

Marian DOLIPSKI, Eryk REMIORZ
Politechnika Śląska, Gliwice

WYBÓR KONFIGURACJI UKŁADU NADAŻNEJ ZMIANY RESZTOWEGO NAPIĘCIA WSTĘPNEGO ŁAŃCUCHÓW W PRZENOŚNIKU ŚCIANOWYM

Streszczenie. W referacie przedstawiono wyniki badań komputerowych przenośnika ścianowego wyposażonego w układ nadażnej zmiany resztowego napięcia wstępnego łańcuchów (NRW). Wyniki tych badań były podstawą wyboru optymalnej konfiguracji układu NRW. Podano zalecane prędkości przesuwania kadłuba napędu w czasie zmiany długości konturu łańcuchowego oraz sposób konfiguracji układu NRW w zależności od miejsca występowania luzów międzyogniwowych w łańcuchu.

SELECTING OF CONFIGURATION OF AN AUTOMATIC RESIDUAL INITIAL CHAIN TENSION FOLLOW-UP SYSTEM OF AN ARMoured FACE CONVEYOR

Summary. Results of the computer-aided investigations of an armoured face conveyor equipped with a follow-up system for changing the residual pretension of chains (NRW) are presented in the paper. These results provided the basis that allowed the optimum configuration of the NRW system to be selected. The paper contains also the recommended displacement speeds of a drive body when changing the length of chain contour as well as a method for the NRW system configuration according to a place in which interlink clearances occur in the chain.

1. Wprowadzenie

W górnictwie węglowym najczęściej stosowane są przenośniki ścianowe z napędem głównym i pomocniczym wyposażone w dwa łańcuchy środkowe. W rzeczywistych warunkach eksploatacyjnych występujących w wyrobiskach ścianowych występuje ciągła zmiana warunków obciążenia przenośnika zgrzeblowego urobkiem węglowym. Występujące

opory ruchu, drgania mechaniczne oraz zmienne obciążenie urobkiem węglowym powodują, że łańcuch zgrzeblowy ulega wydłużeniom sprężystym o stale zmieniającej się wartości.

Nadmierne luzowanie się łańcucha w miejscu zbiegania z napędowego bębna łańcuchowego jest przyczyną powstawania wielu sygnałów zakłócających działanie przenośnika. Do najważniejszych należy blokowanie się łańcucha pociągowego w prowadnikach oraz przeskakiwanie ogniów łańcucha na napędowym kole łańcuchowym. Pierwszy sygnał zakłócający może doprowadzić do zablokowania i zerwania łańcucha pociągowego, natomiast drugi prowadzi do zakłóceń w przekazywaniu łańcuchowi siły uciągu wywołanej napędem. Aby skompensować wydłużenia sprężyste pojawiające się w czasie działania przenośnika, łańcuch jest napinany wstępnie. Wartość napięcia wstępnego łańcuchów zależy od obciążenia przenośnika urobkiem i występujących drgań. Zbyt mała wartość napięcia wstępnego prowadzi do nadmiernego luzowania się łańcucha, zbyt duża natomiast powoduje zwiększone opory ruchu na odcinkach krzywoliniowych, dodatkowe obciążenie łożysk bębnowych łańcuchowych, kadłubów napędów oraz prowadzi do szybszego zużycia ściernego łańcuchów na skutek zwiększonych sił tarcia w przegubach. Efektem tego jest zwiększenie poboru mocy przez napędy oraz zmniejszenie żywotności przenośnika.

Na podstawie przeprowadzonych badań stwierdzono, że wartością wymaganą napięcia wstępnego jest S_0^* , czyli taka wartość napięcia wstępnego, która kompensuje statyczne wydłużenia sprężyste łańcucha [1]. W przenośnikach stosowanych obecnie w górnictwie węglowym zadanie łańcuchowi napięcia wstępnego o wartości S_0^* jest praktycznie niemożliwe. Dlatego zamodelowany został przenośnik ścianowy wyposażony w układ nadążnej zmiany resztowego napięcia wstępnego łańcuchów [2]. Układ ten został nazwany układem NRW. W zależności od występujących oporów ruchu, obciążenia urobkiem węglowym oraz drgań mechanicznych dokonuje on ciągłej zmiany długości konturu łańcuchowego poprzez przesuwanie kadłuba napędu przenośnika ścianowego.

