

BADANIA SYMULACYJNE SKUTECZNOŚCI DZIAŁANIA SPRZĘGIEŁ PRZECIĄŻENIOWYCH, STOSOWANYCH W NAPĘDZIE KOŁA CZERPAKOWEGO PRZY OBCIĄŻENIU IMPULSOWYM

SIMULATION RESEARCHES ON EFFICIENCY OF OVERRIDING CLUTCHES USED IN BUCKET WHEEL DRIVES DURING PULSE LOAD

Michał Szepietowski, Stefan Wojciech Szepietowski - Poltegor-Instytut IGO, Wrocław

Przy urabianiu ośrodków zawierających twarde wtrącenia, jakie zawierają skały nadkładowe w krajowych kopalniach węgla brunatnego, występują obciążenia dynamiczne o charakterze impulsu w momencie udarowego zatrzymania ruchu koła czerpakowego. Jednym z zasadniczych wymagań stawianych, stosowanym w napędzie koła czerpakowego, mechanicznym urządzeniom zabezpieczającym, jest ograniczenie powstających wtedy obciążeń maszyny. Przedstawiono wyniki symulacyjnych badań porównawczych skuteczności działania różnego rodzaju sprzęgieł przeciążeniowych, stosowanych obecnie w napędzie koła czerpakowego. Na wyniki takich badań oddziałuje sposób zamodelowania obciążenia impulsowego. Dlatego może najistotniejszą częścią pracy jest dokładny opis, przyjętego do symulacji, modelu obciążenia dynamicznego wraz z przedstawieniem jego adekwatności do fizycznego przebiegu zjawiska obciążenia koła czerpakowego.

Słowa kluczowe: symulacja komputerowa, obciążenia dynamiczne, koparka kołowa

Mining materials containing hard inclusions, which contain rocks overlays in domestic coal mines, there are dynamic loads in a nature of pulse at the time of impact movement stopping of the bucket wheel. One of the key requirements for use of bucket wheel drive mechanical safety devices is to reduce machine's loads. The results of simulation studies on comparative effectiveness of different types of overriding clutches currently used in bucket wheel's drive. The results of such research affect the way of modeling the load impulse. The most important part of the work is accurate description of dynamic load model with presentation of its relevance to the physical phenomenon of bucket wheel's load.

Key words: computer simulation, dynamic loads, bucket wheel excavator

Wprowadzenie

Nadkład w krajowych kopalniach odkrywkowych wyróżnia się liczną zawartością głazów narzutowych pochodzenia lodowcowego jak i różnego rodzaju prawie nieurabialnych wtrąceń skalnych. Natrafienie przez czerpak na taką przeszkodę najczęściej wiąże się z raptownym zablokowaniem ruchu koła czerpakowego. Powstają wtedy duże obciążenia dynamiczne napędu koła o charakterze impulsu.. Wielkość tego obciążenia zależy przede wszystkim od wielkości przeszkody i sposobu jej osadzenia w ośrodku oraz od energii kinetycznej elementów układu napędu koła unieruchamianych wraz z kołem. Nie ma możliwości całkowitego wyeliminowania tego rodzaju obciążeń.

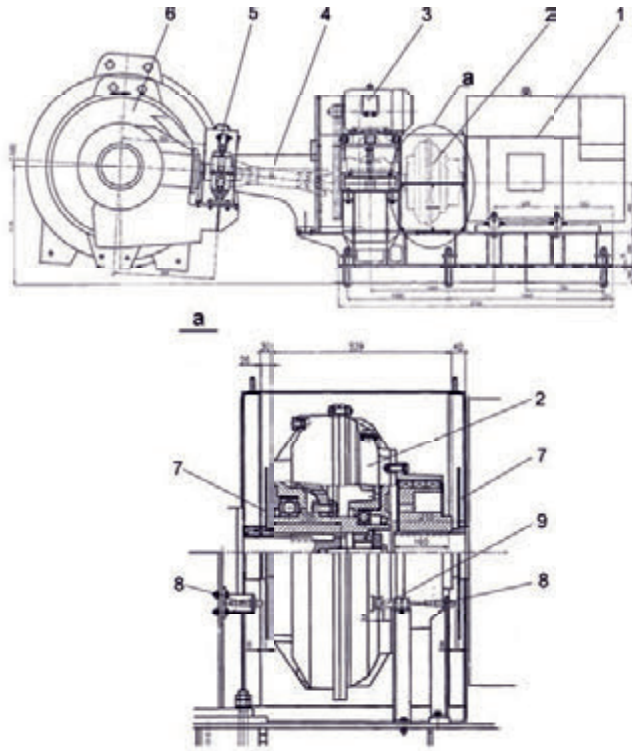
Stosowanych jest wiele rodzajów zabezpieczeń przeciążeniowych w układzie napędu koła czerpakowego, ale ich efektywność działania przy obciążeniu w postaci zbliżonej do impulsu nie jest w dostatecznym stopniu rozpoznana. Brakuje w dostępnej literaturze przedmiotu bezpośrednich porównań

skuteczności działania poszczególnych rozwiązań konstrukcyjnych. Praktycznie, nie jest to wykonalne poprzez zabudowę różnych rozwiązań zabezpieczeń na tej samej maszynie. I to nie tylko ze względu na związane z tym duże koszty, ale również na znaczną zmienność lokalnych właściwości urabianego ośrodka i właściwości występujących w nim twardych wtrąceń. Można tego dokonać drogą symulacji komputerowej.

