

Badania wpływu metalowego sprzęgła podatnego skrętnie na obciążenie dynamiczne układu napędowego przenośnika zgrzeblowego

The influence of torsionally flexible metal coupling on dynamical load of scraper conveyor drive system



*Dr hab. inż. Krzysztof Filipowicz,
prof. nzw. Pol. Śl. *)*



*Dr inż. Mariusz Kuczaj *)*

Treść: W artykule omówiono proces kinematycznej i dynamicznej analizy działania prototypu metalowego sprzęgła podatnego skrętnie, które zastosowano w układzie napędowym przykładowego przenośnika zgrzeblowego. Przeprowadzone symulacje i analizy otrzymanych przebiegów pozwoliły na ocenę wpływu metalowego sprzęgła podatnego skrętnie na obciążenie dynamiczne napędu przenośnika. W artykule zaprezentowano i omówiono wybrane wyniki z przebiegu tych symulacji, prowadzone na wirtualnym modelu sprzęgła.

Abstract: This paper presents the kinematic and dynamic analysis of prototypical torsionally flexible metal coupling operation. The coupling was applied in a drive system of standard scraper conveyor. Simulations and analyses of the obtained courses allowed for assessment of the influence of torsionally flexible metal coupling on dynamic load of the conveyor drive. The paper presents and describes selected simulation results conducted on a virtual coupling model.

Słowa kluczowe:

maszyny górnicze, układy napędowe, sprzęgła, obciążenie dynamiczne

Key words:

mining machines, drive systems, couplings, dynamical load

1. Wprowadzenie

Obciążenia dynamiczne, oddziałując na elementy i zespoły mechaniczne, jak i na całą maszynę roboczą, niekorzystnie wpływają na ich trwałość i niezawodność. Fakt ten ma szczególne znaczenie w przypadku obciążenia maszyn górniczych i ich napędów, które są narażone na szczególnie intensywne oddziaływania eksploatacyjne. Wynikają one z dużych i zmiennych obciążeń ze znacznymi chwilowymi przeciążeniami oraz z dużej częstotliwości rozruchów [2, 4].

Te niekorzystne oddziaływanie pochodzące zarówno od czynników zewnętrznych, jak i wewnętrznych, można znacznie ograniczyć przez stosowanie odpowiednio dobrego sprzęgła podatnego pośredniczącego w przekazywaniu momentu obrotowego z układu napędowego do zespołów wykonawczych maszyny roboczej. Odpowiedni dobór nowo-

czesnego sprzęgła podatnego, o znanych charakterystykach pozwalała na nowoczesne rozwiązanie konstrukcyjne napędu.

Dotychczas w maszynach górniczych, są na wejściu układów napędowych, między silnikiem i przekładnią, stosuje się często dwa sprzęgła, a mianowicie tzw. elastyczne z wkładkami elastomerowymi lub poliuretanowymi jedno- lub dwuwkładkowe oraz sprzęgła hydrokinetyczne (np. SH, TV firmy Voith Turbo GmbH, itp.) czy też zintegrowane układy napędowe typu WB/CST DBT, składające się z przekładni planetarnej i sprzęgła wielopłytkowego, co ma miejsce, np. w napędach przenośników zgrzeblowych. Rozwiązania takie są bardzo kosztowne i rozbudowane konstrukcyjnie. Stosowane obecnie sprzęgła i układy sprzęgłowe, zwłaszcza w napędach przenośników zgrzeblowych, cechują się skomplikowaną budową i rozbudowanymi układami sterowania, a ich zasada działania opiera się na pracy sprzęgła ciernego [2, 4].

W Instytucie Mechanizacji Górnictwa Politechniki Śląskiej w Gliwicach opracowano założenia konstrukcyjne i projekt metalowego sprzęgła podatnego skrętnie, które jest

*) Politechnika Śląska w Gliwicach

dostosowane do pracy w układzie napędowym przenośnika zgrzeblowego o mocy silnika 200 kW [3, 8, 9].

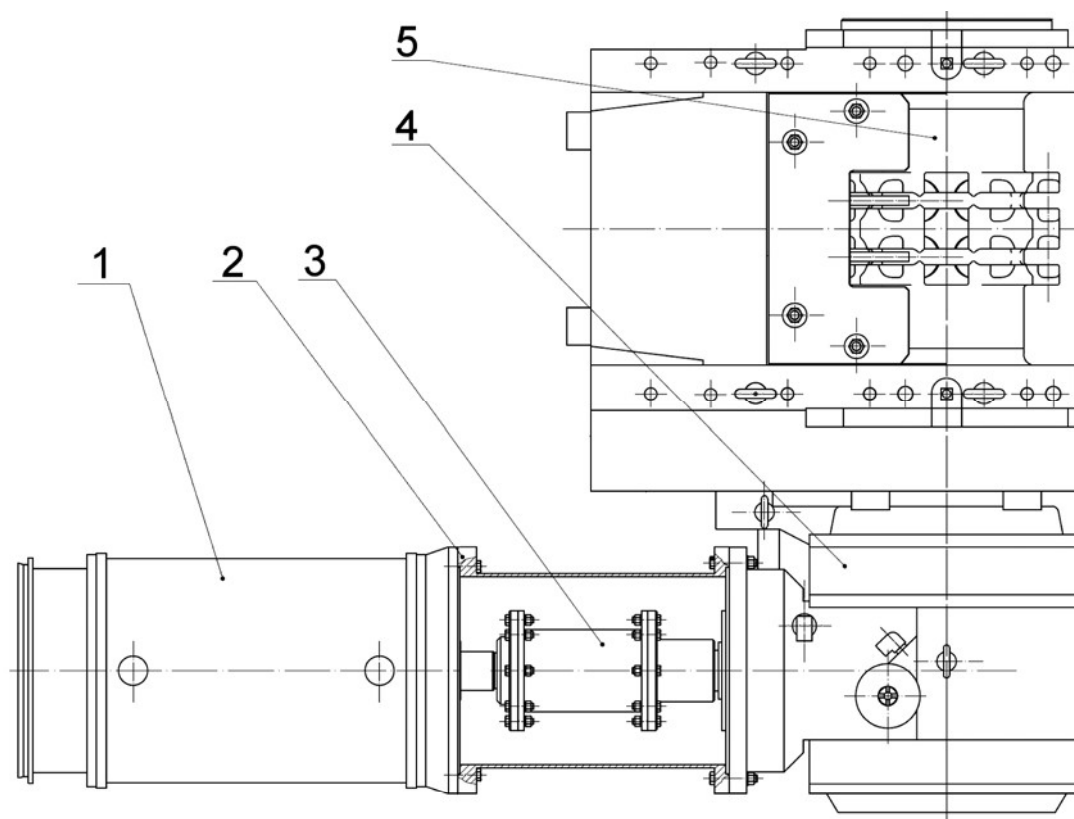
2. Metalowe sprzęgło podatne skrętnie w układzie napędowym przenośnika zgrzeblowego

