



Politechnika Śląska

Wydział Transportu

Katedra Logistyki
i Transportu Przemysłowego



Fabryka Elementów Napędowych
FENA

VI konferencja Napędy Maszyn Transportowych

materiały konferencyjne



Wista

25-26 października 2007



**Katedra Logistyki
i Transportu Przemysłowego**



**FABRYKA ELEMENTÓW
NAPĘDOWYCH
„FENA” Sp. z o.o.**

VI KONFERENCJA

**NAPĘDY MASZYN
TRANSPORTOWYCH**

MATERIAŁY KONFERENCYJNE

Wisła, 25-26 października 2007

„20 – lecie założenia Fabryki Elementów Napędowych FENA”

Spis treści

1.	Kowal A., Filipowicz K. – Pol. Śląska: Metalowe sprzęgło przeciążeniowe.....	5
2.	Kowal A., Filipowicz K. – Pol. Śląska: Charakterystyki statyczne i quasi-dynamiczne metalowego sprzęgła podatnego skretnie.....	11
3.	Kowal A., Filipowicz K. – Pol. Śląska: Konstrukcja metalowych sprzęgieł podatnych skretnie.....	18
4.	Dudek D., Gałąż R. – Pol. Wrocławska: Sprzęgło podatne z ciekłym silikonowym elastomerem.....	25
5.	Zając T., Przystupa F. W. – Pol. Wrocławska: Deformacja membran sprzęgieł wielkogabarytowych.....	34
6.	Tomczyk J, Kosucki A. – Pol. Łódzka: Napęd hydrostatyczny rampy podjazdowej promu.....	42
7.	Smoczek J., Szpytko J. – Akad. Górniczo-Hutnicza Kraków: Możliwości oceny jakości działania podsystemów wykonawczych i sterowania suwnic.....	51
8.	Markusik S., Opasiak T. – Pol. Śląska: Wpływ parametrów mechanicznych elastomerów na własności tłumiące sprzęgieł podatnych w układach napędowych..	59
9.	Pypno Cz. – Pol. Śląska: Hamulec szynowy w zastosowaniu do wózka zrzutowego przenośnika taśmowego.....	69
10.	Sładkowski A., Opasiak T. – Pol. Śląska: Model MES Sprzęgła podatnego typu ASR.....	74
11.	Gruszka P. – FENA Katowice: Rozwój komputerowych programów wspomagających procesy projektowania (CAD) w FENA Katowice.....	80
12.	Rdest J.– FENA Katowice: 20-letnia historia rozwoju Fabryki Elementów Napędowych FENA-Katowice.....	88

Prof. dr hab. inż. Aleksander SŁADKOWSKI, dr inż. Tadeusz OPASIAK
Katedra Logistyki i Transportu Przemysłowego
Wydział Transportu
Politechnika Śląska

MODEL MES SPRZĘGŁA PODATNEGO TYPU ASR

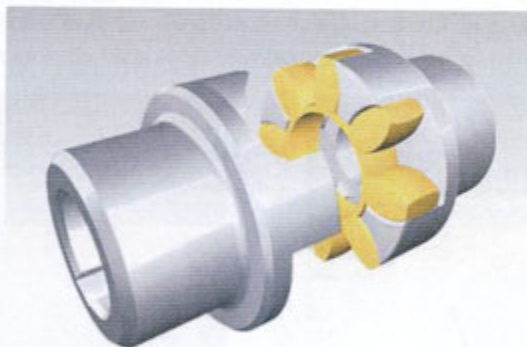
Streszczenie: Na elemencie elastomerowym sprzęgła podatnego kumulują się główne obciążenia w czasie pracy sprzęgła w układzie napędowym. W artykule przedstawiono przeprowadzone modelowanie współpracy kontaktowej elementu podatnego z występami kłowymi w jednowkładkowym sprzęgle podatnym typu ASR.