Jednym z istotnych parametrów działania układu NRW jest prędkość przesuwania kadłuba napędu przenośnika. Optymalna wartość tej prędkości może być wyznaczona na podstawie badań komputerowych z wykorzystaniem utworzonego modelu dynamicznego przenośnika ścianowego wyposażonego w układ NRW.

2. Miejsce występowania luzów międzyogniwowych w łańcuchach

W dynamice przenośników ścianowych zdefiniowane zostały trzy stany napięcia łańcuchów [1]: stan stałego luzowania, okresowego luzowania i nieluzowania. W pierwszych dwóch stanach dynamicznych w łańcuchu występują luzy międzyogniowe, które mogą kumulować się w miejscu zbiegania łańcucha z bębna łańcuchowego napędu pomocniczego, napędu głównego lub obydwóch napędów równocześnie. W stanie nieluzowania łańcucha w miejscu, w którym gromadził się nadmiar łańcucha w przypadku jego luzowania, występuje minimalna wartość obciążenia dynamicznego w łańcuchu.

Na miejsce występowania luzów międzyogniwowych wpływają wartości oporów ruchu łańcucha zgrzeblowego w gałęzi ładownej, gałęzi powrotnej oraz wartości współczynnika rozdziału mocy silników napędowych. W przypadku gdy stosunek wartości oporów ruchu w gałęzi ładownej do całkowitych oporów ruchu łańcucha zgrzeblowego jest większy od współczynnika rozdziału mocy silnika asynchronicznego w napędzie głównym, to luzowanie łańcucha następuje w miejscu jego zbiegania z bębna łańcuchowego napędu pomocniczego [3]. Jeżeli natomiast stosunek ten jest mniejszy od rozpatrywanego współczynnika rozdziału mocy, to nadmiar łańcucha gromadzi się w miejscu jego zbiegania z bębna łańcuchowego napędu głównego. Równoczesne kumulowanie się luzów międzyogniwowych w miejscu zbiegania łańcucha z obydwóch bębnow łańcuchowych zachodzi tylko w przypadku, gdy wartość współczynnika rozdziału mocy silnika asynchronicznego w napędzie głównym jest równa stosunkowi oporów ruchu łańcucha zgrzeblowego w gałęzi górnej do całkowitych oporów jego ruchu. Jednakże ze względu na ciągłą zmianę chwilowych wartości współczynnika rozdziału mocy silnika asynchronicznego w napędzie głównym oraz na fakt, że wartość oporów ruchu łańcucha zgrzeblowego jest funkcją wielu zmiennych i również zmienia się w czasie, omawiany przypadek występuje niezwykle rzadko. W praktyce może on wystąpić tylko chwilowo w momencie przejścia pomiędzy stanem, w którym łańcuch luzuje się w miejscu zbiegania z bębna łańcuchowego w napędzie głównym do stanu jego luzowania w miejscu zbiegania z bębna łańcuchowego w napędzie pomocniczym [3]. W przenośnikach zgrzeblowych ścianowych z napędem głównym i pomocniczym załadowanych urobkiem węglowym zdecydowanie najczęściej łańcuch luzuje się w miejscu jego zbiegania z bębna łańcuchowego napędu pomocniczego.

