

BIEŃCZAK Agata, MARCINKIEWICZ Jacek, SZCZEPANIAK Jan
Przemysłowy Instytut Maszyn Rolniczych
ul. Starołęcka 31, 60–963 Poznań

Badania wytrzymałościowe MES konstrukcji pompy zębatej do transportu cieczy nienewtonowskich

Streszczenie

W pracy przedstawiono wyniki komputerowych analiz wytrzymałościowych pompy zębatej, o zębach prostych. Analiza obejmowała opracowanie charakterystyk obciążeniowych na podstawie danych zebranych na stanowisku badawczym. W ramach pracy przeprowadzono badania eksperymentalne pompy zębatej przy przepływie dwóch cieczy o różnych lepkościach, określając różnice ciśnień po stronie ssawnej i tłocznej. Na podstawie zebranych danych zostały opracowane modele obliczeniowe. Ich symulacyjne badania i analiza wyników dostarczyły informacji o rozkładzie naprężeń w konstrukcji pompy zębatej.

Słowa kluczowe: pompa zębata, analiza przepływu, analiza MES

FEM strength research of the gear wheel pump construction designed for transport of the non – Newtonian fluid

Summary

This paper describes a computer stress–strength analysis of the straight teeth wheel gear pump. The analysis focuses on the development of load characteristics based on data collected on the test stand. There have been realized experimental research of gear pump at a flow of two different viscosities liquids which identified differences in pressure between suction and discharged sides. Computational models have been developed based on the collected data. Their simulation studies and results analysis provided information about the distribution of the stresses in a gear pump construction.

Key words: gear pump, fluid flow analysis, FEM analysis

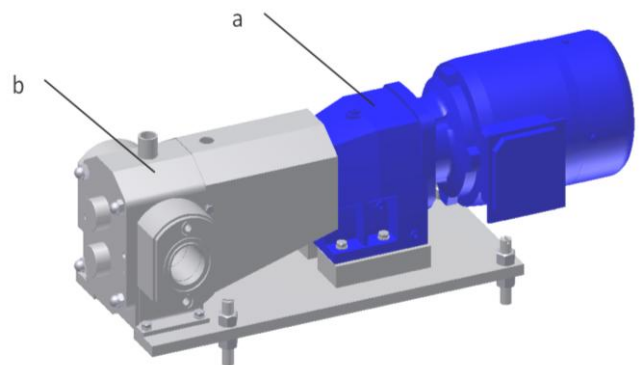
Wstęp

Pompy zębate znajdują szerokie zastosowanie w przemyśle maszynowym, w tym również maszyn i urządzeń spożywczych (Bieńczak i in. 2012a). Aby w pełni spełniały one swoją funkcję, ważnym jest zapewnienie optymalnych kształtów i rozmiarów projektowanych zespołów i elementów konstrukcyjnych pompy w aspekcie ich wytrzymałości. Istnieje wiele sposobów na sprawdzenie wytrzymałości konstrukcji m.in.: obliczenia wytrzymałościowe na etapie projektowania z wykorzystaniem techniki komputerowej, tensometryczne metody pomiarowe, na obiektach fizycznych, czy też symulacyjne metody badań z wykorzystaniem modelowania matematycznego na komputerowych stanowiskach badawczych (Szczepaniak i in. 1994). Metoda elementów skończonych jest metodą, w której wykorzystywany jest model konstrukcyjny opisany odpowiednio gęsto rozlokowanymi elementami skończonymi. Taki model obliczeniowy zapewnia prosty i regularny kształt geometryczny analizowanej konstrukcji.

W budowie pompy zębatej tłocznej występuje napęd oraz korpus pompy z elementami tłocznymi. Jedną z takich pomp, przedstawioną na rysunku 1, poddano badaniom symulacyjnym w aspekcie wyznaczenia obciążeń i obliczeń wytrzymałościowych dla potrzeb optymalizacji elementów konstrukcyjnych i zespołów konstrukcyjnych.

Dla przypadku analizowanej pompy zębatej, główne elementy robocze oraz konstrukcyjne, w których skład wchodzi: korpus, pokrywy boczne, koła zębate oraz wały kół

zębatych, wykonywane są ze stali nierdzewnej austenitycznej. Jest to stal chromowo–niklowa, kwasoodporna, która zwyczajowo stosowana jest głównie w przemyśle chemicznym, petrochemicznym i spożywczym.