W analizowanej koncepcji układu napędowego przenośnika zgrzeblowego o mocy silnika elektrycznego 200 kW, metalowe sprzęgło podatne skrętnie umieszczono bezpośrednio przy silniku napędowym. Propozycję rozwiązania konstrukcyjnego przedstawiono na rysunku 1. Zaprojektowany układ napędowy przenośnika zgrzeblowego składa się z asynchronicznego klatkowego silnika elektrycznego o mocy 200 kW (1) połączonego z przekładnią zębatą kątową (stożkowo-planetarną) (4) za pomocą metalowego sprzęgła podatnego skrętnie (2). Do bezpośredniego ustalenia położenia silnika elektrycznego i przekładni zębatej służy „garniec” (3). Wał wyjściowy przekładni planetarnej (4) jest bezpośrednio połączony za pomocą wielowypustu z bębnem napędowym (5) przenośnika zgrzeblowego.

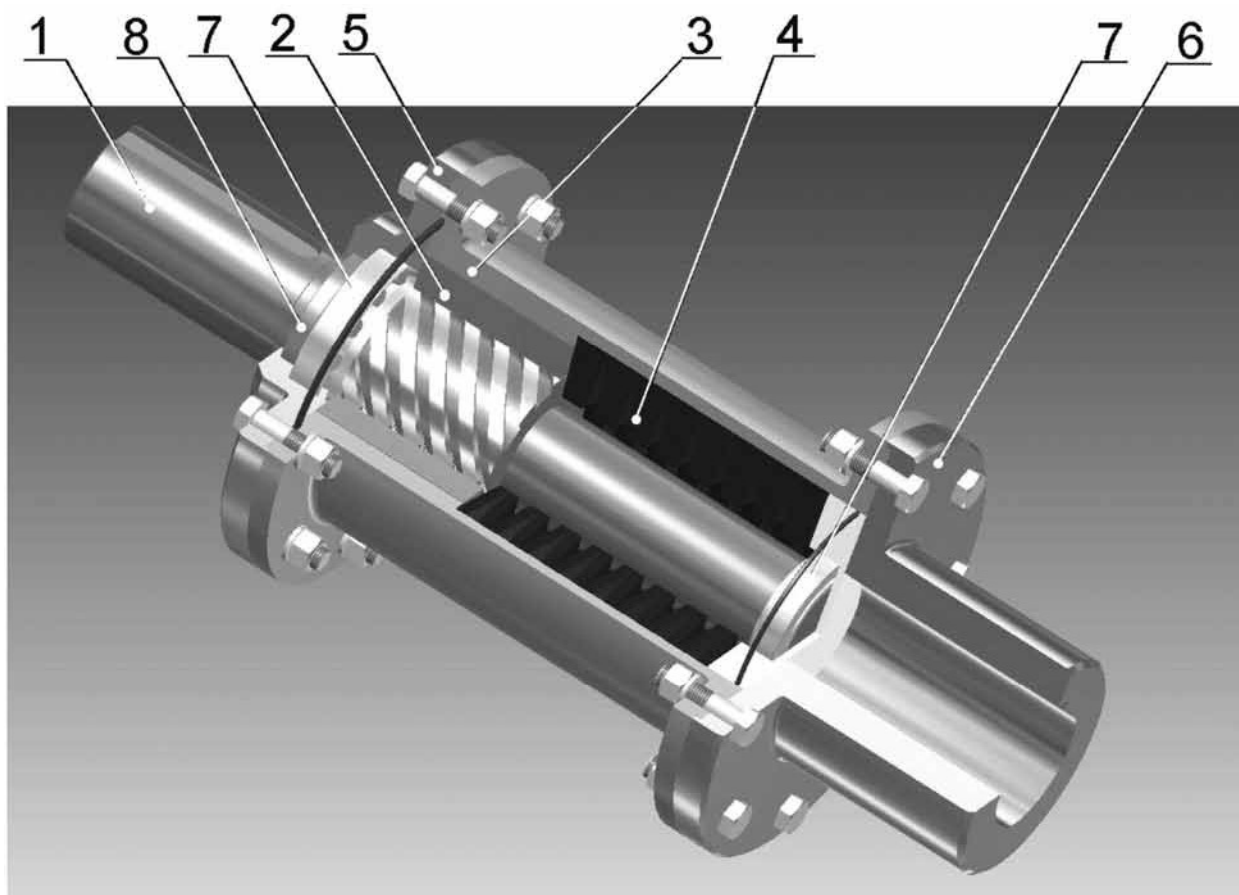
Zaprojektowaną do układu napędowego przenośnika zgrzeblowego (rys. 1) postać konstrukcyjną metalowego sprzęgła podatnego skrętnie przedstawiono na rysunku 2.

