



Analiza wytrzymałościowa zespołu kół cykloidalnych z nową koncepcją przeniesienia napędu

Krzysztof Biernacki – Politechnika Wrocławska

Streszczenie: W rozdziale monografii przedstawiono projekt nowego rozwiązania w budowie hydraulicznych maszyn gerotorowych. Skupiono się głównie na analizie zachowania się zespołu kół cykloidalnych. Koła te stanowią główną jednostkę roboczą hydraulicznych maszyn gerotorowych a napędzanie zespołu kół umożliwia pracę tych maszyn. Jak dotychczas napęd doprowadzano do koła wewnętrznego i w ten sposób realizowano ruch obrotowy zespołu kół. W niniejszym rozdziale zaproponowano zmianę sposobu przesyłania napędu tak, aby kołem napędowym było teraz koło zewnętrzne. Takie rozwiązanie powoduje także zmiany konstrukcyjne w budowie maszyny hydraulicznej. W wyniku tych działań powstała koncepcja hydraulicznej maszyny gerotorowej, która różni się od poprzednio produkowanych konstrukcji. Nowa konstrukcja potrafi przenieść wyższe obciążenia robocze, aniżeli konstrukcje dotychczas produkowane.

Słowa kluczowe: analiza wytrzymałościowa, tworzywa sztuczne, metoda elementów skończonych (MES), projektowanie koncepcyjne

Strength analysis for cycloidal gears with the new concept of power transmissions

Abstract: The chapter presents a new design solution of hydraulic gerotor machines. The main attention was paid to the analysis of strain behaviour of a cycloidal gear set. The gears are the main assemblies of hydraulic gerotor machines, which are powered by driving the gear set. In the state of the art, the rotational motion of the gear set was effected by driving the inner gear. This chapter proposes a modified method of power transmission in which the outer gear is now a driving gear. Such a solution also results in modifications to the hydraulic machine design. This have led to a concept of a new hydraulic gerotor machine, which differs from the traditional designs. The device according to the new design is capable of carrying substantially higher working loads than devices of the previous designs.

Keywords: strength analysis, plastics, Finite Elements Method (FEM), conceptual designing

1. Wprowadzenie

Maszyny i urządzenia hydrauliczne stosowano od samego początku działalności przemysłowej człowieka. Jako pierwsze pojawiły się pompy tłokowe stosowane w transporcie morskim i kolejnictwie [1]. Maszyny zębate są konstrukcją bardziej zaawansowaną i pojawiły się w czasie późniejszym. Hydrauliczne maszyny zębate dzielą się na trzy typy, którymi są:

- maszyny zębate o zazębieniu zewnętrznym,
- maszyny zębate o zazębieniu wewnętrznym,
- maszyny gerotorowe.

Maszyny gerotorowe pojawiły się najpóźniej. Ich produkcję masową rozpoczęła firma Henry Nichols w USA w latach trzydziestych XX wieku w USA.

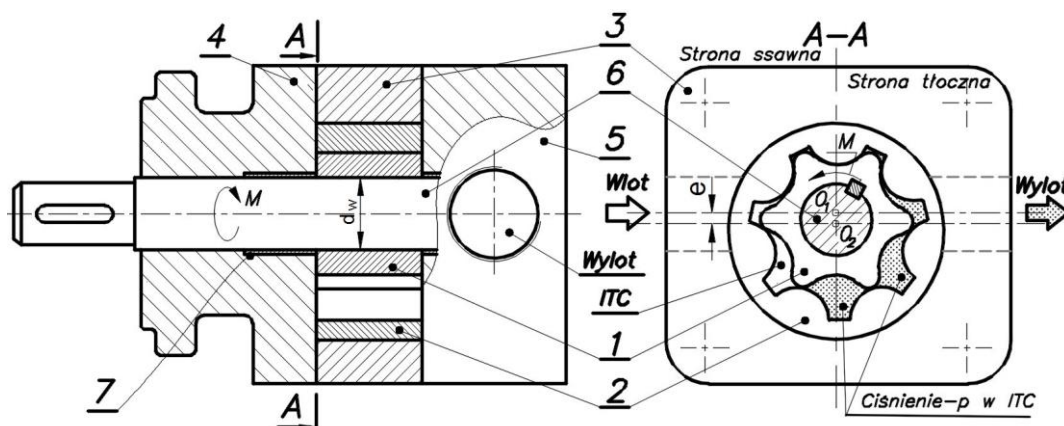
Maszyny gerotorowe charakteryzują się innowacyjnym rozwiązaniem konstrukcyjnym i wieloma zaletami użytkowymi. Mają prostą budowę, małe wymiary i masę, dużą wydajność i małą pulsację tej wydajności. Kluczowym zespołem pomp gerotorowych jest zespół kół zębatych o wewnętrznym zazębieniu cykloidalnym.

Typową hydrauliczną maszynę gerotorową przedstawiono na rysunku 1.

Główny zespół roboczy tej maszyny składa się z dwóch kół cykloidalnych, którymi są koło czynne (1) i koło bierne (2). Są to koła o zazębieniu wewnętrznym. Koło bierne, w tym zespole ma większą liczbę zębów niż koło czynne. Różnica w ilości zębów zawsze wynosi $z_2 - z_1 = 1$. Na rysunkach (rys. 1,

rys. 2) widać przykładowy zespół kół, gdzie koło czynne (1) ma liczbę zębów $z_1 = 6$, natomiast koło bierne $z_2 = 7$.

Zespół kół jest umieszczony w korpusie środkowym (3) a z boków znajdują się konsola przednia (4) oraz pokrywa tylna (5).



Rys. 1. Budowa i zasada działania hydraulicznej maszyny gerotorowej

Napęd i energia przekazywane są z wałka (6) na koło czynne (1). Wałek napędowy (6) umieszczony jest w łożyskach (7), które zamocowano w konsoli przedniej (4) i pokrywie tylnej (5). Międzyzębne komory wyporowe (ITC) pojawiają się pomiędzy kołami po zainstalowaniu zespołu kół na wałku (6) i w korpusie (3).

Moment napędowy M wprawia zespół kół cykloidalnych (1) i (2) w ruch obrotowy. W wyniku tego ruchu ciecz robocza transportowana jest w komorach wyporowych (ITC) z otworu wejściowego (Włot) do otworu wyjściowego (Wylot). W miarę obrotu wzrasta ciśnienie w cieczy przetwarzanej aż do osiągnięcia wartości ciśnienia roboczego p . Pionowa oś symetrii zespołu kół O_1O_2 dzieli hydrauliczną maszynę gerotorową na dwie strony, którymi są strona ssawna i strona tłoczna. Ciśnienie robocze p znajdujące się po stronie tłocznej (prawy, przekrój A-A) działa na zespół kół oraz elementy zespołu korpusu.

