

ANALIZA WYTRZYMAŁOŚCIOWA KÓŁ CYKLOIDALNYCH WYKONANYCH Z TWORZYWA SZTUCZNEGO

ANALYSIS OF STRENGTH IN THE CYCLOIDAL GEARS WHICH ARE MADE OF A PLASTIC

Krzysztof Biernacki - Instytut Konstrukcji i Eksploatacji Maszyn, Politechnika Wroclawska

W artykule przedstawiono analizę naprężeń i odkształceń jakie powstają w kołach cykloidalnych podczas ich pracy w hydraulicznej maszynie gerotorowej. Autor rozpatrzył możliwość zastosowania tworzywa sztucznego (polioksometylenu POM) jako materiału na budowę tych kół. Analizę przeprowadzono z użyciem metody elementów skończonych. Przeprowadzono analizę numeryczną dla kilku położeń roboczych zespołu kół. Wynikiem analizy jest określenie maksymalnej wartości ciśnienia roboczego z jakim mogą pracować maszyny gerotorowe z kołami cykloidalnymi wykonanymi z polioksometylenu.

Słowa kluczowe: polioksymetylen POM, naprężenie, deformacja, koła cykloidalne

Article shows the analysis of stresses and displacements which occur in the cycloidal gears during working of their in gerotor machine. Authors considered a possibility of using of a plastic (polyoxymethylene POM) as a material of design for the gears. Analysis has been conducted with using of the finish element method. The stating of the highest value of pressure which can use in gerotor machine which plastic gears is the result of analysis.

Key words: polyoxymethylene POM, stress, deformation, cycloidal gears

Wprowadzenie

Zastosowanie tworzyw sztucznych w budowie maszyn hydraulicznych stwarza nowe możliwości ich rozwoju i poszerza obszar zastosowań. W artykule rozpatrzono możliwość użycia tworzywa sztucznego jako materiału na budowę kół cykloidalnych. Koła te są głównym zespołem roboczym w hydraulicznej maszynie gerotorowej. Użycie tworzyw jest korzystne ze względów konstrukcyjnych, bowiem pompa generuje niższy hałas oraz może pracować z cieczami ekologicznymi takimi jak emulsje czy woda. Jest ono również korzystne ze względów technologicznych i ekonomicznych bowiem koła cykloidalne można wykonać prostą i taną metodą wtrysku. Jednakże tworzywa charakteryzują się w stosunku do stali niższą wytrzymałością i większą odkształcalnością. Przewiduje się zatem, że koła gerotorowe z tworzyw sztucznych pracując w pompie będą się odkształcać w stopniu znacznie większym niż koła ze stali. Efektem tego będzie zwiększenie luzów wewnętrznych i przecieki, a przez to pojawią się zakłócenia w procesie pompowania.

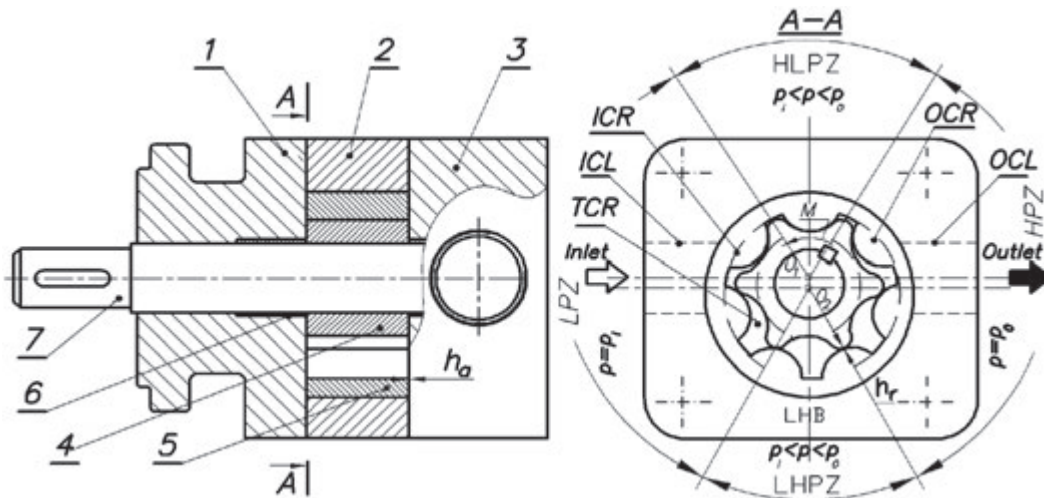
W tej sytuacji stosując metodę FEM przeprowadzono analizę wytrzymałościową zespołu kół wykonanych z tworzywa sztucznego w celu:

- ustalenia mechanizmu powstawania naprężeń i odkształceń kół, a w rezultacie określenie luzów wewnętrznych,
- ustalenie teoretycznego zakresu obciążalności zespołu kół ze względu na naprężenia i odkształcenia dopuszczalne.