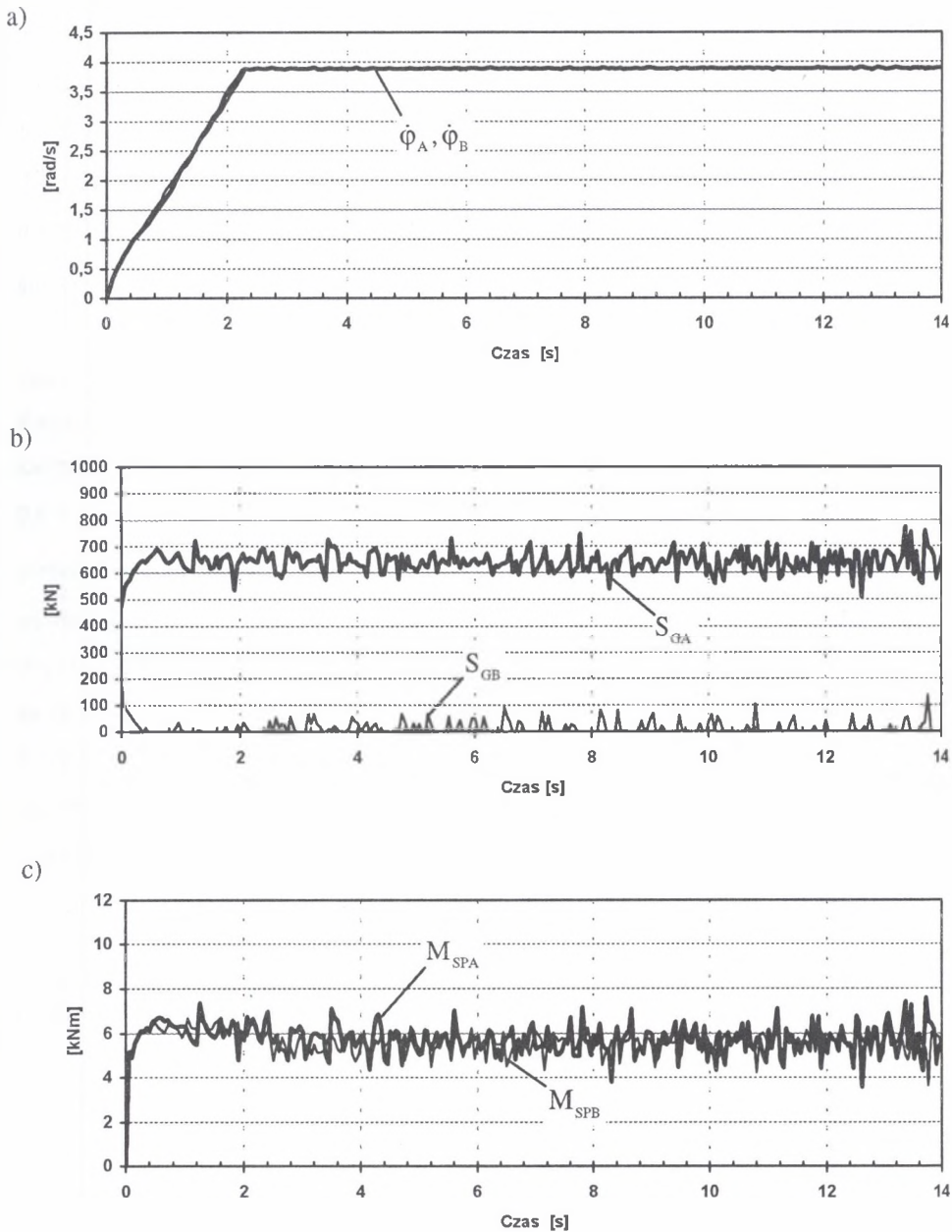
Algorytm działania układu NRW umożliwia badanie takich konfiguracji tego układu, w których zmiana długości konturu łańcuchowego jest realizowana poprzez przesuwanie kadłuba napędu pomocniczego, kadłuba napędu głównego lub równoczesne przesuwanie

kadłubów obydwóch napędów niezależnie stanu dynamicznego łańcucha i od miejsca występowania luzów międzyogniwowych w łańcuchu. Umożliwiło to przeprowadzenie badań komputerowych wpływu prędkości przesuwania kadłuba napędu przenośnika przy różnych wariantach luzowania łańcucha na obciążenia dynamiczne w przenośniku ścianowym. Wyniki tych badań były z kolei podstawą wyboru takiej konfiguracji układu NRW, przy której następowała największa redukcja obciążeń dynamicznych w przenośniku.

