest dostosowanie siły hamowania, w zależności od warunków, jakie występują w danej chwili podczas ruchu kolejki. Takie podejście zapewnia niezbędną skuteczność hamowania, nie powodując przekraczania maksymalnych dopuszczalnych opóźnień [6].

Kolejnym aspektem poprawiającym zarówno komfort jazdy, jak i bezpieczeństwo górników, jest zdefiniowanie odpowiedniego systemu stabilizacji trasy kolejki. W pracy [4] zwrócono uwagę na problem nadmiernego kołysania się kolejki na boki podczas jazdy. Jedną z propozycji poprawiających stabilizację trasy jest zastosowanie nowego typu szyn o długości 4 m, przetestowanych w ramach niniejszej pracy. W czasie testów, zarówno na stanowisku badawczym, jak i przeprowadzonych na drodze symulacji numerycznych, obserwowano ruchy poprzeczne podczas przejazdu i hamowania. Jednakże amplituda tych ruchów nie powodowała sytuacji niebezpiecznych i nie stanowiła zmniejszenia poziomu bezpieczeństwa. Natomiast, jak zostało wykazane w symulacjach, trasa zbudowana z prezentowanych szyn wymaga zastosowania systemu odciągów, uniemożliwiających jej nadmierne przemieszczanie w kierunku zgodnym z osią jazdy kolejki. Stabilizacja taka jest szczególnie istotna ze względu na zapewnienie bezpieczeństwa operatora oraz pasażerów, podczas jazdy oraz awaryjnego hamowania na upadzie o dużym stopniu nachylenia.

Wyniki przeprowadzonych symulacji, a szczególnie wartości maksymalnego opóźnienia kolejki zostaną, w kolejnych etapach prac, zastosowane do przeprowadzenia symulacji, mających na celu sprawdzenie bezpieczeństwa ludzi oraz infrastruktury kopalnianej. Symulacje numeryczne, umożliwiające analizę bezpieczeństwa ludzi, mogą być przeprowadzane z zastosowaniem wirtualnego manekina DUMMY HYBRID. Na podstawie wyników takich analiz mogą zostać wprowadzone rozwiązania, zwiększające bezpieczeństwo, zarówno operatora, jak i przewożonych kolejką osób. Jednym z takich rozwiązań jest zastosowanie pasów bezpieczeństwa w kabinie operatora i w kabinie pasażerskiej [10, 20, 21]. Analizy numeryczne, mające na celu testowanie bezpieczeństwa infrastruktury kopalnianej, obejmują analizy nośności oraz stabilności podatnych łuków obudowy chodnikowej [2, 5, 13, 20, 28]. Można zatem stwierdzić, że przeprowadzenie numerycznych symulacji awaryjnego hamowania stanowi pierwszy i zarazem kluczowy krok do rozpoczęcia szerokich analiz, mających na celu zapewnienie bezpieczeństwa podczas jazdy i hamowania kolejki podwieszanej z większej prędkości. Zwiększenie prędkości jest natomiast sposobem zwiększenia wydajności i poprawy efektywności pracy w podziemnych zakładach górniczych.

Acknowledgement: The paper was written as a part of the work carried out under the European Project INESI, “Increase efficiency and safety improvement in underground mining transportation routes”. This project is financially supported by the Research Fund for Coal and Steel under the Grant Agreement No 754169.

Calculations were carried out at the Academic Computer Centre in Gdańsk, Poland.

Literatura

1. Becker F, Zell M. The state of the art in positively guided rail transport systems for underground mining. Mining Report 150 2014; (1/2): 34 – 46 (DOI: 10.1002/mire.201400002).

2. Budniok T i in. Analiza możliwości zwiększenia prędkości jazdy ludzi kolejkami podwieszonymi z napędem własnym. XXII Międzynarodowa Konferencja Trwałość Elementów i Węzłów Konstrukcyjnych Maszyn Górniczych TEMAG 2014; 35-49.
3. Gospodarczyk P, Kalukiewicz A, Stopka G. Symulacja niekontrolowanego ruchu górniczej kolejki podwieszanej po upadzie w sytuacji utraty sprzężenia z linią układu napędowego, Symulacja w Badaniach i Rozwoju 2010; 1(3): 233-244.
4. Gutarevych V. Dynamic model of movement of mine suspended monorail, Transport Problems 2014; 9(1): 13-18.
5. Horyl P, Šňupárek R, Maršálek P, Poruba Z, Pacześniowski K. Parametric Studies of Total Load-Bearing Capacity of Steel Arch Supports, Acta Montanistica Slovaca 2019; 24(3): 213-222.
6. <http://inesi.komag.eu/> (04.04.2020)
7. INESI European Project: Increase Efficiency and Safety Improvement in Underground Mining Transportation Routes. RFCS, Contract No. 754169 (2017-2020).
8. Jiang YZ, Zhong WS, Wu PB, Zeng J, Zhang YC, Wang S. Prediction of wheel wear of different types of articulated monorail based on co-simulation of MATLAB and UM software. Advances in Mechanical Engineering 2019; 11(6): 1687814019856841 (DOI: 10.1177/1687814019856841).
9. Pieczora E, Suffner H. Rozwój napędów dołowych kolejek podwieszonych. Maszyny Górnicze 2017; 3: 44-57.
10. Pieczora E, Tokarczyk J. Development of mine underground transportation with use of suspended monorails, Mining-informatics, automation and electrical Engineering 2017; 4(532) (<http://dx.doi.org/10.7494/miag.2017.4.532.96>).
11. PLM Siemens NX support, https://docs.plm.automation.siemens.com/tdoc/nx/12/nx_help (04.04.2020)
12. Prochowski L, Żuchowski A. Analysis of the influence of passenger position in a car on a risk of injuries during a car accident. Eksploatacja i Niezawodność – Maintenance and Reliability 2014; 16 (3): 360–366.
13. Pytlik A. Tests of steel arch and rock bolt support resistance to static and dynamic loading induced by suspended monorail transportation, Studia Geotechnica et Mechanica 2019; 41(2): 81–92 (<https://doi.org/10.2478/sgem-2019-0009>).
14. Pytkik A, Rotkegel M, Szot Ł. Badanie wpływu prędkości kolejek podwieszonych na siły w wybranych elementach trasy, Przegląd górniczy 2016; 11: 30-37.
15. Regulation of the Minister of Energy „on detailed requirements for conducting underground mining plant operations”, November 23, 2016 (Journal of Laws of 2017, item 1118) (Rozporządzenie Ministra Energii z dnia 23 listopada 2016 r. w sprawie