Zasada działania metalowego sprzęgła podatnego skrętnie polega na tym, że roboczy moment obrotowy oddziałuje na stronę czynną sprzęgła bezpośrednio poprzez wał (1), a następnie przekazywany jest na tuleję przesuwaną (2) za pomocą wielowypustowego mechanizmu gwintowego. Wzrastająca

wartość momentu powoduje obrót wału (1) względem tulei (2), a zarazem i obudowy sprzęgła (3). Powstająca siła osiowa w mechanizmie gwintowym zapoczątkowuje ruch posuwisty tulei wzdłuż osi wału (osi sprzęgła). Ograniczenie ruchu tulei tylko do posuwistego, zrealizowane jest poprzez ruchowe połączenie wielowypustowe wykonane między tuleją (2) i obudową sprzęgła (3). Ruch posuwisty tulei przesuwnej powoduje jednocześnie ściskanie, odpowiednio dobranego do założonej charakterystyki sprzęgła, zestawu sprężyn talerzowych (4). Ściskanie sprężyn powoduje wytworzenie wewnętrznej siły odkształcenia sprężystego tego zestawu sprężyn. Siła ta w każdym chwilowym, ustalonym położeniu tulei przesuwnej, równoważy siłę osiową powstającą w mechanizmie gwintowym, która jest wynikiem działania zewnętrznego momentu roboczego. Każde chwilowe przeciążenie napędu momentem roboczym, powoduje dodatkowe ściskanie elementów sprężystych sprzęgła, a zmniejszenie obciążenia ich odprężanie. Zaistniałą równowagę sił w mechanizmie gwintowym sprzęgła, zdefiniowaną chwilowym, ustalonym położeniem tulei przesuwnej (2) względem wału (1) i obudowy (3), definiuje także kąt względnego obrotu członów sprzęgła – czynnego i biernego, przy którym to kącie następuje „przeniesienie” chwilowej wartości momentu roboczego ze strony czynnej na bierną sprzęgła. Każde chwilowe przeciążenie napędu momentem roboczym powoduje dodatkowe ściskanie elementów sprężystych sprzęgła, a zmniejszenie obciążenia ich odprężanie. Po całkowitym odciążeniu układu napędowego tuleja przesuwna (2), naciskana przez odprężający się zestaw sprężyn, wraca do położenia początkowego ustalonego konstrukcyjnie względem osi wału sprzęgła.



Rys. 1. Koncepcja układu napędowego przenośnika zgrzeblowego z metalowym sprzęgłem podatnym skrętnie, gdzie: 1 – silnik elektryczny 200 kW, 2 – adaptor, 3 – metalowe sprzęgło podatne skrętnie, 4 – przekładnia zębatą kątową stożkowo-planetarną, 5 – bęben napędowy przenośnika zgrzeblowego
 Fig. 1. Conception of conveyor drive system with torsionally flexible metal coupling; 1 – electric motor 200 kW, 2 – adaptor, 3 – torsionally flexible metal coupling, 4 – bevel-planetary angular gear, 5 – driving drum of conveyor



Rys. 2. Budowa prototypu metalowego sprzęgła podatnego skrętnie do napędu przenośnika zgrzeblowego 200 kW gdzie: 1 – wał sprzęgła z wykonanym gwintem, 2 – tuleja przesuwna z wykonanym gwintem wewnętrznym i wielowypustem, 3 – obudowa z naciętym wielowypustem, 4 – zestaw sprężyn talerzowych, 5 – pokrywa zamykająca, 6 – piasta sprzęgła, 7 – łożyska stożkowe, 8 – pierścień uszczelniający

Fig. 2. Construction of torsionally flexible metal coupling implemented in 200 kW scraper conveyor. 1 – screw-threaded coupling shaft, 2 – splined sliding sleeve with internal screw thread, 3 – housing with cut splines, 4 – disk spring set, 5 – cover plate, 6 – coupling hub, 7 – cone bearings, 8 – sealing ring

Szczegółowe informacje dotyczące budowy i zasady działania oraz prowadzonych prac badawczych dotyczących sprzęgła są zawarte w pracach [1,4, 5, 6, 7, 10].

3. Analiza dynamiczna układu napędowego z metalowym sprzęgłem podatnym skrętnie

Jak już nadmieniano, jednym z zadań sprzęgła podatnego w układzie napędowym jest łagodzenie dynamicznych zmian przenoszonego momentu obrotowego, które mogą pochodzić zarówno od silnika napędowego, jak i od obciążenia zewnętrznego maszyny roboczej. W tym przypadku zmniejszenie maksymalnej wartości chwilowej momentu obrotowego następuje w wyniku zamiany energii mechanicznej na sprężystą. W metalowym sprzęgle podatnym skrętnie nadwyżka energii mechanicznej jest zamieniana na energię sprężystą przez zestaw sprężyn talerzowych. Natomiast podczas nagłego odciążenia sprzęgła skumulowana energia sprężysta w zestawie sprężyn zostaje zamieniona na energię mechaniczną, powodującą ruch powrotny tulei przesuwnej, a tym samym powrotny obrót wału sprzęgła.

Dobór sprzęgła do rzeczywistego układu napędowego wymaga możliwie obszernej analizy dynamicznej całego układu napędowego, w którym to sprzęgło ma być zastosowane. Analiza ta powinna być pomocna przy określaniu cech

dynamicznych sprzęgła podatnego, takich jak np.: sztywność skrętna i tłumienie, a także innych cech eksploatacyjnych i konstrukcyjnych, którymi mogą być np.: maksymalne obciążenie, wymiary, zastosowane materiały konstrukcyjne, trwałość itd. Dlatego też prowadzone symulacje komputerowe i analiza uzyskanych wyników z badań symulacyjnych sprzęgła, stanowią cenne narzędzie w pracy konstruktora maszyn.

