

Włodzimierz SIKORA

Marian DOLIPSKI

Tadeusz GIZA

Piotr SOBOTA

Jan OSADNIK

## BADANIA DOŚWIADCZALNE PRZENOŚNIKÓW ŚCIANOWYCH ZE SPRZĘGLAMI HYDROKINETYCZNYMI

**Streszczenie.** W pracy przedstawiono wyniki badań doświadczalnych przenośnika zgrzeblowego z napędem głównym i pomocniczym, wyposażonego w sprzęgła hydrokinetyczne SH-75/100. Przeanalizowano wpływ stanu napięcia łańcuchów, stopnia napełnienia sprzęgieł hydrokinetycznych i natężenia obciążenia nośnikiem na obciążenia dynamiczne w przenośniku zgrzeblowym. Zaprezentowano przebiegi napięć zasilania i poboru mocy przez silniki napędowe, sił w łańcuchach oraz przebiegi momentów obrotowych na wałach wyjściowych sprzęgieł hydrokinetycznych w trakcie rozruchu i w ruchu ustalonym przenośnika zgrzeblowego.

**Summary.** In the paper have been presented the results of experimental studies of a scraper conveyor with main and ancillary drive, with fluid couplings SH-100/75. Analyzed were the effects of the state of chain tension, degree of filling of the fluid couplings and loading intensity with the material handled, on the dynamic load in a scraper conveyor. The courses of supply voltage and power consumption by the driving motors, of the forces in chains and the courses of the torques in output shafts of the fluid couplings during the starting and in steady motion of the scraper conveyor have been presented.

**Резюме.** В работе представлены результаты испытаний скребкового конвейера с главным и вспомогательным приводами, оснащенного гидрокинетическими муфтами SH-75/100. Проанализировано влияние степени натяжения цепей, степени наполнения гидроскопических муфт и величины нагрузки транспортируемым материалом на динамические нагрузки в скребковом конвейере. Представлены ход напряжения питания и ход потребления мощности приводными двигателями, ход сил в цепях, а также ход вращающих моментов на ведомых валах гидрокинетических муфт во время запуска и во время установившегося движения скребкового конвейера.

## 1. WSTĘP

Układy napędowe wszystkich przenośników zgrzeblowych wytwarzanych w Polsce wyposażone są w sprzęgła hydrokinetyczne. Ta wytwórcza dominacja stosowania sprzęgieł hydrokinetycznych wynika z ich następujących literaturowych zalet:

- rozruch silnika asynchronicznego następuje bez jego obciążenia, mimo stałego połączenia z reduktorem załadowanego przenośnika zgrzeblowego. Dzieje się tak w wyniku zastosowania w sprzęgle specjalnej komory rozruchowej umieszczonej po stronie napędowej za czaszą wirnika pompowego. W czasie postoju przenośnika komora rozruchowa wypełniona jest cieczą roboczą. W chwili włączenia silnika asynchronicznego napełnienie komory roboczej jest mniejsze od napełnienia nominalnego o ilość cieczy znajdującej się w komorze rozruchowej. W miarę narastania prędkości kątowej wirnika pompowego ciecz robocza pod wpływem działania sił odśrodkowych przedostaje się stopniowo przez kalibrowane otworki do komory roboczej, która wypełnia się całkowicie już po osiągnięciu przez wirnik silnika nominalnej prędkości kątowej. W wyniku stopniowego napełniania się komory roboczej wirnik turbiny sprzęgła hydrokinetycznego (a wraz z nim reduktor, bęben łańcuchowy i łańcuch zgrzeblowy z nosiwem) rusza z opóźnieniem. Wskutek istnienia tej zwłoki możliwy jest rozruch silnika asynchronicznego w stanie odciążonym;
- krótkotrwałe obciążenie sieci elektrycznej prądem rozruchowym. W wyniku ruszania odciążonego silnika asynchronicznego występuje krótszy czas przejścia na stabilną część charakterystyki;
- zdolność tłumienia drgań skrętnych;
- automatyczne ograniczenie maksymalnego momentu obciążającego silnik asynchroniczny;
- możliwość nagłego zatrzymania wału turbiny sprzęgła hydrokinetycznego w przypadku zablokowania łańcucha zgrzeblowego, bez szkody dla silnika napędowego. Przy unieruchomionym wirniku turbiny sprzęgła silnik będzie rozwijał moment obrotowy wynikający ze współdziałania silnika asynchronicznego ze sprzęgłem hydrokinetycznym przy poślizgu 100% tak długo, dopóki nagrzana ciecz robocza nie wytopi bezpiecznika termicznego o temperaturze topliwości około 140°C. Wówczas gorąca ciecz robocza wypływa z komory roboczej i następuje rozsprzęglenie silnika z pozostałą częścią układu napędowego;
- możliwość rozruchu załadowanego przenośnika zgrzeblowego przy słabej sieci elektrycznej, pod warunkiem odpowiedniego napełnienia sprzęgła hydrokinetycznego;

- wyrównywanie różnych obciążeń silników asynchronicznych wywołanych zmianą obciążenia przenośnika nosiwem albo współdziałaniem bębnow łańcuchowych z niejednakowo wydłużonymi odcinkami łańcucha.

Z przeprowadzonego rozeznania w krajowych kopalniach węgla kamiennego wynika, że coraz większa liczba użytkowników przenośników ścianowych dobrowolnie zastępuje sprzęgła hydrokinetyczne sprzęgłami podatnymi typu SPP (nawet kosztem utraty serwisu technicznego). Przyczynami skłaniającymi użytkowników do takiego postępowania są wady sprzęgieł hydrokinetycznych, a w szczególności kłopoty z ich eksploatacją w warunkach dołowych. W zaistniałej sytuacji niezbędne stało się przeprowadzenie doświadczalnych badań przenośnika zgrzeblowego ze sprzęgłami hydrokinetycznymi.

## 2. STANOWISKO BADAWCZE I POMIAROWE

Stanowisko badawcze usytuowane na powierzchni Kopalni Węgla Kamiennego "Knurów" stanowił dwunapędowy przenośnik zgrzeblowy RYBNIK-80, o długości 100 m z napędem głównym i pomocniczym, wyposażony w sprzęgła hydrokinetyczne typu SH-100/75 o napełnieniu  $15,4 \text{ dm}^3$  i poślizgu nominalnym 3%. W czasie badań realizowano cztery podstawowe warianty obciążenia przenośnika nosiwem:

- wariant I: nosiwem był suchy kamień otrzymany po przepłucze urobku węglowo-kamiennego. Nosiwo o natężeniu  $80 \text{ kg m}^{-1}$  załadowane było na długości 78 m;
- wariant II: do istniejącego stanu obciążenia nosiwem z wariantu I doładowano miał węglowy do natężenia  $115 \text{ kg m}^{-1}$ ;
- wariant III: na długości 30 m doładowano dodatkowo miał węglowy do natężenia  $220 \text{ kg m}^{-1}$ . Na pozostałych 48 m pozostawiono istniejące już nosiwo o natężeniu  $115 \text{ kg m}^{-1}$ ;
- wariant IV: w dalszym ciągu doładowywano miał węglowy do natężenia  $220 \text{ kg m}^{-1}$  do długości 55 m. Na długości 23 m pozostało  $115 \text{ kg m}^{-1}$ .

W tablicach oraz na oscylogramach użyto następujących oznaczeń:

- $M_{\text{SHA}}$  - moment obrotowy na wale wyjściowym sprzęgła hydrokinetycznego w napędzie głównym, [Nm]
- $M_{\text{SHB}}$  - moment obrotowy na wale wyjściowym sprzęgła hydrokinetycznego w napędzie pomocniczym, [Nm]
- $\Delta M_{\text{SHA}}^{(1)}$  - pierwszy przyrost momentu obrotowego na wale sprzęgła hydrokinetycznego w napędzie głównym podczas rozruchu przenośnika, [Nm]