Oba koła obracają się w tym samym kierunku a pomiędzy środkami kół występuje mimośród e . Koło czynne (1) obraca się wokół środka osi O_1 , natomiast koło bierne (2) obraca się wokół środka osi O_2 .

Podczas pracy w maszynie hydraulicznej, zespół kół znajduje się pod działaniem obciążeń mechanicznych oraz hydraulicznych. Obciążenia te powodują złożony stan naprężeń oraz odkształceń. W celu określenia ich wytrzymałości przeprowadzono analizy z zastosowaniem metody elementów skończonych (MES).

Analiza za pomocą MES została przeprowadzona przez Gamez-Montero, Castilla, Khamashta i Codina [2]. Udowodnili oni, że maksymalne naprężenie występuje w parze zębów poruszającej się wokół centralnego punktu uzębienia.

Badania MES dotyczące wytrzymałości epitrochoidów pracujących z ruchem obrotowym przeprowadził także Maiti [3]. Maiti wykazał, że deformacje poszczególnych zębów przyjmują różne wartości i umożliwiają przepływ cieczy przetwarzanej przez kanały międzyzębne maszyny [3].



Analizy opisane w [2, 3] zostały wykonane na płaskich modelach dwuwymiarowych. W pracach [4, 5, 6] przedstawiono modele trójwymiarowe zespołu kół cykloidalnych. Prace te prowadzono dla zespołów kół wykonanych z tworzyw sztucznych, ale i one potwierdziły wnioski płynące z publikacji wcześniejszych [2, 3].

Inne prace dotyczyły szacowania wartości parametrów roboczych maszyn gerotorowych [7], a także ich geometrii [8]. Maiti, Nag i Nagao stwierdzili, że początkowy moment obrotowy zależy od położenia wału napędowego [7]. W pracy [8] pokazano ujednoczenie rozwiązań geometrycznych do projektowania.

W celu określenia zachowania się zespołu kół cykloidalnych przeprowadzono analizę numeryczną z użyciem metody elementów skończonych. Analizę przeprowadzono dla zespołu kół stalowych, który obciążono ciśnieniem roboczym $p = 4$ MPa oraz momentem $M = 7,16$ Nm. Dobrano właśnie takie obciążenia do analizy, ponieważ prace wcześniejsze także prowadzono przy parametrach $p = 4$ MPa oraz $M = 7,16$ Nm [4, 5, 6].

Sposób utwierdzenia i obciążenia ciśnieniem p i momentem M widać na rysunku 1 oraz na rysunku 4. Obciążenie mechaniczne w postaci momentu M przyłożono do ścianki rowka wpustowego w kole wewnętrznym, co widać na rysunku 1 (przekrój A-A).

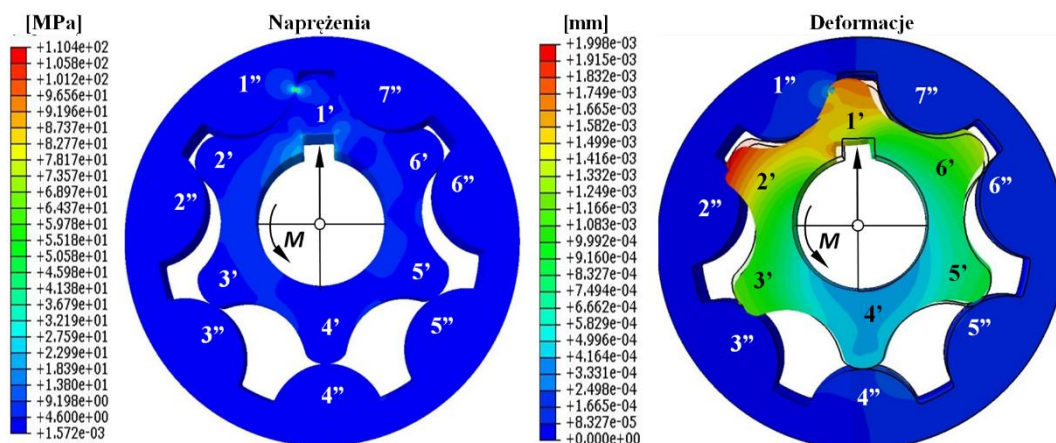
Obciążenie hydrauliczne w postaci ciśnienia roboczego p przyłożono po stronie tłocznej w międzyzębnych komorach wporowych ITC (rys. 1, przekrój A-A). Ciśnienie p w komorach wporowych przyłożono w sposób identyczny, jak w modelu obliczeniowym na rysunku 4.

Sposób utwierdzeń wynika także z pracy maszyny oraz z rysunku 1. Wprowadzono utwierdzenie koła czynnego w otworze wewnętrznym mające zasymulować osadzenie koła wewnętrznego (1) na wale (6). Koło zewnętrzne (2) także utwierdzono w otworze korpusu środkowego (3), dając zespołowi kół możliwość obrotu wokół osi O_2 . Zrobiono to identycznie jak dla modelu, który widać na rysunku 4.

Zespół kół utwierdzono także czołowo wzdłuż osi Z , co miało odzwierciedlać dociśnięcie zespołu kół do powierzchni pokrywy tylnej (5). Utwierdzenie to oraz ciśnienie wywierające to dociśnięcie widoczne są na rysunku 4, jako tzw. utwierdzenie czołowe wzdłuż osi Z oraz ciśnienie p na powierzchni czołowej kół.

Wynik tej analizy przedstawiono na rysunku 2, gdzie widać rozkład wartości naprężeń i przemieszczeń dla obciążonego zespołu kół cykloidalnych.

Na podstawie analizy numerycznej potwierdzono złożoność stanu wyężenia w zespole kół pod obciążeniem. Na taki stan składają się zarówno ściskające obciążenia statyczne, ale także obciążenia zmęczeniowe oraz kontaktowe.



Rys. 2. Rozkład wartości naprężeń zredukowanych i przemieszczeń w zespole kół cykloidalnych

Najwyższe naprężenia zredukowane pojawiają się w kole czynnym w punkcie styku pary zębów 1'-1'' oraz w rejonie rowka wpustowego. Maksymalna wartość tych naprężeń wynosi około 110 MPa.

Obciążenia robocze powodują także przemieszczenia w zespole kół cykloidalnych. Widać z rysunku 2, że największe wartości przemieszczeń mają miejsce w kole wewnętrznym dla wierzchołków zębów 1' i 2' oraz na ścianie rowka wpustowego (warstwice w kolorze czerwonym). Akurat te przemieszczenia nie mają większego wpływu na pracę maszyny hydraulicznej.