Metoda i zakres badań

Jako podstawę do badań symulacyjnych przyjęto rozwiązanie konstrukcyjne napędu koła czerpakowego zastosowanego na koparce SchRs 800 podczas jej modernizacji w 2005 roku (rys. 1). Matematyczny model napędu został zweryfikowany na podstawie badań eksperymentalnych przeprowadzonych na teże koparce w KWB Konin [5]. Uzasadnieniem takiego wyboru jest to, że znane są podstawowe właściwości dynamiczne ustroju nośnego koparki SchRs 800 i istnieje dostęp do pełnej dokumentacji technicznej zmodernizowanego zespołu

urabiania tej maszyny. Ponadto w napędzie koła tej maszyny zastosowano dwustopniową przekładnię planetarną, taką jaką najczęściej stosuje się obecnie w napędach kół czerpakowych. Wykorzystany do badań symulacyjnych dyskretny graficzny model dynamiczny tego napędu przedstawia rysunek 1.



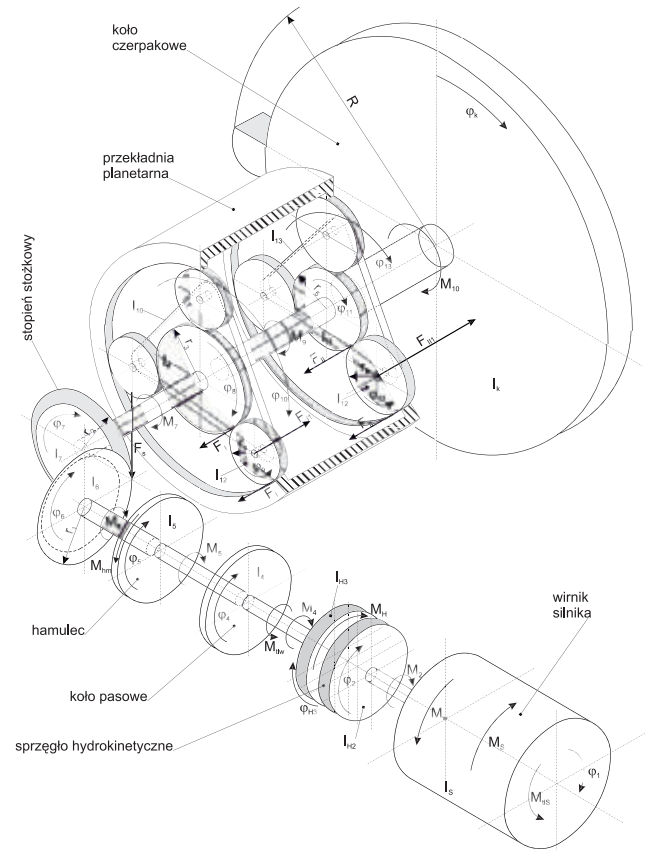
Rys. 1. Napęd koła czerpakowego o mocy 300 kW koparki SchRs 800 z dwustopniową przekładnią planetarną
1 – silnik, 2 – sprzęgło hydrokinetyczne, 3 – napęd pomocniczy, 4 – wał przegubowy, 5 – hamulec szczękowy, 6 – przekładnia planetarna, 7 – tarcza do pomiaru prędkości obrotowej, 8 – czujnik do pomiaru prędkości obrotowej tarczy pomiarowej, 9 – czujnik pomiaru temperatury oleju w sprzęgle

Fig. 1. Excavator's SchRs 800 bucket wheel drive with a capacity of 300 kW with two-stage planetary gear
1 - engine 2 - fluid coupling, 3 - auxiliary drive, 4 - jointed shaft, 5 - block brake, 6 - planetary gear, 7 - measuring wheel, 8 - sensor for measuring

Do symulacyjnych badań porównawczych należy zatem wprowadzić w modelu tego napędu odpowiednie zmiany, wynikające z zastosowania w nim różnych konstrukcji układów zabezpieczeń przeciążeniowych. Wyniki badań będą przeprowadzone dla tej samej koparki i tego samego napędu koła czerpakowego, a różnice otrzymane z symulacji z zachowań badanych układów napędowych będą wynikać wyłącznie z różnej budowy zabezpieczeń przeciążeniowych. Momenty bezwładności podzespołów napędu koła, przy poszczególnych wersjach zabezpieczeń przeciążeniowych, w pewnym stopniu zależą od konkretnego rozwiązania konstrukcyjnego. Przy ich oszacowaniu przyjęto takie rozwiązanie, które w możliwie najmniejszym stopniu wpłynie na budowę i parametry istniejącego napędu.

Badaniami objęto sześć różnych wersji mechanicznych zabezpieczeń przeciążeniowych. Obejmują one wszystkie, obecnie występujące na eksploatowanych koparkach, układy zabezpieczeń. Jako poziom odniesienia dla oceny efektywności działania dla badanych rodzajów zabezpieczenia przyjęto wersję napędu bez jakiegokolwiek zabezpieczenia przeciążeniowego. Opis zabezpieczeń przeciążeniowych, przyjętych do badań symulacyjnych podany jest w tabeli 1.

W przypadku sprzęgieł rozłącznych do badań symulacyjnych przyjęto kilka szybkości rozłączania sprzęgła z przedziału $[0,01; 0,1]$ – zwalniania hamulca, blokującego swobodny ruch obu połówek sprzęgła. Podstawą przyjęcia przedziału wartości czasu rozłączania sprzęgła były wyniki badań sprzęgieł istniejących na koparkach SchRs 4600 w KWB Bełchatów [3].