- $\Delta M_{SHA}^{max}$  - maksymalny przyrost momentu obrotowego na wale sprzęgła hydrokinetycznego w napędzie głównym podczas rozruchu przenośnika, [Nm]  
 $\Delta M_{SHB}^{(1)}$  - pierwszy przyrost momentu obrotowego na wale sprzęgła hydrokinetycznego w napędzie pomocniczym podczas rozruchu przenośnika, [Nm]  
 $\Delta M_{SHB}^{max}$  - maksymalny przyrost momentu obrotowego na wale sprzęgła hydrokinetycznego w napędzie pomocniczym podczas rozruchu przenośnika, [Nm]  
 $t_{RI}$  - czas trwania pierwszej fazy rozruchu, [s]  
 $t_{RII}$  - czas trwania drugiej fazy rozruchu, [s]  
 $t_{RIII}$  - czas trwania trzeciej fazy rozruchu, [s]  
 $t_R$  - czas rozruchu przenośnika zgrzeblowego, [s]  
 $n_o$  - liczba dodatkowych ogniw wpiętych w kontur łańcucha,  
 $Q_A$  - napełnienie sprzęgła hydrokinetycznego w napędzie głównym, [dm<sup>3</sup>]  
 $Q_B$  - napełnienie sprzęgła hydrokinetycznego w napędzie pomocniczym, [dm<sup>3</sup>]  
 $N_A$  - pobór mocy elektrycznej przez silnik asynchroniczny w napędzie głównym, [kW]  
 $N_B$  - pobór mocy elektrycznej przez silnik asynchroniczny w napędzie pomocniczym, [kW]  
 $U_A$  - napięcie zasilania silnika asynchronicznego w napędzie głównym, [V]  
 $U_B$  - napięcie zasilania silnika asynchronicznego w napędzie pomocniczym, [V]  
 $n_{SHA}$  - znacznik obrotów wału wyjściowego sprzęgła hydrokinetycznego w napędzie głównym,  
 $n_{SHB}$  - znacznik obrotów wału wyjściowego sprzęgła hydrokinetycznego w napędzie pomocniczym,  
 $S_{(5)}$  - obciążenie w łańcuchu w miejscu zbiegania łańcucha prawego z bębna napędu pomocniczego, [kN]  
 $S_{(6)}$  - obciążenie w łańcuchu w miejscu zbiegania łańcucha lewego z bębna napędu pomocniczego, [kN].

Znaki występujące w tablicach dotyczących obciążeń szczytowych sprzęgieł posiadają następujące znaczenie:

- $\int$  - zmiana kierunku przyrostu momentu obrotowego,  
 $\lrcorner$  - stagnacja momentu obrotowego,  
 $\lrcorner$  - nagły przyrost momentu obrotowego,  
 - brak znaku oznacza, że przyrost momentu obrotowego posiada charakter szczytowy.

### 3. FAZY ROZRUCHU PRZENOŚNIKA ZGRZEBŁOWEGO Z NAPĘDEM GŁÓWNYM I POMOCNICZYM

Dla potrzeb analizy rozruchu przenośnika zgrzeblowego z napędem głównym i pomocniczym wyodrębniono jego trzy fazy:

- fazę pierwszą, trwającą od chwili włączenia silnika w napędzie pomocniczym do chwili włączenia silnika w napędzie głównym ( $t_{RI}$ ),
- fazę drugą, trwającą od chwili włączenia silnika w napędzie głównym do chwili osiągnięcia ustalonego napięcia zasilania, co pokrywa się z nagłym spadkiem mocy elektrycznej pobieranej przez silnik napędowy ( $t_{RII}$ ),
- fazę porozruchową, trwającą od chwili osiągnięcia ustalonego napięcia zasilania do chwili ustabilizowania się poboru mocy przez silniki asynchroniczne ( $t_{RIII}$ ).

Czas rozruchu przenośnika zgrzeblowego zdefiniowano sumą czasów trwania fazy pierwszej i drugiej:

$$t_R = t_{RI} + t_{RII}$$

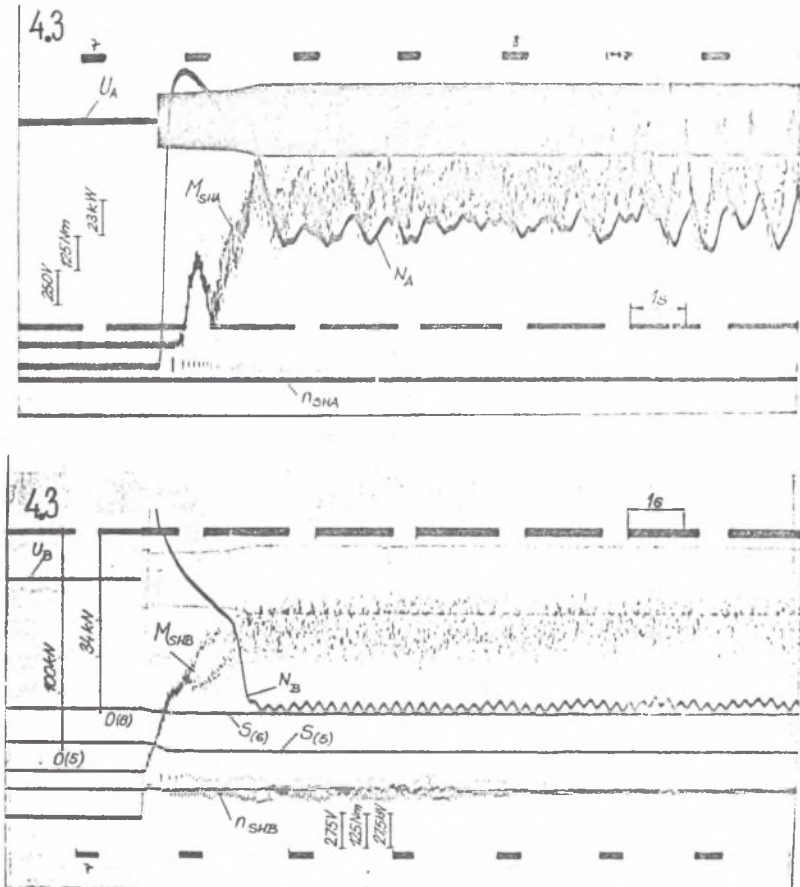
Fizycznie  $t_R$  jest czasem potrzebnym na skuteczny rozruch (uruchomienie) przenośnika zgrzeblowego. Bezpośrednim następstwem skutecznego rozruchu przenośnika zgrzeblowego jest faza przejściowa o czasie trwania  $t_{RIII}$ . W przypadku rozruchu nieskutecznego faza porozruchowa nie występuje.

### 4. DYNAMIKA ROZRUCHU I RUCHU USTALONEGO PRZENOŚNIKA ZGRZEBŁOWEGO ZE SPRZĘGLAMI HYDROKINETYCZNYMI

#### 4.1. Wpływ stanu napięcia łańcuchów

Zmianę stanu napięcia łańcuchów realizowano poprzez zwiększenie lub zmniejszenie długości obydwóch łańcuchów. W tym celu przygotowano pięcio-, trzy- i jednoogniowe odcinki łańcuchów, które wpinano w kontur łańcuchowy w pobliżu napędu pomocniczego.

W przedstawionym na rys. 1 pomiarze 4.3 wpięte były w kontur łańcuchowy odcinki pięcioogniowe. Realizowany był stan stałego luzowania łańcuchów, a luzowanie to odbywało się w miejscu zbiegania łańcuchów z bębna łańcuchowego napędu pomocniczego. Wirnik turbinowy sprzęgła hydrokinetycznego w napędzie pomocniczym ruszył już po czasie 0,12 s od chwili włączenia silnika w tym układzie napędowym, a w napędzie głównym po czasie 0,37 s od włączenia silnika w tym napędzie. Wartości obciążeń szczytowych sprzęgieł hydrokinetycznych



Rys. 1. Przebieg rozruchu przenośnika zgrzeblowego ze sprzęgłami hydrokinetycznymi ( $Q_A = 15,7 \text{ dm}^3$ ,  $Q_B = 15,4 \text{ dm}^3$ , wariant I,  $n_o = 5$ )

Fig. 1. The course of the starting of a scraper conveyor with fluid couplings ( $Q_A = 15,7 \text{ dm}^3$ ,  $Q_B = 15,4 \text{ dm}^3$ , variant I,  $n_o = 5$ )

W chwili ich wystąpienia podczas rozruchu przenośnika zgrzeblowego podano w tabelicy 1. Pierwszy przyrost momentu obrotowego, o charakterze szczytowym, na wale sprzęgła hydrokinetycznego w napędzie głównym nastąpił po czasie 0,81 s i wynosił 337,5 Nm. Drugi przyrost momentu posiada również charakter szczytowy, a wystąpił po czasie 1,94 s. Jest to równocześnie maksymalna wartość (675 Nm) momentu obrotowego na wale sprzęgła hydrokinetycznego w napędzie głównym podczas rozruchu. Odmienny charakter posiada przyrost momentu obrotowego na wale sprzęgła hydrokinetycznego w napędzie pomocniczym. Tutaj

Obciążenia szczytowe sprężel hydrokinetycznych  
 podczas rozruchu przenośnika zgrzebiowego  
 ( $Q_A = 15,7 \text{ dm}^3$ ,  $Q_B = 15,4 \text{ dm}^3$ , wariant I)

Tablica 1

Pomiar	$n_0$	$\frac{\Delta M_{SHA}^{1/}}{t}$	$\frac{\Delta M_{SHA}^{max}}{t}$	$\frac{\Delta M_{SHB}^{1/}}{t}$	$\frac{\Delta M_{SHB}^{max}}{t}$	$t_{RI} + t_{RII} = t_R$	$t_{RIII}$
4.3	5	337,5 0,81	675,0 1,94	275,0 ✓ 0,50	500,0 1,75	0,12 + 1,87 = 1,99	0,69
4.10	3	412,5 1,31	537,5 2,00	412,5 0,81	600,0 1,69	0,12 + 2,00 = 2,12	0,69
4.13	1	337,5 ✓ 0,75	787,5 5,56	475,0 0,81	875,0 2,44	0,12 + 2,44 = 2,56	3,75

po czasie 0,5 s następuje tylko zmiana kierunku przyrostu obciążenia sprzęgła hydrokinetycznego. Drugi przyrost posiada już charakter szczytowy (500 Nm), a osiągnięty został po czasie 1,75 s. Czas rozruchu wynosił 1,99 s, przy czym faza porozruchowa trwała tylko 0,69 s.

