

PRZECIĄŻENIOWE SPRZĘGŁO ROZŁĄCZNE W NAPĘDZIE KOŁA CZERPAKOWEGO KOPARKI SchRs 4600

OVERLOAD DISENGAGING COUPLING IN BUCKET WHEEL DRIVE OF SchRs 4600 EXCAVATOR

Stefan Wojciech Szepietowski, Michał Szepietowski, Marek Onichimiuk – Poltegor-Institut IGO, Wrocław

W momencie natrafienia przez czerpak koparki kołowej na nieurabialną przeszkodę powstaje krótkotrwałe obciążenie dynamiczne o charakterze impulsowym. Celem ograniczenia wielkości tego obciążenia stosowane są w napędzie koła czerpakowego sprzęgła przeciążeniowe o dwóch odmiennych sposobach działania: poślizgowe i rozłączne. Sprzęgło rozłączne może ograniczyć wielkość tego obciążenia jeżeli zadziała ono szybciej niż pojawi się wartość maksymalna impulsu. W publikacji omówiono rezultaty doświadczalnych badań reakcji sprzęgieł rozłącznych wykorzystujących właściwości przekładni planetarnej, zastosowanych w napędzie koła koparki SchRs 4600. Szybkość działania tych sprzęgieł, przy uderzeniowym zatrzymaniu ruchu koła, może być niewystarczająca.

Brief dynamic overload of impulse nature takes place when excavator wheel buckets come across unmineable obstacle.

Overload coupling that operates in two different manners is applied in the bucket wheel drive in order to reduce overloading. The first one is a slip coupling, the second one disengaging coupling. Disengaging coupling may decrease the level of overloading if it starts to operate before maximum value of the impulse is reached. Test results for disengaging coupling that uses features of planetary gear applied in bucket wheel drive of SchRs 4600 excavator have been discussed in the paper.

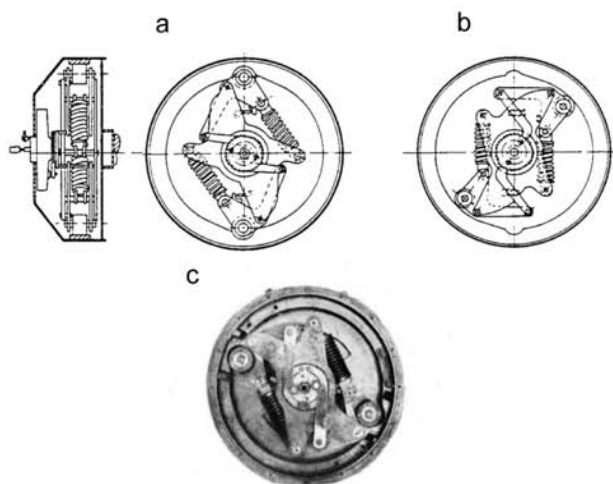
When the wheel is suddenly stopped reaction of coupling might be too slow

Wprowadzenie

Siły działające na koło czerpakowe w procesie urabiania ośrodka stanowią podstawowe obciążenie dynamiczne zarówno samego napędu koła jak i ustroju nośnego maszyny. Zatem, wprowadzając w napędzie koła czerpakowego skutecznie działające zabezpieczenie przeciążeniowe, można ograniczyć wielkość obciążeń dynamicznych działających na ustrój koparki. Zadanie to spełniają różnego rodzaju sprzęgła przeciążeniowe wbudowywane w jakimś miejscu łańcucha kinematycznego układu napędu koła. Ze względu na sposób działania można je podzielić na dwie grupy [1]:

1. poślizgowe – przenoszące moment do określonej wartości,
2. rozłączne – powodujące fizyczne rozłączenie napędu w momencie wystąpienia przeciążenia.

Maksymalne obciążenie powstaje w momencie uderzeniowego zatrzymania ruchu koła w wyniku natrafienia przez czerpak na nieurabialną przeszkodę. W warunkach polskich kopalń odkrywkowych, wiąże się to dość często z natrafieniem przez czerpak na głazy narzutowe, mocno osadzone w glinach zwałowych. Wielkość obciążenia impulsowego, powstającego w takim momencie zależy od energii kinematycznej skupionej w wirujących elementach napędu zatrzymujących się wraz z kołem. Dlatego zadaniem przeciążeniowego sprzęgła rozłącznego jest odłączenie części napędu koła o dużej energii kinetycznej w momencie wystąpienia obciążenia impulsowego. W wirniku silnika napędu koła skupione jest 70÷80% energii kinetycznej [3]. Dlatego na ogół sprzęgła rozłączne montowane są tuż za silnikiem. Czas trwania impulsu jest bardzo krótki w skali odniesienia (teoretycznie nieskończenie krótki [3]) zatem najistotniejszym parametrem jakiegokolwiek przeciążeniowego sprzęgła rozłącznego jest czas jego zadziałania.