Najgroźniejsze przemieszczenie ma miejsce w parze zębów 4'-4''. Ciśnienie robocze cieczy znajdującej się w międzyzębnych komorach wyporowych (ITC) działa na oba koła, powodując odgięcie w lewo zęba 4'. Ząb 4' w kole wewnętrznym odgina się wtedy w kierunku strony ssawnej. W wyniku tego odgięcia pojawia się międzyzębny luz promieniowy hr. Efektem tego jest rozszczelnienie maszyny i spadek jej sprawności w wyniku przecieków.

Jednak z przeprowadzonej analizy widać, że przemieszczenie węzłów dla zęba 4' jest bardzo małe i wynosi poniżej 0,0005 mm.

Zagadnieniami związanymi z budową i eksploatacją hydraulicznych maszyn gerotorowych zajmuje się Fluid Power Research Group (FPRG) z Wydziału Mechanicznego na Politechnice Wrocławskiej (www.fprg.pwr.wroc.pl).

Efektom tych działań są prace obejmujące aspekty technologiczne, projektowe, eksploatacyjne oraz wizualizacyjne [4, 5, 6, 10]. Prace wizualizacyjne pozwoliły określić kierunki przepływu oraz ukazać zjawisko kawitacji [10]. Potwierdzono także wnioski z analiz numerycznych, które wskazywały, że wyższe naprężenia panowały właśnie w kole wewnętrznym [2, 3, 4, 5, 7].

Należy, zatem wprowadzić zmiany, które będą miały na celu podwyższenie obciążalności kół cykloidalnych. Aby ten cel zrealizować konieczne jest jednak wprowadzenie zmian konstrukcyjnych w budowie zespołu kół, ale także w samej zasadzie działania hydraulicznej maszyny gerotorowej.

W każdym z rozwiązań dotychczasowych, które są autorowi znane, napęd w zespole kół jest przekazywany z koła wewnętrznego na koło zewnętrzne.

Rozwiązanie stosowane dotychczas ma kilka wad. Wady te pokazały zarówno analizy numeryczne [2, 3, 4, 5], jak i badania eksperymentalne [6]. Można te wady ująć w kilku punktach i są nimi:

- znaczne wyciężenie w kole wewnętrznym,
- duża koncentracja naprężeń w miejscach styku zębów kół, szczególnie w parze zębów 1'-1'',

- duże naprężenie w rejonie otworu w kole czynnym (wewnętrznym) spowodowane przesyłaniem napędu z wałka napędowego na koło czynne,
- mała średnica wałka napędowego d_w ograniczona wielkością średnicy stóp zębów w kole czynnym,
- silnie niesymetryczny rozkład naprężeń w zespole kół.

Wszystkie te wady powodują ograniczenie wielkości parametrów roboczych z jaką mogą pracować hydrauliczne maszyny gerotorowe.

Należy też dodać, że mniejszy rozmiar wewnętrznego koła czynnego powoduje, iż relaksacja naprężeń w tym kole jest utrudniona, a przez to pojawiają się w nim spiętrzenia naprężeń.

Widać, że potrzebna jest zmiana koncepcji projektowej dla hydraulicznych maszyn gerotorowych.

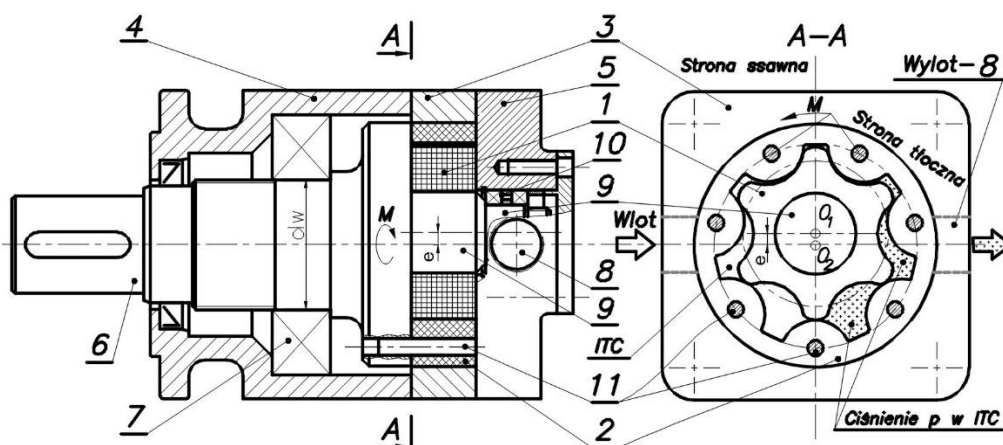
Można powiedzieć, że celem prac powinno być uzyskanie nowego rozwiązania konstrukcyjnego dla hydraulicznej maszyny gerotorowej. Rozwiązanie to powinno zapewnić pracę przy wyższych parametrach roboczych, ale bez jednoczesnego zwiększenia wymiarów oraz masy maszyny.

2. Nowe rozwiązanie

Cel powyższy postanowiono osiągnąć poprzez zamianę ról obu kół cykloidalnych, przez co koło zewnętrzne jest teraz kołem napędzającym, a koło wewnętrzne jest teraz kołem napędzanym.

Rozwiązanie to opisano we wniosku patentowym (Gerotor hydraulic machine. Application No. P. 416532. Case mark 451-9/16).

Na rysunku 3 przedstawiono hydrauliczną maszynę gerotorową według nowej koncepcji, w której rola kół została zamieniona. W układzie przedstawionym na rysunku 3 napęd przekazywany jest najpierw na koło zewnętrzne (2), natomiast koło wewnętrzne (1) pełni teraz rolę koła biernego (napędzanego).



Rys. 3. Schemat hydraulicznej maszyny gerotorowej według nowej koncepcji

Koło wewnętrzne (1) i zewnętrzne (2) nadal stanowią główny zespół roboczy hydraulicznej maszyny gerotorowej (rys. 3).

Zespół kół cykloidalnych (1) i (2) umieszczony jest w korpusie środkowym maszyny hydraulicznej (3). Zespół korpusu maszyny hydraulicznej składa się z korpusu środkowego (3), konsoli przedniej (4) oraz pokrywy tylnej (5). Koło zewnętrzne (2) połączone jest teraz z wałkiem napędowym (6) za



pośrednictwem kołków (11). W konsoli przedniej (4) znajduje się zespół łożysk (7) dla wałka napędowego (6). Otwór wylotowy dla przetłaczanej cieczy (8) znajduje się pokrywie tylnej (5).

Na rysunku 3 widać także, iż koło wewnętrzne (1) osadzone jest na drugim wałku (9). Wałek (9) ułożyskowany jest za pomocą zespołu łożyskowego (10), który umieszczono w otworze pokrywy tylnej (5).

