

Ryszard Jasiński
Katedra Mechaniki i Mechatroniki
Wydział Mechaniczny
Politechnika Gdańska
ul. G. Narutowicza 11/12
80-233 Gdańsk

Załącznik 2a

AUTOREFERAT

Przedstawiający opis dorobku i osiągnięć naukowych zgodnie z rozporządzeniem Ministra Nauki i Szkolnictwa Wyższego z dnia 10 listopada 2015 r. (Dz. U. z 2016 r., poz. 1586)

Gdańsk 2018

Spis treści

1. Imię i nazwisko.....	3
2. Posiadane dyplomy, stopnie naukowe.....	3
3. Informacje o dotychczasowym zatrudnieniu	3
4. Odbyte szkolenia	3
5. Wskazanie osiągnięcia wynikającego z art. 16 ust. 2 ustawy z dnia 14 marca 2003 r. o stopniach naukowych i tytule naukowym oraz o stopniach i tytule w zakresie sztuki	4
5.1. Tytuł osiągnięcia naukowego.....	4
5.2. Autor publikacji, rok wydania, nazwa wydawnictwa, recenzenci wydawniczy.....	4
5.3. Cel naukowy pracy, osiągnięte wyniki i ich wykorzystanie	4
6. Pozostałe osiągnięcia naukowo-badawcze	18
6.1. Publikacje naukowe w czasopismach znajdujących się w bazie Journal Citation Reports (JCR).....	18
6.2. Autorstwo zrealizowanego oryginalnego osiągnięcia projektowego, konstrukcyjnego i badawczego	19
6.2.1. Opracowanie konstrukcji i sposobu sterowania elektropneumatycznego i elektrycznego zaworów ssących pompy wielotłoczkowej promieniowej i osiowej	19
6.2.2. Badanie hamulca zwalnianego hydraulicznie	24
6.2.3. Badania silnika satelitowego HSK w warunkach szoku termicznego.....	25
6.2.4. Układ pomiarowy stanowiska do badań pomp i silników	26
6.3. Ważniejsze patenty.....	27
6.4. Wdrożenie i uruchomienie nowego Laboratorium Systemów Mechatronicznych i Mikronapędów na Wydziale Mechanicznym Politechniki Gdańskiej	28

1. Imię i nazwisko

Ryszard Jasiński

2. Posiadane dyplomy, stopnie naukowe

2002: **doktor nauk technicznych**. Pracę doktorską obroniłem z wyróżnieniem. Temat pracy: *Działanie wybranych wolnoobrotowych silników hydraulicznych w warunkach szoku termicznego*. Politechnika Gdańska, Wydział Mechaniczny.

Promotor: dr hab. inż. Andrzej Balawender, prof. nadzw. PG - Politechnika Gdańska

Recenzenci:

1) dr hab. inż. Janusz Cieśliński, prof. nadzw. PG - Politechnika Gdańska

2) prof. dr hab. inż. Tadeusz Przychodzień - Wojskowa Akademia Techniczna.

1993: **magister inżynier**. Temat pracy magisterskiej: *Projekt zrobotyzowanego stanowiska do obróbki wykańczającej matrycy tłoczniaka*. Politechnika Gdańska, Wydział Mechaniczny. Kierunek Automatyka i Robotyka.

Promotor: dr inż. Tadeusz Bocheński

1990: **magister inżynier**. Temat pracy magisterskiej: *Projekt ciągnika rolniczego kołowego o mocy 40 kW*. Politechnika Gdańska, Wydział Budowy Maszyn.

Promotor: mgr inż. Ryszard Krupowicz

3. Informacje o dotychczasowym zatrudnieniu

01.08.2015 – obecnie: **starszy wykładowca**, Politechnika Gdańska, Wydział Mechaniczny

01.07.2002 – 30.07.2015: **adiunkt**, Politechnika Gdańska, Wydział Mechaniczny

01.12.1994 – 30.06.2002: **asystent**, Politechnika Gdańska, Wydział Mechaniczny

01.12.1993 – 30.11.1994: **asystent stażysta**, Politechnika Gdańska, Wydział Mechaniczny

4. Odbyte szkolenia

- 2002 r. – Warsztaty szkoleniowe na temat: *Serwis olejowy i monitoring olejów podczas eksploatacji maszyn i urządzeń*. Warsztaty przeprowadzone przez specjalistę z TOP OIL z o.o. w Gdańsku podczas Międzynarodowych Targów Gdańskich – Napędy i Sterowanie, Elektroinstalacje.
- 2003 r. - Warsztaty szkoleniowe na temat: *Technika sterowania proporcjonalnego – zasady stosowania*. Warsztaty przeprowadzone przez specjalistę (prof. dr hab. inż. Edward Tomasiak z Politechniki Śląskiej) podczas Międzynarodowych Targów Gdańskich - Napędy i Sterowanie, Elektroinstalacje.
- 2003 r. - Seminarium na temat: *Anything possible – innowacyjne zastosowania elementów napędów i sterowań*. Seminarium obejmowało prezentację zagadnień z zakresu produktów hydrauliki siłowej oraz pneumatyki firmy Parker.
- 2004 r. - Warsztaty szkoleniowe na temat: *Techniki regulacyjne w liniowych serwonapędach elektrohydraulicznych*. Warsztaty przeprowadzone przez specjalistę (prof. dr hab. inż. Andrzej Milecki z Politechniki Poznańskiej) podczas Międzynarodowych Targów Gdańskich - Napędy i Sterowanie, Elektroinstalacje.

5. Wskazanie osiągnięcia wynikającego z art. 16 ust. 2 ustawy z dnia 14 marca 2003 r. o stopniach naukowych i tytule naukowym oraz o stopniach i tytule w zakresie sztuki

5.1. Tytuł osiągnięcia naukowego

Jako osiągnięcie wynikające z §16 ust. 2 ustawy z dnia 14 marca 2003r. o stopniach naukowych i tytule naukowym oraz o stopniach i tytule w zakresie sztuki wskazuję:

Funkcjonowanie zespołów napędu hydraulicznego maszyn w niskich temperaturach otoczenia

opublikowana w całości jako **monografia**.

5.2. Autor publikacji, rok wydania, nazwa wydawnictwa, recenzenci wydawniczy

Jasiński Ryszard: *Funkcjonowanie zespołów napędu hydraulicznego maszyn w niskich temperaturach otoczenia*. Wydawnictwo Politechniki Gdańskiej, Gdańsk 2018.

Recenzenci wydawniczy:

- 1) dr hab. inż. Andrzej Balawender, prof. nadzw. PG (Politechnika Gdańska);
- 2) prof. dr hab. inż. Ryszard Dindorf (Politechnika Świętokrzyska).

5.3. Cel naukowy pracy, osiągnięte wyniki i ich wykorzystanie

Zapewnienie prawidłowego działania napędów i sterowania hydraulicznego jest ważnym problemem przy eksploatacji maszyn i urządzeń w niskich temperaturach otoczenia. Zespoły układu hydraulicznego, w zależności od konstrukcji, są bardziej lub mniej wrażliwe na te warunki, zwłaszcza podczas fazy rozruchu maszyny. Szczególnie niebezpieczne dla zachowania zdatności zespołów są rozruchy oziębionych zespołów hydraulicznych zasilanych ciepłą cieczą roboczą, gdy występują warunki tzw. szoku termicznego (szok termiczny występuje przy skokowym zasileniu strumieniem ciepłej cieczy oziębionego zespołu hydraulicznego).

Badania zespołów oraz układów hydraulicznych w niskich temperaturach otoczenia prowadzone były głównie w dwóch polskich ośrodkach naukowych na Politechnice Krakowskiej oraz w Wojskowej Akademii Technicznej. Naukowcy tych ośrodków wykonywali badania głównie oziębionych zespołów oraz układów zasilanych czynnikiem roboczym w tej samej temperaturze co zespoły. Badano także rozruchy oziębionych zespołów oraz układów zasilanych ciepłym czynnikiem roboczym. Z problematyki zaobserwowanych zjawisk wynikała konieczność kontynuacji bardzo trudnych, skomplikowanych badań zespołów oraz całych układów hydraulicznych w niskich temperaturach otoczenia, a szczególnie w warunkach szoku termicznego.

Z tego powodu autor zdecydował się na wyjaśnienie szeregu zjawisk zachodzących w zespołach i układach hydraulicznych podczas ich rozruchu w niskich temperaturach otoczenia, a także w warunkach szoku termicznego dotąd nie zbadanych.

Od 1996 r. aż do dzisiaj autor prowadzi badania eksperymentalne oraz teoretyczne zespołów oraz całych układów hydraulicznych w niskich temperaturach, a w szczególności w warunkach szoku termicznego.

Wstępne prace badawcze prowadzone w latach 1996-2002 umożliwiły opracowanie rozprawy doktorskiej: *Działanie wybranych wolnoobrotowych silników hydraulicznych*

w warunkach szoku termicznego. W tej pracy przedstawiono **metodykę badań silników hydraulicznych nieobciążonych** w warunkach szoku termicznego. W celu przeprowadzenia badań silników hydraulicznych zbudowano stanowisko badawcze z komorą niskich temperatur o niewielkiej objętości, w której można było umieszczać stojak z badanym nieobciążonym silnikiem. Przeprowadzono badania eksperymentalne **silników orbitalnego oraz satelitowego bez kompensacji luzów osiowych**. Na podstawie badań eksperymentalnych określono obszary parametrów rozruchu tych silników w warunkach szoku termicznego, przy których występuje odpowiednio prawidłowe i nieprawidłowe ich działanie. Dane otrzymane z badań eksperymentalnych umożliwiły interpretację zjawisk występujących w badanych silnikach, a zwłaszcza określenie zmian luzów w procesie rozruchu, przy których eksploatacja jest bezpieczna. Opracowano podstawy teoretyczne i metodykę, która umożliwia drogą symulacji komputerowej ocenę działania w warunkach szoku termicznego tylko silników satelitowych bez kompensacji luzów osiowych tego samego producenta.

Wnioski płynące z rozprawy doktorskiej były inspiracją do dalszych prac badawczych i teoretycznych typowych zespołów (pomp zębatych, pomp wielotłoczkowych osiowych i promieniowych, rozdzielaczy klasycznych oraz proporcjonalnych różnych konstrukcji, serwozaworu, silników satelitowych z kompensacją luzów osiowych, silnika tłokowego promieniowego, silnika orbitalnego o innej konstrukcji niż w rozprawie doktorskiej) oraz układów hydrostatycznych (przekładnie hydrostatyczne pracujące w obiegu otwartym lub zamkniętym) uruchamianych w niskich temperaturach otoczenia.

Celem pracy badawczej autora po 2002 r. było wyjaśnienie wielu zjawisk na drodze eksperymentalnej i teoretycznej, a mianowicie: zmiany luzów między współpracującymi elementami zespołów hydraulicznych różnych konstrukcji i wykonanych z różnych materiałów, niejednakowego nagrzewania elementów, niecałkowitego napełniania cieczą komór roboczych pomp, wzrostu oporów przepływu w przewodach zasilających i kanałach wewnętrznych zespołów, zmiany sprawności objętościowej, hydrauliczno-mechanicznej i całkowitej pomp oraz silników hydraulicznych, zmiany właściwości fizycznych oleju. Zachodzą one w zespołach o różnych konstrukcjach i układach hydrostatycznych podczas eksploatacji w niskich temperaturach otoczenia. Celem prac było także określenie zasad doboru i eksploataowania (ustalenie wpływu różnicy temperatur ciepłego czynnika roboczego i zespołu hydraulicznego oraz wartości natężenia przepływu tego czynnika na efektywny luz między współpracującymi elementami) zespołów napędu hydrostatycznego uruchamianych w niskich temperaturach otoczenia, zasilanych ciepłym czynnikiem roboczym, dzięki którym zwiększy się bezpieczeństwo, sprawność i trwałość maszyn z napędem hydraulicznym.

