# Projekt kluczowy
# Nowoczesne technologie materiałowe stosowane w przemyśle lotniczym

INNOWACYJNA GOSPODARKA
NARODOWA STRATEGIA SPÓJNOŚCI

UNIA EUROPEJSKA
EUROPEJSKI FUNDUSZ
ROZWOJU REGIONALNEGO

SPOTKANIE PANELI EKSPERTÓW
28-29 Czerwca 2010

ZB 3

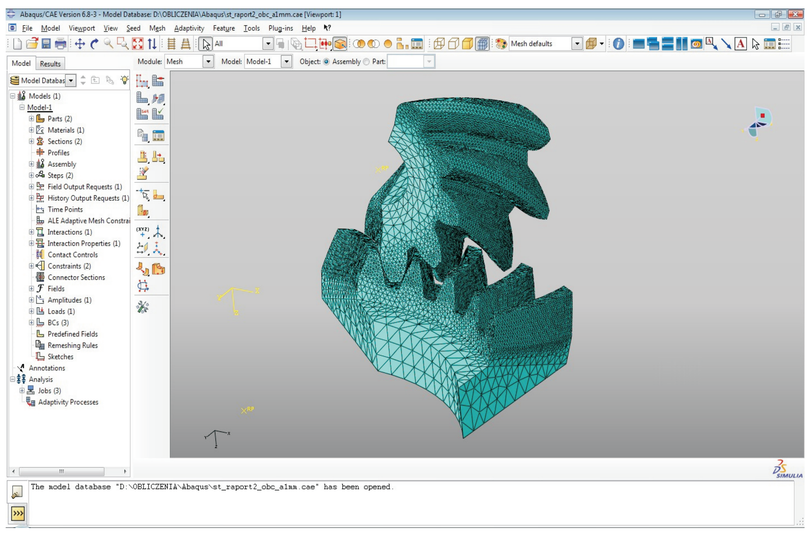
# Opracowanie technologii efektywnego projektowania i produkcji przekładni stożkowych z wykorzystaniem systemu Phoenix firmy Gleason

Politechnika Rzeszowska, Politechnika Warszawska

## Wyniki badań

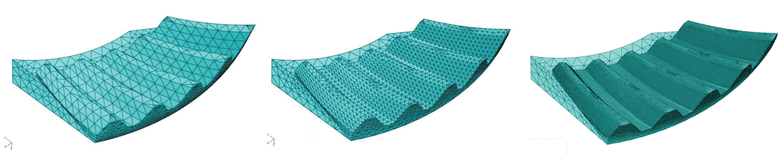
### Opracowanie procedury analizy śladu współpracy i nierównomierności ruchu przekładni obciążonej (LTCA) z wykorzystaniem MES oraz wykonanie analizy stanu naprężeń

Analiza wpływu gęstości siatki elementów skończonych, na wynik uzyskany w obliczeniach z zastosowaniem MES została przeprowadzona na przykładzie przestrzennych modeli kół zębatych przekładni stożkowej obciążonych stałym momentem skręcającym. Ponieważ analiza numeryczna dotyczyła modeli o zaawansowanej konstrukcji i układzie kinematycznym, musi być ona przeprowadzana z zastosowaniem brył przestrzennych z uwzględnieniem zjawiska kontaktu. Dlatego też przeprowadzane obliczenia są skomplikowane i wymagają znacznych zasobów pamięci komputera. Wprowadzono więc uproszczenia modeli kół zębatych, jednak w taki sposób, by nie wpływały na wyniki analizy w badanym obszarze i nie powodowały zmian dotyczących np. charakteru pracy, czy sztywności konstrukcji względem rozwiązania oryginalnego.
Modele wirtualne kół zębatych zostały utworzone w programie Nx6 i zapisane w uniwersalnym formacie *.IGS. Zaimportowano je następnie do programu ABAQUS 6.8-3, w którym wykonano dalsze etapy przygotowania modeli, przeprowadzono obliczenia z wykorzystaniem MES oraz dokonano interpretacji i analizy wyników.