źródło: opracowanie własne
Source: own elaboration

Rys. 1. Pompa zębata tłocząca – widok ogólny, a – napęd wraz ze sprzęgłem elastycznym, b – korpus pompy z elementami tłocznymi

Fig.1. Force gear pump – general view, a – gearmotor with flexible coupling, b – pump body with the pressing elements

Cel badań

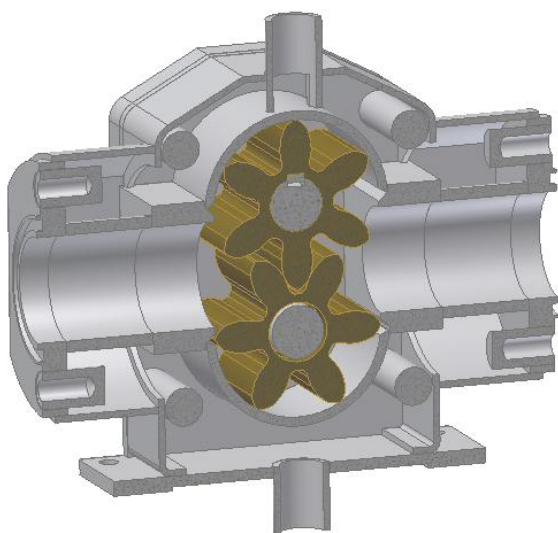
Celem badań było sprawdzenie parametrów wytrzymałościowych pompy w aspekcie zastosowanych elementów konstrukcyjnych. W tym celu opracowano model obliczeniowy zdyskretyzowany elementami skończonymi oraz przeprowadzono symulacje dla potrzeb wyznaczenia cha-

rakterystyk i wielkości obciążeń konstrukcji pompy pod wpływem oddziaływań czynnika tłoczonego, jakim były ciecze nienewtonowskie.

Materiał i metody

Dla potrzeb obliczeń wyznaczono warunki brzegowe, w tym obciążenia pochodzące od transportowanej cieczy spożywczej. Obciążenia wygenerowano w badaniach eksperymentalnych pompy zębatej dla dwóch cieczy o różnych lepkościach (0,065 i 2,1 Pa·s). Badania prowadzono na stanowisku badawczym znajdującym się w Przemysłowym Instytucie Maszyn Rolniczych w Poznaniu (Bieńczak i in. 2012).

Komputerowe analizy wytrzymałościowe korpusów pomp rozpoczęto od opracowania modeli obliczeniowych. Do ich przygotowania wykorzystano oprogramowanie CAD-3D. Przekrój pompy na podstawie, której dokonano opisu topologicznego dla potrzeb opracowania modelu obliczeniowego przedstawiono na rysunku 2.



Rys. 2. Przekrój pompy

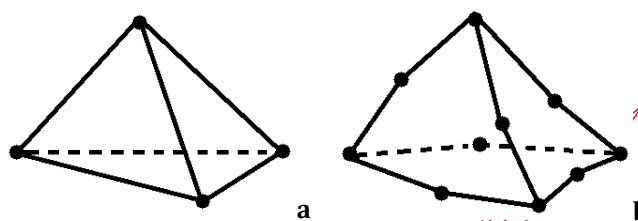
Fig. 2. The cross section of the gear pump

źródło: opracowanie własne
Source: own elaboration

Analizie poddano również zespół walcowych kół zębatach, o zębach prostych, z zarysem ewolwentowym. Oba koła, pod względem wymiarowym posiadały identyczne parametry (przełożenie 1:1). Ze względu na małą liczbę zębów, brak modyfikacji zarysu zęba oraz zastosowaną metodę obróbki, wystąpiło znaczące podcięcie podstawy zębów. W celu przeprowadzenia badań dla kół zębatach, wykorzystano środowisko analizy naprężeń oprogramowania CAD-3D. Celem analizy było sprawdzenie rozkładu naprężeń u podstawy zęba. Obliczenia kół zębatach zostały podzielone na dwie części. Pierwsza z nich, dotyczyła określenia wytrzymałości wieńców kół zębatach, a druga – określenia wytrzymałości połączeń wpustowych.

Budowa modelu obliczeniowego

Ze względu na charakter konstrukcji, jak i występujące obciążenia, model obliczeniowy został utworzony z zastosowaniem parabolicznych elementów czworościennych (rys. 3).