Autor zrealizował pracę badawczą uzyskując następujące główne rezultaty:

1. Przeprowadzono badania eksperymentalne w celu wykrycia zjawisk, głównie zagrażających bezpieczeństwu i trwałości zespołów i układów hydraulicznych w niskich temperaturach otoczenia, także w warunkach szoku termicznego. Zbudowano specjalistyczne stanowiska do przeprowadzenia badań. Stanowiska badawcze umieszczono w komorach niskich temperatur, w których to komorach można było uzyskać temperaturę najczęściej do $-25\text{ }^{\circ}\text{C}$ (w jednej z nich można było uzyskać temperaturę do $-38\text{ }^{\circ}\text{C}$). Temperatura oleju hydraulicznego wpływającego do układu i zespołów hydraulicznych zawierała się najczęściej w przedziale $30\text{--}60\text{ }^{\circ}\text{C}$. Szerokie prace badawcze umożliwiła komora niskich temperatur (rys. 1), zaprojektowana i wykonana w ramach projektu badawczego *Badania i metoda do oceny działania zespołów napędów hydraulicznych uruchamianych w niskich temperaturach otoczenia zasilanych gorącym czynnikiem roboczym* finansowanego przez Ministerstwo Nauki i Szkolnictwa Wyższego (nr projektu: 7 T07C 04230, nr umowy 483/T02/2006/30). **Autor był kierownikiem tego projektu.**

Zastosowane parametry obciążenia i zasilania były wystarczające do uzyskania pracy zespołów hydraulicznych w warunkach szoku termicznego. Jednym z największych problemów, dotyczących prowadzenia badań zespołów hydraulicznych, była niewielka częstotliwość testów wynikająca z dużej czasochłonności eksperymentów. Przeważnie odbywało się jedno badanie zespołu czy układu hydraulicznego w warunkach szoku termicznego dziennie. Spowodowane było to długim czasem chłodzenia zespołów.



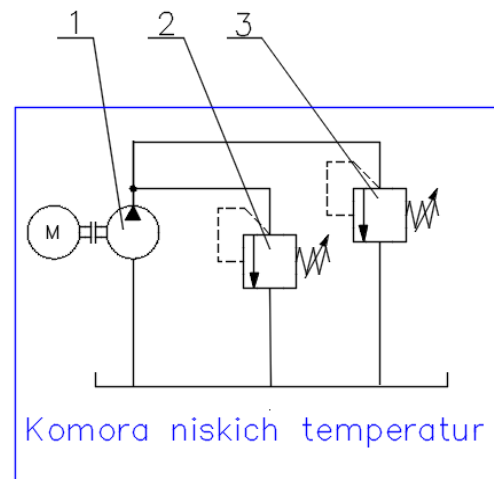
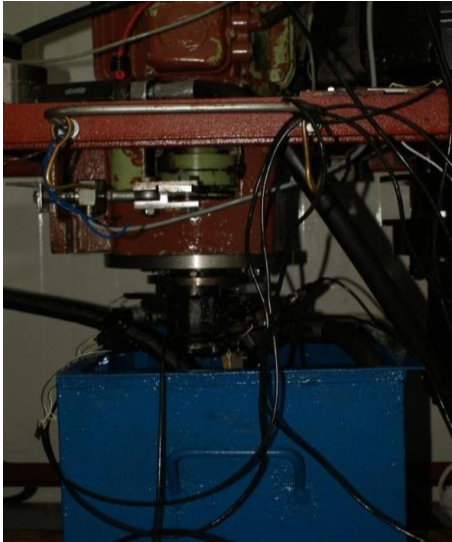
Rys. 1. Stanowisko badawcze umieszczone w komorze niskich temperatur [R. Jasiński: monografia M-1.]

Opracowano metodykę badań i zastosowano aparaturę pomiarową do mierzenia wielu parametrów pracy badanych zespołów i układów hydraulicznych. W każdym zespole umieszczono od kilku do kilkunastu czujników pomiaru temperatury. Mierzono temperaturę i ciśnienie oleju na wejściu i wyjściu z zespołów hydraulicznych. Dzięki temu uzyskano dane do określenia charakteru i opisu zjawisk procesu nagrzewania elementów zespołów hydraulicznych. W wielu przypadkach badań pomp i silników hydraulicznych mierzono moment obrotowy oraz prędkość obrotową, co umożliwiało wyznaczenie zmian ich sprawności w fazie rozruchu.

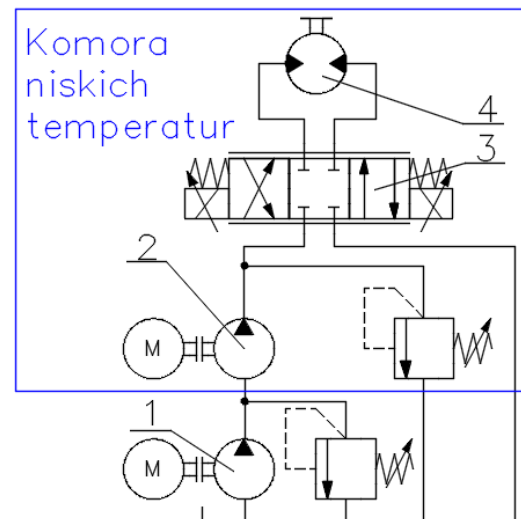
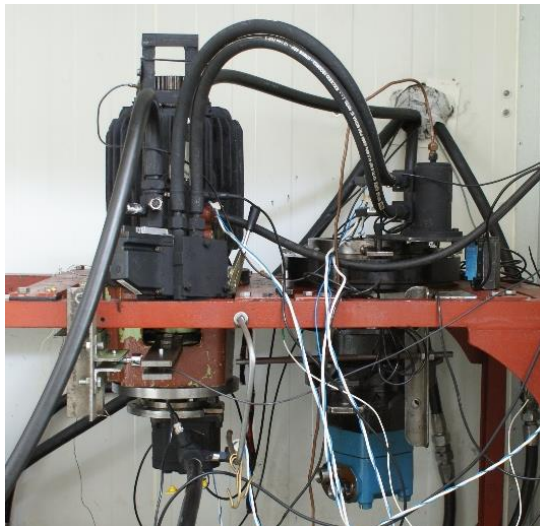
W pracy zostały przeanalizowane rozruchy oziębionego napędu hydraulicznego w sytuacjach, kiedy:

- a) wszystkie zespoły napędu wraz z czynnikiem roboczym mają taką samą temperaturę,
- b) oziębione zespoły hydrauliczne sterujące i przetwarzające energię zasilane są ciepłym czynnikiem roboczym,
- c) oziębione zespoły sterujące oraz wykonawcze zasilane są ciepłym czynnikiem roboczym,
- d) tylko oziębione zespoły wykonawcze (silniki i siłowniki) zasilane są ciepłym czynnikiem roboczym.

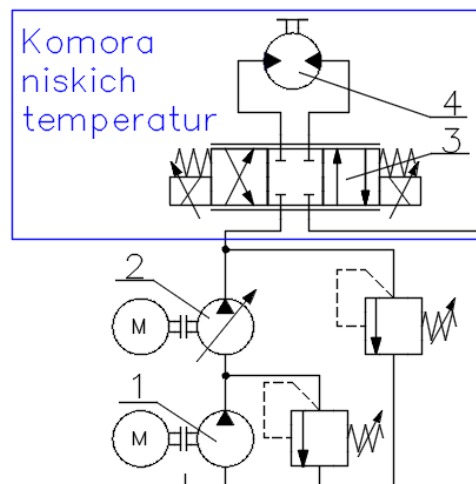
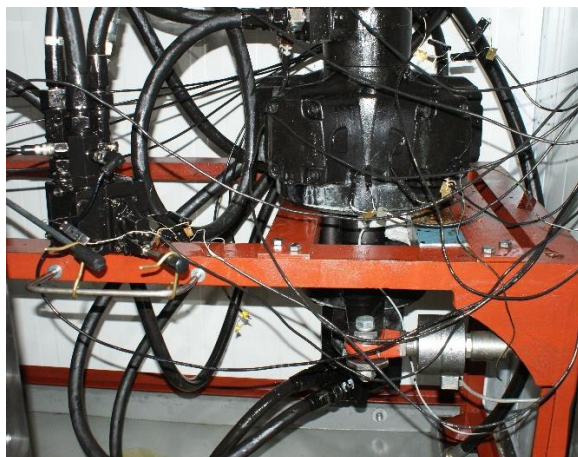
Zbudowano stanowiska do badania zespołów i układów hydraulicznych w niskich temperaturach otoczenia w czterech w/w sytuacjach rozruchu (rys. 2, rys. 3, rys. 4, rys. 5).



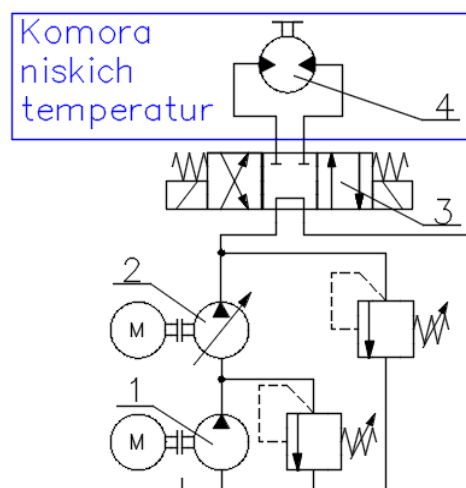
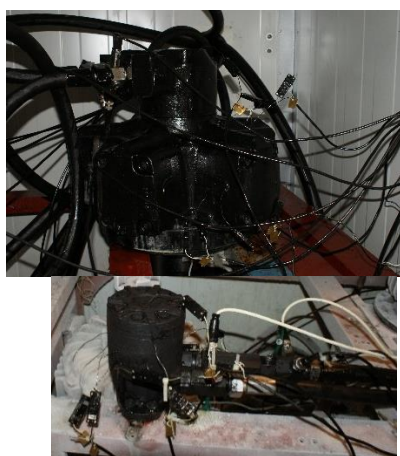
Rys. 2. Rozruch zimnej pompy (1) zasysającej ze zbiornika zimny czynnik roboczy o tej samej temperaturze;
2 – zawór bezpieczeństwa; 3 – zawór przelewowy
[R. Jasiński: monografia M-1.]



Rys. 3. Rozruch oziębionego badanego układu hydraulicznego w warunkach szoku termicznego, składającego się z: pompy (2), rozdzielacza proporcjonalnego (3), silnika (4) zasilanego ciepłym czynnikiem roboczym z pompy wstępnej (1)



Rys. 4. Rozruch oziębionego badanego układu hydraulicznego w warunkach szoku termicznego, składającego się z rozdzielacza proporcjonalnego (3), silnika (4) zasilanego ciepłym czynnikiem roboczym z pompy wstępnej - śrubowej (1) i pompy wielotłoczkowej o zmiennej wydajności (2)



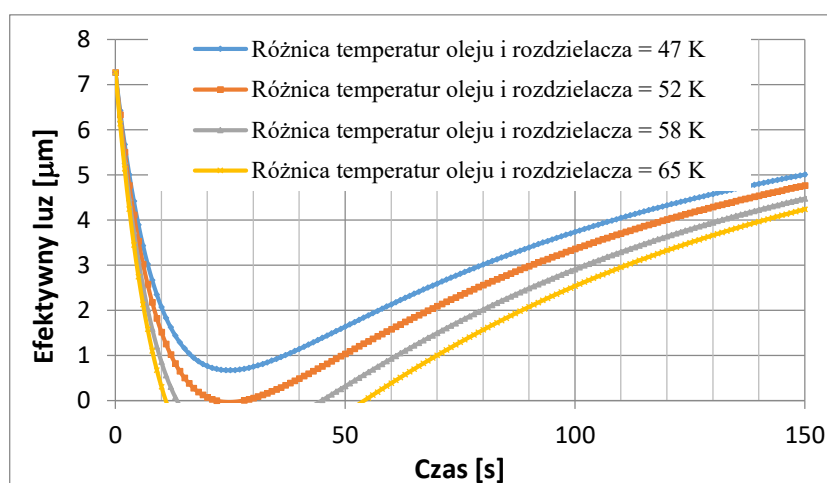
Rys. 5. Rozruch oziębionego badanego silnika (4) w warunkach szoku termicznego zasilanego ciepłym czynnikiem roboczym z rozdzielacza sterowanego elektrycznie (3); śrubowa pompa wstępna (1); pompa wielotłoczkowa o zmiennej wydajności (2)

Produkowane zespoły hydrauliczne różnią się konstrukcją. Z tego powodu **wykonano badania wielu różnych zespołów hydraulicznych, aby ocenić ich działanie oraz zbadać procesy nagrzewania w różnych warunkach zasilania. Przebadano pompy zębate (rys. 6), tłoczkowe osiowe i promieniowe, siłowniki, silniki satelitowe i orbitalne, silnik tłokowy promieniowy oraz rozdzielacze proporcjonalne, klasyczne i serwowawór hydrauliczny.**



Rys. 6. Niektóre badane pompy zębate [R. Jasiński: monografia M-1.]

2. Przeprowadzono analizę zjawisk cieplnych typowych zespołów hydraulicznych, uruchamianych w niskich temperaturach otoczenia, także w warunkach szoku termicznego. W wyniku przeprowadzonych badań, uzyskano przebiegi temperatury elementów zespołów hydraulicznych. Stwierdzono, że mają one postać wykładniczą. Na ich podstawie wyznaczono tempa nagrzewania elementów, a następnie na podstawie danych o powierzchniach wymiany ciepła i mas elementów obliczono współczynniki przejmowania ciepła od ciepłego oleju do powierzchni oziębionych elementów. Te procesy cieplne mają znaczny wpływ na zmianę efektywnych luzów między współpracującymi elementami. Hydrauliczne zespoły sterujące są szczególnie wrażliwe na eksploatację w warunkach szoku termicznego. Związane to jest głównie z niewielkimi luzami między współpracującymi elementami, wynoszącymi w wielu zespołach sterujących zaledwie kilka μm oraz ze znacznie szybszym tempem nagrzewania suwaka w stosunku do korpusu. Praca w tych warunkach może spowodować zanik efektywnego luzu między współpracującymi elementami (suwak – korpus rozdzielacza).

