

## Analizy numeryczne drgań naczynia wyciągowego w jednokońcowym górniczym wyciągu szybowym

dr inż. Leszek Kowal  
dr inż. Krzysztof Turewicz  
Instytut Techniki Górniczej KOMAG

### Streszczenie:

W artykule przedstawiono wyniki analiz numerycznych drgań wzdłużnych naczynia wyciągowego górniczego wyciągu szybowego jednokońcowego. Analizy wykonano w odniesieniu do parametrów ruchu rzeczywistego wyciągu szybowego wyposażonego w maszynę bębnową podczas głębienia szybu. Przeprowadzono adaptację modelu matematycznego ogólnego górniczego wyciągu szybowego dwunaczyniowego do potrzeb wyciągu jednoczyniowego. Model zweryfikowano na podstawie wyników badań na obiekcie rzeczywistym, a następnie przeanalizowano wpływ parametrów hamowania bezpieczeństwa na wartość uzyskiwanego opóźnienia naczynia oraz linopędni.

Słowa kluczowe: górnictwo, górnicze wyciągi szybowe, maszyny wyciągowe, bezpieczeństwo, badania

Keywords: mining industry, mine shaft hoists, hoisting machines, safety, tests

### Abstract:

Results of numerical analyses of longitudinal vibrations of conveyance of one-end mine shaft hoist are given. The analyses were made with reference to the parameters of real operation of shaft hoist equipped with drum machine during shaft sinking. The mathematical model of two-conveyance mine shaft hoist was adapted to the requirements of single-conveyance shaft hoist. The model was verified by comparison with the results from test on real object, then an impact of parameters of safety braking on deceleration of conveyance and Koepe pulley is analyzed.

## 1. Wprowadzenie

Proces hamowania bezpieczeństwa maszyny wyciągowej, czyli zatrzymania jej w trybie awaryjnym z zastosowaniem hamulca mechanicznego, jest obwarowany szeregiem wymagań zawartych w przepisach [7]. Określają one warunki, w których hamowanie bezpieczeństwa powinno nastąpić oraz sposób, w jaki powinno być zrealizowane.

W odniesieniu do wyciągów z maszynami wyciągowymi jednokońcowymi średnie opóźnienie w trakcie hamowania bezpieczeństwa, rejestrowane na linopędni maszyny, powinno być większe niż  $1,5 \text{ m/s}^2$ . W przepisach określono również dodatkowe wymagania, takie jak: wartość opóźnienia hamowania podczas opuszczania nadwagi, które nie powinno być wyższe niż  $2,5 \text{ m/s}^2$ , a w przypadku podnoszenia nadwagi nie powinno przekraczać  $5 \text{ m/s}^2$ . W przypadku jazdy z ludźmi w dół opóźnienie hamowania nie powinno przekraczać  $4 \text{ m/s}^2$ .

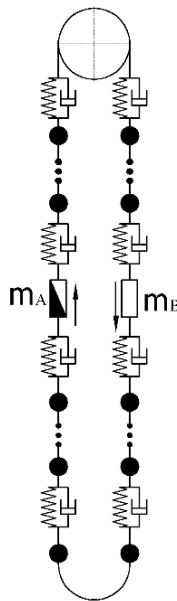
Pomimo stosowania coraz doskonalszych układów sterowania hamulca, procesowi hamowania bezpieczeństwa, w układzie górniczego wyciągu szybowego, towarzyszy zjawisko wzbudzenia drgań wzdłużnych naczyń. Drgania te powstają na skutek szybkiego zaniku momentu elektrycznego silnika oraz szybkiego zadziałania hamulca mechanicznego. Drgania mają szczególnie dynamiczny charakter podczas hamowania opuszczanej nadwagi, natomiast ich dynamika jest mniejsza podczas podnoszenia nadwagi. Szczególnie istotne, z punktu widzenia bezpieczeństwa pracy, są drgania naczynia wyciągowego wzbudzone w trakcie przewozu osób [1].

Przeprowadzono modyfikację ogólnego modelu obliczeniowego górniczego wyciągu szybowego, dostosowując go do układu jednokońcowego, a następnie przeprowadzono jego weryfikację w oparciu o wyniki badań na obiekcie rzeczywistym [6].

Przeprowadzono również analizę możliwości ograniczenia drgań naczynia poprzez zmianę parametrów nastaw hamulców w trakcie symulowanego hamowania bezpieczeństwa.

## 2. Model obliczeniowy górniczego wyciągu szybowego

Ogólny model matematyczny stosowany do analiz dynamiki górniczego wyciągu szybowego złożony jest z dowolnej liczby mas skupionych, połączonych ze sobą nieważkimi elementami sprężysto tłumiącymi, o odpowiednich charakterystykach, zależnych od własności lin nośnych i wyrównawczych (rys. 1).



Rys. 1. Model ogólny górniczego wyciągu szybowego [4]

Model stosowany jest do analizy zjawisk dynamicznych zachodzących w górniczych wyciągach szybowych [2, 3, 4] i był zweryfikowany w odniesieniu do wyciągów dwukońcowych. Opisano go układem równań różniczkowych zwyczajnych, o zmiennych w czasie współczynnikach sztywności i tłumienia związanych ze zmianą długości liny nośnej [5].

Układ równań różniczkowych ruchu modelu matematycznego górniczego wyciągu szybowego w postaci macierzowej przyjmuje następującą formę:

$$M\ddot{X} + B\dot{X} + KX = F \quad (1)$$

gdzie:

$M$  [kg] – macierz bezwładności układu,

$B$  [Ns/m] – macierz tłumienia układu,

$K$  [N/m] – macierz sztywności układu,

$F$  [N] – macierz sił.

Poszczególne równania modelu przyjmują następującą postać:

– równania równowagi dynamicznej naczyń wyciągowych:



$$m_A \ddot{x}_A - k_{Aw}(x_A - x_{i-1}) + k_{An}(x_A - x_{i+1}) - b_{Aw}(\dot{x}_A - \dot{x}_{i-1}) + b_{An}(\dot{x}_A - \dot{x}_{i+1}) - m_A g = 0 \quad (2)$$

$$m_B \ddot{x}_B - k_{Bw}(x_B - x_{i-1}) + k_{Bn}(x_B - x_{i+1}) - b_{Bw}(\dot{x}_B - \dot{x}_{i-1}) + b_{Bn}(\dot{x}_B - \dot{x}_{i+1}) + m_B g = 0 \quad (3)$$

$$k_{An}, k_{Bn} - \text{współczynnik sztywności liny nośnej} \quad k = \frac{E_d A_n}{L} \left[ \frac{N}{m} \right] \quad (4)$$

$$b_{An}, b_{Bn} - \text{współczynnik tłumienia liny nośnej} \quad b = \frac{E_d A_n \nu}{L} \left[ \frac{N \cdot s}{m} \right] \quad (5)$$

gdzie:

$E_d$  [N/m<sup>2</sup>] – moduł sprężystości wzdłużnej liny nośnej,

$A_n$  [m<sup>2</sup>] – pole przekroju liny nośnej,

$L$  [m] – długość liny od naczynia do linopędni,

$\nu$  [s] – współczynnik tłumienia wiskotycznego,

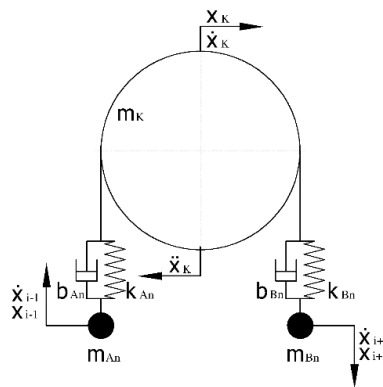
$m_A, m_B$  [kg] – masa zawieszona na lince,

$g$  [m/s<sup>2</sup>] – przyspieszenie ziemskie,

$k_{Aw}, k_{Bw}$  [N/m] – współczynnik sztywności liny wyrównawczej,

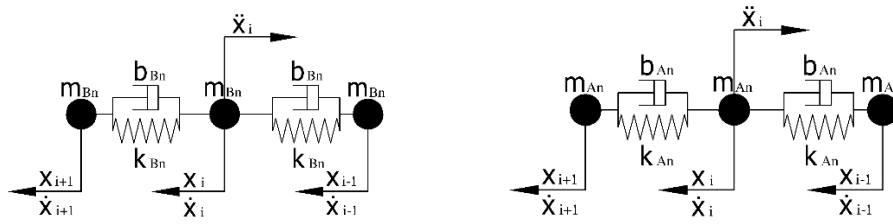
$b_{Aw}, b_{Bw}$  [Ns/m] – współczynnik tłumienia liny wyrównawczej.

– równanie równowagi dynamicznej koła pędnego:



$$m_K \ddot{x}_K - k_{Bn}(x_K - x_{i+1}) + k_{An}(x_K - x_{i-1}) - b_{Bn}(\dot{x}_K - \dot{x}_{i+1}) + b_{An}(\dot{x}_K - \dot{x}_{i-1}) + M = 0 \quad (6)$$

– równanie równowagi dynamicznej elementów lin nośnych:



$$m_{An} \ddot{x}_i - k_{An} (x_{i+1} - x_i) + k_{An} (x_i - x_{i-1}) - b_{An} (\dot{x}_{i+1} - \dot{x}_i) + b_{An} (\dot{x}_i - \dot{x}_{i-1}) \pm m_{An} g = 0 \quad (7)$$

$$m_{Bn} \ddot{x}_i - k_{Bn} (x_{i+1} - x_i) + k_{Bn} (x_i - x_{i-1}) - b_{Bn} (\dot{x}_{i+1} - \dot{x}_i) + b_{Bn} (\dot{x}_i - \dot{x}_{i-1}) \pm m_{Bn} g = 0 \quad (8)$$

$$m_{An} = \frac{q_n \cdot H_{An}}{N_{An}} [kg], \quad m_{Bn} = \frac{q_n \cdot H_{Bn}}{N_{Bn}} [kg] \quad (9)$$

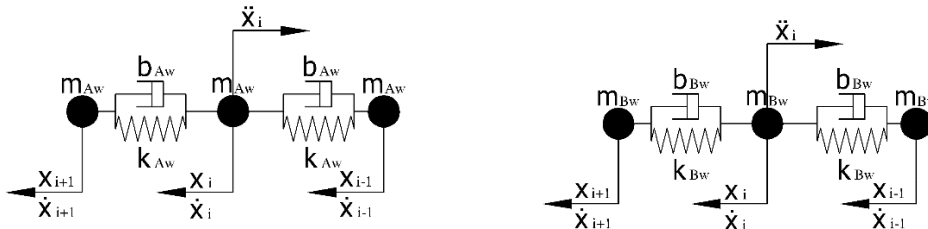
gdzie:

$q_n$  [kg/m] – masa jednostkowa liny nośnej,

$H_{An}, H_{Bn}$  [m] – długość odcinka liny nośnej między naczyniem wyciągowym a osią linopędni,

$N_{An}, N_{Bn}$  – liczba elementów, na które podzielono linę nośną.