Połączenie koła wewnętrznego (1) z wałkiem (9) zrealizowano za pomocą pasowania ciasnego.

W rozwiązaniu widocznym na rysunku 3 koło cykloidalne (1) i (2) nadal są ze sobą w kontakcie w miejscach ich styków międzyzębnych, tak samo jak w rozwiązaniu wcześniejszym (rys. 1). Można, zatem powiedzieć, że:

- koło zewnętrzne (2) obraca się wraz z wałkiem napędowym (6) w łożyskach (7) wokół osi O_1 ,
- koło wewnętrzne (1) obraca się wraz z wałkiem (9) w łożyskach (10) wokół osi O_2 .

Mimośród e występuje zarówno pomiędzy osiami kół (1) i (2), jak i pomiędzy osiami wałów (6) i (9), na których osadzone są te koła. Koło zewnętrzne (2) połączone jest z wałkiem napędowym (6) za pomocą specjalnych kołków (11).

Kołki te (11) służą do przenoszenia napędu i energii z wałka (6) na koło zewnętrzne (2). Na przekroju A-A (rys. 3) widać, że ilość kołków odpowiada ilości zębów w kole zewnętrznym (2). Ilość kołków równa ilości zębów w kole zewnętrznym gwarantuje równomierny rozkład wartości obciążenia w tym kole. W przykładzie przedstawionym w niniejszym opisie na (rys. 3) umieszczono siedem kołków.

Przepływ energii w hydraulicznej maszynie gerotorowej jest następujący: energia w postaci momentu obrotowego M przepływa z wałka napędowego (6) do koła zewnętrznego (2) za pośrednictwem kołków (11). Koło zewnętrzne (2), które teraz pełni rolę koła czynnego wprawia w ruch obrotowy koło wewnętrzne (1), które osadzone jest na wałku (9).

Ciecz wpływa od strony lewej (patrz przekrój A-A na rys. 3) do międzyzębnych komór wyporowych ITC i przetłaczana jest w wyniku obrotu kół do wylotu (8) po stronie prawej (A-A). Energia mechaniczna jest wtedy zamieniana na hydrauliczną energię ciśnienia w międzyzębnych komorach wyporowych ITC.

3. Model obliczeniowy

Wykorzystując schemat konstrukcyjny pompy gerotorowej pokazanej na rysunkach 1 i 3 opracowano model geometryczny zespołu kół cykloidalnych. Model przedstawiono na rysunku 4. Profile uzębień obu kół wyznaczono na podstawie literatury [9].

Podczas pracy zespołu kół znajduje się on pod działaniem obciążenia hydraulicznego oraz mechanicznego. Obciążenie hydrauliczne modelu wynika z naporu ciśnienia p czynnika roboczego natomiast obciążenie mechaniczne wynika z przyłożenia momentu napędowego M .

Ciśnienie robocze p działa w międzyzębnych komorach wyporowych oraz na powierzchni czołowej obu kół. Zespół kół pozostaje w równowadze, gdyż moment M przyłożony do koła zewnętrznego jest równy momentowi wywołanemu przez oddziaływanie ciśnienia p . Obciążenie mechaniczne w postaci momentu M przekazywane jest tym razem na większe koło zewnętrzne, co znalazło odzwierciedlenie w budowie modelu.

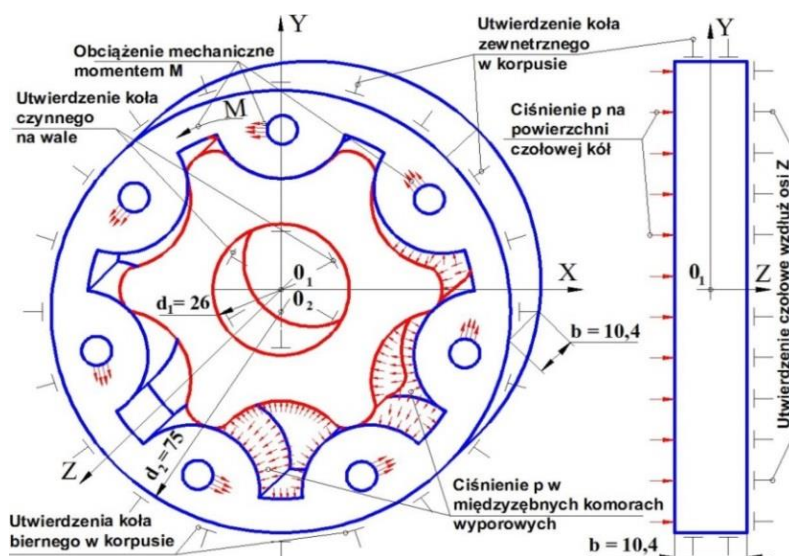
Moment M przyłożono do siedmiu otworów, które wykonano w zębach koła zewnętrznego. W ten sposób wartość momentu M rozłożono równomiernie pomiędzy siedmioma zębami koła zewnętrznego.

Model należy utwierdzić, a sposób utwierdzenia także wynika z zasady pracy pompy gerotorowej

Na rysunku 3 widać, że koło wewnętrzne osadzone jest na wale i ma jedynie możliwość obrotu wokół osi O_1Z . Odpowiednio w modelu pokazanym na rysunku 4 koło to jest utwierdzone promieniowo na wale o średnicy $d_1 = 25$ mm i ma możliwość obrotu wokół osi O_1Z .

Koło zewnętrzne na rysunku 3 ma możliwość obrotu w korpusie wokół osi O_2Z .

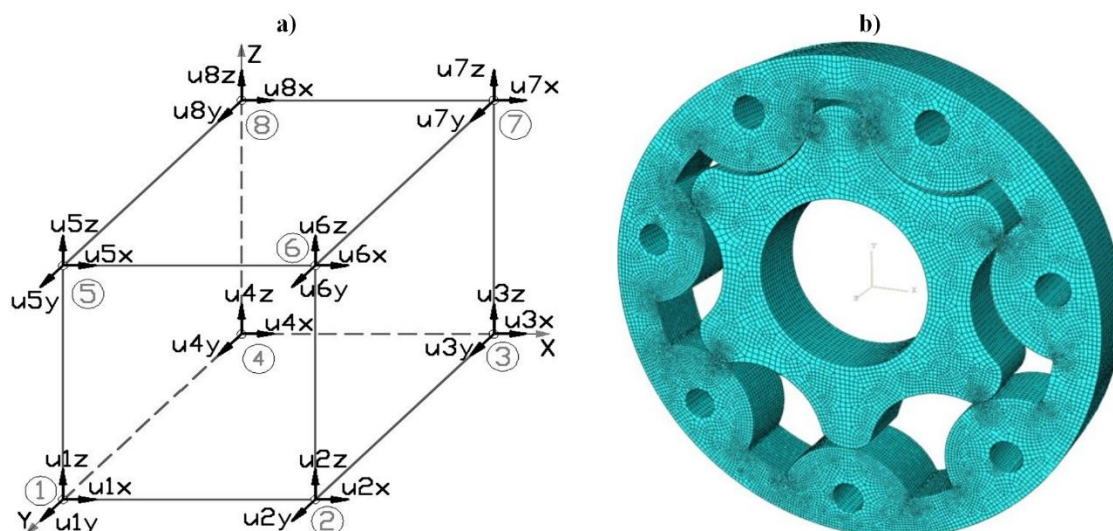
Odpowiednio w modelu pokazanym na rysunku 4 koło to jest utwierdzone promieniowo na średnicy $d_2 = 75$ mm, ale może się obracać wokół osi O_2Z . Zespół jest obciążony również ciśnieniem p czynnika roboczego znajdującego się w szczelinie pomiędzy zespołem kół a elementami korpusu. Zespół kół jest przez to dociskany do korpusu ciśnieniem p na powierzchniach czołowych kół.