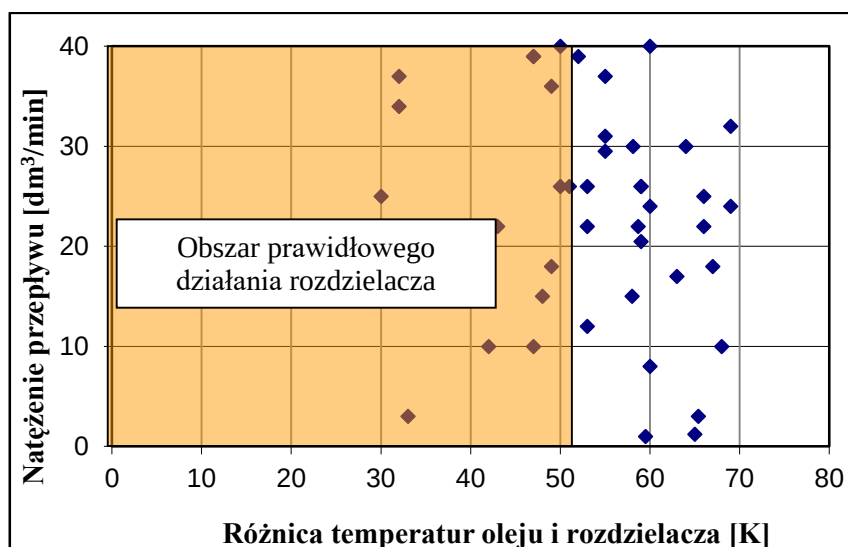


Rys. 7. Efektywny luz pomiędzy suwakiem a korpusem rozdzielacza proporcjonalnego w funkcji czasu dla warunków początkowych: temperatura rozdzielacza -10°C , temperatura oleju $37, 42, 48, 55^{\circ}\text{C}$, natężenie przepływu $39\text{ dm}^3/\text{min}$ [R. Jasiński: monografia M-1.]

Na podstawie obliczeń, metodą analityczną, wyznaczono przebiegi efektywnego luzu między suwakiem a otworem korpusu rozdzielacza proporcjonalnego przedstawione na rys. 7. Podczas zasilenia ciepłym olejem oziębionego rozdzielacza proporcjonalnego może wystąpić zakleszczenie suwaka w otworze korpusu przy różnicy temperatur między oziębionym rozdzielaczem a ciepłym czynnikiem roboczym powyżej 52 K (rys. 8).

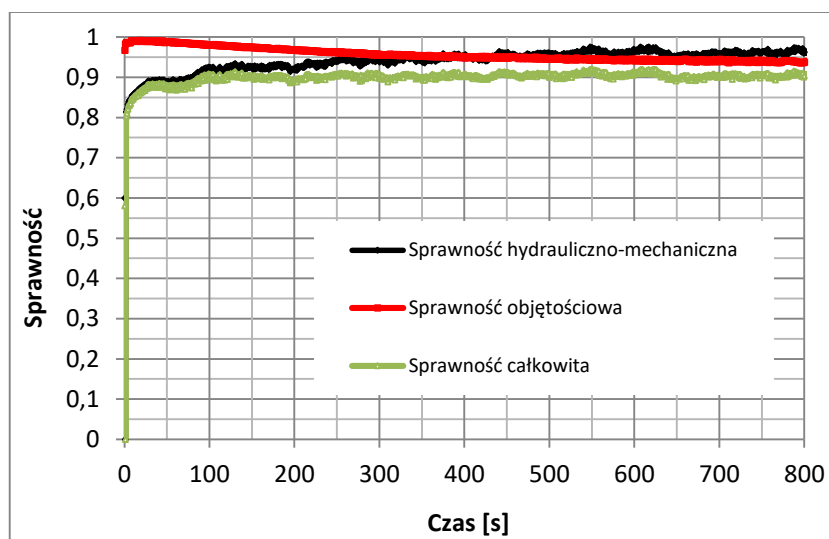
W silnikach satelitowych i orbitalnych, szczególnie bez kompensacji luzów między elementami roboczymi, podczas rozruchu w warunkach szoku termicznego, może także dojść do zaniku luzu między współpracującymi elementami.

W zespołach układów hydraulicznych straty energetyczne powstałe podczas rozruchu układu dodatkowo podnoszą temperaturę cieczy roboczej, powodując zwiększenie różnicy temperatur pomiędzy przepływającym ciepłym czynnikiem roboczym a zimnymi elementami zespołów hydraulicznych.



Rys. 8. Obszary parametrów prawidłowego i nieprawidłowego działania rozdzielacza proporcjonalnego z luzem 7 μm wyznaczone metodą analityczną [R. Jasiński: monografia]

Poziom strat energetycznych w pompach i silnikach hydraulicznych charakteryzuje ich sprawność całkowita. Autor przedstawił możliwość wyznaczania zmian sprawności w funkcji czasu dla zespołów przetwarzających energię uruchamianych w warunkach szoku termicznego. Stwierdzono, że sprawność zespołów hydraulicznych, pracujących w warunkach szoku termicznego, zmienia się w zależności od warunków zasilania oraz konstrukcji tych zespołów. Opracowane zagadnienia wyznaczania sprawności hydrauliczno-mechanicznej oraz objętościowej są wstępem do dalszych badań zespołów przetwarzających energię (pompy, silniki, siłowniki).



Rys. 9. Sprawność hydrauliczno-mechaniczna, objętościowa, całkowita pompy zębatej o objętości roboczej 19,5 cm^3/obr podczas rozruchu w warunkach szoku termicznego (temperatura otoczenia -12°C , temperatura oleju 46°C , natężenie przepływu 28 dm^3/min , moment obrotowy 15 Nm) [R. Jasiński: monografia M-1.]

Sprawność objętościowa dla pomp i silników hydraulicznych w początkowym okresie po rozruchu w warunkach szoku termicznego, osiąga wysokie wartości, ze względu na dużą lepkość oleju mineralnego. Bardzo dobrze można było to zauważyć podczas rozruchu oziębionych pomp zębatych. Po pewnym czasie wraz ze wzrostem temperatury cieczy roboczej wzrastają przecieki w szczelinach pomiędzy współpracującymi elementami (rys. 9).

Wartości współczynników modeli matematycznych opisujących sprawność zespołu hydraulicznego przetwarzającego energię, uruchamianego w warunkach szoku termicznego, są charakterystyczne dla danej konstrukcji. Zagadnienia te autor planuje przedstawić w kolejnych opracowaniach.

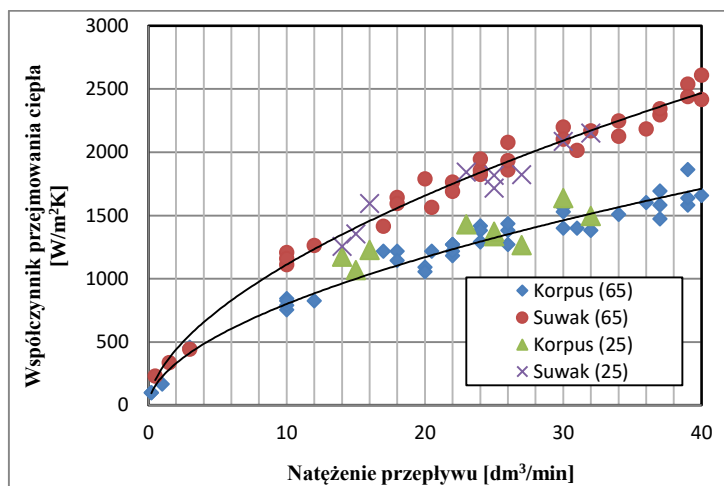
Częstym problemem eksploatacji w niskich temperaturach jest niedostateczne smarowanie współpracujących elementów zespołów, a także niewystarczająca nośność podpór hydrostatycznych (np. brak wytwarzania podparcia hydrostatycznego pomiędzy stopkami a tarczą oporową maszyn tłokowych), co spowodowane jest zmianą własności czynnika roboczego.

Stwierdzono różnice w działaniu pomp i silników hydraulicznych w warunkach szoku termicznego w zależności od konstrukcji. Nie wszystkie z nich nadają się do eksploatacji w takich warunkach.

Rozruch pomp w niskich temperaturach otoczenia jest utrudniony. Badania rozruchów pomp wykazały bardzo dużą ich wrażliwość na pracę w niskich temperaturach otoczenia. Na wadliwą pracę pomp podczas rozruchu w niskich temperaturach otoczenia może mieć wpływ niecałkowite wypełnianie komór roboczych cieczą roboczą o dużej lepkości występujące wówczas, gdy ciecz robocza oraz zespół mają podobną niską temperaturę. Powoduje to zmniejszenie wydajności pompy, a także może doprowadzić do uszkodzenia elementów pompy w wyniku kawitacji. W pracy przedstawiono obliczenia dopuszczalnej ujemnej temperatury początkowej rozruchu, aby nie wystąpiły niekorzystne zjawiska.

3. Dążąc do analizowania procesów nagrzewania oziębionych elementów zespołów hydraulicznych drogą symulacji komputerowej wyznaczono, na podstawie badań eksperymentalnych, wartości współczynników przejmowania ciepła od oleju do powierzchni elementów zespołów hydraulicznych w zależności od natężenia przepływu lub prędkości obrotowej w przypadku pomp i silników hydraulicznych. Do obliczenia współczynników przejmowania ciepła od oleju do elementów zespołów hydraulicznych niezbędne są przede wszystkim wartości: tempa nagrzewania elementów, powierzchnie wymiany ciepła, masy elementów.

Wyznaczono wartości współczynników przejmowania ciepła od oleju do powierzchni elementów ruchomych i nieruchomych pomp zębatych, pompy wielotłoczkowej osiowej, siłownika hydraulicznego, silnika tłokowego promieniowego, silnika orbitalnego o innej konstrukcji jak w rozprawie doktorskiej oraz elementów rozdzielacza proporcjonalnego (rys. 10).



Rys. 10. Współczynniki przejmowania ciepła od oleju do powierzchni suwaka i korpusu w funkcji natężenia przepływu dla rozdzielacza proporcjonalnego [R. Jasiński: monografia M-1.]

Dla badanych pomp zębatych i pompy wielotłoczkowej osiowej współczynniki te wyznaczono z dużą dokładnością, gdyż znane były wartości powierzchni wymiany ciepła pomiędzy przepływającym czynnikiem roboczym a elementami zespołów oraz masy elementów. W kolejnych opracowaniach autor planuje przedstawić metodykę do określenia wartości współczynników przejmowania ciepła dla dowolnego zespołu hydraulicznego, uwzględniając jego budowę i parametry przepływającego czynnika.

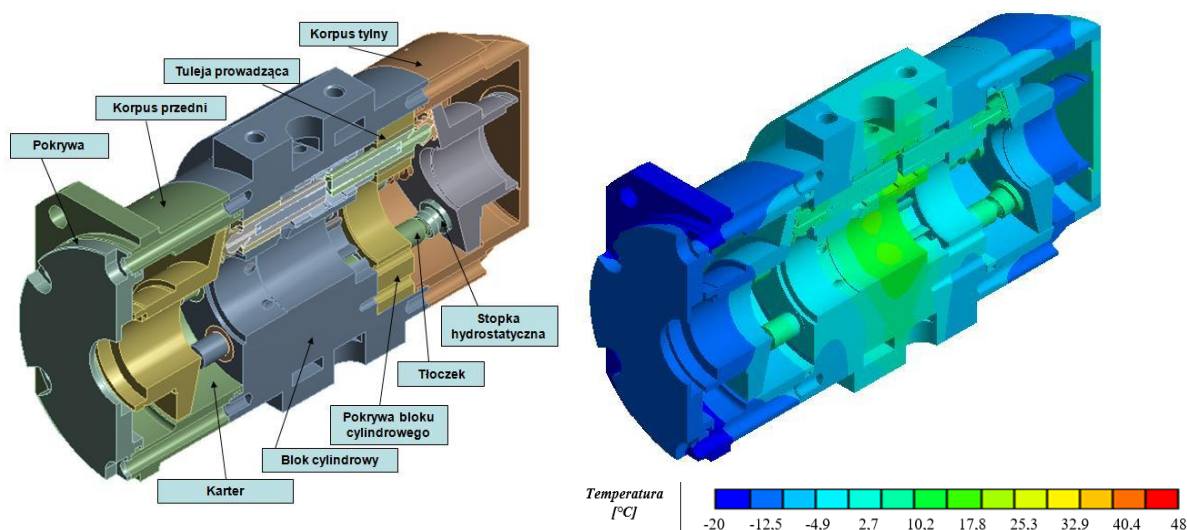
Wyznaczone współczynniki przejmowania ciepła posłużyły do przeprowadzenia symulacji komputerowych procesów nagrzewania zespołów hydraulicznych i zmiany luzów między współpracującymi elementami, a mianowicie: pomp wielotłoczkowych osiowych, pompy zębatej, siłownika hydraulicznego, silnika promieniowego o objętości roboczej $1 \text{ dm}^3/\text{obr}$, silników satelitowych i orbitalnych, rozdzielaczy sterowanych elektrohydraulicznie oraz proporcjonalnie, serwozaworu hydraulicznego.

