



**POLITECHNIKA  
RZESZOWSKA**  
im. IGNACEGO ŁUKASIEWICZA



**WYDZIAŁ  
BUDOWY MASZYN  
I LOTNICTWA**  
POLITECHNIKI RZESZOWSKIEJ

**mgr inż. Jerzy Szura**

## **ROZPRAWA DOKTORSKA**

**Sterowanie i synchronizacja serwozaworów  
hydraulicznych do zastosowań w lotniczym siłowniku  
tandemowym wykonanym w technologii DMLS**

Promotor:

**dr hab. inż. Grzegorz KOPECKI, prof. PRz**

Rzeszów 2022



*Składam serdeczne podziękowania Promotorowi  
dr hab. inż. Grzegorzowi Kopeckiemu, prof. PRz za  
poświęcony czas, okazaną pomoc, cierpliwość i życzliwość.  
Podziękowania składam również mojej żonie Beacie,  
córcie Natalii, Rodzicom.*



# Spis treści

1. Wstęp .....	10
1.1. Cel pracy, definicja problemu, teza pracy .....	11
1.2. Struktura rozprawy .....	16
2. Siłowniki hydrauliczne tandemowe - analiza rozwiązań i podejść .....	18
2.1. Wprowadzenie .....	18
2.2. Elektrozawory hydrauliczne - rozwój, przegląd typów .....	24
2.3. Silniki elektryczne stosowane w rozwiązaniach serwozaworów – przegląd rozwiązań .....	34
2.4. Siłownik tandemowy firmy Yasa Poland .....	41
2.5. Budowa serwozaworu do zastosowania w siłowniku tandemowym .....	46
2.6. Algorytmy sterowania serwozaworami - przegląd możliwych do zastosowania metod i rozwiązań .....	48
3. Opis matematyczny serwozaworu .....	55
3.1. Model silnika w aplikacji sterowania serwozaworem .....	56
3.2. Opis modelu zaworu .....	60
3.3. Badania siły SEM silnika czterokanałowego oraz oszacowanie momentu zaczepowego .....	69
3.4. Weryfikacja modelu matematycznego czterokanałowego silnika synchronicznego .....	75
3.4.1. Weryfikacja poprawności modelu przy sterowaniu uzwojeniami silnika synchronicznego przebiegiem prostokątnym .....	77
3.4.2. Sterowanie sinusoidalne silnikiem synchronicznym czterokanałowym .....	82
4. Sterowanie zaworami hydraulicznymi .....	88
4.1. Regulator pozycyjno-prędkościowy .....	89
4.2. Regulator pozycyjno-prędkościowy ze zmiennymi współczynnikami wzmocnień .....	98
4.3. Regulator PIDD <sup>2</sup> .....	100
4.4. Analiza możliwości zastosowania algorytmu automatycznego strojenia regulatora na bazie sterowanie adaptacyjnego według modelu .....	104
4.5. Synchronizacja pracy dwóch serwozaworów .....	111
4.5. Modyfikacja regulatora synchronizacji .....	115
5. Podsumowanie .....	130
Dodatek B .....	134
Dodatek C .....	138
Dodatek D .....	142

Dodatek E.....	147
BIBLIOGRAFIA .....	159
Streszczenie.....	166
Summary .....	167

## Wykaz ważniejszych skrótów stosowanych w pracy

AM – wytwarzanie przyrostowe

BLDC – silnik bezszczotkowy prądu stałego

CAN – szeregową magistrala komunikacyjna

CAS – system ułatwiający kontrole parametrów lotu (ang. *Control Augmentation System*),

DDSV serwozawór z napędem bezpośrednim

DDV – zawór z napędem bezpośrednim

DLMS – bezpośrednie spiekanie laserowe metali

EHSV – elektrohydrauliczny serwozawór

FWB – elektroniczny system sterowania statkiem powietrznym

LVDT – transformatorowy czujnik przemieszczeń liniowych

PMSM – silnik synchroniczny z magnesami trwałymi

PWM – modulacja szerokości impulsów

SAS – system sztucznej stateczności (ang. *Stability Augmentation System*),

SEM – siła elektromotoryczna

SLM – selektywne topienie laserowe

## Wykaz ważniejszych oznaczeń stosowanych w pracy

$C_v$  – współczynnik przepływu zaworu

$E_a, E_b, E_c$  – siły elektromotoryczne indukowane w uzwojeniach

$F_d$  – siła hydrodynamiczna

$F_s$  – siła bezwładności suwaka zaworu

$i_a, i_b, i_c$  – prądy fazowe

$J$  – moment bezwładności

$K_e$  – stała elektryczna

$L$  – długość korbowodu

$L_a, L_b, L_c$  – indukcyjności własne faz

$M$  – indukcyjności międzyfazowe

$M_{obc.}$  – moment obciążenia silnika

$m_s$  – masa suwaka zaworu

$p$  – liczba biegunów

$p_l$  – ciśnienie odbiornika hydraulicznego

$p_s$  – ciśnienie zasilania

$p_t$  – ciśnienie w zbiorniku hydraulicznym

$Q$  – liczba żłobków stojana silnika

$r$  – promień wykorbienia

$R_a, R_b, R_c$  – rezystancje faz

$T_e$  – moment elektromagnetyczny

$T_l$  – moment obciążenia silnika

$T_z$  – okres momentu zaczepowego

$U_{ab}, U_{bc}, U_{ca}$  - napięcia międzyfazowe



$\Delta p$  – spadek ciśnienia

$\rho$  – gęstość cieczy

$\varphi$  – kąt elektryczny

$\omega$  – prędkość kątowna

Q - przepływ cieczy

$\mu$  - współczynnik tarcia

## 1. Wstęp

W lotniczych systemach sterowania istotną rolę odgrywają elementy hydrauliczne. Systemy wspomaganie pilota, w których wykorzystywano układy hydrauliki, występowały już w latach 40 ubiegłego wieku. W okresie II wojny światowej dokonany został znaczny postęp w rozwoju techniki wspomaganie pilota. Ważnym elementem tych systemów były rozdzielacze hydrauliczne. W pierwszych konstrukcjach rozdzielaczy hydraulicznych stosowane były wzmacniacze hydrauliczne połączone z siłownikami. Hydrauliczne elementy siłowe mają zastosowanie zarówno w systemach sterowania ręcznego bezpośredniego, sterowania automatycznego, jak i w systemach typu pośredniego (Fly by Wire). Obecnie, pomimo zastosowania coraz większej liczby elementów elektrycznych, systemy hydrauliczne są niezbędne. Mają one przewagę nad elektrycznymi w postaci możliwości użycia większej siły oraz szybkości działania. Mają przewagę pod względem wydajności energetycznej, przewyższającej wydajność urządzeń wykorzystujących inne media. Nic więc dziwnego, że układy hydrauliczne znalazły zastosowanie w lotnictwie stosunkowo wcześniej i są stosowane oraz rozwijane do dnia dzisiejszego. W technice lotniczej dąży się do minimalizacji masy elementów. Poszukiwane są rozwiązania lekkie, tanie w produkcji i eksploatacji, a przede wszystkim bezpieczne. Rozwijane są więc technologie oraz materiały pozwalające wykonać elementy o odpowiednich do wykonywanego zadania parametrach mechanicznych, przy równocześnie możliwie małej masie. Do niedawna elementy siłowe układów hydraulicznych wykonywane były z elementów metalowych, wykonanych tradycyjnymi metodami odlewniczymi. Technologia ta uniemożliwiała eliminację zbędnych z punktu widzenia funkcjonalności fragmentów konstrukcji, które niepotrzebnie zwiększały masę. Nowe możliwości konstruowania i wykonywania elementów mechanicznych, w tym dla potrzeb lotnictwa, pojawiły się wraz z rozwojem technologii przyrostowych. Technologie te umożliwiają wykonanie elementów o złożonej geometrii kształtu i tym samym umożliwiają wyeliminowanie tych fragmentów konstrukcji, które nie mają wpływu na wytrzymałość i trwałość konstrukcji, przez co istotnie zmniejszają masę produktu finalnego. Istotnym elementem siłownika hydraulicznego są elementy sterujące przepływem cieczy roboczej. Elementy te muszą być wykonane z dużą tolerancją, co zdecydowanie podnosi koszty produkcji. Szczególna dokładność i klasa powierzchni

wymagana jest w zwielokrotnionych elementach sterujących, które stosowane są w siłownikach lotniczych. Zwielokrotnienie elementu wymagane jest celem zapewnienia odpowiedniego poziomu niezawodności, natomiast precyzja i dokładność zapewnia równe natężenie przepływu cieczy roboczej i tym samym eliminuje wewnętrzne naprężenia podczas pracy systemu. W pierwszym prototypie siłownika tandemowego firmy Yasa, wykorzystywano pojedynczy element suwaka obrotowego napędzanego silnikiem PMSM który był wspólny dla dwóch serwozaworów, hydraulicznie odseparowanych od siebie. Problemy wynikłe z technologii i tolerancji pasowania krawędzi nie dawały pożądanych charakterystyk otwarcia oraz przepływu cieczy pomiędzy dwoma serwozaworami. Aby ułatwić, przyspieszyć i zmniejszyć straty spowodowane błędami podczas procesu technologicznego przycinania krawędzi przełączających suwaka przy równoczesnym zachowaniu pożądanych cech konstrukcji i sterowania, zaproponowano zastosowanie dwóch osobnych serwozaworów sterujących tym samym siłownikiem tandemowym.

### 1.1. Cel pracy, definicja problemu, teza pracy

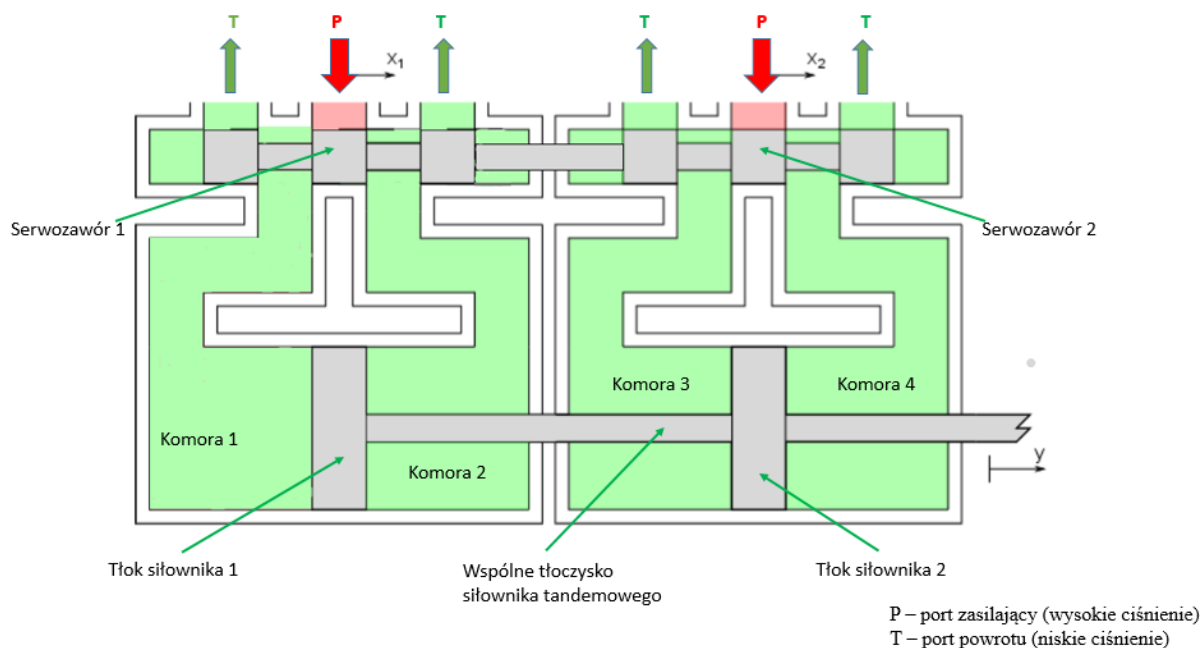
**Celem pracy jest opracowanie metod oraz algorytmów sterowania dwoma serwozaworami pracującymi synchronicznie, z zastosowaniem silników czterokanałowych trójfazowych z magnesami trwałymi.** Rozwiązania te, oprócz siłowników tandemowych, mogą znaleźć zastosowanie również w innych układach wymagających współpracy pomiędzy dwoma serwozaworami w zdublowanych systemach układów wykonawczych (regulacja ciśnienia, przepływu, posuwu liniowego wykorzystującego siłownik hydrauliczny, itp.).

Zaprezentowany w pracy siłownik tandemowy został wykonany w firmie Yasa Motors Poland. W ostatnich latach zaobserwować można wzrost zainteresowania firm wydrukiem 3D. Wykonanie elementów siłownika tandemowego opierało się na technologii przyrostowej AM (Additive Manufacturing) spiekania proszku stalowego druku 3D. Elementy korpusu, serwozaworu, cylindrów, tłoków, tłoczniska i pozostałych elementów wykonane zostały w tej technologii. Dzięki niej możliwe było uzyskanie spiralnej geometrii kanałów ciśnieniowych doprowadzających medium robocze (olej hydrauliczny)

z kanałów przełączających serwozaworu do cylindrów tłoków. O ile kształt zewnętrzny można osiągnąć dzięki metodzie odlewniczej przy użyciu form, o tyle uzyskanie pożądanego kształtu wewnątrz układu jest kosztowne, trudniejsze i nie zawsze możliwe. W odniesieniu do kanałów przepływowych w serwozaworach, technologia addytywna druku daje znaczne możliwości pod względem projektowania kształtu, złożonej struktury wewnętrznej kanałów i otworów przepływowych, zmiany pola przekroju czy też łączenia kanałów. Dzięki temu możliwe jest szybsze wykonanie prototypu, jest ono również mniej kosztowne. Istotna jest redukcja masy gotowego produktu nawet o 30% w porównaniu z konwencjonalnymi metodami odlewu czy wtrysku korpusu siłownika o zbliżonych parametrach wytrzymałościowych.

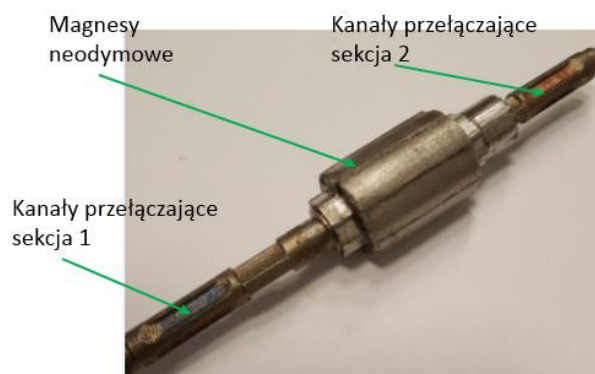
Przeprowadzone badania opisane w artykule [45] wykazują, że części produkowane w technologii SLM/DLMS osiągnęły zbliżoną wytrzymałość na rozciąganie w porównaniu do konwencjonalnej metody produkcyjnej dla tego samego materiału (maraging steel 18Ni1400). Zastosowanie technologii przyrostowych w lotnictwie może całkowicie przedefiniować proces projektowania i produkcję zaawansowanych hydraulicznych systemów sterowania statkami powietrznymi, jednak proces projektowania powinien być dobrze zintegrowany z procesem produkcyjnym.

Praca obejmuje problematykę sterowania podwójnym zaworem hydraulicznym wykonanym w technologii SLM dla tandemowego siłownika hydraulicznego. Rysunek 1.1 przedstawia schemat siłownika tandemowego, z pierwszą wersją serwozaworu.



Rys.1.1. Poglądowy schemat działania podwójnego serwozaworu w siłowniku tandemowym. Prawidłowe dopasowanie krawędzi suwaków [13]

Dwie hydrauliczne sekcje przełączające, odseparowane od siebie i posiadające osobne zasilanie wysokiego ciśnienia, posiadały wspólny element sterujący w postaci wałka, będącego równocześnie wirnikiem trójfazowego, czterokanałowego silnika elektrycznego z magnesami trwałymi, na którym znajdowały się kanały przełączające (rys. 1.2).



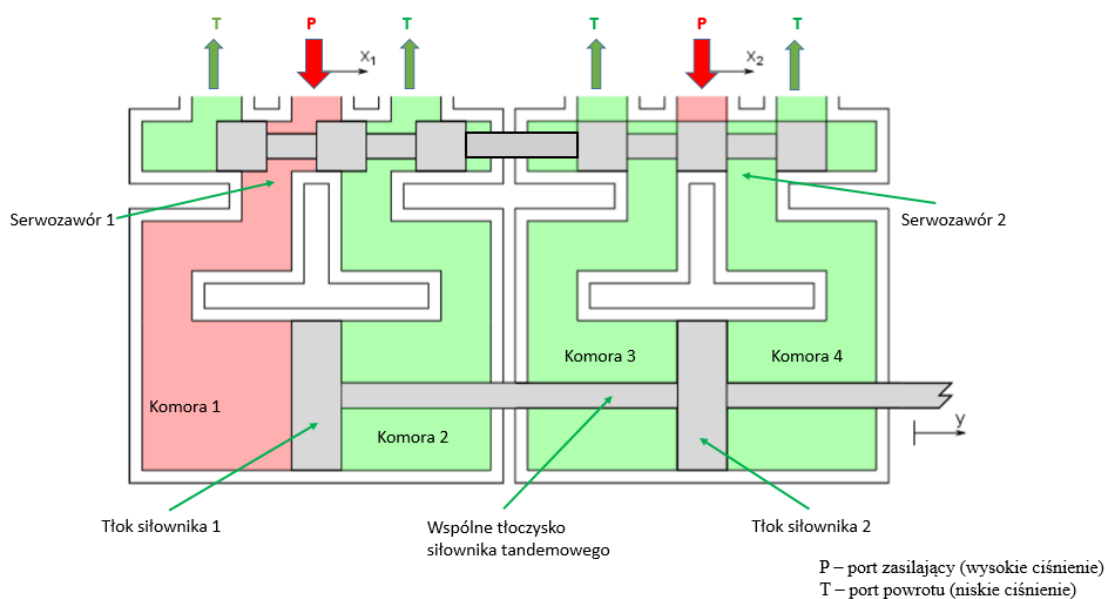
Rys.1.2. Element sterujący przepływem cieczy hydraulicznej [13]

Rozwiązanie to wymagało precyzyjnego wykonania elementu sterującego, w szczególności dopasowania krawędzi kanałów przełączających, widocznych na rysunku 1.2. Problem z dopasowaniem krawędzi polegał na konieczności zastosowania

## 1. Wstęp

odpowiedniej technologii obróbki krawędzi tak, aby nie tylko uzyskać odpowiednią charakterystykę przełączania pojedynczej sekcji zaworu określonej dla parametrów serwozaworu, ale również aby obie sekcje zaworu, pierwsza i druga, posiadały taką samą bądź bardzo zbliżoną charakterystykę przełączania dla zadanego kąta obrotowego suwaka. Jeżeli charakterystyki obu sekcji posiadały rozbieżności w charakterystyce przepływu względem kąta otwarcia, objawiało się to nierówną pracą wysuwu tłoczyska siłownika tandemowego oraz wprowadzało dodatkowe siły przeciwnie skierowane, powodujące niepotrzebne naprężenia wewnętrzne na tłoczyskach siłowników oraz zmniejszoną siłę roboczą całego zespołu siłownika.

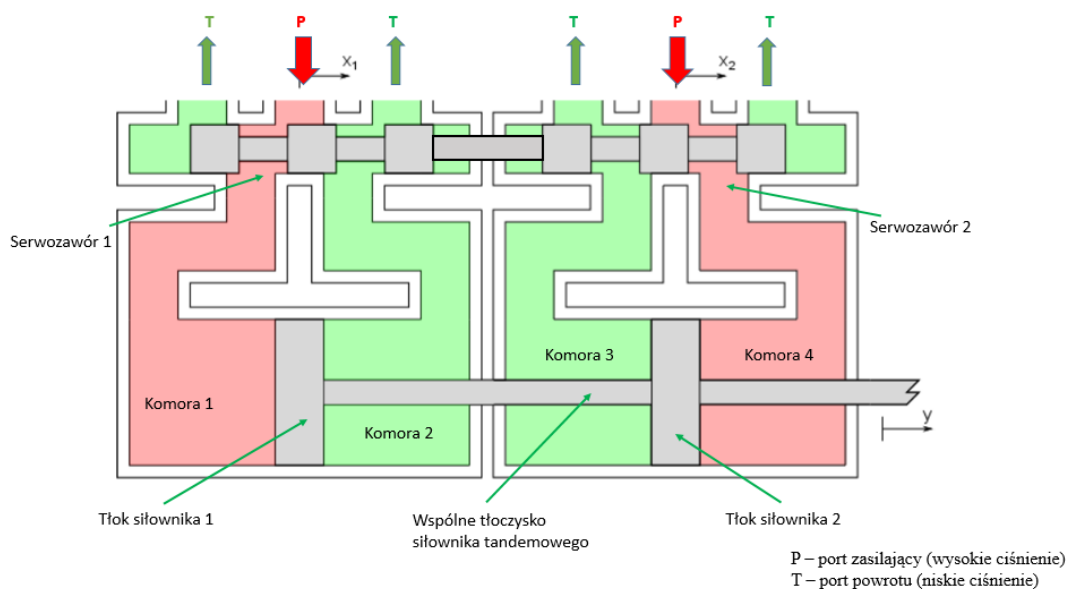
Przykładowo, rysunek 1.3 pokazuje sytuację, w której serwozawór 1 jest częściowo otwarty, dostarczając ciśnienie do komory 1, która oddziałuje na tłok1, podczas gdy serwozawór 2 znajduje się w pozycji zamkniętej.



Rys.1.3. Poglądowy schemat niewłaściwego dopasowania krawędzi suwaka – domknięcie przepływów cieczy hydraulicznej serwozaworu 2 przy otwarciu serwozaworu 1 [13]

W opisanej sytuacji siłownik 2 z zamkniętym serwozaworem wprowadza istotny opór dla siłownika 1, który posiada otwarty zawór sterujący siłownikiem. Możliwa jest również sytuacja, w której na skutek błędnego (nieprawidłowego) wykonania krawędzi

przełączających, siłowniki generują przeciwne siły, co przykładowo zilustrowano na rysunku 1.4.



Rys.1.4. Poglądowy schemat niewłaściwego dopasowania krawędzi suwaka – przeciwne działanie siłowników [13]

Serwozawór 1 znajduje się w pozycji częściowo otwartej, dostarczając ciśnienie do komory 1. Serwozawór 2 znajduje się w pozycji przeciwnej częściowo otwartej, dostarczając ciśnienie do komory 4. Opisane przykładowe sytuacje jednoznacznie ilustrują nieprawidłowe działanie siłownika na skutek niepoprawnego wykonania elementu sterującego.

Ze względów technologicznych, konieczne jest indywidualne dopasowywanie krawędzi kanałów przełączających elementu sterującego, co generuje istotne koszty i komplikuje proces produkcji. Aby wyeliminować ten problem, zaproponowano zastosowanie dwóch niezależnych elementów sterujących siłownikiem tandemowym, z mikroprocesorowym układem sterowania zapewniającym synchronizację elementów. Pozwala to na sformułowanie tezy pracy:

**Istnieje możliwość zrealizowania układu sterowania położeniem tłoczyska siłownika tandemowego w postaci dwóch zsynchronizowanych serwozaworów z użyciem czterokanałowego silnika trójfazowego z magnesami trwałymi do napędu suwaka, pozwalających na prawidłowe zasilanie cieczą cylindrów siłownika tandemowego.**

Rozwiązanie takie obniży koszty, ułatwi i przyspieszy proces produkcji siłownika jednocześnie redukując masę całego podzespołu poprzez zastosowanie innowacyjnego podejścia dzięki technologii AM (Additive Manufacturing), druku 3D poprzez spiekanie proszku stalowego.

Aby wykazać poprawność postawionej tezy, wykonano szereg badań oraz symulacji komputerowych na podstawie stworzonych modeli poszczególnych podzespołów wchodzących w skład serwozaworu hydraulicznego, silnika PMSM, rozdzielacza hydraulicznego. Dokonano wyboru algorytmu sterowania do implementacji w prototypie produktu.

### **1.2. Struktura rozprawy**

Rozprawa składa się z pięciu rozdziałów oraz pięciu dodatków oznaczonych literami od A do E.

Rozdział pierwszy stanowi wstęp do pracy. Zawarto w nim opis problemu, cel oraz tezę pracy.

W rozdziale drugim, stanowiącym przegląd bibliograficzny na podstawie dostępnych źródeł, opisano rodzaje rozdzielaczy hydraulicznych, zaworów proporcjonalnych oraz serwozaworów. Zawarto również opis siłowników tandemowych stosowanych w lotnictwie. Zawarto opis siłownika tandemowego firmy Yasa, który stanowi obiekt badań oraz w którym wdrażane są proponowane rozwiązania opisane w niniejszym doktoracie realizowanym w ramach programu Doktorat Wdrożeniowy. Układy te wykorzystywane są w lotniczych systemach sterowania, opisano więc struktury systemów sterowania wspomaganych oraz typu pośredniego (Fly by Wire). Ponieważ celem pracy jest zrealizowanie układu sterowania, dokonano przeglądu możliwych do



zastosowania algorytmów sterowania nie tylko pojedynczym serwozaworem, ale również przeanalizowano problem synchronizacji.

W rozdziale trzecim zrealizowano model matematyczny użytego silnika czterokanałowego trójfazowego z magnesami trwałymi oraz model rozdzielacza serwozaworu. Dokonano porównania rodzajów sterowania uzwojeniami silnika oraz wpływ ilości zasilanych kanałów na parametry pracy. Na podstawie przeprowadzonych badań na obiekcie rzeczywistym, skorygowano parametry modelu symulacyjnego.

W rozdziale czwartym zaprojektowano algorytmy sterowania pojedynczym serwomechanizmem. Wykorzystano do tego celu zrealizowany układ sterownia. Skuteczność zaproponowanych rozwiązań potwierdziły symulacje komputerowe, jak również badania na rzeczywistym obiekcie. Zaproponowano również skuteczne algorytmy synchronizacji dwóch serwozaworów. Opracowana została inżynierska metodyka doboru współczynników wzmocnień układu synchronizacji.

W rozdziale piątym przedstawiono wnioski oraz podsumowanie zrealizowanych prac, wskazano również możliwości realizacji dalszych prac badawczo-wdrożeniowych.

W dodatku A przedstawiono parametry elektryczne zastosowanego silnika.

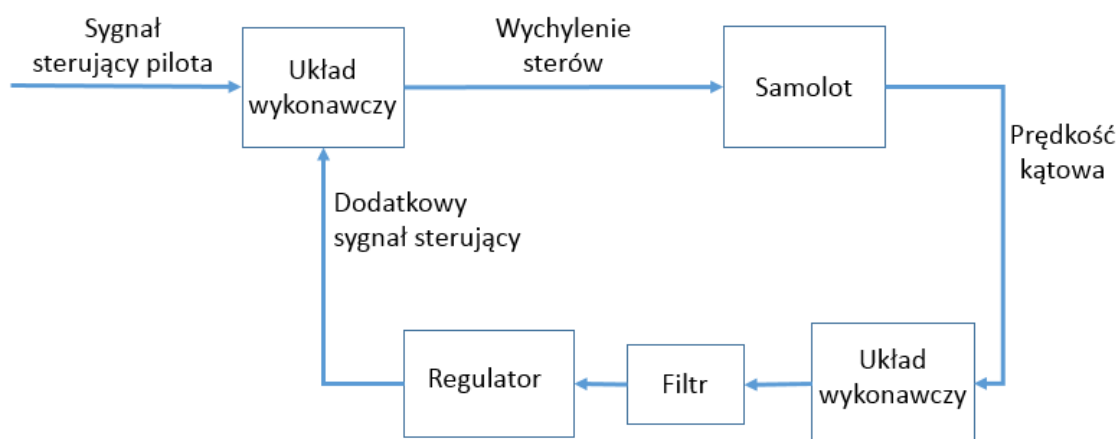
W dodatkach B do E przedstawiono rozszerzone wyniki badań opisanych w rozprawie.