Budowa i zasada działania pompy gerotorowej

Budowę pompy gerotorowej pokazano za [1,2,5] na rysunku 1. Korpus pompy składa się z trzech płyt: przedniej (1), środkowej (2) i tylnej (3). W płycie środkowej (2) umieszczony jest zespół cykloidalnych kół zębatych (4) (5), który wprowadzony jest w ruch obrotowy wałem (7) umieszczonym w łożyskach (6). Pomiędzy kołami posiadającymi specjalne zazębienie wewnętrzne cykloidalne i różnicę zębów $z_2 - z_1 = 1$ ukształtowane są międzyzębne komory wyporowe (TCR). W płycie tylnej po stronie wejściowej (Inlet) uformowany jest cylindryczny kanał wejściowy (ICL) i komora wejściowa (ICR) w kształcie nerki, zaś po stronie wyjściowej (Outlet) ukształtowany jest kanał wyjściowy (OCL) i komora wyjściowa (OCR) o takim samym kształcie. Komora wejściowa i wyjściowa rozdzielone są mostkami (LHB) i (HLB).

Zasada działania pompy jest następująca. Czynniki robocze wpływa do pompy kanałem wejściowym (ICL) i napełnia komory wejściowe (ICR). Jednocześnie wzdłuż niej przemieszczają się międzyzębne komory wyporowe (TCR), które zwiększają swoją objętość i zasysają czynniki robocze. Następnie komory (TCR) przemieszczają się kolejno na mostek (LHB), gdzie kończy się proces ssania a rozpoczyna proces tłoczenia. Kolejne komory (TCR) poruszają się wzdłuż komory wyjściowej (OCR), zmniejszając swoją objętość i wytłaczają czynniki robocze. Czynniki robocze wypływa z pompy przez komorę wyjściową (OCR) i kanał wyjściowy (OCL). W końcu komory między-



Rys. 1. Budowa i zasada działania pompy gerotorowej wg [5]: 1, 2, 3 – elementy korpusu; 4, 5 – koła zębate cykloidalne; 6 – łożysko; 7 – wał
 Fig. 1. Construction and operation of gerotor pump according to [5]: 1, 2, 3 – parts of the body, 4, 5 – pinion gearing, 6 – bearing, 7 – shaft

zębne przemieszczają się na mostek (HLB) gdzie kończy się proces tłoczenia i rozpoczyna proces ssania.

W trakcie procesu tłoczenia czynnik roboczy pozostaje pod ciśnieniem p . Wpływa on również na powierzchnie czołową w ramach szczeliny osiowej h_a .

Jak pokazano na rysunku 1 w pompie można wyróżnić cztery charakterystyczne strefy, przez które przemieszcza się komora waporowa TCR:

- strefę niskiego ciśnienia (LPZ), wyznaczoną przez komorę wejściową (ICR), gdzie panuje ciśnienie wejściowe p_i ,
- strefę wzrostu ciśnienia (LHPZ) wyznaczoną przez mostek LHB, gdzie ciśnienie rośnie od wartości p_i do wartości p_o ,
- strefę wysokiego ciśnienia (HPZ) wyznaczoną przez komorę wyjściową (OCR), gdzie panuje ciśnienie p_o ,
- strefę spadku ciśnienia (HLPZ) wyznaczoną przez mostek HLB, gdzie ciśnienie spada od wartości p_o do wartości p_i .

Z przedstawionego opisu wynika, że zespół kół zębatych pompy gerotorowej pozostaje pod sumarycznym obciążeniem mechanicznym i hydraulicznym.