Autor uważa, że należy prowadzić dalsze badania zespołów i układów hydraulicznych w warunkach szoku termicznego, w celu wyznaczenia współczynników przejmowania ciepła w różnych warunkach zasilania np. zasilanych strumieniem cieczy o zmieniającym się natężeniu przepływu w funkcji czasu czy w sposób przerywany oraz modelowanie procesów nagrzewania elementów zespołów w tych warunkach.

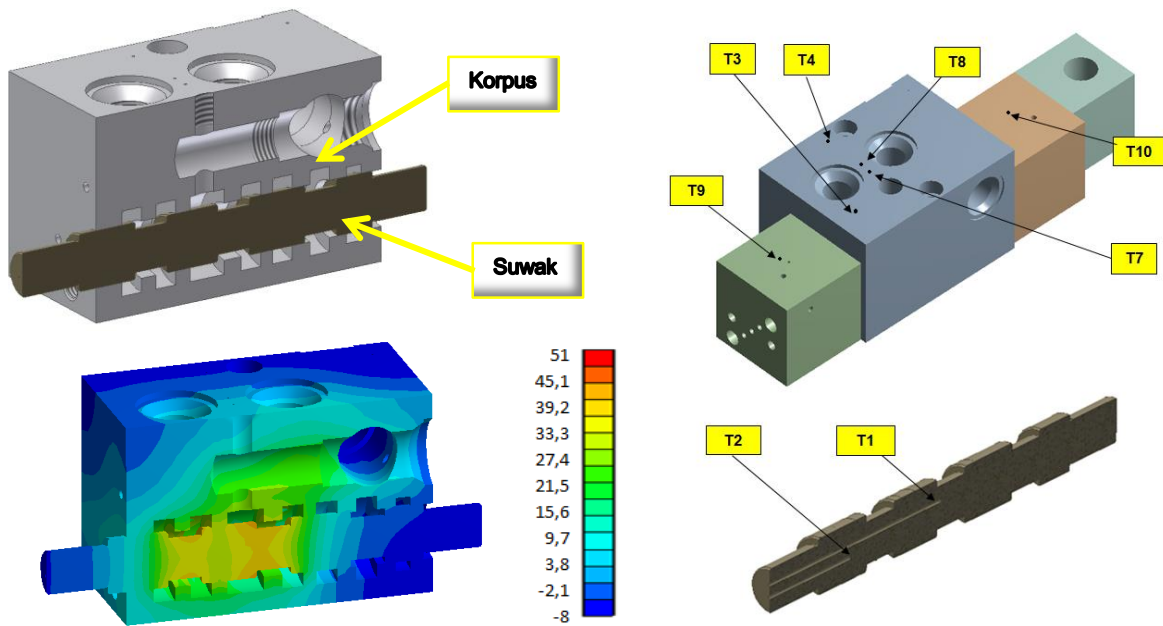
4. Jednym z celów pracy było opracowanie metod badawczych i obliczeniowych dla projektantów i konstruktorów, służących ocenianiu zakresu parametrów prawidłowego funkcjonowania zespołu hydraulicznego w warunkach szoku termicznego.

Autor opracował i przedstawił trzy metody do określenia obszarów parametrów prawidłowego lub nieprawidłowego działania zespołów hydraulicznych w warunkach szoku termicznego na podstawie analizy zmian efektywnego luzu. Są to metody: eksperymentalna, analityczna i symulacji komputerowej.

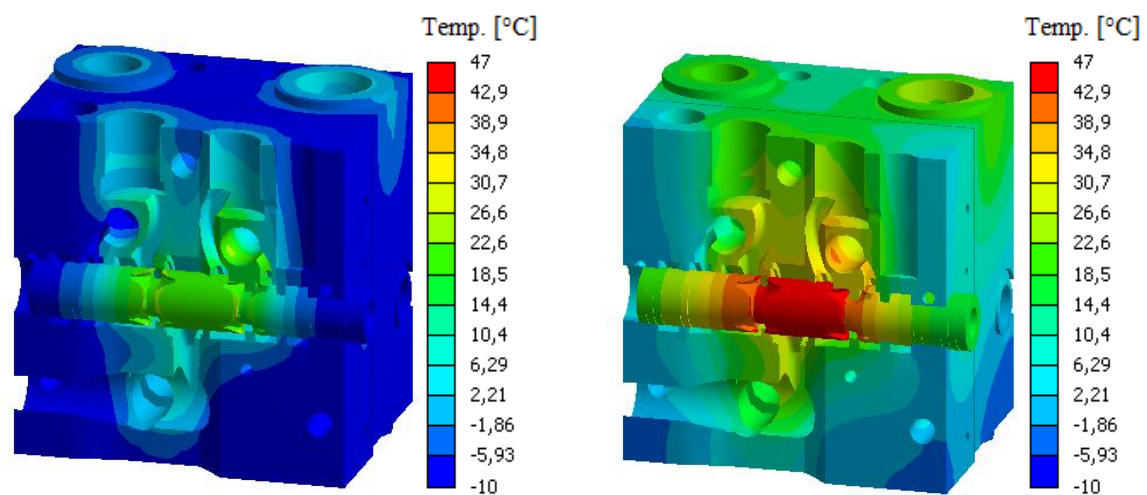
Wykonano modele rozkładu temperatury w elementach zespołów sterujących i przetwarzających energię. Przedstawiono rezultaty symulacji komputerowej niektórych zespołów hydraulicznych pompy wielotłoczkowej osiowej (rys. 11), pompy zębatej (rys. 18), silnika tłokowego (rys. 16 i rys. 17), silnika satelitowego (rys. 21), rozdzielaczy (rys. 12 i rys. 13), serwozaworu (rys. 14 i rys. 15).



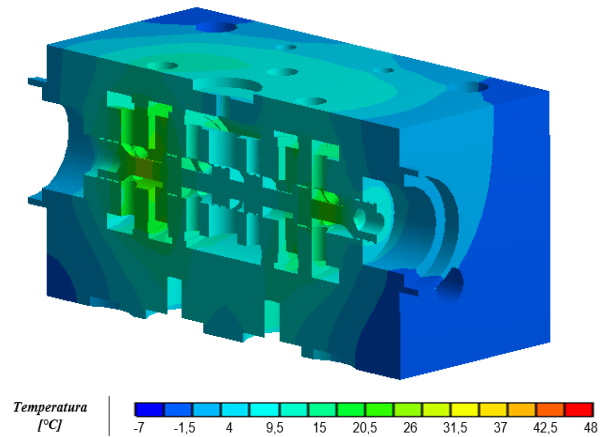
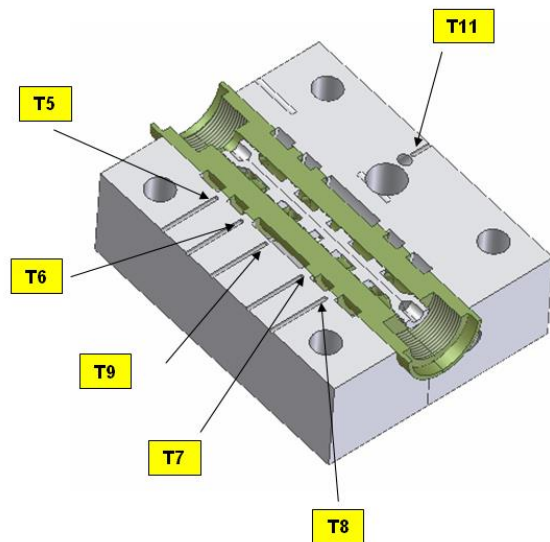
Rys. 11. Model pompy i rozkład temperatury w elementach pompy wielotłoczkowej osiowej w 40-tej sekundzie po rozruchu dla parametrów: temperatura otoczenia -20°C , temperatura oleju 48°C , prędkość obrotowa 1100 obr/min , ciśnienie tłoczenia 5 MPa [R. Jasiński: monografia M-1.]



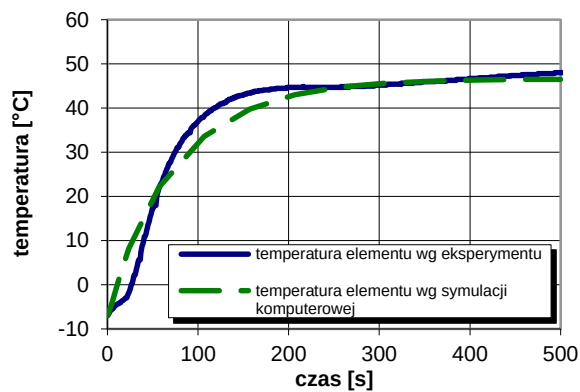
Rys. 12. Model rozdzielacza sterowanego elektrohydraulicznie oraz rozkład temperatury w elementach rozdzielacza w 10-tej sekundzie po zasileniu go olejem o temperaturze 51 °C (temperatura początkowa rozdzielacza -8 °C) [R. Jasiński: monografia M-1.]



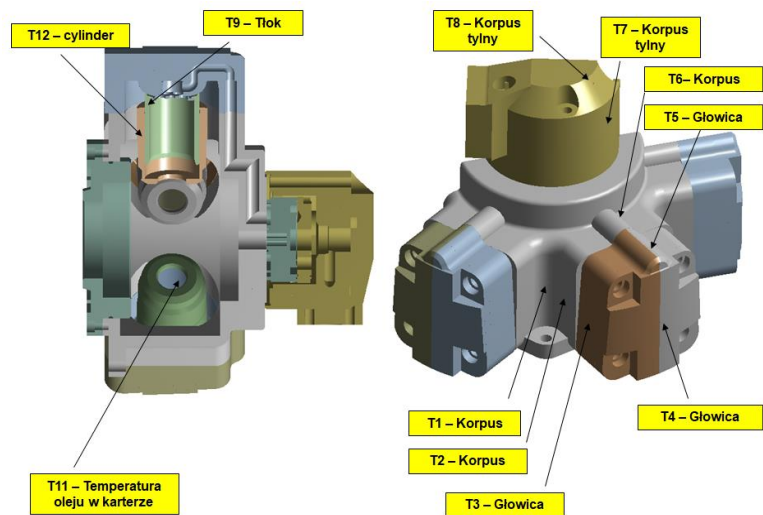
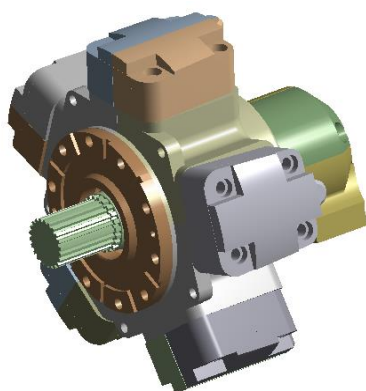
Rys. 13. Rozkład temperatury nagrzewających się elementów rozdzielacza proporcjonalnego (temperatura początkowa -10 °C, natężenie przepływu 39 dm³/min) w 5- tej i 40-tej sekundzie po zasileniu go olejem o temperaturze 47 °C [R. Jasiński: monografia M-1.]