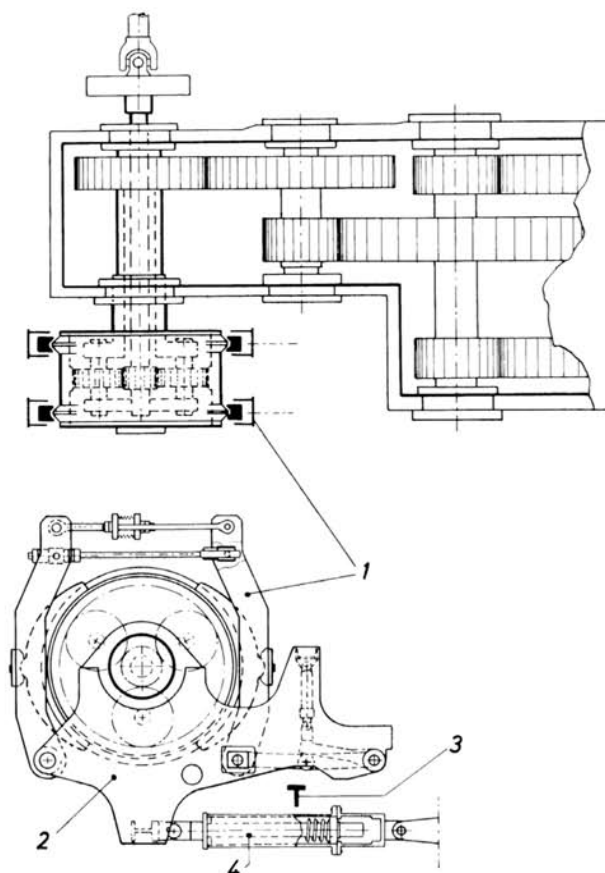


Rys. 1. Sprzęgło rolkowe do napędu koła czerpakowego konstrukcji O&K/LMG [5]

a – schemat sprzęgła w stanie załączenia, b – schemat sprzęgła w stanie rozłączenia, c – widok sprzęgła po zdjęciu pokrywy

Fig.1. Roller coupling for bucket wheel drive constructed by O&L/LMG [5]
a- scheme of coupling during operation, b- scheme of disconnected coupling, c- view of coupling with removed cover

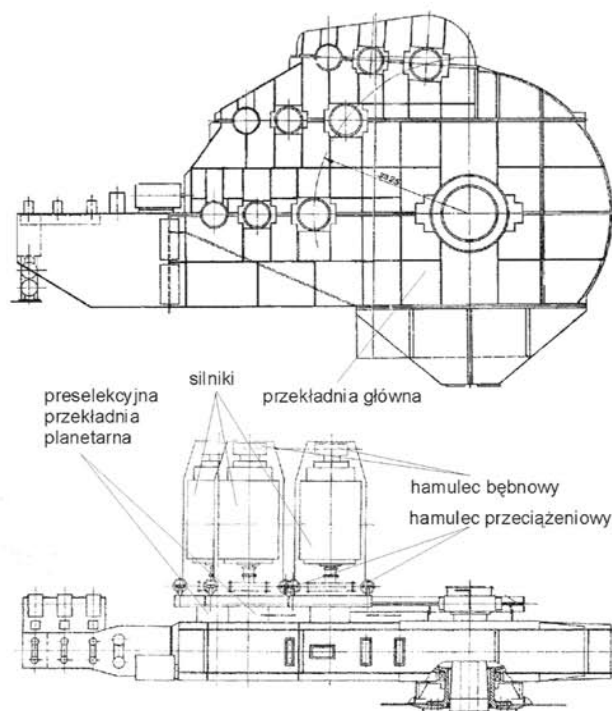
W pierwszym okresie budowy koparek kołowych jako rozłączne sprzęgła przeciążeniowe stosowane były sprzęgła rolkowe (rys.1). Były one niezbyt wygodne w eksploatacji. Szybkie wyrabianie się gniazd rolek nie gwarantowało poprawności działania tych sprzęgieł oraz konieczność częstych ich remontów. Zaniechano ich stosowania, a do budowy obecnych sprzęgieł rozłącznych wykorzystuje się właściwości przekładni planetarnej [5]. Schemat takiego sprzęgła przedstawia rysunek 2 – ruch jednego z elementów przekładni planetarnej (koło wielkie lub słoneczne) blokowany jest hamulcem przeciążeniowym.



