WŁADYSŁAW CELEBAŃSKI PIOTR PIECHOTA

## Methods for adjusting the braking force of winders with a traction sheave to prevent the risk of wire rope slippage

In Koeppe winders, the emergency braking deceleration values must be higher than the values required by mining regulations and lower than the critical deceleration values due to the risk of hoisting rope slippage. Slippage of suspension ropes can lead to damage to the traction sheave lining and, in extreme conditions, serious damage to the shaft hoist. In order to limit the braking force to a safe value, the air or hydraulic oil pressure in the braking systems of winders is regulated during braking.

This paper presents methods for adjusting pressure in braking systems during braking and their influence on: the risk of slippage of the suspension ropes, the dynamics of the driving system and the dynamics of the skips themselves. Particular attention was paid to the solution in which the braking force varies during the braking process which can cause large changes in the value of the force acting on the winder.

Key words: rope slippage, Koeppe sheave, braking deceleration, oscillations

#### 1. INTRODUCTION

In winders with a traction sheave, the braking torque during emergency braking must be such that the brake provides the performance required by law without exceeding the critical deceleration values.

The brake during emergency braking of winders should cause a deceleration of at least  $1.5 \text{ m/s}^2$ , and in winders with a traction sheave, the deceleration caused by the brake may be less than  $1.5 \text{ m/s}^2$ , but not less than  $1.2 \text{ m/s}^2$  if the deceleration of  $1.5 \text{ m/s}^2$  would cause the critical decelerations to be exceeded. The requirements are specified in the Polish Regulation of the Minister of Energy, 2017, §567 [1].

The critical deceleration for a given hoist under specified travel and load conditions is the smallest deceleration beyond which slippage of the rope relative to the traction sheave can occur (loss of frictional engagement). Slippage of suspension ropes can lead to damage to the traction sheave lining and, in extreme conditions, serious damage to the shaft hoist.

The first part of the article will present the influence of the method of adjusting braking torque during emergency braking on the degree of risk of slippage of the suspension ropes, and in the second part on the dynamics of the drive system and the dynamics of the skips themselves.

## 2. INFLUENCE OF THE METHOD OF BRAKING TORQUE CONTROL DURING EMERGENCY BRAKING ON THE DEGREE OF SUSPENSION ROPES SLIPPAGE RISK

With respect to the way in which the braking torque is adjusted during emergency braking, the braking systems of winders can be divided into three groups:

- braking systems capable of applying a braking torque of one constant value for all types of lift travel during emergency braking;
- braking systems with two different values of braking torque depending on the type of lift travel;
- constant deceleration braking systems that adjust braking torque during braking so that, regardless of the type of travel, the deceleration during braking has a constant set value.

They have been termed by Tadeusz Zmysłowski [2] as single-program, dual-program and adjusting systems.

The influence of the method of adjusting braking torque during emergency braking on the degree of suspension ropes slippage risk will be presented on the basis of the analysis of actual measurements of the deceleration during emergency braking of two shaft hoists, in which the method of braking torque adjustment was changed as a result of the modernization of the winder.

#### 2.1. Pneumatic winder with a radial brake

The shaft hoist is a single-rope hoist and has two 4-story cages designed for transporting people and/or hoisting and conveying material. The winder is equipped with a radial braking system with cylindrical brake races and a pneumatic axial drive of HOP – VI type.

Until the retrofit of the winder, during emergency braking the brake control system was capable of applying a single braking torque value for all types of hoist travel. After the retrofit, the brake control system is capable of applying two braking torque values depending on the type of travel.

The actual deceleration during emergency braking was measured before and after the retrofitting of the winder.

For a better presentation of the results, measurements are presented for extreme travel cases, i.e., emergency braking when traveling with empty cages and when traveling with maximum excess load. The measurement results are summarized in Tables 1 and 2.