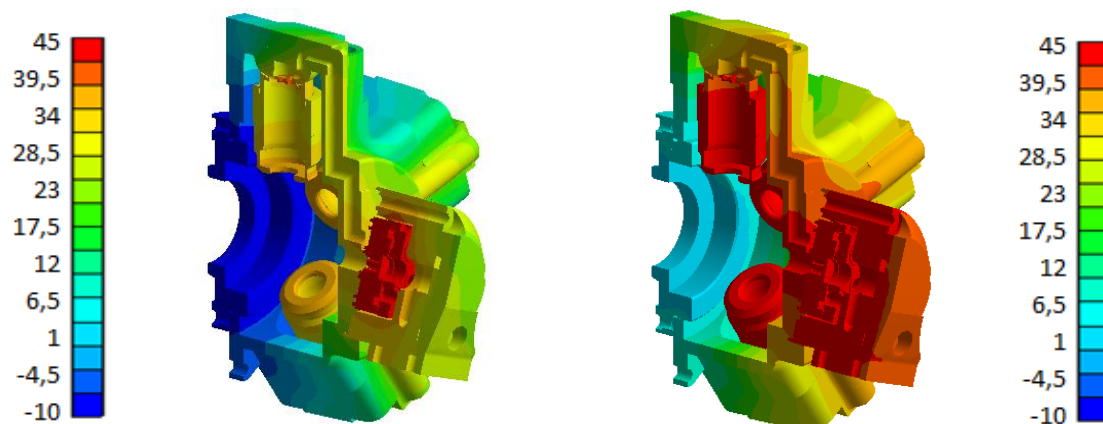
Rys. 14. Rozkład temperatury nagrzewających się elementów serwowozaworu (temperatura początkowa -7°C , natężenie przepływu $30\text{ dm}^3/\text{min}$) w 10-tej sekundzie po zasileniu go olejem o temperaturze 48°C



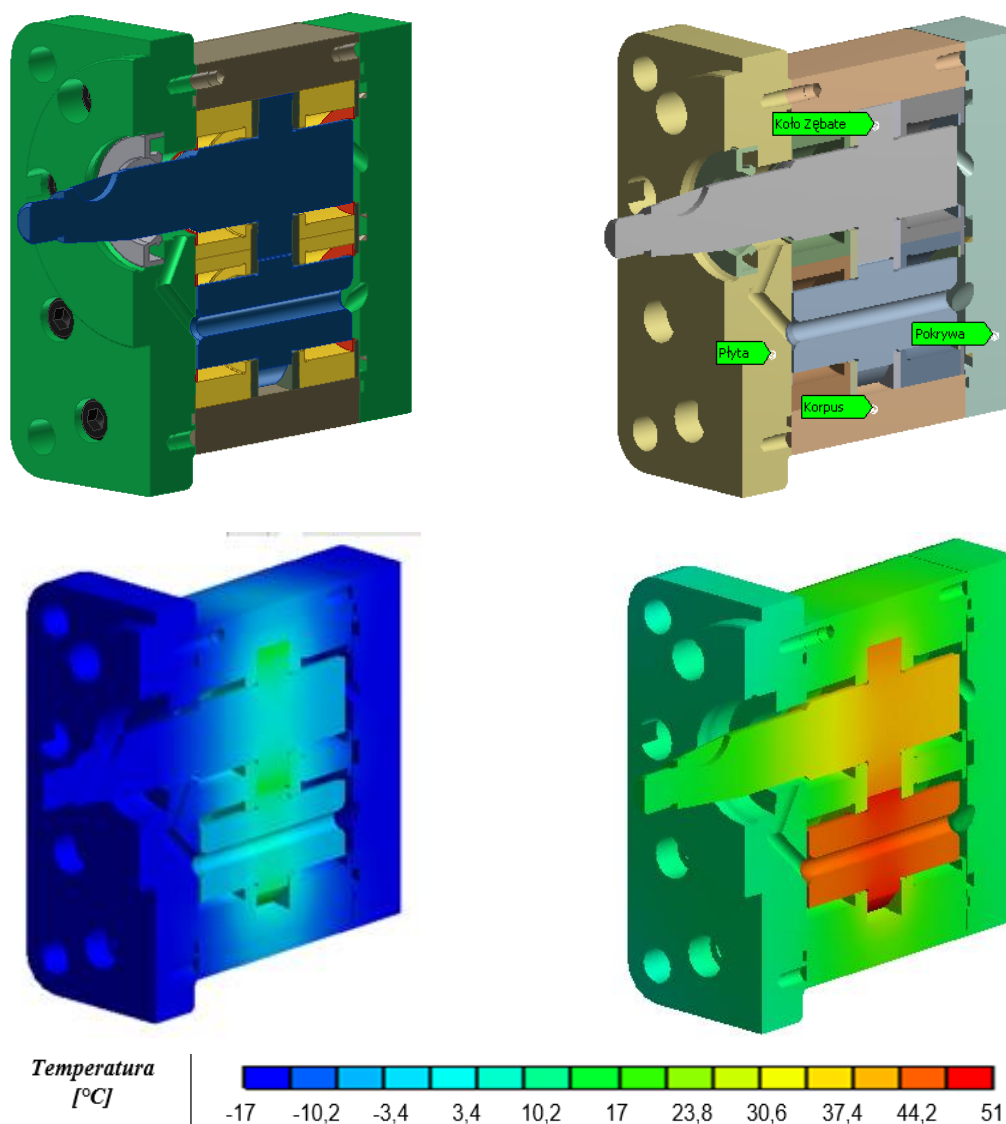
Rys. 15. Przebieg temperatury w punkcie T9 serwowozaworu wg rys. 14 (temperatura początkowa -7°C , temperatura oleju 48°C , natężenie przepływu $30\text{ dm}^3/\text{min}$)



Rys. 16. Model silnika tłokowego i miejsca umieszczenia czujników temperatury [R. Jasiński: monografia M-1.]



Rys. 17. Rozkład temperatury w nagrzewających się elementach silnika tłokowego (temperatura początkowa -10°C , natężenie przepływu $230\text{ dm}^3/\text{min}$) w 320- tej i 1000-nej sekundzie po zasileniu go olejem o temperaturze 45°C



Rys. 18. Model pompy i rozkład temperatury w elementach pompy zębatej w 20 -tej i 160-tej sekundzie po rozruchu dla parametrów: temperatura otoczenia -17°C , temperatura oleju 51°C , prędkość obrotowa 1020 obr/min

Wyniki z symulacji komputerowej porównano z wynikami eksperymentalnymi i uzyskano dużą ich zbieżność.

Większość zakładów przemysłowych, produkujących zespoły hydrauliczne, posiada odpowiednie urządzenia i przyrządy do wyznaczenia luzu między współpracującymi elementami. Ich dokładność pomiarowa jest już na poziomie 1 μm i wyższym. Wykorzystując stosowne oprogramowanie, do wykonania symulacji komputerowych, można uzyskać informacje dotyczące zmiany luzu między współpracującymi elementami.

4. Oziębione zespoły hydrauliczne, uruchamiane w warunkach szoku termicznego, można zabezpieczyć przed nieprawidłowym działaniem (rys. 19).

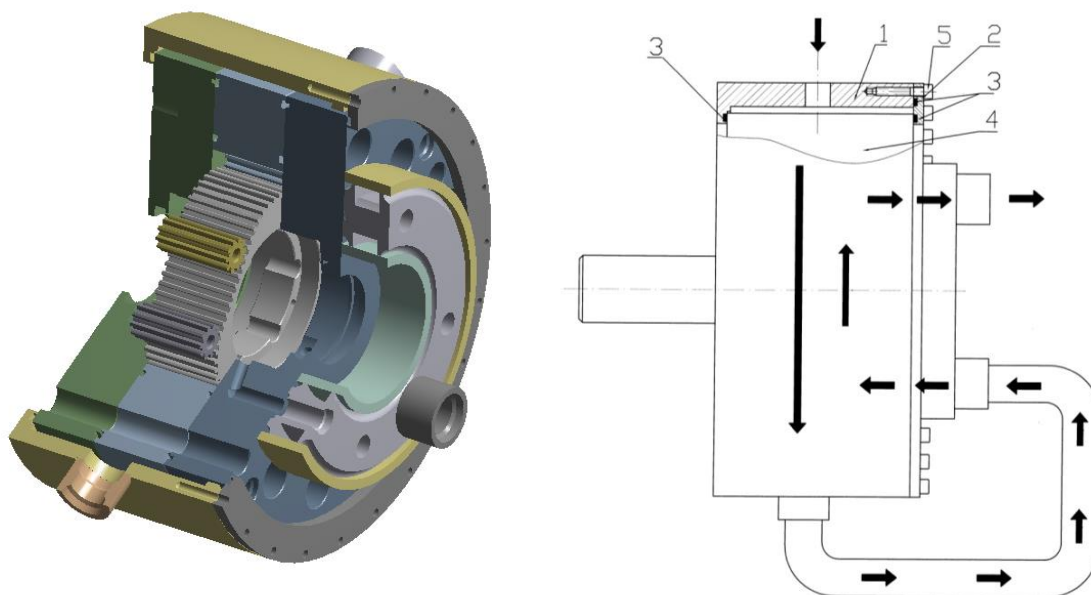
Jednym ze sposobów jest zaplanowany powolny rozruch układu, dla uzyskania niedużego natężenia przepływu dopływającej ciepłej cieczy roboczej.

Innym sposobem jest skrócenie czasu nagrzewania oziębionych korpusów zespołów hydraulicznych podczas rozruchu w warunkach szoku termicznego.

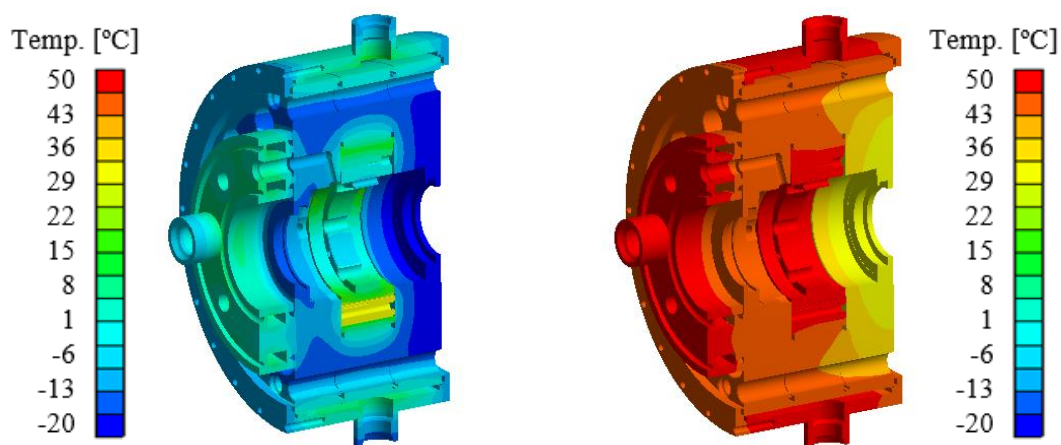


Rys. 19. Sposoby zapobiegania zanikowi efektywnego luzu w zespole hydraulicznym uruchamianym w niskich temperaturach otoczenia [R. Jasiński: monografia M-1.]

Zanikowi efektywnego luzu można zapobiec wykonując specjalną konstrukcję o większej powierzchni wymiany ciepła kanałów doprowadzających ciecz przez korpus zespołu. Dla zespołów produkowanych seryjnie, można zastosować dodatkowe elementy w celu zwiększenia powierzchni wymiany ciepła. Po nałożeniu takich elementów na zespół uzyskuje się dodatkowe kanały, przez które przepływająca ciecz dodatkowo ogrzewa elementy nieruchome zespołu. Przedstawiono przykład zabezpieczenia silnika satelitowego przed nieprawidłowym działaniem podczas rozruchu w warunkach szoku termicznego dzięki zastosowaniu dodatkowego elementu. W ten sposób skrócono czas nagrzewania korpusu (rys. 20).

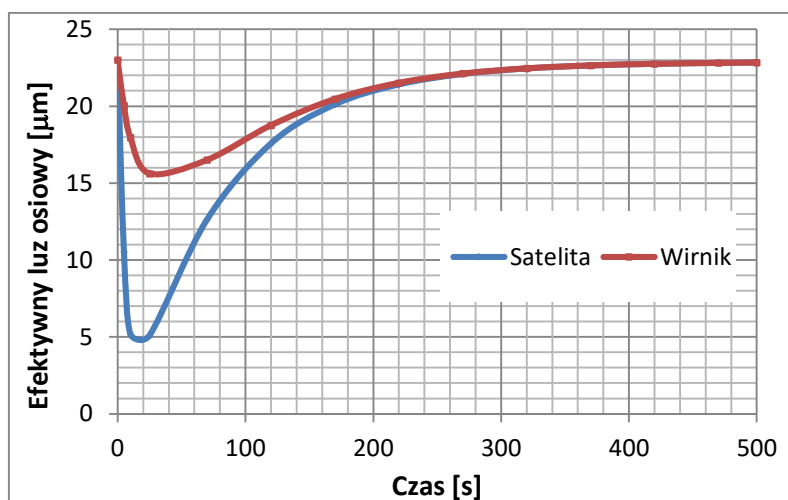


Rys. 20. Budowa oraz sposób przepływu oleju w silniku satelitowym z nakładką
[R. Jasiński: monografia M-1.]: 1 - pierścień nakładki, 2 – płyta nakładki, 3 - pierścień uszczelniający,
4 - silnik, 5 – śruba



Rys. 21. Rozkład temperatury nagrzewających się elementów silnika satelitowego z nakładką (temperatura początkowa $-20\text{ }^{\circ}\text{C}$, natężenie przepływu $100\text{ dm}^3/\text{min}$) w 10 i 160 sekundzie po zasileniu go olejem o temperaturze $50\text{ }^{\circ}\text{C}$ [R. Jasiński: monografia M-1.]