Rys. 2. Preselekcyjna przekładnia planetarna jako sprzęgło przeciążeniowe w rozwiązaniu firmy O&K/LMG [1]

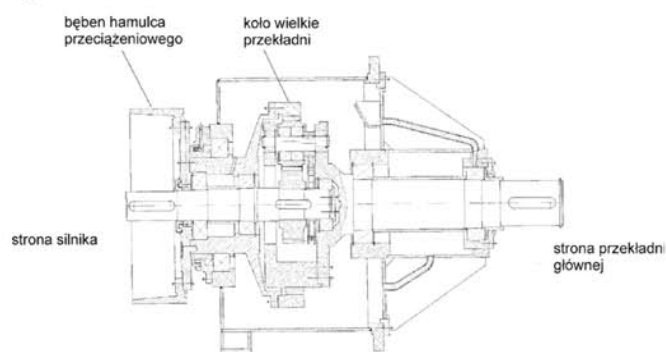
1- hamulec szczękowy, 2 – dźwignia obrotowa podtrzymująca hamulec, 3 – wyłącznik zasilania napędu, 4 – dynamometr

Fig. 2. Pre-selective planetary gear as overload coupling applied by O&K/LMG Company [1] 1- shoe brake, 2- rotational lever supporting brake 3- drive supply switch, 4- dynamometer



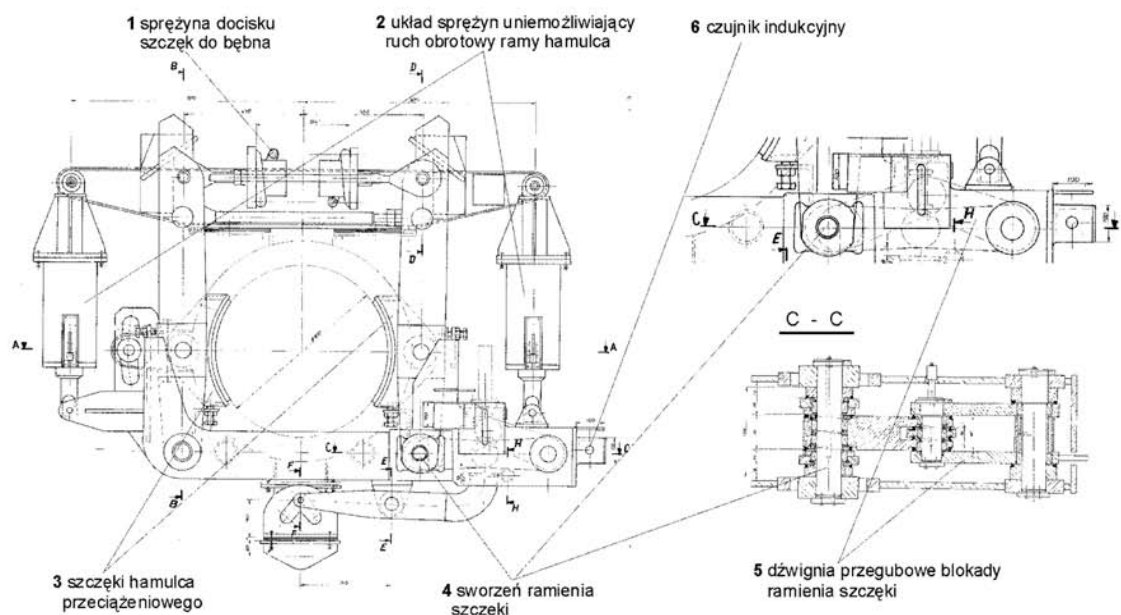
Rys. 3. Napęd koła czerpakowego koparki SchRs 4600

Fig. 3. Drive of SchRs 4600 excavator bucket wheel



Rys. 4. Przekładnia preselekcyjna jako sprzęgło przeciążeniowe rozłączne w napędzie koła czerpakowego koparki SchRs 4600

Fig. 4. Pre-selective gear as overload separable coupling in bucket wheel drive in SchRs 4600 excavator



Rys. 5. Hamulec przeciążeniowy blokujący ruch koła wielkiego planetarnej przekładni preselekcyjnej

Fig. 5. Overload brake interlocking movement of large wheel of pre-selective planetary gear

Zakres i przebieg badań

Badania sprawności przeciążeniowego sprzęgła rozłącznego przeprowadzono na koparce SchRs 4600 firmy Krupp pracującej w Kopalni Węgla Brunatnego Bełchatów. Podczas badań koparka urabiała nadkład zbudowany ze skał ilastych o znacznych oporach urabiania. Koło czerpakowe w tej koparce napędzane jest trzema silnikami o mocy 530 kW każdy (rys. 3).