FEM MODEL OF FLEXIBLE COUPLING TYPE ASR

Summary: Major load in operation of flexible coupling in drive system is concentrated on elastomer part. In the paper there is presented modeling the contact operation of the hub clows and elastomer teeth in a single spider flexible coupling type ASR.

1. WPROWADZENIE

Sprzęgło podatne, które zostało poddane modelowaniu zbudowane jest z dwóch członów (biernego i czynnego) wykonanych ze stali i trzeciego elementu elastomerowego znajdującego się między tymi członami (rys. 1).



Rys. 1. Jednowkładkowe sprzęgło podatne typu ASR
Fig. 1. Single spider flexible coupling type ASR

Trwałość eksploatacyjna tego rodzaju sprzęgła podyktowana jest wytrzymałością zastosowanej wkładki elastomerowej. Wkładka elastomerowa jest podstawowym elementem tego rodzaju sprzęgła, która ulega najczęściej uszkodzeniu w czasie eksploatacji. Po przekroczeniu dopuszczalnego momentu obrotowego wkładka zostaje zgnieciona. Znajomość wielkości nacisków powierzchniowych niezbędna jest do określenia wielkości maksymalnego momentu obrotowego przy którym nie następuje przyspieszone zniszczenie wkładki. Znaczna odkształcalność elastomerów współpracujących z elementem stalowym powoduje pojawienie się początkowo odkształcenia trwałego poprzedzające proces zgniatania wkładki. Dlatego

niezbędna jest znajomość wielkości naprężeń jakie przenosi element elastomerowym zastosowanym w sprzęgle podatnym. Znajomość przenieszonego naprężenia ściskającego pozwoli stosować takie elastomery których graniczne naprężenia uniemożliwią przyspieszone zniszczenie przy danym poziomie obciążenia.

Element elastomerowy sprzęgła podatnego typu ASR pracuje wyłącznie na ściskanie, więc niezbędne jest w momencie jego modelowania skupienie się na pracy kontaktowej elastomeru z stalowym występem kłowym modelowanego sprzęgła.

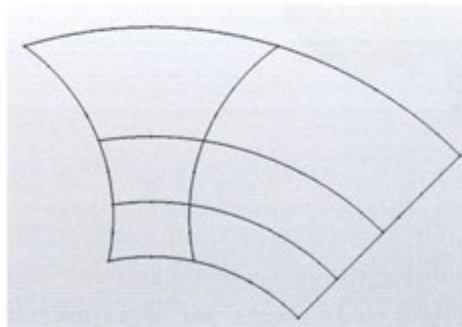
Do zbadania wielkości naprężenia jakie przenosi wkładka tego rodzaju sprzęgła najlepiej można przedstawić budując model MES tego sprzęgła ze szczególnym zwróceniem uwagi na połączenie kontaktowe współpracy wkładki opierającej się o występy kłowe sprzęgła.

Model analizowanego sprzęgła przeanalizowano w programie MSC.MARC który jest pakietem programowym wykorzystujący obliczenia Metodą Elementów Skończonych. Wyniki otrzymane w programie MSC.MARC, z przeprowadzonej analizy MES można odpowiedź na pytanie jakiej wielkości naprężenia występują na powierzchni wkładki elastomerowej sprzęgła typu ASR przy zadawanej wielkości momentu obrotowego sprzęgła. Do stworzenia modelu dyskretnego 3D wykorzystano program FEMAP. Oprogramowanie MSC.MARC posiada zdolność konwertowania modeli obliczeniowych z oprogramowania FEMAP jak i innych takich jak na przykład HIPER MASH. Są to programy w których można wykonać skomplikowany model dyskretny modelowanego elementu w naszym przypadku modelu sprzęgła typu ASR. Program bazuje na programie NASTRAN, ale dzięki swojej nowoczesności jest bardzo prostą i przyjazną dla użytkownika aplikacją na platformie Windows.