*Rys.1. Widok okna programu ABAQUS 6.8-3 z modelami kół zębatych przekładni stożkowej poddanymi procesowi dyskretyzacji*

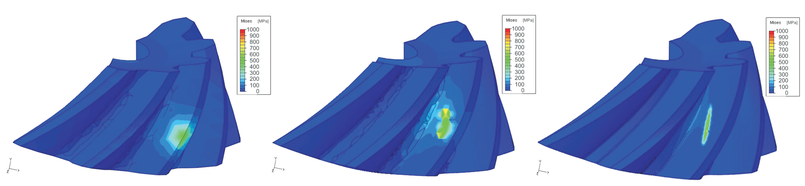
W rozwiązywanym zadaniu dotyczącym wyznaczenia śladów współpracy zębów kół przekładni stożkowej, dla różnych gęstości siatki, przyjęto następujące wielkości elementów skończonych na powierzchniach bocznych zębów: 5, 3, 2, 1, i 0,5 [mm]. Takie duże zróżnicowanie rozmiarów elementów wybrano w celu wyraźnego pokazania w jaki sposób wpływa on na jakość otrzymanych wyników. Przykładowe modele kół przekładni stożkowej poddane procesowi dyskretyzacji z wybranymi gęstościami siatki zaprezentowano na rys. 2 i 3.



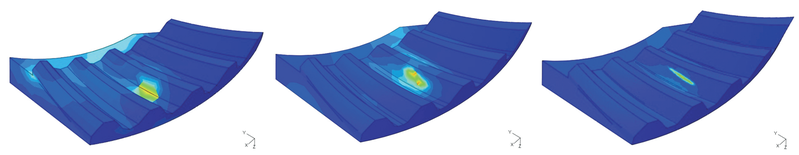
*Rys. 2. Modele kół zębatych z siatką elementów skończonych o rozmiarze podstawowym 5, 2, i 0,5mm*

*Rys. 3. Modele zębnika z siatką elementów skończonych o rozmiarze podstawowym 5, 2, i 0,5mm*

Obliczenia MES przeprowadzono dla przekładni obciążonej momentem skręcającym T2=400 [Nm], i przyjętego całkowitego obrotu zębnika o kąt 2[rad]. Obliczenia podzielono na 100 kroków czasowych, na każdy krok przyjmując obrót zębnika o kąt 0,02 [rad].
Dla wszystkich analizowanych modeli otrzymano poprawne rozwiązania. Postprocesor programu ABAQUS automatycznie prezentuje wyniki w postaci rozkładu naprężeń zredukowanych. Na rysunku 4 i 5 pokazane zostały, rozkłady naprężeń dla modeli koła zębatego i zębnika, o rozmiarze siatki 5, 2, i 0,5 [mm], gdy pozostają one w przyporze jednoparowym.

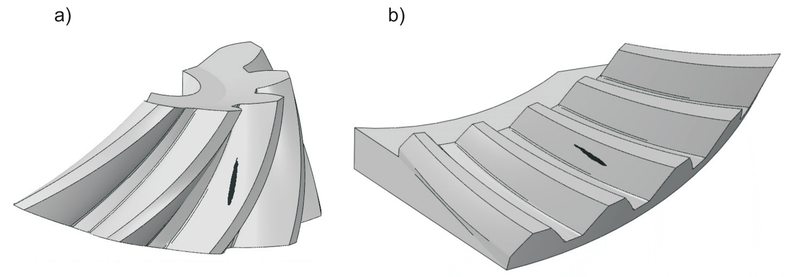


*Rys. 4. Rozkład naprężeń zredukowanych w przyporze jednoparowym dla zębnika, z siatką o rozmiarze podstawowym 5, 2, i 0,5mm*

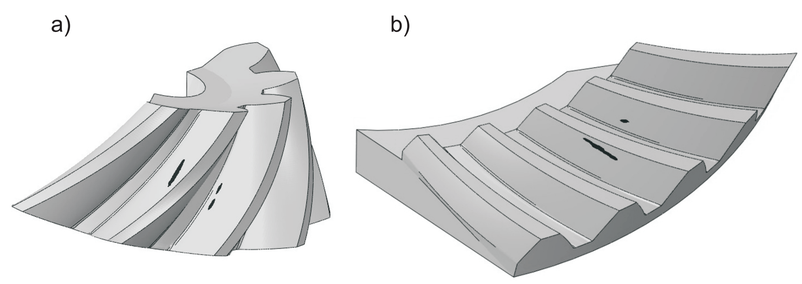


*Rys. 5. Rozkład naprężeń zredukowanych w przyporze jednoparowym dla koła zębatego, z siatką o rozmiarze podstawowym 5, 2, i 0,5mm*