Jako zabezpieczenie przeciążeniowe wykorzystano planetarne przekładnie preselekcyjne (rys. 4), zamontowane przy



Rys. 6. Pomiar ruchu dźwigni przegubowej zwalnijący hamulec przeciążeniowy

1 – indukcyjny czujnik przemieszczeń mierzący ruch dźwigni przegubowej, 2 – czujnik indukcyjny generujący sygnał wyłączenia zasilania napędu koła

Fig. 6. Measurement of joint lever movement releasing overload brake
1- inductive sensor of displacement measuring movement of joint lever; 2- inductive sensor generating signal if power of bucket wheel drive is cut off

każdym z silników napędu. Koło wielkie przekładni preselekcyjnej trzymane jest szczękowym hamulcem przeciążeniowym (rys. 4). W momencie wystąpienia przeciążenia hamulec powinien zwolnić blokadę koła wielkiego przekładni, co powoduje odłączenie silnika od reszty układu napędu koła. Szczęki 1 (rys. 5) dociska do bębna sprężyna spiralna 2. Obrót ramy hamulca podczas przenoszenia momentu uniemożliwia układ



Rys. 7. Pomiary prędkości obrotowej, z lewej obrotów silnika, z prawej ruchu bębna hamulca przeciążeniowego

Fig. 7. Rotational speed measurements, engine speed on the left side, and movement of overload brake drum on the right side.

sprężyn 3. Dolny koniec ramienia lewej szczęki zamocowany jest obrotowo w ramie hamulca, prawej podparty jest dźwignią przegubową 4. W momencie przeciążenia obrót ramy hamulca jest na tyle duży, że dźwignia przegubowa, w środku swej długości, naciska na zderzak 5, co likwiduje blokadę dolnego sworznia ramienia prawej szczęki. Z dźwignią na stałe złączona jest tarczka znajdująca się, w stanie pracy hamulca, przed czujnikiem magnetycznym (rys. 6). Złamanie przy przeciążeniu osi dźwigni przegubowej powoduje przesunięcie tarczki poza

czujnik magnetyczny, co generuje impuls powodujący wyłączenie zasilania napędu koła.

Szybkość przebiegu sygnałów i zmian położenia zasadniczych elementów sprzęgła rozłącznego w momencie wystą-



Rys. 8. Układ pomiaru momentu na wale silnika wraz z transmisją radiową mierzonego sygnału

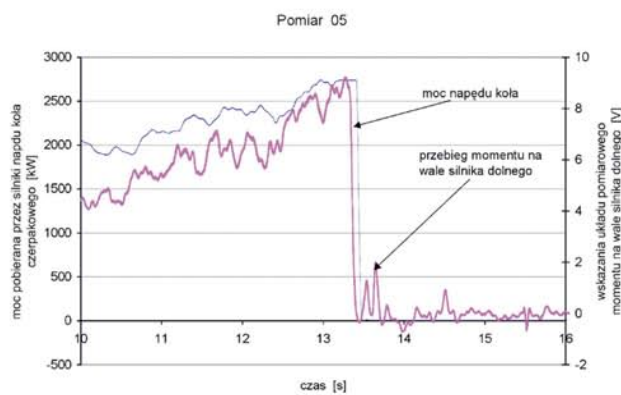
Fig. 8. Measurement system of engine shaft moment along with radio transmission of measured signal

pienia przeciążenia określono na podstawie cyfrowego zapisu następujących wielkości:

1. ruch prawej ruchomej szczęki hamulca przeciążeniowego
2. ruch obrotowy bębna hamulca przeciążeniowego
3. moment na wale silnika napędu
4. prędkość obrotowa silnika napędu
5. chwilowa wartość prądu pobieranego przez napęd koła czerpakowego.

Jako wielkość uzupełniającą, obrazującą obciążenie koła podczas pracy koparki, rejestrowano całkowitą moc czynną napędu koła.

Zwolnienie hamulca przeciążeniowego może nastąpić po złamaniu osi dźwigni przegubowej. Dlatego bezpośrednio rejestrowano, jako występujące w pierwszej kolejności, przemieszczenie tej dźwigni w pobliżu jej środkowego przegubu. Do tego celu wykorzystano indukcyjne czujniki przemieszczenia (rys. 7).