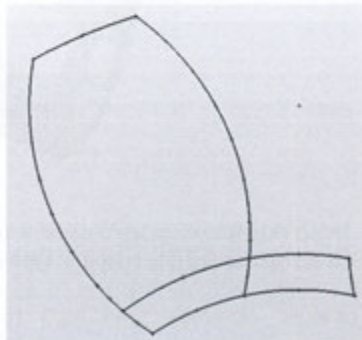
2. MODELOWANIE GEOMETRYCZNE GŁÓWNYCH CZĘŚCI SPRZĘGŁA

Modelowanie sprzęgła rozpoczęto od tworzenia modelu 2D części powtarzających się (rys. 2). Rysunek 2a przedstawia 6 podstawowych stref które były wyjściem do dalszego procesu tworzenia modelu MES dwóch członów sprzęgła typu ASR, natomiast rysunek 2b przedstawia 3 podstawowe strefy do zamodelowania wkładki elastomerowej.

a) podstawowe strefy niezbędne do zamodelowania członów sprzęgła



b) podstawowe strefy niezbędne do zamodelowania wkładki



Rys. 2. Geometryczne modelowanie części sprzęgła

Fig. 2. Geometrical modelling of flexible part of the coupling

Geometryczny model MES sprzęgła powstawał na podstawie modelu najmniejszej powtarzalnej części, która to część była następnie odpowiednio kopiowana i wyciągnięta. Generalnie sprzęgło typu ASR jest bryłą obrotową zbudowaną z czterech symetrycznych

części o powtarzalnym kształcie. Taka budowa umożliwiła rozpoczęcie pracy przez stworzenie jednego powtarzalnego elementu (rys. 1a,b), a następnie jego odpowiedniego kopiowania. Takie podejście skróciło pracochłonną liczbę operacji. W czasie modelowania poszczególnych części sprzęgła stosowano następującą zasadę. Najpierw stworzono kształt 2D powtarzalnego kształtu, następnie dokonano wyciągnięcia tych elementów. W ten sposób uzyskano powtarzalny kształt 3D który skopiowano wokół wspólnej obrotowej osi. Przed skopiowaniem wokół obrotowej osi nałożono odpowiednią siatkę MES. Każdą część wykonywano osobo a do ich sumowania wykorzystano operację sumowania logicznego. Takie podejście do problemu umożliwiło odpowiednio zmniejszyć ilość operacji prowadzących do stworzenia modelu 3D.

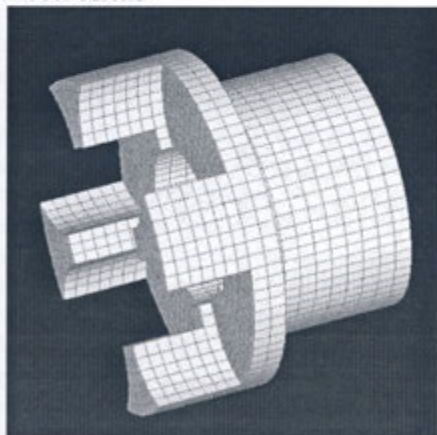
Przy nakładaniu siatki skorzystano z półautomatycznej funkcji. Takie podejście umożliwiło wzajemne dopasowanie siatki w miejscu wzajemnego kontaktu dwóch współpracujących elementów. W czasie modelowania najtrudniejszym elementem była wkładka elastomerowa która składała się ze znacznie większej operacji graficznych.

Z uwagi na skomplikowane kształty, niezbędne jest poczynienie pewnych uproszczeń w czasie budowy modelu badanego sprzęgła. W uproszczeniach pominięto różnego rodzaju zaokrąglenia i zfazowania na członach sprzęgła, nie wnoszące nic do końcowych obliczeń MES. Natomiast skupiono się na dokładnym odwzorowaniu kształtu wkładki elastomerowej, ponieważ ona odgrywa największy udział w czasie eksploatacji sprzęgła. Modele 3D sprzęgła podatnego typu ASR wykonano na podstawie oryginalnej dokumentacji wykonawczej, udostępnionej przez Dyрекcję firmy FENA S.A. Katowice.

