

Gdańsk, dn. 09.02.2024 r.

dr hab. inż. **Paweł Śliwiński**, prof. PG
Politechnika Gdańska
Wydział Inżynierii Mechanicznej i Okrętownictwa
Zakład Hydrauliki i Pneumatyki
pawel.sliwinski@pg.edu.pl

RECENZJA
pracy doktorskiej
mgra inż. Michała ZIELIŃSKIEGO

**„Wolnoobrotowa promieniowa pompa tłokowa o zmiennej wydajności właściwej
– budowa i badania”**

Promotor: dr hab. inż. **Andrzej Gessner**, prof. Politechniki Poznańskiej

Promotor pomocniczy: dr inż. **Adam Myszkowski**

Praca doktorska reprezentuje dyscyplinę inżynieria mechaniczna.

Podstawa opracowania recenzji: pismo nr DIM.075.43.2024 z dnia 30.01.2024 r. podpisane przez Dziekana Wydziału Inżynierii Mechanicznej Politechniki Poznańskiej.

Przedmiot i cel pracy doktorskiej

Przedmiotem pracy doktorskiej jest wolnoobrotowa promieniowa pompa tłokowa z mechanizmem zmiany objętości roboczej pompy, będąca przedmiotem patentu PL 219857. Autorem patentu jest dr inż. Adam Myszkowski, promotor pomocniczy pracy doktorskiej. Głównymi elementami pompy są trzy standardowe siłowniki hydrauliczne zintegrowane z blokami zaworowymi, stanowiącymi rozrząd komór roboczych tych siłowników oraz mechanizm zmiany objętości roboczej pompy. Mechanizm zmiany objętości roboczej pompy jest mechanizmem mimośrodowym z możliwością zmiany wielkości mimośrodu. Zmiana wielkości mimośrodu powoduje zmianę skoku tłoków w siłownikach, a tym samym zmianę objętości roboczej pompy.

Autor pracy napisał, że koncepcja wolnoobrotowej promieniowej pompy tłokowej została opracowana w ramach projektu celowego „Typoszereg multiplikujących przekładni hydrostatycznych o zmiennym przełożeniu z wolnoobrotowymi pompami wyporowymi do Małych Elektrowni Wodnych” nr 6 ZR8 2009 C/07243, realizowanego na Politechnice Poznańskiej. Ze względu na możliwość zmiany wydajności pompa ta jest korzystną alternatywą dla dużych pomp o stałej wydajności stosowanych w układach przeniesienia napędu, zwłaszcza w małych elektrowniach wodnych.

Standardowy (klasyczny) siłownik jest w domyśle silnikiem hydraulicznym liniowym, przetwarzającym moc strumienia cieczy (moc hydrauliczną) w moc mechaniczną swojego organu roboczego, czyli tłoka, tłoczyska lub nurnika. Zatem standardowy siłownik hydrauliczny jest organem wykonawczym w hydraulicznym układzie napędowym. Jednakże jest również możliwe, aby siłownik pracował jako pompa, czyli przetwarzał moc mechaniczną w moc hydrauliczną. Ta właśnie idea została wykorzystana w maszynie wyporowej będącej przedmiotem recenzowanej pracy doktorskiej.

Jako cel pracy doktorskiej Autor wskazał „opracowanie modelu teoretycznego i przeprowadzenie badań symulacyjnych, a także zbudowanie prototypu i przeprowadzenie badań doświadczalnych wolnoobrotowej promieniowej pompy tłokowej z nowym, energooszczędnym sposobem sterowania wydajnością właściwą”.

Badania eksperymentalne miały na celu „potwierdzić poprawność opracowanej koncepcji nowego rodzaju pompy wyporowej, a także zweryfikować możliwość bezstopniowej zmiany wydajności właściwej

za pomocą mechanizmu zmiany wartości mimośrodowość podczas pracy pompy”. Jako efekt badań eksperymentalnych, Autor wskazał „wyznaczenie wpływu parametrów pracy pompy na jej charakterystyki, zwłaszcza wydajności oraz sprawności”, ale nie napisał, o jakie parametry chodzi.

W zakresie pracy doktorskiej Autor dokonał przeglądu rozwiązań promieniowych pomp tłokowych, przedstawił koncepcję wolnoobrotowej promieniowej pompy tłokowej o zmiennej objętości roboczej, opracował konstrukcję mechanizmu zmiany objętości roboczej, model matematyczny kinematyki i wydajności pompy. Autor również wykreślił charakterystyki wydajności pompy. Dodatkowo opracował konstrukcję i zbudował stanowisko do badań, przeprowadził badania eksperymentalne pompy oraz jej zespołów ssąco-tłoczących. Ponadto Autor przeanalizował uzyskane wyniki badań eksperymentalnych i porównał je z wynikami obliczeń (symulacje).

Uwzględniając powyższe, uważam, że podjęta w pracy doktorskiej tematyka jest ważna i aktualna pod kątem rozwoju konstrukcji elementów i układów hydrostatycznych.

Praca doktorska nie zawiera tezy.

Ogólna charakterystyka pracy doktorskiej

Praca doktorska mgr inż. Michała Zielińskiego zawiera 145 stron i składa się z:

- ✓ spisu treści;
- ✓ streszczenia, zarówno w języku polskim, jak i w języku angielskim;
- ✓ wykazu ważniejszych oznaczeń;
- ✓ wprowadzenia;
- ✓ siedmiu rozdziałów głównych;
- ✓ spisu literatury;
- ✓ jednego załącznika.

Pierwszy rozdział pracy zatytułowany „Mała energetyka wodna” zawiera krótką charakterystykę hydroenergetyki oraz opis budowy małej elektrowni wodnej.

Rozdział drugi to „Pompy hydrostatyczne”, w którym Autor ogólnie scharakteryzował napędy hydrostatyczne oraz opisał znane w literaturze i na rynku pompy wyporowe promieniowe.