Rys. 4. Model obliczeniowy zespołu kół dla nowego sposobu przesyłania napędu – schemat obciążeń i utwierdzeń

W związku z tym, w modelu pokazanym na rysunku 4 powierzchnia czołowa zespołu kół obciążona jest ciśnieniem p , natomiast powierzchnia przeciwległa jest utwierdzona czołowo wzdłuż osi Z .

Model numeryczny zespołu kół cykloidalnych wykonano za pomocą systemu ABAQUS version 6.14-2. Licencja tego programu o numerze 05UWROCLAW została udostępniona przez Wrocławskie Centrum Sieciowo-Superkomputerowe na Politechnice Wrocławskiej. Do opracowania siatki elementów skończonych pokazanej na rysunku 5b użyto elementów sześciennych typu HEXA widocznych na rysunku 5a. Są to elementy typowe do tworzenia modeli bryłowych [11]. Użycie elementów typu HEXA pozwoliło na wykonaniu trójwymiarowego modelu zespołu kół. Element HEXA ma kształt sześcianu i posiada 8 węzłów. Liczba węzłów wskazuje, że jest to element pierwszego rzędu. Każdy węzeł elementu HEXA posiada możliwość przesunięcia względem osi X , osi Y oraz osi Z [11].



Rys. 5. Element typu HEXA oraz siatka zespołu kół cykloidalnych zbudowana z elementów skończonych typu HEXA

Do budowy dwuwymiarowych siatek kół cykloidalnych 2D używano elementów trójkątnych, jak i czworokątnych [2, 3]. Były to zarówno elementy pierwszego stopnia, jak i stopnia drugiego.

Modele dwuwymiarowe dawały wyniki zbliżone do wartości rzeczywistych. Zbudowanie modelu trójwymiarowego pozwala na podwyższenie dokładności obliczeń. Wynika to z większej korelacji modelu 3D z warunkami rzeczywistymi, ponieważ zespół kół jest strukturą trójwymiarową 3D. W modelach dwuwymiarowych nie można było uwzględnić całości obciążenia oraz utwierdzenia. Dopiero w modelu trójwymiarowym możliwe jest uwzględnienie ciśnienia na powierzchniach czołowych kół oraz utwierdzenia czołowego wzdłuż osi Z (patrz rys. 4). Model 3D uwzględnia całe obciążenie w zespole kół. Taki model pozwala oszacować wartość luzu osiowego (na kierunku osi Z). Nie było to możliwe przy użyciu modeli 2D. Nawet jeśli wartość luzu osiowego będzie miała nieznaczny udział w przemieszczeniu to jednak należy tę wartość uwzględnić w analizie pracy hydraulicznej maszyny gerotorowej. Z tych przyczyn wykonano do analizy trójwymiarowy model zespołu kół cykloidalnych.

Siatkę elementów skończonych dla zespołu kół utworzono z około 500 000 elementów typu HEXA. Elementy utworzyły zarys zespołu kół w płaszczyźnie XY. W celu zamodelowania grubości zespołu kół utworzono 15 warstw elementów HEXA. Warstwy te rozmieszczono, co około 0,7 mm wzdłuż osi OZ aż do uzyskania właściwej grubości zespołu kół $b = 10,4$ mm (rys. 4).

W przewidywanych miejscach spiętrzenia naprężeń wprowadzono zagęszczenia siatki, które są widoczne na rysunku 5b. Miejsca zagęszczeń to styki zębów współpracujących kół po stronie wejściowej (lewa strona modelu na rysunku 5b). Mniejszych zagęszczeń dokonano w narożach u podstawy zębów koła zewnętrznego.

Z badań wcześniejszych wynika, że naprężenia w styku zębów mają charakter kontaktowy [2, 3, 12, 13]. Element HEXA jest też bardzo dobry do modelowania właśnie takich styków [12, 13].

System ABAQUS umożliwił także zamodelowanie styku powierzchni współpracujących za pomocą specjalnego algorytmu charakterystycznego dla tego systemu. Kontakt założono w miejscu styku zębów kół w strefie niskiego ciśnienia (lewa strona rys. 4 i rys. 5b).



Współczynnik tarcia μ dla kontaktu dobrano dla styku stal-stal i przyjęto najbardziej niekorzystny przypadek, czyli dla tarcia suchego, który wynosi $\mu = 0,1$.

Model numeryczny umożliwił wyznaczenie naprężeń i odkształceń dla zespołu kół z dużą dokładnością. Wielkość błędów dyskretyzacji nie przekracza wartości 0,02% dla odkształceń i wartości około 1,3% dla naprężeń. Wielkość tych błędów oszacowano za pomocą zależności podanych w literaturze [11].

4. Program badań i dobór parametrów do analizy numerycznej

Na początek przeprowadzono analizę numeryczną modelu zespołu kół przy obciążeniu ciśnieniem roboczym $p = 4$ MPa oraz momentem $M = 7,16$ Nm. Przyjęcia wartości początkowej do analiz dla wartości ciśnienia $p = 4$ MPa i momentu $M = 7,16$ Nm wynika z publikacji wcześniejszych [4, 5].

W takim wypadku celem niniejszej analizy stało się znalezienie rozwiązań konstrukcyjnych, które pozwolą tę granicę przekroczyć. Z tego względu parametry $p = 4$ MPa i $M = 7,16$ Nm przyjęto, jako wartości wyjściowe, czyli najniższe.

W etapach kolejnych zwiększano ciśnienie robocze p i moment M . Zgodnie z programem badań przeprowadzono analizę numeryczną zespołu kół dla obciążenia ciśnieniem $p = 4, 8, 12, 16, 20$ i 24 MPa oraz z proporcjonalnie większą wartością momentu M .