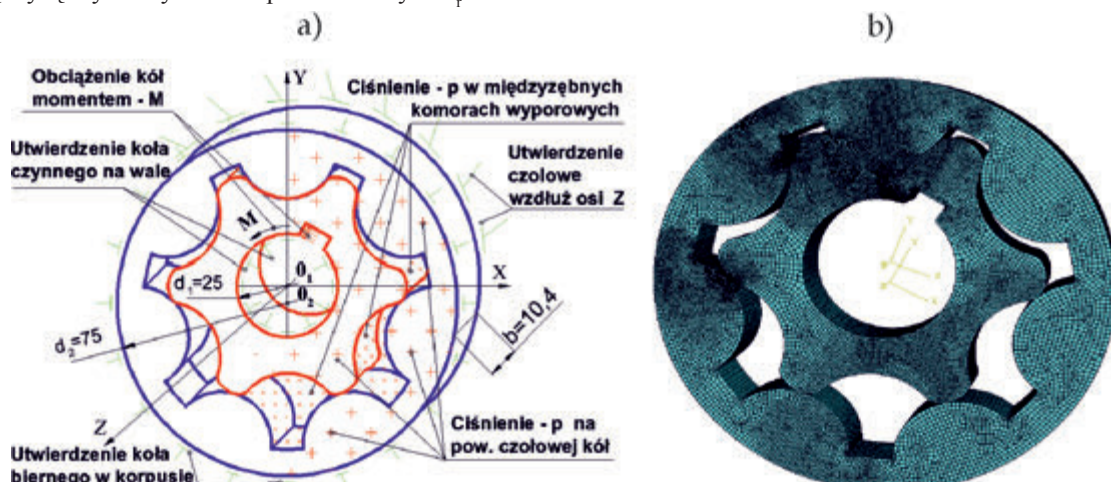
Obciążenie mechaniczne wywołane jest momentem M powodującym obrót zespołu kół. Obciążenie hydrauliczne spowodowane jest oddziaływaniem ciśnienia p czynnika roboczego znajdującego się w międzyzębnych komorach waporowych, a także oddziaływaniem ciśnienia p na powierzchnie czołowe współpracujących kół. Sumaryczne obciążenie kół powoduje ich odkształcenie, powiększanie się luzów międzyzębnych czyli luzów promieniowych h_r i luzów

osiowych h_a pomiędzy czołami kół, a korpusem pompy.

Dobór tworzywa sztucznego

Tworzywo sztuczne przeznaczone do budowy elementów hydraulicznych musi spełniać szereg warunków dotyczących wytrzymałości mechanicznej jak i właściwości fizykochemicznych. Jest wiele tworzyw, które warunki te spełniają, a jednym z nich jest polioksymetylen POM.

Polioksymetylen charakteryzuje się stosunkowo dużą wytrzymałością mechaniczną i niezbyt dużym odkształceniem. Badania wytrzymałościowe tego materiału pozwoliły ustalić wartość $\sigma_{dop} \approx 60$ MPa [1]. Materiał ten pochłania wodę w stopniu nieznacznym a przez to nie zmienia wymiarów w czasie eksploatacji. Jest to szczególnie ważne ponieważ polioksymetylen można stosować w hydraulice wodnej. Przy tych parametrach ma on nieduży współczynnik tarcia statycznego oraz małą pracę adhezji. Jest to wynikiem małej energii powierzchniowej dla polioksymetyleny [4]. Ma to znaczenie dla zespołu kół cykloidalnych ponieważ ich wzajemny styk jest wielopunktowy i na stosunkowo dużej powierzchni. Polioksymetylen ma także niewielką rozszerzalność termiczną. Przy tych wszystkich zaletach jest on tworzywem niedrogim, a jego przetwórstwo jest dobrze opanowane.



Rys. 2. Model zespołu kół cykloidalnych: a)-układ obciążeń, b)-siatka elementów skończonych
 Fig. 2. Model of cycloidal gear set: a)- system of loads, b) finite element mesh

Model obliczeniowy zespołu kół gerotorowych

Wykorzystując schemat konstrukcyjny pompy gerotorowej pokazanej na rysunku 1 opracowano model geometryczny zespołu kół cykloidalnych, który przedstawiono na rysunku 2. Profile uzębień obu kół wyznaczono na podstawie [1, 2]. Wymiary gabarytowe zespołu kół pokazano na rysunku 2a.

Obciążenie mechaniczne modelu wynika z przekazywania momentu M przez wał napędowy o średnicy $d_1=25$ mm na wpust łączący go z kołem o uzębieniu zewnętrznym i dalej na koło o uzębieniu wewnętrznym. Obciążenie hydrauliczne modelu wynika z naporu ciśnienia p czynnika roboczego znajdującego się w międzyzębnych komorach waporowych zespołu kół. Zespół kół pozostaje w równowadze, gdyż moment M przyłożony do wału będzie równy momentowi wywołanemu oddziaływaniem ciśnienia p .