Rozdział trzeci to „Cel i zakres pracy oraz koncepcja wolnoobrotowej promieniowej pompy tłokowej o zmiennej wydajności właściwej”. Cel i zakres pracy zostały opisane na początku niniejszej recenzji. Autor, w tej części swojej pracy, przedstawił również założenia konstrukcyjne pompy i mechanizmu zmiany objętości roboczej.

Rozdział czwarty to „Budowa, model teoretyczny oraz wyniki badań symulacyjnych pompy”. W rozdziale tym Autor opisał budowę badanej pompy, przedstawił wzory pozwalające na obliczenie prędkości tłoków w zespołach pompowych a także podstawowe wzory pozwalające na obliczenie spadków ciśnienia w instalacji hydraulicznej oraz wydajności pompy. W rozdziale tym Autor zawarł również charakterystyki prędkości siłowników oraz teoretycznej wydajności pompy.

Rozdział piąty to „Stanowisko badawcze i metodyka badań”. W rozdziale tym Autor opisał konstrukcję badanej pompy, konstrukcję mechanizmu zmiany wydajności tej pompy, stanowisko badawcze i metodykę badań.

Rozdział szósty to „Badania eksperymentalne pompy”. Rozdział ten zawiera wyniki badań zarówno jednego zespołu pompowego, jak i całej pompy. Wyniki te dotyczą głównie wydajności pompy przy różnych nastawach objętości roboczej dla różnych średnich prędkości obrotowych pompy i przy różnym stałym ciśnieniu tłoczenia pompy. Zostały również krótko opisane wyniki badań z zastosowaniem akumulatora hydraulicznego. Na końcu tego rozdziału Autor dokonał tzw. walidacji modelu matematycznego wydajności pompy.

Rozdział siódmy stanowi „Podsumowanie, wnioski i kierunki dalszych badań”.

Załącznik pracy doktorskiej to dwie tabele, z których pierwsza zawiera wyniki badań sprawności całkowitej pompy dla serii ze stałą wartością mimośrodowość wału napędowego, zaś druga obejmuje wyniki badań sprawności całkowitej, objętościowej oraz hydrauliczno-mechanicznej dla serii z zablokowanym mechanizmem zmiany mimośrodowość.

Ocena pracy doktorskiej

Tytuł pracy, a cel i zakres pracy

Tytuł pracy doktorskiej brzmi „Wolnoobrotowa promieniowa pompa tłokowa o zmiennej wydajności właściwej – budowa i badania”.

Tytuł ten, moim zdaniem, zawiera nieodpowiedni zwrot techniczny. Według podręcznika „*Napęd hydrostatyczny*” S. Stryczka, wydajność właściwa „rozumiana jest jako maksymalna – możliwa do osiągnięcia – wydajność czynnika roboczego wyrażona w cm^3 , jaką uzyskuje się w pompie rzeczywistej po jednym obrocie wałka przy ciśnieniu tłoczenia równym ciśnieniu ssania (...). Wydajność właściwą (...) ustala się na podstawie charakterystyki przepływowej, wyznaczonej eksperymentalnie na stanowisku badawczym”. W pozycjach „*Hydrostatyczny napęd maszyn*” A. Osieckiego oraz „*Analiza energetyczna i metodyka badań silników hydraulicznych wolnoobrotowych*” A. Balawendera stosowane jest pojęcie „teoretycznej objętości roboczej”. W „*Napęd i sterowanie hydrauliczne. Pojazdy samochodowe*” Z. Szydelskiego i ww. monografii A. Balawendera stosowane jest pojęcie „geometrycznej objętości roboczej” jako wielkości obliczonej z wymiarów geometrycznych elementów roboczych pompy. Ponadto podstawowe informacje na temat ww. zwrotów, dotyczących objętości roboczej maszyny wporowej, można znaleźć w ogólnodostępnych publikacjach mojego autorstwa („*Determination of the theoretical and actual working volume of a hydraulic motor*” (<https://doi.org/10.3390/en13225933>), „*Determination of the theoretical and actual working volume of a hydraulic motor – part II (The method based on the characteristics of effective absorbency of the motor)*” (<https://doi.org/10.3390/en14061648>), „*The influence of pressure drop on the working volume of a hydraulic motor*” (<https://doi.org/10.17531/ein.2022.4.15>)).

W związku z powyższym byłoby korzystniej, gdyby temat pracy brzmiał „*Wyniki badań oraz model matematyczny wolnoobrotowej pompy tłokowej promieniowej o zmiennej geometrycznej objętości roboczej*” lub bardziej ogólnie „*Wyniki badań oraz model matematyczny wolnoobrotowej pompy tłokowej promieniowej o zmiennej wydajności*”.

Cel i zakres pracy doktorskiej został scharakteryzowany pokrótce w pierwszym punkcie niniejszej opinii.

Uważam, że temat pracy ma wydźwięk ogólny i odzwierciedla jej cel oraz zakres.

Kolejność rozdziałów i układ treści

Odnosnie kolejności rozdziałów i układu treści, poniżej zostały przedstawione drobne uwagi o znaczeniu niemerytorycznym:

- 1) zakres pracy mógłby stanowić odrębny rozdział;
- 2) opis koncepcji pompy (podrozdział 3.2) oraz opis konstrukcji prototypu pompy (podrozdział 4.2 i podrozdział 5.1) powinny stanowić jeden wyodrębniony rozdział. W ten sposób Autor uniknąłby powtarzania treści w tych podrozdziałach;
- 3) w podrozdziale 4.2 na rysunku 18 (strona 42) wskazany jest „ZASILACZ HYDRAULICZNY”, zaś jego opis znajduje się w podrozdziale 5.1 (oraz rysunek 37 na stronie 72);
- 4) uzasadnienie zastosowania pompy wstępnie zasilającej w stanowisku badawczym powinno się znaleźć w podrozdziale 5.2 (nie zaś w podrozdziale 6.2, jak to jest w pracy);

5) opis przygotowań stanowiska do badań zawarty w podrozdziale 6.2 jest zbędny – nic merytorycznego nie wnosi do pracy. Zwłaszcza dywagacje na temat doboru pompy wstępnie zasilającej pompę badaną, podniesienia zbiornika z cieczą na wysokość 2 metrów (z założenia nie miało to sensu, gdyż ciśnienie słupa oleju wynikające z tej wysokości wynosi mniej niż 0,18 bar).