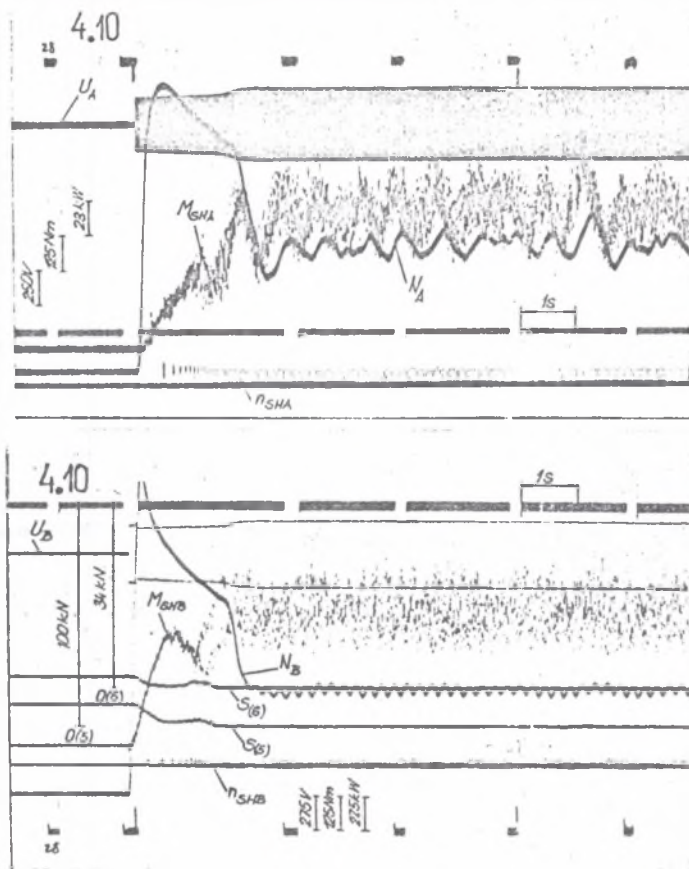
W ruchu ustalonym występuje inna częstość podstawowa drgań w napędzie głównym ( $8,4 \text{ rad s}^{-1}$ ) i w napędzie pomocniczym ( $28,7 \text{ rad s}^{-1}$ ). W napędzie głównym widoczne jest również nakładanie się częstości  $28,7 \text{ rad s}^{-1}$  na częstość podstawową. Oprócz tego na wymienione częstości drgań momentów obrotowych nakładają się drgania o bardzo dużych częstościach, których źródłem jest najprawdopodobniej pierwszy stopień reduktora. Przy prędkości zapisu  $16 \text{ mm s}^{-1}$  nie można jednoznacznie określić tej częstości. Częstość kątowna wału wejściowego reduktora wynosi  $154,5 \text{ rad s}^{-1}$ , a częstość zazębienia na tym wale  $1854 \text{ rad s}^{-1}$ . Znajomość istnienia drgań momentów obrotowych o bardzo dużych częstościach jest o tyle istotna, że drgania te zwiększają o około 1/3 zakres zmiany momentu obrotowego na wale sprzęgła w ruchu ustalonym przenośnika zgrzeblowego.

Wpięcie w kontur łańcuchowy odcinków trzyogniowych zamiast pięcioogniowych nie zmieniło stanu napięcia łańcuchów. W dalszym ciągu występował stan stałego luzowania łańcuchów. Nastąpiła tylko zmiana charakteru przyrostu momentu obrotowego na wale sprzęgła w napędzie pomocniczym (rys. 2) oraz minimalne wydłużenie czasu rozruchu do 2,12 s.

Wpięcie w kontur łańcuchowy jednego ogniwa zamiast odcinków trzyogniowych pozwoliło zrealizować prawie stan nieluzowania łańcuchów. Stan ten charakteryzuje się występowaniem jednakowych częstości podstawowych drgań w napędzie głównym i pomocniczym w ruchu ustalonym przenośnika zgrzeblowego (rys. 3). Rozruch przenośnika zgrzeblowego w stanie nieluzowania łańcuchów jest znacznie trudniejszy aniżeli w stanie stałego luzowania. Wywołane to jest pojawieniem się dodatkowych oporów ruchu zgrzebla na zakrzywieniach trasy przenośnika. Wzrost napięcia wstępnego łańcuchów powoduje zwiększenie docisku zgrzebeł do górnych półek profili bocznych (zakrzywienie trasy w płaszczyźnie pionowej) oraz zwiększenie docisku zgrzebeł do ścianki profilu bocznego (zakrzywienie trasy w płaszczyźnie poziomej), a zwiększony docisk zgrzebeł prowadzi do wzrostu ich oporów ruchu. Ponadto wzrasta moment oporu na bębnach łańcuchowych. Z porównania przebiegu rozruchu w pomiarach 4.10 i 4.13 wynika, że w stanie prawie nieluzowania występuje:

- dłuższy czas trwania drugiej fazy rozruchu o 22%,
- większy przyrost momentu obrotowego na wale sprzęgła hydrokinetycznego w napędzie głównym o 46%,



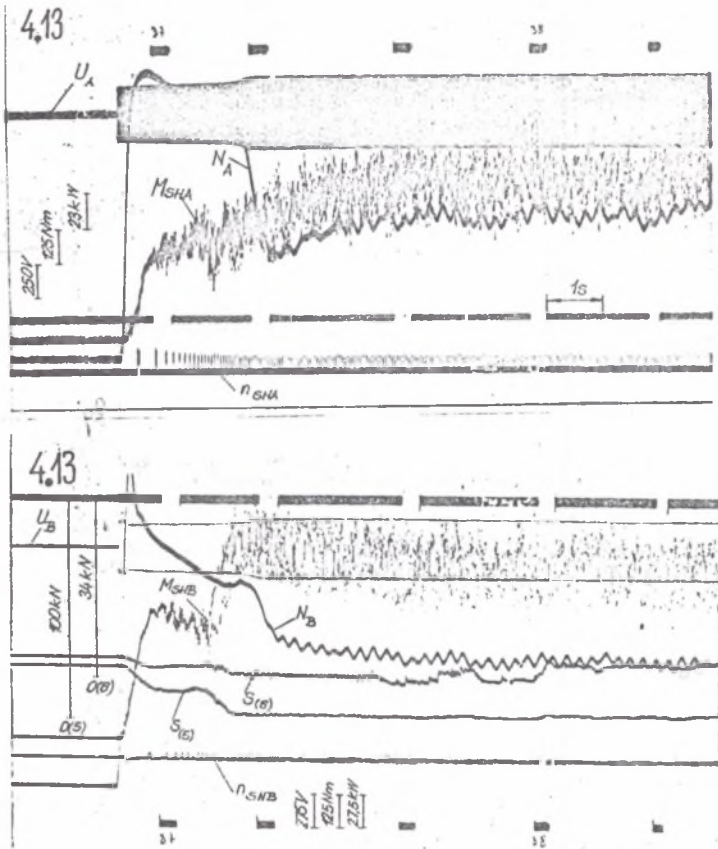


Rys. 2. Przebieg rozruchu przenośnika zgrzeblowego ze sprzęgłami hydrokinetycznymi ( $Q_A = 15,7 \text{ dm}^3$ ,  $Q_B = 15,4 \text{ dm}^3$ , wariant I,  $n_o = 3$ )

Fig. 2. The course of the starting of a scraper conveyor with fluid couplings ( $Q_A = 15,7 \text{ dm}^3$ ,  $Q_B = 15,4 \text{ dm}^3$ , variant I,  $n_o = 3$ )

- większy przyrost momentu obrotowego na wale sprzęgła hydrokinetycznego w napędzie pomocniczym również o 46%.