3. Badania komputerowe

Wybór konfiguracji układu NRW został dokonany na podstawie badań komputerowych przeprowadzonych dla przenośnika ścianowego z napędem głównym i pomocniczym działającego w wyrobisku ścianowym o długości $L=300$ m. Silniki asynchroniczne w napędzie głównym i pomocniczym o mocy 400 kW charakteryzowały się poślizgiem nominalnym równym 1%. Gałąź górna załadowana była na całej długości strugą urobku węglowego o natężeniu $m_U=320$ kg/m. Przenośnik wyposażony był w dwa łańcuchy środkowe 34×126 o sztywnościach $E_{01} = E_{02} = 90$ MN. Napięcie wstępne łańcuchów w miejscu zbiegania łańcucha z bębna łańcuchowego napędu pomocniczego $S_{0B}(t=0)$ zadane w czasie postoju przenośnika wynosiło 325 kN. W czasie ruchu przenośnika wartość ta odpowiada stanowi okresowego luzowania łańcuchów. Dla zadanej wartości napięcia wstępnego łańcuchów symulowano prędkości przesuwania kadłuba napędu pomocniczego w przedziale od 0 m/s do 0.15 m/s. Prędkość przesuwania kadłuba napędu równa 0 m/s pozwala na modelowanie przenośnika o stałej długości konturu łańcuchowego, to znaczy przenośnika konwencjonalnego bez układu nadążnej zmiany resztowego napięcia wstępnego łańcuchów. Założono, że ze względów bezpieczeństwa wynikających z dużych mas przesuwanych elementów oraz ograniczonej przestrzeni w wyrobisku ścianowym prędkości przesuwania kadłubów napędów większe od 0.15 m/s nie będą miały praktycznego zastosowania.

Czas rozruchu przenośnika z wyłączonym układem NRW, w którym napięcie wstępne łańcuchów w miejscu zbiegania łańcucha z bębna łańcuchowego napędu pomocniczego $S_{0B}(t=0)$ było równe 325 kN, wynosił $t_R=2.6$ s (rys. 1). Maksymalne obciążenie dynamiczne w łańcuchu w miejscu nabiegania łańcucha na bęben łańcuchowy napędu głównego $S_{GA}^{R \max}$ wynosiło podczas rozruchu tego przenośnika 720.9 kN. Natomiast szczytowe obciążenia dynamiczne sprzęgieł podatnych w napędzie głównym i pomocniczym były równe podczas



Rys. 1. Przebieg rozruchu i ruchu ustalonego przenośnika z wyłączonym układem NRW dla napięcia wstępnego łańcuchów $S_{0B}(t=0)=325$ kN