	Table 1	
<b>Deceleration during emergency</b>	braking for a single value of braking tor	rque for all types of winder travel

Direction of travel	Load [kg]	D	eceleration [m/s <sup>2</sup> ]	Quotient	Quotient	
		critical b <sub>kr</sub>	minimum b <sub>min</sub>	real b <sub>rz</sub>	$b_{rz}/b_{kr}$	$b_{rz}/b_{min}$
Cage A↑	0	3.18	1.20	3.05	0.96	2.54
Cage A ↑	Qw = 10000	4.54	1.20	3.56	0.78	2.97
Cage A $\downarrow$	<i>Qm</i> = 10000	1.97	1.20	1.33	0.67	1.11

Table 2	
Deceleration during emergency braking for two braking torque values for all types of winder trave	el

Direction of travel	Load [kg]	De	eceleration [m/s <sup>2</sup> ]	Quotient	Quotient	
		critical $b_{k\mathrm{r}}$	minimum b <sub>min</sub>	real b <sub>rz</sub>	$b_{rz}/b_{kr}$	$b_{rz}/b_{min}$
Cage A↑	0	3.08	1.20	2.71	0.88	2.26
Cage A ↑	Qw = 10000	4.43	1.20	3.26	0.74	2.72
Cage A $\downarrow$	<i>Qm</i> = 10000	1.93	1.20	1.59	0.82	1.33

The tables also show the actual deceleration values during emergency braking referenced to the critical and minimum deceleration values.

The winder brake shall apply a braking torque such that the following conditions are met during emergency braking for all types of travel:

 $- b_{rz}/b_{kr} \le 1,$ 

 $- b_{rz}/b_{min} \ge 1.$ 

A comparison of these values for the case of a braking system capable of applying single or two braking torque values is shown in the following graphs (Figs. 1 and 2).

On the basis of measurements of deceleration during emergency braking of this shaft hoist, it can be concluded that for winders with a braking system capable of applying only one constant value of braking torque for all types of travel, the greatest difficulty is to meet the requirements of mining regulations simultaneously for empty skip travel and downward travel with excess load.

The braking torque during downward travel with an excess load must be large enough to make the deceleration value during emergency braking greater than  $1.2 \text{ m/s}^2$ , which makes the deceleration value dangerously close to the critical deceleration value

during emergency braking in the case of empty skip travel. This condition is very undesirable and increases the danger of ropes slipping on the traction sheave.

This problem can be solved to a large extent by using a braking system capable of applying two braking torque values depending on the type of travel. In the above case, one braking torque value has been assigned for the downward travel with material and another for the other types of travel.



Fig. 1. Comparison of the quotient of actual deceleration to critical deceleration for single and two braking torque values



Fig. 2. Comparison of the quotient of actual deceleration to minimum deceleration for single and two braking torque values

This reduced emergency braking deceleration during empty-skip travels and increased deceleration during downward travel with excess load. The risk of slippage is reduced and, at the same time, the effectiveness of the brake is increased when braking during downward travel with excess load.

### 2.1. Hydraulically retractable disc brake winder

The mine hoist is a four rope, two skip winder equipped with hydraulically retractable disc brakes with a spring drive. Until the retrofit of the winder, during emergency braking the brake control system was capable of applying a single braking torque value for all types of hoist travel. After retrofitting, the brake control system is capable of applying a braking torque with a value that varies in time in such a way that, irrespective of the type of travel, the deceleration during emergency braking has a constant set value. The only exception is downward travel with excess load, where the braking system brakes with a constant preset torque value.

The following tables show the emergency braking test results for both cases.

A comparison of the actual deceleration values during emergency braking relative to the critical and minimum deceleration values for the case of constant and variable braking torque is shown in the graphs (Figs. 3 and 4). From Tables 3 and 4, it can be seen that the risk of slippage is significantly less for adjustable torque braking compared to constant torque braking. The difference between the critical deceleration for controlled torque braking is  $0.71 \text{ m/s}^2$  and for constant torque braking is close to zero ( $0.02 \text{ m/s}^2$ ).

On the basis of the measurements of the decelerations during emergency braking for this shaft hoist, it can be stated that the use of the braking system capable of obtaining variable braking torque so that the deceleration during braking has a constant set value regardless of the type of travel, considerably reduces the risk of ropes slipping on the traction sheave.

There was a significant decrease in the quotients of the actual deceleration values relative to the critical values for travels with empty skips and upward with extracted material.