W pomiarze 4.13 faza porozruchowa trwała już 3,75 s, a czas rozruchu przenośnika został wydłużony do 2,56 s. Istnienie długiej fazy porozruchowej nie jest związane bezpośrednio ze stanem nieluzowania łańcuchów, a wynika ze zwiększonych oporów ruchu wywołanych nadmiernym zwiększeniem napięcia wstępnego łańcuchów. Podkreślić tu należy również, że w analizowanym przypadku nośnikiem był suchy kamień po przepłuczce (otrzymany z Zakładu Przeróbki Mechanicznej Węgla), którego drobne kawałki były miażdżone przez zgrzebła, a powstały pył kamienny dodatkowo zwiększał opory ruchu. Przy tak znacznych opo-



Rys. 3. Przebieg rozruchu przenośnika zgrzeblowego ze sprzęgłami hydrokinetycznymi ( $Q_A = 15,7 \text{ dm}^3$ ,  $Q_B = 15,4 \text{ dm}^3$ , wariant I,  $n_0 = 1$ )

Fig. 3. The course of the starting of a scraper conveyor with fluid couplings ( $Q_A = 15,7 \text{ dm}^3$ ,  $Q_B = 15,4 \text{ dm}^3$ , variant I,  $n_0 = 1$ )

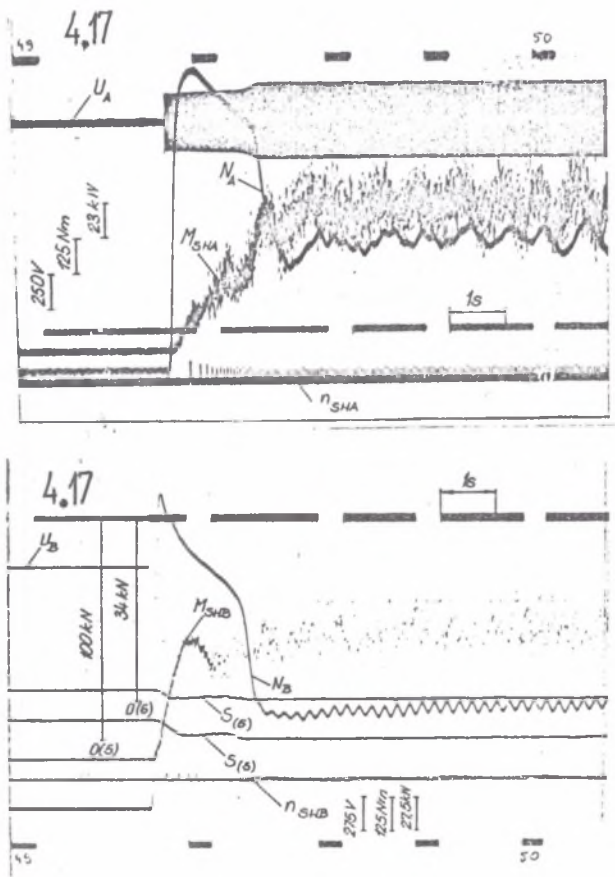
W czasie rozruchu wystąpiło zjawisko dużego spadku napięcia zasilania silnika asynchronicznego w napędzie pomocniczym (włączanym jako pierwszy). W porównaniu z pomiarem 4.10 napięcie zasilania silnika w napędzie pomocniczym w chwili jego włączenia spadło dodatkowo o 5%, a w chwili włączenia silnika napędu głównego dodatkowy spadek wynosił również 5% (z 357,5 V do 330,0 V). Jest to przypadek największego zarejestrowanego, bezwzględnego spadku napięcia zasilania, bo wynoszącego aż 40%. Przy tak znacznym spadku napięcia zasilania, silnik napędu pomocniczego nie był w stanie pokonać istniejących oporów ruchu podczas rozruchu. W zaistniałej sytuacji zaczął wspomagać go silnik na-

pędu głównego, w rezultacie czego druga faza rozruchu wydłużyła się do 2,44 s, a faza porozruchowa trwała aż 3,75 s.

#### 4.2. Wpływ stopnia napełnienia sprzęgieł hydrokinetycznych

W tej serii badań w kontur łańcuchowy wpięte były odcinki trzyogniowe, które przy wariacie I obciążenia nosiwem realizowały stan stałego luzowania.

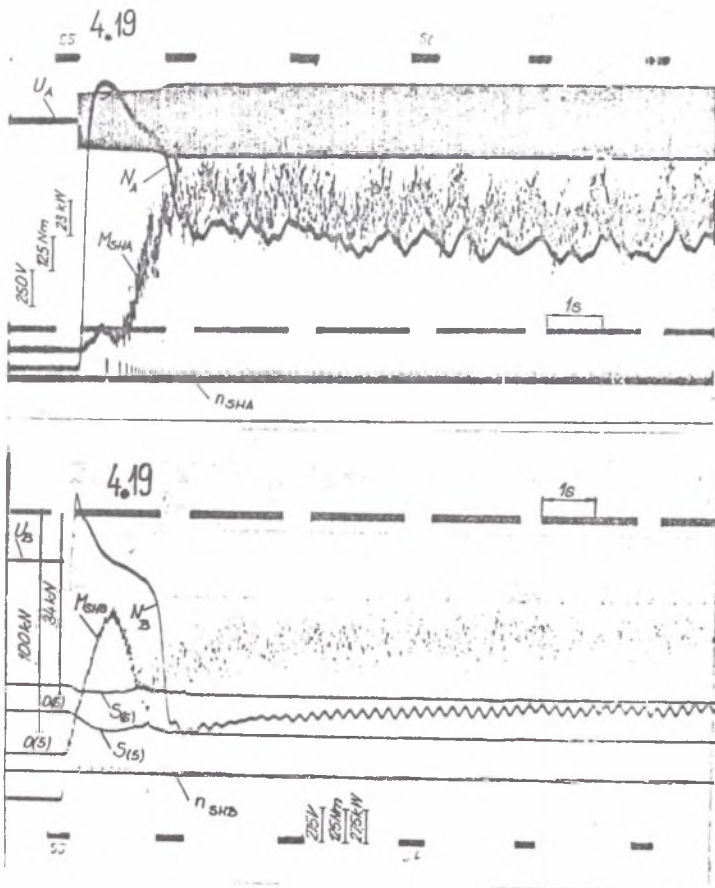
Przy nominalnym napełnieniu sprzęgieł hydrokinetycznych trzecia faza rozruchu trwała krótko, a czas trwania rozruchu wynosił tylko 1,81 s (rys. 4).



Rys. 4. Przebieg rozruchu przenośnika zgrzeblowego ze sprzęgłami hydrokinetycznymi ( $Q_A = 15,7 \text{ dm}^3$ ,  $Q_B = 15,4 \text{ dm}^3$ , wariant I,  $n_0 = 3$ )

Fig. 4. The course of the starting of a scraper conveyor with fluid couplings ( $Q_A = 15,7 \text{ dm}^3$ ,  $Q_B = 15,4 \text{ dm}^3$ , variant I,  $n_0 = 3$ )