Główną zaletą tych badań, prowadzonych na modelu wirtualnym metalowego sprzęgła podatnego jest możliwość sprawdzenia reakcji układu mechanicznego, na różnego rodzaju zadawane wymuszenia dynamiczne w przypadku różnorodnych kombinacji parametrów konstrukcyjnych, technologicznych i eksploatacyjnych sprzęgła. Oprócz tego, badania takie pozwalają również na uściślenie zakresów wartości tych parametrów celem odpowiedniego zaplanowania programu późniejszych badań doświadczalnych na obiekcie rzeczywistym.

3.1. Metalowe sprzęgło podatne skrętnie w układzie napędowym ścianowego przenośnika zgrzeblowego

Jak już nadmieniano, metalowe sprzęgło podatne stosowane w układzie napędowym ścianowego przenośnika zgrzeblowego jest zupełnie nowym rozwiązaniem konstrukcyjnym. Z tego względu podjęto się przeprowadzenia badań symulacyjnych, mających na celu sprawdzenie wpływu sprzę-

gła i jego charakterystyki na pracę układu napędowego, który charakteryzuje się m.in. dużą zmiennością obciążenia podczas fazy rozruchu i pracy ustalonej. W tym celu posłużono się narzędziem programowym typu CAD. Obecnie programy tego typu pozwalają nie tylko na budowę obiektu trójwymiarowego złożonego z poszczególnych podzespołów, lecz również na przeprowadzenie szerokich i dokładnych analiz całego obiektu. Możliwe jest bowiem sprawdzenie poprawności działania wszystkich mechanizmów i par kinematycznych, zarówno pod względem kinematycznym, jak i dynamicznym, zanim powstanie fizyczny, rzeczywisty prototyp.

Wykorzystując opisane narzędzia, wirtualny prototyp sprzęgła (rys. 3) został wykonany w środowisku SolidWorks [11]. Modele bryłowe poszczególnych jego elementów składowych zostały powiązane w działający mechanizm za pomocą odpowiednich wiązań.

Celem umożliwienia wykonania symulacji komputerowej działania sprzęgła, zestaw sprężyn talerzowych został zastąpiony wirtualnym wiązaniem sprężysto-tłumiącym, zobrazowanym w modelu komputerowym w postaci sprężyny spiralnej (rys. 3) o charakterystyce obciążeniowej i tłumieniu, odpowiadającym zastosowanym w sprzęgle zestawom sprężyn talerzowych.

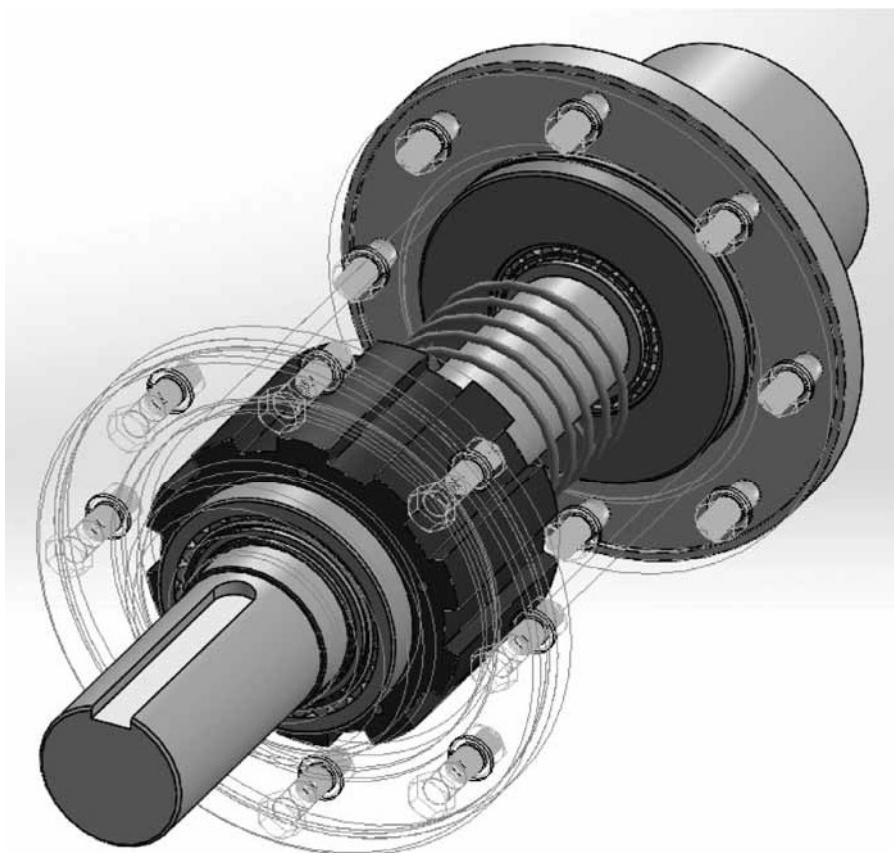
Charakterystyka obciążeniowa oraz współczynnik tłumienia zestawu sprężyn zastosowanego w metalowym sprzęgle podatnym skrętnie, zostały uprzednio określone doświadczalnie na stanowisku badawczym. Dzięki zastosowanemu wiązaniu sprężysto-tłumiącemu możliwe było wykonanie poprawnej symulacji ruchu tulei przesuwnej sprzęgła oraz przebiegu zmian momentu obrotowego MOS, przenoszzonego

przez sprzęgło ze strony czynnej na bierną, w wyniku działania na człon czynny sprzęgła - wał sprzęgła (rys. 2, poz. 1) roboczego momentu obrotowego MOR, obciążającego sprzęgło. Występujące relacje geometryczne ujęte w programie w postaci wiązań, a dotyczące współpracy wielowypustów oraz połączenia gwintowego, zostały określone poprzez uwzględnienie sił tarcia. Przyjęte wartości powyższych współczynników charakteryzujących poszczególne pary kinematyczne sprzęgła w sposób podstawowy determinują charakterystykę sprężystą metalowego sprzęgła podatnego skrętnie, wyrażoną współczynnikiem sztywności skrętnej i współczynnikiem tłumienia [2, 4].