W celu wyznaczenia chwilowego śladu styku zębów kół przekładni stożkowej, w postprocesorze programu ABAQUS 6.8-3, jako wynik obliczeń, wybrano zamiast standardowych naprężeń zredukowanych, naciski kontaktowe. Dzięki temu możliwe było wyraźne rozgraniczenie, na węzły siatki, które pozostają w kontakcie ze współpracującym modelem i te, które nie biorą czynnego udziału w kontakcie. Na rysunku 6 i 7 zaprezentowano chwilowy ślad styku, uzyskany w wyniku symulacji współpracy kół obciążonej zębatej przekładni stożkowej, dla modelu o gęstości siatki 0,5mm, gdy koła pozostają w przyporze jednoparowym oraz dwuparowym. Rozwiązania dotyczące pozostałych modeli o większych rozmiarach siatki pominięto ze względu na niską jakość otrzymanych wyników.

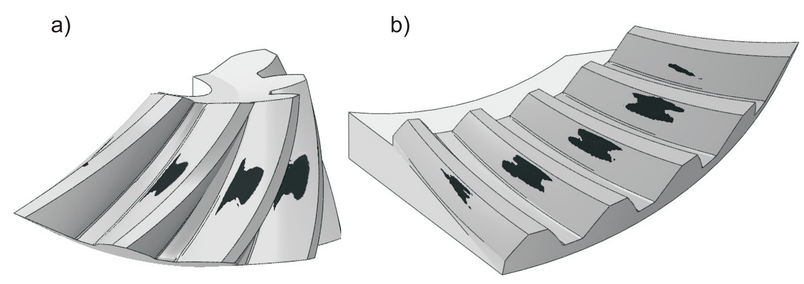



*Rys. 6. Chwilowy ślad współpracy w przyporze jednoparowym dla siatki 0,5 mm na modelach: a) zębnika b) koła zębatego*



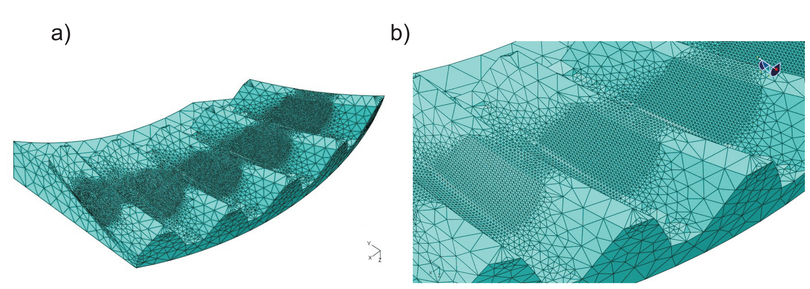

*Rys. 7. Chwilowy ślad współpracy w przyporze dwuparowym dla siatki 0,5 mm na modelach: a) zębnika b) koła zębatego*

Wyznaczono także sumaryczne ślady współpracy dla wszystkich modeli zębnika i koła zębatego. Przykładowe wyniki dla najbardziej gęstej siatki elementów skończonych przedstawiono na rysunku 8. Sumaryczne ślady współpracy są dobrze widoczne jako ciemniejsze obszary podwyższonych nacisków kontaktowych występujące na środku szerokości wieńca zębatego, na prawie pełnej wysokości zęba od podstawy do okolic wierzchołka zęba. Sumaryczny ślad współpracy nie obejmuje jednak krawędzi wierzchołka zęba, a jedynie zbliża się do niej.




*Rys. 8. Chwilowy ślad współpracy w przyporzedwuparowym dla siatki 0,5 mm na modelach: a) zębnika b) koła zębatego*

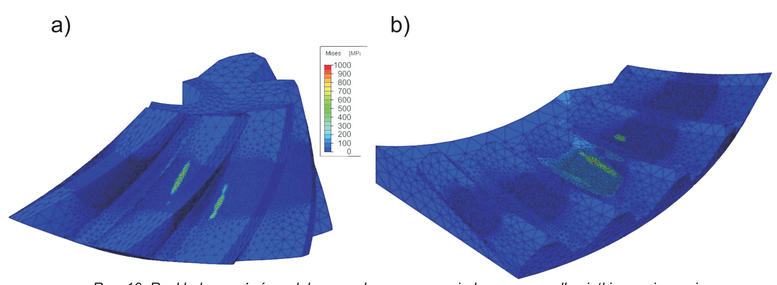
Dzięki informacjom uzyskanym w wyniku przeprowadzonej analizy wstępnej, można podjąć próby takiej modyfikacji podziału modelu na elementy skończone, by przy zachowaniu dużej dokładności skrócić czas obliczeń. Można tego dokonać ograniczając gęstość siatki w obszarach mało obciążonych pozostawiając dużą gęstość siatki w kluczowych dla poprawności obliczeń fragmentach modeli kół. Przykład modelu obliczeniowego podzielonego na elementy skończone z ograniczoną ich liczbą zaprezentowano na rysunku 9.