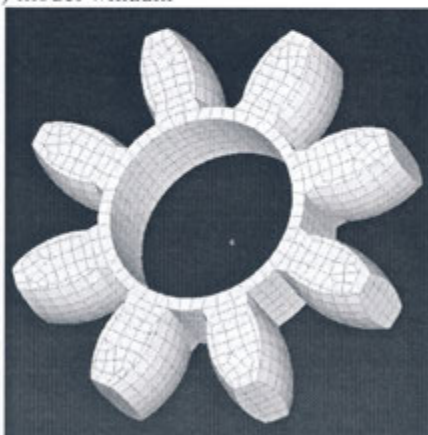
3. PROBLEM GENERACJI SIATEK ELEMENTÓW SKOŃCZONYCH MODELOWANEGO SPRZĘGŁA PODATNEGO

Modelowane elementy sprzęgła podlegające dyskretyzacji (rys. 3a, b) muszą być tak pokryte siatką, aby końcowe rozwiązanie problemu było zadowalające przy jednoczesnym możliwym jak najkrótszym czasie.

a) model członu



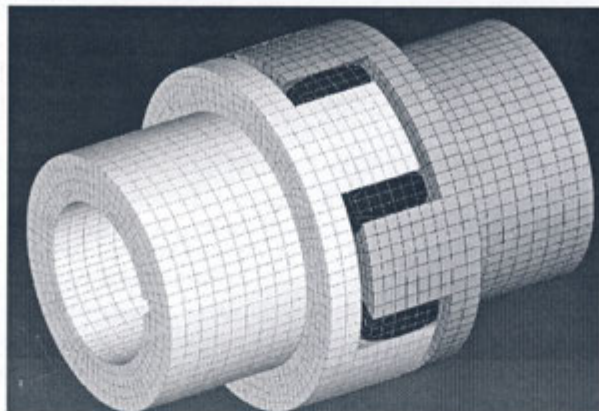
b) model wkładki



Rys. 3. Modele MES poszczególnych części sprzęgła
Fig. 3. FEM models of individual parts of flexible coupling

Istotny wpływ na dokładność obliczeń ma sposób wyboru modelowania współpracujących elementów. Standardowy generator siatek nie przestrzega zgodności siatki jednego elementu współpracującego z drugim elementem co powoduje duże błędy obliczeń

[3]. Wykorzystanie metody półautomatycznej generacji siatek MES [4, 5] pozwoliło uniknąć tych problemów (rys. 4).



Rys. 4. Zestawienie zamodelowanych części w programie MSC.NASTRAN for Windows
Fig. 4. Composition of modelled parts in the MSC.NASTRAN for Windows