Model obciążenia impulsowego przy zderzeniowym zatrzymaniu ruchu koła czerpakowego

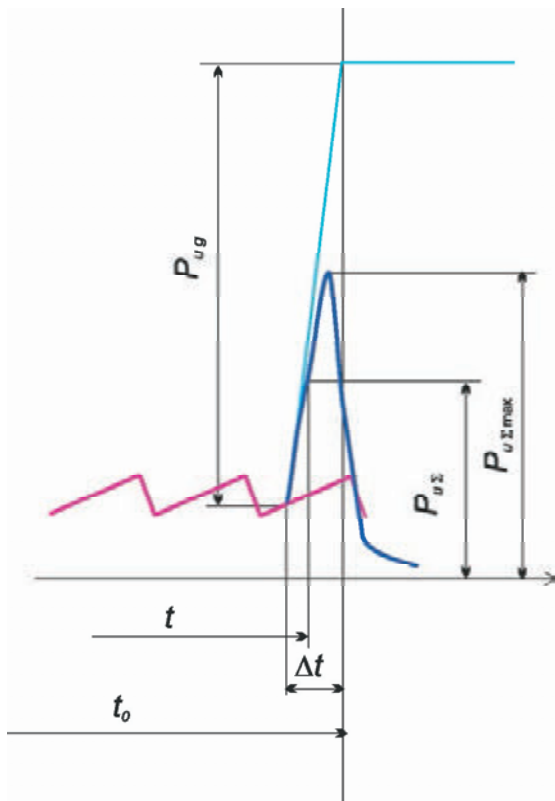
W trudnych warunkach pracy koparki zachodzą przypadki gwałtownego obciążenia koła czerpakowego. Mogą przy tym zaistnieć zasadniczo dwa przypadki. W pierwszym moc napędu koła wraz z energią mas wirujących jest na tyle duża, że następuje zniszczenie przeszkody lub wyłamania części elementu skrawającego, bez natychmiastowego zatrzymania ruchu czerpakowego. W drugim przypadku, w wyniku udaru, następuje raptowne wstrzymanie ruchu koła i wyzwala się cała energia kinetyczna wirujących mas. W takich przypadkach następuje impulsowe obciążenie układu napędu koła czerpakowego. W klasycznej teorii zderzenia przyjmuje się, że ten impuls trwa nieskończenie krótko. W rzeczywistości trwa on jednak pewien czas ale bardzo krótko w odniesieniu do skali obserwowanego zjawiska.

W badaniach symulacyjnych zjawiska zderzenia kluczową rolę odgrywa sposób modelowania obciążenia impulsowego. Powinien on możliwie dokładnie odtwarzać istotę zjawiska jakim jest oddziaływanie pomiędzy kolidującymi obiektami - czerpakiem koła czerpakowego koparki i przeszkodą. Z drugiej

Tab. 1 Zakres badań symulacyjnych różnych rozwiązań zabezpieczeń przeciążeniowych w napędzie koła czerpakowego

Nr bad.	Wersja zabezpieczeń przeciążeniowych	Odmiana zabezpieczeń przeciążeniowych
1	2	3
1	0	Bez mechanicznych zabezpieczeń przeciążeniowych
2	A	Sprzęgło hydrodynamiczne
3	B	Poślizgowe wielopłytkowe sprzęgło cierne
4	C	Z dwoma sprzęgłami: hydrodynamicznym, jak w wersji A i dodatkowym poślizgiem przy przekroczeniu momentu dopuszczalnego na sprzęgłe wielopłytkowym
5	D	Z dwoma sprzęgłami: rozłączne – trzymane koło wielkie i hydrodynamiczne
6		- bez poślizgu na hamulcu koła słonecznego, trzy wartości czasu rozłączania sprzęgła
7	D1	Tylko sprzęgło rozłączne – trzymane koło wielkie
8		- bez poślizgu na hamulcu koła słonecznego, trzy wartości czasu rozłączania sprzęgła
9	E	Z dwoma sprzęgłami: rozłączne – trzymane koło słoneczne i hydrodynamiczne
10		- bez poślizgu na hamulcu koła wielkiego, trzy wartości czasu rozłączania sprzęgła
11	E1	Tylko sprzęgło rozłączne – trzymane koło słoneczne
12		- bez poślizgu na hamulcu koła wielkiego, trzy wartości czasu rozłączania sprzęgła

jednak strony model ten powinien być możliwie prosty, ujmujący tylko podstawowe cechy modelowanego zjawiska, pomijając te które w badanym momencie odgrywają drugorzędą rolę. W literaturze spotyka się różne modele obciążenia dynamicznego koła czerpakowego [1, 4]. Nie odpowiadają one w pełni rzeczywistemu przebiegowi modelowanego zjawiska.



Rys. 2. Model obciążenia impulsowego opisany zależnością (1)
Fig. 2. Pulse load model described by relation (1)

Rzeczywisty przebieg obciążenia, podczas udarowego zatrzymania koła czerpakowego, w dużej mierze zależy od udziału odkształceń sprężystych i plastycznych w powstającym wtedy odkształceniu całkowitym urabianego ośrodka i zespołu urabiania. Przy odkształceniu czysto sprężystym siła obciążająca czerpak rośnie, aż do całkowitego zatrzymania ruchu koła. Zgromadzona w odkształceniu sprężystym energia powoduje powrotny obrót koła, a siła obciążająca czerpak maleje do zera. Przy odkształceniu wyłącznie plastycznym, obciążenie, po osiągnięciu wartości maksymalnej, co może nastąpić przy malejącej już prędkości obrotu koła, maleje, mimo dalszego ruchu obrotowego koła, aż do całkowitego ustania ruchu. W rzeczywistości powstają zarówno odkształcenia sprężyste, przede wszystkim zespołu urabiania, jak i plastyczne, głównie urabianego ośrodka. Uwzględnienie wpływu energii kinetycznej wirujących mas na wielkości powstającego wtedy obciążenia impulsowego umożliwi model (rys. 2) opisany zależnością.

$$P_{u\Sigma}(t) = [EP(\varphi_k(t)) + P_{imp}] \left(\frac{\dot{\varphi}_k i_c}{\omega_s} \right)^2, \quad (1)$$

gdzie:

$$P_{imp} = \begin{cases} 0 & \text{dla } t < t_0 - \Delta t \\ \frac{P_{ug}}{\Delta t} (t - t_0 + \Delta t) & \text{dla } t_0 - \Delta t < t < t_0, \\ P_{ug} & \text{dla } t > t_0 \end{cases}, \quad (2)$$

gdzie:

i_c – całkowite przełożenie mechanizmu napędu koła czerpakowego, φ_k – kąt obrotu koła, ω_s – prędkość kątowna obrotów nominalnych silnika, P – chwilowa wartość siły urabiania ośrodka, P_{ug} – graniczna wartość siły jaka może wystąpić przy powiększeniu siły urabiania o wartość obciążenia impulsowego.