– równanie równowagi dynamicznej elementów lin wyrównawczych:



$$m_{Aw} \ddot{x}_i - k_{Aw} (x_{i+1} - x_i) + k_{Aw} (x_i - x_{i-1}) - b_{Aw} (\dot{x}_{i+1} - \dot{x}_i) + b_{Aw} (\dot{x}_i - \dot{x}_{i-1}) \pm m_{Aw} g = 0 \quad (10)$$

$$m_{Bw} \ddot{x}_i - k_{Bw} (x_{i+1} - x_i) + k_{Bw} (x_i - x_{i-1}) - b_{Bw} (\dot{x}_{i+1} - \dot{x}_i) + b_{Bw} (\dot{x}_i - \dot{x}_{i-1}) \pm m_{Bw} g = 0 \quad (11)$$

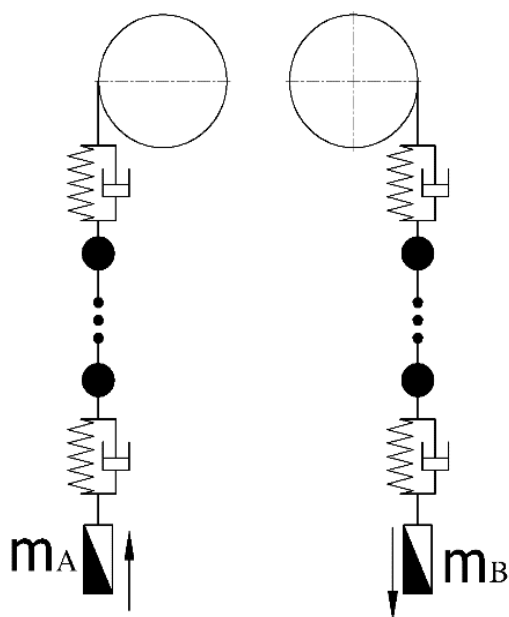
$$m_{Aw} = \frac{q_w \cdot H_{Aw}}{N_{Aw}} [kg], \quad m_{Bw} = \frac{q_w \cdot H_{Bw}}{N_{Bw}} [kg] \quad (12)$$

gdzie:

$q_w$  [kg/m] – masa jednostkowa liny wyrównawczej,

$H_{Aw}, H_{Bw}$  [m] – długość odcinka liny wyrównawczej między naczyniem wyciągowym a jej dolnym skrajnym położeniem,

$N_{Aw}, N_{Bw}$  – liczba elementów, na które podzielono linę wyrównawczą.



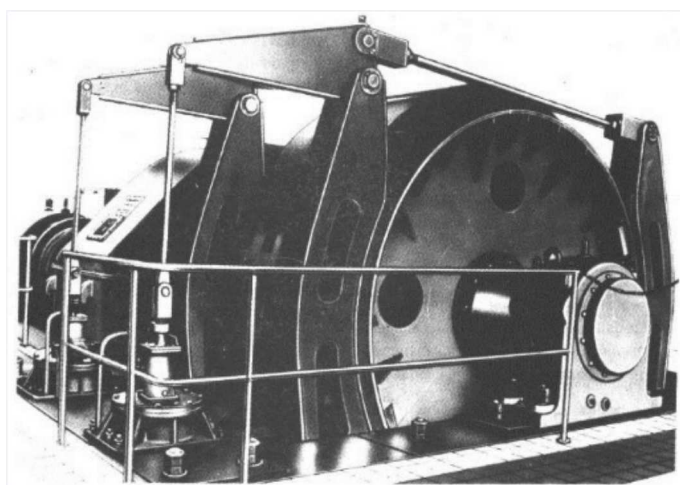
Rys. 2. Wielomasowy model górniczego wyciągu szypowego jednokońcowego [6]

Model dostosowano do potrzeb analizowanego wyciągu jednonaczyniowego, traktując go jako przypadek szczególny (rys. 2). W zależności od kierunku ruchu nie uwzględniano elementów jednej strony modelu lub przyjmowano wartości pomijalnie małe, w celu wyeliminowania błędów obliczeniowych.

Rozwiązując układ równań różniczkowych otrzymano wartości przemieszczenia i prędkości wszystkich elementów masowych analizowanego modelu, co umożliwiło wyznaczenie w sposób pośredni np. wartości sił w linach.

### 3. Weryfikacja modelu matematycznego

Weryfikację modelu matematycznego przeprowadzono na podstawie wyników badań przeprowadzonych na wyciągu jednokońcowym, wyposażonym w maszynę wyciągową B-5000 (rys. 3) przy głębieniu szybu.



Rys. 3. Maszyna wyciągowa B-5000/2×1000

Podstawowe dane górniczego wyciągu szybowego były następujące:

- maksymalna głębokość ciągnięcia 1250 m,
- masa naczynia (kubel 4 m<sup>3</sup>) z zawieszeniem i saniami 2471 kg,
- masa urobku lub materiałów w naczyniu 6400 kg,
- masa ludzi (10 osób × 90 kg) 900 kg,
- masa koła linowego zredukowana na średnicę nawijania liny (ø4000 mm) 1338 kg.

Podstawowe parametry maszyny wyciągowej miały następujące wartości:

- moc silników napędowych 2×1000 kW,
- średnica linopędni 5 m,
- maksymalna prędkość jazdy 8 m/s,
- średnica liny nośnej 0,035 m,
- hamulec szczękowy z pneumatyczno-obciążnikowym napędem hamulcowym typu HOP-V,
- masa elementów wirujących maszyny zredukowana na średnicę nawijania liny ok.51600 kg.

Na podstawie danych charakteryzujących górniczy wyciąg szybowy oraz maszynę wyciągową wyznaczono analitycznie wielkości opóźnień hamowania, w odniesieniu do założonych parametrów nastaw hamulcowych. Wartości opóźnień w trakcie hamowania wyznaczono według ogólnej zależności:

$$z = \frac{2 \cdot M_h - \Delta S \cdot D}{D \cdot m_z} \left[ \frac{m}{s^2} \right] \quad (13)$$

gdzie:

$M_h$  [Nm] – moment hamowania,

$\Delta S$  [N] – nadwaga statyczna (siła w linie),

$D$  [m] – średnica linopędni,

$m_z$  [kg] – całkowita masa wyciągu zredukowana na średnicę nawijania liny.

Wyznaczone, charakterystyczne wartości pośrednie oraz wartości opóźnień hamowania zestawiono w tabeli 1.

**Wyznaczone wielkości charakterystyczne wyciągu szybowego  
i wartości opóźnień hamowania [6]**

Tabela 1

Obciążenia	Jednostka	podszybie	nadszybie	podszybie	nadszybie
		pełne naczynie		puste naczynie	
masa na linie	[kg]	17513	8875	11113	2475
siła w linie	[N]	171803	87064	109019	24280
całkowita masa wyciągu zredukowana na średnicę nawijania liny	[kg]	71937	71937	65537	65537

Obciążenia	Jednostka	podszybie	nadszybie	podszybie	nadszybie
		pełne naczynie		puste naczynie	
<b>Parametry hamowania</b>					
ciśnienie w napędzie hamulca podczas hamowania przy jeździe na dół	[MPa]	0,35			
ciśnienie w napędzie hamulca podczas hamowania przy jeździe do góry	[MPa]	0,14			
moment hamowania hamulca przy jeździe na dół	[Nm]	845942			
moment hamowania hamulca przy jeździe do góry	[Nm]	201330			
<b>Opóźnienie hamowania</b>		podszybie	nadszybie	podszybie	nadszybie
		pełne naczynie		puste naczynie	
jazdy naczyniem na dół	[m/s <sup>2</sup> ]	2,32	3,49	3,50	4,79
jazda naczyniem do góry	[m/s <sup>2</sup> ]	3,51	2,33	2,89	1,60

Rozkład mas w modelu wyciągu szybowego przyjęto zgodnie z danymi charakterystycznymi opisującymi górniczy wyciąg szybowy oraz maszynę wyciągową.