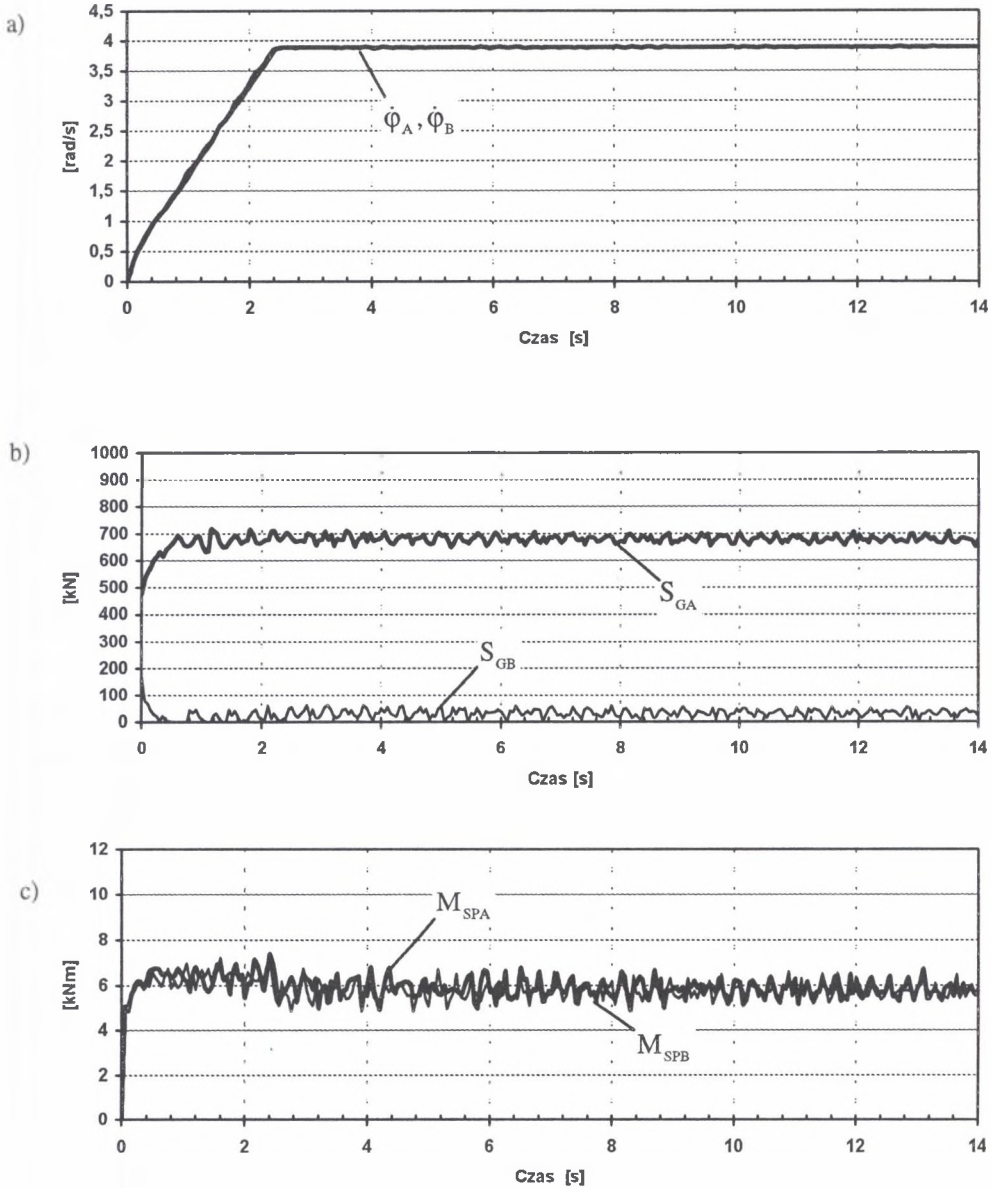
Fig. 1. Course of start-up and of steady-state running of the conveyor with the NRW system for the pretension of chains of $S_{0B}(t=0)=325$ kN being switched off

tego rozruchu odpowiednio $M_{SPA}^{Rmax} = 7.4$ kNm oraz $M_{SPB}^{Rmax} = 6.7$ kNm. Po załączeniu działania układu NRW i ustaleniu prędkości przesuwania kadłuba napędu pomocniczego na $\dot{x}_{PB}=0.05$ m/s czas rozruchu badanego przenośnika nie uległ zmianie ($tR=2.6$ s). Natomiast wartości obciążeń dynamicznych w tym przenośniku podczas rozruchu wynosiły (rys. 2): $S_{GA}^{Rmax} = 718.3$ kN – w łańcuchu w miejscu jego nabiegania na bęben łańcuchowy napędu głównego, $M_{SPA}^{Rmax} = 7.4$ kNm – sprzęgła w napędzie głównym, $M_{SPB}^{Rmax} = 7.2$ kNm – sprzęgła w napędzie pomocniczym.