## 2. Siłowniki hydrauliczne tandemowe - analiza rozwiązań i podejść

### 2.1. Wprowadzenie

Wraz z rozwojem konstrukcji lotniczych samolotu, sterowanie wspomagane stało się wymogiem, które umożliwiło pilotowi w pełni wykorzystać manewrowe zdolności samolotu czy też śmigłowca. Rola oraz budowa układów hydraulicznych zmieniała się wraz z rozwojem techniki lotniczej. Najprostszym wykorzystaniem układów hydraulicznych w systemach sterowania lotem jest zastosowanie wzmacniaczy hydraulicznych. Drażek sterowniczy pilota połączony był zespołem dźwigni z suwakiem zaworu, zamontowanym bezpośrednio na siłowniku hydraulicznym, który wychylał elementy sterujące. Aby zapewnić pilotowi odczucia związane z występowaniem sił aerodynamicznych, w niektórych układach stosowano dodatkowo system zapewniający sztuczny opór drążka [50].

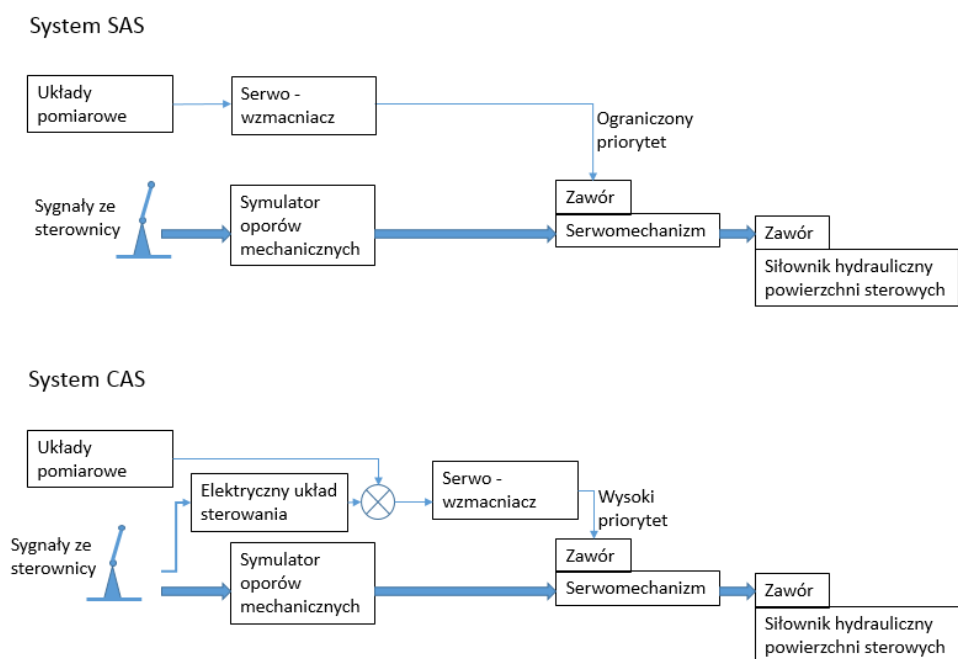
Niektóre konstrukcje lotnicze, ze względu na swoje właściwości dynamiczne, wymagały zastosowania układów poprawy stateczności (ang. Stability Augmentation System – SAS) [50]. Są to układy mające za zadanie zwiększenie tłumienia częstości własnej w danym kanale (oscylacje krótkookresowe w kanale pochylania, oscylacje holendrowania w kanale odchylenia). Rysunek 2.1 pokazuje ogólny schemat układu poprawy stateczności.



Rys.2.1. Schemat układu poprawy stateczności

W układach poprawy stateczności stosowane były wzmacniacze hydrauliczne z dodatkowym źródłem ciśnienia. Wzmacniacze hydrauliczne w układach wspomagania pilota oraz systemach SAS są tak zaprojektowane, że w przypadku awarii układu hydraulicznego pilot ma możliwość mechanicznego wychylenia płaszczyzn sterowych z wykorzystaniem wolantu, choć wymaga to użycia dużej siły. Jednak w przypadku niektórych statków powietrznych w określonych stanach lotu prawidłowe funkcjonowanie SAS było niezbędne w procesie sterowania lotem.

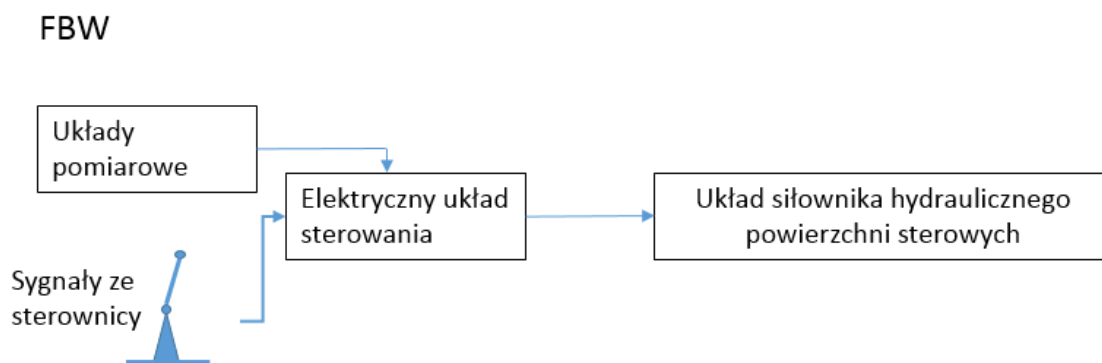
Kolejnym krokiem w rozwoju lotniczych systemów sterowania wykorzystujących układy hydrauliczne było wprowadzenie systemów sterowania typu CAS (ang. Control Augmentation System). System tego typu posiada elektryczny układ sterowania, działający równoległe z mechanicznym układem sterowania. Rysunek 2.2 przedstawia porównanie systemu SAS oraz CAS.



Rys.2.2. Schemat systemu SAS oraz systemu CAS [50]

System elektryczny umożliwia modyfikację właściwości pilotażowych, przez co system CAS funkcjonuje analogicznie z systemem typu Fly-by-Wire. Siłowniki zarówno w systemach SAS, jak i CAS, posiadają zawory doprowadzające niejako dodatkowe ciśnienie sterujące, jak również wejście sprzężone mechanicznie ze sterownicą samolotu.

Kolejnym krokiem było zastosowanie systemu pośredniego sterowania Fly by Wire (rys. 2.3). W systemach tego typu nie ma mechanicznego połączenia pomiędzy sterownicą a płaszczyznami sterowymi. Pilot za pomocą interfejsów (sterownica) wysyła sygnały sterujące do elektrycznego układu sterowania [89], [90]. We współczesnych rozwiązaniach, rolę elektrycznego układu sterowania pełnią cyfrowe komputery pokładowe.



Rys.2.3. Schemat systemu typu pośredniego (fly-by-wire). Na podstawie [50]

W systemach typu pośredniego wychyłanie płaszczyzn sterowych odbywa się w większości konstrukcji z wykorzystaniem serwomechanizmów hydraulicznych. Zastosowane siłowniki różnią się od siłowników systemów SAS i CAS, gdyż nie posiadają mechanicznego wejścia sterującego od sterownicy pilota. Ponieważ nie ma sprzężenia mechanicznego pomiędzy sterownicą pilota a płaszczyznami sterowymi, niezawodność hydraulicznych elementów wykonawczych jest kluczowa dla bezpieczeństwa lotu. Stosowana jest powszechnie redundancja.

Ogólnie, siłowniki hydrauliczne można podzielić na siłowniki jednostronnego działania, dwustronnego działania, wahliwe. W siłownikach jednostronnego działania suw roboczy tłoka i tłoczyska wykonywany jest w jednym kierunku, natomiast powrót realizowany jest przez wykorzystanie energii ściśniętej sprężyny. Siłowniki jednostronnego działania można podzielić na trzy podstawowe modele:

- nurnikowe, beztłokowe,
- teleskopowe, wyposażone w teleskopowy tłok który zwiększa zakres suwu roboczego,
- tłokowe, które wyposażone są w tłok z tłoczyskiem.

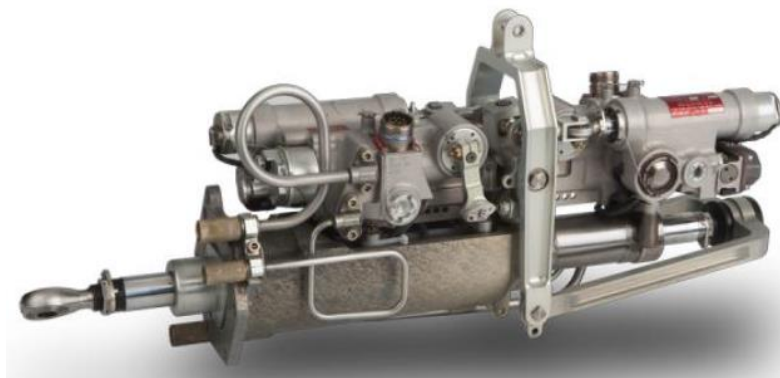
Siłowniki dwustronnego działania można podzielić na konstrukcje:

- z pojedynczym tłoczyskiem, często stosowane głównie w przemyśle,
- dwutłoczyskowe,
- teleskopowe, wyposażone w teleskopowy tłok, który zwiększa zakres suwu roboczego,
- tandemowe, dwa razy silniejsze przy tej samej średnicy tłoka,
- wielotłokowe, kilkukrotnie zwiększona siła robocza przy tej samej średnicy tłoka.

Siłowniki wahliwe, o ruchu obrotowo-zwrotnym, można podzielić na:

- śrubowe, łączące przekładnie ślimakową i śrubową,
- z mechanizmem wahliwym, zwane inaczej rotorami, służą do generowania ruchu obrotowego,
- z tłokiem obrotowym, służą do precyzyjnego, ograniczonego ruchu obrotowego.

Obecnie coraz więcej firm rozwija system siłowników tandemowych. Siłownik tandemowy może być zastosowany w miejsce dwóch siłowników pojedynczych. Znajdują one zastosowanie w różnych układach systemu sterowania lotem, takich jak układ sterowania mocą, sterowanie dyszą silnika czy powierzchniami sterowymi (rys. 2.5). Stosowane są one również w lotniczych układach sterowania typu pośredniego (FBW). Przykładami są konstrukcje firm ELECTRONICA ASTER [17] oraz Parker [68]. Firma ELECTRONICA ASTER w swojej ofercie posiada siłownik tandemowy, serwo-system ze zdwojonym gniazdem układu systemu wspomagania lotu CSAS (Control Stability Augmentation System), z dwoma oddzielnymi korpusami. Stosowany jest on głównie do sterowania wirnikiem śmigłowca. Siłownik napędzany jest przez elektrohydrauliczne serwozawory (EHSV). Cylindry i tłoki wykonane są ze stali nierdzewnej, pozostała część z aluminium. Rozwiązanie przedstawione zostało na rysunku 2.4.



Rys.2.4. Serwo-system głównego wirnika, siłownik tandemowy z dupleksem CSAS [17]

Firma Parker posiada kilkanaście rodzajów serwo-siłowników, różniących się szczegółami konstrukcyjnymi oraz parametrami, w zależności od zastosowania w danym podzespolu sterowania lotem samolotu.

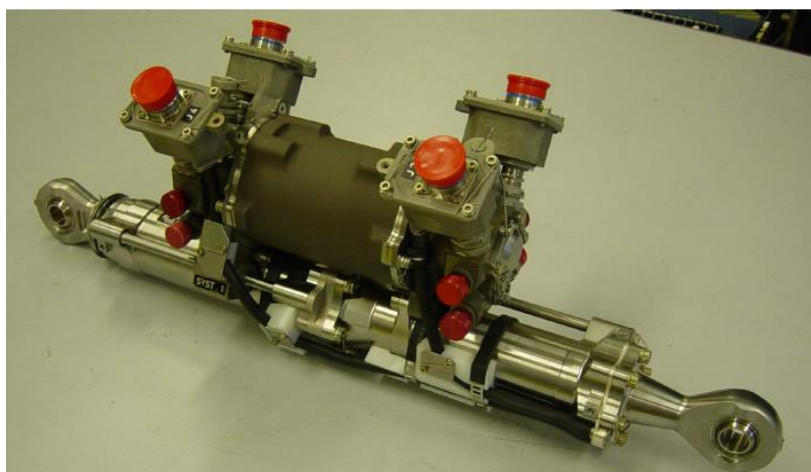


Rys.2.5. Jednostka sterująca mocą steru Boeing 777 [68]

Firma Goodrich opracowała podwójny siłownik hydrauliczny z poczwórnym zaworem DDV (Direct Drive Valve) NH90, przedstawiony na rysunku 2.6 [73].

## 2. Siłowniki hydrauliczne tandemowe - analiza rozwiązań i podejść

---



Rys.2.6. Serwo-siłownik silnika głównego, NH90 [73]



Rys.2.7. Siłowniki elektro hydrauliczne EHA firmy Moog stosowane w statkach powietrznych [51]

Obecnie istnieje kilkanaście firm zajmujących się tematyką siłowników hydraulicznych stosowanych w lotnictwie oraz w ośrodkach treningowo szkoleniowych, wyposażonych

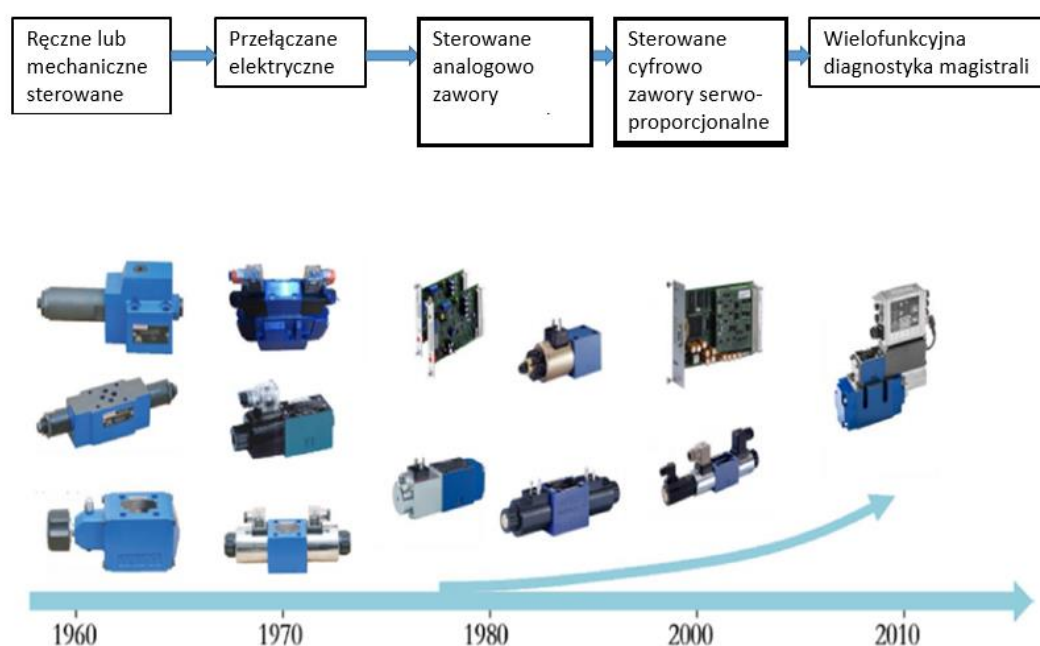
w platformowe symulatory lotu. Między innymi firma Electtronica Aster w swojej ofercie posiada kilkanaście systemów serwo-hydraulicznych stosowanych w statkach powietrznych [17], [18].

Rozwój systemów cyfrowych oraz zastosowanie technologii umożliwiającej zmniejszenie masy elementów oraz kosztów produkcji spowodował postęp w konstrukcji siłowników oraz umożliwił zwiększenie poziomu bezpieczeństwa.

W zależności od konstrukcji i przyjętego sposobu sterowania, układy zdublowane mogą pracować jednocześnie (współpraca zdublowanych układów) lub pojedynczo i w razie usterki (awarii) kolejne układy przejmują kontrolę [49].

### 2.2. Elektrozawory hydrauliczne - rozwój, przegląd typów

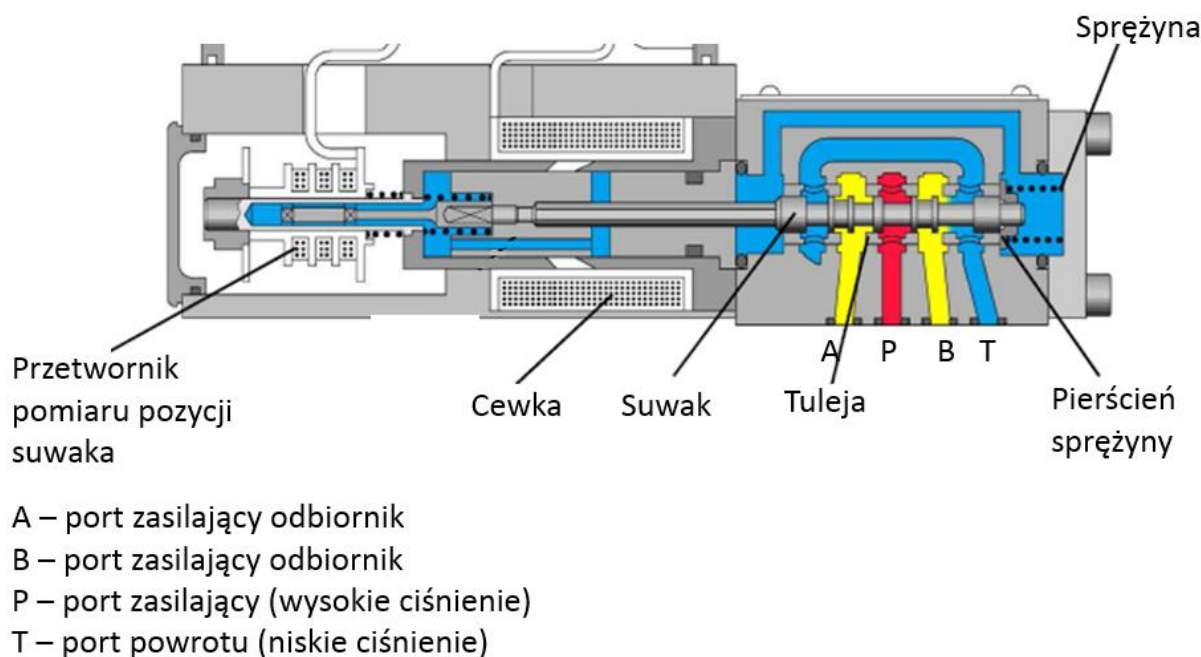
Istotnym elementem siłownika hydraulicznego jest zawór sterujący przepływem cieczy roboczej. Rysunek 2.7 ilustruje w ogólny sposób przebieg rozwoju elementów sterujących siłownikami z uwzględnieniem powszechności stosowania. Pamiętać jednak należy, że prace nad poszczególnymi rozwiązaniami prowadzone były w latach wcześniejszych niż pokazane na rysunku 2.8.



Rys.2.8. Rozwój zaworów hydraulicznych [6]



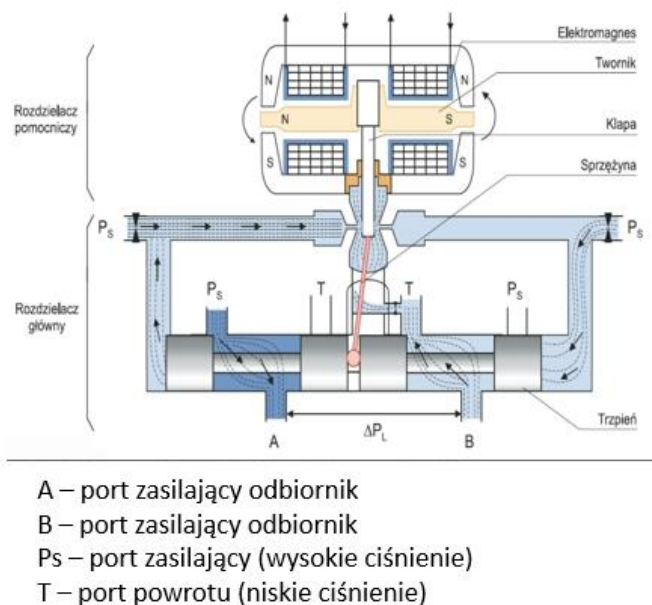
W najstarszych konstrukcjach stosowane były elementy mechaniczne, położenie zaworu było zadawane z użyciem drążka połączonego z suwakiem rozdzielacza. Następnie zastosowano elektromagnes, które sterowane elektrycznie powodowały przełączanie portów rozdzielacza, zawory były dwu i trój położeniowe. Pierwsze elektrohydrauliczne rozdzielacze z czasów II wojny światowej, wykorzystywały elektromagnes do napędzania suwakowego zaworu. Charakteryzowały się niską dokładnością i długimi czasami reakcji, ze względu na brak możliwości szybkiej konwersji sygnałów elektrycznych na przepływy hydrauliczne oraz znaczną mocą pobieraną z zasilacza elektrycznego (niska sprawność elektromagnesu). Rozwój serwozaworów (EHSV, Electro Hydraulics Servo Valve) nastąpił w latach 50, dzięki zastosowaniu silnika momentowego z magnesami trwałymi, które znacznie zmniejszyły czas reakcji, pobór mocy elektrycznej. Poprawiono również dokładność sterowania przepływem. Serwozawory sterowane elektrycznie w pętli otwartej są stosowane do dnia dzisiejszego. Kolejnym krokiem w rozwoju było zastosowanie sprzężenia zwrotnego od położenia suwaka rozdzielacza. Możliwe dzięki temu było sterowanie pozycją suwaka. Umożliwiło to, w zależności od zastosowania, sterowanie przepływem, ciśnieniem, pozycją elementu wykonawczego, prędkością w zamkniętej pętli regulacji z wykorzystaniem sygnału analogowego, który do dziś jest standardem w wielu zaworach proporcjonalnych i serwozaworach (napięcie  $\pm 10V$ , 0-10V lub prąd w zakresie 0-20mA, 4-20mA). Rysunek 2.9 pokazuje przykład serwozaworu z układem pomiaru pozycji suwaka z napędem bezpośrednim suwaka.



Rys.2.9. Jednostopniowy serwowawór[75]

Rysunek 2.10 przedstawia budowę serwowaworu typu Flapper Nozzle. Zawory tego typu posiadają mechaniczne sprzężenie zwrotne w postaci odginającej się sprężyny połączonej z klapą znajdującą się pomiędzy dyszami. Pod wpływem przepływającego prądu elektrycznego przez elektromagnes, następuje odchylenie części twornika oraz klapy. Powoduje to zwiększenie przepływu jednej z dysz, przy jednoczesnym przyknięciu drugiej dyszy. Różnica w przepływie strumienia cieczy pomiędzy dyszami, powoduje przesunięcie suwaka do pozycji, w której odginająca się sprężyna ponownie doprowadzi do wyrównania strumieni cieczy pomiędzy dyszami. Dźwignia sprężysta, która jest połączona z suwakiem i częścią twornika elektromagnesu (zwany również silnikiem momentowym), tworzy sprzężenie zwrotne.

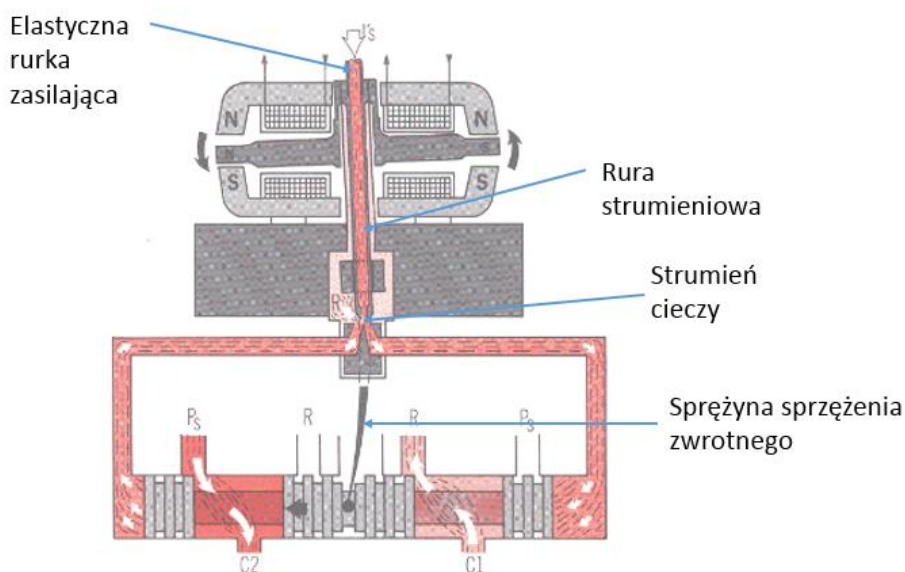
## 2. Siłowniki hydrauliczne tandemowe - analiza rozwiązań i podejść



Rys.2.10. Dwustopniowy serwowalwa typu Flapper Nozzle [28]

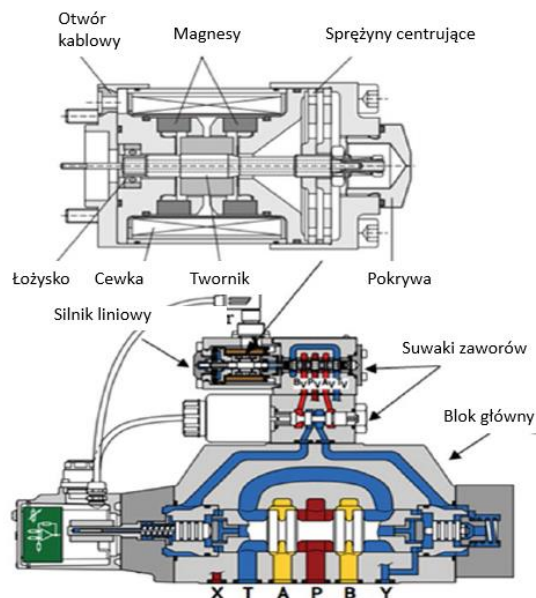
Podobne w budowie oraz działaniu do Flapper Nozzle, są serwowalwa typu Jet-Pipe [61], [58]. Różnica pomiędzy nimi jest w budowie części dyszy sterującej przesuwem suwaka. W Jet-Pipe dysza strumieniowa jest jednocześnie elementem silnika momentowego. Przepływ prądu przez silnik momentowy (twornik) powoduje zmianę położenia końcówki dyszy strumieniowej podającej ciecz do kanałów sterujących (A-B) przesuwem suwaka. Tak jak w przypadku Flapper Nozzle, sprzężenie zwrotne jest realizowane poprzez odkształcenie sprężyny połączonej z suwakiem (Rys.2.11) [61]. W obydwu przypadkach serwowalwa, zaworów proporcjonalnych o budowie Flapper Nozzle i Jet-Pipe z mechanicznym sprzężeniem zwrotnym, sygnałem sterującym jest sygnał elektryczny o wymuszeniu prądowym.