Model należy utwierdzić, a sposób utwierdzenia także wynika z zasady pracy pompy gerotorowej (rys.1). Z rysunku wynika, że koło o uzębieniu zewnętrznym osadzone jest na wale (7) i ma jedynie możliwość obrotu wokół osi O_1 . Odpowiednio w modelu pokazanym na rysunku 2a koło to jest utwierdzone promieniowo na wale o średnicy $d_1=25$ mm i ma możliwość obrotu wokół osi Z . Koło o uzębieniu wewnętrznym przedstawione na rysunku 1 jest osadzone w gnieździe korpusu środkowego (2) i ma możliwość obrotu wokół osi O_2 . Odpowiednio w modelu pokazanym na rysunku 2a koło to jest utwierdzone promieniowo na średnicy $d_2=75$ mm, ale może się obracać wokół osi Z .

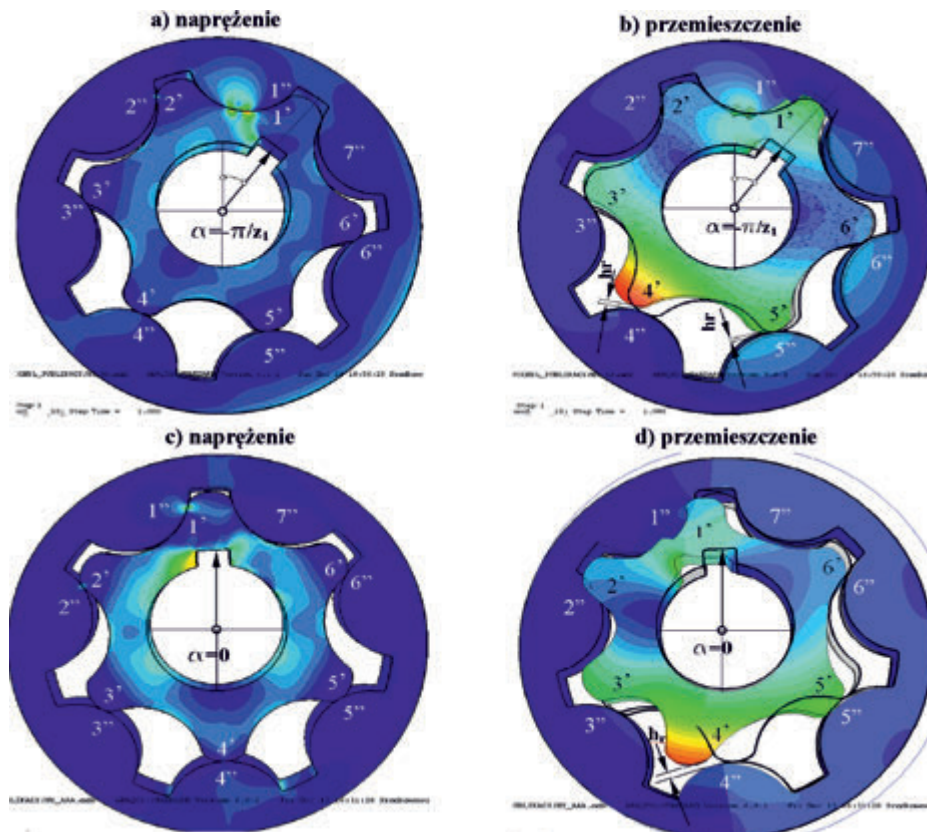
Jak pokazano na rysunku 1 zespół jest obciążony również ciśnieniem p czynnika roboczego znajdującego się w szczeliny osiowej ha ukształtowanej pomiędzy elementami korpusu

(2) i (3). Zespół kół jest przez to dociskany do korpusu (1). W związku z tym w modelu pokazanym na rysunku 2a powierzchnia czołowa zespołu kół obciążona jest ciśnieniem pi zaś powierzchnia przeciwna jest utwierdzona.

Model numeryczny zespołu kół cykloidalnych wykonano za pomocą systemu ABAQUS version 6.7-5. Licencja tego programu o numerze 05UWROCLAW została udostępniona przez Wrocławskie Centrum Sieciowo-Superkomputerowe w Politechnice Wrocławskiej.