Obciążenie układu napędowego ścianowego przenośnika zgrzeblowego charakteryzuje się stochastycznością, licznymi przeciążeniami oraz utrudnionym rozruchem. W artykule przedstawiono wyniki symulacji komputerowych pracy sprzęgła podczas rozruchu i pracy ustalonej przenośnika. Należy podkreślić, że użyte do badań przebiegi roboczego momentu obrotowego MOR obciążającego sprzęgło, pochodziły z pomiarów dokonanych na obiekcie rzeczywistym [12, 13].

3.2. Symulacja komputerowa pracy sprzęgła podczas rozruchu przenośnika

W pierwszym etapie prowadzonych analiz kinemato-dynamicznych dokonano symulacji pracy sprzęgła dla pierwszych 14 sekund zarejestrowanej pracy przenośnika. Czas ten obejmuje okres rozruchu przenośnika, aż do momentu ustalenia się wartości roboczego momentu obrotowego MOR na poziomie odpowiadającym pracy ustalonej przenośnika. Wybrano przebieg obciążenia dla jednego z napędów



Rys. 3. Widok modelu wirtualnego metalowego sprzęgła podatnego skrętnie, zastosowanego do prowadzonych symulacji komputerowych

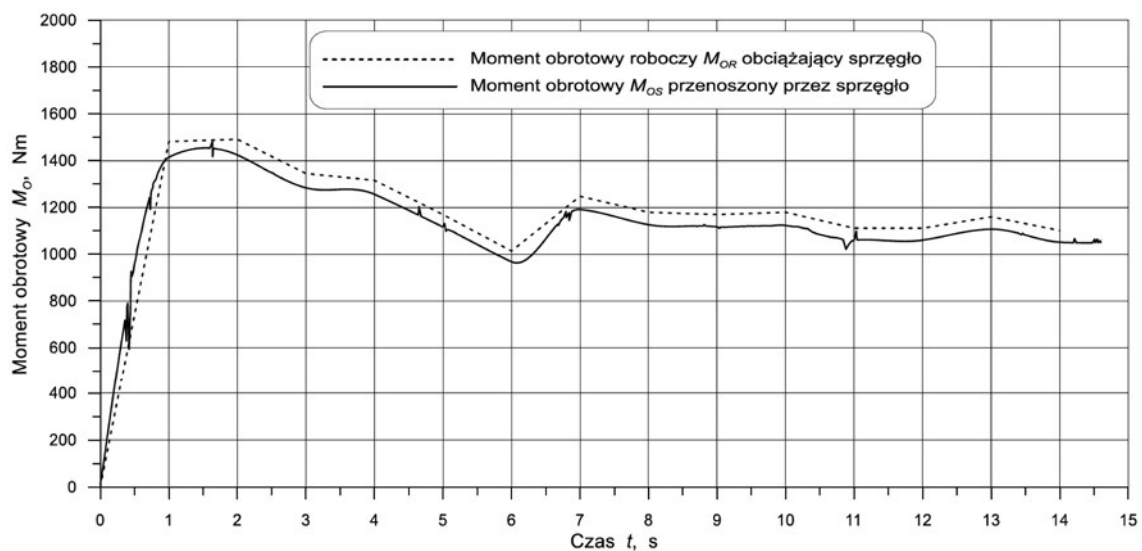
Fig. 3. Virtual model of torsionally flexible metal coupling implemented in computer simulations

wyspowych [12]. Mierzone wartości roboczego momentu obrotowego MOR były uśredniane i rejestrowane co sekundę. Wyniki przeprowadzonej symulacji (rys. 4), przedstawiające przebieg zmian momentu obrotowego MOS przenoszonego przez sprzęgło ze strony czynnej (rys. 2, poz. 1 - wał sprzęgła) na bierną (rys. 2, poz. 6 - piasta sprzęgła) wraz z przebiegiem wymuszeń w postaci zarejestrowanego roboczego momentu obrotowego MOR obciążającego sprzęgło, zaprezentowano na wspólnym wykresie, co ułatwiło interpretację uzyskanych wyników.

W pierwszych dwóch sekundach pracy – rozruchu przenośnika – zarejestrowane momenty obrotowe MO uzyskują największą wartość, nieco ponad 1400 Nm. Po około 11 sekundach pracy przenośnika ich wartości „ustalają się” w obszarze pomiędzy 1000 a 1200 Nm. Można przyjąć, że jest to już obszar pracy ustalonej przenośnika. Jak można zauważyć, przebieg momentu obrotowego MOS po stronie biernej sprzę-