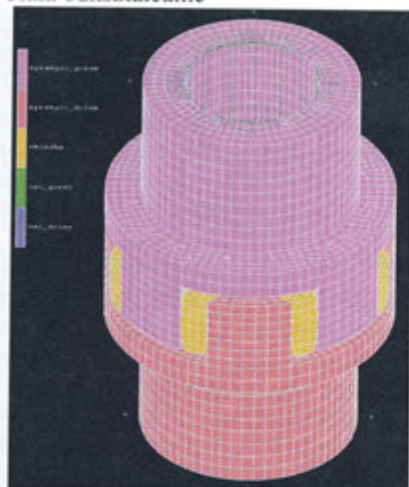
Ze względu ze automatyczne nakładanie siatki nie przestrzenia zgodności współpracujących dwóch elementów, więc zrezygnowano z tej metody nakładania siatki elementów skończonych. Rozbieżność siatek nałożonych na dwa współpracujące elementy powodują generowanie błędnych wyników końcowych. Dlatego dla poprawności otrzymanych wyników w modelu sprzęgła nałożenie siatki dokonano półautomatycznie z pominięciem automatycznego generatora siatek. Największe błędy wyznaczenia naprężeń kontaktowych związana jest z nieregularnością siatek MES i niezgodnością węzłów kontaktowych współpracujących ciał. W wyniku przeprowadzonej analizy została podjęta decyzja o rezygnacji z automatycznego generowania siatek i wykonaniu generacji siatki w sposób półautomatyczny. Przy tym powinny być zabezpieczone warunki generowania siatki prostokątnej na roboczych powierzchniach występów kłowych. Przy ich współdziałaniu powinny powstać kontaktowe pary węzłów. Na rysunku 3, 4 przedstawiono są siatki elementów skończonych rozpatrywanych elementów badanego sprzęgła, jakie zostały otrzymane przy przestrzeganiu warunków regularności siatek i węzłów. Największą trudność w nałożeniu tego rodzaju siatki nastąpiła w wzajemnym jej dopasowaniu między wkładką a występem kła połówki sprzęgła. Trudność polegała na tym że powierzchnia współpracująca wkładki elastomerowej jest powierzchnią zaokrągloną w stosunku do powierzchni współpracującej z powierzchnią cylindryczną występu kła. Wymagało to długiego czasu dopasowującego. Podyktowane to było tym że współpracujące powierzchnie nie pokrywają się swoim profilem. Jednocześnie takie podejście do zagadnienia wydłużyło czas modelowania elementów składowych sprzęgła, ale skutkiem tego jest uzyskanie wyników o większej wiarygodności. Można powiedzieć że poprawność konstrukcji MES w bardzo dużym stopniu zależą od podejścia konstruktora do sprawy modelowania kontaktowego dwóch współpracujących elementów.

Ze względu na to że człony wykonane są ze stali St3 a wkładka z poliuretanu to dla modelu przyjęto następujących wielkości charakteryzujące materiał:

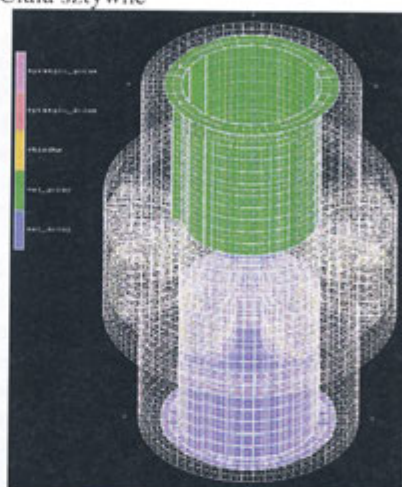
- dla stali:
 - moduł sprężystości Younga $2,1 \times 10^5$ MPa,
 - współczynnik Poissona 0,3.
- dla poliuretanu o twardości 95 SH^oA
 - moduł sprężystości 26 MPa
 - współczynnik Poissona 0,49.

Stworzony model MES sprzęgła (rys.4) został importowany do programu MSC.MARC, gdzie zadano warunki brzegowe dla rozpatrywanego problemu (rys.5). W czasie pracy sprzęgła ulega ściskaniu element elastyczny więc do badania przyjęto następujący schemat obciążenia. Jedynym deformowanym ciałem jest wkładka elastyczna. Natomiast człony sprzęgła modelowano jako idealne ciała sztywne. Rozmieszczenie występów kłowych ciała sztywnego boczną częścią dotykały do bocznych części występów wkładki elastomerowej. Dla odróżnienia jedną część sprzęgła nazwano dolna a drugą górną (rys. 5). Ciało dolne jest nieruchome, a ciało górne ma możliwość obrotu wokół wspólnej osi obrotu dla wszystkich elementów. Wzajemny kontakt pomiędzy ciałem górnym i dolnym odbywa się za pośrednictwem wkładki elastomerowej tzn. ciało sztywne kontaktuje się z ciałem odkształcalnym.