*Fig. 3. Comparison of the quotient of actual deceleration to critical deceleration for constant and variable braking torque* 



*Fig. 4. Comparison of the quotient of actual deceleration to minimum deceleration for constant and variable braking torque* 

 Table 3

 Deceleration during emergency braking for the case of one constant braking torque value for all types of winder travel

Direction of travel	Load [kg]		Deceleration [m/s	Quotiont	Quotiont	
		critical b <sub>kr</sub>	minimum b <sub>min</sub>	real b <sub>rz</sub>	$b_{rz}/b_{kr}$	$b_{rz}/b_{min}$
Skip B↑	0	3.57	1.20	3.55	0.99	2.96
Skip B↓	Qw = 30000	2.04	1.20	1.61	0.79	1.34
Skip B ↑	Qw = 30000	5.20	1.20	4.36	0.84	3.63

 Table 4

 Deceleration during emergency braking for the case of variable braking torque

Direction of travel	Load [kg]	De	eceleration [m/s <sup>2</sup> ]	Quotiont	Quotiont	
		critical b <sub>kr</sub>	minimum b <sub>min</sub>	real b <sub>rz</sub>	$b_{rz}/b_{kr}$	$b_{rz}/b_{min}$
Skip A↑	0	3.57	1.20	2.86	0.80	2.38
Skip B $\downarrow$	Qw = 30000	2.04	1.20	1.62	0.79	1.35
Skip B ↑	Qw = 30000	5.20	1.20	2.78	0.53	2.32

## 3. EFFECT OF BRAKING TORQUE CONTROL DURING EMERGENCY BRAKING ON THE DYNAMICS OF THE SKIPS

In winder control systems, speed measurement is usually performed by measuring the rotational speed of the traction sheave. In order to investigate the behavior of the skips during emergency braking, it was necessary to measure the velocity of the skip itself. This was accomplished by using an accelerometer that measures the vertical acceleration of the skip and then determining the velocity from it.

Measurements were taken for two skip winders: one with a control system capable of applying two braking torque values depending on the type of travel, and the other with a variable braking torque so that the braking deceleration has a constant value regardless of the type of travel.

# 3.1. Disc brake winder – variable braking torque

The recordings (Figs. 5 and 6) show the braking process of the skip device recorded at the traction sheave of the winder and at the skip itself. The registration shows the acceleration  $a \text{ [m/s^2]}$  rather than the deceleration  $b \text{ [m/s^2]}$ .



Fig. 5. Skip braking dynamics recorded at the skip: speed V [m/s], acceleration a  $[m/s^2]$ 



Fig. 6. Dynamics of skip braking recorded at the traction sheave (P - pressure, V - velocity, a - acceleration)

The winder is equipped with hydraulic disc brakes with full pressure control during the braking process. We can observe the fluctuation of the pressure and hence the braking torque in Figure 5. The large amplitude of the braking torque generates vibrations of the entire system: traction sheave – ropes – skips. The instantaneous deceleration may exceed the critical deceleration value creating a slippage risk. The acceleration fluctuation of the skip during braking reaches the value of almost 0.5 g. After stopping the traction sheave, the fading fluctuations of the skip can be observed with a large amplitude of about 6 m/s<sup>2</sup> immediately after the stop.

## 3.2. Air brake winder – two braking torque values

The following recordings (Figs. 7 and 8) show the braking process of a skip winder equipped with pneumatically driven brakes. In this device, a constant braking torque selected by the control system from two possible ones is maintained during the braking process. The braking process itself is smoother due to the constant braking torque, whereas the very high oscillation of the winder skip can be observedafter stopping.



Fig. 7. Dynamics of skip deceleration recorded at the skip: velocity V [m/s], acceleration a  $[m/s^2]$ 



Fig. 8. Dynamics of skip braking recorded at the traction sheave (P - pressure, V - velocity, a - acceleration)

## 4. CONCLUSIONS

On the one hand, the braking torque control methods used in modern winders ensure adequate brake performance and, on the other hand, prevent the rope from slipping.

The programmable controllers used in the brake control system usually have a large amount of computing power. It could be used to modulate the braking force during emergency braking in such a way as tonot lead tothe oscillation of the drive system, which in turn would extend the life of the mechanical components of the drive system. Modulation of braking force has already been implemented e.g. in the Anico Eagle winder presented by Marian Wójcik [3] but these solutions have not yet been applied on a wide scale.