## 2. Siłowniki hydrauliczne tandemowe - analiza rozwiązań i podejść



Rys.2.11. Budowa serwozaworu Jet-Pipe [61]

W serwozaworach o dużym przepływie stosuje się budowę dwustopniową (rysunek 2.12) [28], [6]

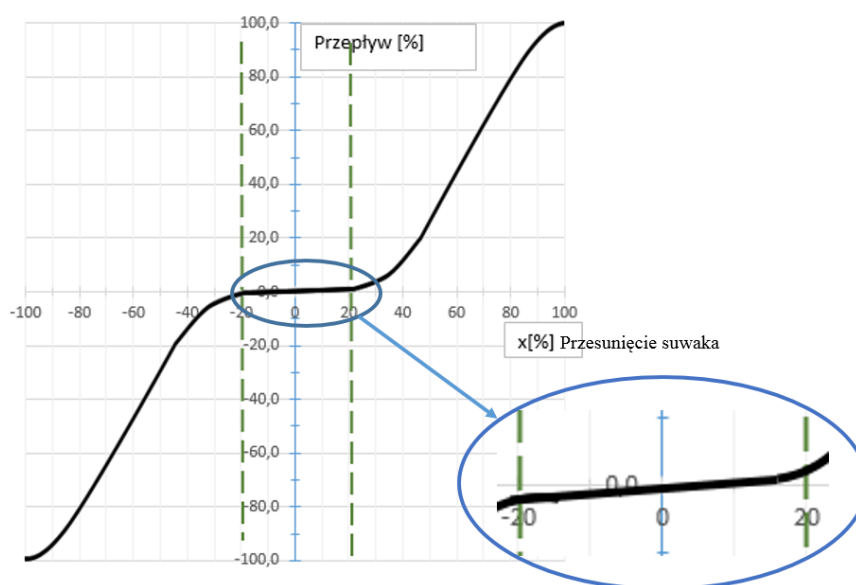


A – port zasilający odbiornik  
 B – port zasilający odbiornik  
 P – port zasilający (wysokie ciśnienie)  
 T – port powrotu (niskie ciśnienie)  
 Y – port powrotu (przeciek wewnętrzny, niskie ciśnienie)

Rys.2.12. Budowa dwustopniowego serwozaworu [6]

Ze względu na cechy funkcjonalne, wśród obecnie stosowanych zaworów o działaniu typu ciągłego, można wyróżnić zawory proporcjonalne i serwozawory. Główna różnica pomiędzy nimi występuje w charakterystyce statycznej przepływu. Wynika ona z wykonania suwaka. Jest związana z pasowaniem krawędzi względem kanałów przełączających. Najczęściej w zaworach proporcjonalnych, w pozycji zerowej suwaka, krawędzie przełączające suwaka zasłaniają z pewnym naddatkiem (do 20% zakresu) kanały zasilające.

Rysunek 2.13 przedstawia przykładową charakterystykę przepływu zaworu proporcjonalnego.



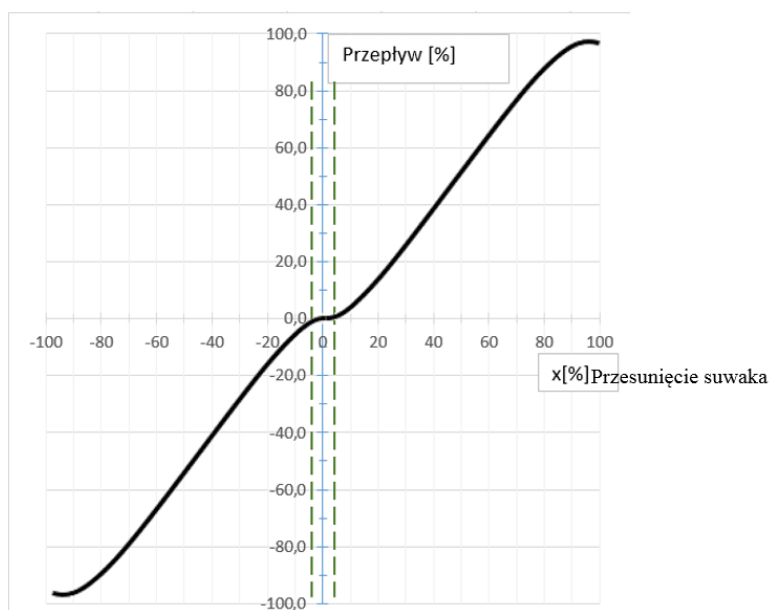
Rys.2.13. Przykładowa charakterystyka przepływu w funkcji otwarcia zaworu proporcjonalnego

Zawory proporcjonalne występują w wariantach o sterowaniu pośrednim i bezpośrednim, są jedno lub dwu cewkowe [70], [59]. Ze względu na przedstawioną charakterystykę statyczną, charakteryzują się stosunkowo niskoczęstotliwościowym pasmem przenoszenia oraz większym czasem odpowiedzi przy wymuszeniu skokowym.

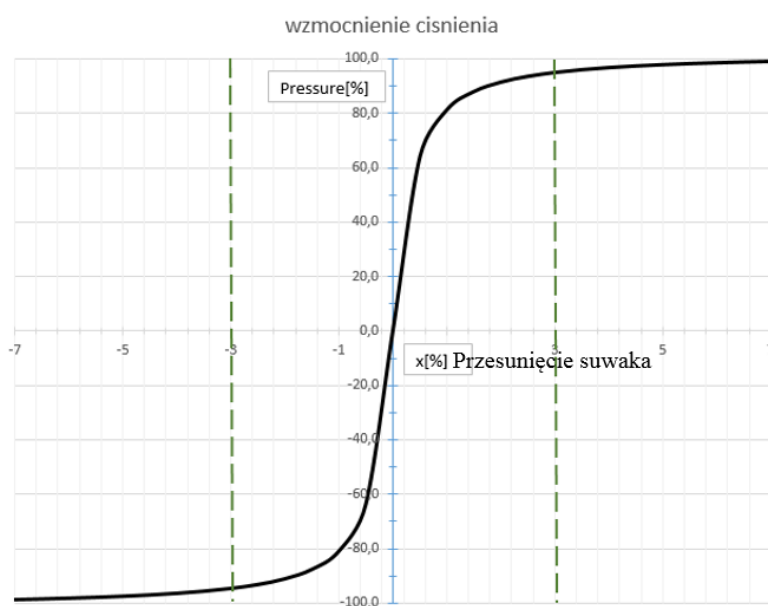
Lepsze parametry, porównywalne do serwozaworów, uzyskują zawory proporcjonalne o sterowaniu bezpośrednim. Czasy odpowiedzi przy wymuszeniu skokowym są rzędu kilku milisekund oraz uzyskują one lepsze właściwości charakterystyk amplitudowo-częstotliwościowych.

## 2. Siłowniki hydrauliczne tandemowe - analiza rozwiązań i podejść

Drugim typem są serwozawory. Charakteryzują się niską wartością strefy martwej przełączania, do 3% sygnału sterującego (rys. 2.14) oraz znacznie większym współczynnikiem wzmocnienia ciśnienia (rys.2.15). Serwozawory stosowane w rozwiązaniach serwo-siłowników często posiadają charakterystykę strefy martwej w zakresie poniżej 1% zakresu położenia suwaka. Podyktowane jest to zwiększeniem czułości na sygnał wymuszenia oraz szybkością reakcji na zmianę sygnału wymuszenia [67].



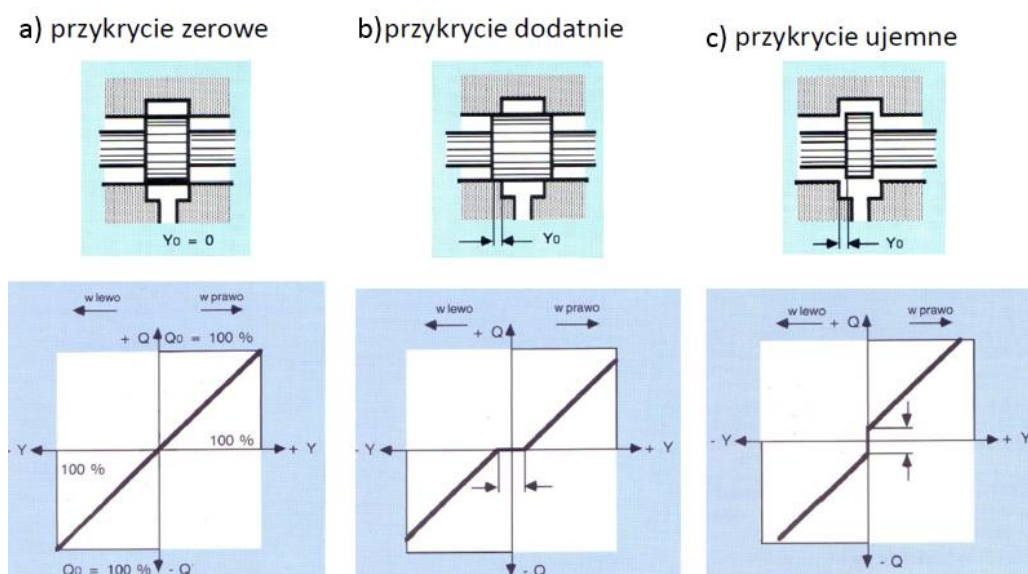
Rys.2.14. Przykładowa charakterystyka przepływu serwozaworu



Rys.2.15. Przykładowa charakterystyka wzmocnienia ciśnienia serwozaworu

Serwowzory charakteryzują się krótkim czasem odpowiedzi przy wymuszeniu skokowym (rzędu kilku milisekund), znacznie lepszą dynamiką w porównaniu do zaworów proporcjonalnych i szerszym pasmem przenoszenia [69], [57], [56], [60].

Ze względu na typy pasowania krawędzi przełączających, można wyróżnić trzy typy pasowania względem portów zasilających i powrotnych, zaprezentowane na rysunku 2.16



Rys.2.16. Rodzaje pasowania krawędzi w zaworach, charakterystyka natężenia przepływu [99]

W pierwszym rodzaju pasowania szerokość krawędzi przełączającej jest równa szerokości szczeliny portów. Jest to rozwiązanie z tzw. zerowym pasowaniem krawędzi (Critical Centre). Zaletą tego rozwiązania jest możliwość uzyskania dużego zakresu liniowej charakterystyki statycznej przepływu (rys.2.16a). W rozwiązaniu tym wymagana jest duża dokładność wykonania.

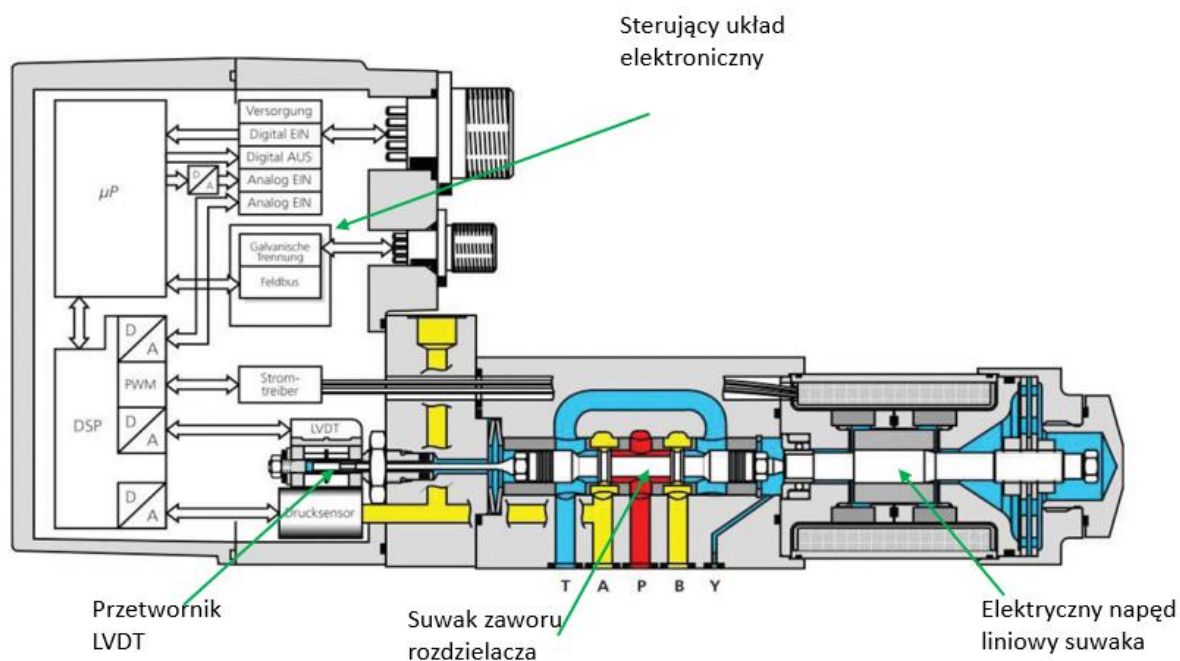
W drugim rodzaju, w którym wymagany jest mały przeciek wewnętrzny, układ posiada krawędzie przełączające nachodzące na szczeliny portów. W pozycji zerowej jest całkowicie zamknięty, posiada większy zakres strefy martwej (Overlap) (rys.2.16b).

W trzecim rodzaju pasowania, szerokość krawędzi suwaka jest mniejsza niż szczelina portu (Open Centre, Underlap) (rys.2.16c) [98]. Zaletą tego rozwiązania jest płynne przełączanie. Wadą rozwiązania jest wystąpienie położenia, w którym wszystkie porty zaworu mogą być ze sobą połączone. Rozwiązanie to głównie stosowane jest do serwo-siłowników pracujących w zamkniętej pętli sprzężenia zwrotnego pozycji. Jest on szczególnie

## 2. Siłowniki hydrauliczne tandemowe - analiza rozwiązań i podejść

przydatny w konstrukcjach, w których wymagany jest szybki czas reakcji i precyzja działania. Takie rozwiązanie powoduje, że serwowawór cechuje się większą czułością na zmianę pozycji suwaka i szybką reakcją na sygnał zadany.

Aby serwowawór lub zawór proporcjonalny mógł działać w sposób kontrolowany i precyzyjny, potrzebny jest dokładny pomiar pozycji suwaka. Większość serwowaworów oraz zaworów proporcjonalnych, szczególnie o sterowaniu bezpośrednim, wyposażonych jest w element pomiarowy służący do pomiaru pozycji suwaka, którym najczęściej jest przetwornik LVDT (Linear Variable Differential Transformer), montowany bezpośrednio do suwaka. Rysunek 2.17 przedstawia przykładowe rozwiązanie konstrukcyjne serwowaworu z przetwornikiem LVDT MOOG [75].



Rys.2.17. Przekrój serwowaworu MOOG [75]

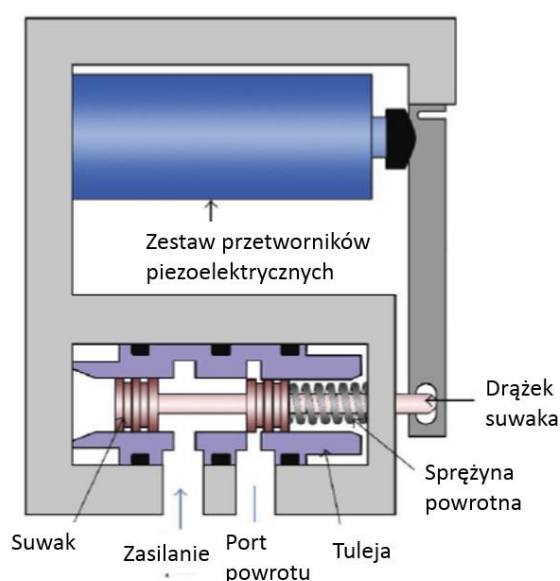
W systemach sterowania FBW wykorzystywane są głównie dwa typy technologii serwo-zaworowych: EHSV z napędem pośrednim (z ang. Electro-Hydraulic Servo Valve) i DDV (z ang. Direct Drive Valve), z napędem bezpośrednim suwaka.

W systemie EHSV do przesuwania suwaka głównego rozdzielacza wykorzystywana jest ciecz hydrauliczna, której strumień pod wysokim ciśnieniem kierowany jest przez mniejszy silnik elektryczny. Pobierana moc elektryczna do sterowania silnika elektrycznego jest mniejsza w porównaniu do systemu DDV. Wadą tego rozwiązania jest trudność w korelacji



między dopasowaniem elektrycznym, mechanicznym i hydraulicznym, co prowadzi przy źle zestrojonym zaworze do oscylacji w pozycji zerowej suwaka (pozycja zamkniętych kanałów przepływowych). System ten posiada większe przecieki wewnętrzne.

Technika DDV charakteryzuje się mniejszymi przeciekami wewnętrznymi oraz lepszą stabilnością w pozycji zerowej suwaka. Nie potrzebuje zewnętrznego ciśnienia hydraulicznego, aby móc sterować suwakiem rozdzielacza. Wadą jest zwiększone zapotrzebowanie na moc elektryczną w porównaniu do systemu EHSV. Spotkać można również serwowzawory, w których elementem napędowym suwaka są zespoły ceramicznych przetworników piezoelektrycznych. Bardzo szybka reakcja na sygnał elektryczny zapewnia szybką odpowiedź i dużą dynamikę [75] (rys.2.18).



Rys.2.18. Mechanizm piezoelektryczny napędu suwaka [75]

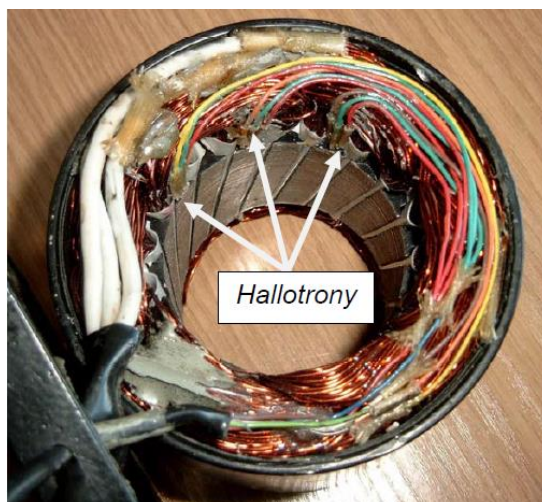
Kolejnym krokiem było zastosowanie sygnałów cyfrowych. Pozwoliło to w konsekwencji na zastosowanie magistral cyfrowych (CAN, Modbus, RS485, Ethernet, Profibus i wiele innych w zależności od branży i przyjętych standardów dotyczących bezpieczeństwa) oraz rozwój metod diagnostycznych [6].

### 2.3. Silniki elektryczne stosowane w rozwiązaniach serwowaworów – przegląd rozwiązań

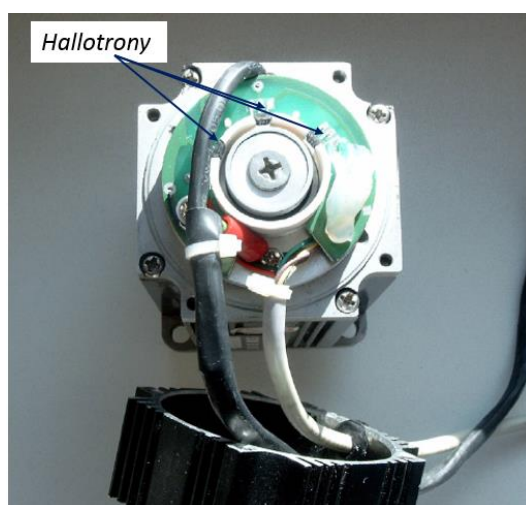
Elementem napędowym serwowaworu, oprócz silnika momentowego (Flapper Nozzle, Jet-Pipe), silnika liniowego (serwowawory o działaniu bezpośrednim), może być trójfazowy silnik elektryczny. Zastosowanie znalazły silniki synchroniczne z magnesami trwałymi, BLDC (silnik synchroniczny z magnesami trwałymi o przebiegu siły elektromotorycznej trapezoidalnej), oraz PMSM (silnik synchroniczny z magnesami trwałymi o przebiegu siły elektromotorycznej zbliżonej do sinusoidalnej) [55]. Silniki te są silnikami trójfazowymi, o uzwojeniu połączonym w gwiazdę lub trójkąt. Sterowanie silnikami bezszczotkowymi z magnesami trwałymi odbywa się analogicznie do sterowania silnikami komutatorowymi. Mechaniczny komutator zastąpiono elektronicznym rozwiązaniem zasilania poszczególnych uzwojeń. Do sterowania wymaga się znajomości położenia kąowego wirnika. W ostatnich latach silniki BLDC i PMSM zdobyły popularność dzięki prostej budowie, małej awaryjności oraz większej sprawności w porównaniu do silników szczotkowych. Użycie magnesów stałych neodymowych zwiększyło stałą momentową, gęstość mocy w porównaniu do silników szczotkowych o tych samych gabarytach. Konstrukcja wirnika, na którym umieszczone są magnesy trwałe, zapewnia niską inercję, dobre parametry dynamiczne, znikome straty mocy, przez co temperatura wirnika silnika nie wzrasta znacząco. Większość strat energii występuje w stojanie. Straty te objawiają się wzrostem temperatury, lecz ze względu na konstrukcję silnika łatwiej jest go schłodzić. Uzwojenia stojana mogą być obciążone większą gęstością prądu, co wpływa na zmniejszenie wymiarów maszyny w porównaniu z klasycznymi silnikami szczotkowymi. Ze względu na swoje zalety oraz mniejszą masę, znalazły zastosowanie między innymi w motoryzacji, aparatach medycznych, przemyśle elektromaszynowym [10], [11].

Proces sterowania silnikiem polega na załączaniu przepływu prądu o określonym natężeniu przez uzwojenia stojana, w zależności od położenia wału, z wykorzystaniem tranzystorów sterujących. Podstawowe i szeroko stosowane rozwiązanie w sterowaniu silnikiem BLDC zawiera czujniki Halla (hallotrony), rozmieszczone pomiędzy uzwojeniami co  $120^\circ$  lub co  $60^\circ$  elektrycznych, dających informację o położeniu kątowym wirnika do kontrolera na podstawie poziomu indukcji magnetycznej. Czujniki Halla mogą

być umieszczone wewnątrz silnika, pomiędzy uzwojeniami lub na zewnątrz silnika, co pokazana na rysunku (2.19-2.20) [24].



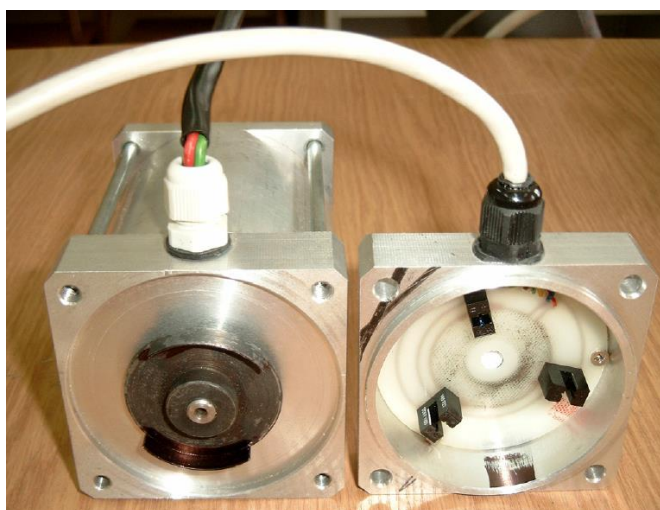
Rys.2.19. Widok silnika z czujnikami Halla pomiędzy uzwojeniami [24]



Rys.2.20. Widok silnika z czujnikami Halla na zewnątrz silnika [24]

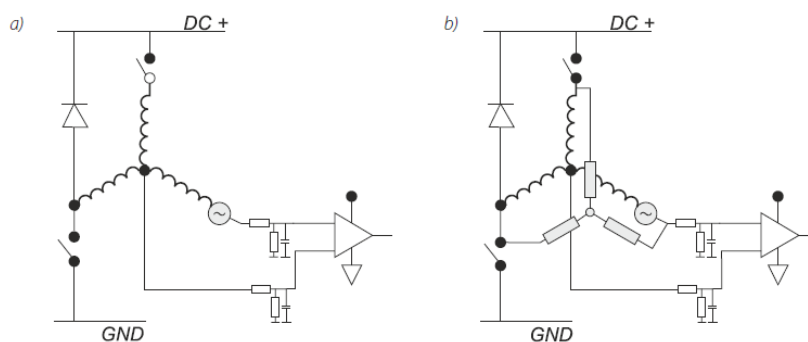
Na rysunku 2.21 przedstawiono przykładową sekwencję przełączania tranzystorów względem sygnałów z czujników Halla.



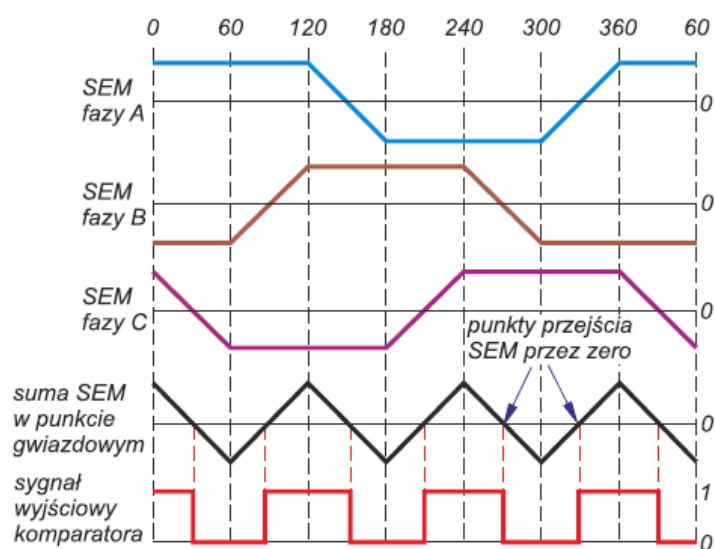


Rys.2.22. Przykład zastosowania czujników optycznych położenia wirnika [24]

Szerokie zastosowanie, np. w zespołach napędowych niewielkich obiektów latających (modele samolotów, helikopterów, wielowirnikowców, pojazdów RC, pompy, wentylatory), znalazły silniki BLDC sterowane bez wykorzystania czujników położenia wirnika. Rozwiązanie to zmniejsza ilość połączeń pomiędzy silnikiem a sterownikiem i zmniejsza awaryjność, która zdarza się w przypadku stosowania czujników położenia. Jednym ze sposobów pośredniego określenia położenia wału silnika jest wykorzystanie siły elektromotorycznej SEM, którą generuje silnik BLDC. Układ elektroniczny dokonuje detekcji przejścia przez zero w niezasilanej fazie [53]. Na podstawie tej informacji oraz pomiarze prędkości obrotowej, kontroler wyznacza czas, w którym ma nastąpić przełączenia zasilania poszczególnych faz silnika, zgodnie z przyjętym modelem sterownia. Rysunek 2.23 przedstawia zarys układu wykrywania przejścia przez zero międzyfazowej SEM (występuje opóźnienie  $30^\circ$  elektrycznych względem fazowej SEM). Rysunek 2.24 przedstawia przebiegi fazowe SEM i ich sumę w punkcie gwiazdowym (neutralnym).