W modelu tym wzrastające liniowo obciążenie impulsowe mnożone jest przez kwadrat prędkości obrotowej koła. Sprawia to, że przy znacznym spowolnieniu ruchu koła zmniejsza się szybkość narastania obciążenia, a po osiągnięciu pewnej wartości maksymalnej maleje do zera w momencie zatrzymania ruchu koła. W takim modelu należy przyjąć wartość granicznego obciążenia, a impuls zależy będzie tylko od przyjętej szybkości narastania obciążenia reprezentowanego przez wartości Δt . W modelu tym siła obciążająca czerpak w czasie zderzenia z przeszkodą zmienia się zgodnie ze zmianami prędkości koła czerpakowego i zanika w momencie unieruchomienia koła, co jest zgodne z intuicyjnym oczekiwaniem.

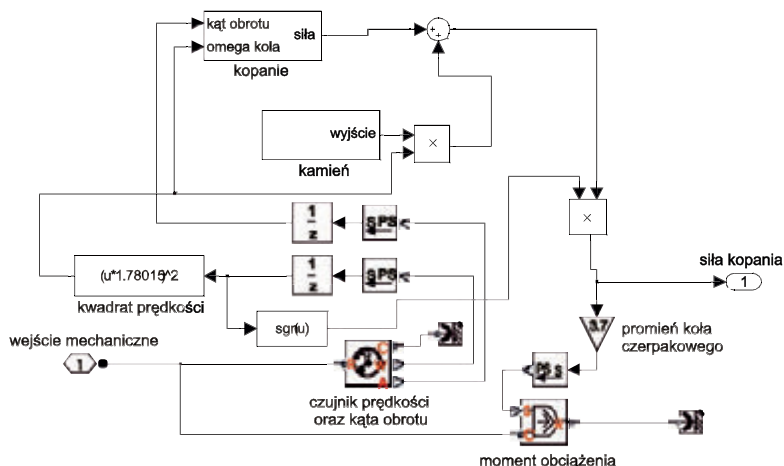
Przy zderzeniu czysto plastycznym (współczynnik restytucji $e = 0$) koło w końcu zderzenia zostaje unieruchomione, przy całkowicie sprężystym otrzymuje ono, w wyniku odbicia, prędkość obrotową o odwrotnym kierunku. Prędkości odbicia doznaje nie tylko koło ale również i głowica wysięgnika. Podział całkowitej energii kinetycznej zderzenia na energię pochłanianą przez koło (E_k) i masę wysięgnika, zredukowaną na oś koła czerpakowego (E_m), określają zależności (3) i (4) [6].

$$E_m = \frac{1}{2} m_g v_{g2}^2 = \frac{(1+e)^2 J_k^2 m_g}{2(J_k + m_g R^2)^2} (\omega_k R)^2 \quad (3)$$

$$E_k = \frac{1}{2} J_k \omega_{k2}^2 = \frac{(J_k - e m_g R^2)^2 J_k}{2(J_k + m_g R^2)^2} \omega_k^2 \quad (4)$$

gdzie: e - współczynnik restytucji, J_k - moment bezwładności elementów, zatrzymywanych z kołem czerpakowym, zredukowany na oś koła, m_g - masa całego zespołu urabiania wraz z głowicą wysięgnika koła zredukowana na oś koła czerpakowego, R - promień koła czerpakowego, ω_k - prędkość kątowa obrotu koła czerpakowego, ω_{k2} - prędkość kątowa obrotu koła czerpakowego i związanych z nim elementów napędu na początku drugiego stadium zderzenia, v_{g2} - prędkość liniowa masy m_g na początku drugiego stadium zderzenia (prędkość odbicia).

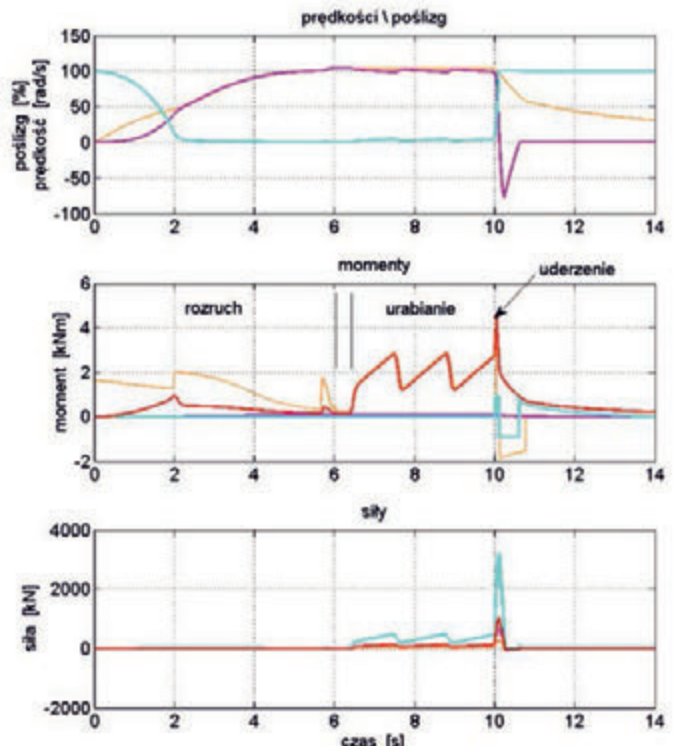
Poszczególne rodzaje zabezpieczeń przeciążeniowych mogą odmiennie reagować na zderzenie plastyczne czy też sprężyste. Dlatego do badań symulacyjnych przyjęto dwa modele obciążenia, powstającego w momencie zderzenia: model zderzenia plastycznego i model zderzenia sprężystego.