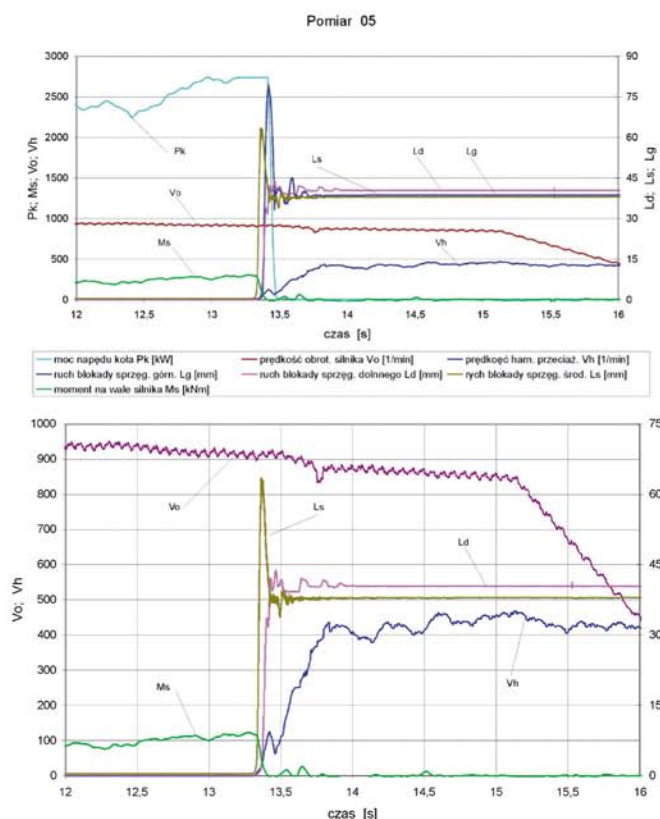


Rys 9. Porównanie mocy pobieranej przez silniki napędu koła czerpakowego koparki SchRs 4600 i momentu skręcającego na wale silnika dolnego przy narastaniu obciążenia aż do zadziałania zabezpieczeń przeciążeniowych,

Fig. 9. Comparison of energy consumed by bucket wheel driving engines in SchRs 4600 excavators and torque moment on the lower engine shaft during loading increase until overload protection activation

Do pomiaru ruchu obrotowego bębna hamulca przeciążeniowego jak i prędkości obrotowej silnika napędu zastosowano impulsowe czujniki optyczne. W celu uzyskania wymaganej dokładności pomiarów na bębnie hamulca oraz na tulei sprzęgłowej silnika naniesiono taśmę z równo rozmieszczonymi paskami odbłaskowymi (rys. 8).

Przebieg chwilowej wartości momentu na wale silnika otrzymano z pomiaru naprężeń stycznych w tulei sprzęgłowej.

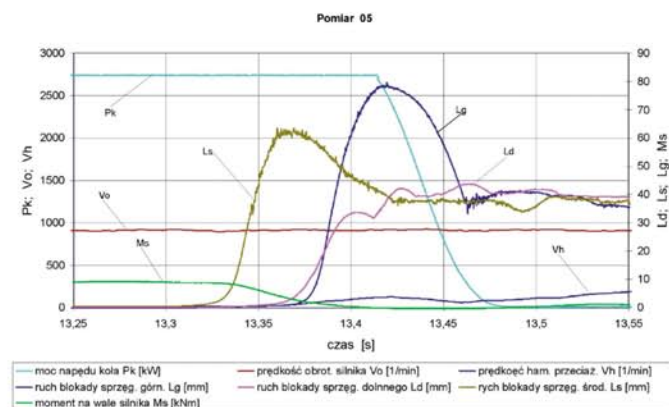


Rys. 10a. Przykładowe trajektorie rejestrowanych wielkości przy pomiarze 05
Fig. 10a Examples of registered trajectories during 05 measurement

W tym celu na tulei naniesiono układ tensometrów oporowych a sygnał pomiarowy przekazywany był drogą radiową (rys. 8). Cechowania wartości momentu dokonano porównując wskazania układu pomiaru naprężeń z wartością rejestrowanej mocy, przy uwzględnieniu przesunięcia czasowego jakie daje przetwornik mocy (rys. 9).

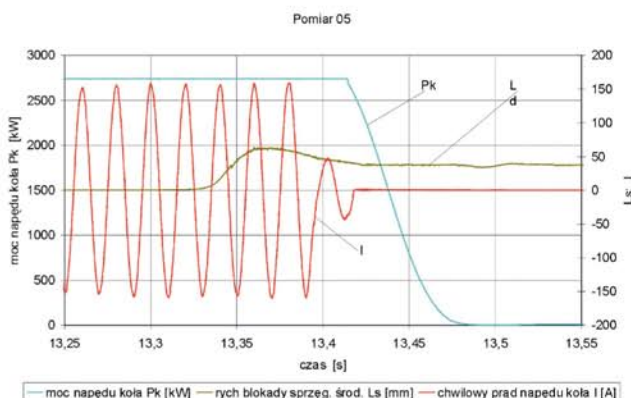
Pełnym zakresem pomiarów objęto dolny napęd koła. Natomiast przy napędzie środkowym i górnym mierzono jedynie ruch dźwigni przegubowej sprzęgła przeciążeniowego.