Dla tak dużej różnicy temperatur 70 K zasilania zimnego silnika satelitowego, o objętości roboczej $400\text{ cm}^3/\text{obr}$, ciepłym olejem (rys. 21), nie dochodzi do wykasowania efektywnego luzu pomiędzy satelitami i pokrywami. Luz zmniejszył się o $18\text{ }\mu\text{m}$ w dwudziestej sekundzie do wartości $5\text{ }\mu\text{m}$ (rys. 22).



Rys. 22. Efektywny luz pomiędzy satelitami i pokrywami oraz wirnikiem i pokrywami dla parametrów rozruchu: temperatura początkowa $T_{ot} = -20\text{ }^{\circ}\text{C}$, temperatura oleju $T_{ol} = 50\text{ }^{\circ}\text{C}$, prędkość obrotowa w warunkach ustalonych 255 obr/min [R. Jasiński: monografia M-1.]

6. Jedną z zasad eksploatacji zespołów napędu hydraulicznego, uruchamianych w niskich temperaturach otoczenia, jest wyznaczenie dopuszczalnych początkowych parametrów rozruchu (temperatura otoczenia, temperatura czynnika roboczego, natężenie przepływu), przy których nie wystąpi zanik luzu między współpracującymi elementami. Do wyznaczenia tych parametrów można wykorzystać jedną z metod opracowanych przez autora. Tymi metodami są eksperymentalna, analityczna i symulacji komputerowej.

Każdy zespół można tak zaprojektować, aby w opisanych warunkach działał prawidłowo. Można zwiększyć w nich luzy, co jednak może spowodować obniżenie wartości sprawności energetycznej układu.

6. Pozostałe osiągnięcia naukowo-badawcze

6.1. Publikacje naukowe w czasopismach znajdujących się w bazie Journal Citation Reports (JCR)

Jestem autorem następujących publikacji w czasopismach z JCR:

1. Jasiński R.: Problems of the starting and operating of hydraulic components and systems in low ambient temperature (Part I). Polish Maritime Research, 4/2008.
2. Jasiński R.: Problems of the starting and operating of hydraulic components and systems in low ambient temperature (Part II). Determining the clearance between cooperating elements during the hydraulic components start-up in extremely low ambient temperatures on the grounds of experimental research. Polish Maritime Research, 1/2009.
3. Jasiński R.: Problems of the starting and operating of hydraulic components and systems in low ambient temperature (Part III). Methods of determining parameters for correct start-ups of hydraulic components and systems in low ambient temperatures. Polish Maritime Research, 4/2009.
4. Jasiński R.: Problems of the starting and operating of hydraulic components and systems in low ambient temperature (Part IV). Modelling the heating process and determining

the serviceability of hydraulic components during the starting-up in low ambient temperature. Polish Maritime Research, 3/2017.

5. Jasiński R.: Problems of the starting and operating of hydraulic components and systems in low ambient temperature (Part V). Methods ensuring correct start-up of hydraulic components of ship's onboard devices in low ambient temperatures. Polish Maritime Research, 4/2017.

6.2. Autorstwo zrealizowanego oryginalnego osiągnięcia projektowego, konstrukcyjnego i badawczego

6.2.1. Opracowanie konstrukcji i sposobu sterowania elektropneumatycznego i elektrycznego zaworów ssących pompy wielotłoczkowej promieniowej i osiowej

Pompy hydrauliczne o zmiennej wydajności coraz częściej są urządzeniami hydrotronicznymi, których wydajność jest sterowana za pomocą układów elektrycznych i elektronicznych. Obecnie brakuje na rynku pompy o zmiennej wydajności, która działałaby z odpowiednią dynamiką i szybkością, jak również takiej, którą można byłoby dowolnie sterować. Z tego względu autor podjął prace nad nowymi rozwiązaniami wysokociśnieniowych pomp wielotłoczkowych zaworowych. Pompa ta zapewnia uzyskanie w bardzo krótkim czasie, np. w 40 ms przy 1500 obr/min wału pompy, określone, nastawione natężenie przepływu. Dzięki temu pompa zyska zakładaną prędkość obrotową wału silnika lub liniową tłoczyska siłownika. Pompy ze zmianą wydajności wykorzystać można do budowy układów hydraulicznych z niskimi stratami energetycznymi.

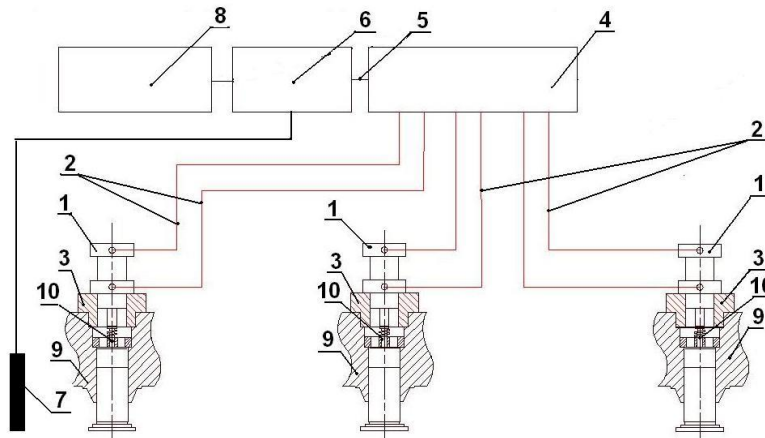
Stworzono koncepcje układów sterowania strumieniem czynnika roboczego pompy hydrostatycznej wielotłoczkowej zaworowej. Tymi układami są:

- układ sterowania elektropneumatycznego strumieniem czynnika roboczego pompy hydrostatycznej wielotłoczkowej zaworowej,
- układ sterowania elektrycznego strumieniem czynnika roboczego pompy hydrostatycznej wielotłoczkowej zaworowej,

Układy sterowania strumieniem czynnika roboczego pompy hydrostatycznej wielotłoczkowej zaworowej charakteryzują się tym, że wymagają niewielkiej siły do przełączania zaworów.

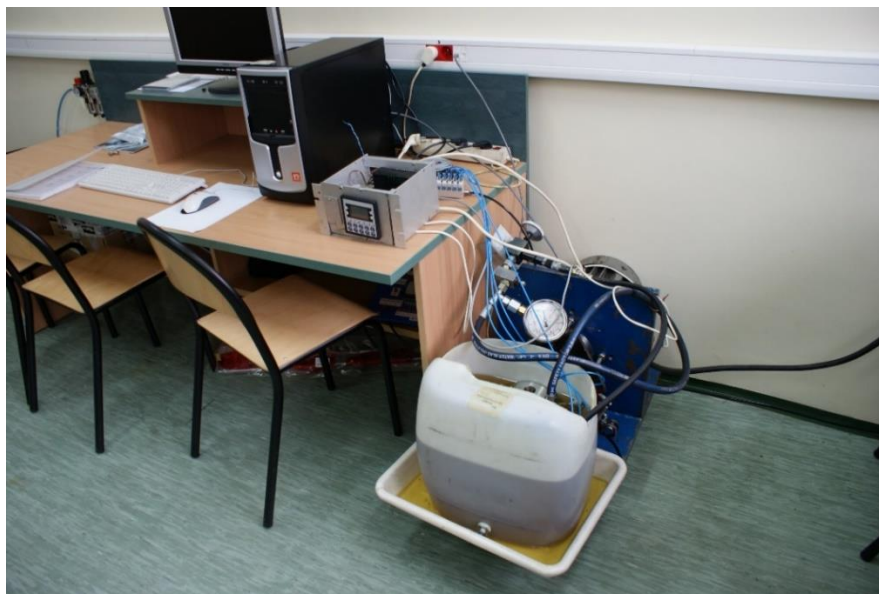
Badaniami oraz rozwiązaniem technicznym układów sterowania strumieniem czynnika roboczego pompy zainteresowani są producenci zespołów hydraulicznych.

Układ sterowania elektropneumatycznego strumieniem czynnika roboczego pompy hydrostatycznej wielotłoczkowej zaworowej (rys. 23) realizowany jest za pomocą sterownika elektrycznego (6), który przesteruje zawory elektropneumatyczne (4). Zawory elektropneumatyczne (4) doprowadzają sprężone powietrze do siłowników pneumatycznych (1), w wyniku tego procesu tłoczyska siłowników wysuwają się. Tłoczyska siłowników pneumatycznych (1) współpracują z zaworami ssącymi (10) pompy hydrostatycznej. Czujnik (7) określa wartość kąta obrotu wału pompy hydrostatycznej i jest podłączony do sterownika.



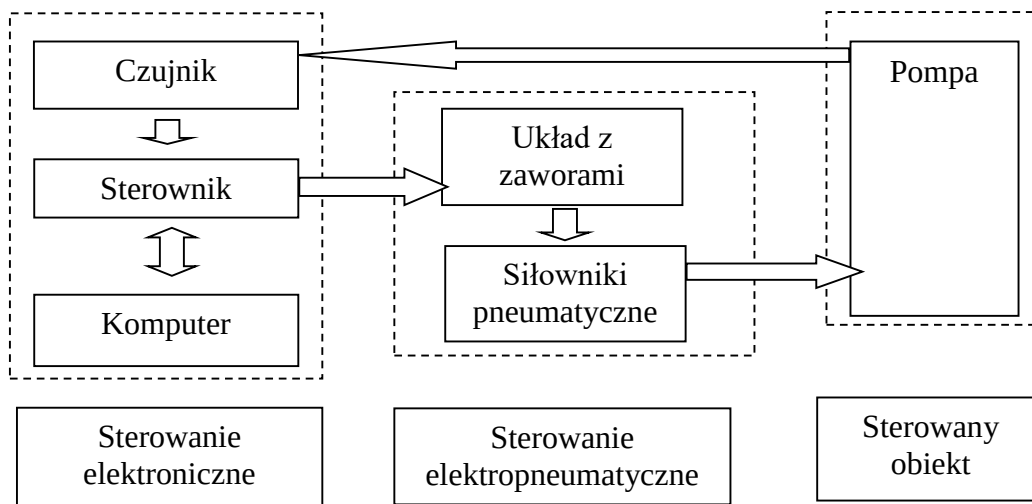
Rys. 23. Układ sterowania elektropneumatycznego strumieniem czynnika roboczego pompy hydrostatycznej wielotłoczkowej zaworowej [Jasiński R.: patent nr 215639]; 1 - siłownik pneumatyczny, 2 - przewód pneumatyczny, 3 - tulejka, 4 - zawory pneumatyczne, 5 - przewód elektryczny, 6 - sterownik, 7 - czujnik określający kąt i prędkość obrotową wału pompy, 8 - komputer, 9 - korpus pompy hydrostatycznej, 10 - zawór ssący

Wstępne badania układu sterowania elektropneumatycznego strumieniem czynnika roboczego pompy hydrostatycznej wielotłoczkowej zaworowej wykonano w Laboratorium Hydrotroniki i Pneumotroniki Wydziału Mechanicznego Politechniki Gdańskiej (rys. 24).



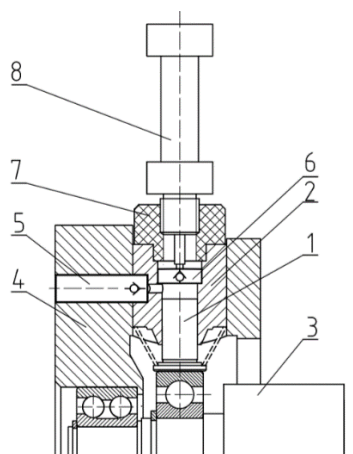
Rys. 24. Stanowisko do badania pompy hydrostatycznej wielotłoczkowej zaworowej z układem sterowania elektropneumatycznego strumieniem czynnika roboczego w Laboratorium Hydrotroniki i Pneumotroniki Katedry Mechaniki i Mechatroniki

Sterowanie wydajnością pompy było realizowane przy pomocy sterownika PLC, zaworów pneumatycznych i siłowników pneumatycznych. Sposób sterowania jest przedstawiony na rys. 25. W badanym układzie można wyróżnić trzy główne grupy: sterowanie elektroniczne, sterowanie elektropneumatyczne oraz obiekt sterowany.