Do opracowania siatki elementów skończonych pokazanej na rysunku 2b użyto elementu sześciennego typu HEXA, który jest elementem typowym do tworzenia modeli bryłowych. Siatkę elementów skończonych dla zespołu kół utworzono z ok. 500 000 elementów. Elementy utworzyły zarys zespołu kół w płaszczyźnie XY . W celu zamodelowania grubości zespołu kół utworzono 15 warstw elementów HEXA. Warstwy te rozmieszczono co ok. 0,7 mm wzdłuż osi OZ aż do uzyskania grubości zespołu kół równej $b=10,4$ mm (rys. 2a). Element HEXA ma kształt sześcianu i posiada 8 węzłów. Liczba węzłów wskazuje, że jest to element pierwszego rzędu. Każdy węzeł elementu HEXA posiada trzy stopnie swobody i są to przesunięcia względem osi X , Y oraz Z . W przewidywanych miejscach spiętrzenia naprężeń dokonano zagęszczeń siatki, które są widoczne na rysunku 2b. Miejsca zagęszczeń to styki zębów współpracujących kół po stronie wejściowej (lewa strona modelu na rysunek 2b) oraz rejon rowka wpustowego w kole czynnym. Mniejszych zagęszczeń dokonano w narożach u podstawy zębów koła wewnętrznego. Siatka koła zewnętrznego składa się z większej ilości elementów ponieważ zdaniem autorów jest ono bardziej wyteżone.

System ABAQUS umożliwił także zamodelowanie styku



Rys. 3. Stan naprężeń i odkształceń w płaszczyźnie XY w modelu kół cykloidalnych. Obciążenie modelu ciśnieniem $p=4$ MPa oraz momentem $M=7,16$ Nm
a, b) - położenie początkowe koła zewnętrznego $\alpha=-\pi/z_1$, c, d) - położenie koła zewnętrznego $\alpha=0$

Fig. 3. Distribution of stress and strain in the XY plane in the model of cycloidal gears. Load model pressure $p=4$ MPa and a torque $M=7.16$ Nm
a, b) - the start location of the outer circle $\alpha=-\pi/z_1$, c, d) - the position of the outer circle $\alpha=0$

powierzchni kół współpracujących za pomocą specjalnego algorytmu charakterystycznego dla tego systemu. Kontakt założono w miejscu styku zębów po stronie wejściowej zespołu kół (lewa część rysunków 2a i 2b). Współczynnik tarcia μ dla kontaktu dobrano uwzględniając rodzaj tworzywa oraz warunki panujące w miejscu styku (np. duży nacisk). Wartość współczynnika tarcia $\mu=0.4$ ustalono na podstawie badań [3].

Wyniki analizy numerycznej

Na rysunkach 3 i 4 pokazano wyniki badań modelu zespołu kół obciążonych sumarycznym stanem obciążenia tzn. ciśnieniem $p=4$ MPa działającym w komorach waporowych oraz momentem $M=7,16$ Nm oddziaływującym na rowek wpustowy. Przedstawiono stan naprężeń zredukowanych i odkształceń dla kilku charakterystycznych położenia koła czynnego. W celu lepszego porównania odkształceń przedstawiono kontur odkształcony widoczny w kolorach oraz naniesiono także zarysy kół nieodkształconych narysowany linią ciągłą pogrubioną. Na rysunkach od 3a do 3d przedstawiono rozkłady naprężeń i odkształceń dla zespołu kół w dwóch początkowych położeniach roboczych. Odpowiednio na rysunkach 3a i 3b rozpatrzono stan naprężeń i odkształceń dla położenia początkowego ($\alpha=-\pi/4$).

Na rysunku 3a widać, że w kolejnych parach zębów $1'-1''$, $2'-2''$, $3'-3''$ istnieją naprężenia (siły międzyzębne), zaś w parach $4'-4''$, $5'-5''$ i $1'-7''$ naprężenia nie występują. Największe naprężenia dla układu kół powstają w położeniu przedstawionym na rysunku 3a i widoczne są u stopy zęba $1'$ wchodzącego w zazębienie z głową zęba $1''$.

Dodatkowo pomiędzy stopą zęba a rowkiem wpustowym powstaje mostek naprężeń co powoduje, że miejsce to jest najbardziej wyężone w zespole kół. Tam też zarejestrowano

największą wartość naprężeń dla tego położenia i naprężenie to wynosi $33,17$ MPa. W kolejnych parach zębów $2'-2''$ i $3'-3''$ naprężenia (siły) maleją.