Rys.2.23. Układ detekcji SEM a) względem punktu neutralnego b) sztuczny punkt neutralny [24]



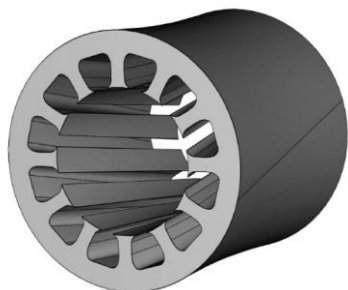
Rys.2.24. Przebiegi fazowych SEM [54]

Wadą tego typu sterowania jest wymagana minimalna prędkość obrotowa. Zazwyczaj wynosi ona  $\sim 10\%$  prędkości znamionowej silnika. Poniżej tej prędkości, jak i podczas rozruchu silnika, układ przechodzi w sterowanie wymuszone na podstawie wcześniej zapisanej sekwencji załączania zaworów komutatora elektronicznego (tranzystorów), w otwartej pętli sprzężenia zwrotnego położenia wału silnika. Po osiągnięciu dostatecznej prędkości obrotowej, przy której układ detekcji położenia wału na podstawie pomiaru SEM w niezasilanej fazie (punkty przejścia SEM przez zero), układ przechodzi w pracę w zamkniętej pętli sprzężenia zwrotnego.

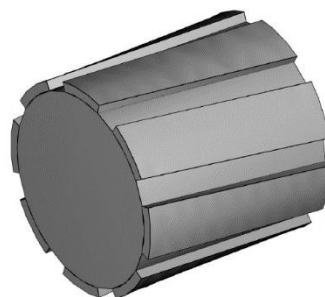
Bezczujnikowa metoda sterowania silnikiem jest dobrze opisana w literaturze [54], [84].

Metody sterowania bezczujnikowego polegające na pomiarze siły elektromotorycznej SEM, znajdują zastosowanie głównie w układach, w których podczas rozruchu nie jest wymagany duży moment obrotowy (rozruchowy). Wynikające z budowy oraz sposobu sterowania, silniki te wyróżnia na tle pozostałych silników i określającym jego właściwości ruchowe tętnienie momentu. Znaczący udział w tętnieniach momentu wynikający z budowy, jest moment zaczepowy (ang. Cogging torque). Momenty te powstają wskutek oddziaływania stałego strumienia magnetycznego wirnika na skokową zmienność przewodności magnetycznej stojana, bez udziału prądu zasilającego uzwojenia [15], [52].

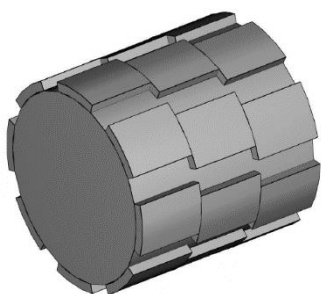
Moment zaczepowy jest niekorzystnym zjawiskiem w silnikach (maszynach) elektrycznych z magnesami trwałymi. Podczas rozruchu przeciwdziała momentowi generowanemu przez silnik. Istnieje kilka opracowań dotyczących kompensacji momentu zaczepowego [66], [64], [103], [25], [23], [44]. Opisane sposoby w literaturze [103], [25], [23], [44] zmniejszające wpływ momentu zaczepowego, opierają się na zmianie geometrii statora, geometrii magnesów na wirniku, ułożenia magnesów na wirniku, jak również zmianie proporcji ilości magnesów w stosunku do ilości zębów statora. Wykonanie statora z odpowiednio dobranym kątem skośnym zębów, zmniejsza wpływ niekorzystnego momentu zaczepowego. Zamiast tego, można również zastosować jednorodny skos magnesów, lecz jest to technologia bardziej kosztowna w wykonaniu. Podane są również przykłady w których, stosuje się segmentowy skos magnesów, skos motylowy „V”, skos motylowy „W” [103]. Rysunek 2.25 pokazuje skos zębów statora, rysunki 2.26 – 2.29 pokazują skośnie magnes, segmentowy skos magnesów, skos motylowy V, skos motylowy W.



Rys.2.25. Skos zębów statora [103]



Rys.2.26. Magnes skośny [103]



Rys.2.27. Segmentowy skos magnesów [103]



Rys.2.28. Skos motylowy V [103]



Rys.2.29. Skos motylowy W [103]

Wadą tego typu rozwiązania przy zachowaniu tych samych wymiarów statora oraz wirnika, jest zmniejszenie momentu silnika. Chcąc zachować ten sam moment silnika, należy zwiększyć wymiar silnika poprzez wydłużenie części statora i wirnika lub poprzez zwiększenie średnicy statora.

Kolejnym negatywnym składnikiem, wynikającym z konstrukcji silnika, są momenty reluktancyjne (ang. Reluctance torque). Jest to oddziaływanie prądowych sił magnetoelektrycznych na skokową zmienność przewodności magnetycznej wirnika [15]. Uwidaczniają się, gdy przez uzwojenie silnika BLDC przepływa prąd elektryczny. W konstrukcjach, w których magnesy umieszczone są na powierzchni wirnika, zmiana przewodności magnetycznej jest niewielka. W związku z tym silniki te generują momenty reluktancyjne na bardzo niskim poziomie i w większości w symulacjach są pomijane. Kolejnym znaczącym składnikiem wpływającym na tętnienia momentu silnika BLDC, jest sposób zasilania uzwojeń silnika (sterowanie sygnałem prostokątnym lub sinusoidalnym). Sterowanie sygnałem prostokątnym powoduje komutacyjne tętnienia momentu (ang. Commutation torque ripple). Powstają one podczas komutacji, procesu przejmowania



przewodzenia prądu przez kolejne fazy silnika. W pracy [15], [74] opisano metody ograniczenia komutacyjnego tętnienia momentu.

Znacznie lepiej pod względem tętnienia momentu wypada silnik PMSM. Ze względu na przebieg siły elektromotorycznej zbliżonej do sinusoidalnej, sterowanie prądowe poszczególnych faz, wykorzystuje przebiegi sinusoidalne przesunięte względem siebie o  $120^\circ$  elektrycznych. Tego typu sterowanie nie tylko zmniejsza tętnienia momentu, ale również zmniejsza poziom hałasu. Sterowanie to jest często wykorzystywane w sterownikach (potocznie zwanych w automatyce falownikami) silników synchronicznych i asynchronicznych.

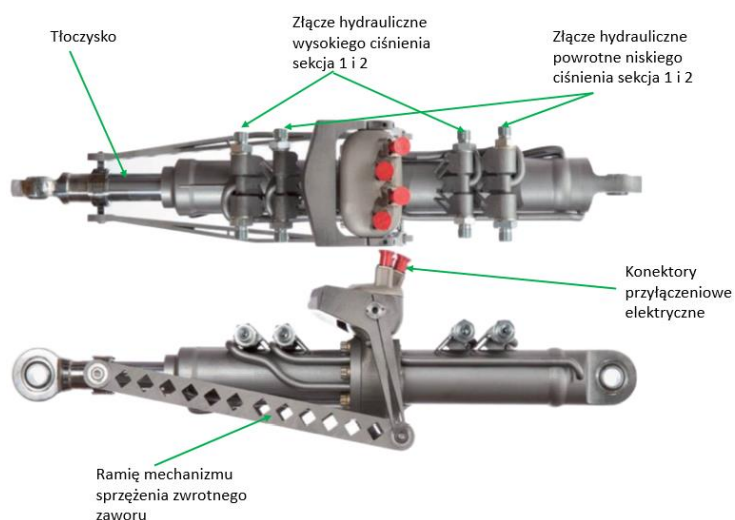
W ostatnich latach dość dużą popularnością w sterowaniu silnikiem PMSM, cieszą się bezczujnikowe metody sterowania silnikiem, bazujące na pomiarach napięć i prądów poszczególnych faz oraz wykorzystaniu modelu matematycznego silnika. Algorytmy te wymagają szybkich obliczeń matematycznych w czasie rzeczywistym.

### **2.4. Siłownik tandemowy firmy Yasa Poland**

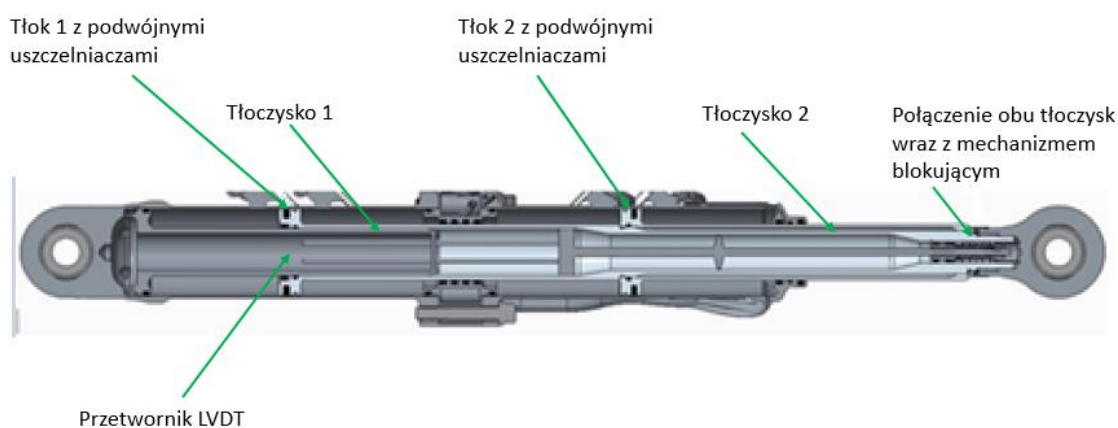
Siłownik tandemowy firmy Yasa Poland, będący obiektem badawczym niniejszej pracy, jest połączeniem dwóch siłowników hydraulicznych w jednym korpusie, w którym obydwie tłoki połączone są wspólnym tłoczyskiem. Dzięki takiemu wykonaniu zwiększony został poziom bezpieczeństwa [3], [19]. W razie awarii jednego z członów siłownika, drugi, redundantny człon pozostaje sprawny [42]. Założone prawdopodobieństwo wystąpienia usterki wynosi  $10^{-7}$  na godzinę lotu.

Rysunki 2.30 oraz 2.31 pokazują rozwiązanie konstrukcyjne pierwszej wersji siłownika tandemowego wykonanego w firmie Yasa Poland.

## 2. Siłowniki hydrauliczne tandemowe - analiza rozwiązań i podejść

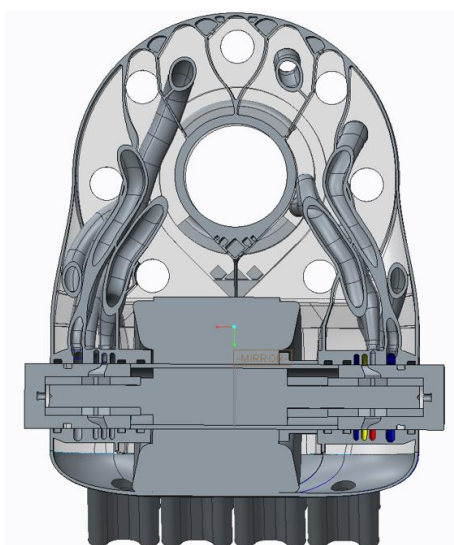


Rys.2.30. Siłownik firmy Yasa Poland [9]



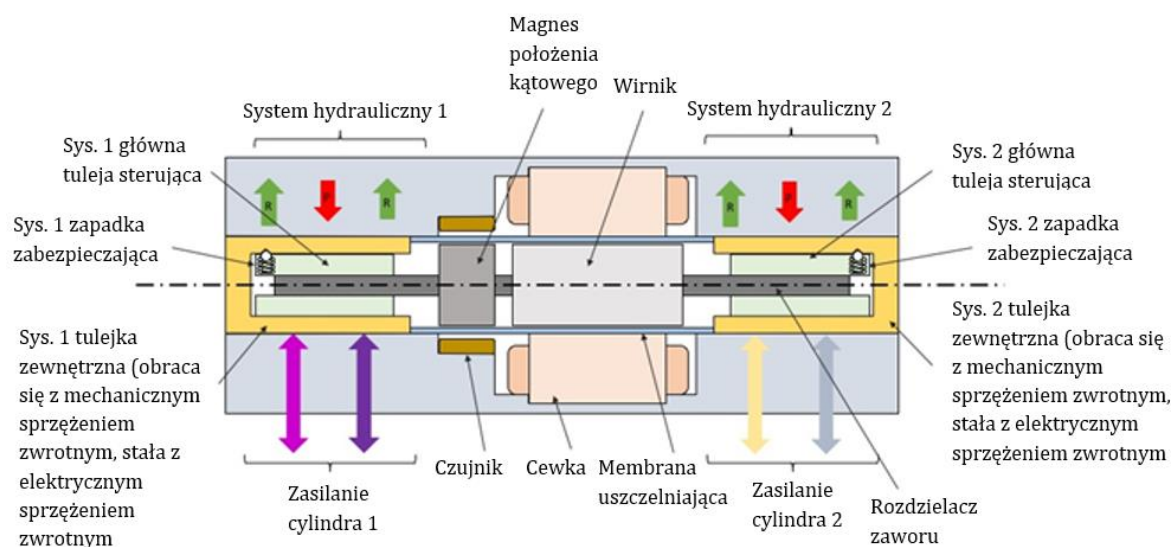
Rys.2.31. Przekrój siłownika Yasa Poland [9]

Rysunek 2.30 przedstawia siłownik wraz z podwójnym serwowalnym zaworem i mechanicznym sprzężeniem zwrotnym pozycji tłoczyska sterującego zaworem. Rys.2.31 przedstawia przekrój sekcji siłownika, komory cylindrów. Komory siłownika oraz kanały przepływowe rozdzielacza są zbilansowane ciśnieniowo oraz pod względem przepływu, aby zminimalizować siły tarcia i histerezę. Siłownik został tak zaprojektowany, aby obydwie powierzchnie tłoków, na które oddziałuje ciśnienie oleju hydraulicznego, były takie same. Dzięki temu zapewniono symetrię w charakterystyce prędkości i siły.



Rys.2.32. Przekrój podwójnego serwowalwu Yasa Poland [9]

Na rysunku 2.32 przedstawiono przekrój serwowalwu wraz z częścią kanałów przepływowych. Ponieważ został on wykonany w technologii przyrostowej AM spiekania proszku stalowego, możliwe było wykonanie kanałów oraz pozostawienia pustych tych przestrzeni pomiędzy nimi, które nie mają wpływu na wytrzymałość konstrukcji. Dzięki temu znacznie zredukowano masę, co było jednym z założeń projektu firmy Yasa Poland. Zastosowany podwójny serwowalw jest serwowalwem typu DDSV (z ang. Direct Drive Servo-Valve). Rysunek 2.33 przedstawia budowę podwójnego serwowalwu zastosowanego w pierwszym projekcie siłownika tandemowego [9].



Rys.2.33. Budowa podwójnego serwowalwu Yasa [9]

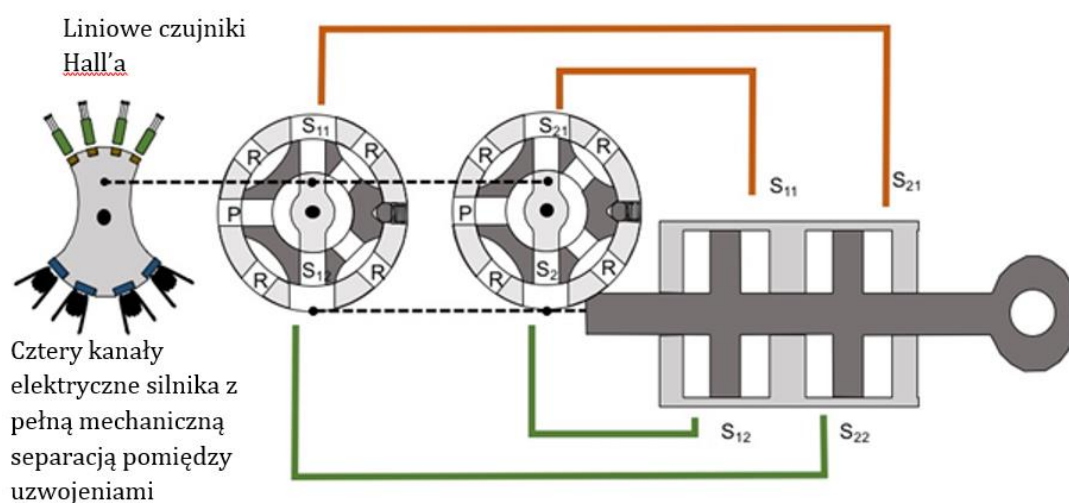
## 2. Siłowniki hydrauliczne tandemowe - analiza rozwiązań i podejść

---

Elementy sterujące serwowaworu umieszczone są we wspólnym korpusie, natomiast systemy hydrauliczne obu sekcji przełączających są odseparowane od siebie, to znaczy ciecz robocza osobno zasilanych sekcji nie łączy się ze sobą wewnątrz rozdzielacza. Wspólnym elementem obu sekcji jest suwak obrotowy z umieszczonymi na końcach kanałami przełączającymi oraz w części środkowej obwodowo umieszczone są magnesy neodymowe typu N45, tworzące rotor silnika PMSM (z ang. Permanent Magnet Synchronous Motor). Elementy te pracują w tzw. sekcji mokrej. Elementem separującym sekcję mokrą od suchej jest membrana wykonana z tytanu. Na membranie umieszczony jest silnik PMSM czterokanałowy, który przedstawiono na rysunku 2.34. Schemat siłownika z napędem przedstawiono na rysunku 2.35. Schematycznie pokazano na nim cztery kanały silnika elektrycznego, cztery czujniki pomiaru położenia kąтового wirnika wraz z rozdzielaczem obrotowym oraz podwójny siłownik.



Rys.2.34. Silnik czterokanałowy podwójnego serwowaworu Yasa Poland [9]



Rys.2.35. Schemat działania siłownika tandemowego z napędem obrotowym bezpośrednim – Yasa Poland [9]

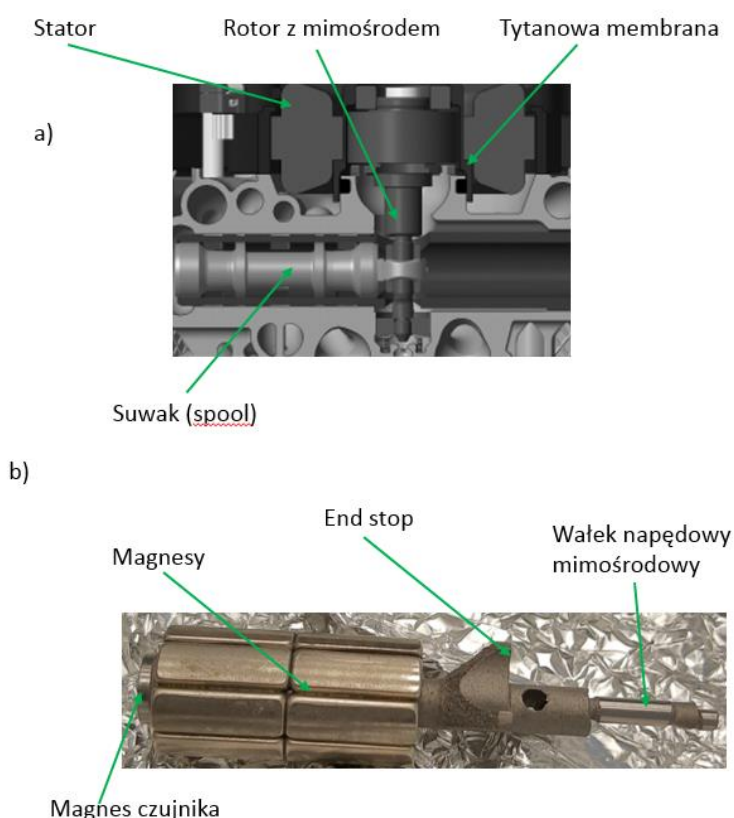
Każdy kanał posiada układ zabezpieczenia przed przeciążeniem lub zablokowaniem tulei w postaci mechanizmu zapadkowego z odpowiednio dobraną sprężyną. Użycie tego typu silnika w systemie serwowzaworu daje możliwość pracy również w następujących sytuacjach awaryjnych:

- awarii jednego lub dwóch uzwojeń stojana silnika,
- awarii jednego lub dwóch liniowych czujników Hall'a,
- awarii układu elektronicznego sterowania uzwojeniami, jednego lub dwóch kanałów,
- zablokowaniem tulei mechanicznego sprzężenia zwrotnego.

Jak opisano w rozdziale 1, problemem technologicznym występującym przy produkcji siłowników tandemowych jest precyzyjne wykonanie elementu sterującego - suwaka, polegające na odpowiednim dopasowaniu kanałów przełączających. W związku z tymi trudnościami, zdecydowano się na zastosowanie dwóch oddzielnych serwowzaworów, zestrojonych i sterowanych przez zaproponowane w niniejszej pracy oprogramowanie sterujące. Układ sterowania zapewnia synchroniczną pracę obydwu tłoczków poprzez uzyskanie zbliżonych parametrów i charakterystyk przepływu oraz właściwości dynamicznych kanałów sterujących siłownikiem tandemowym.

### 2.5. Budowa serwozaworu do zastosowania w siłowniku tandemowym

Podstawową różnicą pomiędzy pierwszą a drugą (obecnie wdrażaną) wersją siłownika tandemowego jest zastosowanie rozdzielacza z dwoma serwozaworami L060V1 firmy Yasa. Rysunek 2.36a przedstawia przekrój części napędowej suwaka, 2.36b rotor silnika z magnesami.



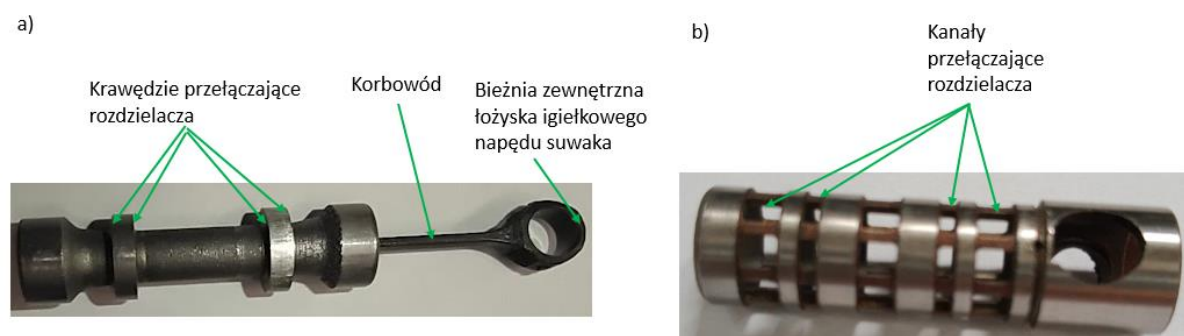
Rys.2.36. Mechanizm napędu suwaka, a) przekrój wewnętrzny, b) rotor silnika z osią mimośrodu [13]

Serwozawór L060 jest serwozaworem typu DDSV elektrycznym o bezpośrednim napędzie. Wykonany został w technologii przyrostowej AM druku 3D ze stali maraging steel 1.2709. Silnik synchroniczny z magnesami trwałymi został zaprojektowany w programie SmartFEM oraz wykonany w ramach prowadzonych badań.

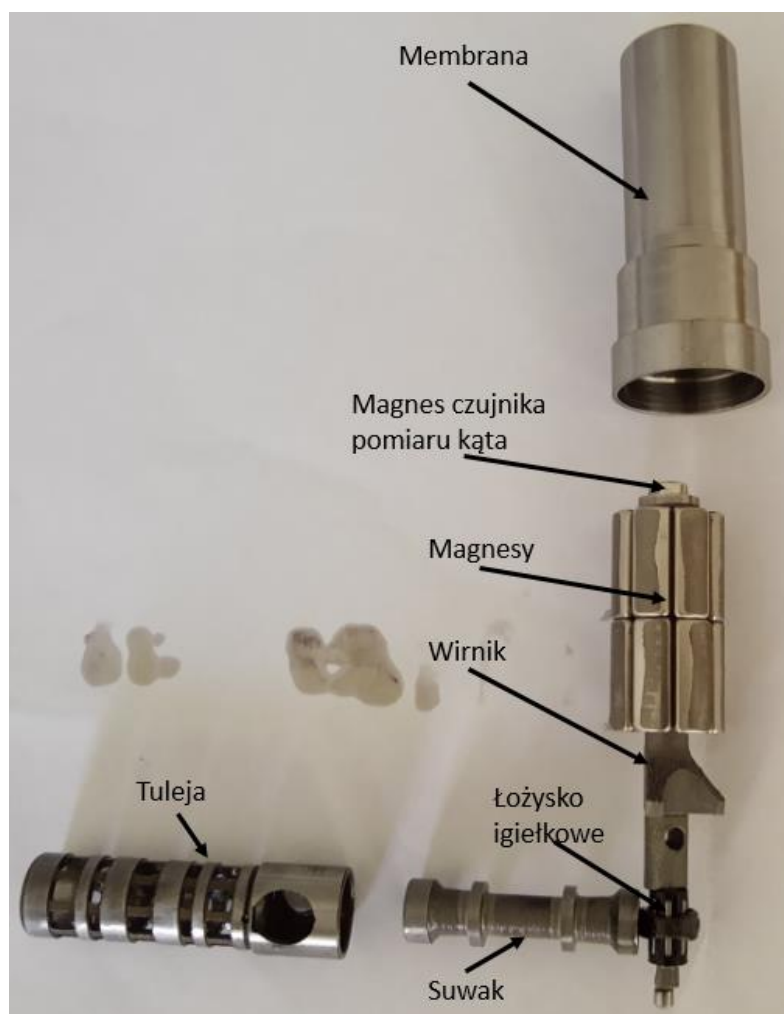
Na wirniku silnika znajduje się osiem magnesów neodymowych typu N45, naklejonych na obwodzie. Wirnik obustronnie podparty łożyskami poprzez mechanizm korbowodowy napędza suwak rozdzielacza. Korba w mechanizmie napędowym jest jednocześnie

elementem wirnika, wózek jest częścią suwaka rozdzielacza. Wirnik wraz z suwakiem pracuje w części mokrej układu niskiego ciśnienia. Tytanowa membrana oddziela część mokrą od części suchej i jest jednocześnie elementem mocowania statora silnika PMSM czterokanałowego. Silnik został zaprojektowany tak, aby przy uszkodzeniu dwóch z czterech kanałów zapewnić prawidłową pracę całego serwozaworu. W trakcie pracy jednocześnie zasilane są cztery kanały silnika z osobnych końcówek mocy ( tranzystorów przełączających). Na końcu wirnika w strefie mokrej znajduje się magnes, który jest częścią układu pomiaru kąta wraz z czujnikiem GMR Sensor. Pomiar położenia liniowego suwaka jest pomiarem pośrednim, obliczanym na podstawie pomiaru kąta wirnika z uwzględnieniem odsunięcia wykorbienia od środka obrotu. Dzięki odpowiedniemu pasowaniu łożyska igiełkowego pomiędzy wałkiem wykorbienia i korbowodem suwaka, uzyskuje się bezluzowe ruchome połączenie mechaniczne.

Rysunek 2.37 przedstawia suwak z krawędziami przełączającymi (a) (z ang. Spool) oraz tulei z kanałami przełączającymi (b) (z ang. sleeve). Podzespoły współpracujące w sekcji rozdzielacza ilustruje rysunek 2.38.