#### References

- Rozporządzenie Ministra Energii z dnia 23 listopada 2016 r. w sprawie szczegółowych wymagań dotyczących prowadzenia ruchu podziemnych zakładów górniczych. Dz.U. 2017, poz. 1118.
- [2] Zmysłowski T.: Górnicze maszyny wyciągowe: część mechaniczna. Wydawnictwo Naukowe "Śląsk", Katowice – Warszawa 2004.
- [3] Klich A., Kozieł A.: Transport szybowy. ITG KOMAG, Gliwice 2011.

WŁADYSŁAW CELEBAŃSKI, M., Sc., Eng. PIOTR PIECHOTA, M., Sc., Eng. Centrum Badań i Dozoru Górnictwa Podziemnego Sp. z o.o. ul. Lędzińska 8, 43-143 Lędziny, Poland p.piechota@cbidgp.pl

© 2021 Authors. This is an open access publication, which can be used, distributed and reproduced in any medium according to the Creative Commons CC-BY 4.0 License.

WŁADYSŁAW CELEBAŃSKI PIOTR PIECHOTA

## Metody regulacji siły hamowania maszyn wyciągowych z kołem pędnym chroniące przed ryzykiem wystąpienia poślizgu lin

W maszynach wyciągowych z kołem Koeppe wartości opóźnień hamowania awaryjnego muszą być większe od wartości wymaganych przepisami górniczymi oraz ze względu na ryzyko wystąpienia poślizgu lin nośnych muszą być mniejsze od wartości opóźnień krytycznych. Poślizg lin nośnych może doprowadzić do uszkodzenia wykładziny koła napędowego, a w skrajnych warunkach do poważnego uszkodzenia wyciągu szybowego. W celu ograniczenia siły hamującej do wartości bezpiecznej ciśnienie powietrza lub oleju hydraulicznego w układach hamulcowych maszyn wyciągowych w czasie hamowania jest regulowane.

W artykule przedstawiono sposoby regulacji ciśnienia w układach hamulcowych podczas hamowania i ich wpływ na ryzyko wystąpienia poślizgu lin nośnych, dynamikę układu napędowego oraz dynamikę samych naczyń wyciągowych. Szczególną uwagę zwrócono na rozwiązanie, w którym siła hamowania jest zmienna w czasie procesu hamowania, co może powodować duże zmiany wartości siły działającej na naczynia wyciągowe.

Słowa kluczowe: poślizg lin, koło Koeppe, opóźnienie hamowania, oscylacje

#### 1. WSTĘP

W maszynach wyciągowych z kołem pędnym wartość momentu hamującego podczas hamowania awaryjnego musi być tak dobrana, aby hamulec zapewniał wymaganą przepisami skuteczność działania, a jednocześnie nie zostały przekroczone wartości opóźnienia krytycznego.

Hamulec podczas hamowania awaryjnego maszyn wyciągowych powinien spowodować opóźnienie co najmniej 1,5 m/s<sup>2</sup>, a w maszynach wyciągowych z kołem pędnym opóźnienie powodowane przez hamulec może być mniejsze niż 1,5 m/s<sup>2</sup>, ale nie mniejsze niż 1,2 m/s<sup>2</sup>, gdyby opóźnienie 1,5 m/s<sup>2</sup> spowodowało przekroczenie opóźnień krytycznych. Wymagania zostały określone w §567 *Rozporządzenia Ministra Energii z dnia 23 listopada 2016 r. w sprawie szczegółowych*  wymagań dotyczących prowadzenia ruchu podziemnych zakładów górniczych [1].

Opóźnienie krytyczne dla danego wyciągu przy ustalonych warunkach ruchu i obciążeniu jest to najmniejsze opóźnienie, po którego przekroczeniu może wystąpić poślizg liny względem koła pędnego (utrata sprzężenia ciernego).

Poślizg lin nośnych może doprowadzić do uszkodzenia wykładziny koła napędowego, a w skrajnych warunkach do poważnego uszkodzenia wyciągu szybowego.

W pierwszej części artykułu zostanie przedstawiony wpływ sposobu regulacji momentu hamującego podczas hamowania awaryjnego na stopień ryzyka wystąpienia poślizgu lin nośnych, a w drugiej części na dynamikę układu napędowego oraz dynamikę samych naczyń wyciągowych.