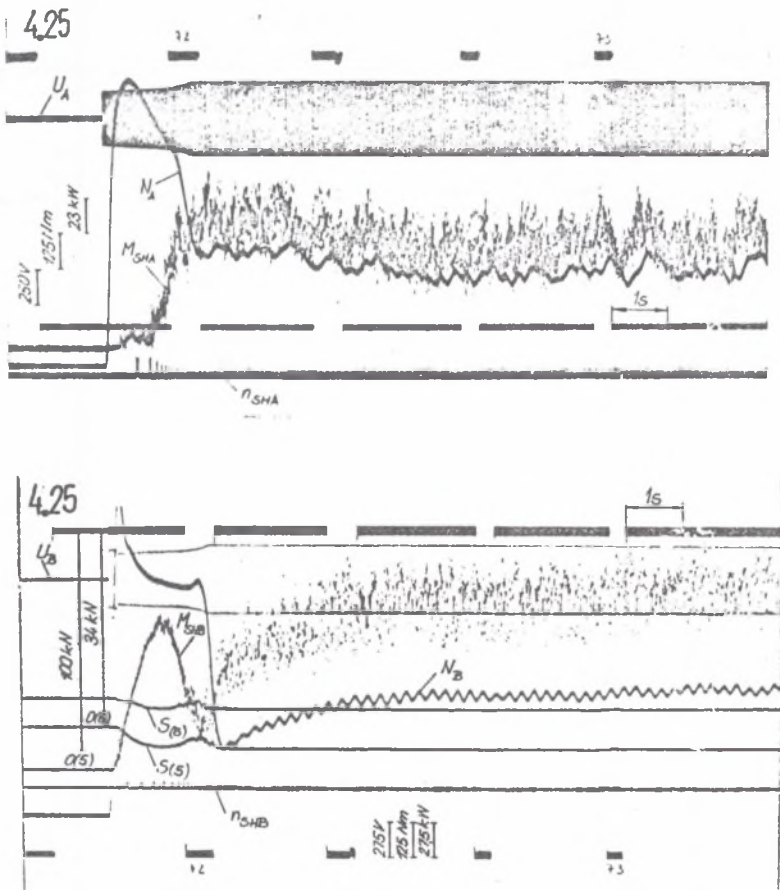
Zmniejszenie napełnienia sprzęgła w napędzie głównym do  $13,0 \text{ dm}^3$  spowodowało, że pierwszy przyrost momentu obrotowego na wale tego sprzęgła wynosił tylko  $100 \text{ Nm}$  (rys. 5). Dopiero po dwóch obrotach tego sprzęgła rozpoczął się drugi przyrost momentu obrotowego, który tym razem osiągnął wartość  $737,5 \text{ Nm}$ . Skutkiem zmniejszonego napełnienia sprzęgła hydrokinetycznego jest wydłużenie się fazy porozruchowej trwającej już  $3,81 \text{ s}$ . Dalsze zmniejszenie napełnienia sprzęgła hydrokinetycznego w napędzie głównym do  $9,4 \text{ dm}^3$  spowodowało obniżenie pierwszego przyrostu momentu obrotowego na wale tego sprzęgła do  $62,5 \text{ Nm}$



Rys. 5. Przebieg rozruchu przenośnika zgrzeblowego ze sprzęgłami hydrokinetycznymi ( $Q_A = 13,0 \text{ dm}^3$ ,  $Q_B = 15,4 \text{ dm}^3$ , wariant I,  $n_0 = 3$ )

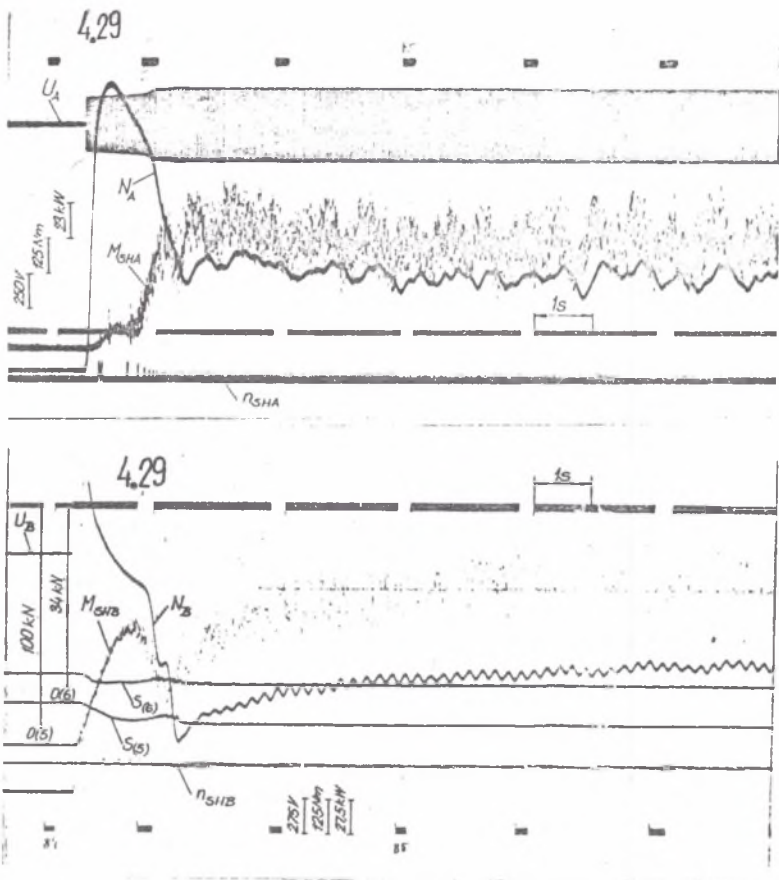
Fig. 5. The course of the starting of a scraper conveyor with fluid couplings ( $Q_A = 13,0 \text{ dm}^3$ ,  $Q_B = 15,4 \text{ dm}^3$ , variant I,  $n_0 = 3$ )

i wydłużenie fazy porozruchowej do 4,0 s (rys. 6). Większą część obciążenia przenośnika zgrzeblowego zmuszony jest przejąć napęd pomocniczy. Zmniejszenie napełnienia sprzęgieł w obydwu układach napędowych ( $Q_A = 9,4 \text{ dm}^3$ ,  $Q_B = 12,4 \text{ dm}^3$ ) spowodowało wydłużenie fazy porozruchowej aż do 8,26 s (rys. 7). Napełnienie sprzęgła w napędzie głównym do poziomu nominalnego ( $Q_A = 15,4 \text{ dm}^3$ ,  $Q_B = 12,4 \text{ dm}^3$ ) spowodowało skrócenie fazy porozruchowej do 0,32 s (rys. 8).



Rys. 6. Przebieg rozruchu przenośnika zgrzeblowego ze sprzęgłami hydrokinetycznymi ( $Q_A = 9,4 \text{ dm}^3$ ,  $Q_B = 15,4 \text{ dm}^3$ , wariant I,  $n_o = 3$ )

Fig. 6. The course of the starting of a scraper conveyor with fluid couplings ( $Q_A = 9,4 \text{ dm}^3$ ,  $Q_B = 15,4 \text{ dm}^3$ , variant I,  $n_o = 3$ )

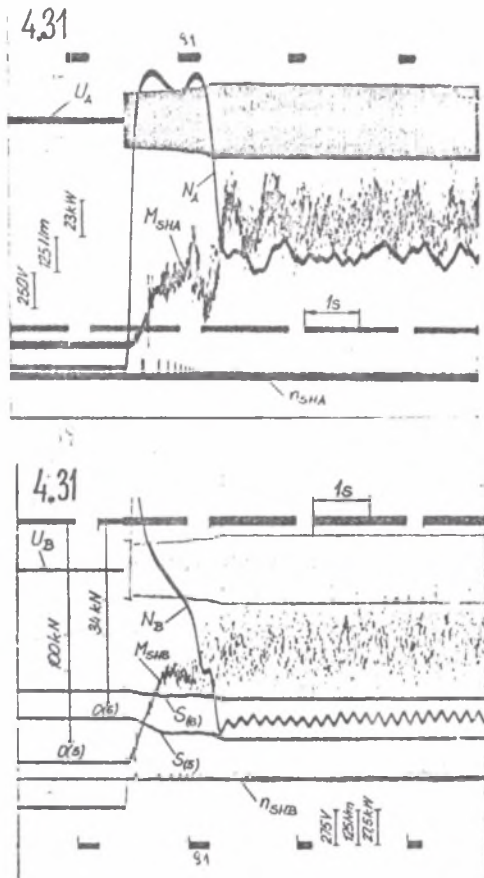


Rys. 7. Przebieg rozruchu przenośnika zgrzeblowego ze sprzęgłami hydrokinetycznymi ( $Q_A = 9,4 \text{ dm}^3$ ,  $Q_B = 12,4 \text{ dm}^3$ , wariant I,  $n_o = 3$ )

Fig. 7. The course of the starting of a scraper conveyor with fluid couplings ( $Q_A = 9,4 \text{ dm}^3$ ,  $Q_B = 12,4 \text{ dm}^3$ , variant I,  $n_o = 3$ )

Zmiana napełnienia sprzęgieł hydrokinetycznych nie wpływa w istotny sposób na czas trwania drugiej fazy rozruchu, który mieści się w przedziale od 1,56 s do 1,75 s (tabl. 2).

Zdumiewający jest brak wyraźnego opóźnienia w ruszaniu wirnika turbinowego sprzęgła hydrokinetycznego po włączeniu silnika asynchronicznego. Widoczne to jest na oscylogramach znacznika obrotów wirnika turbinowego i momentów obrotowych na wałach turbinowych sprzęgła (tabl. 3). Po odrzuceniu dwóch skrajnych wartości, tzn. 0,37 s (w tym przypadku ciecz robocza w sprzęgle mogła



Rys. 8. Przebieg rozruchu przenośnika zgrzeblowego ze sprzęgłami hydrokinetycznymi ( $Q_A = 15,4 \text{ dm}^3$ ,  $Q_B = 12,4 \text{ dm}^3$ , wariant I,  $n_o = 3$ )

Fig. 8. The course of the starting of a scraper conveyor with fluid couplings ( $Q_A = 15,4 \text{ dm}^3$ ,  $Q_B = 12,4 \text{ dm}^3$ , variant I,  $n_o = 3$ )

być jeszcze chłodna po całkowitej przerwie w badaniach) i 0,0 s, okazuje się, że opóźnienie w ruszaniu wirnika turbinowego wynosi tylko od 0,06 s do 0,19 s. Są to wartości bardzo małe i niezależne od obciążenia przenośnika nosiwem, a jednocześnie niezgodne z wynikami badań stanowiskowych samych sprzęgła hydrokinetycznych.