Podczas badań koparka urabiała głównie skały ilaste, jedynie na stopie urabianego stopnia zalegała niewielka warstwa piasku. W tych warunkach nie można było oczekiwać uderzeniowego zatrzymania ruchu koła czerpakowego, gdyż nie występowały tam nieurabialne wtrącenia. Dlatego przecią-



Rys. 10b. Kolejność luzowania poszczególnych sprzęgieł przeciążeniowych podczas pomiaru 05
Fig. 10b. Loosen sequence of particular overload couplings during 05 measurement

żenie napędu koła uzyskiwano poprzez stopniowe zwiększanie prędkości obrotu nadwozia aż do zadziałania zabezpieczeń przeciążeniowych. Zatem, w czasie badań uzyskiwano niewielką szybkość narastania obciążenia w porównaniu z tą, jaka może wystąpić przy natrafieniu czerpaka na twardą przeszkodę.



Rys. 11. Przebieg chwilowej wartości prądu zasilania napędu koła i ruchu dźwigni blokady sprzęgła przeciążeniowego w momencie przeciążenia napędu podczas pomiaru 05
Fig. 11. Course of momentary value of energy supply wheel drive and motion of coupling interlocking lever

Omówienie wyników badań

Wzrost obciążenia koła nie powoduje jednoczesnego zadziałania zabezpieczeń przeciążeniowych w napędach trzech silników. Najpierw następuje proces zwalniania jednego z hamulców przeciążeniowych, a następnie kolejno zwalniane są pozostałe. To przesunięcie czasowe obrazuje rysunek 10, przedstawiający przebieg mierzonych wielkości podczas jednego z zarejestrowanych przeciążeń napędu. Nie zawsze proces reakcji zabezpieczeń rozpoczynał się od luzowania tego samego hamulca. Na początku badań proces ten rozpoczynał się od dolnego napędu, a w późniejszych pomiarach od środkowego.

Ruch ramienia przegubowego, blokującego szczęk hamulca przeciążeniowego, zanim ono zostanie wytrącone na tyle z pozycji wyprostowanej, że dalsze jego przemieszczenie zachodzi automatycznie, jest powolny (rys. 10b). Po wytrąceniu z położenia równowagi raptownie wzrasta. Ale już ten niewielki ruch ramienia powoduje zmniejszenie siły docisku szczęk do bębna, co umożliwia jego poślizg, wprawdzie jeszcze nieznaczny. Powoduje to widoczny na rysunkach 10b spadek momentu skręcającego na wale silnika. Moment wystąpienia poślizgu jest bardziej widoczny na trajektorii momentu niż prędkości obrotu bębna, która w tym momencie jest nieomalże niezauważalna.

Przemieszczenie ramienia przegubowego zwalnia nie tylko hamulec przeciążeniowy, ale powoduje także zadziałanie czujnika indukcyjnego, z którego sygnał steruje wyłączeniem zasilania napędu koła czerpakowego. Nie tylko sam odłącznik zasilania napędu koła działa z pewnym opóźnieniem, ale zanim sygnał od czujnika indukcyjnego „dotrze” do niego, przy przyjętym w koparce SchRs 4600, schemacie sterowania i zabezpieczeń napędu, muszą zadziałać cztery kolejne przekładniki. W rezultacie występuje przesunięcie czasowe między wystąpieniem przeciążenia a przerwaniem zasilania silników napędu koła.

Całkowite przesunięcie czasowe między pojawieniem się przeciążenia a zanikiem zasilania napędu można odczytać z przedstawionych na rysunku 11 przebiegu chwilowych wartości: prądu pobieranego przez napęd koła czerpakowego i przemiesz-

Tab. 1. Parametry procesu przeciążeniowego zatrzymania ruchu koła czerpakowego koparki SchRs 4600
 Tab 1. Parameters of overload process of bucket wheel operation stop in SchRs4600 excavator