źródło: opracowanie własne
Source: own elaboration

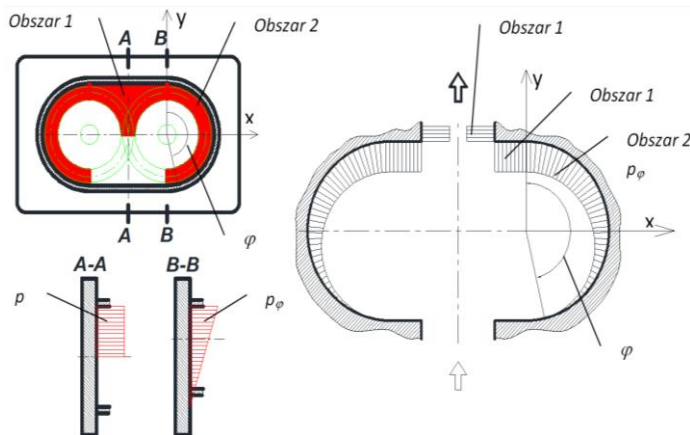
Rys. 3. Zastosowane elementy skończone, a – element bryłowy liniowy, b – element bryłowy paraboliczny

Fig. 3. Types of FEM elements, a – linear solid element, b – parabolic solid element

Element taki jest definiowany przez cztery węzły narożne, sześć węzłów środkowobocznych oraz sześć krawędzi. Dla porównywalnej gęstości siatki, elementy paraboliczne dają dokładniejsze wyniki, niż elementy liniowe, czyli oferują lepsze przybliżenia matematyczne.

Model pompy zbudowano z zastosowaniem systemu komputerowego CAD-3D. Wykorzystując pre- i postprocesory graficznej interpretacji inżynierskiej, model obliczeniowy opisano elementami bryłowymi. W procesie przygotowania konstrukcji do analizy inżynierskiej, bardzo istotnym jest poprawne zidentyfikowanie obciążeń, określenie ich rodzaju, kierunku oraz wielkości. Badane obciążenia pomp, powstają na skutek przyrostu ciśnienia czynnika roboczego wewnątrz przestrzeni roboczej. Energia ciśnienia generowana jest obrotem kół zębatach, w przestrzeniach międzyzębnych przenoszących czynnik roboczy, z części ssawnej do tłocznej.

W obszarze 1 (rys. 4), na części obwodu opisanego kątem Ψ występuje stałe ciśnienie, równe ciśnieniu tłoczenia p . W obszarze 2, na części obwodu opisanego kątem φ , ciśnienie wzrasta liniowo od ciśnienia ssania, aż do wartości ciśnienia tłoczenia. Rozkład ciśnień na czołowych powierzchniach kół, przedstawiony na przekrojach A-A i B-B (rys. 4), opracowano na podstawie literatury (Stryczek 1995). Rozkład ciśnień działających na ścianki komory roboczej pompy jest analogiczny do wyżej opisanego.



źródło: opracowanie własne
Source: own elaboration

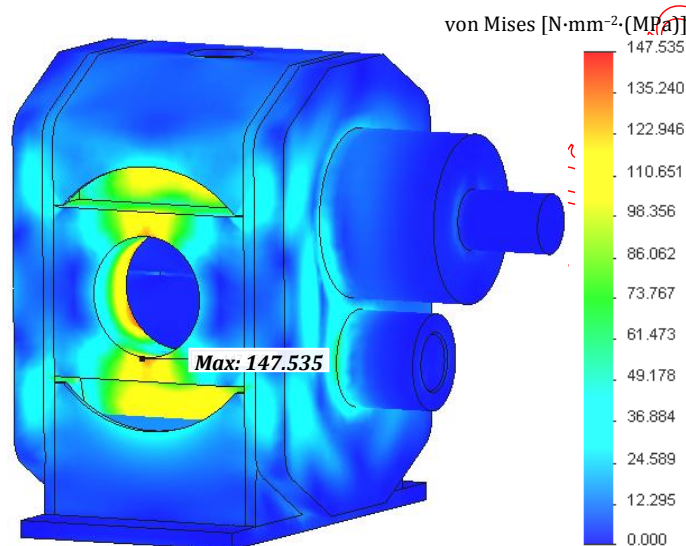
Rys. 4. Rozkład ciśnienia w pompie zębatej