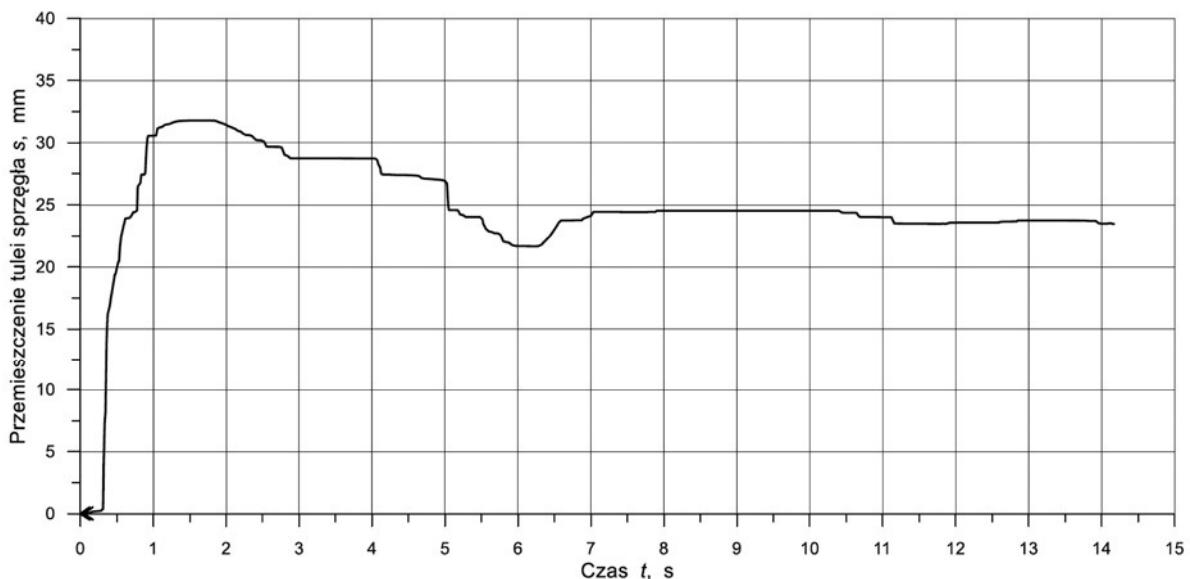
gła jest zbliżony, co do charakteru, momentowi obrotowemu MOR po stronie czynnej. Jednak praktycznie w całym swym zakresie moment obrotowy MOS przenoszony przez sprzęgło przyjmuje mniejsze wartości. Przeprowadzając analizę statystyczną, stwierdzono, że różnica pomiędzy wartościami momentu obrotowego MOS przenoszonego przez sprzęgło i roboczego momentu obrotowego MOR wynosi około 1,5 %.

Obciążenie sprzęgła momentem obrotowym MO powoduje przemieszczenie się tulei przesuwnej (rys. 2, poz. 2) względem obudowy sprzęgła, a tym samym ugięcie się pakietów sprężyn talerzowych. W przypadku dużej zmienności obciążenia, jak ma to miejsce podczas pracy przenośnika zgrzeblowego, tuleja jest praktycznie w ciągłym ruchu. Na rysunku 5 zaprezentowano przebieg ruchu tulei przesuwnej, wyrażony przesunięciem s względem obudowy sprzęgła podczas rozruchu przenośnika zgrzeblowego, obciążonego roboczym momentem obrotowym MOR.



Rys. 4. Porównanie przebiegów zmian momentu obrotowego MOS przenoszonego przez sprzęgło uzyskanego z symulacji komputerowej i roboczego momentu obrotowego MOR obciążającego sprzęgło, zarejestrowanego przy rozruchu ścianowego przenośnika zgrzeblowego

Fig. 4. Comparison of torque change courses MOS transferred by coupling, obtained from computer simulation and working torque MOR charging the coupling at wall conveyor booting



Rys. 5. Przebieg przesunięcia s tulei przesuwnej wzdłuż obudowy sprzęgła podczas rozruchu przenośnika zgrzeblowego

Fig. 5. Sliding sleeve shift course s along the housing at scraper conveyor booting

Przeprowadzona symulacja stała się przydatnym narzędziem, które posłużyło do weryfikacji przeprowadzonych wcześniej obliczeń konstrukcyjnych przedmiotowego metalowego sprzęgła podatnego skrętnie do napędu przenośnika zgrzeblowego o mocy 200 kW, według których maksymalne przemieszczenie się tulei przesuwnej może wynosić 60 mm. Jak można zauważyć, dla danego przypadku obciążenia tuleja przemieszcza się maksymalnie tylko o 32 mm.

3.3. Symulacja komputerowa pracy sprzęgła podczas pracy ustalonej przenośnika

W drugim etapie prowadzonych symulacji dla reprezentatywnego 5 sekundowego przebiegu obciążenia napędu przenośnika, wyrażonego przebiegiem roboczego momentu obrotowego MOR, zarejestrowanego podczas pracy ustalonej przenośnika zgrzeblowego [13], wykonano, podobnie jak przy rozruchu przenośnika, symulacje komputerowe działania metalowego sprzęgła podatnego skrętnie. Uzyskane wyniki symulacji przedstawiono na rysunku 6 i tak jak to miało miejsce w pierwszym rozważanym etapie badań symulacyjnych, przedstawiono je na wspólnym wykresie, tzn. przedstawiono przebiegi zmian momentu obrotowego MOS przenoszony przez sprzęgło wraz z przebiegiem wymuszeń w postaci zarejestrowanego roboczego momentu obrotowego MOR obciążającego sprzęgło.

Wartości obydwu momentów obrotowych zmieniają się w sposób dynamiczny w szerokim zakresie wartości od około 400 Nm do ponad 1400 Nm. Dokonując analizy przebiegów wartości momentu obrotowego roboczego MOR, obciążającego stronę czynną sprzęgła oraz przebiegu wartości momentu obrotowego MOS, przenoszony przez sprzęgło, można zauważyć, że wartości amplitud momentu MOS ulegają zmniejszeniu („złagodzeniu”) po „przejściu” przez mechanizm sprzęgła. W celu porównania przebiegów tych momentów zastosowano standardowy estymator oceny kwantytatywnej, jakim jest wartość skuteczna. Została ona wyznaczona dla każdego przebiegu (linie poziome na rysunku 6). Stwierdzono, że względna różnica ich wartości wynosi około 10 % (rys. 6).