Redakcja pracy, język pracy, nazewnictwo (terminologia)

Styl, jakim jest napisana praca doktorska, ogólnie nie budzi większych zastrzeżeń. Zdarzają się w pracy błędy stylistyczne, interpunkcyjne i tzw. drobne literówki. Nie wpływają one w sposób znaczący na rozumienie treści.

Autor w całej pracy używa konsekwentnie zwrotu „zmienna wydajność właściwa”. Z treści pracy wynika, iż zamiast określenia „wydajność właściwa” powinno być, w zależności od kontekstu merytorycznego, stosowane określenie „geometryczna objętość robocza”, „teoretyczna objętość robocza” i „rzeczywista objętość robocza”. Dla przykładu, na stronie 24, Autor błędnie zastosował nazewnictwo odnośnie do teoretycznej objętości roboczej, geometrycznej objętości roboczej i rzeczywistej objętości roboczej. Takich przypadków jest w pracy więcej, np. na stronie 29 (w tym wzór (8)).

Poza tym, w pracy Autor użył określenia „moment znamionowy” w stosunku do momentomierza, a poprawne sformułowanie powinno brzmieć „zakres pomiaru”.

W pracy pojawiają się również inne niedogodności, m. in.:

- 1) na stronie 53 Autor odwołuje się do całego podrozdziału zamiast do konkretnego wzoru czy rysunku, np. „Zostało to już opisane matematycznie podczas analizy czworoboku przegubowego (rozdział 4.3.1), (...)”, czy też na stronie 60 „W przypadku obu wykresów przyjęto ten sam punkt zerowy, dobrany w rozdziale 4.4.1.”;
- 2) zamiast zdania „Rysunek 25. Wpływ długości elementów ramienia reakcyjnego na współczynnik nierównomierności wydajności: a) łącznika, b) wahacza”, korzystniej byłoby zapisać „Rysunek 25. Współczynnik nierównomierności wydajności pompy: a) w funkcji długości c łącznika dla różnych stałych długości b wahacza, b) w funkcji długości b wahacza dla różnych stałych długości c łącznika”;
- 3) zamiast zdania „Rysunek 40. Schemat mechaniczny stanowiska, ...”, korzystniej byłoby zapisać „Rysunek 40. Schemat układu mechanicznego stanowiska, ...”;
- 4) zamiast zdania „Rysunek 41. Schemat hydrauliczny stanowiska, ...”, korzystniej byłoby zapisać „Rysunek 41. Schemat układu hydraulicznego stanowiska, ...”. Podobnie niewłaściwe zwroty zostały użyte na stronie 86;
- 5) zamiast zdania „Rysunek 42. Przykładowe przebiegi uzyskane z badań doświadczalnych...”, korzystniej byłoby zapisać „Rysunek 42. Przykładowe charakterystyki z badań eksperymentalnych: a) momentu na wale pompy; b) dla $n = 20$ obr/min, $\Delta p = \dots$ MPa, $e = 70$ mm”;
- 6) na stronie 77 zamiast zwrotu „wydajność rzeczywista q_{rz} [dm³]” powinno zostać użyte sformułowanie „rzeczywista objętość robocza q_{rz} [cm³/obr.]”;
- 7) na stronie 78 widnieje zdanie „Przykładowe przebiegi w funkcji położenia kąтового wału...”, gdy tymczasem powinno ono zostać zapisane następująco: „Przykładowe charakterystyki (i tutaj wymienić czego) w funkcji położenia kąтового wału...”. Tego typu nieprecyzyjnych sformułowań jest w pracy znacznie więcej;
- 8) na stronie 96 zdanie „Wpływ na możliwość dokładnego porównania charakterystyk mają wyniki otrzymane z badań eksperymentalnych” jest niejasne (styl, merytoryka);

- 9) na stronie 97 zamiast zdania „Tabela 8. Zakres parametrów dla badań wpływu parametrów pracy pompy na jej charakterystyki”, korzystniej byłoby zapisać „Tabela 8. Parametry badań pompy”;
- 10) na stronie 123 są zdania, których sens trudno zrozumieć, tj.:
- „Rysunek 78. Odchyłka wydajności modelu pompy względem wyników otrzymanych z badań eksperymentalnych”;
 - „W obliczeniach za pomocą modelu dostosowana została wydajność właściwa tak, aby odpowiadała ona tej, uzyskanej podczas badań”;
- 11) podobnie na stronie 124:
- „Wyniki tego zostały przedstawione na rysunku 80 i otrzymane zostały dla parametrów przedstawionych na rysunku 79”;
 - „Rysunek 80. Porównanie charakterystyki $Q(\alpha)$ otrzymanej z badań eksperymentalnymi z obliczoną za pomocą modelu teoretycznego pompy z prędkością otrzymaną podczas badań”.

Wykaz literatury i cytowania

Bibliografię stanowi wykaz dziewięćdziesięciu dwóch pozycji książek, artykułów, patentów, katalogów i stron internetowych. Liczba pozycji jest wystarczająca i właściwie dobrana do zakresu pracy.

W treści pracy pojawiają się uchybienia dotyczące odwołań do literatury, m. in. w podrozdziale 2.1 (strona 24) Autor odwołuje się do pozycji [62] i [63] stanowiących ww. podręczniki A. Osieckiego i S. Stryczka, mimo, że przedstawione przez Autora definicje i nazewnictwo teoretycznej objętości roboczej, geometrycznej objętości roboczej i rzeczywistej objętości roboczej nie są zgodne z definicjami przedstawionymi w tych podręcznikach.