## 2. WPŁYW SPOSOBU REGULACJI MOMENTU HAMUJĄCEGO NA STOPIEŃ RYZYKA WYSTĄPIENIA POŚLIZGU LIN NOŚNYCH

Ze względu na sposób regulacji momentu hamującego podczas hamowania awaryjnego układy hamulcowe maszyn wyciągowych można podzielić na trzy grupy:

- układy hamulcowe, które podczas hamowania awaryjnego umożliwiają uzyskanie momentu hamującego o jednej stałej wartości dla wszystkich rodzajów jazd wyciągu;
- układy hamulcowe pozwalające na uzyskanie momentu hamującego o dwóch różnych wartościach w zależności od rodzaju jazdy wyciągu;
- układy hamujące z stałym opóźnieniem, które podczas hamowania regulują moment hamujący tak, aby niezależnie od rodzaju jazdy opóźnienie podczas hamowania miało stałą założoną wartość.

Zostały one nazwane przez Tadeusza Zmysłowskiego [2] kolejno jako jednoprogramowe, dwuprogramowe i regulacyjne.

Wpływ sposobu regulacji momentu hamującego podczas hamowania awaryjnego na stopień ryzyka wystąpienia poślizgu lin nośnych zostanie przedstawiony na podstawie analizy pomiarów rzeczywistych opóźnień podczas hamowania awaryjnego dwóch wyciągów szybowych, w których w wyniku modernizacji maszyny wyciągowej został zmieniony sposób regulacji momentu hamującego.

## 2.1. Maszyna wyciągowa z hamulcem promieniowym o napędzie pneumatycznym

Wyciąg szybowy jest wyciągiem jednolinowym i ma dwie klatki czteropiętrowe przeznaczone do jazdy ludzi, wydobycia i opuszczania materiałów. Maszyna wyciągowa ma układ hamulcowy promieniowy z cylindrycznymi bieżniami hamulcowymi i napędzie pneumatycznym osiowym typu HOP – VI.

Do czasu modernizacji maszyny wyciągowej układ sterowania hamulca podczas hamowania awaryjnego umożliwiał uzyskanie momentu hamującego o jednej wartości dla wszystkich rodzajów jazd wyciągu. Po modernizacji układ sterowania hamulca umożliwia uzyskanie dwóch wartości momentu hamującego w zależności od rodzaju jazdy.

Pomiary rzeczywistych opóźnień podczas hamowania awaryjnego zostały przeprowadzone przed modernizacją maszyny wyciągowej i po niej.

W celu lepszej prezentacji wyników przedstawiono pomiary dla skrajnych przypadków ruchowych, tzn. dla hamowania awaryjnego podczas jazdy z pustymi klatkami oraz podczas jazdy z maksymalną nadwagą. Wyniki pomiarów zebrano w poniższych tabelach 1 i 2.

Tabela 1					
Opóźnienia podczas hamowania awaryjnego					
dla przypadku jednej wartości momentu hamującego dla wszystkich rodzajów jazd wyciągu					

Kierunek jazdy	Obciążenie [kg]		Opóźnienie [m/s <sup>2</sup> ]	Порад	Потол	
		krytyczne b <sub>kr</sub>	minimalne b <sub>min</sub>	rzeczywiste b <sub>rz</sub>	$b_{rz}/b_{kr}$	$b_{rz}/b_{min}$
Klatka A ↑	0	3,18	1,20	3,05	0,96	2,54
Klatka A ↑	$Qw = 10\ 000$	4,54	1,20	3,56	0,78	2,97
Klatka A $\downarrow$	$Qm = 10\ 000$	1,97	1,20	1,33	0,67	1,11

Tabela 2
Opóźnienia podczas hamowania awaryjnego
dla przypadku dwóch wartości momentu hamującego dla wszystkich rodzajów jazd wyciągu

Kierunek jazdy	Obciążenie [kg]		Opóźnienie [m/s <sup>2</sup> ]	Horaz	Horaz	
		krytyczne b <sub>kr</sub>	minimalne b <sub>min</sub>	rzeczywiste b <sub>rz</sub>	$b_{rz}/b_{kr}$	$b_{rz}/b_{min}$
Klatka A ↑	0	3,08	1,20	2,71	0,88	2,26
Klatka A ↑	$Qw = 10\ 000$	4,43	1,20	3,26	0,74	2,72
Klatka A $\downarrow$	$Qm = 10\ 000$	1,93	1,20	1,59	0,82	1,33