Rys.2.37. Elementy przełączające w serwozaworze, a) suwak, b) tuleja [13]



Rys.2.38. Elementy rozdzielacza serwozaworu (bez korpusu) [13]

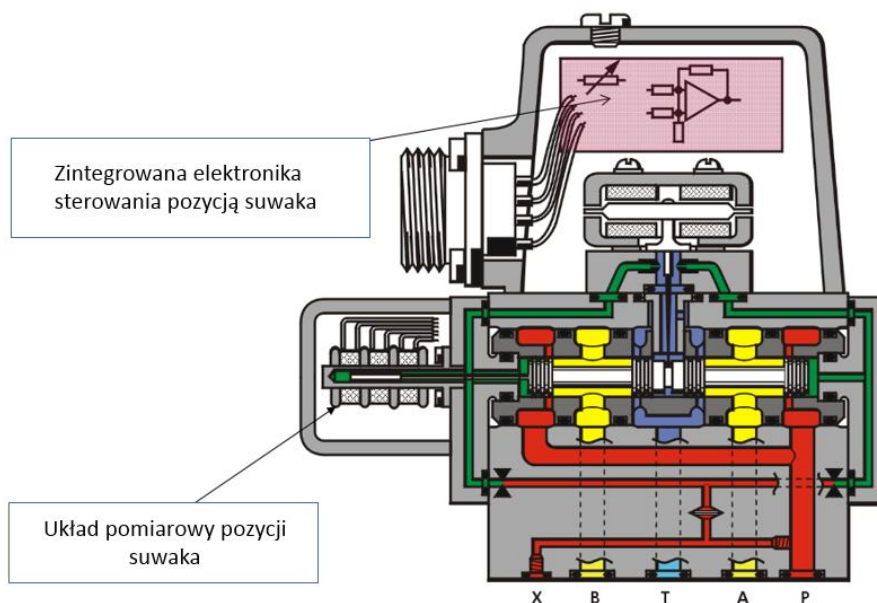
### 2.6. Algorytmy sterowania serwozaworami - przegląd możliwych do zastosowania metod i rozwiązań

Pierwsze konstrukcje zaworów proporcjonalnych oraz serwozaworów, wykorzystywały mechaniczne sprzężenie zwrotne do sterowania pozycją suwaka. Są to głównie zawory typu Flapper Nozzle, Pipe-Jet, omówione w rozdziale 2.2. Takie rozwiązania są stosowane i ofertowane do dziś przez wiodące firmy, np. Moog czy Parker. Postęp w dziedzinie elektroniki, szczególnie rozwój mikroprocesorów oraz układów pomiarowych, umożliwił także rozwój w dziedzinie sterowania hydrauliki siłowej – zaworów proporcjonalnych oraz serwozaworów. Coraz większe wymagania odnośnie dynamiki, liniowości przepływu, dokładności w sterowaniu przepływem lub ciśnieniem



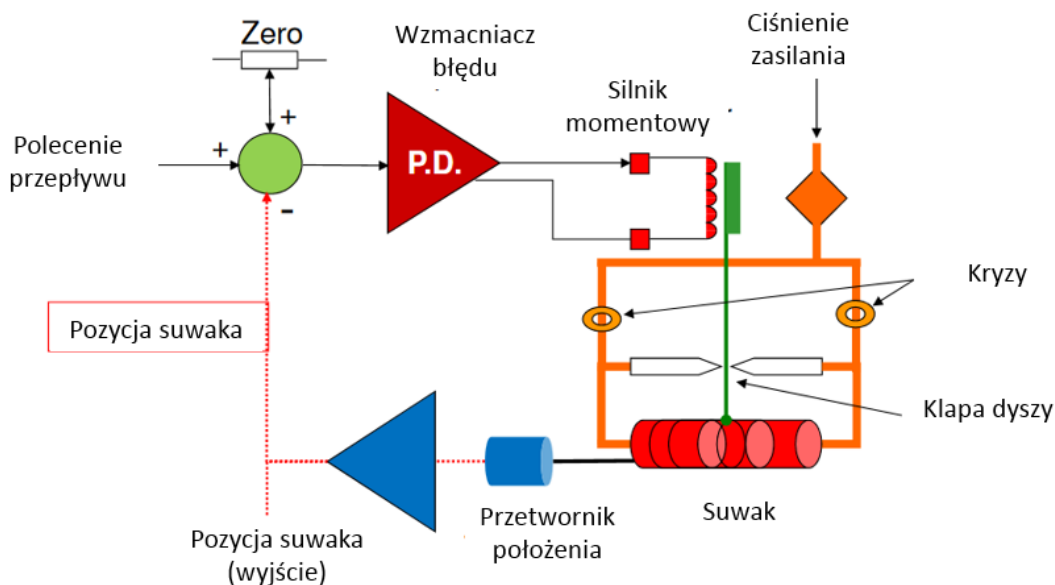
## 2. Siłowniki hydrauliczne tandemowe - analiza rozwiązań i podejść

stawiane układom sterowania, skłoniły do zmiany konstrukcji zaworów w kierunku bezpośredniego sterowania suwakiem ze sprzężeniem zwrotnym od pozycji. W celu poprawy parametrów serwozaworów typu Flapper Nozzle, zastosowano sprzężenie zwrotne od pozycji suwaka z zastosowaniem przetwornika pomiarowego (rys. 2.39).



Rys.2.39. Rozbudowa serwozaworu typu Flapper Nozzle [51]

Schemat układu sterowania zastosowanego w rozwiązaniu z rysunku 2.39 pokazano na rysunku 2.40.



Rys.2.40. Przykład sterownika z zastosowaniem przetwornika położenia suwaka [51]

Zastosowane sterowania pozycją suwaka opiera się głównie na klasycznych regulatorach PID [71], [104], [32], [47]. Rozwiązanie to pozwala zastosować powszechnie znane metody doboru współczynników układu sterowania, takie jak metoda linii pierwiastkowych [94], metoda Ziguera-Nicholsa [104], [46], metoda wykorzystująca charakterystyki częstotliwościowe układu otwartego [8] czy też podejście eksperckie, bazujące na znajomości dynamiki obiektu. Niewątpliwą zaletą regulatorów PID przy poprawnie dobranych współczynnikach jest ich odporność na zmiany parametrów systemu, prostota implementacji do układu cyfrowego oraz łatwość dostrojenia współczynników w przypadku stwierdzenia niepoprawnego działania, np. ze względu na różnicę model-obiekt. Wielu badaczy poszukuje rozwiązań wykorzystujących inne metody, zapewniających wysoką jakość sterowania. W literaturze [31] pokazano porównanie klasycznego regulatora PID z regulatorem opartym na użyciu podejścia bazującego na metodzie Lapunowa. Ogólnie, metody bazujące na funkcji Lapunowa [95], [27] umożliwiają realizację systemów samo-strojących się czy adaptacyjnych. Wykorzystanie drugiej metody Lapunowa do syntezy algorytmu sterowania gwarantuje stabilność układu o zmiennych parametrach. Pamiętać jednak należy, że w metodach tych konieczne jest uwzględnienie wszystkich elementów dynamicznych występujących w rzeczywistym obiekcie. W przeciwnym wypadku może dojść do wystąpienia tzw. dryfu parametrów [39]. Sytuacja taka musi być przewidziana i zastosowane powinny być odpowiednie zabezpieczenia układu.

Inną ciekawą metodą opisywaną w literaturze i nadającą się do zastosowania w układach serwonapędowych są algorytmy oparte na SMC (sliding mode control), czyli sterowanie ślizgowe [5], [91], [48], [16]. Wykorzystują one połączenie dwóch metod, regulacji stanu i regulacji przekąźnikowej. Ze względu na swoją odporność na nieliniowość obiektu, metoda ta może znaleźć zastosowanie w sterowaniu serwomechanizmów elektrohydraulicznych. Aby zastosować tę metodę, konieczne jest doprowadzenie układu (w rozważanym przypadku: położenia suwaka serwozaworu) do tzw. płaszczyzny ślizgowej. Wymaga to połączenia metody z innym algorytmem sterowania, np. PID. Sterowanie ślizgowe w pewnym sensie sprowadza się do sterowania typu przełączeniowego o wysokiej częstotliwości przełączania, zależnej od dynamiki obiektu. Zastosowanie tego algorytmu w układzie sterowania serwozaworem wymagałoby bardzo szybkiego mikroprocesora sterującego. W obecnej sytuacji dostępności

komponentów elektronicznych zastosowanie algorytmu sterującego w produkcji seryjnej może okazać się niemożliwe.

W sterowaniu serwonapędami zastosowanie znalazły również metody oparte na sterowaniu bazującym na sprzężeniu od wektora zmiennych stanu. Istnieje wiele podejść wykorzystujących pełny wektor stanu, np. sterowanie modalne [33], [97], sterowanie LQR [85], [29], niektóre algorytmy sztucznej inteligencji i inne. Przykładowo, w pracy [88] do wyznaczenia współczynników wzmocnień regulatora, wykorzystano algorytm optymalizacyjny sztucznej kolonii pszczół. Metody te zapewniają wysoką jakość sterowania, wymagają jednak pomiaru pełnego wektora stanu. W przypadku braku dostępności poszczególnych stanów konieczne jest zastosowanie obserwatorów stanu [46], [34] czy też filtrów Kalmana [96], [100]. Powoduje to konieczność zastosowania mikrokontrolerów o odpowiedniej szybkości działania i przetwarzania sygnałów pomiarowych, co istotnie ogranicza możliwości zastosowania tych metod, szczególnie w obecnej sytuacji rynkowej.

Metodami, które zyskują na popularności, są algorytmy szeroko pojętej sztucznej inteligencji. Reprezentatywnym przykładem mogącym znaleźć zastosowanie w sterowaniu serwonapędami są układy sterowania bazujące na logice rozmytej [72], [14], [41], [26] i sztucznych sieciach neuronowych [14], [41], [22].

Bezpośredni początek układów sterowania bazujących na logice rozmytej dał Lotfi A. Zadeh w latach 60 ubiegłego wieku. W odróżnieniu od dwuwartościowej logiki boolowskiej, dany element może przynależeć do określonego zbioru z określonym stopniem przynależności. Reguły logiczne tworzone podczas procesu projektowania algorytmu sterującego bazują na tzw. zmiennych lingwistycznych. Umożliwia to strojenie regulatorów z wykorzystaniem wiedzy eksperckiej, co jest dużą zaletą tej metody. Jest to szczególnie cenne w sytuacjach, w których projektant nie dysponuje wiarygodnym modelem matematycznym, lub model ten jest silnie nieliniowy, znany jest natomiast sposób sterowania. W analizowanym w niniejszej pracy rozwiązaniu wspomniane przesłanki do zastosowania algorytmów rozmytych nie zachodzą. Algorytmy rozmyte wymagają dużej mocy obliczeniowej mikroprocesora, co – podobnie do wcześniej opisywanych metod – jest poważnym ograniczeniem w obecnej sytuacji rynkowej.

Sztuczne sieci neuronowe czy też symulowane sieci neuronowe są wzorowane na ludzkim mózgu i naśladują sposób przepływu informacji, wzorując się na biologicznych neuronach.

Typowa sieć neuronowa składa się z warstw węzłów obejmujących warstwę wejściową, jedna lub więcej warstwy ukryte oraz warstwę wyjściową. Pojedynczy węzeł jest rozpatrywany jako model regresji liniowej złożony z danych wejściowych, wag, wartości progowych oraz danych wyjściowych. Wagi dobierane są w procesie uczenia się sieci neuronowej, który zazwyczaj wykorzystuje zestaw danych uczących.

Algorytmy sztucznych sieci neuronowych znajdują zastosowanie, gdy dostępny jest bogaty zbiór zmiennych uczących, istnieją zaś obiektywne trudności z zastosowaniem innych metod. Poważnym ograniczeniem sieci neuronowych jest brak możliwości wykazania poprawności ich działania w pełnym zakresie zmienności parametrów systemu. Wyklucza to w chwili obecnej możliwość zastosowania tego algorytmu w układzie opisywanym w pracy.

Szerokie możliwości dają modyfikacje algorytmów sterowania bazujące na regulatorach PID, a wykorzystujące wiedzę ekspercką oraz dostępność dodatkowych sygnałów zmiennych stanu. Modyfikacje polegają na zastosowaniu sprzężenia wyprzedzającego (feedforward) [62], zastosowaniu sprzężenia od różniczki wielkości regulowanej zamiast wykonania operacji różniczkowania uchybu [77] czy też zmianie wartości współczynników wzmocnień w czasie pracy regulatora [40], [76]. Modyfikacje takie istotnie polepszają jakość sterowania, nie powodując równocześnie problemów występujących w innych analizowanych sposobach sterowania.

W procesie sterowania siłownikiem tandemowym istotna jest synchronizacja pracy dwóch serwozaworów. Stosowane są tu rozwiązania bazujące na opisanych wcześniej algorytmach sterowania. Zagadnienie synchronizacji opisane jest między innymi w [30], [81], [77], [101], [78], [83]. Przykładowo, prezentowany w literaturze [81] algorytm sterowania synchronizujący pracę zaworu proporcjonalnego oraz serwozaworu w zastosowaniu do sterowania pozycją pojedynczego siłownika nazwany PID-MPC, spełnił stawiane wymagania jakości sterowania. Bazował on na zmodyfikowanym regulatorze PID. Przykładem modyfikacji regulatora PID jest zastosowanie sprzężenia wyprzedzającego w układzie synchronizacji dwóch serwozaworów [77]. Powodem zastosowania takiego rozwiązania jest występujące często w układach hydraulicznych stosunkowo niskie tłumienie pulsacji ciśnienia. W układach sterowania cyfrowego występuje opóźnienie w pochodnej położenia, związane z realizacją operacji różniczkowania. Rozwiązanie przedstawione w [77] poprawia jakość sterowania

w opisywanej sytuacji. Spotkać też można modyfikacje polegającą na użyciu mierzonej wielkości fizycznej sprzężenia zwrotnego do obliczeń części różniczkowej w regulatorze, zamiast sygnału z uchybu wartości zadawanej i mierzonej [77]. Opisane rozwiązania są możliwe do zastosowania w warunkach przemysłowych i obecnej sytuacji rynkowej (utrudniona dostępność zaawansowanych mikrokontrolerów). Ze względu na niepewność parametrów modelu i zmieniające się podczas eksploatacji parametry układów synchronizowanych, algorytmy wykorzystywane w procesie synchronizacji często bazują na logice rozmytej. W pracy [101] przedstawiono sposób synchronizacji dwóch siłowników hydraulicznych z wykorzystaniem logiki rozmytej. Dwa zawory hydrauliczne typu On-OFF połączone z serwozaworami, sterują pracą dwóch niezależnych siłowników hydraulicznych. Algorytm opiera się na sterowaniu synchronizacją typu *Master-Slave* poprzez kompensację błędu uchybu położenia tłoczków siłowników. Sygnał wyjściowy z układu synchronizacji jest podawany do układu sterowania siłownikiem *Slave* jako sygnał o zmiennym współczynniku wypełnienia (PWM). W pracy [78] opisano kontrolę sprzężenia krzyżowego do synchronizacji pracy dwóch siłowników hydraulicznych z zastosowaniem logiki rozmytej. Badany układ zawierał dwa niezależne siłowniki hydrauliczne sterowane zwozami połączonymi proponowanym układem synchronizacji. Przedstawione prace pokazują, że algorytmy bazujące na logice rozmytej sprawdzają się w rozwiązaniach synchronizacji układów siłowników.

Podobnym zagadnieniem do synchronizacji dwóch serwozaworów jest synchronizacja niezależnych mechanizmów skrętu dla kół samochodowych [83]. Zastosowano tu krzyżowe połączenie sterowników dodatkowym sygnałem prędkości błędu uchybu pomiędzy dwoma napędami. Do synchronizacji skutecznie zaproponowano regulator ślizgowy.

Analogicznym do zadania synchronizacji jest sterowanie według modelu. Przykładowo, w pracy [40] zastosowano koncepcję wykorzystania całki z uchybu pomiędzy modelem a rzeczywistym obiektem w układzie sterowania ruchem bocznym samolotu w fazie podejścia do lądowania. Rozwiązanie takie działa poprawnie w locie po prostej, występują natomiast oscylacje uchybu układ rzeczywisty – model podczas innych faz. Aby problem wyeliminować, zastosowano sterowanie LQR.

Jak już wspomniano, algorytmy bazujące na logice rozmytej wymagają realizacji licznych operacji matematycznych mikroprocesora, natomiast algorytmy ślizgowe układu o dużej

częstotliwości. Układy wykorzystujące metodę LQR wymagają znajomości pełnego wektora stanu, a tym samym zastosowanie obserwatorów stanu, co istotnie wpływa na konieczność zwiększenia mocy obliczeniowej procesora. Zastosowanie zaawansowanego mikrokontrolera w obecnej sytuacji rynkowej jest kłopotliwe. Zaleca się więc zastosowanie innych metod synchronizacji, szczególnie we wstępnej fazie wdrażania produktu.

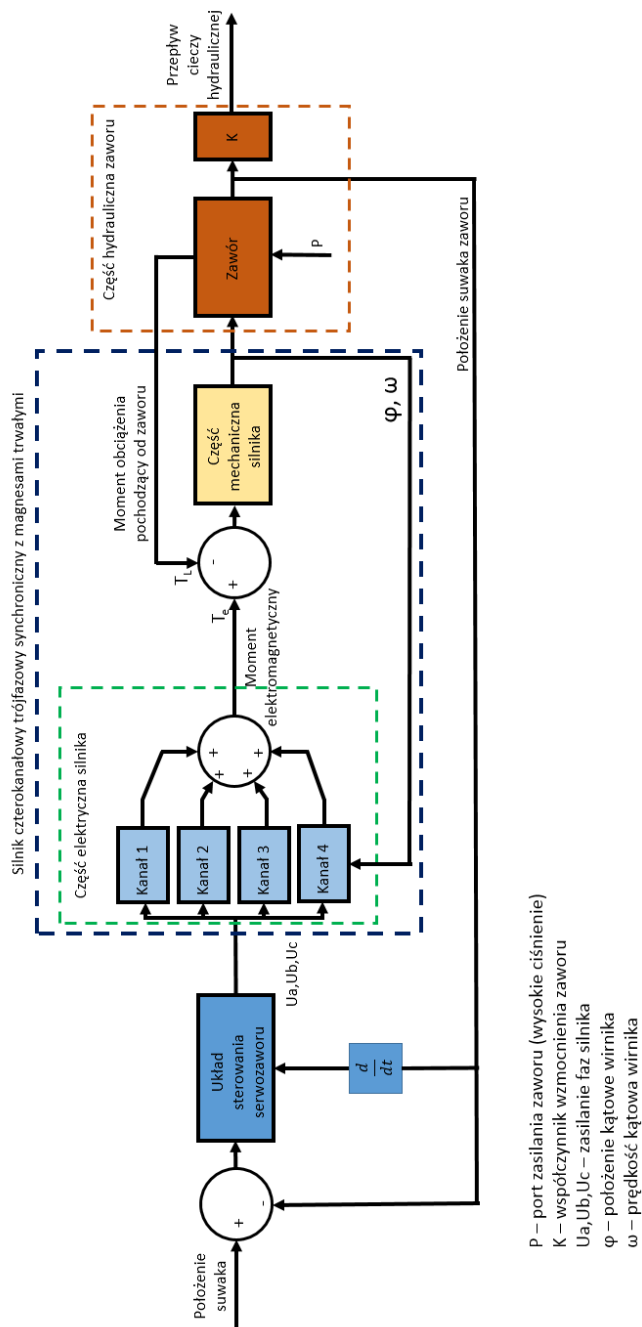
Zalecane metody sterowania wymagają zastosowania modelu matematycznego dynamiki obiektu, który wiernie odzwierciedla jego właściwości oraz jest możliwie prosty [85]. Serwozawór jest układem, w którym korzystnie jest przyjąć model zlinearyzowany, natomiast w symulacjach należy uwzględnić zmienne parametry systemu, jak również typowe nieliniowości. Model powinien uwzględniać zarówno właściwości mechaniczne układu, jak i elektryczne.

Biorąc pod uwagę właściwości poszczególnych sposobów sterowania, uwzględniając specyfikę wdrożenia produktu w firmie produkcyjnej oraz obecną sytuację rynkową, opracowano zalecenia w procesie projektowania algorytmów sterowania dla wdrażanego serwomechanizmu tandemowego:

1. Należy zrealizować i zweryfikować model matematyczny obiektu, umożliwiający realizację zadania sterowania serwozaworem oraz realizację zadania synchronizacji.
2. We wstępnej fazie projektowej zastosować algorytmy bazujące na regulatorze PID, z ewentualnymi prostymi modyfikacjami wynikającymi z konstrukcji układu (np. zastosowanie pomiaru pochodnej położenia suwaka w miejsce różniczki w regulatorze PID).
3. Przeanalizować możliwe modyfikacje regulatora PID, mające na celu poprawę jakości sterowania.
4. Zrealizować układ synchronizacji serwozaworów, bazujący na możliwie prostym układzie sterowania.
5. Sterowanie z wykorzystaniem innych algorytmów sterowania zalecane jest do rozważenia podczas opracowywania wersji rozwojowych konstrukcji.

### 3. Opis matematyczny serwozaworu

Do realizacji zadania sterowania serwozaworami siłownika tandemowego niezbędna jest realizacja modelu matematycznego serwozaworu. Rysunek 3.1 przedstawia schemat struktury modelu matematycznego serwozaworu.



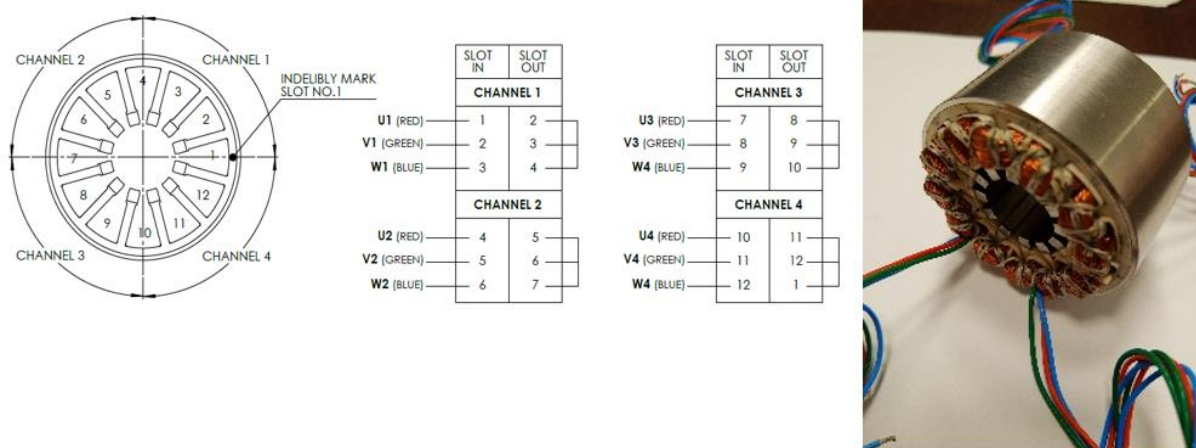
Rys.3.1. Ogólna struktura modelu serwozaworu hydraulicznego

### 3. Opis matematyczny serwozaworu

W układzie można wydzielić model silnika elektrycznego oraz rozdzielacza. Układ sterowania serwozaworu składa się z układu regulatora PID, który wystawia sygnały sterujące dla układu sterowania poszczególnymi fazami silnika trójfazowego czterokanałowego. Do sterowania kluczami tranzystorowymi zasilającymi poszczególne fazy silnika, wykorzystano wbudowane w procesor sygnały PWM (Pulse-Width Modulation). Układ sterowania serwozaworu załącza poszczególne fazy silnika czterokanałowego. Silnik ten, poprzez mechanizm korbowo-wodzikowy, zamienia ruch obrotowy wirnika na ruchy posuwisto zwrotne suwaka rozdzielacza. Zamontowany w osi wirnika czujnik magnetyczny, dostarcza informacje o położeniu kątowym oraz pośrednio o położeniu liniowym suwaka.

#### 3.1. Model silnika w aplikacji sterowania serwozaworem

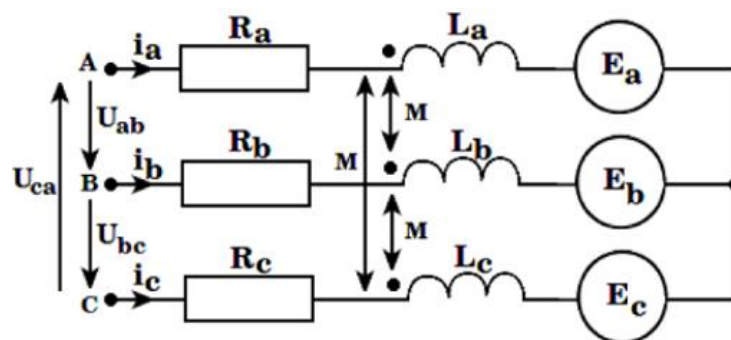
Rozpatrywany silnik jest silnikiem trójfazowym, czterokanałowym PMSM o uzwojeniach skupionych połączonych w gwiazdę. Składa się z czterech par biegunów. Każdy z kanałów jest odseparowany mechanicznie i elektrycznie. Przyjęto, że stojan silnika pracuje poniżej zakresu nasycenia, prąd jest ograniczony do prądu nominalnego. Rysunek 3.2 przedstawia rozmieszczenie uzwojeń oraz sposób połączenia.



Rys.3.2. Silnik czterokanałowy, rozmieszczenie i połączenie uzwojeń – dokumentacja projektowa [13]



Dla celów modelowania matematycznego niezbędny jest opis matematyczny występujących w silniku zjawisk, przedstawiony między innymi w literaturze [65], [80], [63], [82]. Opis modelu silnika został podzielony na dwie części: część elektryczna silnika oraz część mechaniczną silnika. Rysunek 3.3 przedstawia schemat zastępczy silnika trójfazowego jednokanałowego. Dla pozostałych kanałów opis matematyczny będzie identyczny. Wyjściowy moment elektromagnetyczny będzie sumą momentów elektromagnetycznych każdego z kanałów.



Rys. 3.3. Schemat zastępczy silnika PMSM – pojedynczy kanał części elektrycznej silnika [65]

$R_a=R_b=R_c$  – rezystancje faz,

$L_a=L_b=L_c = L$  – indukcyjności własne faz,

$U_{ab}, U_{bc}, U_{ca}$  - napięcia międzyfazowe,

$E_a, E_b, E_c$  – siły elektromotoryczne indukowane w uzwojeniach,

$M$  – indukcyjności międzyfazowe.

Na podstawie schematu przedstawionego na rysunku 3.3, wyprowadzono równania opisujące część elektryczną silnika:

$$U_a(t) = R_a i_a(t) + L'_a \frac{di_a(t)}{dt} + E_a(t) \quad (3.1)$$

$$U_b(t) = R_b i_b(t) + L'_b \frac{di_b(t)}{dt} + E_b(t) \quad (3.2)$$

$$U_c(t) = R_c i_c(t) + L'_c \frac{di_c(t)}{dt} + E_c(t) \quad (3.3)$$

$U_a, U_b, U_c$  – napięcia fazowe stojana,

$i_a, i_b, i_c$  – prądy fazowe stojana.

gdzie  $L'_{a,b,c}$  jest określone jako różnica między indukcyjnością własną danej fazy, a indukcyjnościami własnymi faz. Wartości indukowanych sił elektromotorycznych w czasie  $E_{a,b,c}(t)$  opisane są jako iloczyn stałej elektrycznej  $K_e$  funkcji zmiany kąta położenia wirnika  $\phi$  i jego prędkości kątowej  $\omega_m$ :

$$E_a(t) = K_e f_a(\varphi) \omega_m(t) \quad (3.4)$$

$$E_b(t) = K_e f_b(\varphi - \frac{2\pi}{3}) \omega_m(t) \quad (3.5)$$

$$E_c(t) = K_e f_c(\varphi + \frac{2\pi}{3}) \omega_m(t) \quad (3.6)$$

gdzie:

$K_e$  – stała elektryczna [V/rad/s],

$\varphi$  – kąt elektryczny,

$\omega$  – prędkość kątowa.