Rys. 3. Ogólny model obciążenia koła czerpakowego podczas urabiania w momencie natrafienia na nieurabialną przeszkodę, przy zderzeniu czysto plastycznym

Fig. 3. A general model of the bucket wheel load during mining upon encountering an obstacle, the purely plastic collision

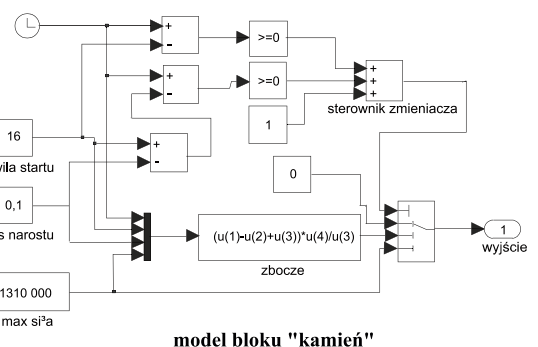
Podstawą przyjętych modeli obciążenia impulsowego jest założenie, że siła powstała w momencie zderzenia narasta liniowo z szybkością 13,1 MN/s. Taka szybkość narastania obciążenia wynika z szacunkowej oceny dotychczasowych doświadczeń z eksploatacji koparek kołowych. Podobne wartości przyjmowane były również w pracach [1, 4].



- wykras górny:
 - prędkość obrotowa silnika
 - prędkość obrotowa turbinowej części sprzęgła hydrodynamicznego
 - prędkość obrotowa części sprzęgła hydrodynamicznego
- wykras środkowy:
 - moment magnetyczny silnika
 - moment trącony na wentylację silnika
 - moment hamowania hamulca bębnowego
 - moment przenoszony przez sprzęgło hydrokinetyczne
- wykras dolny:
 - siła międzyzębna przekładni stożkowej
 - siła międzyzębna pierwszego przełożenia planetarnego
 - siła międzyzębna drugiego przełożenia planetarnego
 - siła urabiania na kole czerpakowym

Rys. 4. Symulacja pracy napędu koła czerpakowego koparki SchRs 800 ze sprzęgłem hydrodynamicznym od uruchomienia do zderzeniowego zatrzymania ruchu koła. Model zderzenia sprężystego

Fig. 4. Simulation of the excavator's SchRs 800 bucket wheel drive hydrodynamic coupling from start to crash stop of bucket wheel. Resilient collision model



Podczas urabiania obciążenie koła w momencie zderzenia z przeszkodą, zgodnie z zależnością (1), jest sumą oporów urabiania i obciążenia impulsowego. Przykładowo model tego obciążenia utworzony w środowisku Matlab-Simulink przy zderzeniu czysto plastycznym przedstawia rysunek 4. Blok *kamień* jest modelem podstawy obciążenia impulsowego, powstającego w momencie zderzenia. Rzeczywista wartość współczynnika restytucji przy zderzeniu czerpaka z przeszkodą jest większa od zera i na ogół nie osiąga wartości równej 1. Przy zderzeniu sprężystym prędkość odbicia dotyczy zarówno obrotów koła jak i ruchu głowicy wysięgnika. Prędkości te zależą od momentu bezwładności napędu koła i od zredukowanej masy wysięgnika urabiającego (zależności 3 i 4). Model zderzenia sprężystego uwzględnia to jedynie poprzez przypisanie odbiciu koła części odwrotnie proporcjonalnej do stosunku bezwładności napędu koła do zredukowanej masy.

Wyniki badań symulacyjnych

Symulację zderzeniowego zatrzymania ruchu koła czerpakowego dla każdej wersji analizowanych zabezpieczeń przeprowadzono zarówno dla modelu sprężystego zderzenia jak i plastycznego. Oczywiście w rzeczywistości nie występuje zderzenie czysto sprężyste jak i czysto plastyczne. Jednak czytelność badań porównawczych jest większa przy wynikach odpowiadających modelom reprezentującym te zjawiska oddzielnie.

Wyniki badań symulacyjnych przedstawione są w formie przebiegów czasowych odpowiednich parametrów pracy napędu. Na rysunku 4 przedstawiono pełny symulowany przebieg pracy napędu koła czerpakowego z zabezpieczeniem przeciążeniowym w wersji A (tab. 1). Obejmuje on rozruch koła, wejście w urabianą skałę i uderzeniowe przeciążenie napędu koła, aż do unieruchomienia wszystkich elementów napędu. Jako kryterium porównawcze skuteczności działania poszczególnych rodzajów zabezpieczeń przeciążeniowych, przy obciążeniu impulsowym, przyjęto wartości maksymalne trzech parametrów:

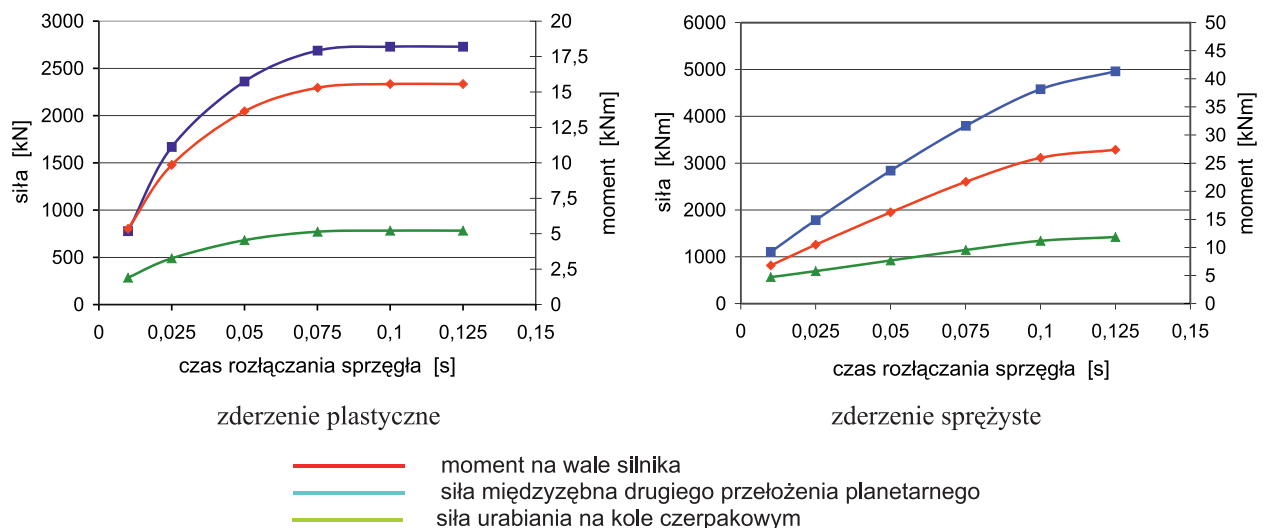
- siła obciążająca koło czerpakowe
- siła międzyzębna II stopnia przełożenia planetarnego przekładni napędu koła
- moment na wale silnika.

Z przeprowadzonych wstępnych badań wynika, że czas rozłączania sprzęgła czysto rozłącznego ma większe znaczenie przy sprężystym modelu zderzenia niż przy plastycznym (rys. 5). Przy modelu plastycznym, ze wzrostem czasu rozłączania sprzęgła, następuje początkowo szybki przyrost maksymalnych wartości analizowanych parametrów. Ma to miejsce do czasu około 0,08 s. Dalszy wzrost czasu rozłączania nie powoduje istotnych zmian. Dla celów porównawczych (rys. 6) przyjęto jedną szybkość rozłączania sprzęgieł rozłącznych – wynoszącą 0,05 s. Odpowiada to czasowi rozłączania badanego sprzęgła na koparce SchRs 4600 [3].

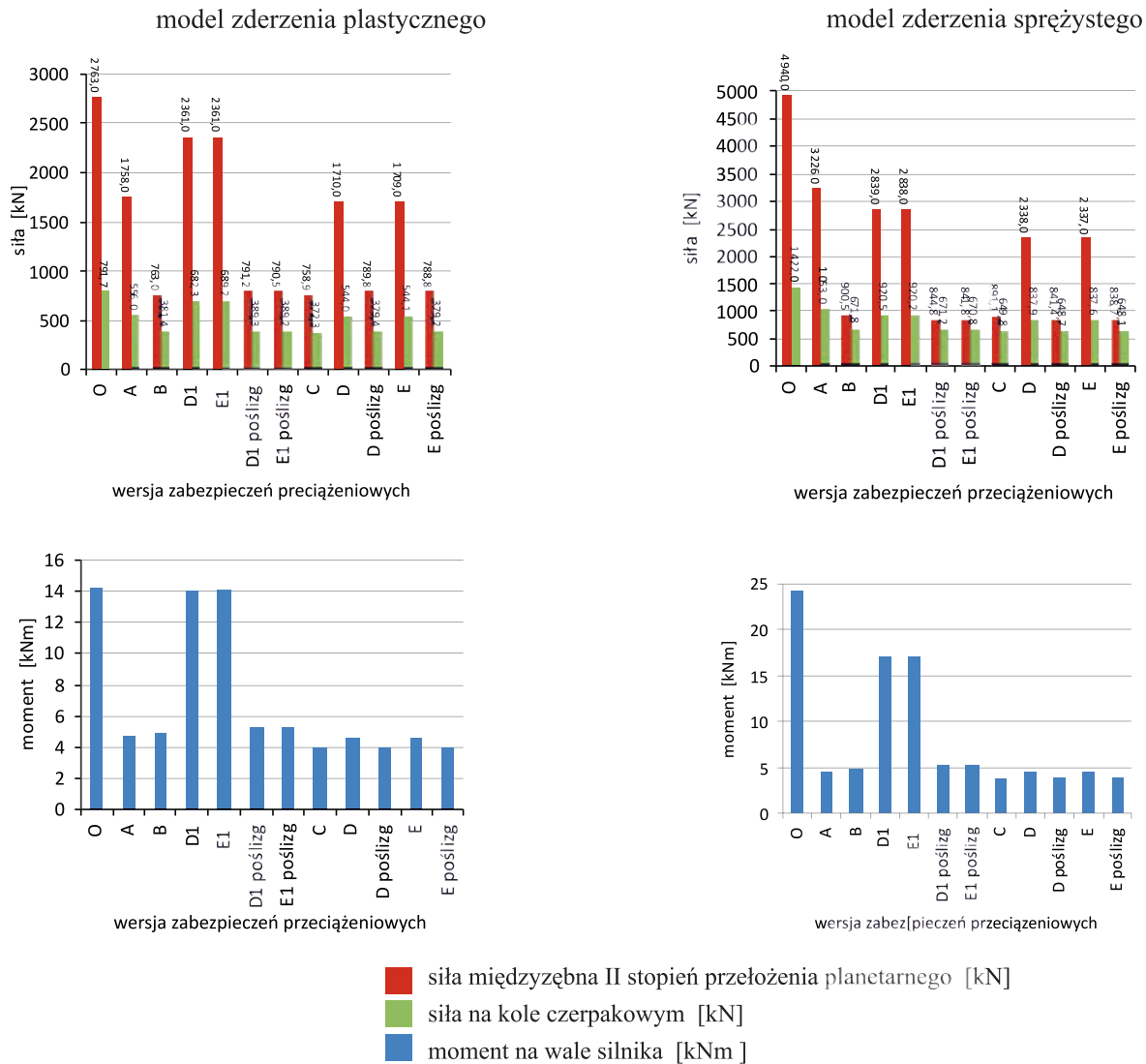
Z porównania wykresów ujętych na rysunku 6 wynika, że efektywność działania większości analizowanych wariantów zabezpieczeń przeciążeniowych dla obu modeli zderzenia (plastycznego i sprężystego) jest zbliżona. Jedynie znaczne różnice dotyczą działania sprzęgła rozłącznego (wariant **D1** i **E1**). W przypadku zderzenia plastycznego przy tylko takim zabezpieczeniu przeciążeniowym zmniejszenie momentu na wale silnika praktycznie nie następuje. Przy zderzeniu sprężystym skuteczność działania tych sprzęgieł jest znacznie większa. Następuje znaczne zmniejszenie momentu na wale silnika w porównaniu z wartościami otrzymanymi dla napędu bez zabezpieczeń mechanicznych i duże, bo przekraczające 40% obniżenie maksymalnych wartości pozostałych analizowanych parametrów (rys. 6).