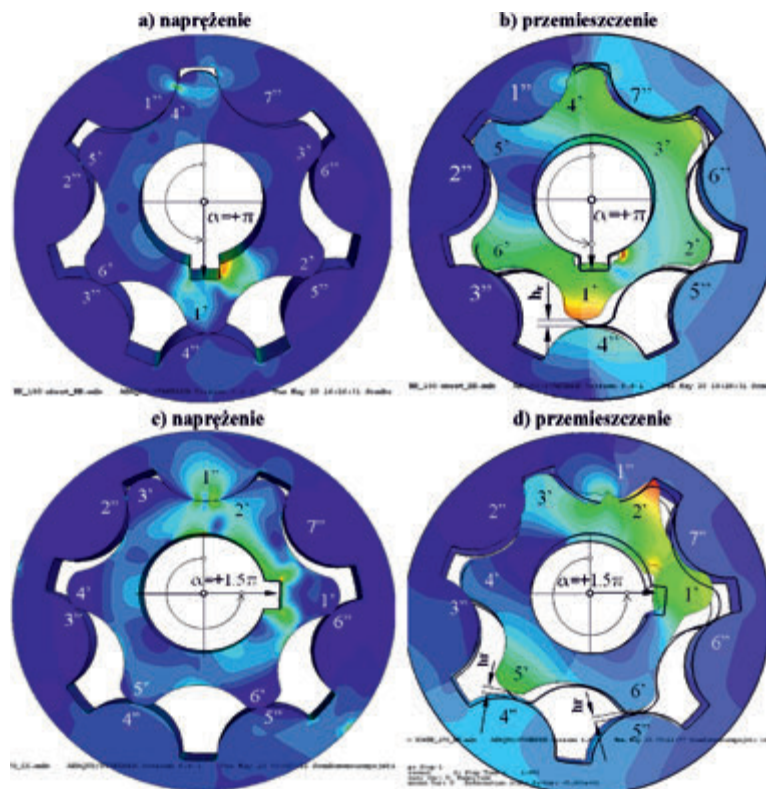
Na rysunkach 3c i 3d przedstawiono stan naprężeń i odkształceń dla kolejnego położenia koła czynnego ($\alpha=0$). Na rysunku 3c widać, że w kolejnych parach zębów $1'-1''$, $2'-2''$ i $3'-3''$ powstają naprężenia (siły) stopniowo malejące zaś pomiędzy zębami $4'-4''$, $5'-5''$, $6'-6''$ i $1'-7''$ naprężenia nie występują. Naprężenie maksymalne nie występuje w styku zębów jak poprzednio lecz na bocznej ścianie (lewej) rowka wpustowego w miejscu przyłożenia momentu M . Wartość tego naprężenia wynosi ok. 26 MPa.

Stan naprężeń można wyjaśnić analizując stan odkształceń pokazany na rysunku 3b. Widać na nim, że koło czynne odkształca się w stronę części ssawnej (w lewo). Powoduje to dociskanie się wzajemnie zębów $1'-1''$, $2'-2''$ i $3'-3''$ i wywołuje między nimi naprężenia (siły). Jednocześnie odsuwane są od siebie $4'-4''$, $5'-5''$, $6'-6''$ i $1'-7''$. Powstają między nimi luzy promieniowe h_r . Największe luzy powstają pomiędzy zębami w parach $4'-4''$ i $5'-5''$.

Z analizy rysunku 3d wynika, że pod wpływem ciśnienia oba koła są przemieszczane w przeciwnych kierunkach i deformowane i w wyniku czego pomiędzy zębami $4'-4''$, $5'-5''$, $6'-6''$ i $1'-7''$ powstają luzy promieniowe h_r . Największe luzy powstają pomiędzy zębami $4'-4''$, $5'-5''$. Wartość luzu h_r powstająca w wyniku odkształceń wynosi $h_r=0,0815$ mm.

Kolejne położenia zespołu kół podczas ich pracy przedstawiono w dalszej części na rysunku 4.

Dla układu $\alpha=+\pi$ widocznym na rysunku 4a maksymalna wartość naprężeń wynosi $22,85$ MPa. Wartość tą zarejestrowano na bocznej prawej ścianie rowka wpustowego w miejscu, gdzie na koło czynne oddziałuje moment M za pośrednictwem



Rys. 4. Stan naprężeń i odkształceń w płaszczyźnie XY modelu kół cykloidalnych. Obciążenie modelu ciśnieniem $p=4$ MPa oraz momentem $M=7,16$ Nm
a, b) - położenie koła zewnętrznego $\alpha=+\pi$, c, d) - położenie koła zewnętrznego $\alpha=1.5\pi$

Fig. 4. Distribution of stress and strain in the XY plane in the model of cycloidal gears. Load model pressure $p=4$ MPa and a torque $M=7.16$ Nm
a, b) - the start location of the outer circle $\alpha=+\pi$, c, d) - the position of the outer circle $\alpha=1.5\pi$

wpustu. Naprężenia (siły) powstają także miejscach styku par zębów 4'-1'' i 5'-2'' a wartość tych naprężeń maleje. W parze zębów 6'-3'' nie zarejestrowano już wzajemnego ich oddziaływania. Za takie zachowanie się układu kół odpowiedzialny jest rozkład odkształceń. Odkształcenie to powoduje (tak samo jak w położeniach poprzednich) unoszenie zęba w lewej dolnej części koła czynnego (tutaj ząb 6' w parze 6'-3'') do góry. Efektem tego jest brak styku (kontaktu) w tym miejscu między zębami obu kół.