Hamulec maszyny wyciągowej powinien zadawać taki moment hamujący, aby podczas hamowania awaryjnego dla wszystkich rodzajów jazd spełnione były następujące warunki:

$$- b_{rz}/b_{kr} \le 1,$$

 $- b_{rz}/b_{min} \ge 1.$ 

Porównanie tych wartości dla przypadku układu hamulcowego umożliwiającego uzyskanie jednej lub dwóch wartości momentu hamującego przedstawiono na wykresach (rys. 1 i 2).

Na podstawie pomiarów opóźnień podczas hamowania awaryjnego tego wyciągu szybowego można

 $b_{rz}/b_{kr}$ 

1

stwierdzić, że dla maszyn wyciągowych z układem hamulcowym mogącym wysterować tylko jedną stałą wartość momentu hamującego dla wszystkich rodzajów jazd największą trudność sprawia spełnienie wymagań przepisów górniczych jednocześnie dla jazdy z naczyniami pustymi i jazdy z nadwagą w dół.

Moment hamujący podczas jazdy z nadwagą w dół musi być na tyle duży, aby wartość opóźnienia podczas hamowania awaryjnego była większa od 1,2 m/s<sup>2</sup>, co sprawia, że w czasie hamowania awaryjnego podczas jazdy z pustymi naczyniami wartość opóźnienia niebezpiecznie zbliża się do wartości opóźnienia krytycznego. Stan taki jest bardzo niepożądany i zwiększa niebezpieczeństwo wystąpienia poślizgu lin nośnych na kole pędnym.



Rys. 1. Porównanie ilorazu opóźnienia rzeczywistego do opóźnienia krytycznego w przypadku jednej oraz dwóch wartości momentu hamującego



*Rys. 2. Porównanie ilorazu opóźnienia rzeczywistego do opóźnienia minimalnego w przypadku jednej oraz dwóch wartości momentu hamującego* 

Problem ten w znacznym stopniu rozwiązuje zastosowanie układu hamulcowego mającego możliwość uzyskania dwóch wartości momentu hamującego w zależności od rodzaju jazdy. W powyższym przypadku jedna wartość momentu hamującego została przypisana do jazdy z materiałem w dół, a druga do pozostałych jazd.

Pozwoliło to na zmniejszenie opóźnienia podczas hamowania awaryjnego w czasie jazd z pustymi klatkami oraz zwiększenie opóźnienia podczas hamowania w czasie jazdy z nadwagą w dół. Zmniejszyło się ryzyko wystąpienia poślizgu, a jednocześnie zwiększyła się skuteczność hamulca podczas hamowania z nadwagą w dół.

## 2.1. Maszyna wyciągowa z hamulcem tarczowym o odwodzeniu hydraulicznym

Wyciąg górniczy jest wyciągiem czterolinowym, dwuskipowym z hamulcami tarczowymi z napędem sprężynowym o odwodzeniu hydraulicznym. Do czasu modernizacji maszyny wyciągowej układ sterowania hamulca podczas hamowania bezpieczeństwa umożliwiał uzyskanie momentu hamującego o jednej wartości dla wszystkich rodzajów jazd wyciągu. Po modernizacji układ sterowania hamulca umożliwia uzyskanie momentu hamującego o wartości tak zmieniającej się w czasie, aby niezależnie od rodzaju jazdy opóźnienie podczas hamowania awaryjnego miało stałą założoną wartość. Jedynym wyjątkiem jest jazda z nadwagą w dół, kiedy to układ hamulcowy hamuje momentem o stałej i z góry określonej wartości.

W poniższych tabelach przedstawione są wyniki prób hamowania awaryjnego dla obydwu przypadków.

Porównanie wartości opóźnień rzeczywistych podczas hamowania awaryjnego odniesionych do wartości opóźnień krytycznych oraz minimalnych dla przypadku stałego oraz zmiennego momentu hamującego przedstawiono na wykresach (rys. 3 i 4).