Uwagi merytoryczne

W podrozdziale 2.1:

- 1) na stronie 24 Autor napisał „...wydajność właściwa q , czyli objętość cieczy przetłoczonej przez pompę podczas jednego obrotu wału napędowego. Wydajność właściwą teoretyczną q_t oblicza się na podstawie wymiarów geometrycznych komór roboczych, przy założeniu braku strat objętościowych w pompie oraz innych zjawisk mających wpływ na jej wydajność. Wydajność właściwa rzeczywista q_{rz} wyznaczana jest na podstawie otrzymanej podczas badań eksperymentalnych pompy charakterystyki przepływowej i ma na nią wpływ szereg zjawisk, takich jak: ściśliwość cieczy, odkształcenie komór i elementów pompy, przecieki oraz wpływ temperatury na układ”. Przytoczone tutaj definicje są błędne, a uzasadnienie zostało przedstawione w punktach „Tytuł pracy, a cel i zakres pracy” oraz „Redakcja pracy, język pracy, nazewnictwo (terminologia)” niniejszej recenzji;
- 2) na stronie 25 Autor błędnie opisał przyrost ciśnienia w pompie („przyrost ciśnienia, czyli różnica pomiędzy ciśnieniem w kanale ssawnym a ciśnieniem w kanale tłocznym pompy”), jednak wzór (2) został zapisany poprawnie;
- 3) układ hydrauliczny hamulca (rysunek 37 na stronie 72), opisany w podrozdziale 5.1, jest źródłem strat energetycznych z uwagi na to, że jeżeli siłowniki nie poruszają się, to cała moc hydrauliczna, dostarczana przez pompę, jest rozpraszana w zaworze przelewowym. Autor nie napisał, czy pompa uruchamiana jest tylko na czas zmiany wydajności pompy badanej, czy też nie. Jeśli tak, to uruchomienie zarówno pompy, jak i silnika, który ją napędza, występuje pod obciążeniem (obciążeniem pompy jest ciśnienie wynikające z nastawy zaworu przelewowego);
- 4) w podrozdziale 4.3 Autor napisał, że:
 - a) model teoretyczny pompy „Składa się (...) z modelu kinematycznego, modelu najważniejszych zjawisk hydraulicznych zachodzących podczas pracy oraz modelu zmiany wydajności właściwej” (strona 44). Jest to informacja niepełna, gdyż zabrakło modelu matematycznego momentu niezbędnego do napędu pompy;

- b) model teoretyczny pompy ma „posłużyć do zbadania wpływu parametrów pracy oraz parametrów związanych z budową pompy na jej charakterystyki” (strona 44). Autor nie wyjaśnił, o jakie parametry pracy pompy chodzi. Należy stanowczo podkreślić, że parametrami niezależnymi od pompy są: przyrost ciśnienia w pompie (jako efekt obciążenia układu i spadku ciśnienia w zaworach i rurociągach) oraz prędkość obrotowa wału pompy. Natomiast parametrami zależnymi od pompy są: rzeczywista wydajność pompy i moment na wale pompy;
- 5) w podrozdziale 4.3.1 Autor podał wzory na położenie kątowe wahacza (γ) i na położenie kątowe łącznika (λ), ale nie opisał sposobu wyprowadzenia tych wzorów. Warto byłoby to wyprowadzenie zamieścić w pracy jako załącznik;
- a) oznaczenie położenia kątowego wahacza i łącznika występujące we wzorach (13) i (14), różni się od oznaczenia w tekście – na rysunku 21, tj. $\gamma_{1,2}$ i γ oraz $\lambda_{1,2}$ i λ . (strona 46). Autor nie wyjaśnił, co oznaczają indeksy przy tych oznaczeniach;
- b) we wzorach (17) ÷ (28) wystąpił błąd. Zamiast symbolu „f” powinno być napisane „ $\frac{\sqrt{3}}{3}f$ ”. Wynika to bezpośrednio z geometrii mechanizmu przedstawionego na rysunku 21. Jest to bardzo poważny błąd w zapisie matematycznym, gdyż ma wpływ na wyniki obliczeń wydajności pompy;
- 6) w podrozdziale 4.3.2:
- a) zamiast wzorów (35), (36) i (37) lepiej i czytelniej byłoby podać wzory na chwilową wydajność jednego zespołu pompowego dla cyklu wysuwu tłoczyska i dla cyklu wsuwu tłoczyska;
- b) stwierdzenie „Duża nierównomierność wydajności przedstawionej pompy wpływa na straty ciśnienia podczas pracy. Zmiana wartości tych strat wpływa na lokalne spadki ciśnień w układzie hydraulicznym pompy, w przypadku, gdy ciśnienie na końcu przewodu tłoczego pompy jest stałe (podobnie jak w badaniach eksperymentalnych, gdzie ciśnienie ustawiane było za pomocą zaworu przelewowego)” (strona 48) nie jest ściśle. Otóż efektem występującej w pompie pulsacji wydajności jest pulsacja ciśnienia. W rozpatrywanym układzie wartość pulsacji ciśnienia w głównej mierze zależy od charakterystyki zaworu przelewowego (w zaworze rzeczywistym, nie idealnym, wzrostowi przepływu przez zawór przelewowy towarzyszy (mniejszy lub większy) wzrost ciśnienia przed tym zaworem). Poza tym większa wydajność pompy to większe spadki ciśnienia (czyli straty) w instalacji hydraulicznej pompy;
- c) powinny znaleźć się wzory matematyczne na teoretyczną (a właściwie geometryczną) wydajność jednego zespołu pompowego w funkcji kąta obrotu wału pompy dla cyklu wsuwania tłoczyska i wysuwania tłoczyska siłownika. Tym samym powinien znaleźć się wzór na teoretyczną wydajność pompy w funkcji kąta obrotu wału;
- d) zabrakło modelu matematycznego strat objętościowych (nawet wzorów uproszczonych) w jednym zespole pompowym (tj. siłownik z zaworami zwrotnymi) w funkcji kąta obrotu wału pompy dla cyklu wsuwania tłoczyska i wysuwania tłoczyska siłownika. Tym samym powinien znaleźć się wzór na straty objętościowe w całej pompie w funkcji kąta obrotu wału;
- e) jest napisane „Równanie (42) uwzględniono dla przewodów łączących zespoły z komorą tłoczną i przewodu łączącego kolektor tłoczny pompy z blokiem zaworowym” (strona 50). Brakuje rysunku lub schematu wyjaśniającego sens tego zdania;
- 7) w podrozdziale 4.3.3 korzystnie byłoby, gdyby Autor zamieścił wzór na prędkość przesterowania wydajności pompy;
- 8) w podrozdziale 4.4.1 Autor napisał, że:

- a) „Pierwsza część badań miała na celu sprawdzenie wpływu parametrów konstrukcyjnych na otrzymywane wyniki” (strona 51). Nie napisał jednak, o jakie parametry chodzi. Podobnie nie ma informacji o jakie parametry pracy pompy chodzi i o jaki ich zakres;
 - b) „Przykładowa charakterystyka wydajności pompy $Q(t)$, otrzymana przy pomocy modelu, została przedstawiona na rysunku 22” (strona 51). W pracy brakuje opisu matematycznego tego modelu, co zostało zaznaczone już wyżej. Podobnie jest z rysunkiem 23 na stronie 52;
 - c) oznaczenie ciśnienia w podpisie rysunku 22 (strona 51) i rysunku 23 (strona 52) nie jest tożsame z oznaczeniem w tekście. W związku z tym można się tylko domyślać, że chodzi tu o ciśnienie pracy pompy;
 - d) w podpisie rysunku 23 jest „P – wydajność pompy”. Jest to błąd, ponieważ wydajność pompy jest w pracy oznaczana literą Q;
- 9) w podrozdziale 4.4.2 Autor nie napisał:
- a) w jakiej pozycji był zespół ZS-T1 (skrajne położenie siłownika, czy pośrednie?) dla kąta α obrotu wału równego zero. Dlaczego prędkość siłownika jest różna od zera dla $\alpha=0$?
 - b) dla jakiej długości wahacza i dla jakiej długości łącznika wyznaczył charakterystyki przedstawione na rysunku 24 (strona 54);
 - c) na stronach 56 i 57 Autor napisał o wartościach granicznych dotyczących głównie łącznika i wahacza. Pożądane byłoby zamieszczenie w pracy szkicu wyjaśniającego te tzw. wartości graniczne, pozycje zablokowania korby (strona 54) oraz „przebieg ramienia reakcyjnego w drugim kierunku” (strona 58);
- 10) w podrozdziale 4.4.3 brakuje informacji, na podstawie jakich wzorów matematycznych i dla jakich wartości parametrów b i c zostały opracowane charakterystyki przedstawione na rysunku 27 (strona 59);
- 11) w podrozdziale 4.4.4:
- a) w tabelach 3 i 4 błędnie została przypisana jednostka „wydajności właściwej teoretycznej”. Jest $[\text{dm}^3]$, a powinno być $[\text{cm}^3/\text{obr}]$;
 - b) Autor nie napisał według jakich wzorów matematycznych wyznaczył charakterystyki wydajności pompy przedstawione na rysunkach 28, 29 i 30. Tym samym nie jest wiadome, czy została uwzględniona ściślność cieczy, o której Autor napisał w podrozdziale 4.3.2 (wzór 42);
 - c) Autor mylnie stwierdził, że wyniki przedstawione na rysunku 29 „nie pozwalają jednak na przedstawienie wpływu wartości mimośrodów wału napędowego na przebieg wydajności”, a przecież rysunek 29 przedstawia wydajność pompy dla różnych wartości mimośrodu;
 - d) Autor błędnie stwierdził, że wyniki przedstawione na rysunku 30 przedstawiają wpływ wartości mimośrodu wału napędowego na przebieg wydajności. Otóż, charakterystyki przedstawione na rysunku 30 zostały wyznaczone przecież dla różnych prędkości obrotowych wału pompy, a ta ma bezpośredni wpływ na wydajność pompy;
 - e) Autor nie wyjaśnił, dlaczego wartości współczynnika nierównomierności wydajności pompy, przedstawione w tabeli 5 (strona 64), różnią się od wartości podanych w tabeli 3 (strona 60);
- 12) w podrozdziale 4.4.4 brakuje informacji, co oznaczają symbole $e_{p(k)}$ i $e_{k(p)}$, znajdujące się w podpisie rysunku 31;
- 13) w podrozdziale 4.5 (Podsumowanie):

- a) zabrakło informacji o konkretnych parametrach technicznych pompy, w tym o parametrach konstrukcyjnych dla których wystąpi tzw. kolizja elementów (o czym Autor napisał), jaka jest objętość robocza pompy, jaka jest maksymalna wartość współczynnika nierównomierności wydajności pompy itp.,
- b) Autor napisał „Zaobserwowano mały wpływ na wyniki badań części hydraulicznej modelu pompy”. Zatem nie jest sprecyzowane, co i na co miało wpływ, np. jaki jest wpływ ścisłości cieczy na jej wydajność i pulsację (pomijalny, niepomijalny i dlaczego) itp.;

14) w podrozdziale 5.2:

- a) na stronie 74 Autor zamieścił schemat stanowiska badawczego (rysunek 40), w którym momentomierz mierzy sumę momentu na wale pompy i momentu tarcia w łożyskach wału napędowego. Autor nie wspomniał w pracy, jak dużą wartość ma moment tarcia w łożyskach wału napędowego. Wskazane jest, aby momentomierz montowany był bezpośrednio na wale pompy;
- b) na stronie 75 Autor zamieścił schemat układu hydraulicznego stanowiska badawczego (rysunek 41), w którym:
 - przetwornik ciśnienia (lub manometr) oznaczony numerem 7, umieszczony jest przed zaworem przelewowym. Ten przetwornik powinien być zamontowany bezpośrednio w przyłączy tłoczonym pompy. W sytuacji jak na rysunku 41, przetwornik 7 mierzy ciśnienie tłoczni pompy pomniejszone o spadki ciśnień w przewodach i w przepływomierzu;
 - brakuje zaworu przelewowego przy pompie zasilania wstępnego. W dalszej części pracy Autor przecież napisał, że stosował pompę łopatkową jako pompę wstępnie zasilającą (nie wiadomo czy była wyposażona w zawór zabezpieczający). Nawet jeżeli była docelowo zainstalowana pompa wirowa (taka pompa nie musi być zabezpieczana zaworem przelewowym/bezpieczeństwa), to warto w przyłączy ssącym utrzymywać stałe ciśnienie, a zatem warto zainstalować zawór przelewowy. Wiadomo, że jeśli wydajność pompy wirowej rośnie, to ciśnienie tłoczenia maleje. A przecież pompa główna badana była przy różnej prędkości obrotowej, a zatem natężenie przepływu zmieniało się;
- c) wskazane byłoby w tym podrozdziale umieszczenie zdjęć pokazujących miejsca pomiaru ciśnienia w pompie;

Uwagi merytoryczne dotyczące rozdziału 6 (Badania eksperymentalne pompy) są następujące:

- 1) wszystkie charakterystyki pompy (tj. wydajności i momentu na wale) są podane dla stałego ciśnienia w gałęzi tłocznej pompy (za przepływomierzem!). Nie jest to poprawne. Powinny być one wykreślone dla stałych przyrostów ciśnienia Δp w pompie. Niekiedy wymaga się również podawania wartości ciśnienia na ssaniu pompy, jeśli ciśnienie to może mieć wpływ na wydajność pompy i na straty mechaniczne (np. dla pomp satelitowych, które mają obustronną kompensację luzów elementów mechanizmu satelitowego);
- 2) układ napędowy pompy zmieniał prędkość obrotową wału pompy w zależności od momentu wymaganego do napędu pompy (strona 84, rysunek 48). Otrzymane z eksperymentu charakterystyki wydajności Q pompy w funkcji kąta α obrotu wału, Autor niesłusznie porównywał z charakterystykami teoretycznej wydajności pompy, obliczonymi wg wzoru matematycznego, do którego podstawiał stałą wartość prędkości obrotowej wału pompy (np. $n=10\text{obr}/\text{min} = \text{const}$). Do wzoru matematycznego powinna być podstawiana chwilowa wartość prędkości obrotowej i dopiero tak uzyskane wartości powinny być porównywane z wartościami eksperymentalnymi;

- 3) w kontekście powyższej uwagi (2)) wartości procentowej różnicy wydajności teoretycznej i rzeczywistej (z eksperymentu), podane w tabeli 9 (strona 99), nie są wiarygodne. Podobnie nie są wiarygodne wartości procentowej różnicy geometrycznej objętości roboczej i rzeczywistej (z eksperymentu) objętości roboczej pompy, podane w tabeli 11 (strona 106);
- 4) w kontekście uwagi 2), nie można analizować i porównywać współczynnika nierównomierności wydajności pompy, jak to zrobił Autor (tabela 10, strona 104). Przecież nierównomierność wydajności pompy oblicza się i analizuje dla stałej prędkości obrotowej wału pompy! A w eksperymencie Autora prędkość była zmienna;
- 5) Autor niewłaściwie zinterpretował charakterystykę chłonności (z eksperymentu) przedstawioną na rysunku 52 (strona 89). Jeżeli przepływomierz zębaty wysyła do układu rejestrującego dane aż 1640 impulsów na litr (strona 76), to układ rejestrujący jest w stanie wychwycić nawet niewielkie zmiany natężenia przepływu. Zatem przyczyna leży w innym miejscu (może wpływ zaworów zwrotnych? Może sztywność przewodów i wpływ ściśliwości cieczy (bo duża objętość cieczy w przewodach)? – do rozwiązania przez Doktoranta);
- 6) strona 94 – warto byłoby załączyć szkic obrazujący, na czym polegała modyfikacja układu hamulcowego;
- 7) na stronie 99 Autor napisał „W trakcie analizy wyników zaobserwowano, że przebieg wydajności pompy związany jest z ciśnieniem w przewodzie tłocznym. Dla porównania przykładowe wyniki, dla których jest to widoczne, przedstawiono na rysunku 58”. Poniekąd jest to prawda, ponieważ zostało wykazane, że wzrost momentu na wale powoduje spadek prędkości obrotowej wału pompy. Jednak stwierdzenie „Taki przebieg ciśnienia wynika z indywidualnych rozrządów składających się z zaworów zwrotnych. Te chwilowe wzrosty ciśnienia wynoszą około 0,02 MPa, co odpowiada ciśnieniu otwarcia zaworów zwrotnych łączących komory waporowe z kolektorem tłocznym” jest nieprawdziwe i świadczy o nieznanym podstawowych zjawisk zachodzących w elementach i układach hydrostatycznych. Ciśnienie w komorze tłocznej siłownika jest równe sumie ciśnienia wynikającego z obciążenia (nastawa i charakterystyka zaworu przelewowego), spadku ciśnienia w przepływomierzu, spadku ciśnienia w przewodach i złączkach oraz spadku ciśnienia w zaworze zwrotnym;
- 8) na stronie 105 jest napisane „Odchyłki zebrane w tabeli 11 przyjmują małe wartości – w większości przypadków te różnice wynoszą 1 impuls zarejestrowany przez przepływomierz”. Zatem, jak to się ma do tego, że przepływomierz ma aż 1640 impulsów na jeden litr?
- 9) na stronie 106:
 - Autor napisał z poważnym błędem wzór (46) na sprawność całkowitą pompy! Z tego wzoru (46) wynika źle zdefiniowana moc hydrauliczna pompy i moc mechaniczna pompy. Z porównania wzoru (7) (strona 27) ze wzorem (46) wynika, że moc mechaniczna pompy jest sumą mocy mechanicznej dostarczonej do pompy i „pseudo” (brak przyrostu ciśnienia) mocy hydraulicznej dostarczonej w przyłączy ssącym pompy – co jest oczywistym błędem;
 - jest napisane „Zjawisko samoczynnej zmiany mimośrodów wału napędowego miało znaczny wpływ na metodykę badań oraz na ich wyniki. Podczas badań występowała ciągła konieczność kontroli oraz okresowego korygowania tej wartości. Z tego powodu na podstawie wyników badań przedstawionych w tym rozdziale nie została wyznaczona sprawność objętościowa pompy”. Jeśli jest tak, jak Autor napisał, to większość wyników przedstawionych w pracy nie jest wiarygodna, a tym bardziej nie jest wiarygodna sprawność całkowita obliczona według błędnego wzoru (46). Niemniej jednak, Autor mógł podjąć próbę oceny z jaką prędkością występuje zmiana objętości roboczej pompy i dokonać weryfikacji sprawności (całkowitej, objętościowej i hydrauliczno-mechanicznej) dla parametrów chwilowych. Wszystkie badania powinny być przeprowadzone przy zablokowanym mechanizmie zmiany objętości roboczej pompy. Tylko w podrozdziale 6.5.3 w taki sposób są te badania przeprowadzone;