Wartości parametrów obciążenia przedstawiono w tabeli 1.

Parametry obliczeniowe

Tabela 1

Ciśnienie robocze p [MPa]	Moment M [Nm]
4	7,16
8	14,32
12	21,48
16	28,66
20	35,82
24	42,96

Najczęściej koła cykloidalne wykonuje się z wysokogatunkowej stali. Stalą tą jest stal 18HCrMo4 (dawne oznaczenie 18HGM) przeznaczona do nawęglania. Szczegółowe parametry wytrzymałościowe stali 18HCrMo4 podano w tabeli 2.

Parametry techniczne stali 18CrMo4 (18HGM)

Tabela 2

Lp.	Nazwa parametru	Symbol	Wartość
1.	Granica plastyczności	R_e	830 MPa
2.	Moduł Younga	E	210000 MPa
3.	Współczynnik tarcia stal/stal	μ	0,1
4.	Współczynnik bezpieczeństwa [14]	x	1,4 ÷ 1,6



W celu przeprowadzenia analizy rozwiązania należy ustalić dopuszczalną wartość naprężeń oraz przemieszczeń dla zespołu kół cykloidalnych.

Wartość dopuszczalna dla przemieszczeń zależy od wartości luzu promieniowego hr . Wartość hr_{DOP} można ustalić na podstawie literatury [9]. Przyjęto, że wartość dopuszczalna $hr_{DOP} = 0,1$ mm i wartość luzu hr nie może przekroczyć wartości hr_{DOP} .

Wartość dopuszczalną dla naprężeń należy określić uwzględniając wartość Re dla stali 18CrMo4 i dzieląc ją przez wartość współczynnika bezpieczeństwa x dla kół zębatych [14]. Po przyjęciu wartości współczynnika bezpieczeństwa $x = 1,5$ można powiedzieć, że wartość dopuszczalna dla naprężeń wynosi $\sigma_{DOP} = 550$ MPa.

Analizę numeryczną prowadzono tak długo, aż któraś z powyższych wartości dopuszczalnych ($hr_{DOP} = 0,1$ mm, $\sigma_{DOP} = 550$ MPa) nie zostawała przekroczona.

5. Wyniki analizy numerycznej

Na rysunku 6 przedstawiono rozkłady wartości naprężeń i przemieszczeń dla zespołu kół gdzie zmieniono kierunek przepływu napędu. Rozkłady te różnią się od rozkładów, które widoczne są dla rozwiązań poprzednich [2, 4, 5] oraz na rysunku 2.

Maksymalna wartość naprężeń pojawia się dla zęba 1', tak samo jak w rozwiązaniu tradycyjnym widocznym na rysunku 2. Jednakże widoczne są także różnice:

- wartość maksymalna dla naprężeń położona jest po stronie tłocznej w parze zębów 1'-7'', a nie po stronie ssawnej, jak w rozwiązaniu tradycyjnym (w parze zębów 1'-1''),
- wartość naprężenia maksymalnego (w styku pary 1'-7'') wynosi 72 MPa i jest około 35% niższa, aniżeli w rozwiązaniu tradycyjnym (dla pary 1'-1'' na rys. 2).

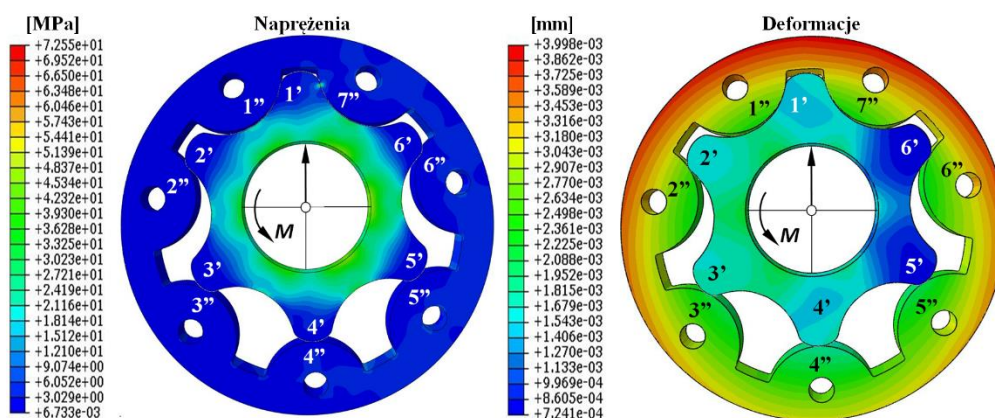
Zmiana położenia wartości maksymalnego naprężenia jest wynikiem zmiany kierunku przepływu energii.

W nowym rozwiązaniu napęd przesyłany jest na koło zewnętrzne za pomocą sworzni (nr 11 na rys. 3). W takim wypadku zrezygnowano z wpustu i dlatego w otworze w kole wewnętrznym nie ma już rowka wpustowego. Połączenie pomiędzy wałkiem a kołem wewnętrznym zrealizowano za pomocą pasowania ciasnego ($\emptyset 25H7/p6$). Z tej przyczyny otwór w kole wewnętrznym jest wytężony, ale wartość tych naprężeń jest niższa od naprężeń w styku pary zębów 1'-7'.

Największa wartość przemieszczenia w opisywanym rozwiązaniu znajduje się teraz w kole zewnętrznym. W opisywanych w literaturze rozwiązaniach tradycyjnych koło wewnętrzne było wyraźnie mocniej wytężone [2, 4, 5] i mocniej odkształcone (rys. 2). W nowym rozwiązaniu jest odwrotnie. Z rysunku 6 widać jednak, że maksymalne przemieszczenie (kolor czerwony) nie powinno mieć znaczącego wpływu na pracę zespołu kół.

Odkształcenie najbardziej szkodliwe dla działania maszyny ma miejsce dla pary zębów 4'-4''. Jest to odgięcie tej pary zębów w stronę strefy ssawnej, tak samo jak dla rozwiązań poprzednich.