Rys. 3. Porównanie ilorazu opóźnienia rzeczywistego do opóźnienia krytycznego w przypadku stałego oraz zmiennego momentu hamującego



Rys. 4. Porównanie ilorazu opóźnienia rzeczywistego do opóźnienia minimalnego w przypadku stałego oraz zmiennego momentu hamującego

Z tabel 3 i 4 wynika, że ryzyko wystąpienia poślizgu jest zdecydowanie mniejsze w przypadku hamowania regulowanym momentem w porównaniu z hamowaniem ze stałym momentem. Różnica między opóźnieniem krytycznym w przypadku hamowania regulowanym momentem wynosi  $0,71 \text{ m/s}^2$ , a w przypadku hamowania stałym momentem jest bliska zeru  $(0,02 \text{ m/s}^2)$ .

Na podstawie pomiarów opóźnień podczas hamowania awaryjnego dla tego wyciągu szybowego można stwierdzić, że zastosowanie układu hamulcowego mającego możliwość uzyskania zmiennego momentu hamującego, tak aby niezależnie od rodzaju jazdy opóźnienie podczas hamowania miało stałą założoną wartość, w znacznym stopniu zmniejsza niebezpieczeństwo wystąpienia poślizgu lin na kole pędnym.

Znacznemu zmniejszeniu uległy ilorazy wartości rzeczywistych opóźnień odniesionych do wartości krytycznych dla jazdy z pustymi skipami oraz z wydobyciem do góry.

### Tabela 3 Opóźnienia podczas hamowania awaryjnego dla przypadku jednej stałej wartości momentu hamującego dla wszystkich rodzajów jazd wyciągu

Kierunek jazdy	Obciążenie [kg]		Opóźnienie [m/s <sup>2</sup> ]	Horaz	Horaz	
		krytyczne b <sub>kr</sub>	minimalne b <sub>min</sub>	rzeczywiste b <sub>rz</sub>	$b_{rz}/b_{kr}$	$b_{rz}/b_{min}$
Skip B ↑	0	3,57	1,20	3,55	0,99	2,96
Skip B↓	$Qw = 30\ 000$	2,04	1,20	1,61	0,79	1,34
Skip B ↑	$Qw = 30\ 000$	5,20	1,20	4,36	0,84	3,63

Tabela 4 Opóźnienia podczas hamowania awaryjnego dla przypadku zmiennej wartości momentu hamującego

Kierunek jazdy	Obciążenie [kg]		Opóźnienie [m/s <sup>2</sup> ]	Horaz	Howar	
		krytyczne b <sub>kr</sub>	minimalne b <sub>min</sub>	rzeczywiste b <sub>rz</sub>	$b_{rz}/b_{kr}$	$b_{rz}/b_{min}$
Skip A ↑	0	3,57	1,20	2,86	0,80	2,38
Skip B $\downarrow$	$Qw = 30\ 000$	2,04	1,20	1,62	0,79	1,35
Skip B ↑	$Qw = 30\ 000$	5,20	1,20	2,78	0,53	2,32

## 3. WPŁYW SPOSOBU REGULACJI MOMENTU HAMUJĄCEGO PODCZAS HAMOWANIA AWARYJNEGO NA DYNAMIKĘ NACZYŃ WYCIĄGOWYCH

W układach sterowania maszyn wyciągowych pomiar prędkości jazdy zwykle jest realizowany przez określenie prędkości obrotowej koła pędnego. W celu zbadania zachowania się naczyń wyciągowych w czasie hamowania awaryjnego konieczne było zmierzenie prędkości samego naczynia. Zrealizowano to, stosując akcelerometr mierzący przyspieszenie pionowe naczynia wyciągowego, a następnie wyznaczając z niego prędkość.

Wykonano pomiary dla dwóch maszyn wyciągowych skipowych – jednej z układem sterowania umożliwiającym uzyskanie dwóch wartości momentu hamującego w zależności od rodzaju jazdy oraz drugiej, mającej możliwość uzyskania zmiennego momentu hamującego, tak aby niezależnie od rodzaju jazdy opóźnienie podczas hamowania miało stałą założoną wartość.

## 3.1. Maszyna wyciągowa z hamulcem tarczowym – zmienny moment hamujący

Na rejestracjach (rys. 5 i 6) przedstawiono proces hamowania urządzenia skipowego zarejestrowany na kole pędnym maszyny wyciągowej oraz na samym naczyniu. Na rejestracji przedstawiono przyspieszenie a [m/s<sup>2</sup>], a nie opóźnienie b [m/s<sup>2</sup>].