- 10) ze względu na to, że w trakcie jednego obrotu wału pompy prędkość obrotowa nie była stała, to Autor powinien skupić się na analizie chwilowej sprawności całkowitej pompy;
- 11) w kontekście powyższych uwag (10)), wszystkie charakterystyki sprawności całkowitej pompy, zawarte w pracy, są obarczone bardzo dużym błędem. Wg moich szacunkowych kalkulacji przeprowadzonych dla innego typu pompy (satelitowej), błąd obliczenia sprawności wg wzoru (46) sięga nawet 10%. Tym samym wnioski dotyczące tych charakterystyk sprawności, przedstawione w tekście pracy, są również nietrafne. Dla przykładu, stwierdzenie „Wraz ze wzrostem prędkości obrotowej sprawność ta spada” (strona 109) jest nieprawdziwe, gdyż sprawność całkowita pomp wyporowych, zwłaszcza w zakresie niskich prędkości obrotowych, rośnie wraz ze wzrostem prędkości;
- 12) na stronie 109 jest napisane:
 - „Zmiana wydajności właściwej w przypadku pompy tłokowej, to zwiększenie skoku zespołów ssąco-tłoczących. Powoduje to wzrost strat związanych z występowaniem tarcia pomiędzy tłokiem i cylindrem oraz tłoczyskiem, a węzłem uszczelniającym”. Jest to stwierdzenie błędne, gdyż siła tarcia w siłowniku nie zależy od drogi przebytej przez tłok (skok tłoka), a w głównej mierze zależy od ciśnienia w występującego w komorach siłownika, a znacznie mniej od prędkości tłoka;
 - „Olej podczas badań nagrzewał się i w przypadku, gdy temperatura była bliska granicznej przerywano badania i czekali aż temperatura obniży się. Zjawisko to było spotęgowane metodą badań, w której olej przez pompę tłoczony był z powrotem do zbiornika, gdzie **energia w nim zakumulowana, zamieniana była na ciepło w trakcie procesu rozprężania cieczy**. Te różnice temperatury miały wpływ na lepkość oleju, a to przełożyło się na straty hydrauliczne występujące podczas przepływu medium hydraulicznego. Wpływ tego zjawiska był szczególnie widoczny w przypadku mniejszych wartości wydajności właściwej”. Chodzi tu o energię zakumulowaną w oleju czy w zbiorniku? Tak czy inaczej, wg „*Analiza energetyczna i metodyka badań silników hydraulicznych wolnoobrotowych*” A. Balawendera procesowi rozprężania się cieczy towarzyszy obniżenie jej temperatury (niewiele, ale tak jest). Zatem rozprężanie oleju nie jest powodem przyrostu temperatury tego oleju. Przyrost temperatury oleju występuje tylko w wyniku strat mocy w układzie (w zaworze przelewowym, w przewodach, złączach itp.) i jest to przyrost dominujący. W jaki sposób współczynnik nastawy wydajności pompy i lepkość cieczy wpływają na straty hydrauliczno-mechaniczne?
- 13) na stronie 111 Autor dokonał błędnej interpretacji sprawności całkowitej pompy w zależności od ciśnienia tłoczenia. Głównym powodem wzrostu sprawności całkowitej pompy wraz ze wzrostem przyrostu ciśnienia w pompie (w zakresie niskich ciśnień – a w takim zakresie Autor pompę badał) i przy stałej prędkości obrotowej (czyli przy prawie stałej wydajności) jest malejący udział spadku ciśnienia w kanałach wewnętrznych pompy w stosunku do przyrostu ciśnienia w przyłączach pompy. Czyli sprawność ciśnieniowa pompy rośnie;
- 14) na stronie 116 Autor przedstawił wzór (47) na sprawność objętościową pompy. Ze względu na to, że w trakcie jednego obrotu wału pompy prędkość obrotowa nie była stała, Autor powinien skupić się na analizie chwilowej sprawności objętościowej pompy. Charakterystyki sprawności objętościowej zawarte w pracy (rysunek 74, strona 117) są zatem obarczone błędem, gdyż są obliczone dla średniej prędkości obrotowej i średniej wydajności pompy;
- 15) na stronie 117 Autor napisał „Przecieki wewnętrzne występują głównie w rozrządach zaworowych zespołów. Widoczne są również spadki sprawności występujące wraz ze wzrostem prędkości obrotowej. Zinterpretowano to jako wpływ zjawisk dynamicznych, nasilających się przy wyższych prędkościach obrotowych. Powierzchnia szczelin, przez które występują przecieki, jest zaburzana przez wzajemny ruch elementów. W tym przypadku dodatkowy wpływ na nie ma wysokie ciśnienie w komorze wyporowej powodujące występowanie odkształceń sprężystych”. Powszechnie wiadomo, że wraz ze wzrostem prędkości obrotowej pompy, przy stałym przyroście ciśnienia