Korzystając z wyników badań przeprowadzonych na obiekcie rzeczywistym wyznaczono wartości modułu sprężystości wzdłużnej  $E_d$  (14) oraz współczynnika tłumienia wiskotycznego  $\nu$  (15) liny [5]. Wartości te, w odniesieniu do każdego warunku obciążeń i położenia naczyń w szybie, zestawiono w tabeli 2.

$$E_d = \frac{\left(Q + \frac{q_n \cdot L}{3}\right) \cdot L \cdot \omega^2}{d_n} \left[ \frac{N}{m^2} \right], \quad (14)$$

$$\nu = \frac{2 \cdot \ln(k)}{\omega^2 \cdot n \cdot T} \left[ \frac{1}{s} \right] \quad (15)$$

gdzie:

$Q$  [kg] – masa zawieszona na linie,

$q_n$  [kg/m] – masa jednostkowa liny,

$L$  [m] – długość liny,

$d_n$  [m<sup>2</sup>] – przekrój liny,

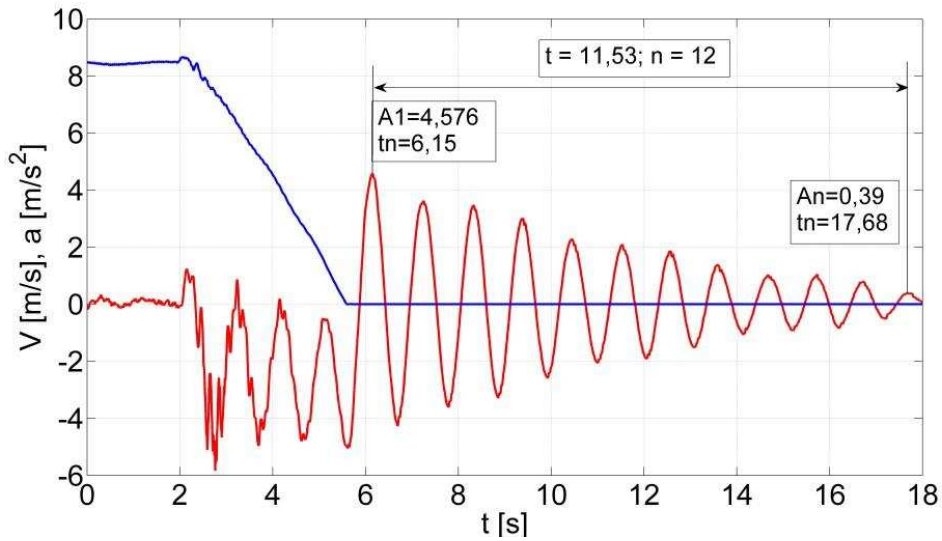
$n$  – liczba drgań w czasie  $t$ ,

$T$  [s] – okres podstawowej częstości drgań,

$\omega$  [1/s] – częstość drgań liny.

Okres podstawowej częstości drgań  $T$  oraz częstość drgań liny  $\omega$  wyznaczono w oparciu o zarejestrowane przebiegi drgań na obiekcie rzeczywistym (rys. 4):

$$\omega = \frac{2 \cdot \pi}{T} = 6,54 \text{ [1/s]}, \quad T = \frac{t}{n} = 0,96 \text{ [s]}, \quad k = \frac{AI}{An} = 11,73$$



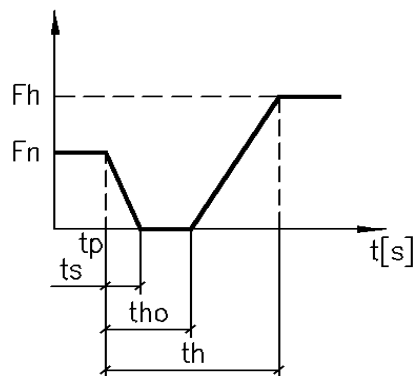
Rys. 4. Wyznaczenie modułu Younga oraz współczynnika tłumienia liny [6]

**Wyznaczone wartości modułu Younga  $E_d$   
oraz współczynnika tłumienia wiskotycznego  $\nu$  [6]**

Tabela 2

Średnie wartości $E_d$ i $\nu$		
	$E_d$ [MPa]	$\nu$
Puste na dół 200 m	128133,1	0,006522
Puste na dół 1000 m	112774,7	0,009704
Puste do góry 1000 m	91684,94	0,009111
Puste do góry 200 m	19044,26	0,005188
Pełne na dół 200 m	120111,9	0,009825
Pełne na dół 1000 m	126378,7	0,013741
Pełne do góry 1000 m	129664,4	0,015727
Pełne do góry 200 m	96508,36	0,010478

Oprócz zidentyfikowania mas będących w ruchu oraz własności liny nośnej, scharakteryzowano przebieg sił zewnętrznych oddziałujących na linopędnię (rys. 5).



Rys. 5. Charakterystyka sił oddziałujących na linopędnię od napędu maszyny i hamulca mechanicznego w trakcie hamowania bezpieczeństwa [6]



gdzie:

$t_p$  – chwila czasowa, w której nastąpiło przerwanie obwodu bezpieczeństwa,

$t_s$  – przedział czasu, w którym następuje zanik momentu (siły) silnika od wartości występującej w trakcie ruchu ustalonego wyciągu do zera,

$t_{h0}$  – przedział czasu, w którym następuje dojście szczęk hamulcowych do bieżni hamulcowej,

$t_h$  – przedział czasu, w którym następuje narastanie momentu hamującego (siły hamującej) hamulca od zera do określonej wartości momentu hamującego (siły hamującej  $F_h$ ) wynikającego z nastaw hamulcowych układu sterowania napędu hamulca,

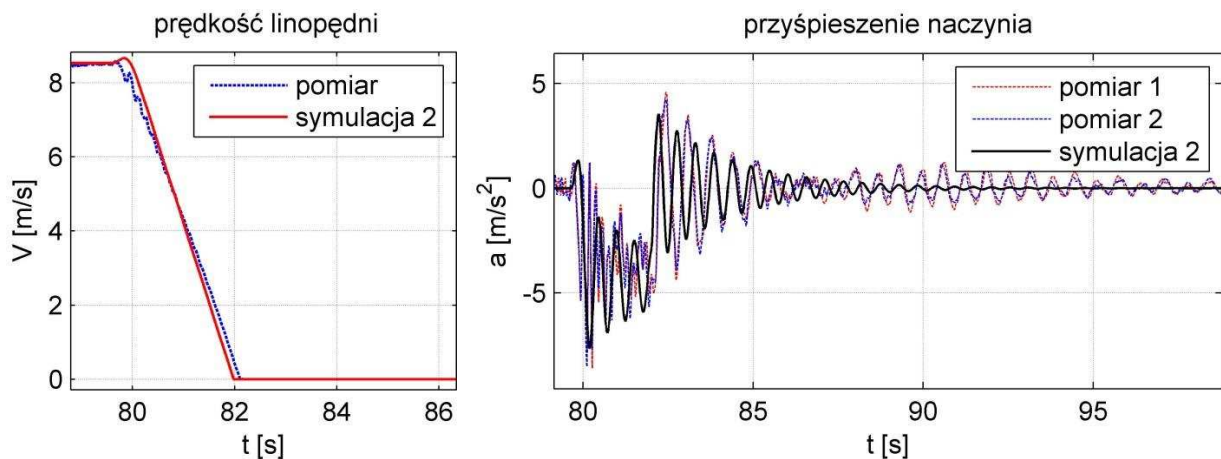
$F_h$  – siła hamująca w trakcie hamowania bezpieczeństwa (moment hamujący),

$F_n$  – siła (moment) napędu maszyny oddziaływująca na linopędnię w trakcie ruchu ustalonego przed wyzwoleniem hamowania bezpieczeństwa.

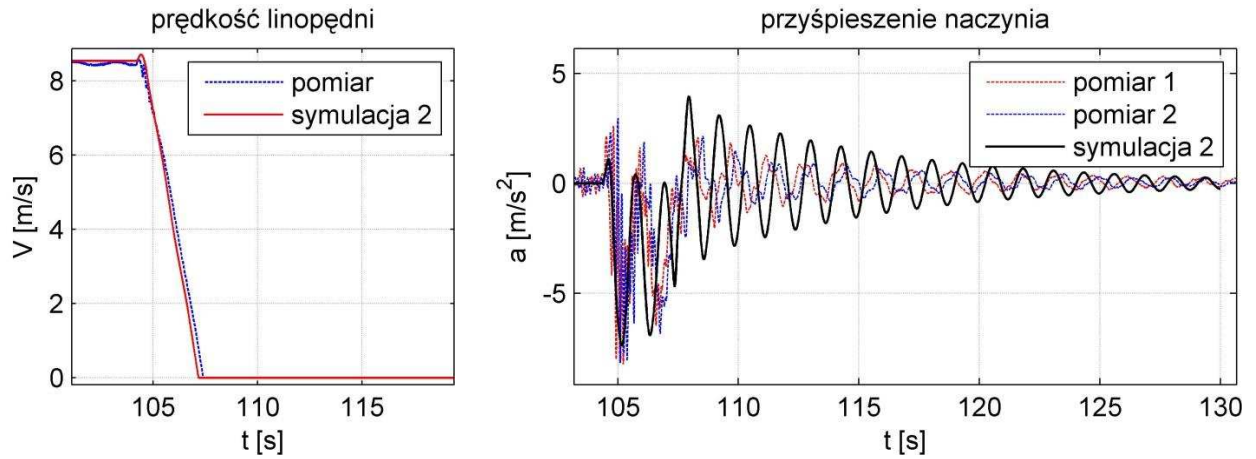
Jako charakterystyczne wartości, związane z przebiegiem zaniku momentu (siły) napędowego maszyny oraz momentu (siły) hamującej przyjęto:

- siła hamująca przy opuszczaniu naczynia  $F_h = 290134 \text{ N}$ ,
- siła hamująca przy podnoszeniu naczynia  $F_h = 93090 \text{ N}$ ,
- czas zaniku momentu (siły) napędowego silnika  $t_s = 0,1 \text{ s}$ ,
- czas dojścia szczęk hamulcowych do bieżni hamulcowej (siła  $F_{h0} = 0$ )  $t_{h0} = 0,1 \text{ s}$ ,
- czas narastania siły (momentu) hamującej od 0 do wartości siły  $F_h$   $t_h = 0,5 \text{ s}$ .