Maksymalna wartość luzu promieniowego h_r dla tego położenia kół ($\alpha=+\pi$) zarejestrowana została w parze zębów 1'-4'' (rys. 4b) i wynosi $h_r=0,038$ mm. Wartość tego luzu jest tutaj niższa od tych, które zarejestrowano dla innych położań. Taki stan rzeczy można wytłumaczyć faktem, że w miarę obrotu kół względem siebie zmieniło się także położenie rowka wpustowego przez, który oddziałuje moment M . Przejście zęba 1' w położenie dolne spowoduje, że moment M działający w prawo będzie częściowo kompensował odkształcenie tego zęba, który w wyniku działania ciśnienia p jest przemieszczany w lewo.

Dla kolejnego położenia kół $\alpha=1.5p$ (rys. 4c i 4d) zarejestrowano dość dużą wartość naprężeń (nie najwyższą dla układu), która wynosi 31,54 MPa. Wartość tę zarejestrowano dla pary zębów 2'-1''. W pozostałych miejscach styku kół wartości naprężeń są malejące i tak samo jak w położeniach poprzednich ma to miejsce na skutek specyficznego rozkładu odkształceń. Duża wartość przemieszczenia została zarejestrowana dla zębów 1' i 2' w kole czynnym. Jednak przemieszczenie to nie ma wpływu na rozszczelnienie pompy ponieważ ząb 2' jest tutaj dociskany do zęba 1'' w kole biernym. Rozszczelnienie pompy dla tego położenia (oraz innych) powoduje luz promieniowy h_r powstający w części dolnej dla par zębów 5'-4'' oraz 6'-4''. Maksymalną wartość luzu promieniowego h_r zarejestrowano dla pary zębów 5'-4'' i wynosi $h_r=0,057$ mm.

Należy też zwrócić uwagę na rozkład i wartość naprężeń w położeniach kół $\alpha=1,5p$ i $\alpha=-\pi/z_1$ (rys. 3a i 4c). Rejestrowane tutaj wartości naprężeń oprócz tego, że są stosunkowo duże (33,17 MPa i 31,54 MPa) to jeszcze zwraca uwagę ich nietypowy rozkład. W rozkładzie pojawiają się dwa punkty styku.

Zdaniem autora wpływ na wartość i rozkład naprężeń ma geometria zarysu kół. Podczas modelowania układu okazało się, że zarysy kół w tym miejscu styku zachodzą na siebie i występuje tutaj interferencja. Interferencja zarysów powoduje, że system ABAQUS interpretuje taki stan rzeczy jako wzrost naprężeń w tym miejscu. Będzie to miało wymierny skutek na pracę obu kół powodując bardziej intensywne zużycie się kół w tych miejscach. W miarę upływu czasu pracy kół bardziej się one dopasują i wartość naprężeń w tych miejscach obniży się. Pojawia się jednak konieczność wprowadzenia korekty zarysu zębów, aby uniknąć dużych wartości naprężeń dla kół w początkowej fazie ich pracy.

Zgodnie z programem badań analizę odkształceń i naprężeń przeprowadzono w zakresie obciążań ciśnieniem $p=4, 6$ i 8 MPa

oraz proporcjonalnie większym momentem M . Wyniki przedstawiające otrzymane wartości luzów h_r i h_a zaprezentowano w tabeli 1.

Analizując tabelę 1 zauważyć można, że ze względu na naprężenia w zespole kół cykloidalnych z tworzywa POM można obciążać ciśnieniem roboczym do wartości $p \leq 8$ MPa. Maksymalna wartość naprężeń zredukowanych jest w przybliżeniu równa $\sigma \cong 60$ MPa. Zauważa się, także iż luz promieniowy h_r i osiowy h_a rośnie wprost proporcjonalnie do wzrostu ciśnienia czynnika roboczego oddziałującego na zespół kół. Dla granicznego ciśnienia obciążającego $p=8$ MPa luzy te wynoszą: $h_r=0,164$ mm oraz $h_a=0,036$ mm.