Uwzględniając wcześniejsze założenia dotyczące rezystancji i indukcyjności uzwojeń, równania (3.4 - 3.6) możemy zapisać w postaci macierzowej (równanie 3.7):

$$\begin{bmatrix} U_a \\ U_b \\ U_c \end{bmatrix} = R \cdot \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 \\ 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 1 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} i_a \\ i_b \\ i_c \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} L - M & 0 & 0 \\ 0 & L - M & 0 \\ 0 & 0 & L - M \end{bmatrix} \frac{d}{dt} \begin{bmatrix} i_a \\ i_b \\ i_c \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} E_a \\ E_b \\ E_c \end{bmatrix} \quad (3.7)$$

Moc elektryczna zostaje przekształcona na moc mechaniczną. Moment generowany na wale silnika jest sumą momentów elektromagnetycznych wytwarzanych przez poszczególne uzwojenia. Moment elektromagnetyczny można więc wyznaczyć wykorzystując równanie (3.8).

$$T_e = \frac{E_a(t)i_a(t) + E_b(t)i_b(t) + E_c(t)i_c(t)}{\omega_m(t)} = \lambda_p [f_a(\varphi)i_a + f_b(\varphi)i_b + f_c(\varphi)i_c] \quad (3.8)$$

### 3. Opis matematyczny serwozaworu

---

Założono, że elementy ruchome silnika stanowią element inercyjny pierwszego rzędu, którego dynamikę opisuje równanie (3.9):

$$T_e - T_L = J \frac{d\omega}{dt} + B\omega \quad (3.9)$$

gdzie:

$T_L$  – moment obciążenia silnika [Nm],

$J$  – całkowity moment bezwładności układu napędowego suwaka (elementy w ruchu obrotowym) sprowadzony na wał silnika [kgm<sup>2</sup>],

$B$  – współczynnik tarcia lepkiego  $\left[ \frac{\text{Nm}\cdot\text{s}}{\text{rad}} \right]$ .

Wykorzystując równania (3.1 - 3.6, 3.8), możemy opisać właściwości dynamiczne silnika w przestrzeni stanu opisanego równaniem (3.10). Jako zmienne stanu przyjęto prądy fazowe, prędkość kątową oraz położenie kątowe -  $i_a \quad i_b \quad i_c \quad \omega \quad \varphi$

$$\dot{x} = Ax + Bu \quad (3.10)$$

gdzie,  $x = [i_a \quad i_b \quad i_c \quad \omega \quad \varphi]^T$

$$A = \begin{bmatrix} -\frac{R}{L-M} & 0 & 0 & \frac{\lambda_p}{L-M} f_a(\varphi) & 0 \\ 0 & -\frac{R}{L-M} & 0 & \frac{\lambda_p}{L-M} f_b(\varphi) & 0 \\ 0 & 0 & -\frac{R}{L-M} & \frac{\lambda_p}{L-M} f_c(\varphi) & 0 \\ \frac{\lambda_p}{L-M} f_a(\varphi) & \frac{\lambda_p}{L-M} f_b(\varphi) & \frac{\lambda_p}{L-M} f_c(\varphi) & -\frac{B}{J} & 0 \\ 0 & 0 & 0 & \frac{P}{2} & 0 \end{bmatrix} \quad (3.11)$$

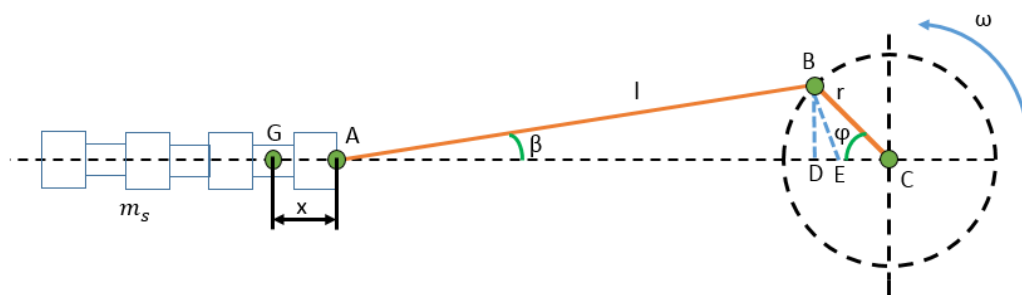
$$B = \begin{bmatrix} \frac{1}{L-M} & 0 & 0 & 0 \\ 0 & \frac{1}{L-M} & 0 & 0 \\ 0 & 0 & \frac{1}{L-M} & 0 \\ 0 & 0 & 0 & -\frac{1}{J} \end{bmatrix} \quad (3.12)$$

$$u = [U_a \quad U_b \quad U_c \quad T_L]^T \quad (3.13)$$

Równanie (3.10) jest równaniem liniowym. Powyższe równania zastosowano w symulacji komputerowej silnika czterokanałowego.

### 3.2. Opis modelu zaworu

W opisie matematycznym wydzielono część związaną z zamianą ruchu obrotowego wirnika (korby), na ruch posuwisto-zwrotny suwaka oraz zagadnienie związane z przepływem cieczy przez kanały sterujące i związane z nimi siłami oddziaływujące na suwak. Schemat kinematyczny napędu suwaka zobrazowano na rysunku 3.4. Przedstawiono go jako klasyczny mechanizm korbowo-wodzikowy.



Rys.3.4. Schemat kinematyczny napędu suwaka

$r$  – promień wykorbienia (odcinek BC),

$l$  – długość korbodu (odcinek AB).

Rozwiązując zadanie kinematyki prostej, wyznaczono przemieszczenie suwaka serwozaworu z punktu A do punktu G o wartość  $x$  przy zadanym kącie  $\varphi$  [36].

$$x = CG - CA = CG - (CD + DA) = l + r - (r \cos \varphi + l \cos \beta) \quad (3.14)$$

$$\frac{\sin\beta}{\sin\varphi} = \frac{r}{l} = \lambda \rightarrow \sin\beta = \lambda\sin\varphi \quad (3.15)$$

$$\cos\beta = \sqrt{1 - \sin^2\beta} = \sqrt{1 - \lambda\sin^2\varphi} \quad (3.16)$$

Podstawiając równanie (3.15) i (3.16) do (3.14), otrzymamy:

$$x = r \cdot \left(1 + \frac{\lambda}{2} \sin^2\varphi - \cos\varphi\right) \quad (3.17)$$

Znając przemieszczenie suwaka, możemy wyznaczyć prędkość oraz przyspieszenie. Prędkość jest pochodną przemieszczenia względem czasu wyrażoną równaniem (3.18).

$$V = \frac{dx}{dt} = \frac{dx}{d\varphi} \frac{d\varphi}{dt} = r(\sin\varphi + \frac{\lambda}{2} \sin 2\varphi) \frac{d\varphi}{dt} \quad (3.18)$$

Przyspieszenie jest pochodną prędkości względem czasu opisaną jako:

$$a = \frac{dV}{dt} = r\omega^2(\cos\varphi + \lambda\cos 2\varphi) \quad (3.19)$$

Znając masę suwaka, prędkość oraz przyspieszenie, możemy na podstawie zagadnień dynamiki prostej określić siły działające na suwak. W równaniach tych nie uwzględniono momentu bezwładności oraz masy wirnika, będącego równocześnie elementem korby w rozpatrywanym przypadku serwozaworu. Wielkości te zostały uwzględnione w równaniach opisujących silnik synchroniczny trójfazowy opisanych w rozdziale 3.1, jako moment bezwładności wirnika. W równaniach (3.20 – 3.26) skupiono się na suwaku, wykonującym ruchy posuwisto-zwrotne. W obliczeniach dynamiki dokonano uproszczenia w postaci mas zredukowanych do elementu. Masę korbowodu skupiono w punkcie środka

masy suwaka, będącego punktem łączenia z korbowodem. Założenia te przyjęto zgodnie z literaturą [92], [93].

Siły bezwładności suwaka opisać można ogólnym równaniem:

$$F_s = -m_s a \quad (3.20)$$

Podstawiając równanie (3.19) do (3.20), otrzymujemy równanie siły bezwładności suwaka, wykonującego ruch postępowo-zwrotny.

$$F_s = -m_s \omega^2 r (\cos\varphi + \lambda \cos 2\varphi) [N] \quad (3.21)$$

Uwzględniając tarcie ślizgowe pomiędzy suwakiem a tuleją, równanie (3.21) zapiszemy jako:

$$F_s = - \left( m_s \omega^2 r (\cos\varphi + \lambda \cos 2\varphi) + B \frac{dx}{dt} \right) [N] \quad (3.22)$$

gdzie  $B$  jest tarciem newtonowskim, wyrażonym jako [38]:

$$B = \pi d_s \frac{l}{h} \mu \quad (3.23)$$

gdzie:

$d_s$  – średnica suwaka,

$l$  – długość suwaka,

$h$  – grubość szczeliny,

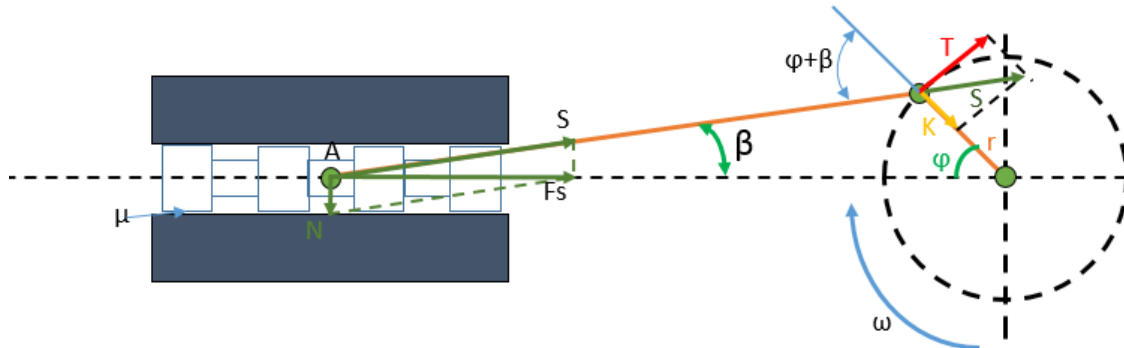
$\mu$  - współczynnik tarcia.

Znając siły bezwładności od poruszającego się suwaka, można wyznaczyć moment obciążenia silnika, wyrażony jako [36]:

$$M_{obc.} = Tr \quad (3.24)$$

$T$  – wartość siły stycznej

$r$  – promień



Rys.3.5. Schemat przedstawiający rozkład sił mechanizmu

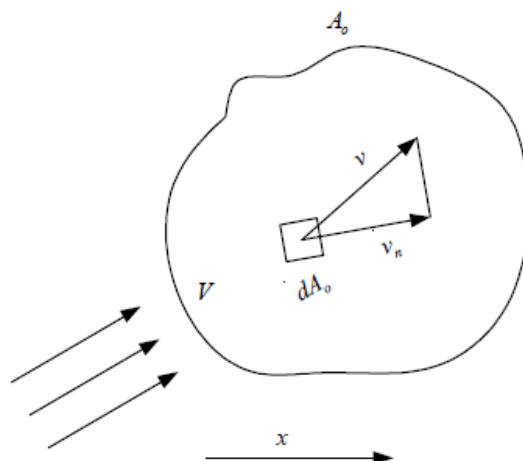
Rysunek 3.5 przedstawia rozkład sił mechanizmu korbowo-wodzikowego zaworu. Zgodnie z rysunkiem:

$$S = \frac{F_s}{\cos\beta} \quad (3.25)$$

$$T = S \sin(\alpha + \beta) \quad (3.26)$$

W równaniu (3.26) nie uwzględniono siły działającej na suwak od przepływu cieczy przez kanały sterujące. Rozpatrując zagadnienie związane z momentem obciążającym silnik elektryczny, należy uwzględnić również siły oddziaływujące na suwak, zależne od przepływu cieczy roboczej. Przepływ cieczy przez kanały i szczeliny sterujące zaworu, powoduje powstawanie sił hydrostatycznych - różnicy ciśnień strumienia wejściowego i wyjściowego w kanale, wywołanej oporami przepływu przez szczelinę sterującą. Projektując zawór, dąży się do uzyskania takich samych powierzchni czołowych tłoczków. Dzięki temu siły te są niewielkie i równoważą się. W badanym modelu zaworu założono, że można je pominąć [38].

Dodatkową siłą, która występuje w zaworze podczas przepływu cieczy, jest siła hydrodynamiczna - zmiana pędu strugi. Oddziałuje ona zarówno na parę suwak – tuleja, jak i na ciecz. Ponieważ jest to istotne obciążenie występujące w modelowanym układzie, przedstawiono sposób jego zamodelowania [38].



Rys.3.6. Objętość  $V$  ograniczona powierzchnią  $A_0$  [38]

Rozpatrując zagadnienie i opis sił wywołanych przepływem cieczy przez kanały sterujące w celu otrzymania prostej postaci końcowej równań, przyjęto założenia upraszczające:

- parametry fizyczne nie zmieniają się w czasie,
- parametry złożone zastępuje się przez parametry skupione,
- przyjęcie prostych liniowych (zlinearyzowanych) zależności między zmiennymi fizycznymi opisującymi przyczyny i skutki.
- pomijanie małych wpływów,
- wpływ pulsacji ciśnienia został pominięty,
- masa cieczy wypełniającej przestrzeń suwaka jest na tyle mała w porównaniu z masą suwaka, że można ją pominąć,
- przyjmowane są parametry skupione. Układ o parametrach rozłożonych musi być opisany za pomocą równań różniczkowych cząstkowych, które na ogół są bardzo trudne do rozwiązania,
- pomija się straty w przewodach hydraulicznych,
- czynnik roboczy (olej hydrauliczny) nie zmienia swoich właściwości fizycznych,
- pomija się kawitację czynnika roboczego,
- pomija się wpływ sprężystości korpusu rozdzielacza i suwaka.

Równania siły wywołane zmianą pędu strugi można wyznaczyć rozwiązując układ dwóch równań dla dowolnego obszaru bezźródłowego o powierzchni  $A_0$  i objętości  $V$ , przez który przepływa ciecz o gęstości  $\rho$ .



Równanie (3.27) przedstawia deficyt pędu:

$$\bar{P} = \frac{\partial}{\partial t} (m\bar{v}) \quad (3.27)$$

Równanie (3.28) jest równaniem ciągłości przepływu:

$$\iint_{(A_0)} \rho v_n dA_0 + \frac{\partial}{\partial t} \iiint_V \frac{\partial \rho}{\partial t} dt dV = 0 \quad (3.28)$$

gdzie  $v_n$  – składowa normalna prędkości  $v$  do powierzchni  $A_0$

Rozwiązując równanie (3.27) i (3.28) dla założonego kierunku  $x$  otrzymamy wartość siły hydrodynamicznej.

$$\bar{F} dx = - \iint_{(A_0)} \rho v_n v_x dA_0 + \frac{\partial}{\partial t} \iiint_{(V)} \rho v_x dV \quad (3.29)$$

Pierwszy składnik sumy jest składową wynikającą ze zmiany pędu przy przepływie ustalonym  $Q=\text{const}$ . Drugi przy przepływie nieustalonym  $Q \neq \text{const}$ .

Przy cieczy nieściśliwej ( $\rho=\text{const}$ .) i przepływie jednowymiarowym, równanie to upraszcza się do postaci (3.30):

$$\bar{F} = \rho Q dt \frac{d\bar{v}}{dt} \quad (3.30)$$

Do zmiany prędkości pomiędzy dwoma dowolnymi przekrojami przy przepływie ustalonym, siłę potrzebną do zmiany prędkości wyraża równanie (3.31):

$$\bar{F} = \int \rho Q d\bar{v} = \rho Q (\bar{v}_2 - \bar{v}_1) \quad (3.31)$$

Wprowadzając masę (równanie 3.32), prędkość przepływu (równanie 3.33) oraz jej różniczkę (równanie 3.34), siłę hydrodynamiczną nadającą przyśpieszenie słupowi cieczy wyraża równanie (3.35).

$$m = \rho l_p A_0 \quad (3.32)$$

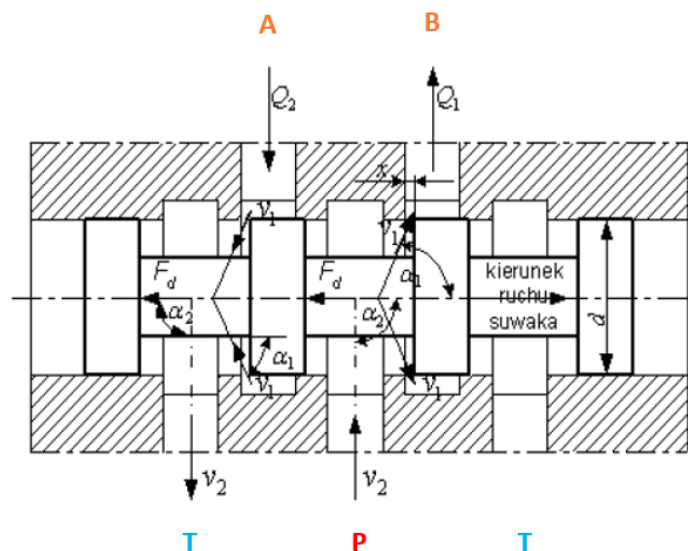
$$v = \frac{Q}{A_0} \quad (3.33)$$

$$\frac{dv}{dt} = \frac{1}{A_0} \frac{dQ}{dt} \quad (3.34)$$

$l_p$  – odległość między rozpatrywanymi odległościami

$$F_d = \rho l_d \frac{dQ}{dt} \quad (3.35)$$

Rysunek 3.7 pokazuje siły hydrodynamiczne oddziaływujące na suwak.



- A – port zasilający odbiornik
- B – port zasilający odbiornik
- P – port zasilający (wysokie ciśnienie)
- T – port powrotu (niskie ciśnienie)

Rys.3.7. Rozkład sił hydrodynamicznych obciążających suwak zaworu [38]

Rysunek 3.7 przedstawia suwak w pozycji częściowo otwartej, w której występuje przepływ ciecży przez obszar kanałów. Na podstawie równania (3.31), wyznaczono dla lewej części rozdzielacza siłę hydrodynamiczną:

$$F_d = \rho Q [v_2 \cos \alpha_2 - v_1 \cos(180 \pm \alpha_1)] = \rho Q v_1 \cos \alpha_1 \quad (3.36)$$

Dla prawej części rozdzielacza, uwzględniając składową siły wynikającą z konieczności przyspieszenia słupa ciecży dla przepływu nieustalonego, siła hydrodynamiczna opisana będzie zależnością (3.37).

$$F_d = \rho Q v \cos \alpha \pm \rho l_p \frac{dQ}{dt} \quad (3.37)$$

Znak ‘-’ odnosi się do przypadku, gdy wlot ciecży następuje po stronie krawędzi sterującej, a wylot do kanału wyjściowego; znak ‘+’ dla przepływu w kierunku odwrotnym. Gdy wlot ciecży występuje po stronie krawędzi sterującej, składowa ta dąży do zwiększenia pola powierzchni przekroju przepływowego, w drugim przypadku do jego zmniejszenia.

### 3. Opis matematyczny serwowozoru

Przyjmuje się, że kąt  $\alpha$  wynosi  $69^\circ$  dla niewielkich otwarć. Jest to kąt dla wypływu strugi ze szczeliny sterującej, utworzonej przez tłoczek w kanale tulei suwakowej. Jest zależny od względnego otwarcia kanału przepływowego  $x$ . W warunkach quasi-ustalonych, wartość siły hydrodynamicznej można zapisać:

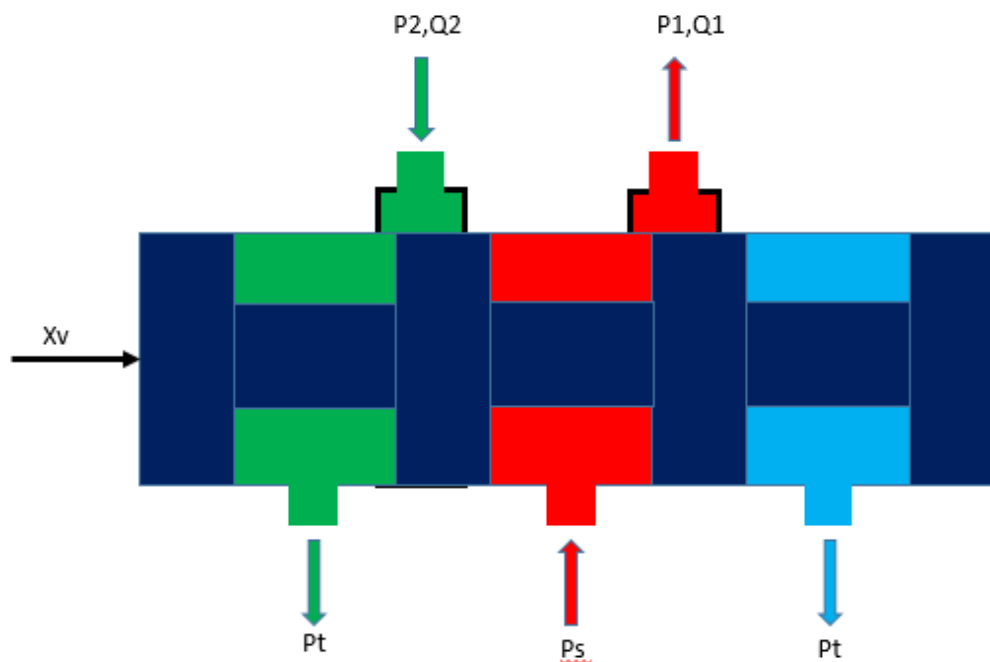
$$F_d = 0,36Q\sqrt{2\rho\Delta p} \quad (3.38)$$

$\Delta p$  – spadek ciśnienia w szczelinie,

$\rho$  – gęstość cieczy,

$Q$  – przepływ.

Rozpatrując przepływ w zaworze czterokanałowym jako przepływ turbulentny, można zapisać jako nieliniową zależność spadku ciśnienia w otworach i kanałach zaworu [20]. Rysunek 3.8 przedstawia schemat zaworu czterokanałowego.



Rys.3.8. Schemat zaworu czterokanałowego

Równania (3.39, 3.40) opisują przepływ występujący w zaworze czterokanałowym:

### 3. Opis matematyczny serwozaworu

---

$$Q_1 = C_v x_v [sg(x_v) \sqrt{p_s - p_1} + sg(-x_v) \sqrt{p_1 - p_t}] \quad (3.39)$$

$$Q_2 = C_v x_v [sg(x_v) \sqrt{p_s - p_1} + sg(-x_v) \sqrt{p_1 - p_t}] \quad (3.40)$$

gdzie:

$C_v$  – współczynnik przepływu zaworu,

$x_v$  – przesunięcie suwaka zaworu,

$p_s$  – ciśnienie zasilania zaworu,

$p_1$  – ciśnienie odbiornika (komora siłownika),

$p_t$  – ciśnienie w zbiorniku.

Zakłada się, że wszystkie kryzy są identyczne, współczynnik przepływu zaworu  $C_v$  można zapisać jako:

$$C_v = C_d w \sqrt{\frac{2}{\rho}} \quad (3.41)$$

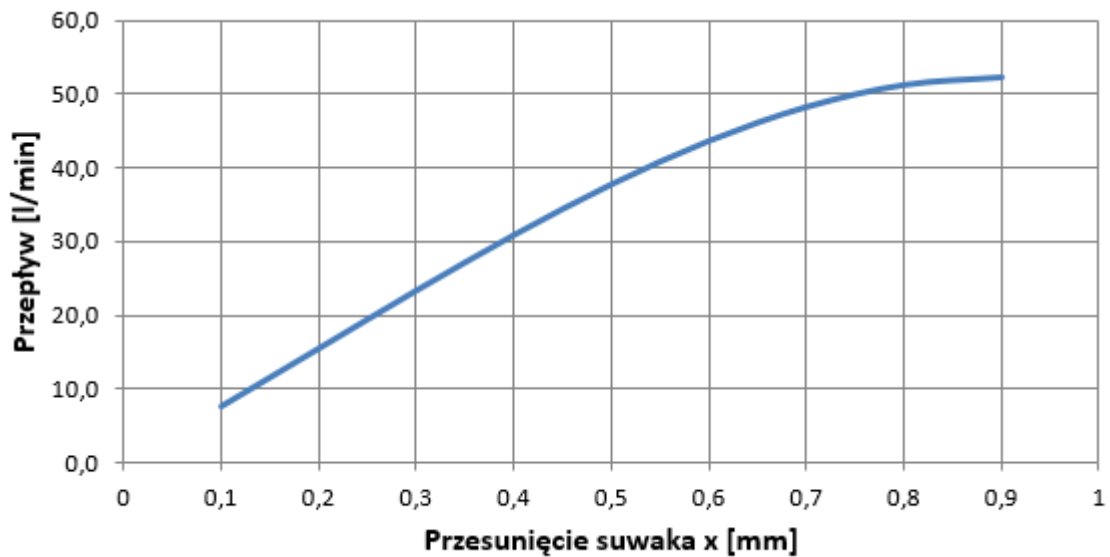
gdzie:

$C_d$  – współczynnik rozładowania,

$w$  – szerokość otwarcia portu,

$\rho$  – gęstość cieczy.

Współczynnik rozładowania wyznacza się na podstawie badań na stanowisku hydraulicznym. W przypadku zaworu użytego do badań, wartość ta wynosi 0,4-0,5. Rysunek 3.9 przedstawia wykres przepływu przez port dla  $\Delta P = 35[\text{bar}]$  dla badanego zaworu.



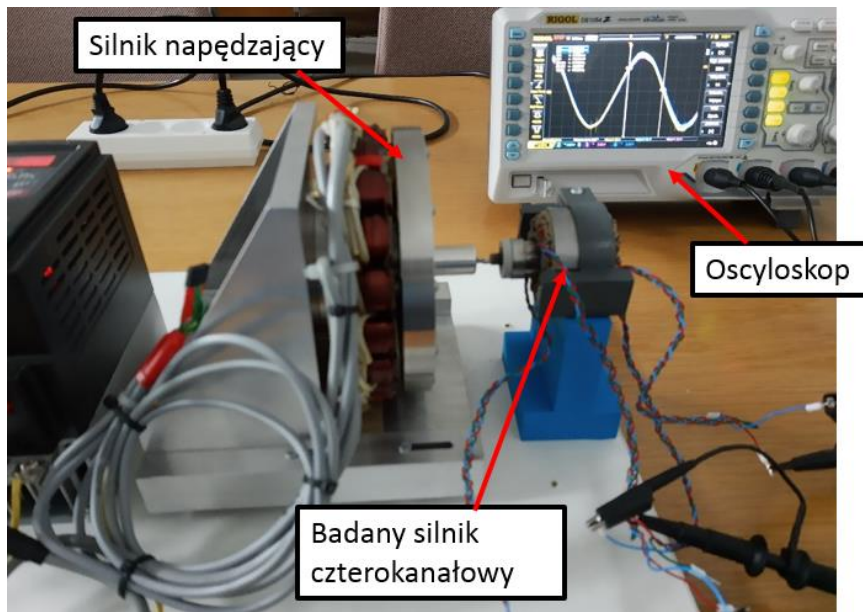
Rys.3.9. Wykres przepływu przez jeden port zaworu przy  $\Delta P=35$ [bar]

### 3.3. Badania siły SEM silnika czterokanałowego oraz oszacowanie momentu zaczepowego

Aby zweryfikować poprawność zrealizowanego modelu matematycznego, porównano wybrane parametry rzeczywistego obiektu zarejestrowane podczas badań stanowiskowych z parametrami zarejestrowanymi podczas symulacji komputerowej modelu. Zweryfikowano wcześniej przyjęte założenia projektowe, wyniki obliczeń projektowych w programie SmartFEM służącym do projektowania silników elektrycznych, oraz wpływ zmian konstrukcji wirnika, wynikający z dostępności elementów oraz względów technologicznych i zmian konstrukcyjnych. Celem uzyskania możliwie wiernego odwzorowania właściwości dynamicznych rzeczywistego układu przez model, skorygowano wartości liczbowe parametrów modelu na podstawie badań eksperymentalnych.