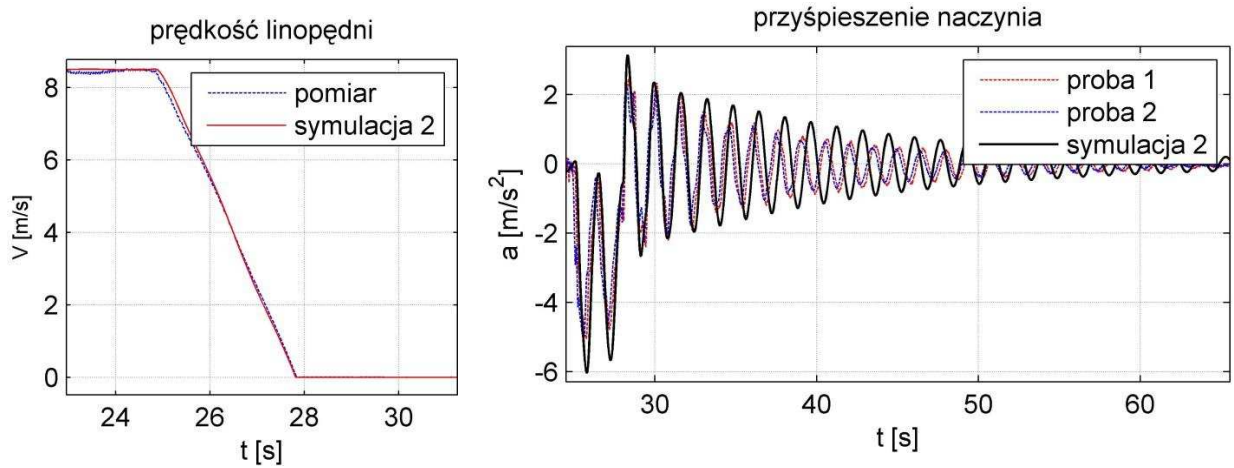
Po zidentyfikowaniu niezbędnych danych wejściowych do modelu przeprowadzono obliczenia numeryczne. Na rysunkach 6 - 13 przedstawiono porównanie wyników obliczeń z wynikami badań na obiekcie rzeczywistym, w odniesieniu do przypadków hamowania bezpieczeństwa, w określonych warunkach ruchu górniczego wyciągu szybowego. Porównywano prędkość linopędni oraz przyspieszenie naczynia wyciągowego.



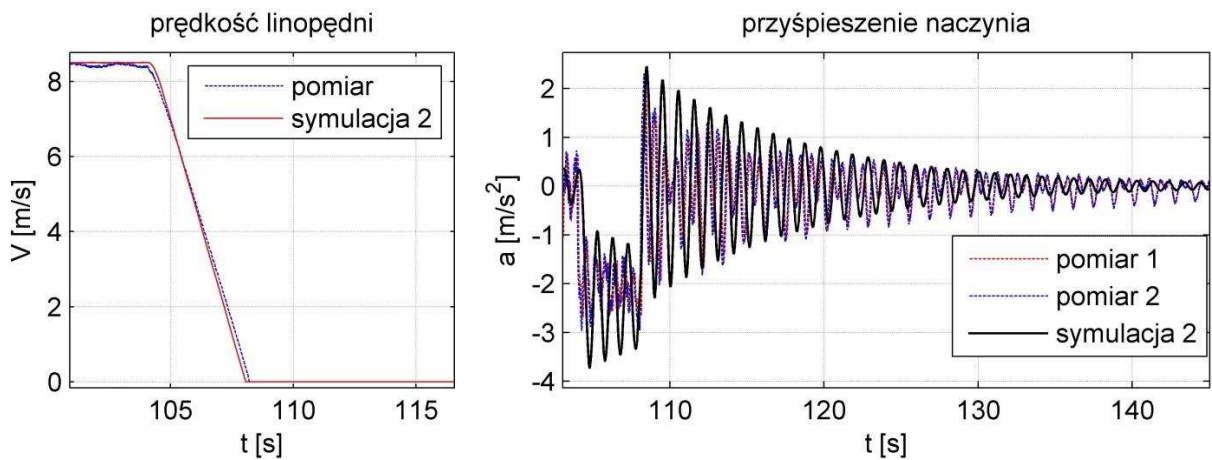
Rys. 6. Jazda pustym naczyniem w dół, hamowanie na poziomie ok. 200 m [6]



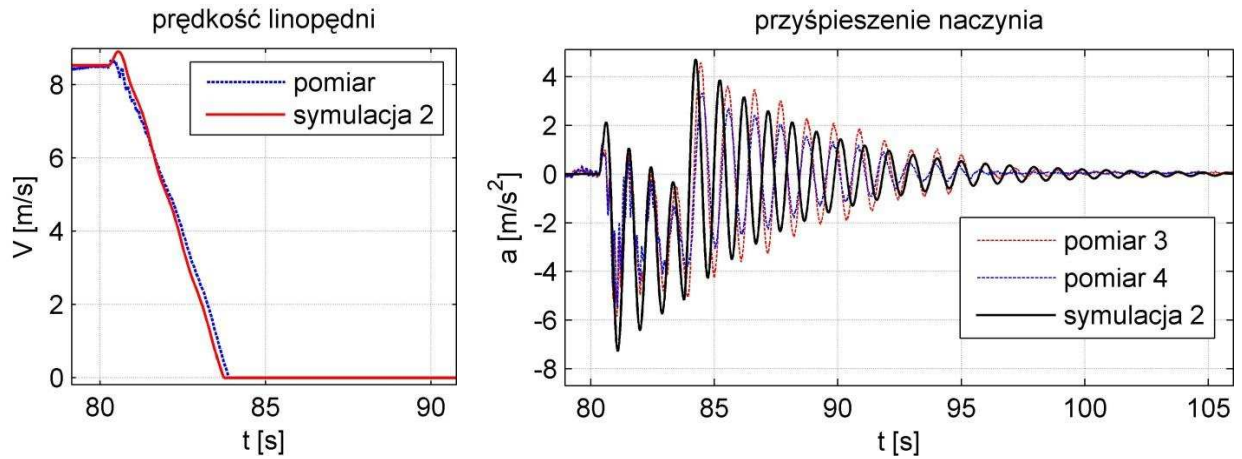
Rys. 7. Jazda pustym naczyniem w dół, hamowanie na poziomie ok. 1000 m [6]



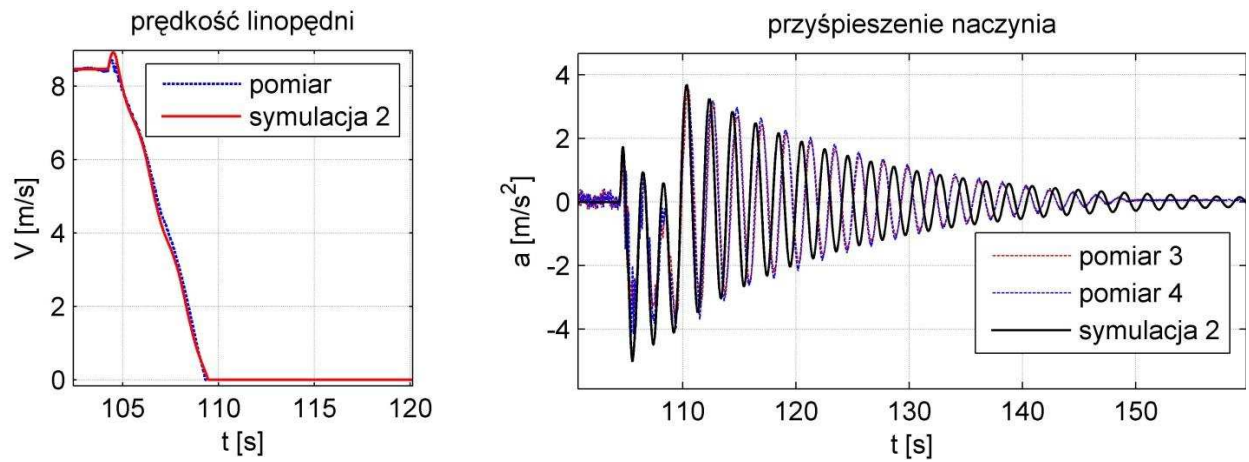
Rys. 8. Jazda pustym naczyniem do góry, hamowanie na poziomie ok. 1000 m [6]



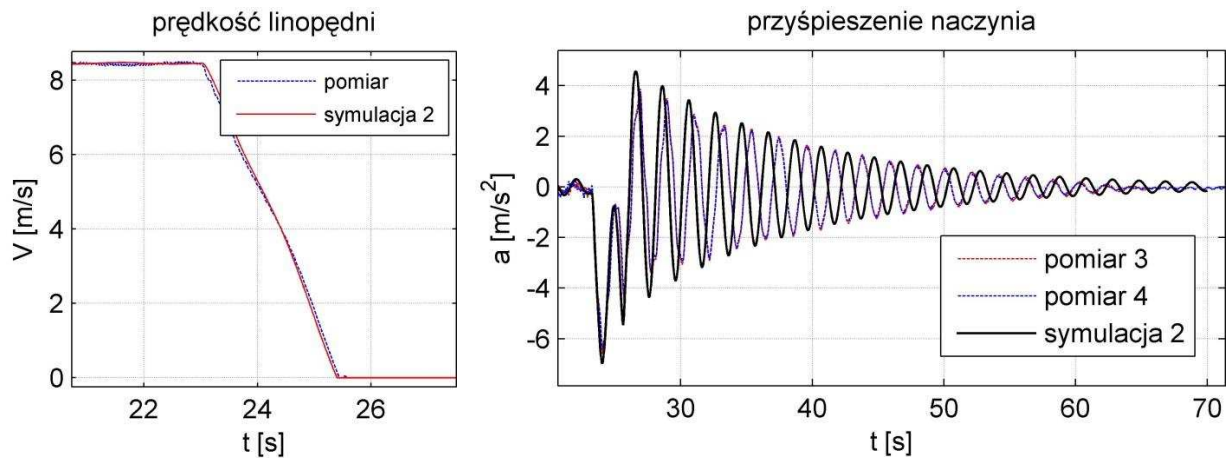
Rys. 9. Jazda pustym naczyniem do góry, hamowanie na poziomie ok. 200 m [6]