Podsumowanie

Zespół kół z odkształcalnego tworzywa POM ulega deformacji. Koło zewnętrzne jest odkształcane i przemieszczane w kierunku części czynnej natomiast zęby koła wewnętrznego w kierunku części biernej. W wyniku tych deformacji w rejonie mostka dolnego powstają międzyzębne luzy promieniowe h_r .

Możliwość zastosowania w maszynach gerotorowych kół zębatych z tworzywa sztucznego POM należy rozpatrywać łącznie zarówno z punktu widzenia odkształceń jak i naprężeń dopuszczalnych. Nie należy dopuścić do tego, aby naprężenia w kołach przekroczyły granice plastyczności powodując uszkodzenie tych kół. Jednocześnie nie należy dopuścić, aby odkształcenia zębów oraz wynikające z tego luzy międzyzębne promieniowe h_r oraz luz osiowy h_a przekroczyły wartości graniczne przyjęte dla danej klasy maszyny hydraulicznej. Warunek odkształceń jest bardziej istotny niż warunek naprężeń. Zdaniem autora maksymalna łączna wartość luzów promieniowego h_r i osiowego h_a nie powinna przekroczyć wartości $h_{\max}=0,15$ mm

Prowadzone badania wykazały, że koła cykloidalne wykonane z polioksymetylenu POM, pracują poprawnie w pompie gerotorowej obciążonej ciśnieniem roboczym o wartości 1 MPa [1]. Analiza numeryczna przedstawiona w niniejszym artykule pozwala sądzić, że w zespole kół z tworzywa POM warunek naprężeń jest zachowany w zakresie obciążań ciśnieniem do ok. 8 MPa. Przy tej wartości ciśnienia naprężenie maksymalne w kołach wynosi ok. 66 MPa. Ciśnienie $p=8$ MPa może nie zostać jednak osiągnięte przez maszynę wskutek luzów wytworzonych tym ciśnieniem. Luzy promieniowe $h_r=0,164$ mm oraz luz osiowy $h_a=0,036$ mm będą tak duże, że spowodują utratę szczelności wewnętrznej maszyny i warunek odkształceń może nie zostać spełniony. W związku z tym istnieje możliwość zastąpienia kół cykloidalnych ze stali kołami z tworzywa POM lecz granica ich obciążalności ciśnieniem powinna być obniżona do wartości $p=5 \div 6$ MPa.

Aby warunek odkształceń spełnić i zmniejszyć wartości luzów należy zastosować tworzywa sztuczne o wyższej wytrzymałości i (albo) wprowadzić zmiany rozwiązania konstrukcyjnego dla zespołu kół cykloidalnych.

Tab. 1. Wartości luzu promieniowego h_r , osiowego h_a i naprężeń w zależności od ciśnienia
Tab. 1. The values of the radial clearance h_r and the axial clearance h_a depending on the pressure

Ciśnienie robocze p [MPa]	Luz promieniowy h_r [mm]	Luz osiowy h_a [mm]	Naprężenie max. s [MPa]
4	0,035 - 0,082	0,018	33,17
6	0,053 - 0,123	0,027	49,76
8	0,071 - 0,164	0,036	66,34

Literatura

- [1] Bednarczyk S., Stryczek J., Zienowicz Z., *Gerotor pumps with plastic gears. Hydraulika i Pneumatyka*, nr 5/2006
- [2] Biernacki K., Bednarczyk S., Stryczek J., *Zastosowanie tworzyw sztucznych w budowie maszyn hydraulicznych. Międzynarodowa konferencja naukowo-techniczna. Napędy i sterowanie hydrauliczne i pneumatyczne '2007* (str. 102–113). Wrocław, 10–12 października 2007
- [3] Capanidis D., *Badania ślizgowe kompozytów ślizgowych na bazie polioksymetylenu (POM) – Tarnoform. Tribologia* Nr 3/2004 (str. 25-33)
- [4] Paszkowski M., Wieleba W., Wróblewski R., *Research of adhesion of steel and plastics in the context of their application in frictional couples. Tribologia. Nr 5/2010(233)*, pages 95-104
- [5] Stryczek J., *Koła zębate maszyn hydraulicznych. Wydawnictwo Politechniki Wrocławskiej. Wrocław 2007*

Z cyklu: Sentymtalne wędrówki po meandrach polskiej myśli techniki górniczej



Reprint Renata S-K

Rozdzielnia nakładu i węgla w okresie budowy pierwszych nadkładowych ciągów KTZ