W ruchu ustalonym przenośnika o stałej długości konturu łańcuchowego (wyłączony układ NRW) występowały zwiększone obciążenia dynamiczne w łańcuchach i w układach napędowych spowodowane niekorzystnym stanem okresowego luzowania łańcucha. Wartości tych obciążeń wynosiły: $S_{GA}^{Umax} = 777.5$ kN, $AS_{GA}^U = 277.5$ kN, $M_{SPA}^{Umax} = 7.6$ kNm, $AM_{SPA}^U = 4.0$ kNm, $M_{SPB}^{Umax} = 6.4$ kNm i $AM_{SPB}^U = 2.8$ kNm (rys. 1). W wyniku działania układu nadążnej zmiany resztowego napięcia wstępnego łańcuchów już przy prędkości przesuwania kadłuba napędu pomocniczego równej $\dot{x}_{PB}=0.025$ m/s uzyskano znaczne zmniejszenie wartości tych obciążeń. Amplituda obciążeń dynamicznych w łańcuchu w miejscu nabiegania łańcucha na bęben łańcuchowy napędu głównego zmalała 2.7-krotnie i wynosiła 99.9 kN. Wartość maksymalna tych obciążeń została zredukowana do wartości $S_{GA}^{Umax}=735.7$ kN to znaczy o 5.3 %. Maksymalne wartości obciążeń dynamicznych sprzęgła w napędzie głównym zmniejszyły się o 10.1 % ($M_{SPA}^{Umax}=6.8$ kNm), natomiast amplituda tych obciążeń zmalała 2.2-krotnie ($AM_{SPA}^U=1.8$ kNm).

Dalsza redukcja wartości obciążeń dynamicznych w ruchu ustalonym przenośnika nastąpiła po ustaleniu prędkości przesuwania kadłuba napędu pomocniczego \dot{x}_{PB} do 0.05 m/s (rys. 2). Zmniejszeniu uległy wtedy:

- wartość maksymalna oraz amplituda obciążenia dynamicznego w łańcuchu w miejscu jego nabiegania na bęben łańcuchowy napędu głównego. W stosunku do przenośnika konwencjonalnego amplituda rozpatrywanego obciążenia dynamicznego zmalała 4.8-krotnie i była równa $AS_{GA}^U=57$ kN, natomiast wartość maksymalna tego obciążenia została zredukowana o 9 % do $S_{GA}^{Umax}=707.3$ kN,



Rys. 2. Przebieg rozruchu i ruchu ustalonego przenośnika z załączonym układem NRW dla napięcia wstępnego łańcuchów $S_{0B}(t=0)=325$ kN i $\dot{x}_{PB}=0.05$ m/s

Fig. 2. Course of start-up and of steady-state running of the conveyor with the NRW system for the pretension of chains of $S_{0B}(t=0)=325$ kN and $\dot{x}_{PB}=0.05$ m/s being switched on

- wartość maksymalna obciążenia dynamicznego sprzęgła w napędzie głównym oraz amplituda tego obciążenia. W przenośniku z załączonym układem NRW były one równe odpowiednio $M_{SPA}^{U\max} = 6.7$ kNm i $AM_{SPA}^U = 1.7$ kNm,
- amplituda obciążenia dynamicznego sprzęgła w napędzie pomocniczym, która wynosiła $AM_{SPB}^U = 1.3$ kNm.

Zwiększanie prędkości przesuwania kadłuba napędu pomocniczego \dot{x}_{PB} powyżej wartości 0.05 m/s powodowało niewielkie zmiany rozpatrywanych obciążeń dynamicznych w przenośniku (rys. 3 i 4).