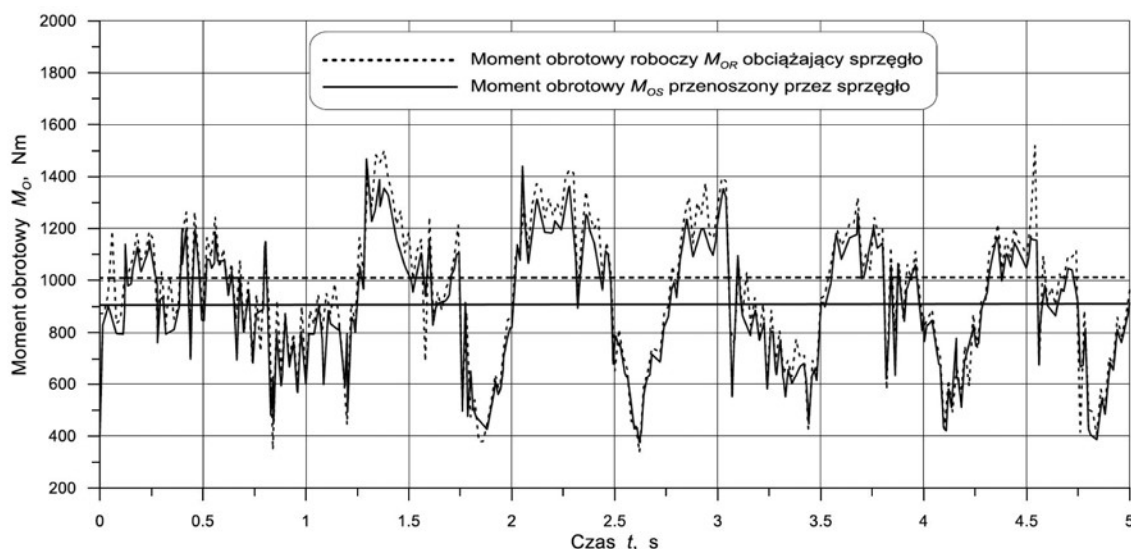
Podobnie jak to miało miejsce dla obciążenia sprzęgła podczas rozruchu, charakter przebiegu momentu obrotowego MOS przenoszony przez sprzęgło nie zmienia się zasadniczo w porównaniu do momentu wymuszeń, tj. roboczego momentu obrotowego MOR. Jednak po wnikliwej analizie można stwierdzić, że jego przebieg charakteryzuje się mniejszą liczbą nagłych zmian przenoszony przez sprzęgło momentu obrotowego. Skutkować to będzie zmniejszeniem częstotliwości wymuszeń przenoszony obciążenia w postaci momentu obrotowego na pozostałe elementy układu napędowego przenośnika zgrzeblowego.

Podobnie jak podczas rozruchu, na rysunku 7 przedstawiono ruch względny tulei przesuwnej sprzęgła. Maksymalne jej przesunięcie wynosi 27 mm i jest zbliżone, co do wartości, do przesunięć odpowiadających zarejestrowanemu rozruchowi przenośnika. W tym przypadku również nie doszło do przekroczenia przyjętych wcześniej założeń konstrukcyjnych.

4. Podsumowanie

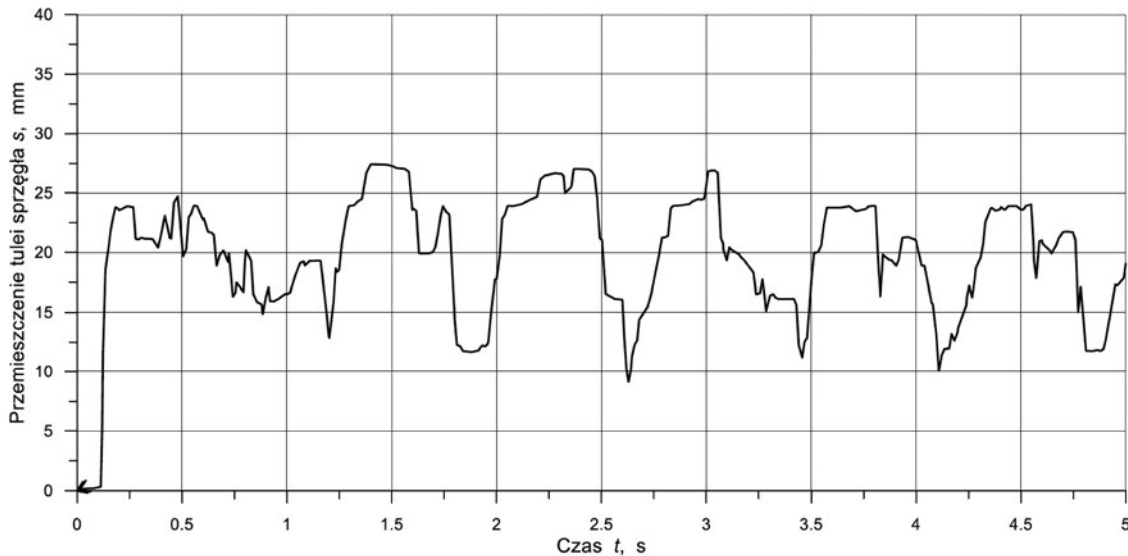
Praca większości układów napędowych maszyn górniczych, w tym w szczególności ścianowych przenośników zgrzeblowych, charakteryzuje się dużą zmiennością obciążenia w czasie. Celem zmniejszenia obciążeń dynamicznych poszczególnych podzespołów układu napędowego tych maszyn stosuje się odpowiednie konstrukcje sprzęgieł podatnych, o których wspomniano już we wprowadzeniu. Sprzęgła te charakteryzują się różnym stopniem skomplikowania swej budowy. Zupełnie nowym podejściem jest zastosowanie całkowicie metalowej konstrukcji sprzęgła z układem sprężyn talerzowych, jako akumulatorem energii mechanicznej.