Fig. 4. Pressure distribution inside the pump

Aproksymacji konstrukcji dokonano w stopniu zapewniającym zachowanie zgodności ich parametrów wytrzymałościowych, z geometrią elementów konstrukcyjnych (Marcinkiewicz, Bieńczak 2012). W przypadku analizy kół zębatych, w celu usprawnienia procesu analizy MES, zrezygnowano z symulowania zazębienia pomiędzy dwoma modelami kół. Jedno z kół zastąpiono (w punktach przyporu zębów) wycinkami walców. Promienie walców zostały tak dobrane, aby odpowiadały promieniom krzywizn ewolwentowych zarysów zębów, w punktach styku z zębami drugiego koła. Zadbano również o to, aby wymiary wycinków walców oraz ich ułożenie w jak największym stopniu odwzorowywały rzeczywistą geometrię współpracujących zębów. Dla analizowanego przypadku stopień pokrycia jest mniejszy od 1 ($\epsilon < 1$), czyli w zazębieniu jednocześnie uczestniczy maksymalnie jedna para zębów. Dla takiego przypadku wystarczyło przeprowadzenie obliczeń w położeniu ekstremalnym, dla którego występuje największy promień gięcia zęba.

Ze względu na charakter pracy pompy zębatej skupiono się na określeniu obciążeń niszczących koła zębate. W tym celu, model pędnego koła zębatego, obciążono momentem skręcającym. W analizie pominięto obciążenia kół wywoływane tzw. przestrzeniami zasklepieniami. Uproszczenie to zostało zastosowane ze względu na znikome wartości tych obciążeń. Skutki oddziaływania przestrzeni zasklepienych w pompach zębatych są niwelowane poprzez zastosowanie odpowiednich rozwiązań konstrukcyjnych (Stryczek 2007).

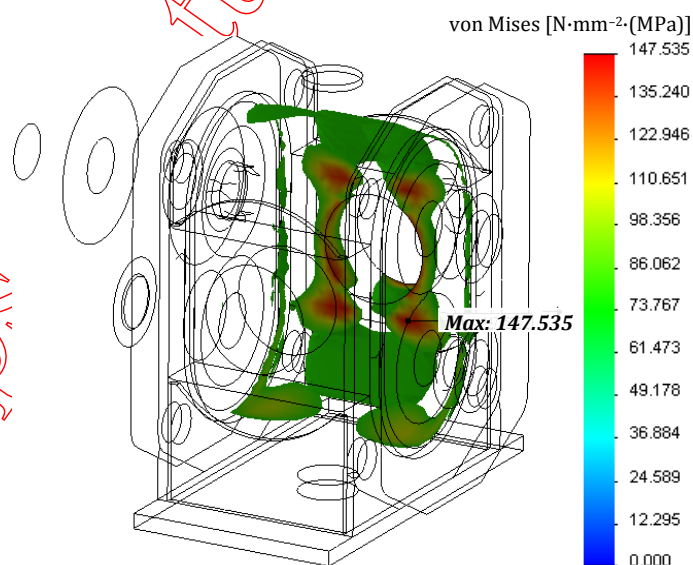
Omówienie wyników



Rys. 5. Naprężenia w korpusie pompy – widok od zewnątrz
Fig. 5. Pump housing stresses analysis – outside view

Jednym z istotnych warunków brzegowych, przyjętych w modelu obliczeniowym, są obciążenia. Dla opisanego wyżej modelu obliczeniowego, obciążenia przyjęto z badań

eksperymentalnych, przeprowadzonych na stanowisku badawczym znajdującym się w PIMR. Poszukując najbardziej niekorzystnych rozkładów wyężenia zamodelowanej konstrukcji, do modelu obliczeniowego zastosowano siły skupione, pochodzące od ciśnienia badanego cieczy o lepkości 2,1 Pa·s (Bieńczak, Szczepaniak 2012). W wyniku przeprowadzonych obliczeń komputerowych uzyskano rozkłady naprężeń, które przedstawiono na rysunkach 5, 6, 7, 8 oraz 9. Wartości naprężeń zredukowanych dla analizowanej konstrukcji uzyskano wykorzystując metodę Hubera – Mises'a. Analizując wyniki uzyskane w korpusie pompy stwierdzono, że dla maksymalnych wartości ciśnienia, największe naprężenia wystąpiły w panelu cylindrycznym, czyli w obszarze pracy kół zębatych i wyniosły 147,5 MPa. W miejscu połączeń spawanych korpusu nie nastąpiło przekroczenie dopuszczalnego naprężenia. Największe wartości przemieszczeń wystąpiły w centralnej części panelu cylindrycznego i wyniosły 0,015 mm. Maksymalne wartości naprężeń znajdowały się w panelu cylindrycznym, przy kanale wylotowym z przestrzeni tłocznej. Naprężenia występujące w obudowie korpusu miały wartości kilkukrotnie mniejsze.