Rys. 25. Układ sterowania zmianą wydajności tłokowej pompy zaworowej

Na zewnętrznej części korpusu pompy zamocowano cztery pneumatyczne siłowniki dwustronnego działania (rys. 26), które sterowały pracą zaworów ssących pompy hydrostatycznej. Wysunięcie i wsunięcie tłoczyska siłownika sterowano za pomocą zaworów elektropneumatycznych. Na wale pompy umieszczono czujnik określania kąta obrotu wału pompy, który połączono z układem sterowania. Pracą rozdzielaczy sterował układ PLC, do którego wpisany został program zapewniający określoną wydajność pompy.



Rys. 26. Hydrauliczna pompa tłokowa promieniowa z siłownikami pneumatycznymi; 1- tłoczek, 2 – cylinder, 3 – wał, 4 – korpus, 5- zawór tłoczny, 6 – zawór ssący, 7 – element mocujący siłownik, 8- siłownik pneumatyczny

W pompach hydrostatycznych wielotłokowych zaworowych zawory ssące zapewniają dostarczanie oleju podczas ssania do komory roboczej cylindra. Zawór ssący (rys. 26) podczas pracy pompy przyjmuje dwa stany. Jest albo otwarty, gdy ciecz jest zasysana albo zamknięty, gdy ciecz jest tłoczona.

Działanie sterowania polega na tym, że podczas zasysania oleju zawór ssący samoczynnie otwiera się. W tym czasie tłoczek siłownika (8) wysuwa się (rys. 26), aby podeprzeć trzpień zaworu ssącego (6). W momencie wytłaczania oleju z cylindra olej płynie przez otwarty zawór ssący (wciśnięty trzpień zaworu ssącego) z powrotem do zbiornika. Dopiero wycofanie tłoczyska spowoduje zamknięcie zaworu ssącego, po czym otworzy się zawór tłoczny, a ciecz popłynie do odbiorników układu. Im dłuższy czas otwarcia zaworu ssącego podczas zmniejszania objętości komory roboczej w pompie, tym mniejsza jej wydajność.

Układ sterowania pompy zapewnia uzyskanie wydajności od 0 do nominalnej.

Wydajność w tego typu pompach zależna jest od wielkości mimośrodów e . Zmianę wydajności określono parametrem X_p .

$$Q_p = 0,5 \cdot \pi \cdot n_p \cdot d^2 \cdot e \cdot z \cdot X_p$$

gdzie:

e – mimośród;

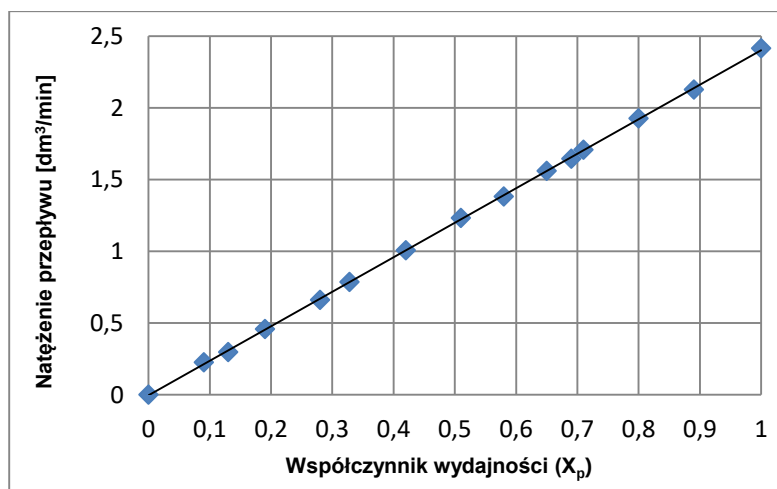
z – liczba tłoczków;

d – średnica tłoczka;

n_p – prędkość obrotowa;

X_p – współczynnik wydajności.

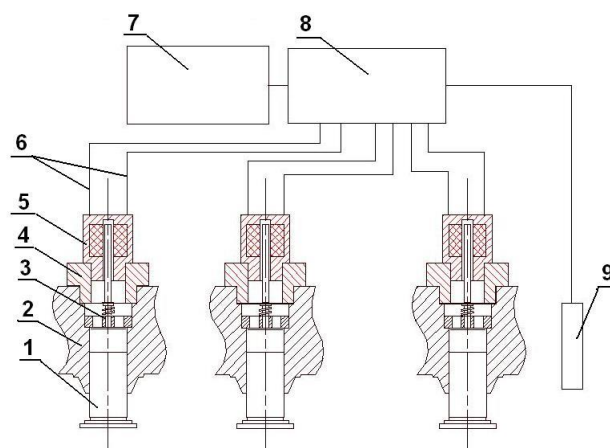
Wartość współczynnika wydajności możemy zmieniać w granicach $0 \leq X_p \leq 1$.



Rys. 27. Zmiana wydajności badanej pompy zaworowej

Wykonano również badania pompy wielotłoczkowej promieniowej z układem sterowania elektropneumatycznego strumienia czynnika roboczego (rys. 27). Odpowiednia nastawa czasu zamknięcia zaworu ssącego spowodowała rozpoczęcie procesu tłoczenia cieczy przez pompę. Przy sterowaniu za pomocą rozdzielaczy pneumatycznych i siłowników pneumatycznych uzyskano zadowalające wyniki przy zastosowaniu uproszczonego algorytmu sterowania.

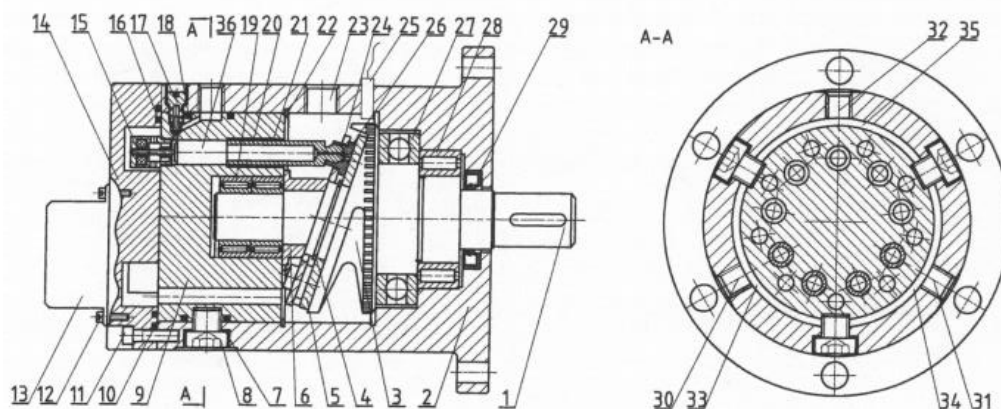
Układ sterowania elektrycznego strumieniem czynnika roboczego pompy hydrostatycznej wielotłoczkowej zaworowej (rys. 28) realizowany jest za pomocą sterownika elektrycznego (8), który przesteruje elementy elektryczne wykonawcze (5). Elektrycznymi elementami wykonawczymi mogą być elektromagnesy, piezoelektryczne siłowniki. Elementy elektryczne wykonawcze (5) współpracują z zaworami ssącymi (3) pompy hydrostatycznej. Czujnik (9) określa wartość kąta i prędkość obrotową wału pompy hydrostatycznej i jest podłączony do sterownika.



Rys. 28. Układ sterowania elektrycznym strumieniem czynnika roboczego pompy hydrostatycznej wielotłoczkowej zaworowej [Jasiński R.: zgłoszenie patentowe nr P.388548]: 1- tłok, 2 - korpus pompy hydrostatycznej, 3 - zawór ssący, 4 – tulejka, 5 - element elektryczny wykonawczy, 6 - przewód elektryczny, 7 – komputer, 8 - sterownik, 9 - czujnik określający kąt i prędkość obrotową wału pompy

Maszyna hydrauliczna wielotłoczkowa osiowa ze sterowaniem elektrycznym (patent nr 214819) przedstawiona została na rys. 29. Niedogodnością rozwiązań istniejących maszyn hydraulicznych jest to, że nie posiadają kilku gniazd tłocznych połączonych z komorami roboczymi, z możliwością uzyskania w każdym z gniazd tłocznych niezależnej wartości strumienia cieczy. Zaproponowana przez autora maszyna hydrauliczna może posiadać trzy lub więcej niezależnych gniazd tłocznych połączonych z komorami roboczymi, przy czym gniazda tłoczne usytuowane są korzystnie w bloku cylindrowym, zaś kanały tłoczne ograniczone są śrubami umieszczonymi w otworach korpusu oraz w bloku cylindrowym. Z każdego gniazda tłoczego można uzyskać inną wartość natężenia strumienia cieczy. Uzyskuje się to za pomocą zaworów ssących, sterowanych elektrycznie, pobierających niewielką ilość energii elektrycznej. Ponadto maszyna ma niewielkie gabaryty i posiada nieskomplikowaną budowę.

Na wale (1) maszyny hydraulicznej, osadzonym w łożyskach (19, 27, 28), zamocowana jest za pomocą wpustów tarcza oporowa (3) o stałym kącie nachylenia. Blok cylindrowy (9) usytuowany jest pomiędzy pokrywą (14) a pierścieniem (22). Pokrywa (14) zamocowana jest za pomocą śrub (11) do korpusu (2). Stopki hydrostatyczne (26) dociskane są do tarczy oporowej (3) za pomocą separatora (24), który jest przytrzymywany tuleją dociskową (6). Tarcza oporowa (3) współpracuje ze stopkami hydrostatycznymi (26) za pośrednictwem pierścieniowej płytki ślizgowej (5), zabezpieczonej pierścieniem (4). Ruchy posuwisto - zwrotne tłoczków (20) wymuszane są poprzez obracającą się tarczę oporową (3). Końcówki tłoczków (20) podparte są o tarczę oporową (3) za pomocą przegubowo zamocowanych na nich stopkach hydrostatycznych (26), natomiast cylindryczne powierzchnie tłoczków (20) współpracują z tulejami prowadzącymi (21), osadzonymi w nieruchomym bloku cylindrowym (9). Komora robocza (36) zakończona jest zaworem ssącym (15) sterowanym elektrycznie. Gniazdo ssące (23) znajduje się w korpusie (2). Zawory ssące (15) sterowane elektrycznie połączone są przewodami ze sterownikiem (13), który przymocowany jest za pomocą śrub (12) do pokrywy (14). Komora robocza (36) połączona jest z zaworem tłocznym (17) za pomocą kanału. Zawory tłoczne (17) usytuowane są w korpusie (2) i bloku cylindrowym (9). Z każdego gniazda tłoczego (30, 31, 32) połączonego z komorami roboczymi (36) można uzyskać inną wartość natężenia przepływu cieczy.



Rys. 29. Pompa hydrauliczna wielotłoczkowa osiowa ze sterowaniem elektrycznym [Jasiński R.: patent nr 214819]: 1- wał, 2- korpus, 3- tarcza oporowa, 4- pierścień zabezpieczający, 5- pierścieniowa płyta ślizgowa, 6- tuleja dociskowa, 7- podkładka, 8- śruba, 9- blok cylindrowy, 10- pierścień uszczelniający, 11, 12- śruba, 13- sterownik, 14- pokrywa, 15- zawór ssący sterowany elektrycznie, 16- pierścień uszczelniający, 17- zawór tłoczny, 18- pierścień uszczelniający, 19- łożysko, 20- tłoczek, 21- tuleja prowadząca, 22- pierścień, 23- gniazdo ssące, 24- separator, 25- czujnik określający wartość kąta i prędkość obrotową wału maszyny hydraulicznej, 26- stopka hydrostatyczna, 27, 28 – łożysko, 29- pierścień uszczelniający, 30, 31, 32- gniazdo tłoczne, 33, 34, 35- kanał tłoczny, 36- komora robocza

Po wymianie śrub (8) na krótsze, wkręcone tylko w korpus (2), następuje połączenie kanałów tłocznych (33, 34, 35) w jeden kanał tłoczny i po zaślepieniu dwóch gniazd tłocznych tworzymy z maszyny hydraulicznej wielostrumieniowej o zmiennej wydajności maszynę hydrauliczną jednostrumieniową o zmiennej wydajności. Czujnik (25) określa wartość kąta i prędkość obrotową wału (1) maszyny hydraulicznej.

Podczas procesu ssania cieczy zawór ssący (15) otwiera się. Natomiast podczas zmniejszenia wydajności pompy zawór ssący (15) nadal pozostaje otwarty. Ciecz robocza z komory roboczej wtłaczana jest z powrotem do kanału ssącego. Brak zasilania elektrycznego układu sterowania zaworu ssącego (15) powoduje, pod wpływem sprężyny, wsunięcie tłoczka i zamknięcie zaworu ssącego (15). Dopiero od tej chwili występuje tłoczenie oleju do kanału tłoczego (33, 34, 35) maszyny hydraulicznej.