W celu sprawdzenia przydatności sprzęgła do układu napędowego ścianowego przenośnika zgrzeblowego przeprowadzono szereg symulacji komputerowych na jego modelu wirtualnym. Zbadano, jaka jest reakcja sprzęgła podczas dwóch typowych stanów pracy przenośnika, tzn. rozruchu i pracy ustalonej. Wykorzystano w tym celu program SolidWorks. Program ten poprzez wizualizację ruchu elementów sprzęgła pozwolił na sprawdzenie poprawności powiązań kinematycz-



Rys. 6. Porównanie przebiegów zmian momentu obrotowego MOS przenoszony przez sprzęgło uzyskanego z symulacji komputerowej i roboczego momentu obrotowego MOR obciążającego sprzęgło, zarejestrowanego przy pracy ustalonej ścianowego przenośnika zgrzeblowego

Fig. 6. Comparison of torque courses MOS transferred by coupling obtained by computer simulation and working torque MOR charging coupling registered at wall scraper conveyor booting



Rys. 7. Przebieg przesunięcia s tulei przesuwnej wzdłuż obudowy sprzęgła podczas pracy ustalonej przenośnika zgrzeblowego

Fig. 7. Course of sliding sleeve shift s along the couple housing during steady-state of scraper conveyor

nych oraz zobrazował, jak jego elementy będą się zachowywać w warunkach rzeczywistych obciążeń.

Po przeprowadzonej analizie kinematycznej i dynamicznej pracy sprzęgła dla wymienionych wcześniej stanów pracy przenośnika stwierdzono, że występuje pozytywny efekt wprowadzenia tego rodzaju sprzęgła do jego układu napędowego. Dochodzi bowiem do „łagodzenia” dynamicznych zmian przenoszonego momentu obrotowego i zmniejszenia się jego amplitud.

Jak wykazały badania symulacyjne, stopień „złagodzenia” przebiegu obciążeń dynamicznych wyniósł ponad 1,5 % podczas rozruchu i około 10 % podczas pracy ustalonej przenośnika zgrzeblowego. Fakt ten świadczy o pozytywnym oddziaływaniu nowatorskiej konstrukcji na pracę układu napędowego przenośnika zgrzeblowego. Zmniejszenie obciążeń dynamicznych skutkuje ostatecznie zwiększeniem trwałości poszczególnych podzespołów układu napędowego przenośnika. Ponadto, jak pokazały wyniki symulacji przedstawione na rysunku 4, zwiększenie równomierności przenoszonego momentu będzie pozytywnie wpływać na proces rozruchu układu napędowego. Warto zaznaczyć jest również to, że charakter pracy tego sprzęgła nie prowadzi do wydłużenia się procesu rozruchu przenośnika, co ma niebagatelne znaczenie w praktyce eksploatacyjnej.

Literatura

1. *Filipowicz K.*: The Characteristics of Torsionally Flexible Metal Coupling. *Global Journal of Researches in Engineering: A. Mechanical & Mechanics Engineering*. Cambridge USA, Issue 3/2013. Vol. 13, p-23-27.
2. *Filipowicz K.*: Dwukierunkowe metalowe sprzęgła podatne skrętnie. Monografia. Wydawnictwo Politechniki Śląskiej, Gliwice 2011.
3. *Filipowicz K.*: Driving with Flexible Couplings. MSD Motion System Design. Penton Media Inc. New York USA 2009, No.2, p. 34-36.
4. *Filipowicz K.*: Doświadczalna i teoretyczna identyfikacja cech dynamicznych nowej konstrukcji sprzęgła podatnego w zastosowaniu do układu napędowego maszyn górniczych. Monografia. Wydawnictwo Politechniki Śląskiej, Gliwice 2009.
5. *Filipowicz K.*: Determining of the static characteristics of a torsionally flexible metal coupling. *ACTA Montanistica Slovaca* 2007, Vol. 12, No. 4, p. 304-308.
6. *Filipowicz K.*: Research of metal flexible torsional clutches applied in mining machines. *ACTA Montanistica Slovaca* 2008, Vol. 13, No. 2, p. 204-210.
7. *Filipowicz K.*: The dynamic characteristics of a torsionally flexible metal coupling. *Transport Problems – International Scientific Journal*. Wydawnictwo Politechniki Śląskiej, Gliwice 2008, t.3, z. 3, s.5-12.
8. *Filipowicz K.*: Metalowe sprzęgła o dużej podatności skrętnej do maszyn górniczych. „Przeгляд Górnicy” 2008, nr 4, s.42-45.
9. *Kowal A., Filipowicz K.*: Metalowe sprzęgło o dużej podatności skrętnej w zastosowaniu do maszyn górniczych. *Zeszyty Naukowe Politechniki Śląskiej nr 1697, Seria: „Górnictwo”*, Gliwice 2005, z. 269, s. 497-506.
10. *Kuczaj M., Filipowicz K.*: Work parameters of torsionally flexible metal coupling obtained from its virtual model. *Journal of Mechanical Engineering* 2010, 61, 3, p. 149-157.
11. Licencja Programu Solidworks 2013. Fabryka Elementów Napędowych FENA Katowice.
12. *Sobota P.*: Diagnostowanie nierównomierności zużycia łańcucha zgrzeblowego poprzez pomiar obciążenia silników przenośnika ścianowego. 24 Mezinárodní Konference “Technická diagnostika strojů a výrobních zařízení DIAGO 2005”. Ostrava. 289/298.
13. *Dolipski M., Cheluszka P., Sobota P., Tytko S.*: Pomiary obciążeń dynamicznych ścianowego przenośnika zgrzeblowego w warunkach eksploatacyjnych. „Mechanizacja i Automatykacja Górnictwa” 2012, nr 2, s. 13 – 19.