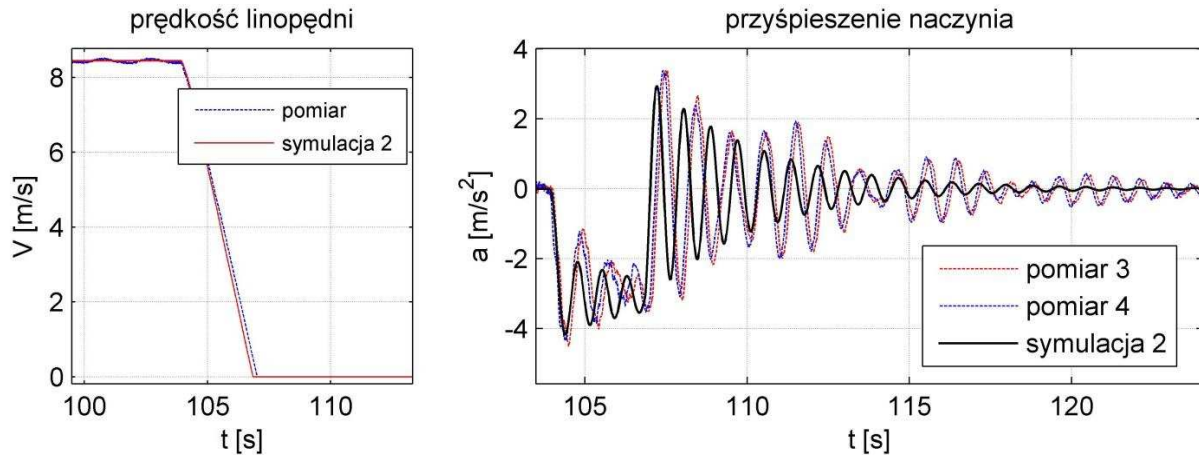
Rys. 10. Jazda pełnym naczyniem w dół, hamowanie na poziomie ok. 200 m [6]



Rys. 11. Jazda pełnym naczyniem w dół, hamowanie na poziomie ok. 1000 m [6]



Rys. 12. Jazda pełnym naczyniem do góry, hamowanie na poziomie ok. 1000 m [6]



Rys. 13. Jazda pełnym naczyniem do góry, hamowanie na poziomie ok. 200 m [6]

Porównanie wyników badań i obliczeń przedstawiono w tabeli 3. Stwierdzono, że przyjęty model dynamiki górniczego wyciągu szybowego w zadowalający sposób odzwierciedla warunki rzeczywiste.

**Zestawienie chwilowych wartości przyspieszenia oraz średniej wartości opóźnienia linopędni [6]**

Tabela 3

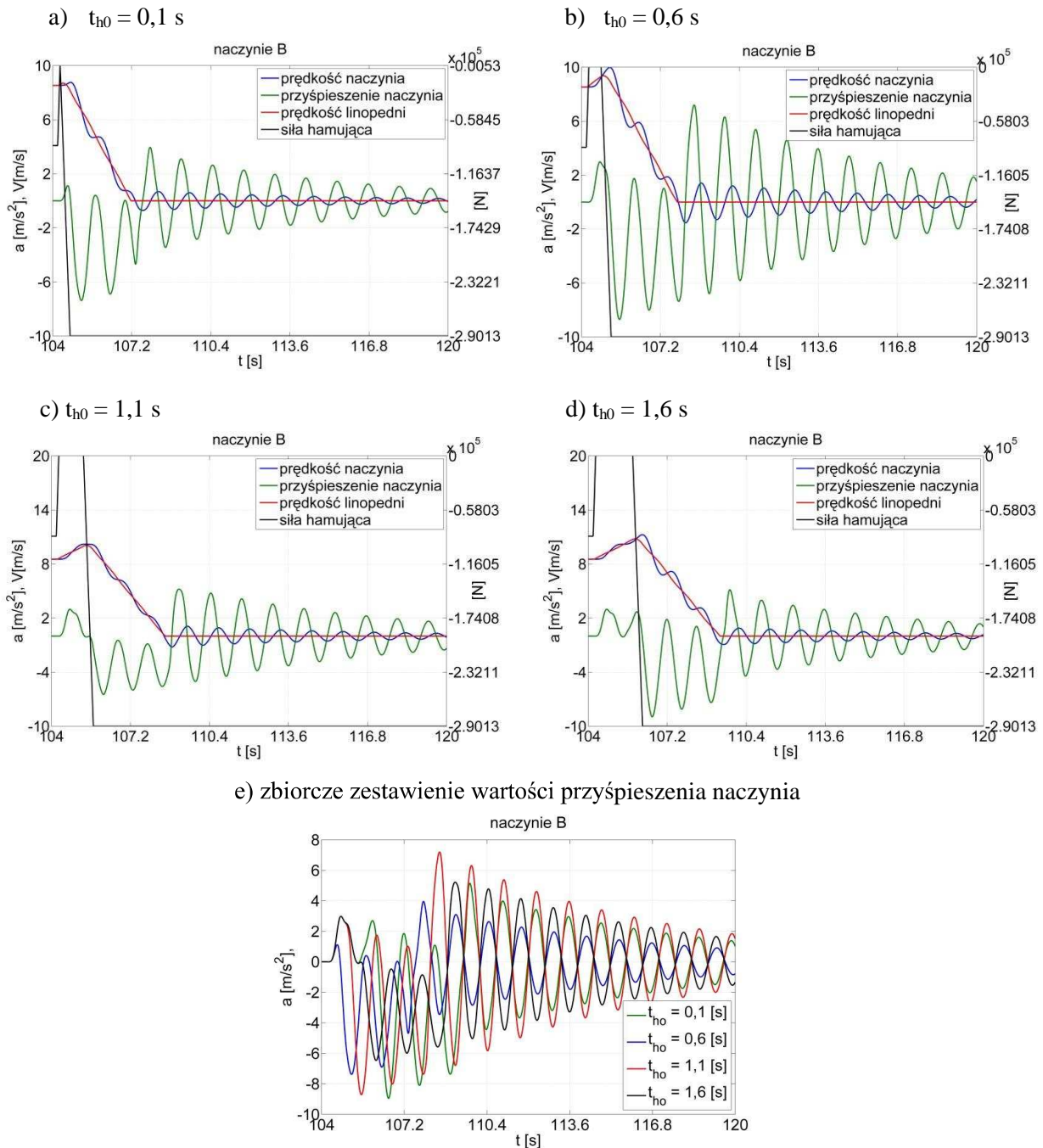
	Kierunek ruchu naczynia	Położenie naczynia w szybie	Pomiar 1	Pomiar 2	Pomiar 3	Pomiar 4
			pełne naczynie	pełne naczynie	pełne naczynie 6,4 Mg	pełne naczynie 6,4 Mg
<b>Opóźnienia chwilowe podczas hamowania [m/s<sup>2</sup>]</b>						
pomiar	opuszczanie	nadszybie 200 m	+1,2 do -8,6	+1,25 do -8,3	+1,15 do 5,84	+1,05 do -5,49
symulacja			+1,2 do -7,6		+2,2 do -7,2	
wartość średnia linopędni			3,84		2,62	
pomiar	opuszczanie	podszybie 1000 m	+2,6 do -8,2	+2,86 do -8,1	+1,14 do -3,68	+1,48 do -4,07
symulacja			+1,2 do -7,4		+1,8 do -5,0	
wartość średnia linopędni			3,01		1,87	
pomiar	podnoszenie	podszybie 1000 m	+5,0 do +0,5	+4,78 do +0,6	+6,4 do +0,89	+6,25 do +0,90
symulacja			+6,0 do +0,3		+5,0 do +0,8	
wartość średnia linopędni			2,82		3,44	
pomiar	podnoszenie	nadszybie 200 m	+2,7 do +1,1	+2,72 do +1,3	+4,29 do +1,42	+4,13 do +1,46
symulacja			+3,8 do +0,9		+4,1 do +2,1	
wartość średnia linopędni			1,99		2,69	

Uwaga: Dodatnie wartości chwilowe opóźnienia/przyspieszenia rejestrowane w naczyniu wyciągowym oznaczają odciążenie naczynia, natomiast wartości ujemne dociążenie naczynia.

**4. Wpływ parametrów hamowania na przyspieszenie naczynia**

W oparciu o model matematyczny dynamiki górniczego wyciągu szybowego przeprowadzono analizę wpływu poszczególnych parametrów hamowania (rys. 5) na wartości przyspieszenia naczynia wyciągowego w trakcie hamowania bezpieczeństwa.

Wyniki symulacji przedstawiono na rysunkach od 14 do 17 oraz w tabelach 3 do 6. Symulacje wykonano w odniesieniu do hamowania bezpieczeństwa zrealizowanego na głębokości 1000 m, podczas opuszczania pustego naczynia. Na rysunku 14 przedstawiono przykładowo wyniki symulacji z uwzględnieniem różnego czasu dojścia szcęk hamulcowych do bieżni hamulca ( $t_{h0}$  – rys. 5) i jego wpływu na wartość prędkości i przyspieszenia naczynia.



Rys. 14. Zmiany przyspieszenia, prędkości naczynia i prędkości linopędni w zależności od czasu dojścia szczęk hamulcowych  $t_{h0}$  – hamowanie bezpieczeństwa na głębokości 1000 m podczas opuszczania naczynia [6]