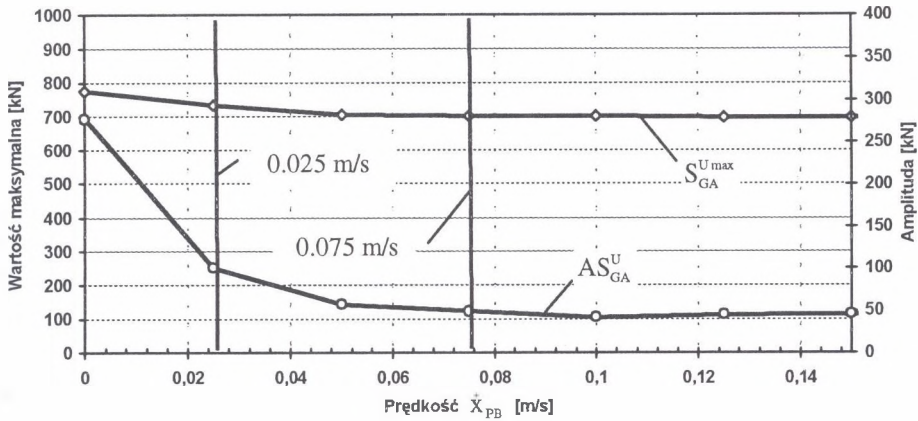
Pozostałe wyniki badań komputerowych zostaną zaprezentowane podczas konferencji.

4. Zakończenie

Stosowane obecnie przenośniki ścianowe o długościach przekraczających często 300 m i zainstalowanych mocach liczonych w tysiącach kilowatów wymagają zastosowania skutecznych i niezawodnych układów automatycznej regulacji. Proces projektowania nowoczesnych przenośników ścianowych musi się odbywać w oparciu o założenia konstrukcyjne, które są wynikiem badań komputerowych utworzonego wcześniej modelu dynamicznego tej maszyny.

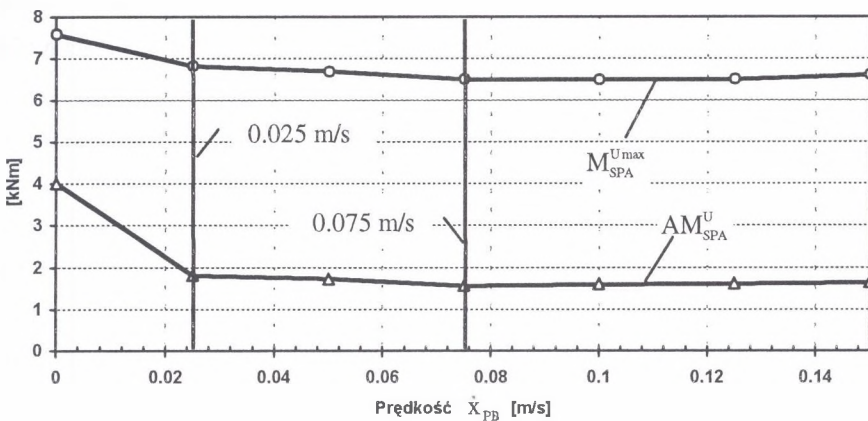
Utworzony, w oparciu o procedurę studium dynamiki przenośnika ścianowego [1], model dynamiczny przenośnika ścianowego wyposażonego w układ nadążnej zmiany resztowego napięcia wstępnego łańcuchów umożliwi wyznaczenie obciążeń dynamicznych w łańcuchach i w układach napędowych przenośnika ścianowego o zmiennej długości konturu łańcuchowego. Wyniki badań przeprowadzonych za pomocą tego modelu pozwalają na właściwy dobór parametrów układu NRW już na etapie projektowania przenośnika ścianowego, zmniejszając przez to znacznie koszt całego procesu.

Na podstawie badań przeprowadzonych dla prezentowanego w pracy przenośnika ścianowego stwierdzono, że największą redukcję obciążeń dynamicznych w ruchu ustalonym można uzyskać przesuując kadłub napędu z prędkością zawartą w przedziale od 0.025 m/s do 0.075 m/s. Układ NRW powinien być skonfigurowany w taki sposób, że podczas zmiany długości konturu łańcuchowego powinien być przesuwany tylko kadłub tego napędu, w otoczeniu którego występuje mniejsza wartość resztowego napięcia wstępnego łańcuchów.