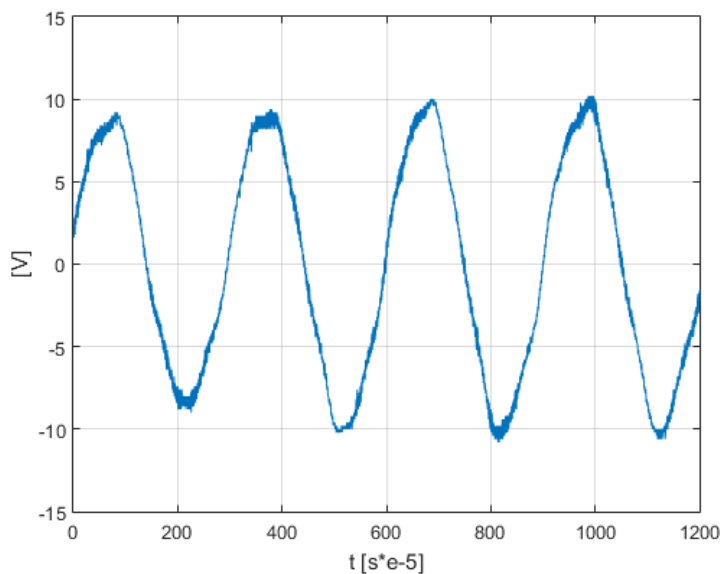
Wykonanie pomiarów siły elektromotorycznej SEM dokonano na stanowisku badawczym. Do pomiaru użyto oscyloskopu czterokanałowego RIGOL DS1054 z sondami pomiarowymi. Badania wykonano dla prędkości obrotowej 1000 [obr/min]. Rysunek 3.10 przedstawia stanowisko pomiaru sygnału SEM.

### 3. Opis matematyczny serwozaworu

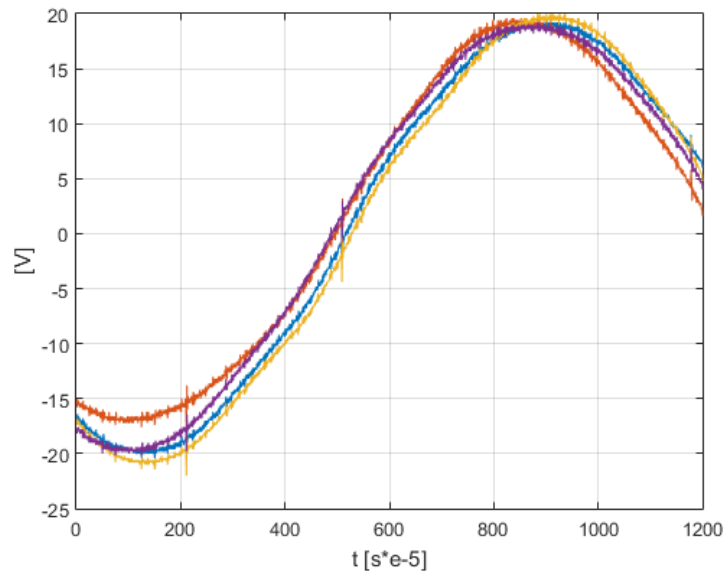


Rys. 3.10. Stanowisko pomiaru sygnału SEM czterokanałowego silnika

Rysunek 3.11 przedstawia przykładowy przebieg zmierzonej wartości pojedynczego sygnału międzyfazowego SEM. Rysunek 3.12 przedstawia przykładowy przebieg zmierzonej wartości pojedynczego sygnału międzyfazowego SEM dla czterech kanałów silnika.

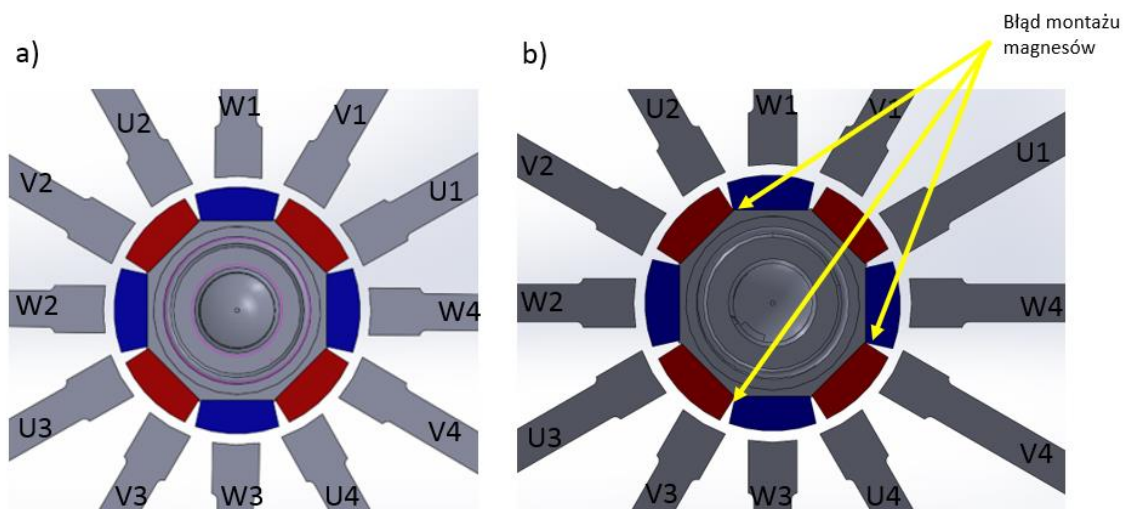


Rys.3.11. Pojedynczy sygnał międzyfazowy (U-V) SEM kanału 1



Rys. 3.12. Pojedynczy sygnał międzyfazowy (U-V) SEM czterech kanałów dla 2000 obr/min

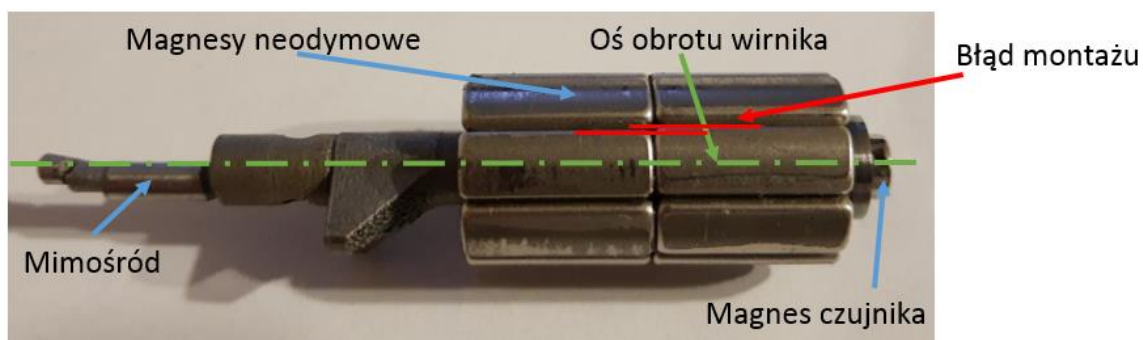
Widoczne na rysunku 3.11 odkształcenia (zaburzenia) oraz niewielkie przesunięcia fazowe sygnału sinusoidalnego SEM (rys.3.12) pomiędzy poszczególnymi kanałami, wynikają między innymi z niedokładności wykonania wirnika (montaż magnesów). Na rysunku 3.13 przedstawiono przykładowy błąd montażu magnesów na wirniku silnika (3.13b) oraz prawidłowy montaż (3.13a).



Rys.3.13. Przykład a) prawidłowego montażu magnesów oraz b) nieprawidłowego montażu magnesów na wirniku silnika

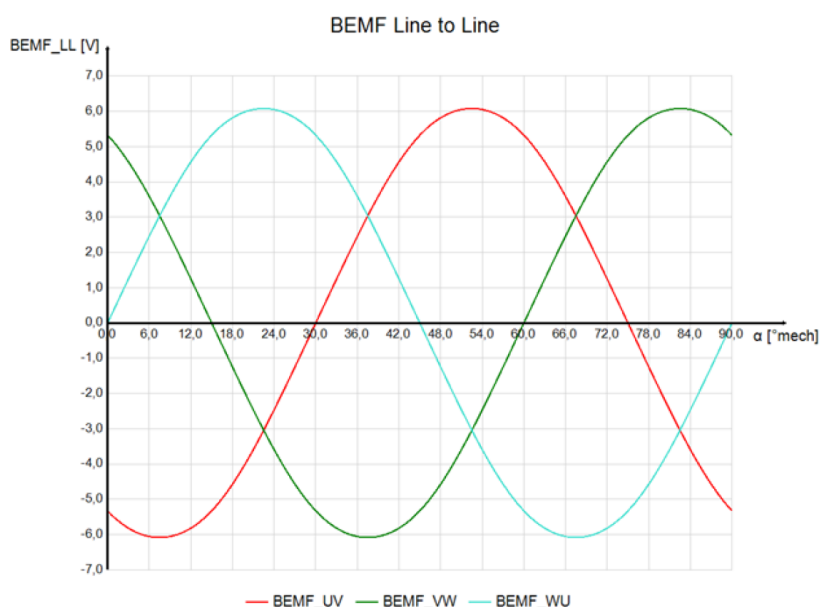
### 3. Opis matematyczny serwozaworu

Widoczny błąd montażu na rys. 3.13b w postaci odchyłki od właściwej pozycji (mniejsze/większe szczeliny pomiędzy magnesami) oraz błąd polegający na braku zachowania położenia w jednej linii (rys. 3.14) przyczynia się do pokazanych na rysunku 3.12 niewielkich przesunięć fazowych przebiegów SEM.



Rys. 3.14. Wirnik silnika

Na rysunku 3.15 przedstawiono trzy międzyfazowe sygnały napięcia, uzyskane z programu do projektowania silników elektrycznych SmartFEM, dla wykonanego silnika.



Rys. 3.15. Trzy sygnały międzyfazowe SEM uzyskane na drodze symulacji programem SmartFEM dla pojedynczego kanału



### 3. Opis matematyczny serwozaworu

---

Wyliczony sygnał międzyfazowy SEM posiada mniejszą wartość amplitudy niż uzyskany w rzeczywistym obiekcie, co istotnie rzutuje na wyliczony moment zaczepowy występujący w modelu. Pokazało to konieczność eksperymentalnego wyznaczenia momentu zaczepowego i wprowadzenia poprawek do parametrów modelu w stosunku do założeń projektowych. Dlatego też wykonano stanowisko do pomiaru momentu zaczepowego (rys. 3.16).



Rys.3.16 Stanowisko pomiaru momentu zaczepowego

Moment zaczepowy powstaje na wskutek oddziaływania pola magnetycznego wytworzonego przez magnesy stałe umieszczone na wirniku, ze stojanem o przewodności magnetycznej zależnej od kąta obrotu. Ma on charakter okresowo zmienny, opisany zależnością (3.42) [25].

$$T_z = \frac{2\pi}{NWW(p,Q)} [rad] \quad (3.42)$$

gdzie:

$NWW$  – najmniejsza wspólna wielokrotność,

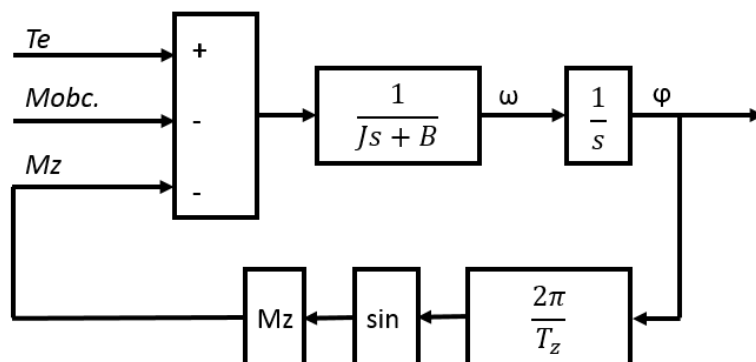
$p$  – liczba biegunów (wirnika),

$Q$  – liczba żłobków stojana (stojana).

Dla badanego silnika, w którym liczba magnesów wynosi 8, liczba żłobków stojana 12, na podstawie równania (3.42) wyznaczono okres momentu zaczepowego.

### 3. Opis matematyczny serwozaworu

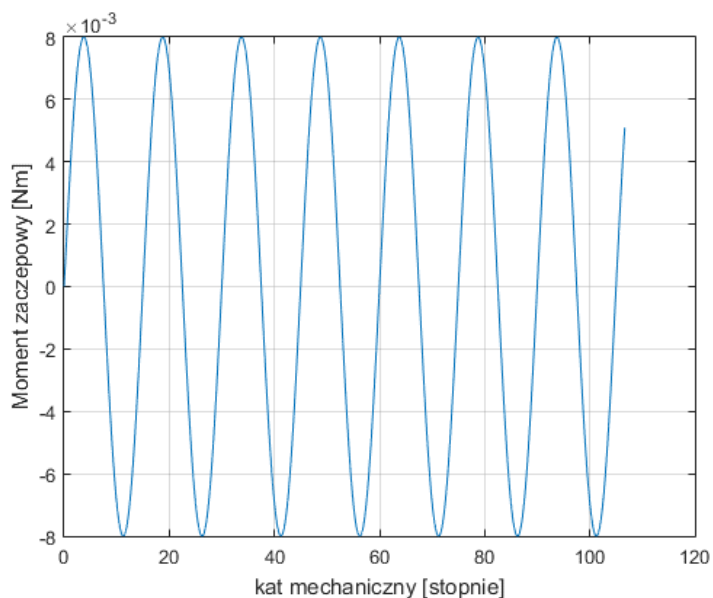
Maksymalną wartość momentu zaczepowego wyznaczono obracając stojanem względem jego osi, zarejestrowano największą wartość siły nacisku końca ramienia. Znając parametry geometryczne, masowe oraz największą wartość siły nacisku, oszacowano moment zaczepowy silnika, który wyniósł  $\sim 8^{-3}$  [Nm]. Moment ten uwzględniono w modelu silnika, co pokazano na rysunku 3.17.



$T_e$  – moment elektromagnetyczny  
 $M_{obc.}$  – zewnętrzny moment obciążenia silnika  
 $M_z$  – moment zaczepowy

Rys.3.17. Schemat części mechanicznej modelu silnika

Rysunek 3.18. przedstawia przebieg momentu zaczepowego.



Rys.3.18. Przebieg momentu zaczepowego silnika w funkcji kąta obrotu wirnika

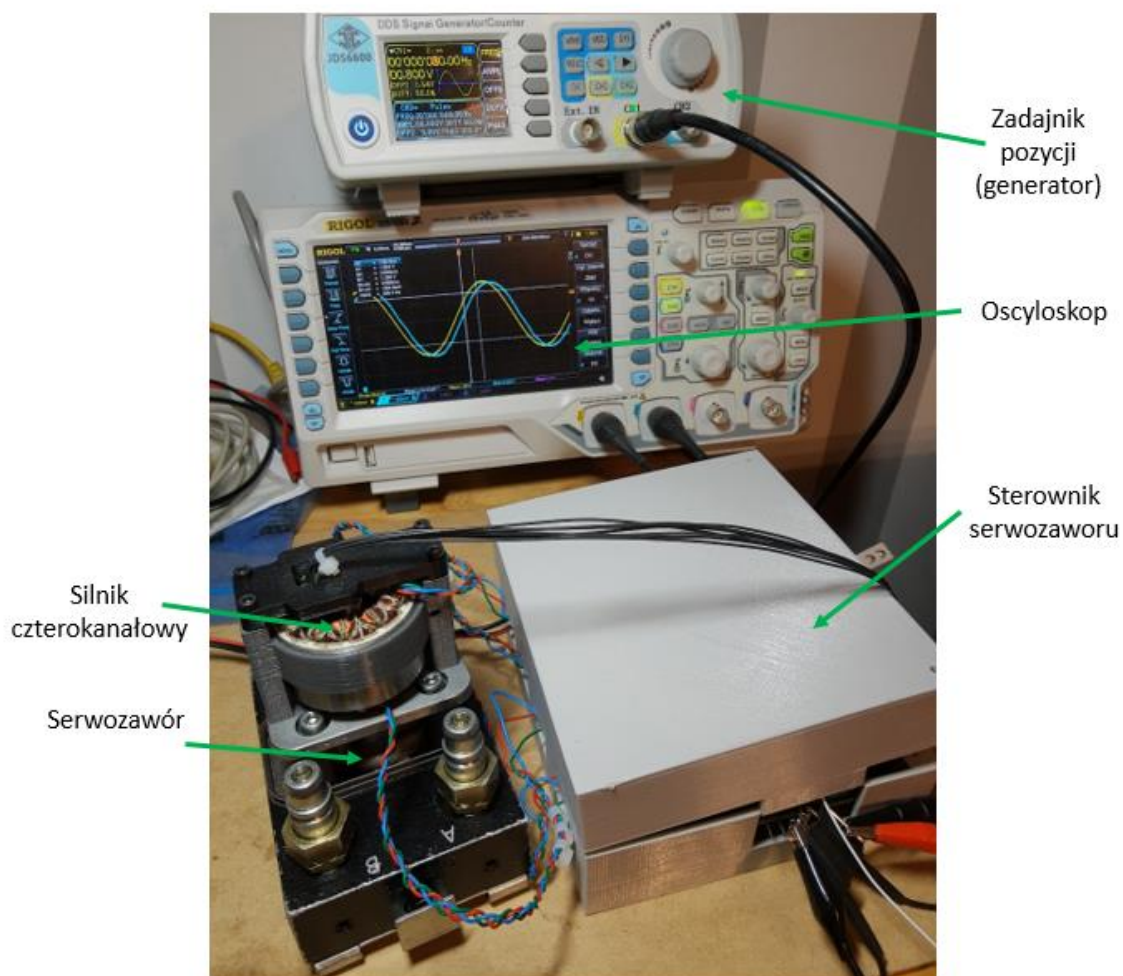
Uzyskany moment zaczepowy pozwala na wierne odwzorowanie niekorzystnych zjawisk występujących w układzie, takich jak tętnienia momentu, oscylacje prędkości obrotowej oraz prądów fazowych.

#### **3.4. Weryfikacja modelu matematycznego czterokanałowego silnika synchronicznego**

Z punktu widzenia projektanta układu sterowania, bardzo istotne jest możliwie wierne odwzorowanie przez model tych parametrów obiektu, które są wykorzystywane w procesie sterowania. Najważniejszymi wielkościami wykorzystywanymi w procesie sterowania są prędkość kątowna oraz wierność odwzorowania pozycji kątowej. Zastosowano czujnik położenia kątowego w postaci sensora magnetycznego z funkcją absolutnego pomiaru kąta oraz dodatkowym wyjściem enkodera inkrementalnego (z dwoma cyfrowymi kanałami A i B, przesuniętymi w fazie o  $90^\circ$ ) o rozdzielczości 14 bitów [12]. Zastosowany w wersji badawczej układ sterowania składa się z mikroprocesora STM32G474 [87] z wbudowanymi sześcioma generatorami sygnału PWM do sterowania uzwojeń silnika trójfazowego, układami mocy sterowania silnika trójfazowego L6234PD [86] (4 sztuki), sensorami pomiaru prądu kanałów silnika [1], wzmacniaczami operacyjnymi kształtującymi i filtrującymi sygnał wejściowy zdawanej pozycji suwaka. Zarejestrowane dane umożliwiły wyznaczenie prędkości kątowej. Rysunek 3.19 przedstawia badany silnik z układem sterowania. Zweryfikowano wierność odwzorowania przez model podstawowych parametrów silnika przy różnych sposobach sterowania fazami silnika. Zastosowano zasilanie silnika napięciem prostokątnym, typowym dla silników BLDC, oraz napięciem sinusoidalnym, typowym dla silników synchronicznych PMSM. Parametry techniczne silnika czterokanałowego użyte w modelu symulacyjnym wykonane na podstawie pomiarów obiektu przedstawia dodatek A.

### 3. Opis matematyczny serwozaworu

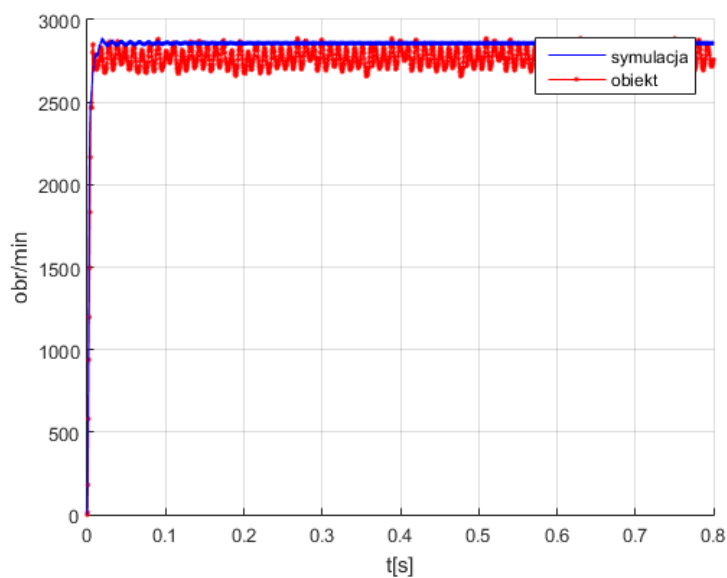
---



Rys.3.19. Badany silnik czterokanałowy wraz z układem sterowania

#### 3.4.1. Weryfikacja poprawności modelu przy sterowaniu uzwojeniami silnika synchronicznego przebiegiem prostokątnym

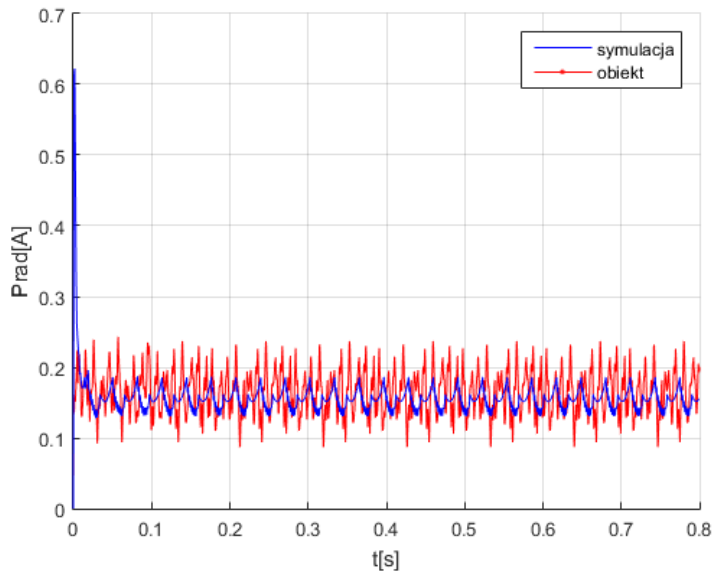
Metoda sterowania uzwojeń przebiegiem prostokątnym, opisana w rozdziale 2.3, jest typowa dla zasilania uzwojeń silników BLDC [67]. Rysunki 3.20 - 3.24 przedstawiają przebiegi prędkości obrotowej oraz prądów dla zasilania czterech kanałów jednocześnie. Porównano przebiegi modelu oraz rzeczywistego obiektu.



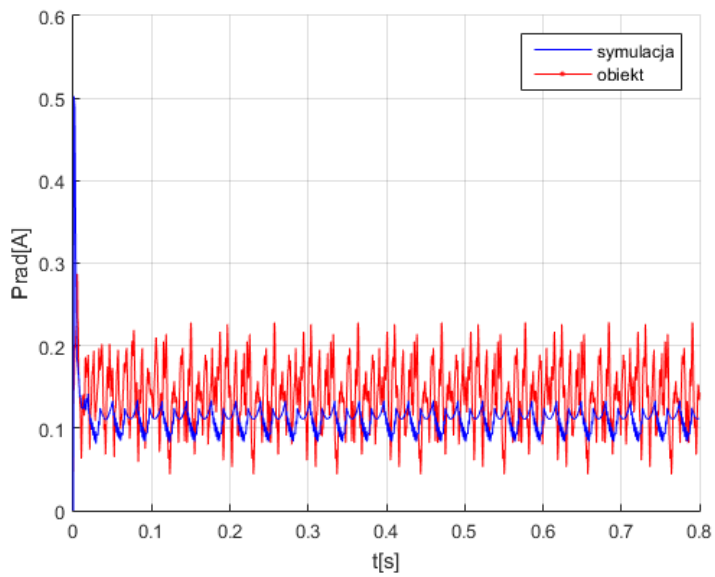
Rys.3.20. Przebieg prędkości dla czterech kanałów

### 3. Opis matematyczny serwozaworu

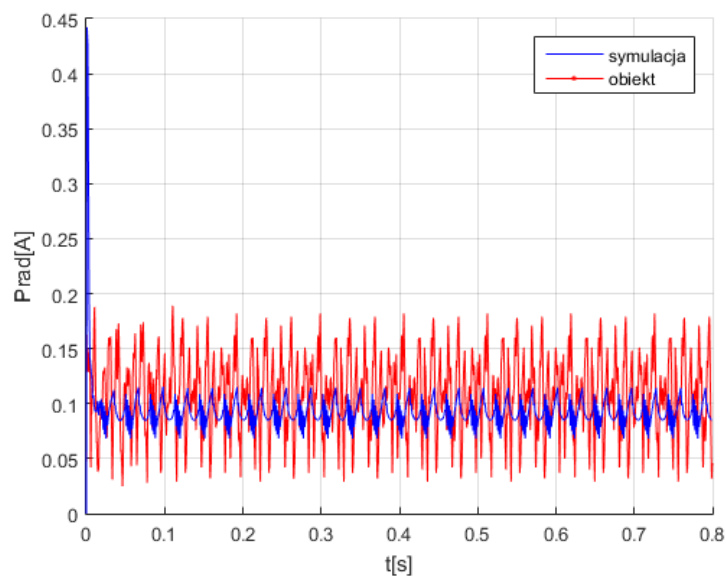
---



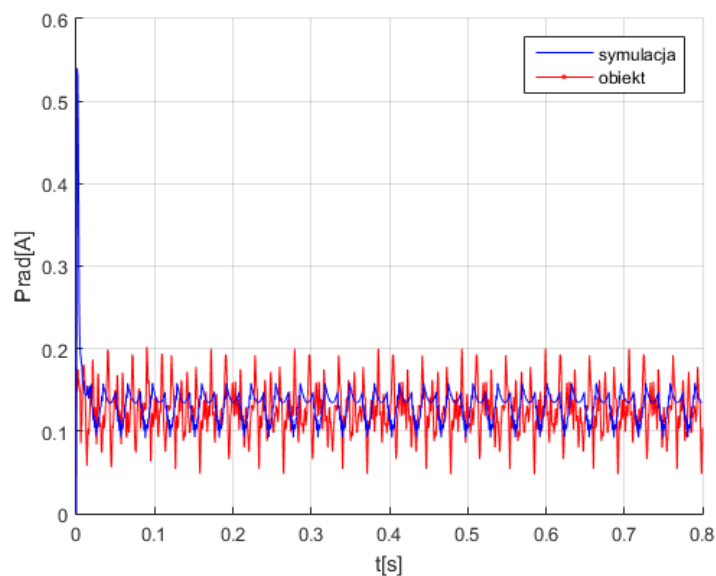
Rys.3.21. Przebieg natężenia prądu kanału 1 dla zasilania czterech kanałów



Rys.3.22. Przebieg natężenia prądu kanału 2 dla zasilania czterech kanałów



Rys.3.23. Przebieg natężenia prądu kanału 3 dla zasilania czterech kanałów



Rys.3.24. Przebieg natężenia prądu kanału 4 dla zasilania czterech kanałów

Analizując przedstawione przebiegi, można stwierdzić dużą zgodność modelu z obiektem. Przyjęto następujące miary zgodności: czas regulacji rozumiany jako osiągnięcie stanu ustalonego charakterystyk skokowych, współczynnik korelacji prędkości

obrotowej pomiędzy modelu a obiektu, błąd średni w stanie ustalonym. Wynoszą one odpowiednio: współczynnik korelacji 0,7943, błąd średni prędkości obrotowej 2,23%. Uwzględniając błędy pomiarowe prędkości obrotowej obiektu, wykonywane jako pochodna kąta w czasie, uzyskano zadowalające wyniki odchyłki pomiędzy symulacjami a obiektem badań, nadające się do zastosowania w symulacjach sterowania serwozaworem. Analizując przebiegi prądu danego kanału, zauważyć można wpływ składowych harmoniczných, wynikający z odkształceń siły elektromotorycznej [43]. Widoczne różnice w przebiegach prędkości obrotowej oraz w okresie przebiegów prądów, wynikają z ograniczeń technicznych układu pomiarowego oraz układu transmisji danych mikrokontroler – komputer PC. W przyjętym rozwiązaniu algorytmu sterowania nie są wykorzystywane pomiary prądów, w związku z tym uznano, że uzyskana rozdzielczość pomiaru prądów jest wystarczająca, a różnice nie wpłyną na jakość projektowanego układu sterowania.