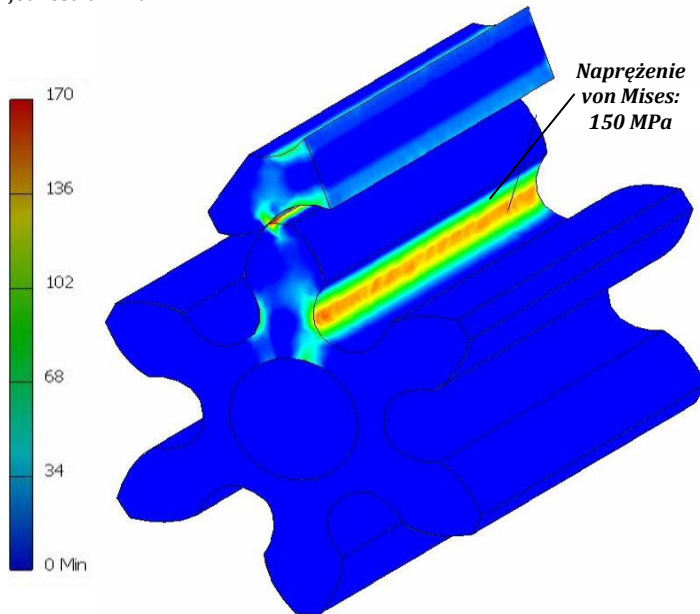


Rys. 6. Naprężenia w korpusie pompy – widok wewnątrz
Fig. 6. Pump housing stresses analysis – inside view

Rozkład naprężeń na zębach kół przedstawiono na rysunku 7. Maksymalne wartości naprężeń wystąpiły u podstawy zęba i wyniosły 150,7 MPa. Obszary podwyższonych naprężeń zginających u podstawy zęba, zlokalizowane są po stronie przeciwnej do jego obciążenia, co jest zgodne z opisem przedstawionym w literaturze (Stryczek 2007).

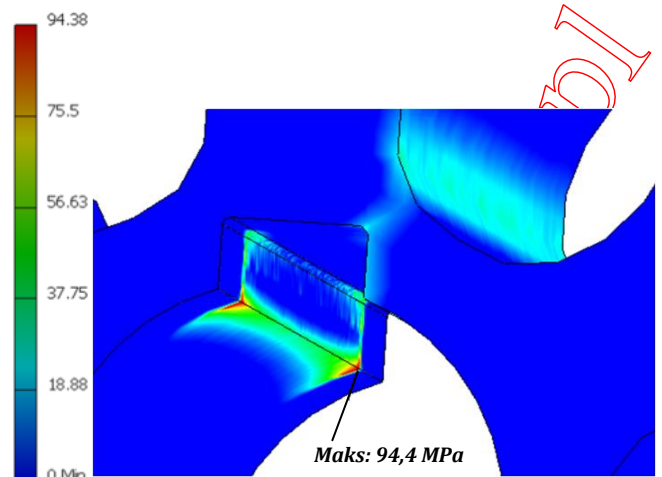
Wyniki uzyskane dla połączenia wpustowego wskazują na to, że naprężenia mieszczą się w granicy naprężeń dopuszczalnych, a ich wartości nie przekraczają 150 MPa, przy przemieszczeniach 0,008 mm. Ze względu na skokową zmianę kształtu obciążonego elementu w punkcie występowania maksymalnych naprężeń w rowku wpustowym, następuje koncentracja naprężeń.

Typ. Naprężenie von Mises
Jednostka: MPa



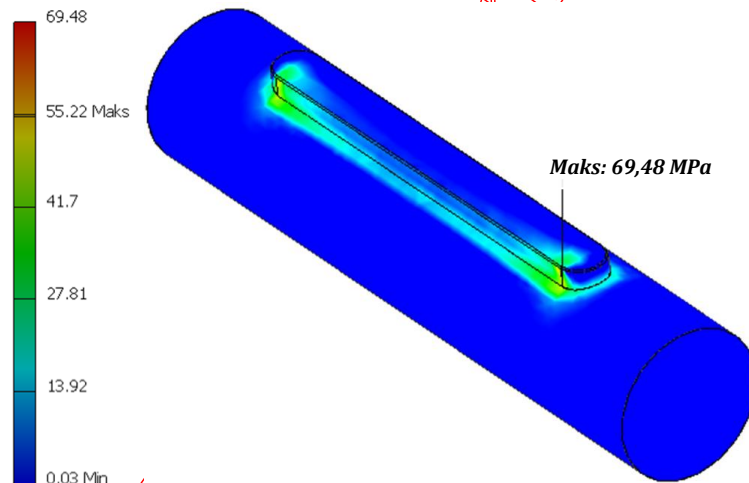
Rys. 7. Naprężenia Hubera-Mise'a w kole zębatym
Fig. 7. Huber-Mises stress on the gear