w pompie, sprawność objętościowa pompy rośnie. Przy $\Delta p = \text{const}$ straty objętościowe są praktycznie stałe. Bezwładność zaworów zwrotnych ma zapewne wpływ na wartość strat objętościowych w zespole pompowym, ale Autor nie udowodnił (brak w pracy wniosków z eksperymentu), że wraz ze wzrostem prędkości obrotowej wału pompy straty te rosną. Poza tym wpływ na wartość strat objętościowych i charakterystykę sprawności objętościowej ma błędny pomiar ciśnień w pompie. Jak zostało podane powyżej, mierzony przyrost ciśnienia obejmuje pompę, przewody i przepływomierz. Zatem, jeżeli prędkość obrotowa pompy rośnie to wzrasta jej wydajność i rosną spadki ciśnienia w przewodach i przepływomierzu. W efekcie przyrost ciśnienia w pompie jest większy niż Autor oczekiwał. I właśnie to zjawisko było przyczyną większych strat objętościowych w pompie i tym samym mniejszej jej sprawności objętościowej przy większej prędkości obrotowej wału. O odkształcenia sprężyste jakich elementów Autorowi chodziło? Czy rzeczywiście one mają aż tak duży wpływ?

- 16) na stronie 118 Autor napisał „Wzrost ciśnienia, czyli obciążenia pompy, skutkuje wzrostem tej sprawności (*spr. hydr.-mech. (mój dopisek)*). Powodem tego jest wpływ tego parametru głównie na tarcie mechaniczne. Reszta składowych w niewielkim stopniu zależy od ciśnienia”. Ten wniosek jest błędny. Jak już wyżej zostało wspomniane, wzrost ciśnienia w siłowniku powoduje wzrost strat mechanicznych w tym siłowniku, a więc sprawność mechaniczna maleje. Wzrost ciśnienia, przy stałej prędkości ruchu siłownika, powoduje wzrost sprawności hydraulicznej. Dzieje się tak, że spadki ciśnienia w kanałach wewnętrznych siłownika (a więc straty ciśnienia), przy stałej prędkości, są stałe;
- 17) na rysunku 78 (strona 123) Autor błędnie napisał jednostkę „względnej odchyłki wydajności pompy” – ΔQ [obr/min]. Wartości względne są bezwymiarowe i mogą być podawane w [%];
- 18) na stronie 125 Autor napisał „Model pompy używany do badań uwzględniał również opis akumulacji cieczy przez elastyczne przewody stanowiska badawczego. Zakładano, że wpływ ten będzie znacznie większy niż otrzymane wyniki. Mimo niewielkiego wpływu tego zjawiska na wyniki, nie stwierdzono w nim błędów”. Autor nie podał w pracy żadnych danych technicznych przewodów hydraulicznych, bloków zaworowych itp., na podstawie których mógłby obliczyć objętość cieczy w tych elementach oraz zmianę objętości cieczy spowodowaną zarówno sprężystym odkształceniem przewodów, jak i ściśliwością cieczy. Zatem stwierdzenie Autora jest niczym nieuzasadnione.

Podsumowując ocenę merytoryczną, uważam, że w **pracy doktorskiej znajduje się bardzo dużo błędów merytorycznych i stwierżeń przeczących zjawiskom zachodzącym w układach i hydrostatycznych maszynach wyporowych**. Poza tym, moim zdaniem, w pracy zabrakło wzorów matematycznych pozwalających obliczyć:

- 1) objętość komór roboczych jednego zespołu pompowego (zespół ssąco-tłoczący) i całej pompy (czyli wszystkich trzech zespołów pompowych) w funkcji kąta obrotu jej wału i w funkcji współczynnika nastawy wydajności (tu mimośrodowości);
- 2) geometryczną objętość roboczą pompy;
- 3) straty objętościowe w pompie (niezbędna jest tu chociaż uproszczona, ale merytorycznie poprawna analiza strat objętościowych w elementach pompy)

Poza tym, wskazane byłoby, aby praca doktorska zawierała wzory matematyczne pozwalające obliczyć moment niezbędny do napędu pompy w funkcji obciążenia tej pompy. Należy podkreślić, że moment ten będzie zależał nie tylko od samego obciążenia tej pompy, ale również od strat mechanicznych w pompie i od strat ciśnienia w pompie. Elementarne wzory do obliczenia strat ciśnienia Autor przedstawił w podrozdziale 4.3.2, ale w żaden sposób nie wykorzystał ich w dalszej części pracy, nawet przy formułowaniu wniosków. Model matematyczny momentu, poza wyżej wymienionymi, stanowi również bardzo ważną składową „modelu pompy”, o której Autor napisał w celu pracy.

Dopiero w końcowym etapie pracy powinna być dokonana weryfikacja eksperymentalna ww. modeli i sformułowane merytoryczne wnioski.

Wniosek końcowy

Zgodnie z wymogami art. 187 ustawy z dnia 20 lipca 2018 roku „Prawo o szkolnictwie wyższym i nauce” przedmiotem rozprawy doktorskiej powinno być oryginalne rozwiązanie problemu naukowego, oryginalne rozwiązanie w zakresie zastosowania wyników własnych badań naukowych w sferze gospodarczej lub społecznej albo oryginalne dokonanie artystyczne.

Stwierdzam, że praca doktorska mgr inż. Michała Zielińskiego „*Wolnoobrotowa promieniowa pompa tłokowa o zmiennej wydajności właściwej – budowa i badania*” zawiera oryginalny problem naukowy. Równocześnie jednak w pracy występuje bardzo dużo błędów o charakterze merytorycznym, a jej cel nie został w pełni zrealizowany. Według mojej opinii, ze względu na oryginalną i ciekawą tematykę, praca doktorska powinna być uzupełniona i merytorycznie poprawiona.

Tym samym stawiam wniosek o uzupełnienie i poprawienie pracy doktorskiej oraz skierowanie jej do ponownej recenzji.

dr hab. inż. **Paweł Śliwiński**, prof. PG