Rys. 3. Wpływ prędkości przesuwania kadłuba napędu pomocniczego na maksymalne obciążenia dynamiczne w łańcuchu w miejscu jego nabiegania na bęben łańcuchowy napędu głównego (S_{GA}^{Umax}) oraz amplituda tych obciążeń (AS_{GA}^U) w ruchu ustalonym przenośnika dla napięcia wstępnego łańcuchów $S_{OB}(t=0)=325$ kN

Fig. 3. Effect of the displacement speed of the auxiliary drive body on the maximum dynamic loads in a chain where the chain ascends a sprocket drum of the main drive (S_{GA}^{Umax}) as well as the amplitude of these loads (AS_{GA}^U) in steady-state running of the conveyor for the pretension of chains of $S_{OB}(t=0)=325$ kN



Rys. 4. Wpływ prędkości przesuwania kadłuba napędu pomocniczego na maksymalne obciążenia dynamiczne sprzęgła w napędzie głównym (M_{SPA}^{Umax}) oraz amplitudę tego obciążenia (AM_{SPA}^U) w ruchu ustalonym przenośnika dla napięcia wstępnego łańcuchów $S_{OB}(t=0)=325$ kN

Fig. 4. Effect of the displacement speed of the auxiliary drive body on maximum dynamic loads in a coupling of the main drive (M_{SPA}^{Umax}) and on the amplitude of this load (AM_{SPA}^U) in steady-state running of the conveyor for the pretension of chains of $S_{OB}(t=0)=325$ kN

LITERATURA

1. Dolipski M., 1997: Dynamika przenośników łańcuchowych. Podręcznik akademicki. Wydawnictwo Politechniki Śląskiej, Gliwice.
2. Dolipski M., Remiorz E., 2001: Nachträgliche Anpassung der restlichen Kettenvorspannung im Strebförderer. Glückauf Forschungshefte 62, Nr 1.
3. Sobota P., 1992: Analiza wpływu parametrów przenośnika zgrzeblowego na obciążenia statyczne metodą symulacji komputerowej. Zeszyty Naukowe Politechniki Śląskiej, s. Górnictwo, z. 201, Gliwice.

Recenzent: Prof. dr inż. Włodzimierz Sikora

Abstract

Under real operating conditions existing on longwall faces, loading of an armoured face conveyor with the run-of-mine coal is subject to continuous changing. Due to occurring resistances to motion, mechanical vibrations and varying loading of a conveyor with run-of-mine coal the conveyor chain undergoes elastic elongations the value of which is varying. Thus, a chain is pretensioned so that elastic elongations occurring during the operation of the conveyor are compensated.

From the investigations performed by Prof. Dolipski it has appeared that the required pretension of the chain is S_0^* i. e. such a value of the pretension of the chain that compensates its static elastic elongation. In case of face conveyors which at present are in use in coal mines, practically it is impossible to preset the value S_0^* of the pretension of chains. Therefore, an armoured face conveyor equipped with a follow-up system for changing the residual pretension of the chain has been modelled. That follow-up system is denominated as NRW system. It changes continually the chain contour length by displacing a drive body of the conveyor according to resistances to motion, loading of the conveyor with run-of-mine coal and mechanical vibrations which occur in the conveyor.

A configuration of the NRW system has been selected on the basis of computer-aided investigations carried out for a face conveyor provided with the main drive and with the auxiliary one and operated on a longwall face of $L = 300\text{m}$ in length. The 400 kW asynchronous motors installed in the main and auxiliary drives had a nominal slip equal to 1%. The whole length of a top strand of the conveyor was loaded with coal stream whose

intensity was $m_U = 320 \text{ kg/m}$. Two inboard chains of 34x126 characterized by the rigidity $E_{01} = E_{02} = 90 \text{ MN}$ were incorporated in the conveyor.

The performed investigations have indicated that the greatest reduction in dynamic loads under steady-state running of the conveyor is obtainable, when the drive body is displaced at a speed contained within the range from 0.025 m/s to 0.075 m/s. The NRW system should have such a configuration that when the chain contour length is being changed the body of that drive is displaced in the vicinity of which the value of the residual pretension of chains is lower.