Typ. Naprężenie von Mises
Jednostka: MPa



Rys. 8. Mapa naprężeń zastępczych Hubera-Mises'a w połączeniu wpustowym – na kole zębatym
Fig. 8. Map of equivalent Huber-Mises stress on the key joint – on the gear

Jednostka: MPa



Rys. 9. Mapa naprężeń zastępczych Hubera-Mises'a w połączeniu wpustowym – na wpuście
Fig. 9. Map of equivalent Huber-Mises stress on the key joint – on the key

Podsumowanie

Na podstawie przeprowadzonych analiz oraz badań zaobserwowano, iż koncentracja naprężeń występuje na wylocie z części tłocznej pompy. W pozostałych elementach konstrukcji pompy nie występowały istotne wartości obciążeń. Główne parametry geometryczne pompy w dużej mierze są podyktowane kwestiami konstrukcyjnymi oraz wydajnościowymi, w związku z tym, nisko obciążona obudowa zewnętrzna charakteryzuje się niskim poziomem naprężeń. Taki rozkład naprężeń stwarza możliwość przeprowadzenia optymalizacji grubości ścian konstrukcji. Na podstawie analiz stwierdzono, że koła zębate pompy wykazują dużą wytrzymałość, w pełni wystarczającą w stosunku do zadań, jakim muszą sprostać. Wieniec koła zębatego pompy jest w stanie przenieść znaczące wartości obciążeń, na co wskazuje analiza naprężeń u podstawy zęba. Obciążenia dopuszczalne dla podstaw zębów nie zapewniają trwałej wytrzyma-

łości na naprężenia kontaktowe, występujące na powierzchniach bocznych w miejscach styku zębów kół współpracujących (Marcinkiewicz, Bieńczak 2012). Wyniki analizy będą mogły stanowić istotny czynnik w pracach nad rozwojem i optymalizacją nowych konstrukcji pomp.

Bibliografia

1. Bieńczak A., Szczepaniak J. 2012. *Studium i badania charakterystyk reologicznych wybranych płynów nienewtonowskich pod kątem ich właściwości przepływowych. Opracowanie modelu matematycznego przepływu w typoszeregu pomp dla celów aproksymacji charakterystyk obliczeniowych.* PIMR – 7874.
2. Bieńczak A., Rak-Urbaniak L., Pera A. 2012. *Stanowisko do badań pomp zębatych.* Technika Rolnicza Ogrodnicza Leśna, nr 6, s.22–23. ISSN 17321719.

3. Marcinkiewicz J., Bieńczak A. 2012. *Opracowanie modelu obliczeniowego MES na podstawie modeli komputerowych CAD 3D. Implementacja obciążeń z uwzględnieniem analizy przepływu cieczy nienewtonowskich. Symulacje przepływów. Analiza wyników obliczeń.* PIMR – 7878.
4. Bieńczak A., Szczepaniak J., Wilkońska M. 2012a. *System transportu cieczy o różnych lepkościach w spożywczych zakładach produkcyjnych.* Technika Rolnicza Ogrodnicza Leśna, nr 6, s.20–21. ISSN 17321719.
5. Osiecki A. 2004. *Hydrostatyczny napęd maszyn.* WNT, Warszawa, ISBN 978-83-2043-025-7.
6. Stryczek J. 2007. *Koła zębate maszyn hydraulicznych.* WNT, Wrocław ISBN 978-83-7493-308-7.
7. Stryczek S. 1995. *Napęd hydrostatyczny. Tom 1.* WNT, Warszawa, ISBN 83-204-2907-2.
8. Szczepaniak J., Łabęcki M., Pawłowski T. 1994. *Zastosowanie metody elementów skończonych do analizy wytrzymałościowej korpusów skrzynek przekładniowych.* Prace PIMR, nr 2, s.38–46. ISSN 0324–8739.

Agata Bieńczak

Przemysłowy Instytut Maszyn Rolniczych
ul. Starołęcka 31, 60–963 Poznań
e-mail: agata@pimr.eu

pobrano z www.ips.wm.tu.koszalin.pl