Rezultaty przeprowadzonych badań symulacyjnych wskazują, że najlepsze właściwości przy uderzeniowym zatrzymaniu ruchu koła wykazują sprzęgła posiadające możliwość natychmiastowego poślizgu po przekroczeniu dopuszczalnego obciążenia. Ma to miejsce przy plastycznym, jak i sprężystym modelu zderzenia. W badaniach przyjęto model idealnie działającego poślizgowego sprzęgła ciernego. Jednak działanie rzeczywistego sprzęgła ciernego, w rezultacie oddziaływania wielu czynników, może odbiegać od stanu idealnego. Zabezpieczenia w postaci sprzęgieł rozłącznych, bez możliwości poślizgu elementu trzymanego hamulcem, dają zdecydowanie gorsze efekty. Jednak trzeba mieć na uwadze, że rzeczywiste sprzęgło rozłączne może wykazywać tendencję do niewielkiego poślizgu w ostatniej fazie jego rozłączania. Zależy to od budowy danego sprzęgła. Zatem wartości maksymalne poszczególnych parametrów, uzyskane z symulacji, mogą być nieco zawyżone.

sprzęgło rozłączne bez możliwości poślizgu



Rys. 5. Wpływ czasu rozłączania sprzęgła o działaniu tylko rozłącznym
Fig. 5. Time effect in disengaging of separable working coupling



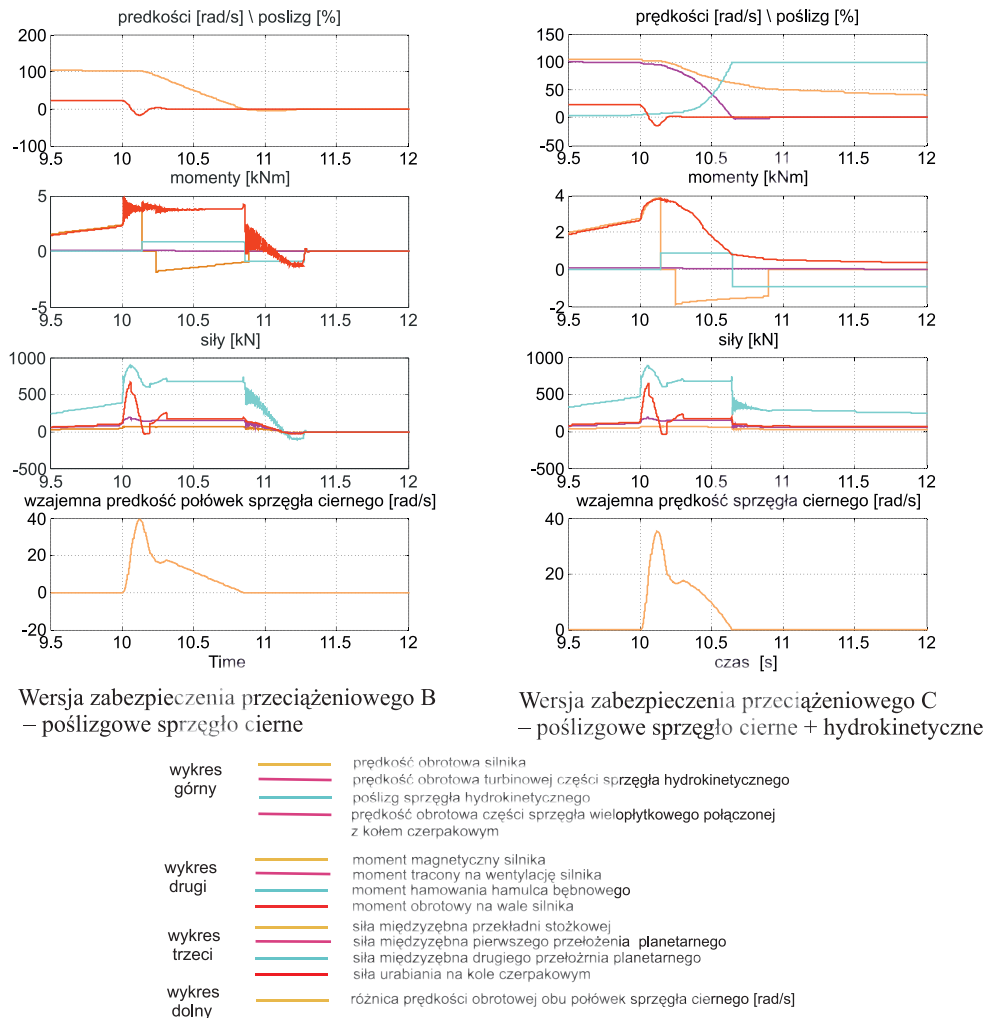
Rys. 6. Wartości maksymalne poszczególnych parametrów dla różnych wersji i odmian zabezpieczeń przeciążeniowych
 Fig. 6. The maximum values of individual parameters for different versions and varieties of overload protections