szczegółowych wymagań dotyczących prowadzenia ruchu podziemnych zakładów górniczych (Dz. U. z 2017 r. poz. 1118)).

16. Song ZA, Jiang F. Hydraulic system elaboration and simulation for single-drive light-load monorail locomotive in fully mechanized coal mining applications, IOP Conf. Series: Materials Science and Engineering 2019; 474 (doi:10.1088/1757-899X/474/1/012006).
17. Spiriyagin M, Persson I, Wu Q, Bosomworth C, Wolfs P, Cole C. A co-simulation approach for heavy haul long distance locomotive-track simulation studies. *Vehicle System Dynamics* 2019; 57 (9): 1363-1380 (DOI: 10.1080/00423114.2018.1504088).
18. Szewerda K. Supporting development of suspended underground monorails using virtual prototyping techniques. IOP Conf. Series: Materials Science and Engineering 2019; 545: 012018 (doi: 10.1088/1757-899X/545/1/012018).
19. Świder J, Herbuś K, Szewerda K. Control of selected operational parameters of the scraper conveyor to improve its working conditions, *Advances in Intelligent Systems and Computing* 2019; 934 (DOI: 10.1007/978-3-030-15857-6_39).
20. Tokarczyk J. *Metodyka identyfikacji wybranych zagrożeń mechanicznych w pomocniczym transporcie podziemnych zakładów górniczych*. Wydawnictwo Instytutu Techniki Górniczej KOMAG, 2017.
21. Tokarczyk J. Method for identification of results of dynamic overloads in assessment of safety use of the mine auxiliary transportation system. *Arch. Min. Sci.* 2016; 61(4): 765-777 (DOI: 10.1515/amsc-2016-0052).
22. Tokarczyk J. Method for virtual prototyping of cabins of mining machines operators. *Arch. Min. Sci.* 2016; 60(1): 329-340.
23. Verstraete ML, Rocca BA, Mook DT, Preidikman S. A co-simulation methodology to simulate the nonlinear aeroelastic behavior of a folding-wing concept in different flight configurations. *Nonlinear Dynamics* 2019; 98(2): 907-927 (DOI: 10.1007/s11071-019-05234-9).
24. Webber-Youngman RCW, van Heerden GMJ. Engineering principles for the design of a personnel transportation system, *The Journal of the Southern African Institute of Mining and Metallurgy* 2016; 116: 441 – 454 (<http://dx.doi.org/10.17159/2411-9717/2016/v116n5a10>).
25. Wicher J, Więckowski D. Influence of vibrations of the child seat on the comfort of child's ride in a car. *Eksploracja i Niezawodność – Maintenance and Reliability* 2010; 4 (48): 102–110.
26. Wojtyra M, Frączek J. *Metoda układów wieloczłonowych w dynamice mechanizmów*. Warszawa: Oficyna Wydawnicza Politechniki Warszawskiej, 2007.

27. Yılmaz AI, Büyükyıldız G, Ekici A, Çalýk M, Önder Ö, Aksoy CO. Staff transportation two way on the belt conveyor, *Acta Montanistica Slovaca* 2013; 18: 141-150.
28. Zasadni W i in. Możliwości zwiększenia prędkości jazdy kolejkami podwieszonymi z napędem własnym. Konferencja: Problemy Bezpieczeństwa i Ochrony Zdrowia w Polskim Górnictwie 2015; 1-10.
29. Żuchowski A. Analysis of the influence of the impact speed on the risk of injury of the driver and front passenger of a passenger car. *Eksploatacja i Niezawodność – Maintenance and Reliability* 2016; 18 (3): 436–444, <http://dx.doi.org/10.17531/ein.2016.3.16>.