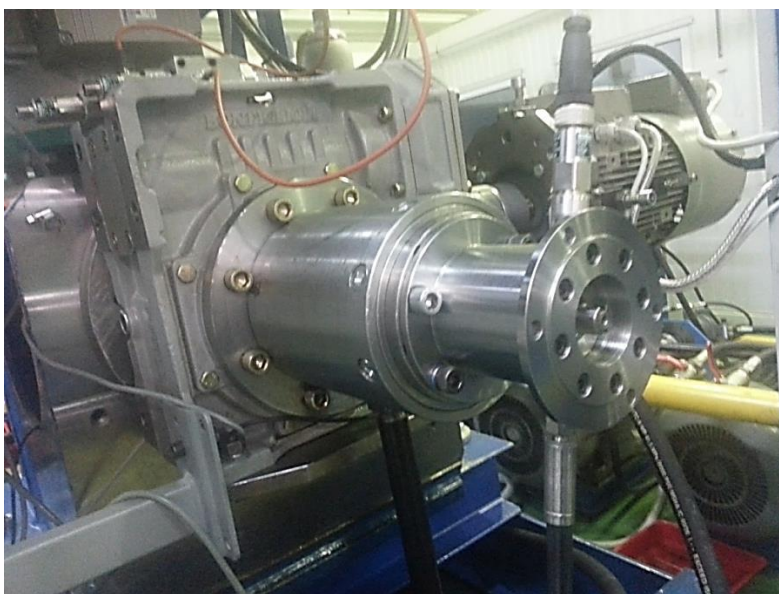
Maszyna hydrauliczna wielotłoczkowa promieniowa lub osiowa ze sterowaniem elektrycznym ma wiele zalet i możliwości:

- uzyskanie zmiany wydajności od zera do wartości nominalnej następuje po jednym obrocie wału maszyny. Dla prędkości obrotowej maszyny 1500 obr/min czas pełnej wydajności to 40 ms. Inne rozwiązania konstrukcyjne pomp o zmiennej wydajności nie umożliwiają w tak krótkim czasie uzyskanie pełnej zmiany wydajności.
- możliwość uzyskania w jednej maszynie kilku źródeł strumieni cieczy roboczej zasilających taką samą ilość zespołów wykonawczych. Zapewnia to najskuteczniejsze, o wysokiej sprawności, zasilanie kilku zespołów układu hydraulicznego, bez strat dławieniowych (sterowanie za pomocą rozdzielaczy proporcjonalnych).
- w pompach wielotłoczkowych promieniowych możliwe jest uzyskanie ciśnienia cieczy roboczej do 70 MPa, a w pompach wielotłoczkowych osiowych do 40 MPa i więcej.

6.2.2. Badanie hamulca zwalnianego hydraulicznie

Współczesne układy hydrauliczne maszyn i urządzeń wyposażone są w silniki hydrauliczne zespolone z hamulcami. **W ramach projektu LIDER: Nowe opracowanie hydraulicznych maszyn satelitowych do napędów z cieczami ekologicznymi oraz z cieczami niepalnymi,**

sfinansowanego przez Narodowe Centrum Badań i Rozwoju (umowa nr LIDER/35/102/L-2/10/NCBiR/2011), kierowanego przez P. Śliwińskiego, podjęto próby wykonania hamulca wielopłytkowego odblokowywanego hydraulicznie, a następnie wykonania badań procesów jego zachowania. W 2012 i 2013r. wykonałem wstępne projekty silnika z hamulcem zwalnianym hydraulicznie, stosowanym w niektórych układach hydraulicznych z silnikami hydraulicznymi. Ostateczny projekt samego hamulca bez silnika hydraulicznego wykonał P. Śliwiński. Przeprowadziłem badania tego hamulca (rys. 30) przy użyciu kilku czynników roboczych wypełniających komorę hamulca. Wykonałem także badania hamulca suchego. Badania przeprowadziłem przy wymuszonym obrocie hamulca z prędkością 1 obr/min i przy ciśnieniu powodującym zwalnianie hamulca 5-7 MPa, a następnie obniżałem ciśnienie do ciśnienia atmosferycznego.



Rys. 30. Zamontowany badany hamulec na stanowisku badawczym

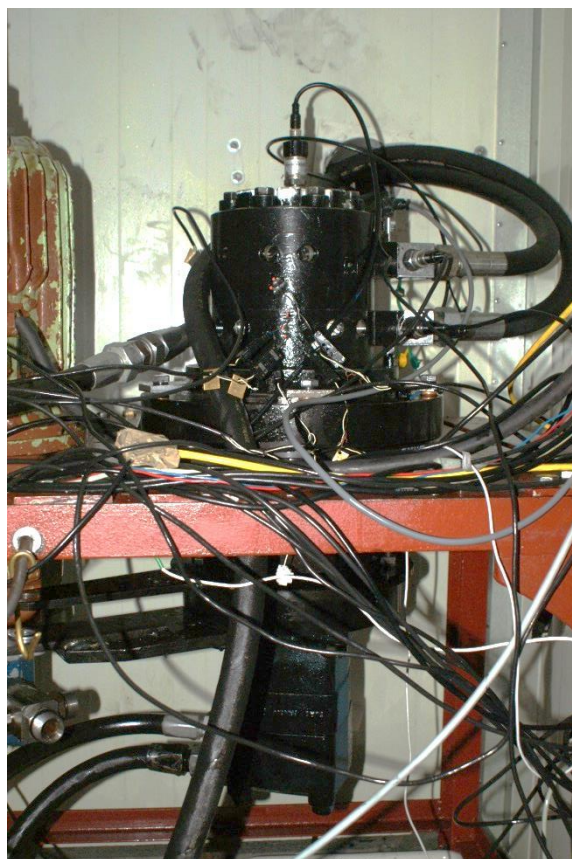
Płytki hamulca pracowały w otoczeniu:

- powietrza,
- oleju roślinnego,
- oleju mineralnego,
- emulsji z 1% ekstraktu,
- wody.

6.2.3. Badania silnika satelitowego HSK w warunkach szoku termicznego

W latach 2010-2011 prowadziłem prace badawczo-rozwojowe silnika satelitowego typu HSK o objętości roboczej 500 cm³/obr (rys. 31) w warunkach szoku termicznego. Projekt kierowany był przez P. Śliwińskiego na zlecenie firmy FAMA. Silniki te zawierają mechanizm satelitowy III typu. Po badaniach w warunkach ustalonych w temperaturze dodatniej (I etap badań), silnik przygotowano do trudnych, skomplikowanych badań w warunkach szoku termicznego. Najważniejsze w tych warunkach są pomiary temperatur elementów silnika, ciśnienia oleju oraz prędkości obrotowej wału silnika. Na podstawie tych parametrów można określić obszary prawidłowej i nieprawidłowej pracy silnika. W kostkach przyłączeniowych wykonano otwory pod czujniki. Dodatkowo do obserwacji procesu nagrzewania w płytach i korpusie wykonano otwory pod termopary. Mierzono ciśnienie oraz temperaturę oleju na wejściu i wyjściu

z silnika, moment obrotowy, wykorzystując czujnik siły, prędkość obrotową oraz natężenie przepływu. Wyznaczono sprawności silnika: objętościową, hydrauliczno-mechaniczną, całkowitą. Otrzymane wartości sprawności umożliwiły opis pracy silnika w różnych warunkach zasilania ciepłym czynnikiem roboczym.



Rys. 31. Układ badawczy z silnikiem satelitowym umieszczony w komorze niskich temperatur

Wykonano badania silnika bez obciążenia oraz z obciążeniem (silnik napędzał pompę hydrauliczną). Natężenie przepływu nastawiano w zakresie od 60 do 192 dm³/min. Natomiast temperatura oleju wpływającego do silnika wynosiła od 40-50 °C, a temperatura początkowa silnika hydraulicznego od 0 do -20 °C. Badania silnika wykonano przy skokowym zasilaniu strumieniem czynnika roboczego.

6.2.4. Układ pomiarowy stanowiska do badań pomp i silników

W ramach projektu *LIDER: Nowe opracowanie hydraulicznych maszyn satelitowych do napędów z cieczami ekologicznymi oraz z cieczami niepalnymi*, sfinansowanego przez Narodowe Centrum Badań i Rozwoju (umowa nr LIDER/35/102/L-2/10/NCBiR/2011), kierowanego przez P. Śliwińskiego, opracowałem i wykonałem system umożliwiający zmierzenie i zarejestrowanie wielu parametrów podczas badań zespołów hydraulicznych. W ramach tego projektu konieczna była modernizacja istniejącego systemu pomiarowego. Zaprojektowałem nowy system i wytypowałem potrzebne elementy pomiarowe, zamontowałem oraz uruchomiłem układ hydrauliczny ze sprawdzeniem działania systemu pomiarowego. W skład systemu pomiarowego wchodziło kilka przepływomierzy, czujniki ciśnienia w zakresie do 3 bar, 10 bar, 250 bar, 400 bar, czujniki temperatury, czujniki siły oraz prędkości obrotowej. Układ pomiarowy umożliwiał rejestrowanie wszystkich danych pomiarowych w pamięci rejestratora (z częstotliwością próbkowania 10Hz). Napędy z

silnikami elektrycznymi uzupełniono w falowniki, które umożliwiały sterowanie prędkością obrotową badanych hydraulicznych maszyn i zmianę natężenia przepływu czynnika roboczego doprowadzanego do zespołów hydraulicznych (rys. 32).



Rys. 32. Stanowisko badawcze z systemem pomiarowym

Obecnie na wyżej przedstawionym stanowisku prowadzone są również zajęcia laboratoryjne ze studentami.

6.3. Ważniejsze patenty

Osiągnięcie naukowe uzupełniają **patenty przedstawiające rozwiązania:**

- **układów zapewniających prawidłowy rozruch** silników satelitowych w niskich temperaturach otoczenia (w warunkach szoku termicznego):
 - P1. Jasiński R.: *Układ podgrzewający oziębiony hydrauliczny silnik satelitowy* (Zgłoszenie patentowe nr P.393921, 2011), **Patent nr 214740** (30.09.2013 WUP 09/13) uprawniony do patentu: Politechnika Gdańska.
 - P2. Jasiński R., Zelewski J.: *Układ zabezpieczający hydrauliczny silnik satelitowy uruchamiany w warunkach szoku termicznego* (zgłoszenie patentowe nr P.393922, 2011). **Patent nr 224464: Zespół do ochrony hydraulicznego silnika satelitowego przed nieprawidłowym rozruchem w warunkach szoku termicznego** (30.12.2016 WUP 12/16), uprawniony do patentu: Politechnika Gdańska.
- **układu sterowania** strumieniem czynnika roboczego maszyny hydrostatycznej oraz wielotłoczkowej maszyny o zmiennej wydajności:
 - P3. Jasiński R.: *Układ sterowania elektropneumatycznego strumieniem czynnika roboczego maszyny hydrostatycznej wielotłoczkowej zaworowej* (zgłoszenie patentowe nr P.388538, 2009). **Patent nr 215639** (31.01.2014 WUP 01/14), uprawniony do patentu: Politechnika Gdańska.

P4. Jasiński R.: *Maszyna hydrauliczna wielotłoczkowa osiowa ze sterowaniem elektrycznym* (zgłoszenie patentowe nr P.388832, 2009). **Patent nr 214819** (30.09.2013 WUP 09/13), uprawniony do patentu: Politechnika Gdańska.

- **nowych koncepcji maszyn i urządzeń hydraulicznych:**

P5. Jasiński R.: *Tłokowa maszyna płynowa ze sterowaniem elektronicznym* (zgłoszenie patentowe nr P.395456, 2011). **Patent nr 219748** (31.07.2015 WUP 07/15), uprawniony do patentu: Politechnika Gdańska

P6. Jasiński R.: *Przepływomierz tłokowy* (zgłoszenie patentowe nr P.395457, 2011). **Patent nr 220452** (30.10.2015 WUP 10/15), uprawniony do patentu: Politechnika Gdańska.

6.4. Wdrożenie i uruchomienie nowego Laboratorium Systemów Mechatronicznych i Mikronapędów na Wydziale Mechanicznym Politechniki Gdańskiej

Wdrożeniem i uruchomieniem nowego Laboratorium Systemów Mechatronicznych i Mikronapędów (rys. 33) na Wydziale Mechanicznym Politechniki Gdańskiej zajmowałem się intensywnie w latach **2012-2016** podczas realizacji projektu: *Stworzenie nowoczesnej infrastruktury technicznej dla realizacji programu kształcenia Inżynierów Przyszłości na Politechnice Gdańskiej*.

W Laboratorium na stanowiskach mechatronicznych prowadzone są między innymi badania oraz realizowane prace magisterskie.



Rys. 33. Stanowiska mechatroniczne w Laboratorium Systemów Mechatronicznych i Mikronapędów Wydziału Mechanicznego Politechniki Gdańskiej

Jasiński Ryszard
11.06.2018