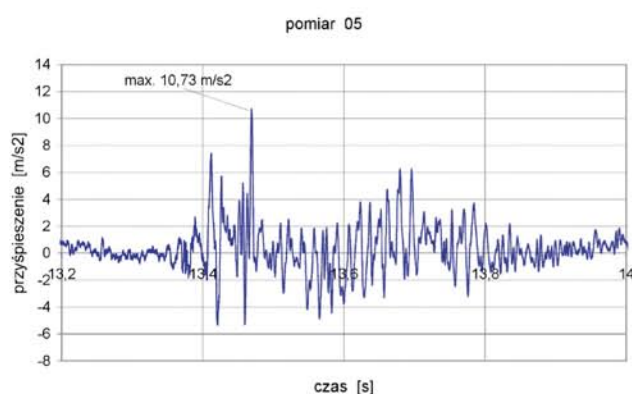
Parametr		Pomiar 03	Pomiar 04	Pomiar 05	Pomiar 06
Zwalniania hamulców przeciążeniowych przy napędach	kolejność	1. dolny 2. środkowy 3. górny	1.środkowy 2. dolny 3. górny	1. środkowy 2. dolny 3. górny	1. środkowy 2. górny 3. dolny
	opóźnienie w stosunku do pierwszego	2 – 0,04 s 3 – 0,06 s	2 – 0,046 s 3 – 0,150 s	2 – 0,047 s 3 – 0,042 s	2 – 0,68 s 3 – 0,79 s
Czas luzowania szczęk hamulca przeciążeniowego	dolnego	0,048 s	0,043 s	0,047 s	0,044 s
	środkowego	0,038 s	0,041 s	0,034 s	0,039 s
	górnego	0,041 s	0,047 s	0,033 s	0,042 s
Czas procesu odłączania silnika napędu dolnego –rozpędzania koła wielkiego przekładni preselekcyjnej		0,47 s	1,5 s	0,44 s	0,39 s
Prędkość silnika dolnego napędu w momencie zakończenia procesu odłączania silnika – rozpędzania koła wielkiego przekładni preselekcyjnej		919,2 obr./min	833,3 obr./min	818 obr./min	820 obr./min
Zapadanie hamulca silnika dolnego napędu	czas od rozłączenia silnika	1,30 s		1,70 s	1,35 s
	obroty silnika przy rozpoczęciu hamowania	860 obr./min		850 obr./min	810 obr./min
Różnica czasu między rozpoczęciem zwalniania szczęk hamulca przeciążeniowego a całkowitym zanikiem prądu		0,105	0,10s	0.097s	0,102

czeń ramienia przegubowego blokady hamulca przeciążeniowego, reagującego jako pierwszy w momencie przeciążenia.

W tych przypadkach, gdy impuls wyłączenia zasilania napędu koła nie powstaje w wyniku luzowania hamulca dolnego silnika, to wskutek wcześniejszego odłączenia któregoś z pozostałych napędów, wzrasta obciążenie silnika dolnego. Powoduje to szybkie zmniejszanie się prędkości obrotowej tego silnika, zgodnie z jego charakterystyką momentową. Dalsze zmniejszanie się prędkości obrotowej omawianego silnika jest powolniejsze i w okresie rozpędzania koła wielkiego przekładni preselekcyjnej jest stałe. Po całkowitym odłączeniu silnika zmniejszenie jego obrotów jest stosunkowo jeszcze mniejsze. Trawa to do momentu zapadania hamulca silnika. Następuje to po 1,3÷1,7 s od rozpoczęcia zwalniania hamulca przeciążeniowego, a prędkość obrotowa silnika w tym momencie waha się w granicach 833÷809 obr./min. Zapadnięcie hamulca silnika powoduje jego zatrzymanie po dalszych 2,1s.

Możliwe do uzyskania, w warunkach prowadzenia badań (poprzez inną prędkość obrotu nadwozia przy wywołaniu przeciążenia), różnice w szybkości narastania obciążenia były na tyle małe, że nie uwidoczniły się na przebiegach momentu skręcającego na wale silnika napędu koła. Zasadniczo, dynamicznym obciążeniem, przy tej metodzie wywoływania przeciążenia, był nie tyle jego wzrost, co raptowny zanik. Dlatego oddziaływania zmian obciążenia najbardziej widoczne są na zarejestrowanych przebiegach przyspieszeń (rys. 12), mierzonych na belce głównej głowicy wysięgnika, w pobliżu łożyska wału koła czerpakowego.

Proces odłączania silnika od pozostałej części napędu w rzeczywistości nie jest natychmiastowy, ale trwa pewien czas (tab. 1). Można przyjąć, że występująca w okresie rozłączania napędu, zmiana energii kinetycznej silnika przejmowana jest przez pozostałą część napędu, co zwiększa obciążenie koła czerpakowego, a tym samym i całej koparki. Z wyników pomiarów wynika, że wartość tej energii, przypadająca na jeden silnik



Rys. 12. Przykładowy przebieg przyspieszenia pionowego głowicy wysięgnika koła czerpakowego koparki SchRs 4600 w momencie przeciążeniowego wyłączenia zasilania napędu koła
 Fig.12. Example of course of vertical acceleration of bucket wheel support arm head of SchRs 4600 excavator in an overload moment of wheel drive power cut off

napędu koła czerpakowego koparki SchRs 4600 wynosi:

$$\Delta E = \frac{J_k}{2} (\omega_k^2 - \omega_{rk}^2) = \frac{40}{2} (100,5^2 - 85,9^2) = 54,43$$

gdzie: J_k – moment bezwładności wirnika silnika napędu koła (rys. 2), ω_k – prędkość kątowa wirnika silnika przed przeciążeniem, ω_{rk} – prędkość kątowa wirnika w momencie rozłączenia napędu (dla pomiaru 06).