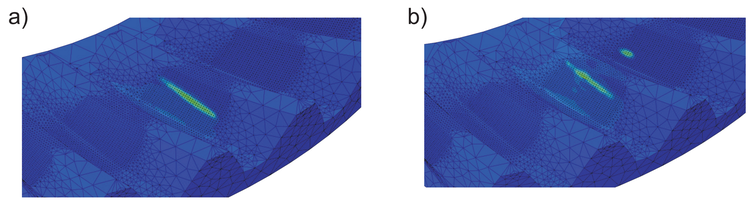

*Rys. 9. Widok siatki ograniczonej na modelu obliczeniowym koła zębatego: a) widok ogólny b) fragment wieńca zębatego*

W analizowanych modelach koła oraz zębnika, zaproponowana zmiana spowodowała, że zarówno liczba węzłów jak i elementów skończonych utworzonych w procesie dyskretyzacji zmniejszyła ponad dwukrotnie.

Dla modelu o siatce ograniczonej przeprowadzono obliczenia identycznie jak dla poprzednich pięciu modeli. Otrzymane wyniki w formie rozkładu naprężeń zredukowanych zaprezentowane zostały na rysunkach 10 i 11. Zarówno dla przyporu jednoparowego (rys. 11a) jak i przyporu dwuparowego (rys. 11b) obszary podwyższonych naprężeń wystąpiły jedynie w częściach modeli gdzie siatka jest zagęszczona.

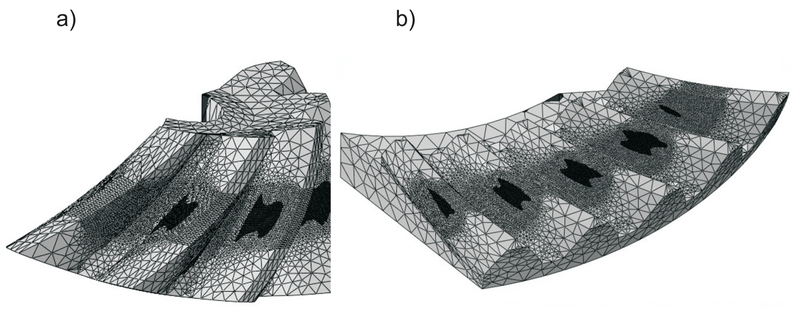



*Rys. 10. Rozkład naprężeń zredukowanych w przyporze jednoparowym dla siatki ograniczonej 0,5mm na modelach: a) zębnika b) koła zębatego*



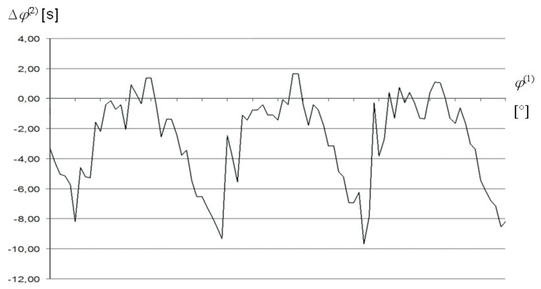

*Rys. 11. Rozkład naprężeń zredukowanych dla siatki ograniczonej 0,5mm na modelu koła zębatego dla a) jednoparowego, b) dwuparowego*

Ostatecznie wyznaczono także dla modeli zębnika i koła zębatego, o modyfikowanej siatce elementów skończonych, sumaryczny ślad współpracy zębów. Otrzymane wyniki zaprezentowano na rys. 12, wraz z nałożoną na nie ograniczoną siatką elementów skończonych o wymiarze podstawowym 0,5 [mm]. Wyraźnie widoczne jest, że obszary współpracy (kontaktu), najbardziej interesujące pod kątem obliczeń i projektowania, zawsze występują w miejscach, gdzie zdefiniowano siatkę o dużym zagęszczeniu pozwalającą uzyskać rozwiązania o dużej dokładności.