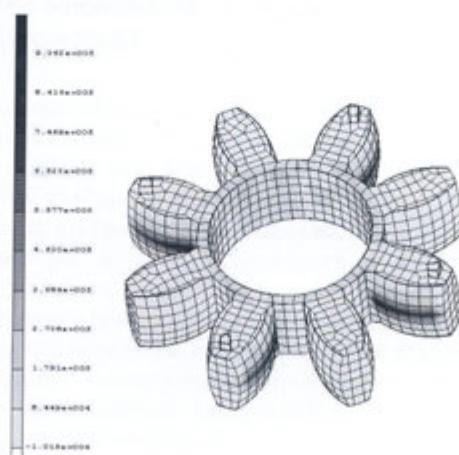
a) Ciała odkształcalne



b) Ciała sztywne



Rys. 5. Zadanie ciał kontaktowych w programie MSC. MARC
 Fig. 5. Task of contact bodies in programme the MSC.MARC



Rys. 6. Naprężenia w wkładce wg teorii Hubera-Misesa-Hencky'ego
 Fig. 6. Stress in a spider according to Hubera-Misesa-Hencky'ego theory

Na rysunku 6 przedstawiono rozkład naprężeń zredukowanych wg teorii Hubera-Misesa-Hencky'ego na roboczej powierzchni wkładki elastomerowej. Analiza naprężeń kontaktowych pozwala wyciągnąć następujące wnioski. Nie można w przypadku rozpatrywania naprężeń kontaktowych korzystać z automatycznego generatora siatki, takie podejście generuje przekłamane wyniki spowodowane rozminięciem się węzłów nałożonej siatki. Rozkład naprężeń kontaktowych zlokalizowane są wzdłuż środkowej powierzchni wkładki elastomerowej. Pomimo 8 ramion wkładki w czasie pracy obciążenie przenoszone jest przez 4 ramiona. Maksymalne naprężenia przypadają na dolną środkową część wkładki. W czasie pracy cylindryczna część występu kłowego wgniata się w zaokrągloną powierzchnię wkładki. Jej środkowa część narażona jest na ciągły nacisk.

4. PODSUMOWANIE

Modelowanie tego typu sprzęgła należy rozpoczynać od najmniejszej powtarzalnej części. Generowanie automatycznej siatki skraca cykl modelowania kosztem uzyskanych wyników które nie są adekwatne do problemu współpracy kontaktowej. Maksymalne naprężenia kontaktowe zlokalizowane są w środkowej części sprzęgła w 4 występach. Rozłożenie naprężenia może nastąpić przez zaokrąglenie powierzchni współpracującej między wkładką a występem kłowym połówki sprzęgła ASR.

LITERATURA

- [1] Markusik S., Opasiak T., Gruszka P.: „*Napędy maszyn transportu ciągłego ze sprzęgłem podatnym*”, Konferencja XVI Szkoły Jesiennej „Podstawowe problemy transportu przonośnikowego”, Transport Przemysłowy, nr 3/2006.
- [2] Śładkowski A., Kuminek T. Influence of the FE Discretization on Accuracy of Calculation of Contact Stress in a System Wheel – Rail // *Proceedings 3rd Scientific Conference of Jan Perner Transport Faculty "New Trends in Transport and Communications"*. – Pardubice: University of Pardubice, 2003. – P. 13 – 18.
- [3] Сладковский А. Контактное взаимодействие колес и рельсов. – Луганск: Русь, 2005. – 189 с.
- [4] Śładkowski A., Gubaczewa L., Basow G. Modelowanie ciernego tłumika drgań // VI Konferencja Naukowa "Telematyka i Bezpieczeństwo Transportu". – Katowice, 2006. – T. 2. – S. 173 – 186.
- [5] Katalog firmy Fena, Polska, 2007r.