Przy całkowitej energii kinetycznej, zgromadzonej w wirniku wynoszącej 202,1 kJ, ilość przekazanej energii do części układu napędu związanej z kołem jest zauważalna i stanowi przy pomiarze nr 06 25,5% energii pierwotnej. W badaniach przeciążeniowego zatrzymania ruchu koła czerpakowego widoczne są różnice między poszczególnymi pomiarami w prędkości obrotowej silnika, w momencie zakończenia procesu rozłączania napędu (tab. 1) jak i w maksymalnych wartościach

przyspieszeń, mierzonych w pobliżu koła czerpakowego. Widać jest powiązanie między tymi wielkościami. Różnice te są jednak na tyle małe, że nie umożliwiają dokonania interpolacji do warunków uderzeniowego zablokowania ruchu koła.

Optymalnym rozwiązaniem przeciążeniowego sprzęgła rozłącznego byłoby sprzęgło, którego działanie następowałoby przed wystąpieniem szczytowej wartości impulsu, a więc z pewnym wyprzedzeniem – reagujące na pierwszą czy też drugą pochodną przebiegu obciążenia. W ten sposób działa wiele systemów regulacji. Odpowiednio szybki pomiar przebiegu momentu obciążenia napędu koła nie stanowi problemu. Taki sposób pomiaru zastosowano na przykład w koparce KWK 910. Jedyną trudność wiąże się z budową odpowiednio szybko działającego mechanizmu zwalniającego sprzęgło. Wydaje się, że największe możliwości wiąże się z cieczami magneto reologicznymi. Sprzęgło takie nie tylko działa natychmiast po odłączeniu prądu, ale może działać jednocześnie jako sterowane dokładnie sprzęgło poślizgowe. Dotychczas jednak sprzęgła oparte na cieczach reologicznych budowane są na stosunkowo niewielkie momenty skręcające w porównaniu z występującymi w napędach kół czerpakowych [2].

Wnioski

1. Typ sprzęgła przeciążeniowego i sposób jego działania może mieć wpływ na wielkość obciążenia, powstającego

przy zderzeniowym zatrzymaniu ruchu koła czerpakowego. Warunki w jakich to obciążenie powstaje nie są powtarzalne. Dlatego analizę porównawczą efektywności działania różnego rozwiązania konstrukcji sprzęgieł przeciążeniowych najwygodniej jest oprzeć na symulacji komputerowej. Do jej przeprowadzenia nieodzowna jest znajomość szeregu właściwości sprzęgła możliwych do uzyskania na drodze doświadczalnej. Omówione w artykule badania doświadczalne umożliwiły uzyskanie wartości parametrów przeciążeniowego sprzęgła rozłącznego potrzebnych do wykonania badań symulacyjnych.

2. Czas luzowania szczęk hamulca przeciążeniowego waha się w granicach od 0,034s do 0,048s, a średni czas całkowitego odłączenia silnika od pozostałej części napędu koła wynosi około 0,44s. Dane te umożliwiają przeprowadzenie symulacji obciążenia przy uderzeniowym zatrzymaniu ruchu koła.
3. W warunkach przeciążeniowego odłączenia zasilania napędu koła koparki SchRs 4600 (bez występowania w urabianym ośrodku wtrąceń nieurabialnych) około 25% pierwotnej energii kinetycznej wirnika silnika napędu przejmowane jest przez część napędu, związaną na stałe z kołem czerpakowym, powodując zwiększenie obciążenia dynamicznego koparki.

Praca naukowa finansowana ze środków na naukę w latach 2008 – 2011 jako projekt badawczy nr N N502 4608834

Literatura

- [1] Szepietowski S. W., *Sprzęgła przeciążeniowe w napędzie koła czerpakowego koparek wielonaczyniowych*. Napędy i Sterowanie, nr 3, 2009
- [2] Olszak A., Kęsy Z., *Przegląd hamulców i sprzęgieł hydraulicznych z cieczami o sterowalnych właściwościach reologicznych*. Napędy i Sterowanie, nr 2, 2009
- [3] Szepietowski S. W., Szepietowski M., *Teoria uderzeniowego zatrzymania ruchu koła czerpakowego wielonaczyniowej koparki kołowej*. W: Nowoczesne Metody Eksploatacji Węgla i Skał Zwięzłych. AGH Kraków 2009
- [4] Kowalczyk M., Rusiński E., *Diagnozowanie i działanie w stanach przeciążeń udarowych mechanizmu urabiania koparki*. Górnictwo Odkrywkowe nr 4-5, 2009
- [5] Schlecht B., *Effektive Überlastsicherung in Schaufelrdrantrieben*. Braunkohle Surface Mining nr 1, 1998
- [6] Rasper L., *The Bucket Wheel Excavator*. Clausthal 1975 r.

*Artykuł recenzował dr inż. Jerzy Alenowicz
Rękopis otrzymano 19.10.2010 r. *2303*