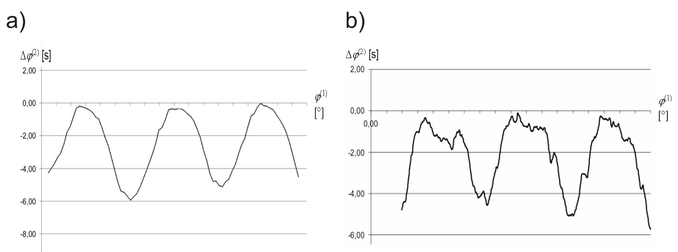

*Rys. 12. Sumaryczny obszar styku dla siatki ograniczonej 0,5mm na modelach: a) zębnika b) koła zębatego*

W ramach przeprowadzanej analizy śladu współpracy kół zębatych przekładni stożkowej pod obciążeniem, uwzględniono także zagadnienie dotyczące nierównomierności ruchu przekładni. W związku z tym określono powiązania występujące pomiędzy ruchem koła zębatego, i napędzającego go zębnika. W postprocesorze programu ABAQUS utworzono wykresy ruchowe zależności rzeczywistych kątów obrotu zębnika $\varphi(1)$ (podanych w sekundach kątowych), do kąta obrotu koła zębatego $\varphi(2)$,
Wykres nierównomierności ruchu, dla modelu o najgęściej zdefiniowanej siatce elementów skończonych, przedstawiony został na rys 13. Otrzymany wykres nie jest gładki, gdyż zawiera w sobie niedokładności obliczeniowe kata obrotu,a szczególnie błędy geometrii wynikające z zastąpienia teoretycznego gładkiego zarysu boku zęba nieciągłą powierzchnią złożoną z elementów skończonych.




*Rys. 13. Wykres nierównomierności ruchu dla modelu o wielkości elementu skończonego 0,5mm, przy kroku obliczeń wynoszącym 0,01*

Podjęto próby wygładzenia wykresów, w celu poprawienia ich czytelności i porównania z odpowiednimi wynikami otrzymanymi z zastosowaniem innego typu obliczeń. Aby poprawić dokładność wykresów przeprowadzono także, dla tych samych modeli kół zębatych przekładni stożkowej, obliczenia z dziesięciokrotnie mniejszym niż poprzednio krokiem czasowym. Wygładzone wykresy nierównomierności ruchu dla kroku czasowego obliczeń wynoszącego 0,01 i 0,001 zaprezentowano na rys. 14.




*Rys. 14. Wykres nierównomierności ruchu dla modelu o wielkości elementu skończonego 0,5 mm przy kroku obliczeń wynoszącym: a) 0,01, b) 0,001*

Wykresy nierównomierności ruchu odpowiadające poszczególnym zębom współpracujących kół są wyraźnie spłaszczone u wierzchołka. Takie właśnie spłaszczenie jest skutkiem obciążenia badanej przekładni stożkowej, a przez to występującemu odkształceniu sprężystemu w obszarze kontaktu. Dodatkowe zakłócenia w wykresach nierównomierności ruchu spowodowane są ugięciami zębów pod obciążeniem podczas współpracy. To zjawisko jest zauważalnewyraźniej dla modeli o kroku czasowym obliczeń 0,001, co uzasadnia celowość stosowania dużej ilości kroków czasowych.

## Wnioski

Rezultaty uzyskane w wyniku licznych analiz pozwalają na zbudowanie modelu MES pary kół stożkowych obciążonym momentem napędowym. W modelu uwzględniono zjawiska kontaktowe, a w obszarach potencjalnego kontaktu zastosowano siatkę o tak dobranej gęstości aby uzyskać poprawne wyniki przy możliwie małej objętości modelu i krótkim czasie obliczeń. Uzyskano chwilowe ślady styku zębów w całym zakresie przyporu, zarówno jedno-, jak i wieloparowego, oraz rozkłady naprężeń i przemieszczeń. Wyniki te pozwalają na wygenerowanie śladu współpracy zębów i wykresów nierównomierności ruchu przekładni pod obciążeniem (LTCA), będących – na etapie projektowania - podstawowymi wskaźnikami jakości przekładni silnie obciążonych, czyli wszystkich przekładni lotniczych. Dalsze prace będą zmierzać do zwiększenia stopnia automatyzacji generowania modeli i raportów z obliczeń.

PROJEKT WSPÓŁFINANSOWANY PRZEZ UNIĘ EUROPEJSKĄ ZE ŚRODKÓW EUROPEJSKIEGO FUNDUSZU ROZWOJU REGIONALNEGO