Obciążenia szczytowe sprzężel hydrokinetycznych  
podczas rozruchu przenośnika zgrzeblowego (wariant I,  $n_0 = 3$ )

Tablica 2

Pomiar	$Q_A$ $Q_B$	$\Delta M_{SHA}^{1/t}$	$\Delta M_{SHA}^{max/t}$	$\Delta M_{SHB}^{1/t}$	$\Delta M_{SHB}^{max/t}$	$t_{RI} + t_{RII} = t_R$	$t_{RIII}$
4.17	15,7 15,4	387,5 1,25	587,5 2,00	437,5 0,75	550,0 1,62	0,12 + 1,69 = 1,81	1,06
4.19	13,0 15,4	100,0 0,62	737,5 1,87	525,0 0,94	587,5 4,81	0,12 + 1,75 = 1,87	3,81
4.25	9,4 15,4	62,5 0,69	637,5 2,06	550,0 0,94	750,0 4,25	0,12 + 1,62 = 1,74	4,00
4.29	9,4 12,4	100,0 0,69	537,5 2,62	450,0 1,19	775,0 9,94	0,12 + 1,56 = 1,68	8,26
4.31	15,4 12,4	437,5 1,37	700,0 2,06	350,0 0,81	562,5 2,06	0,12 + 1,62 = 1,74	0,32



Tablica 3

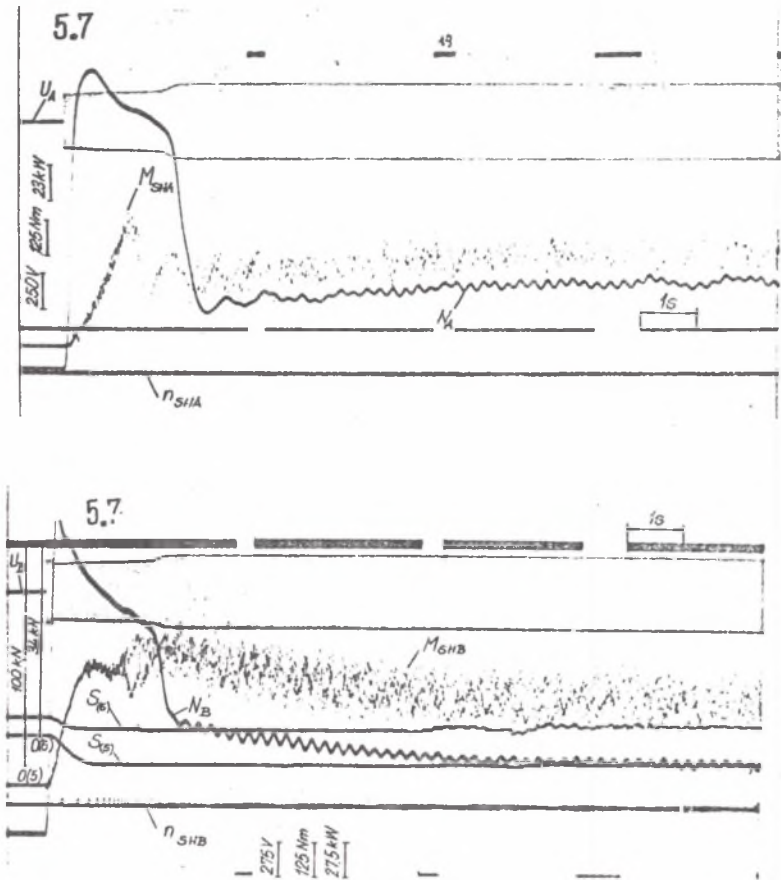
Opóźnienie w narastaniu momentu obrotowego na wale turbinowym sprzęgła hydrokinetycznego mierzone od chwili włączenia danego silnika napędowego

Pomiar	Napęd główny [s]	Napęd pomocniczy [s]
4.3	0,37	0,12
4.10	0,19	0,12
4.13	0,12	0,12
4.17	0,19	0,12
4.19	0,12	0,12
4.25	0,12	0,06
4.29	0,12	0,06
4.31	0,12	0,06
5.7	0,00	0,12
5.19	0,19	0,06
5.10	0,06	0,06
5.12	0,12	0,06
5.14	0,06	0,06

#### 4.3. Wpływ natężenia obciążenia przenośnika nosiwem

Napięcie zasilania silnika napędu głównego w chwili jego włączenia wynosiło w pomiarze 5,7 (rys. 9) tylko 362,5 V. Pierwszy przyrost momentu obrotowego na wale sprzęgła hydrokinetycznego w napędzie głównym, wynoszący 500 Nm, był od razu przyrostem maksymalnym. Faza porozruchowa trwała w tym przypadku 5,13 s, jednak po jej zakończeniu opory ruchu zmniejszyły się na tyle, że nawet przy  $n_0 = 3$  jeden z łańcuchów znalazł się w stanie nieluzowania.

Zwiększenie obciążenia przenośnika nosiwem do natężenia według wariantu IV spowodowało wyraźny wzrost obciążeń szczytowych obydwóch sprzęgieł hydrokinetycznych oraz wydłużenie drugiej fazy rozruchu do 4,37 s (rys. 10). W porównaniu z pomiarem 5.7 pierwszy przyrost momentu obrotowego na wale sprzęgła w napędzie głównym wzrósł o 7,5%, a w napędzie pomocniczym o 5,7%. Natomiast maksymalny przyrost momentu obrotowego wzrósł odpowiednio aż o 67,5% i 37%. Dla  $n_0 = 3$  we wszystkich przypadkach przyrosty momentów obrotowych na wałach



Rys. 9. Przebieg rozruchu przenośnika zgrzeblowego ze sprzęgłami hydrokinetycznymi ( $Q_A = 15,4 \text{ dm}^3$ ,  $Q_B = 15,4 \text{ dm}^3$ , wariant II,  $n_o = 3$ )

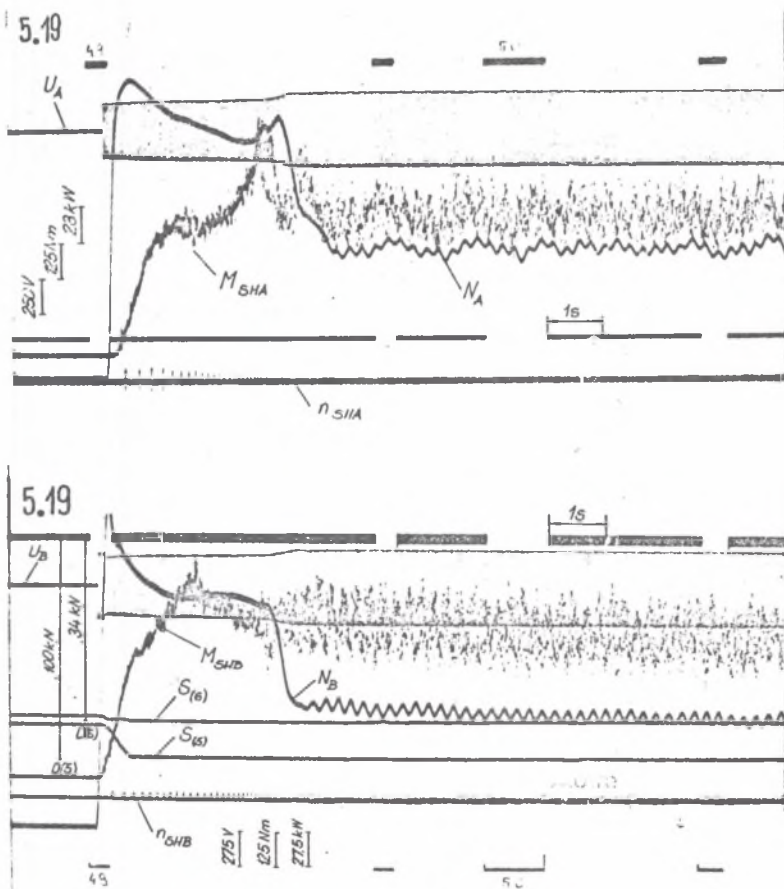
Fig. 9. The course of the starting of a scraper conveyor with fluid couplings ( $Q_A = 15,4 \text{ dm}^3$ ,  $Q_B = 15,4 \text{ dm}^3$ , variant II,  $n_o = 3$ )

sprzęgieł hydrokinetycznych w obydwóch napędach posiadały charakter szczytowy (tabl. 4).