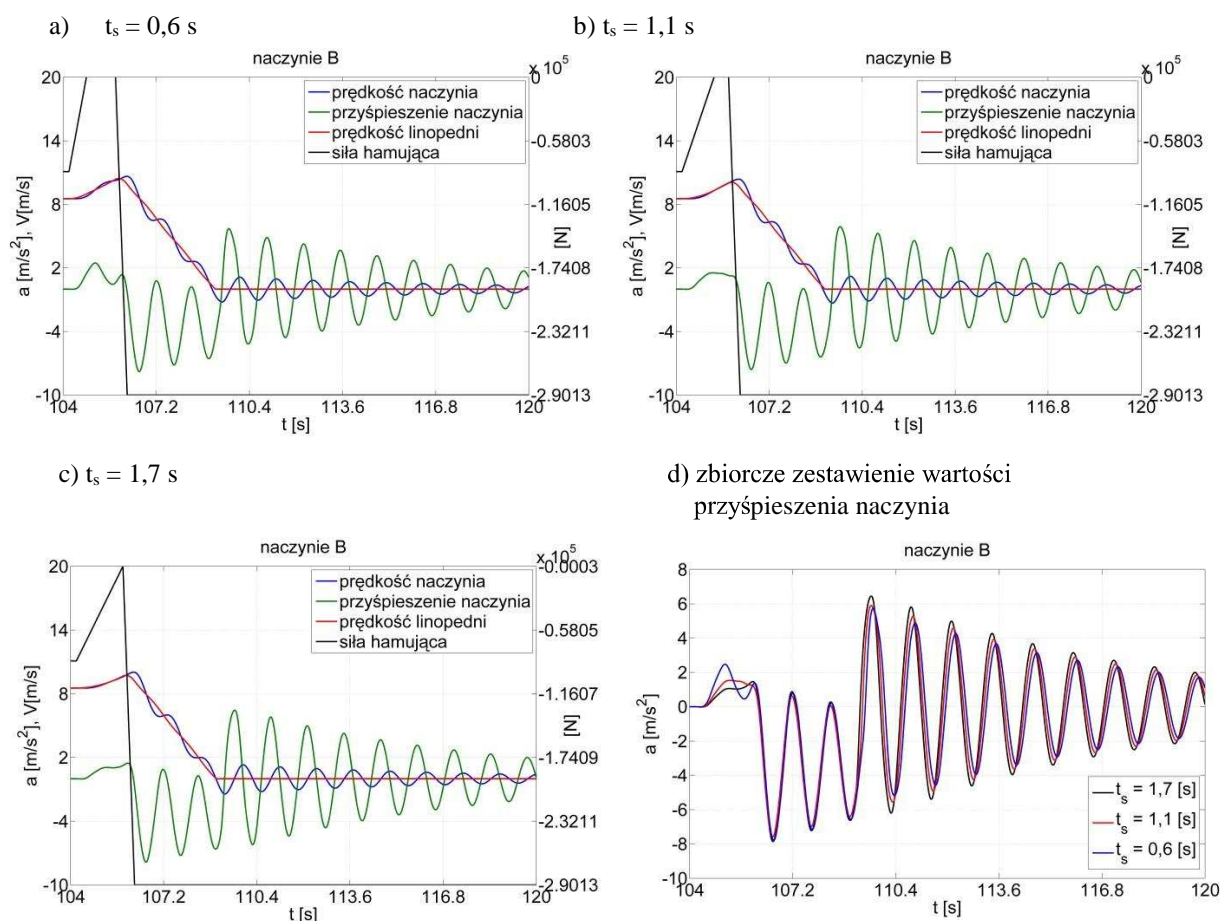
Wydłużenie czasu dojścia szczęk hamulcowych do bieżni hamulcowej, przy niezmiennym czasie narastania siły hamującej pochodzącej od działania hamulca, w przypadku hamowania bezpieczeństwa, przy opuszczaniu naczynia, wpłynęło na wzrost amplitudy przyspieszenia naczynia. Zwłoka czasowa powodująca brak oddziaływania momentu silnika oraz momentu hamującego na silnik skutkowałą rozpędzeniem maszyny, a tym samym i naczynia, w wyniku oddziaływania na nie siły grawitacji. Wartości amplitudy zmiany przyspieszenia naczynia zmieniały się w nieznacznym zakresie, w zależności od czasu dojścia szczęk hamulcowych do bieżni i zwłocznego zadziałania hamulca. Nie można jednak jednoznacznie wskazać na pozytywny (zmniejszenie amplitudy), czy też negatywny wpływ takiego zadziałania hamulca (tabela 4).

Zestawienie wyników analizy w odniesieniu do zmiany czasu dojścia szczęk do bieżni hamulcowej ( $t_{h0}$  wg rys. 5) [6]

Tabela 4

Wariant obliczeń	$t_s$	$t_{h0}$	$t_h$	$t_h - t_{h0}$	$F_h$	Średnie opóźnienie linopędni	Maksymalna wartość przyspieszenia naczynia	Amplituda przyspieszenia naczynia
	[s]	[s]	[s]	[s]				
a	0,1	0,1	0,5	0,4	290134	3,35	-7,83 +3,96	11,79
b	0,1	0,6	1,1	0,4		3,41	-8,71 +7,20	15,91
c	0,1	1,1	1,5	0,4		3,39	-6,47 +5,21	11,68
d	0,1	1,6	2,0	0,4		3,40	-8,95 +5,15	14,10

Kolejnym parametrem poddanym analizie był wpływ czasu zaniku momentu (siły) silnika oddziaływującego na zestaw wału głównego maszyny wyciągowej ( $t_s$  – rys. 5), na wartość prędkości i przyspieszenia naczynia. Wyniki symulacji przedstawiono na rysunku 15.



Rys. 15. Przebieg zmian przyspieszenia, prędkości naczynia i prędkości linopędni w zależności od czasu zaniku momentu silnika  $t_s$  oddziaływującego na zestaw wału głównego maszyny – hamowanie bezpieczeństwa na głębokości 1000 m podczas opuszczania naczynia [6]

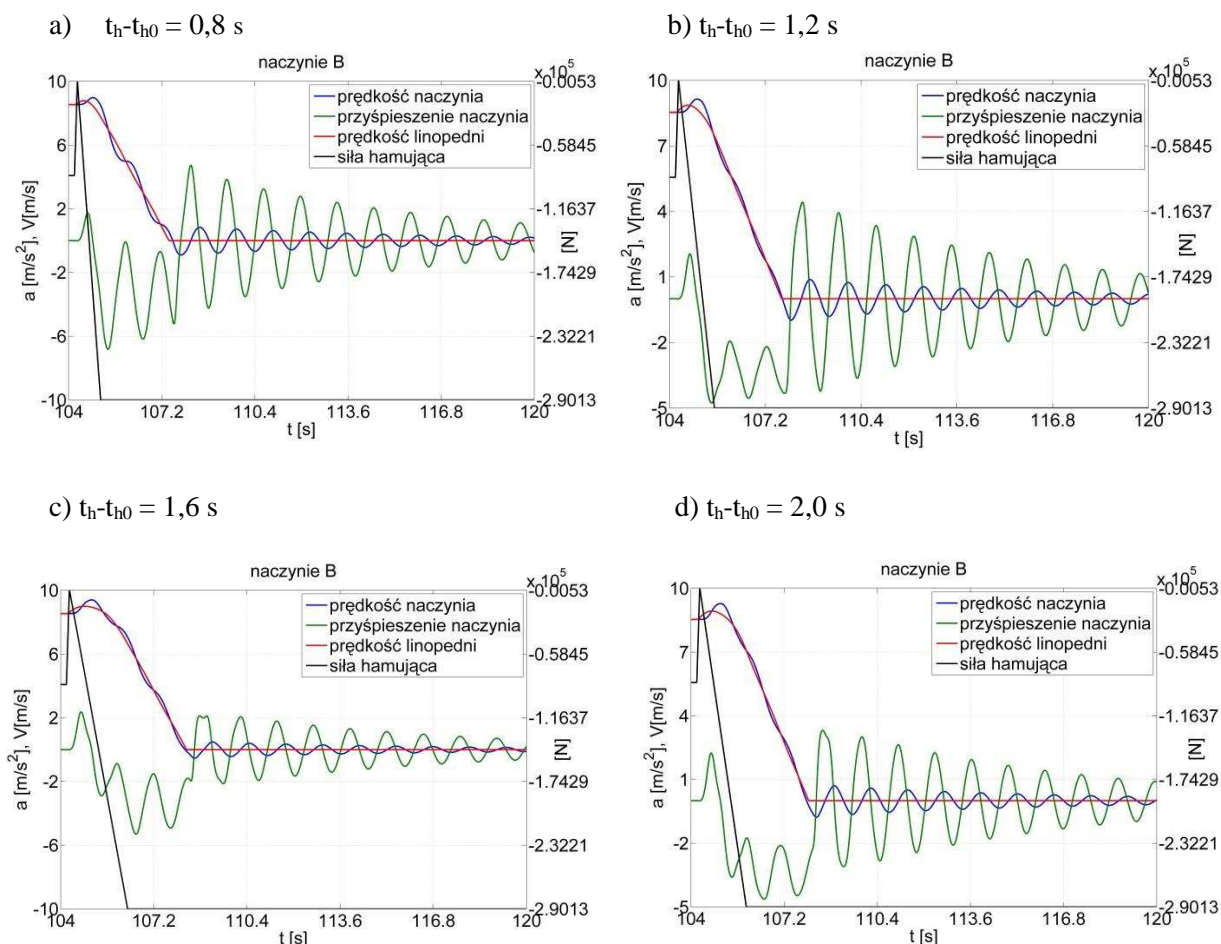
Zmiana czasu zaniku momentu (siły) silnika oddziaływującego na zestaw wału głównego maszyny wyciągowej nie wpłynęła na zmianę wartości amplitudy przyspieszenia naczynia (tabela 5).

Zestawienie wyników analizy w odniesieniu do zmiany czasu dojścia szcęk do bieźni hamulcowej ( $t_s$  wg rys. 5) [6]

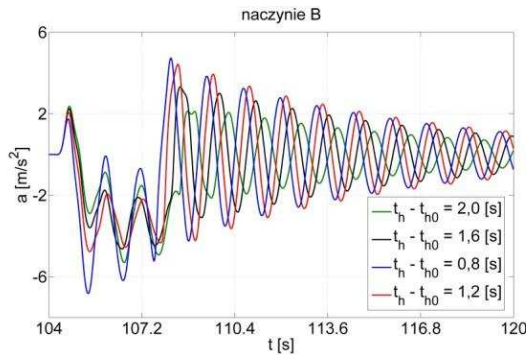
Tabela 5

Wariant obliczeń	$t_s$	$t_{h0}$	$t_h$	$t_h - t_{h0}$	$F_h$	Średnie opóźnienie linopedni	Maksymalna wartość przyspieszenia naczynia	Amplituda przyspieszenia naczynia
	[s]	[s]	[s]	[s]				
a	0,6	1,6	2,0	0,4	290134	3,34	-7,79 +6,45	14,24
b	1,1	1,6	2,0	0,4		3,35	-7,59 +5,89	13,48
c	1,7	1,6	2,0	0,4		3,35	-7,86 +5,71	13,57

Na rysunku 16 przedstawiono wyniki symulacji, w odniesieniu do wpływu zmiany czasu uzyskania pełnej siły hamującej ( $t_h$  – rys. 5) na wartość prędkości i przyspieszenia naczynia. Zmieniano przedział czasowy pomiędzy dojściem szcęk hamulcowych do bieźni hamulca, a czasem uzyskania pełnej siły hamującej ( $t_h - t_{h0}$  – rys. 5).



e) zbiorcze zestawienie wartości przyspieszenia naczynia



Rys. 16. Przebieg zmian przyspieszenia, prędkości naczynia i prędkości linopędni w zależności od czasu narastania siły hamującej  $t_h - t_{h0}$  – hamowanie bezpieczeństwa na głębokości 1000 m podczas opuszczania naczynia [6]

Wydłużanie czasu narastania siły hamującej hamulca oddziaływującej na linopędnię w znaczący sposób wpływało na zmniejszanie wartości amplitudy przyspieszenia naczynia. Wartość amplitudy przyspieszenia zmalała od wartości  $11,5 \text{ m/s}^2$ , przy czasie narastania siły hamującej 0,8 s do wartości bliskiej  $5 \text{ m/s}^2$ , przy czasie narastania siły hamującej wynoszącym 2,0 s (tabela 6).