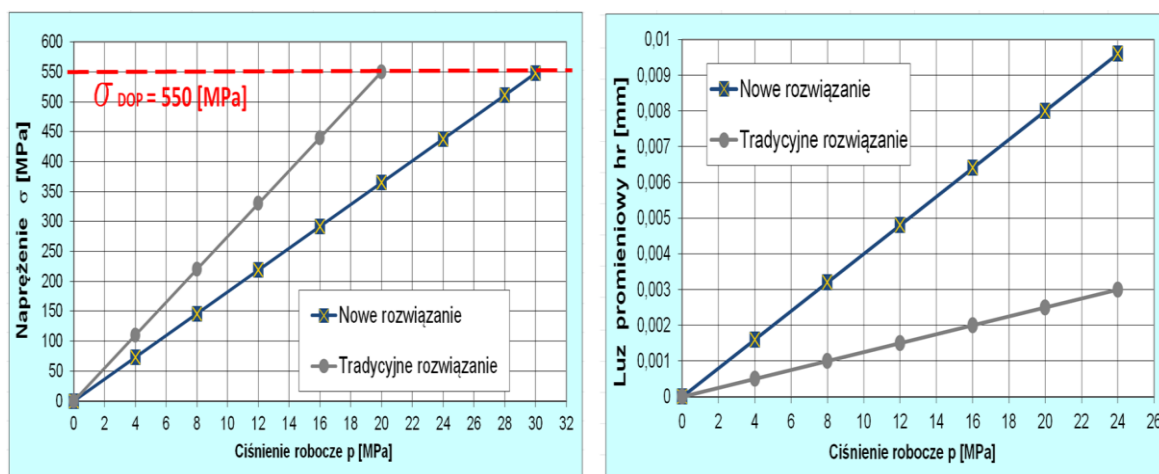
Należy jednak zwrócić uwagę, że wartość przemieszczenia w postaci luzu promieniowego hr , jest znacznie niższa od wartości dopuszczalnej $hr_{DOP} = 0,1$ mm. Przemieszczenie to jest niskie dla obu rozwiązań zespołów kół.



Rys. 6. Rozkład wartości naprężeń zredukowanych i odkształceń w zespole kół cykloidalnych według nowego rozwiązania

Na rysunku 7 oraz w tabeli 3 ujęto wynik analizy w sposób całościowy dla obu sposobów przesyłania napędu, które przedstawiono na rysunkach 1, 2 oraz rysunkach 3 i 6.

Analizując rysunek 7 i dane z tabeli 3, widać, że zespół kół według nowego rozwiązania (rys. 3 i rys. 6) wykazuje mniejsze wartości naprężeń w parze zębów 1'-1'' aniżeli tzw. tradycyjne rozwiązanie (rys. 1, rys. 2). Rozwiązanie tradycyjne wykazuje jednak mniejszą wartość dla luzu promieniowego hr. Można zatem powiedzieć, że nowe rozwiązanie jest lepsze z punktu widzenia naprężeń natomiast tradycyjne lepsze z punktu widzenia wartości luzu promieniowego hr.



Rys. 7. Zmiana wartości naprężeń zredukowanych i odkształcenia w zależności od ciśnienia roboczego p dla dwóch typów zespołu kół cykloidalnych

W miarę wzrostu obciążenia (ciśnienia p) następuje wzrost wyężenia w zespole kół i wzrost ten ma charakter liniowy (rys. 7).

W tzw. nowym rozwiązaniu wartości naprężeń są mniejsze. Zdaniem autora może to być spowodowane bardziej równomiernym rozłożeniem siły dającej moment napędowy M . Siła dająca moment M jest bowiem równomiernie rozłożona na siedem sworzni. Czynnikiem ten będzie powodował zmniejszenie naprężeń w zespole kół wykonanym według nowego rozwiązania, które przedstawiono na rysunku 3.

Wyniki analizy wytrzymałościowej z użyciem MES dla zespołu kół cykloidanych

Tabela 3

Ciśnienie robocze p [MPa]	Napężenie zredukowane σ [MPa]		Luz promieniowy h_r [mm]	
	Tradycyjne rozwiązanie [Rys. 2]	Nowe rozwiązanie [Rys. 6]	Tradycyjne rozwiązanie [Rys. 2]	Nowe Rozwiązanie [Rys. 6]
4	110	73	0,0005	0,0016
8	220	146	0,001	0,0032
12	330	219	0,0015	0,0048
16	440	292	0,002	0,0064
20	550	365	0,0025	0,008
24		438		0,0096
28		511		0,0112
30		548		0,0192

Analizując rysunek 7 i tabelę 3 można powiedzieć, że maszyna gerotorowa z nowym typem napędu umożliwia uzyskanie wyższego ciśnienia roboczego p aniżeli przy tradycyjnym układzie przekazywania napędu.

Należy też zwrócić uwagę na kwestię kryterium wytrzymałościowego. Z przeprowadzonej analizy widać, że dla obu typów konstrukcji (rys. 2 i rys. 6) ewentualna awaria nastąpi w wyniku zniszczenia zespołu kół poprzez wzrost naprężeń. Zniszczenie to nastąpi dużo szybciej zanim wzrost luzu promieniowego h_r spowoduje utratę szczelności, a przez to spadek sprawności objętościowej dla hydraulicznej maszyny gerotorowej.

6. Wnioski

Przedstawione rozwiązanie ma na celu wskazanie sposobu na podwyższenie granicy obciążalności dla zespołu kół cykloidalnych i hydraulicznej maszyny gerotorowej.

W literaturze wcześniejszej [9] opisującej zachowanie się zespołu kół pod obciążeniem przyjmowano, że wszystkie pary zębów po stronie biernej są w kontakcie [9]. Założeniem dodatkowym było przyjęcie, iż obciążenie jest przenoszone w sposób równomierny. W takim przypadku każda z par zębów będących ze sobą we wzajemnym kontakcie, przenosi tę samą część obciążenia. Zgodnie z tym założeniem siły działające w parach zębów będących ze sobą w kontakcie są sobie równe [9]. Przeprowadzona analiza numeryczna nie potwierdza tych założeń.

Analiza potwierdza natomiast potrzebę zastosowania nowego rozwiązania w budowie hydraulicznych maszyn gerotorowych.

Wynik analizy wskazuje, że hydrauliczna maszyna gerotorowa zaprojektowana według nowej koncepcji, może pracować z wyższym ciśnieniem roboczym p . Wartość obciążeń roboczych dla nowego zespołu może być o około 35% wyższa aniżeli dla zespołu kół z tradycyjnym sposobem przesyłania napędu (rys. 1 i rys. 2).

Możliwość zastosowania nowych koncepcji w budowie maszyn gerotorowych należy rozpatrywać zarówno z punktu widzenia odkształceń, jak i naprężeń dopuszczalnych.



Nie należy dopuścić do tego, aby naprężenia w kołach przekroczyły wartość naprężeń granicznych ($\sigma_{DOP} = 550$ MPa), powodując uszkodzenie zespołu kół. Jednocześnie nie należy dopuścić, aby odkształcenia zębów oraz wynikający z tego luz międzyzębny hr przekroczył przyjętą wartość graniczną. Przekroczenie tej wartości spowoduje utratę szczelności, przecieki i spadek sprawności maszyny. Na podstawie literatury przyjęto, że maksymalna wartość luzu hr nie powinna przekroczyć wartości dopuszczalnej $hr_{DOP} = 0,1$ mm [9].