Drugą serię badań wpływu natężenia obciążenia nosiwem na przebieg rozruchu przenośnika zgrzeblowego ze sprzęgłami hydrokinetycznymi wykonano dla  $n_o = 1$ . Przy wariacie obciążenia II druga faza rozruchu trwała 2,37 s (rys. 11). Przy wariacie obciążenia III druga faza rozruchu wydłużyła się do 3,31 s (rys. 12), a przy wariacie IV aż do 8,06 s (rys. 13). Już przy wariacie III obciążenia przenośnika podczas rozruchu pojawiła się w napędzie pomocniczym

stagnacja momentu obrotowego na wale sprzęgła na poziomie 562,5 Nm. Z kolei przy wariancie IV obciążenia przenośnika nosiwem stagnacja momentów obrotowych na wałach sprzęgła pojawiła się w obydwóch układach napędowych. I na pokonanie tych stagnacji momentów oporowych silniki napędowe potrzebowały aż 8,06 s.

W badaniach drugiej serii ( $n_o = 1$ ) obserwuje się wydłużenie nie tylko drugiej fazy rozruchu, lecz również jego fazy porozruchowej (tabl. 4). W pomiarze 5.14 czas trwania fazy porozruchowej wzrósł do 5,25 s.



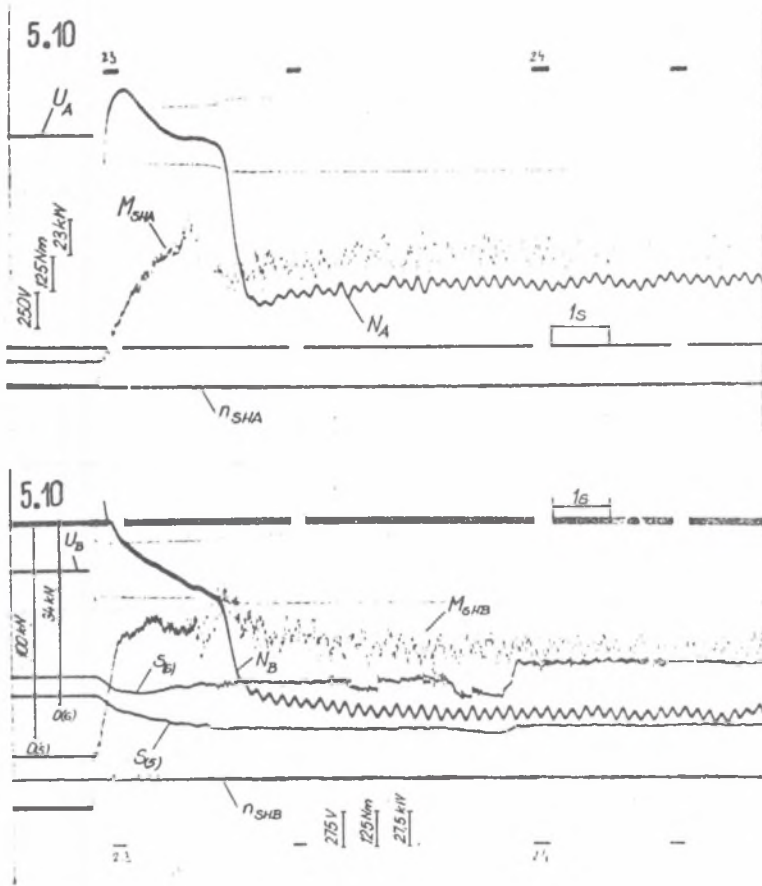
Rys. 10. Przebieg rozruchu przenośnika zgrzeblowego ze sprzęgłami hydrokinetycznymi ( $Q_A = 15,4 \text{ dm}^3$ ,  $Q_B = 15,4 \text{ dm}^3$ , wariant IV,  $n_o = 3$ )

Fig. 10. The course of the starting of a scraper conveyor with fluid couplings ( $Q_A = 15,4 \text{ dm}^3$ ,  $Q_B = 15,4 \text{ dm}^3$ , variant IV,  $n_o = 3$ )

Obciążenie szczytowe sprzęgieł hydrokinetycznych podczas rozruchu  
przenośnika zgrzebkowego dla różnych wariantów obciążenia nosiwem  
( $Q_A = 15,4 \text{ dm}^3$ ,  $Q_B = 15,4 \text{ dm}^3$ , w pomiarach 4.10 i 4.13 -  $Q_A = 15,7 \text{ dm}^3$ )

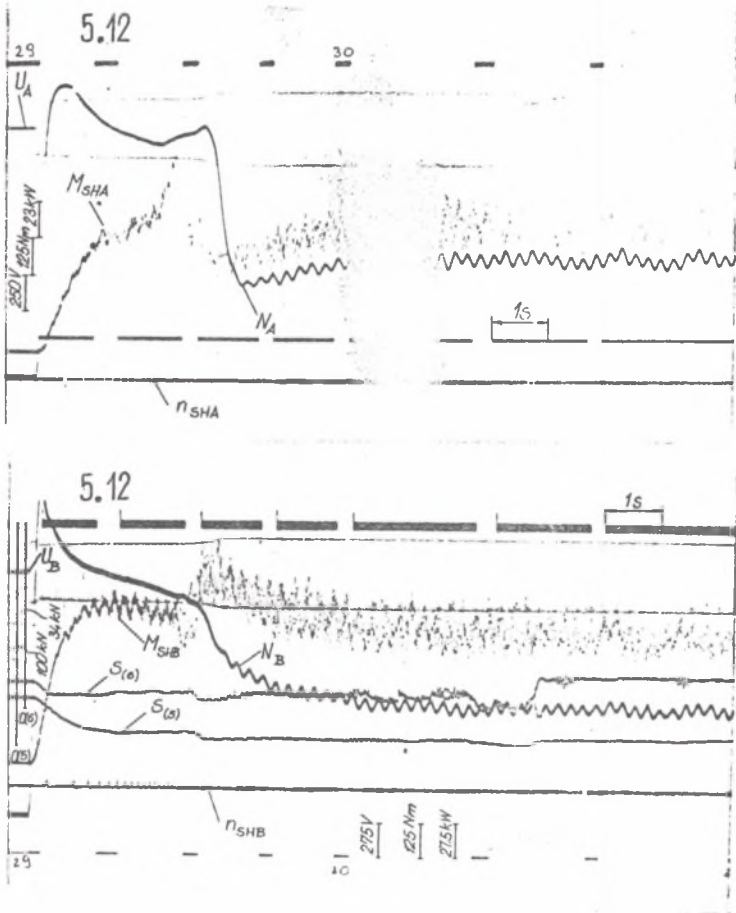
Tablica 4

Pomiar	Wariant obciążenia	$\frac{\Delta M_{SHA}}{t} \cdot 10^3$	$\Delta M_{SHA}^{max}$ t	$\frac{\Delta M_{SHA}}{t} \cdot 10^3$	$\Delta M_{SBB}^{max}$ t	$t_{RI} + t_{RII} = t_R$	$t_{RIII}$	$n_0$
4.10	I	412,5	537,5	412,5	600,0	0,12 + 2,00	0,69	3
		1,31	2,00	0,81	1,69	= 2,12		
5.7	II	500,0	500,0	437,5	575,0	0,12 + 2,06	5,13	3
		1,37	1,37	0,81	1,94	= 2,18		
5.19	IV	537,5	837,5	462,5	787,5	0,12 + 3,44	4,37	3
		1,56	2,94	0,69	1,75	= 3,56		
4.13	I	537,5	787,5	475,0	875,0	0,12 + 2,44	3,75	1
		0,75	5,56	0,81	2,44	= 2,56		
5.10	II	525,0	525,0	387,5	625,0	0,12 + 2,37	3,68	1
		1,81	1,81	0,62	2,44	= 2,49		
5.12	III	525,0	700,0	562,5	787,5	0,12 + 3,31	4,31	1
		1,75	2,69	1,00	3,37	= 3,43		
5.14	IV	525,0	787,5	637,5	937,5	0,12 + 8,06	5,25	1
		1,31	7,12	1,19	7,81	= 8,18		



Rys. 11. Przebieg rozruchu przenośnika zgrzeblowego ze sprzęgłami hydrokinetycznymi ( $Q_A = 15,4 \text{ dm}^3$ ,  $Q_B = 15,4 \text{ dm}^3$ , wariant II,  $n_o = 1$ )