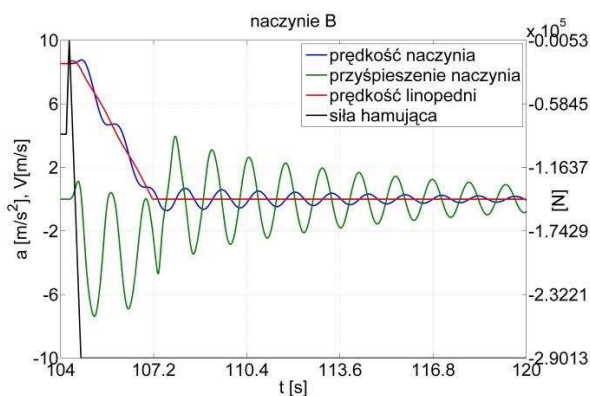
**Zestawienie wyników analizy w odniesieniu do zmiany czasu dojścia szcęk do bieżni hamulcowej ( $t_s$  wg rys. 5) [6]**

Tabela 6

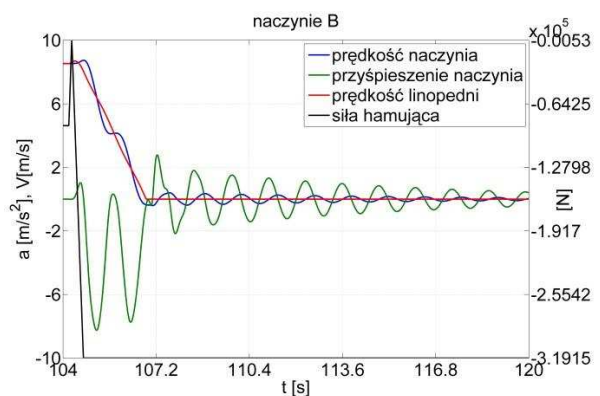
Wariant obliczeń	$t_s$	$t_{h0}$	$t_h$	$t_h - t_{h0}$	$F_h$	Średnie opóźnienie linopędni	Maksymalna wartość przyspieszenia naczynia	Amplituda przyspieszenia naczynia
	[s]	[s]	[s]	[s]				
a	0,1	0,1	0,9	0,8	290134	3,35	-6,82 +4,73	11,55
b	0,1	0,1	1,3	1,2		3,30	-4,77 +4,43	9,20
c	0,1	0,1	1,7	1,6		3,33	-3,60 +3,32	6,92
d	0,1	0,1	2,1	2,0		3,35	-2,90 +2,12	5,02

Kolejna analiza miała na celu określenie wpływu zmiany wartości siły hamującej w trakcie hamowania bezpieczeństwa na zmniejszanie wartości amplitudy drgań naczynia. Zmieniano wartość siły hamującej hamulca w trakcie hamowania, co przedstawiono na rysunku 17. Analizę przeprowadzono dla wartości  $F_h = 290 \text{ kN}$  oraz  $1,1 \cdot F_h$ ,  $1,2 \cdot F_h$  i  $1,3 \cdot F_h$ .

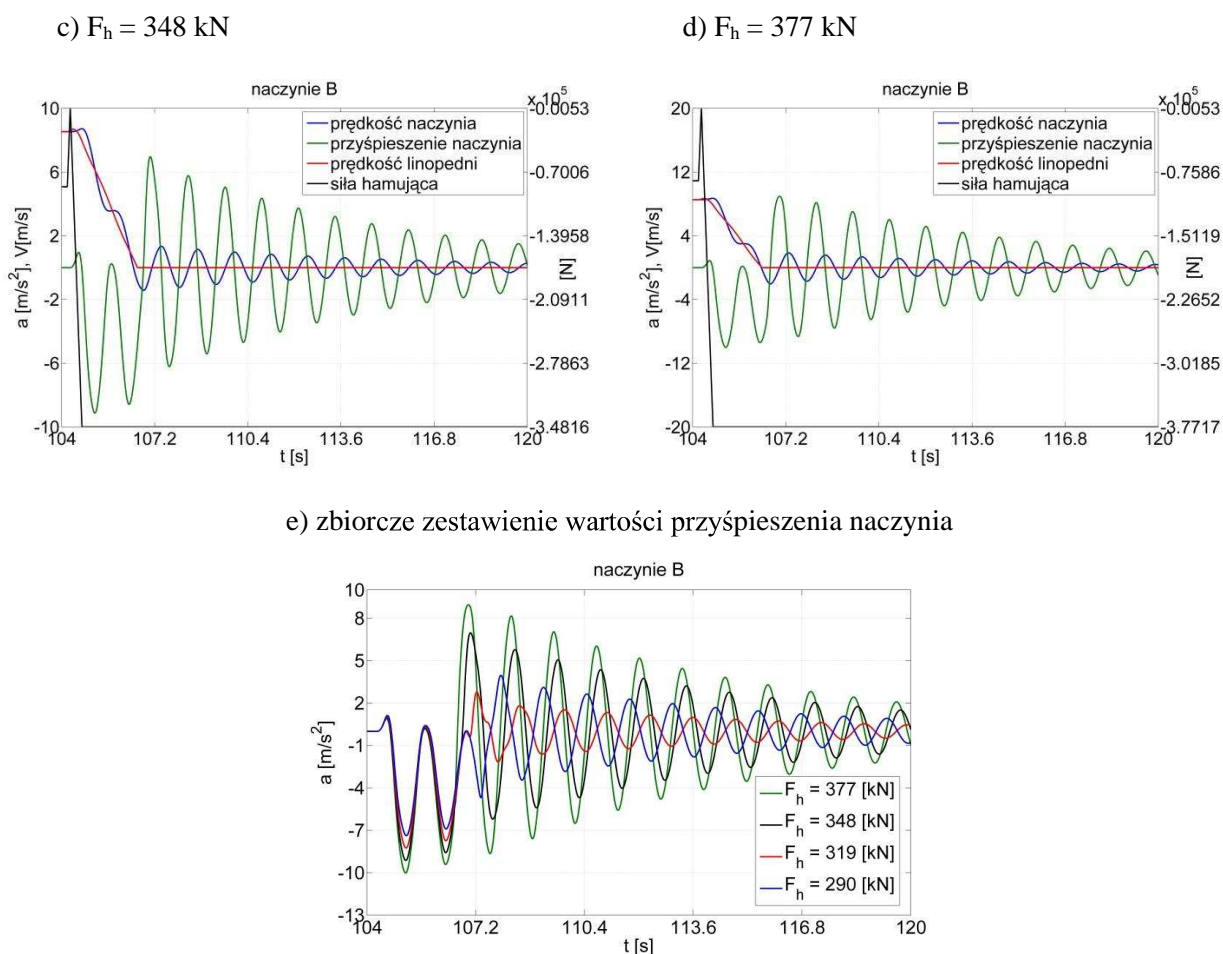
a)  $F_h = 290 \text{ kN}$



b)  $F_h = 319 \text{ kN}$







Rys. 17. Przebieg zmian przyspieszenia, prędkości naczynia i prędkości linopędni w zależności od wartości siły hamującej  $F_h$  – hamowanie bezpieczeństwa na głębokości 1000 m podczas opuszczania naczynia [6]

Analiza wykazała, że wraz ze zwiększaniem wartości siły hamującej, wzrasta wartość amplitudy przyspieszenia naczynia (tabela 7). Wydaje się to oczywiste, lecz wyniki analizy wskazują jak duże korzyści można uzyskać dzięki ograniczaniu wartości siły hamującej. Zmniejszanie jej wartości ma jednak swoje granice, gdyż wpływa na wydłużanie drogi hamowania (zbyt niska wartość może nie zapewnić skutecznego zatrzymania maszyny wyciągowej).