Można powiedzieć, że z punktu widzenia naprężeń nowe rozwiązanie zespołu kół może pracować do wartości ciśnienia roboczego równego $p = 30$ MPa, natomiast tradycyjne do wartości ciśnienia $p = 20$ MPa. Widać, zatem że nowe rozwiązanie jest korzystniejsze w tym aspekcie.

Patrząc jednak z punktu widzenia luzu międzyzębnego hr to tradycyjne rozwiązanie wykazuje lepsze parametry. Należy jednak powiedzieć, że dla obu rozwiązań wartość luzu hr jest dużo niższa aniżeli wartość dopuszczalna dla tego luzu ustalona jako $hr_{DOP} = 0,1$ mm. Analizując wykres przedstawiony na rysunku 7 dotyczący luzu hr widać, że jego wartość nie przekracza wartości $hr = 0,012$ mm.

Warunek odkształceń jest zatem zachowany i nie widać groźby rozszczelnienia maszyny gerotorowej dla obu typów przesyłu napędu. Widać z tego, że warunek naprężeń jest tutaj istotniejszy. Dla obu rozwiązań wzrost naprężeń zniszczy zespół kół wcześniej aniżeli spadek sprawności w wyniku przecieków i uniemożliwi pracę maszyny.

Wynika z tego, że przy wyborze rozwiązania bardziej kierować się należy kryterium naprężeń aniżeli odkształceń. Zasadnym staje się, więc wprowadzenie nowego typu przesyłania napędu dla hydraulicznych maszyn gerotorowych. Nowy typ napędu powoduje bowiem, że wartość naprężeń w zespole kół jest niższa.

Obniżenie wartości naprężeń wykazuje zasadność wprowadzenia nowego sposobu przesyłania napędu do zespołu kół cykloidalnych. Z przeprowadzonej analizy wynika, że nowe rozwiązanie może pracować do wartości ciśnienia roboczego równego $p = 30$ MPa.

Należy jednak powiedzieć, że przy pracy zespołu wystąpią także inne czynniki, które obniżą wytrzymałość. Czynniki te są niedokładności wykonawcze i montażowe, wytrzymałość zmęczeniowa, zmiany wymiarów zależne od temperatury oraz inne warunki eksploatacyjne.

Wszystkie te czynniki są trudne do przewidzenia a przez to także do ujęcia ich w analizie numerycznej. Należy jednak podjąć próbę wzięcia ich pod uwagę, a przez to obniżyć ostateczny zakres obciążalności dla analizowanego zespołu kół.

Na podstawie przeprowadzonej analizy można powiedzieć, że:

- Zespół kół o zmienionym kierunku przesyłania napędu, może teoretycznie pracować do wartości ciśnienia około $p \leq 30$ MPa. Jednak po wzięciu pod uwagę czynników obniżających wytrzymałość to zakres obciążalności też należy obniżyć do wartości ciśnienia roboczego $p \leq 25$ MPa.

Zdaniem autora przedstawione rozwiązanie może być stosowane dla układów hydraulicznych o podwyższonej wartości ciśnienia roboczego p .

Analiza powyższa nie wyczerpuje tematu i można podjąć kolejne próby modyfikacji konstrukcyjnych.



Literatura

1. Lewandowski K.: A change the structural of railway loading stations for containerization. LOGISTYKA no 4/2012, ISSN 1231-5478, pages 483-494.
2. Gamez-Montero P. J., Castilla R., Khamashta M., and Codina E.: Contact problems of a trochoidal gear pump. International Journal of Mechanical Science. 2006, (12).
3. Maiti R.: Active Contact Stresses at Epitrochoid Generated ROTOR-STATOR set of Fixed Axis or Equivalent system 'ROPIMA' type Hydrostatic units, ASME Journal of Engineering for Industry, 113(4):465-473.2. (1991).
4. Biernacki K., Stryczek J.: Analysis of stress and deformation in plastic gears used in gerotor pumps. The Journal of Strain Analysis for Engineering Design, October 2010, vo.45, Issue 7, pages 465-479.
5. Stryczek J., Bednarczyk S., Biernacki K.: Strength analysis of the polyoxymethylene cycloidal gears of the gerotor pump. ARCHIVES OF CIVIL AND MECHANICAL ENGINEERING (2014). Vol. 14, No. 4. Pages 647 – 660. <http://dx.doi.org/10.1016/j.acme.2013.12.005>
6. Stryczek J., Bednarczyk S., Biernacki K.: Gerotor pump with POM gears: Design, production technology, research. ARCHIVES OF CIVIL AND MECHANICAL ENGINEERING (2014). Vol. 14, No. 3. Pages 391 – 397. <http://dx.doi.org/10.1016/j.acme.2013.12.008>
7. Maiti R., Nagao M.: Prediction of Starting Torque Characteristics of Epitrochoid Generated Orbital Rotary Piston Hydraulic Motors, JSME International Journal of Mechanical Systems, Machine Elements and Manufacturing, C 42(2): pages 416-426. (1999).
8. Nag A., Maiti R.: Unification of Epitrochoid origin profile design approaches for external lobed Star member used in hydrostatic and gear units. Institution of Mechanical Engineers Part-C: Journal of MECHANICAL ENGINEERING SCIENCE, UK. May 24, 2012, 227(2), pages 299-310. DOI: 10.1177/0954406212448365.(2012)
9. Stryczek J.: Cycloidal gears in design of gear pumps and motors. Habilitation Dissertation. Scientific Papers of the Institute of Machine Design and Operation of Wroclaw University of Technology. Series: Monographs nr 15. Wroclaw 1991.
10. Antoniuk P., Stryczek J.: Archives of Civil and Mechanical Engineering Volume 18, Issue 4, September 2018, Pages 1103-1115. <https://doi.org/10.1016/j.acme.2018.03.001>
11. Rusiński E., Czmochoński J., Smolnicki T.: Advanced finite element method in the load-bearing structures Publishing House of Wroclaw University of Technology. Wroclaw 2000.
12. Smolnicki T., Harnatkiewicz P., Stańco M.: Degradation of a geared bearing of a stacker. Archives of Civil and Mechanical Engineering. 2010, vol. 10, nr 2, p. 131-139.
13. Smolnicki T.: Large - size bearings in opencast mining machines. Design and selection of bulk material handling equipment and systems: mining, mineral processing, port, plant and excavation engineering. Vol. 1 / ed. by Jayanta Bhattacharya. Kolkata : Wide Publishing, 2012, pages 105-130.
14. Banaszek J., Jonak J.: Podstawy konstrukcji maszyn. Wprowadzenie do projektowania przekładni zębatach i doboru sprzęgieł mechanicznych. Politechnika Lubelska. Wydawnictwo Uczelniane 2008, str. 26.