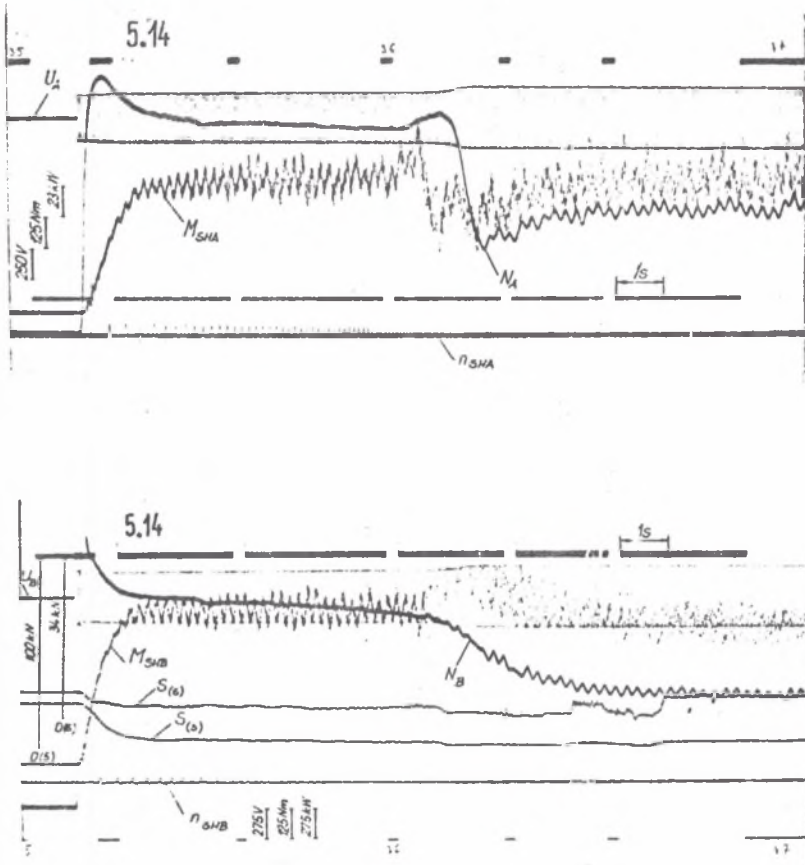
Fig. 11. The course of the starting of a scraper conveyor with fluid couplings ( $Q_A = 15,4 \text{ dm}^3$ ,  $Q_B = 15,4 \text{ dm}^3$ , variant II,  $n_o = 1$ )



Rys.12. Przebieg rozruchu przenośnika zgrzeblowego ze sprzęgłami hydrokinetycznymi ( $Q_A = 15,4 \text{ dm}^3$ ,  $Q_B = 15,4 \text{ dm}^3$ , wariant III,  $n_o = 1$ )

Fig.12. The course of the starting of a scraper conveyor with fluid couplings

( $Q_A = 15,4 \text{ dm}^3$ ,  $Q_B = 15,4 \text{ dm}^3$ , variant III,  $n_o = 1$ )



Rys.13. Przebieg rozruchu przenośnika zgrzeblowego ze sprzęgłami hydrokinetycznymi ( $Q_A = 13,0 \text{ dm}^3$ ,  $Q_B = 15,4 \text{ dm}^3$ , wariant IV,  $n_o = 1$ )

Fig.13. The course of the starting of a scraper conveyor with fluid couplings ( $Q_A = 13,0 \text{ dm}^3$ ,  $Q_B = 15,4 \text{ dm}^3$ , variant IV,  $n_o = 1$ )

## 5. WNIOSKI

- Przyczynami utrudniającymi rozruch przenośnika zgrzeblowego, są:
  - duży spadek napięcia zasilania silników asynchronicznych podczas rozruchu,
  - nadmierne napięcie wstępne łańcuchów,
  - nadmierne obciążenie przenośnika nośniwem.

2. Dotychczas znane były dyskretne wartości spadku napięcia zasilania silników asynchronicznych występujące podczas rozruchu przenośników zgrzeblowych.

wych. Po raz pierwszy w naszych badaniach dokonaliśmy ciągłej rejestracji napięcia zasilania silników napędowych, która pozwoliła na dokładne wyodrębnienie pierwszej i drugiej fazy rozruchu.

3. Podczas rozruchu przenośnika zgrzeblowego występują duże spadki napięcia zasilania silników asynchronicznych. W badanym przenośniku ze sprzęgłami hydrokinetycznymi spadki napięcia zasilania były następujące:

- od 12,5% do 30,0% spadku  $U_B$  w chwili włączenia silnika napędu pomocniczego,
- od 31,8% do 36,4% spadku  $U_A$  w chwili włączenia silnika napędu głównego,
- od 22,5% do 40,0% spadku  $U_B$  w chwili włączenia silnika napędu głównego.

4. W ruchu ustalonym przenośnika zgrzeblowego ze sprzęgłami hydrokinetycznymi napięcie zasilania silników było niejednakowe w poszczególnych pomiarach. W silniku napędu pomocniczego posiadało ono wartość od 440 V do 550 V, a w silniku napędu głównego od 500 V do 512,5 V. W badanym zakresie zmian napełnienie sprzęgieł hydrokinetycznych w napędzie głównym i pomocniczym o wartościach  $Q \leq Q_{nom}$  nie wywiera wpływu na spadki napięć zasilania silników elektrycznych podczas rozruchu i w ruchu ustalonym.

5. Im większe jest zróżnicowanie napełnienia sprzęgieł hydrokinetycznych, tym dłuższy jest czas trwania fazy porozruchowej w przenośniku zgrzeblowym.

6. W przenośniku zgrzeblowym ze sprzęgłami hydrokinetycznymi pierwszy przyrost momentu obrotowego na wałach sprzęgieł odbywa się łagodnie, a jego charakter (szczytowy, o zmiennym kierunku narastania lub stagnacyjny) zależy od występujących oporów ruchu łańcucha zgrzeblowego i nosiwa.

7. Częstość podstawowa obciążeń dynamicznych w łańcuchach gałęzi górnej zależy od stanu napięcia łańcuchów. W stanie nieluzowania łańcuchów występują takie same częstości podstawowe drgań w napędzie głównym i pomocniczym. W stanie stałego luzowania łańcuchów (luzowanie odbywa się w miejscu zbliżenia łańcuchów z bębna łańcuchowego napędu pomocniczego) w napędzie głównym występuje mniejsza częstość podstawowa tych drgań i większa ich amplituda.

8. Sprzęgła hydrokinetyczne typu SH-100/75 w układach napędowych przenośnika zgrzeblowego nie posiadają zalet, jakie im się przypisuje w literaturze



przedmiotu i jakie wynikają ze stanowiskowych badań samych sprzęgłeł. Niekwestionowanymi zaletami sprzęgłeł hydrokinetycznych są:

- zabezpieczenie układów napędowych przed przeciążeniem,
- wyrównywanie obciążeń silników w napędzie głównym i pomocniczym w ruchu ustalonym.

Recenzent: doc. dr hab. inż. Sylwester MARKUSIK

Wpłynęło do Redakcji w maju 1991 r.

#### EXPERIMENTAL STUDIES OF LONGWALL CONVEYORS WITH FLUID COUPLINGS

#### A b s t r a c t

In the paper have been presented the results of experimental studies of a scraper conveyor with main and ancillary drive, with fluid couplings SH-100/75. Analyzed were the effects of the state of chain tension, degree of filling of the fluid couplings and loading intensity with the material handled, on the dynamic load in a scraper conveyor. The courses of supply voltage and power consumption by the driving motors, of the forces in chains and the courses of the torques in output shafts of the fluid couplings during the starting and in steady motion of the scraper conveyor have been presented. The main causes of difficult startings are high voltage drops in the supply of asynchronous motors, excessive initial tension of the chains and excessive loading of the conveyor with the material handled. During the starting of a scraper conveyor there great drops of the supply voltage which, in the tested conveyor with fluid couplings, reached about 40%. The basic frequency of the dynamic loads in the chains of the upper branch depends on the state of the chains tension. In the state of unslackening of chains the same basic frequencies of vibrations occur in the main and ancillary drive. In the state of a constant slackening of chains in the main drive occurs a lower basic frequency of these vibrations and their higher amplitude. The first increment of the torque on the shafts of the fluid couplings takes place in a gentle way and its character depends on the resistances of the scraper chain motion and the material handled. The fluid couplings type

SH-100/75 in the driving systems of a scraper conveyor do not offer the advantages ascribed to them in the literature of the subject and which result from the testing stands of the couplings themselves.