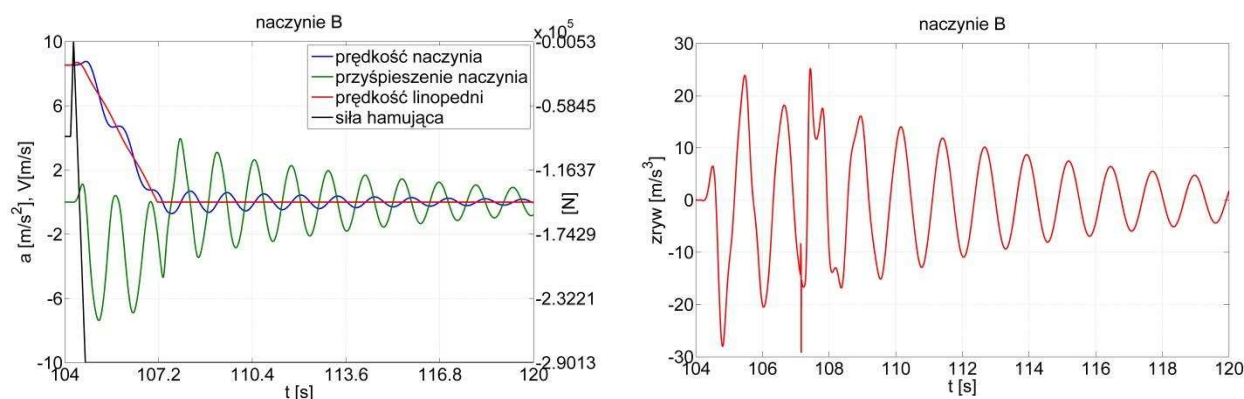
#### Zestawienie wyników analizy w odniesieniu do zmiany wartości siły hamującej [6]

Tabela 7

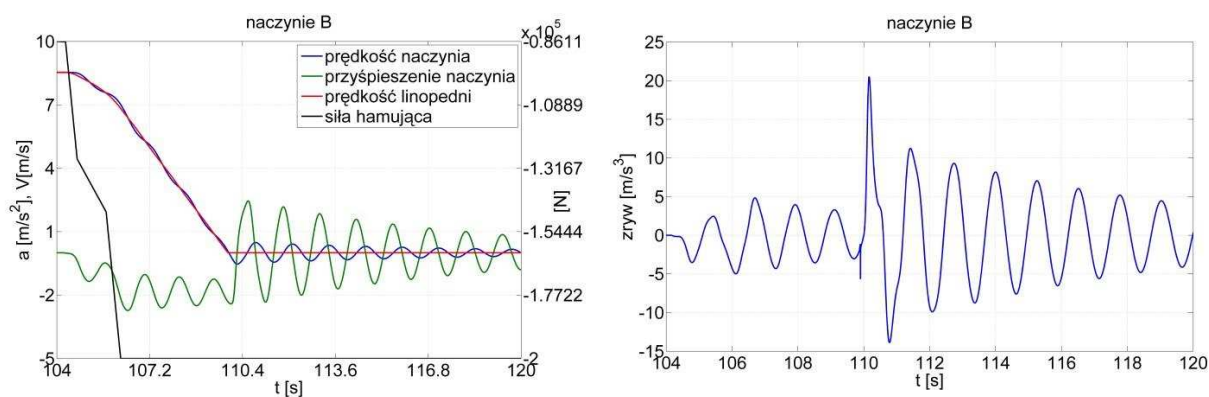
Wariant obliczeń	$t_s$	$t_{ho}$	$t_h$	$t_h - t_{ho}$	$F_h$	Średnie opóźnienie linopędni	Maksymalna wartość przyspieszenia naczynia	Amplituda przyspieszenia naczynia
	[s]	[s]	[s]	[s]				
a	0,1	0,1	0,5	0,4	290134	3,35	-7,83 +3,96	11,79
b	0,1	0,1	0,5	0,4	319147	3,77	-8,25 +2,78	11,03
c	0,1	0,1	0,5	0,4	348160	4,28	-9,13 +6,97	16,10
d	0,1	0,1	0,5	0,4	377174	4,77	-10,02 +8,95	18,97

W oparciu o wyniki przeprowadzonych symulacji hamowania bezpieczeństwa, dla różnych charakterystyk oddziaływających momentów (sił zewnętrznych) na linopędnię maszyny wyciągowej można stwierdzić, że największy wpływ na zmniejszenie wartości amplitudy przyspieszenia ma ograniczenie, do akceptowalnego minimum, wartości siły hamującej oraz wydłużanie jej czasu narastania. Oba te czynniki wpływają na wydłużanie drogi hamowania. Efektywny sposób ograniczenia zaburzeń dynamicznych naczynia przedstawiono na rys. 18.

a) symulacja warunków rzeczywistych



b) symulacja po optymalizacji



Rys. 18. Przebieg zmian przyspieszenia, prędkości naczynia i prędkości linopędni oraz siły oddziaływającej na linopędnię układu napędowego i hamulca maszyny w trakcie hamowania bezpieczeństwa na głębokości 1000 m, w odniesieniu do warunków ruchu odpowiadających opuszczaniu pustego naczynia [6]

W ramach analizy wydłużano czas narastania siły hamującej oraz zmniejszono jej wartość. Dzięki temu uzyskano wyraźny spadek amplitudy drgań w czasie hamowania bezpieczeństwa, jak i po zatrzymaniu maszyny. Zwiększył się natomiast czas hamowania, a tym samym droga hamowania.

## 5. Podsumowanie

Wyniki przeprowadzonych analiz numerycznych pozwalają stwierdzić, że istnieją warunki, umożliwiające ograniczenie wartości przyspieszenia drgań naczynia, a tym samym ograniczenie niebezpieczeństwa zbyt dużych wartości przeciążenia oddziaływającego na przewożonych ludzi.

Zidentyfikowane w trakcie analiz numerycznych przeciążenia dochodzące do wartości 2g nie są przeciążeniami zbyt dużymi, lecz są na tyle niebezpieczne, że mogą powodować urazy u ludzi. Kierunek działania przeciążenia wzdłuż osi pionowej pracownika, obciążonego dodatkowo transportowanymi przez niego materiałami czy narzędziami, może bardzo niekorzystnie wpłynąć na układ kostny, szczególnie kręgosłup, lub spowodować jego upadek.

Pojawia się również znaczny dyskomfort związany z występującym w trakcie drgań naczynia zrywem (16), który jak pokazały wyniki symulacji wynosić może nawet 30 m/s<sup>3</sup> (rys. 19).

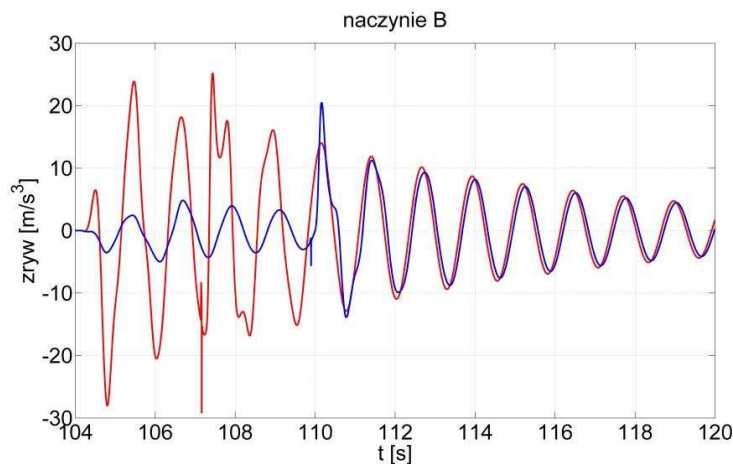
$$z(t) = \frac{d^3 s}{dt^3} \quad (16)$$

gdzie:

$z$  – zryw,

$s$  – droga,

$t$  – czas.



Rys. 19. Przebieg zmian zrywu przed i po optymalizacji rozkładu sił oddziałujących na linopędnię w trakcie hamowania bezpieczeństwa

Wyniki analiz wskazują, że z punktu widzenia zjawisk dynamicznych, jakie zachodzą w naczyniu w trakcie hamowania bezpieczeństwa, ograniczenia związane ze średnią wartością opóźnienia hamowania, która nie powinna przekraczać 4 m/s<sup>2</sup> (przy jeździe ludzi w dół) lub też 5 m/s<sup>2</sup> podczas opuszczania maksymalnej nadwagi, mają pośrednie znaczenie na dynamikę naczyni.

Ważne jest zatem poszukiwanie takich rozwiązań technicznych układów sterowania maszyny i hamulca, które umożliwią korzystniejsze kształtowanie rozkładu sił oddziałujących na linopędnię w trakcie hamowania bezpieczeństwa.

## Literatura

- [1] Kowal L.: Sterowanie przebiegiem procesów dynamicznych w układach wyciągowych przez dobór charakterystyk hydraulicznych hamulców tarczowych. Praca doktorska 1999. (nie publikowana), Biblioteka Politechniki Śląskiej w Gliwicach.
- [2] Kowal L., Świder J.: Badania doświadczalne i symulacja hamowania bezpieczeństwa górniczego wyciągu szybowego z zastosowaniem programu MATLAB. W: Problemy Rozwoju Maszyn Roboczych XII Konferencja naukowa, Zakopane, 18-22 styczeń 1999, cz. 2., s. 165-172.
- [3] Tejszerska D.: Modelowanie sprzężonych drgań poprzeczno-wzdłużnych układu wyciągowego. Zeszyty Naukowe Politechniki Śląskiej, Mechanika 1995, nr 124.
- [4] Tejszerska D., Turewicz K.: Obliczenia wytrzymałościowe linopędni z uwzględnieniem wybranych obciążeń dynamicznych. Gliwice: ITG KOMAG, 2009. ISBN 978-60708-31-6.
- [5] Hankus J.: Budowa i własności mechaniczne lin stalowych. Katowice: GIG, 2000. ISBN 978-83-87610-26-7.
- [6] Turewicz K., Kowal L.: Badania drgań naczynia wyciągowego w wyciągu jednokońcowym w trakcie hamowania bezpieczeństwa górniczego wyciągu szybowego. W: Transport Szybowy: monografia. Red. nauk.: A. Klich, A. Kozieł. Gliwice: ITG KOMAG, 2015, s. 225-246.
- [7] Rozporządzenie Rady Ministrów z dnia 30 kwietnia 2004 r. w sprawie dopuszczania wyrobów do stosowania w zakładach górniczych (Dz. U. Nr 99, poz. 1003 z późn. zm.) wraz z załącznikiem nr 2 do rozporządzenia Rady Ministrów z dnia 30 kwietnia 2004 r. w sprawie dopuszczania wyrobów do stosowania w zakładach górniczych.

### *Czy wiesz, że ....*

*... w Niemczech strategia dla sektora energetycznego „Energiewende” zakładała odejście od elektrowni atomowych i zwiększenie udziału odnawialnych źródeł energii (OZE) do poziomu 40-45% w 2025 roku. W 2015 roku już 32,5% prądu generowały OZE. Jak się okazało, grozi to komunalnym przedsiębiorstwom energetycznym bankructwem. Dodatkowych kosztów wymaga utrzymanie bezpieczeństwa dostaw i inwestycje w sieci. Na 93 miasta powyżej 80 tys. mieszkańców bilans 37 jest ujemny, a niektóre z nich nie są już w stanie dotować energetyki komunalnej.*

*Przegląd Techniczny 2016 nr 5 s.7*