Maszyna wyciągowa wyposażona jest w hydrauliczne hamulce tarczowe z pełną regulacją ciśnienia w czasie procesu hamowania. Wahania ciśnienia, a co za tym idzie momentu hamującego, możemy zaobserwować na rysunku 5. Tak duża amplituda momentu hamującego generuje drgania całego układu: koło pędne – liny – naczynia wyciągowe. Chwilowe opóźnienie może przekroczyć wartość opóźnienia krytycznego, stwarzając zagrożenie wystąpienia poślizgu. Wahania przyspieszenia naczynia wyciągowego w czasie hamowania dochodzą prawie do wartości 0,5 g. Po zatrzymaniu koła pędnego możemy zaobserwować gasnące wahania naczynia wyciągowego o dużej amplitudzie wynoszącej tuż po zatrzymaniu około 6 m/s<sup>2</sup>.



Rys. 5. Dynamika hamowania skipu rejestrowana na naczyniu: prędkość V [m/s], przyspieszenie a  $[m/s^2]$ 



Rys. 6. Dynamika hamowania skipu rejestrowana na kole pędnym (P – ciśnienie, V – prędkość, a – przyspieszenie)

## 3.2. Maszyna wyciągowa z hamulcem pneumatycznym – dwie wartości momentu hamującego

Na kolejnych rejestracjach (rys. 7 i 8) przedstawiono proces hamowania maszyny wyciągowej skipowej wyposażonej w hamulce o napędzie pneumatycznym. W tym urządzeniu w czasie procesu hamowania utrzymywany jest stały moment hamujący wybrany przez układ sterujący z dwóch możliwych. Sam proces hamowania ze względu na stały moment hamujący jest spokojniejszy, natomiast po zatrzymaniu można zaobserwować bardzo duże oscylacje naczynia wyciągowego.



*Rys.* 7. Dynamika hamowania skipu rejestrowana na naczyniu: prędkość V [m/s], przyspieszenie a  $[m/s^2]$ 



Rys. 8. Dynamika hamowania skipu rejestrowana na kole pędnym (P – ciśnienie, V – prędkość, a – przyspieszenie)

#### 4. WNIOSKI

Stosowane we współczesnych urządzeniach wyciągowych metody regulacji momentu hamującego zapewniają z jednej strony wystarczającą skuteczność hamulców, a z drugiej strony nie dopuszczają do poślizgu liny. Wykorzystywane w układzie sterowania układów hamulcowych sterowniki programowalne mają zwykle duży zapas mocy obliczeniowej. Można by ją wykorzystać do takiego modulowania siły hamującej w czasie hamowania awaryjnego, aby nie doprowadzać do oscylacji układu napędowego, co z kolei wydłużyłoby żywotność elementów mechanicznych układu napędowego. Modulacja siły hamowania jest już stosowana np. w wyciągu AnicoEagle przedstawionym przez Mariana Wójcika [3], ale nie są to jeszcze rozwiązania wprowadzane na szeroką skalę.

#### Literatura

- Rozporządzenie Ministra Energii z dnia 23 listopada 2016 r. w sprawie szczegółowych wymagań dotyczących prowadzenia ruchu podziemnych zakładów górniczych. Dz.U. 2017, poz. 1118.
- Zmysłowski T.: Górnicze maszyny wyciągowe: część mechaniczna. Wydawnictwo Naukowe "Śląsk", Katowice – Warszawa 2004.
- [3] Klich A., Kozieł A.: *Transport szybowy*. ITG KOMAG, Gliwice 2011.

mgr inż. WŁADYSŁAW CELEBAŃSKI mgr inż. PIOTR PIECHOTA Centrum Badań i Dozoru Górnictwa Podziemnego Sp. z o.o. ul. Lędzińska 8, 43-143 Lędziny p.piechota@cbidgp.pl

© 2021 Autorzy. Jest to publikacja ogólnodostępna, którą można wykorzystywać, rozpowszechniać i kopiować w dowolnej formie zgodnie z licencją Creative Commons CC-BY 4.0.