Obecnie, w większości nowych maszyn, jak i przy modernizacji istniejących, stosuje się jako jedyne zabezpieczenie przeciążeniowe sprzęgło hydrodynamiczne lub jako uzupełnienie innych zabezpieczeń. Dlatego na ten rodzaj sprzęgła zwrócono szczególną uwagę w badaniach symulacyjnych. Z przeprowadzonych badań wynikało, że samodzielne sprzęgło hydrokinetyczne jest skutecznym zabezpieczeniem przeciążeniowym przy zderzeniu plastycznym. Przy zderzeniu sprężystym, a właśnie wtedy występują maksymalne siły, bo półtora razy większe niż przy plastycznym (rys. 6), skuteczność jego jest niewielka. Nawet mniejsza niż sprzęgła rozłącznego bez poślizgu. Dlatego sprzęgło to, jako jedyne zabezpieczenie w napędzie koła, nie powinno być stosowane.

Dodatkowe sprzęgło hydrokinetyczne przy sprzęgle rozłącznym powoduje znaczne obniżenie wartości siły międzyzębnej i wyraźne zmniejszenie maksymalnej siły obciążającej koło, jednak tylko dla sprężystego modelu zderzenia. Wszystkie zarejestrowane przebiegi czasowe wykazują, że sprzęgło hydrokinetyczne powoduje ponadto wyraźne wy tłumienie drgań w układzie napędu koła (rys. 7) i to chyba jest podstawową zaletą tego sprzęgła.

Wnioski

1. Stosowane w napędzie koła czerpakowego różnego rodzaju zabezpieczenia przeciążeniowe umożliwiają jedynie ograniczenie, i to tylko w pewnym stopniu, wielkości obciążenia przy uderzeniowym zatrzymaniu koła czerpakowego.
2. Niezależnie od zastosowanego rozwiązania zabezpieczenia przeciążeniowego, musi ono zawierać zespół umożliwiający poślizg w momencie osiągnięcia krytycznej wartości obciążenia koła czerpakowego. W przypadku obciążenia impulsowego brak poślizgu znacznie obniża skuteczność zabezpieczeń.
3. Sprzęgło hydrodynamiczne powoduje dodatkowo wytłumienie drgań w układzie napędu koła czerpakowego. Spełnia ono większość wymagań stawianych zabezpieczeniom przeciążeniowym w napędzie koła czerpakowego [2], jednak jego skuteczność jako zespołu poślizgowego jest znacznie ograniczona. Związane to jest między innymi ze znaczną masą części turbinowej sprzęgła, a ponadto ze względu na stały poślizg podczas pracy (rzędu 3%), jego obecność istotnie obniża sprawność napędu. Z przeprowadzonych badań wynika, że nie powinno się stosować go jako jedynego zabezpieczenia przeciążeniowego w napędzie koła czerpakowego.



Rys. 7. Wpływ sprzęgła hydrokinetycznego na symulowany przebieg zderzeniowego zatrzymania ruchu koła czerpakowego – model zderzenia sprężystego
Fig. 7. Effect of a fluid coupling on a simulated crash stop the of the bucket wheel's movement - resilient collision model

Literatura

- [1] Kowalczyk M., Rusiński E., *Diagnozowanie i działanie w stanach przeciążeń udarowych mechanizmu urabiania koparki*. Górnictwo Odkrywkowe nr 4-5 2009
- [2] Schlecht B., *Planetengetriebe mit integrierter Überlastsicherung im Schaufelradantrieb eines Tagebaugroßgerätes*. VDI, Lübeck, www.me.tu-dresden.de/publika/lit/Sch99.pdf
- [3] Szepietowski S. W., Onichimiuk M., Szepietowski M., *Doświadczalna weryfikacja szybkości działania przeciążeniowego sprzęgła rozłącznego w napędzie koła czerpakowego koparki wielonaczyniowej*. W: Konferencja Naukowo-Techniczna „Maszyny i Pojazdy dla Budownictwa i Górnictwa Skalnego. Wrocław 16-17 września 2010 str. 135÷144
- [4] Szepietowski W., *Model of Digging Mechanism with Hydrokinetic Coupling for SchRs 1200 Bucket Wheel Excavator*. Archiwum Budowy Maszyn nr 3-4 1994
- [5] Szepietowski M., *Badania symulacyjne rozruchu napędu koła czerpakowego na przykładzie zmodernizowanej koparki SchRs 800*. Górnictwo Odkrywkowe nr 1 2005
- [6] Wołkow D. P., Czerkasow W.A., *Dynamika uпрочnost mnogokowszowych ekskawatorow i otwaloobrazowatelej*. Maszinstrojenie Moskwa 1969