Silnik czterokanałowy stosowany jest, aby zapewnić wysoki poziom bezpieczeństwa. W przypadku uszkodzenia części kanałów silnika, możliwa jest poprawna praca układu. Przebadano więc zachowanie się obiektu oraz modelu z funkcjonującymi trzema, dwoma oraz jednym kanałem.

Wykonano również symulacje oraz badania celem porównania i oceny zgodności modelu z obiektem dla zasilania trzech i dwóch kanałów silnika. Wyniki w postaci wykresów prędkości i prądów zamieszczono w dodatku B.

Przy zasilaniu trzech kanałów jednocześnie, wyznaczono błędy pomiędzy modelem symulacyjnym oraz badanym obiektem. Współczynnik korelacji charakterystyk skokowych wyniósł 0,8672, średni względny błąd ustalonej prędkości obrotowej 2,45%. Otrzymane wyniki błędów pomiędzy modelem a obiektem są zadowalające.

Wykazano również dużą zgodność modelu w stosunku do obiektu przy zasilaniu dwóch kanałów jednocześnie. Współczynnik korelacji charakterystyk skokowych wyniósł 0,8870, średni względny błąd prędkości w stanie ustalonym wynoszący około 1,30%. Na rysunkach 3.20, B.1, B.5, widać różnice w prędkości obrotowej silnika w zależności od ilości pracujących kanałów. Różnice te są powiązane z siłą elektromotoryczną, którą wytwarzają dane pasma kanałów. Im więcej kanałów bierze udział w pracy silnika, tym większy moment jest wytwarzany przez silnik.



### 3. Opis matematyczny serwozaworu

---

Widoczne na rysunkach 3.21 – 3.24 różnice w prądzie poszczególnych kanałów wynikają z rozbieżności kątowej względem przełączania zaworów komutatora elektronicznego poszczególnych uzwojeń kanałów silnika oraz różnicy w wartości napięcia SEM poszczególnych kanałów.

Analizując przebiegi napięcia SEM (siły elektromotorycznej) w rozdziale 3.3, wykonano badanie silnika czterokanałowego, polegające na wyznaczeniu przesunięcia kątowego siły elektromotorycznej (SEM) pomiędzy kanałami. Różnice te wynikają z geometrii nabiegunników statora względem położenia kątowego magnesów oraz z dokładności wykonania silnika - uzwojeń oraz montażu magnesów na wirniku. W tabeli 1 przedstawiono zmierzone różnice wartości kąta w zależności od zasilania kanałów silnika. Wartości te zostały wyznaczone przy zasilaniu prądem stałym z ograniczeniem prądowym (0,4A na kanał) faz U+,V- poszczególnych kanałów.

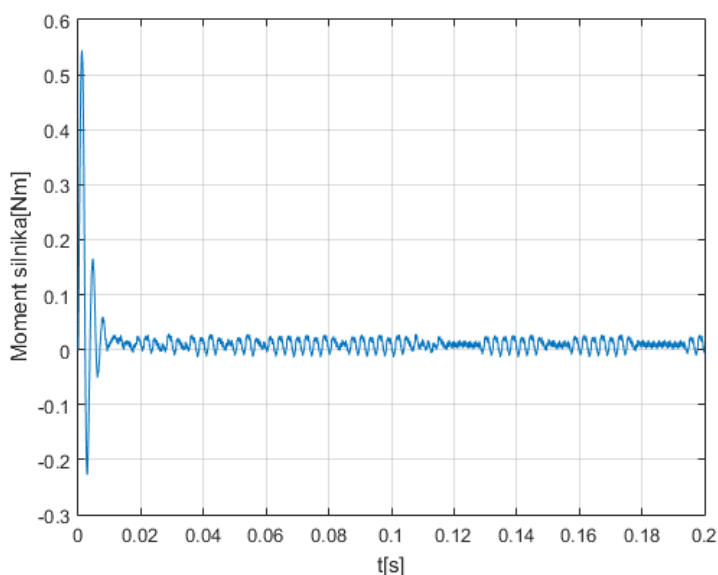
Tab.3.1. Wartości różnicy kąta dla zasilania poszczególnych kanałów

Kanał silnika	Stopnie elektryczne
1	0
2	2,82
3	-5,32
4	-4,89

Wartości podane w tabeli 3.1 uwzględniono w symulacjach komputerowych modelu silnika. Badając rzeczywisty silnik czterokanałowy, posłużono się pierwszą wersją testową sterownika. Odpowiednio sterowane klucze tranzystorowe, zgodnie z opisaną sekwencją w rozdziale 2.3, zapewniają zasilanie faz kanałów silnika. Sterowanie to posiada pewne wady. Sterowanie napięciem prostokątnym uzwojeń silnika, powoduje większe tętnienia momentu obrotowego, które wynikają z charakteru zasilania poszczególnych faz. Przy przełączaniu uzwojeń fazowych, prądy fazowe są równe wartości maksymalnej i zmieniają się skokowo, powodując skokową zmianę położenia wirnika względem stojana. Dodatkowe oscylacje prędkości obrotowej jak i momentu wprowadza moment zaczepowy, który jest niepożądanym zakłóceniem wynikającym z budowy konstrukcyjnej silnika,

użytych magnesów neodymowych i wielkości szczeliny pomiędzy stojanem a wirnikiem. Potwierdzają to przedstawione wyniki badań.

Widoczne tętnienia prądu powodowane są między innymi kształtem siły elektromotorycznej, która powoduje pojawieniem się dodatkowych składowych napięcia [43]. Rysunek 3.25 przedstawia tętnienia momentu silnika, uzyskane na drodze symulacji na podstawie modelu.

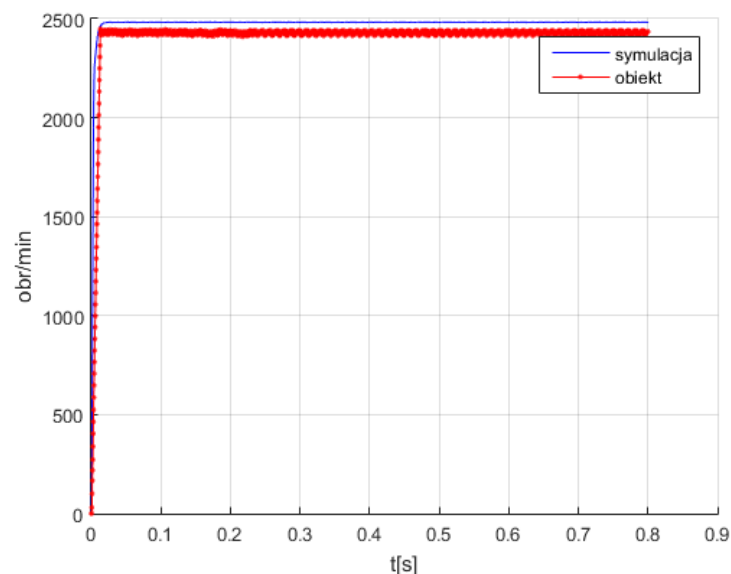


Rys.3.25. Widoczne charakterystyczne tętnienia momentu silnika przy zasilaniu czterech kanałów – wykres uzyskany na drodze symulacji komputerowej

#### 3.4.2. Sterowanie sinusoidalne silnikiem synchronicznym czterokanałowym

W celu zmniejszenia oscylacji prędkości obrotowej, prądów oraz tętnienia momentu wynikających z wpływu momentu zaczepowego oraz sposobu zasilania faz, zastosowano sinusoidalny przebieg napięć zasilających fazy silnika, wzorując się na literaturze [102], [4]. Wykorzystano w tym celu wbudowane w mikroprocesor generatory PWM. Zmiana czasu trwania stanu wysokiego i niskiego sterującego tranzystorami powoduje zmianę wartości średniej napięcia (modulowanie poziomu napięcia) danej gałęzi, do której podłączone są uzwojenia silnika trójfazowego. W badanym silniku,

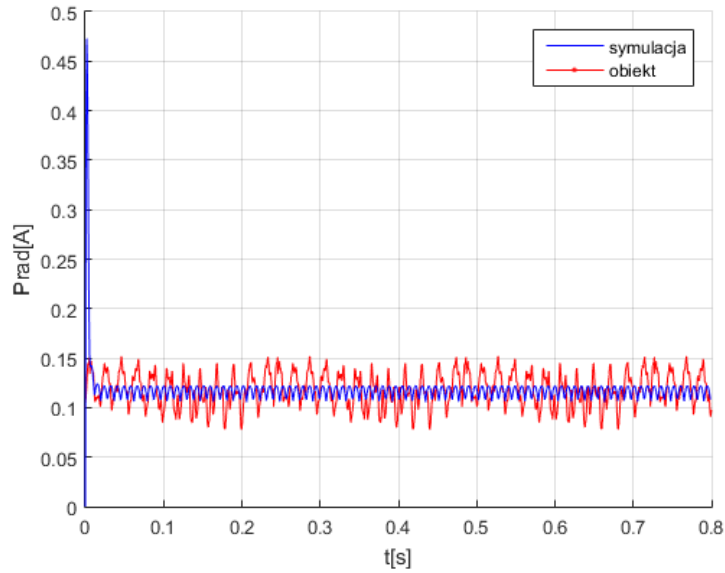
obserwując przebieg siły elektromotorycznej SEM, można zaobserwować, iż ma ona kształt bardziej zbliżony do przebiegu sinusoidalnego. W związku z tym, bardziej odpowiednie jest zasilanie poszczególnych faz silnika napięciem sinusoidalnym. Sterowanie tego typu, zmniejsza tętnienia momentu obrotowego oraz oscylacji prędkości obrotowej, oraz poprawia kulturę pracy silnika, zmniejsza hałas. Sterowanie komutatorem elektronicznym z przebiegiem sinusoidalnym jest bardziej odpowiednie dla sterowania serwomechanizmami, w których wymagana jest duża dokładność pozycji i prędkości. Generowane przez układ kluczy tranzystorowych napięcia sinusoidalne dla trzech faz, są przesunięte względem siebie o  $120^\circ$  elektrycznych. Zastosowany w sprzężeniu zwrotnym czujnik położenia kąowego wirnika, dostarcza informację do sterownika, który wyznacza odpowiedni wektor sterowania napięciami wyjściowymi zasilającymi fazy silnika. Metoda realizująca sterowanie uzwojeniami silnika trójfazowego przy pomocy czujnika położenia kąowego (enkodera absolutnego z magistralą SPI i wyjściem enkodera inkrementalnego) jest opisana w literaturze [21], [35], [7]. Wykorzystując metodę opisaną w [37], wyznaczono prawidłowe położenie kąowe wirnika względem położenia pola stojana [21]. Wykres 3.26 przedstawia przykładowe porównanie prędkości kątowej modelu i rzeczywistego obiektu dla wymuszenia skokowego w postaci pełnego napięcia zasilającego. Wykresy 3.27 – 3.30 przedstawiały przebiegi prądów w poszczególnych kanałach silnika.



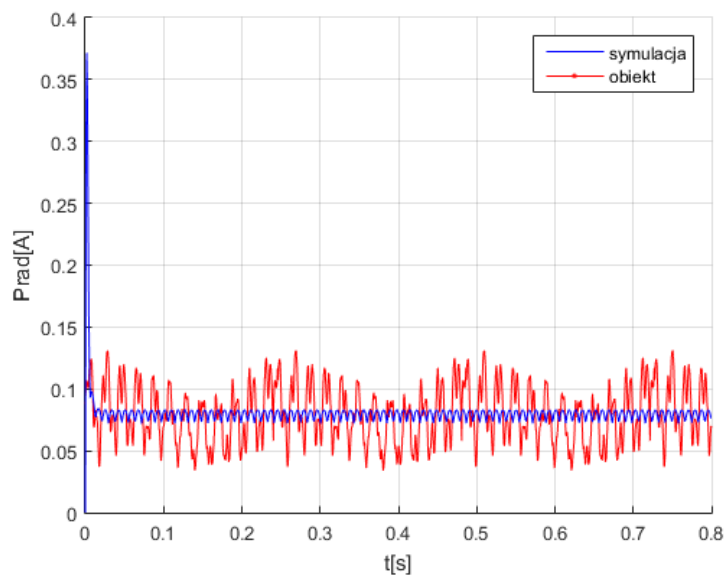
Rys.3.26. Wykres prędkości dla czterech kanałów

### 3. Opis matematyczny serwozaworu

---



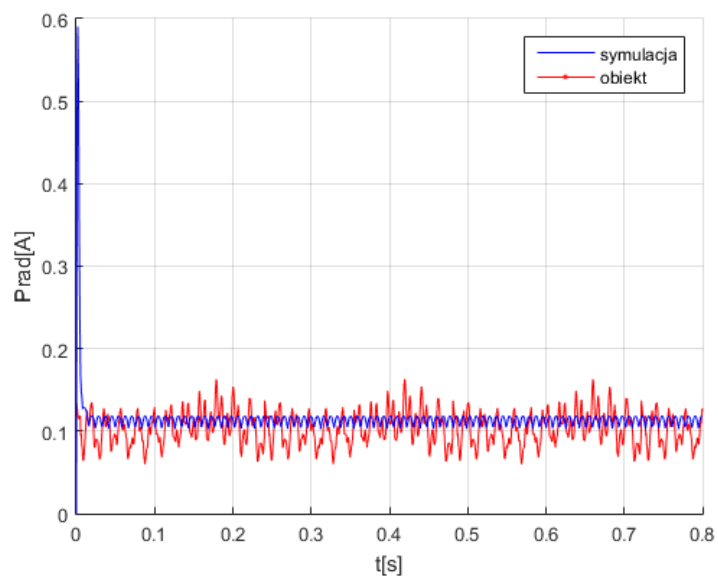
Rys.3.27. Wykres prądu dla kanału 1 przy zasilaniu czterech kanałów



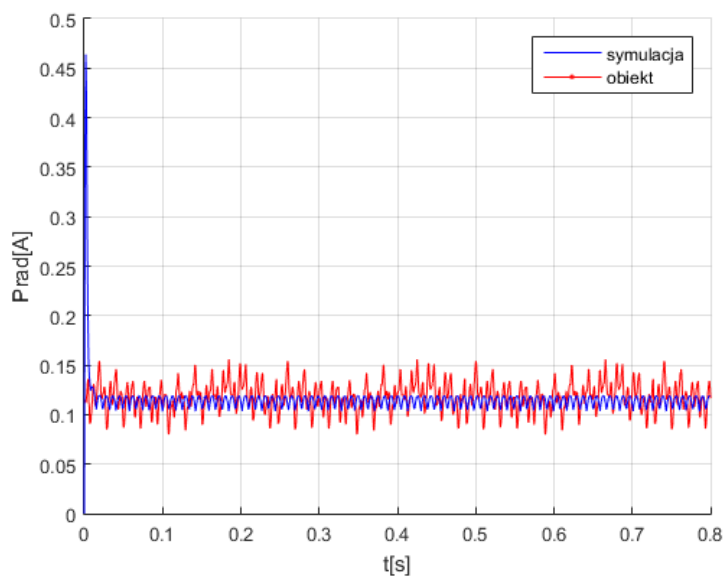
Rys.3.28. Wykres prądu dla kanału 2 przy zasilaniu czterech kanałów

### 3. Opis matematyczny serwozaworu

---



Rys.3.29. Wykres prądu dla kanału 3 przy zasilaniu czterech kanałów



Rys.3.30. Wykres prądu dla kanału 4 przy zasilaniu czterech kanałów

Analogicznie jak w poprzednim badaniu, wyznaczono współczynnik korelacji charakterystyk skokowych pomiędzy prędkością kątową modelu a obiektem dla zasilania

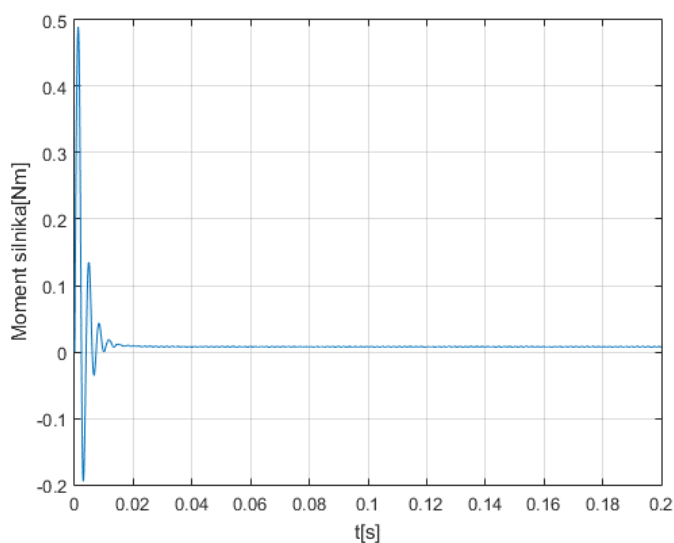
czterech kanałów, wyniósł 0,8175 oraz średni względny błąd prędkości ustalonej wyniósł 1,91%.

Wykonano również symulacje oraz badania celem porównania i oceny zgodności modelu z obiektem dla zasilania trzech i dwóch kanałów silnika. Wyniki przedstawione w postaci wykresów prędkości i prądów zamieszczono w dodatku „C”.

Zauważyć można znacznie mniejszą międzyszczytową wartość amplitudy prądów poszczególnych kanałów. Spowodowane jest to sinusoidalnym przebiegiem prądów sterujących poszczególne pasma uzwojeń kanałów silnika. Różnice w wartościach oraz charakter przebiegu prądów pomiędzy kanałami wynika między innymi z przesunięć fazowych pomiędzy siłami elektromotorycznymi kanałów (rozdział.3.3).

Wyznaczony współczynnik korelacji pomiędzy modelem a obiektem dla zasilania trzech kanałów silnika pomiędzy modelem a obiektem wyniósł 0,8417 uzyskano średni względny błąd prędkości ustalonej na poziomie 2,98%.

Dla zasilania dwóch kanałów jednocześnie przebiegiem sinusoidalnym napięcia uzwojeń silnika trójfazowego, współczynnik korelacji pomiędzy modelem a obiektem wyniósł 0,8411. Uzyskany średni względny błąd prędkości obrotowej w stanie ustalonym 1,10% jest akceptowalny, aby zrealizowany model silnika wykorzystać w dalszych badaniach regulatorów.



Rys.3.31. Wykres symulacji momentu silnika

Na przedstawionych wykresach, obrazujących przeprowadzone badania silnika czterokanałowego, można zaobserwować zmniejszenie oscylacji prędkości obrotowej silnika w porównaniu do sterowania zastosowanego w rozdziale 3.3. Amplituda tętnień wartość prądu poszczególnych kanałów zmniejszyła się. Zaobserwowano również zmniejszenie poziomu hałasu podczas pracy silnika. Wynika to z łagodniejszych przełączeń prądowych poszczególnych uzwojeń (przebieg sinusoidalny) w porównaniu do klasycznego sterowania silnikiem PM BLDC (przebieg trapezoidalny). Podczas badań zauważono spadek prędkości obrotowej silnika w porównaniu z poprzednim sterowaniem uzwojeniami. Związane jest to między innymi z modulowanym przebiegiem sinusoidalnym napięcia zasilającego uzwojenia silnika. Wartość napięcia skutecznego jest niższa w porównaniu do sterowania przebiegiem prostokątnym uzwojeń silnika trójfazowego (rozdział 3.4.1). Przy sterowaniu uzwojeń fazowych przebiegiem prostokątnym, prądy fazowe silnika są równe wartości maksymalnej i zmieniają się skokowo zgodnie z sekwencją sterowania.

Na podstawie analizy przedstawionych wyników badań, zdecydowano się zastosować sterowanie uzwojeniami fazowymi silnika przebiegiem napięcia sinusoidalnym. Decydujący wpływ na wybór tego typu sterowania, podyktowany jest mniejszymi tętnieniami momentu (rys. 3.31), prędkości obrotowej oraz prądu. Chcąc precyzyjnie sterować położeniem suwaka w rozdzielaczu, należy eliminować każdy czynnik mający wpływ na wprowadzenie dodatkowych oscylacji (zakłóceń), zależnych od położenia kąтового wirnika.

### 4. Sterowanie zaworami hydraulicznymi

W procesie sterowania zaworami hydraulicznymi w siłowniku tandemowym wyróżnić można zagadnienie sterowania pojedynczym zaworem oraz zagadnienie synchronizacji pracy dwóch serwozaworów. Przy realizacji zadania sterowania konieczne jest uwzględnienie możliwości sprawnej implementacji zastosowanych algorytmów w warunkach przemysłowych. Determinuje to zastosowanie, zwłaszcza w początkowej fazie produkcji, algorytmów sterowania. Najpopularniejszym algorytmem jest regulator PID. Wstępne badania wykazały, że w opisywanym w pracy zastosowaniu do sterowania położeniem serwozaworu ten regulator nie zapewnia zadowalających właściwości dynamicznych oraz jakości sterowania układu. Zdecydowano się więc zastosować algorytmy kaskadowe bazujące na regulatorach PID oraz jego modyfikacjach i rozbudowie. W ocenie procesu sterowania pojedynczym zaworem wzięto pod uwagę następujące kryteria:

- czas regulacji odpowiedzi skokowej, wielkość przeregulowania oraz uchyb ustalony. Przeanalizowano charakterystyki dla wymuszeń skokowych 25%, 50%, 75% oraz 100% zakresu położenia suwaka. Są to podstawowe parametry przedstawione w danych katalogowych firm produkujących serwozawory.
- charakterystyki częstotliwościowe serwozaworu z układem sterowania. Przeanalizowano charakterystykę amplitudową i fazową.

Dodatkowo podczas oceny wykorzystano kwadratowo-całkowe wskaźniki jakości, co pozwoliło dokonać oceny ilościowej, ułatwiającej ostateczny wybór zastosowanego algorytmu.

Istotnym elementem w prowadzonych badaniach było wykazanie możliwości synchronizacji dwóch niezależnych serwozaworów, co istotnie obniża koszty produkcji siłowników tandemowych. W zagadnieniu synchronizacji opracowano algorytm nadążny, pozwalający na wyeliminowanie istotnych różnic w położeniu dwóch suwaków serwozaworów, co zapewnia prawidłowe natężenie przepływu cieczy hydraulicznej przez obydwa układy. W procesie oceny wzięto pod uwagę uchyb (różnicę położenia) pomiędzy dwoma układami.

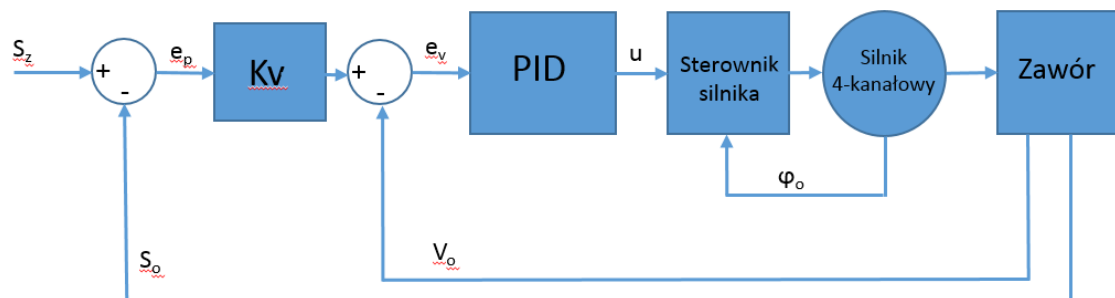


Dokonano syntezy oraz przeanalizowano możliwość zastosowania następujących algorytmów sterowania:

- regulator pozycyjno-prędkościowy
- regulator pozycyjno-prędkościowy ze zmiennymi współczynnikami wzmocnień
- regulator PIDD<sup>2</sup>
- sterowanie adaptacyjne według modelu.

#### 4.1. Regulator pozycyjno-prędkościowy

Na rysunku 4.1 przedstawiono schemat blokowy regulatora. Jest to regulator nadążny, w którym sygnałem wejściowym jest zadana pozycja suwaka, sygnałem sprzężenia zwrotnego jest pozycja oraz prędkość suwaka. Jest to regulator kaskadowy, wewnętrzny regulator PID steruje prędkością suwaka, natomiast regulator proporcjonalny steruje pozycją. Sygnał wyjściowy z regulatora jest podawany na układ generujący sygnał PWM do sterowania kluczami tranzystorowymi, który steruje uzwojeniami silnika trójfazowego sygnałem sinusoidalnym zasilającym poszczególne fazy czterokanałowego silnika PMSM.



Rys.4.1. Schemat blokowy regulatora pozycyjno - prędkościowego

$S_z$  – sygnał wymuszenia,

$S_o$  – pozycja suwaka,

$V_o$  – prędkość suwaka,

$\varphi_o$  – kąt wirnika.

Wielkości  $S_o$  oraz  $V_o$  w procesie realizacji układu zostały wyznaczone z zależności geometrycznych przedstawionych w równaniach (3.17, 3.18).

Równanie (4.1) przedstawia prawo sterowania regulatora PID sterującego prędkością suwaka.

$$u(t) = K_p \left[ e_v(t) + \frac{1}{T_i} \int e_v(t) dt + T_d \frac{de_v(t)}{dt} \right] \quad (4.1)$$

gdzie:

$$e_v = ((S_z - S_o)K_v) - \frac{dS_o(t)}{dt} \quad (4.2)$$

gdzie:

$S_z$  – sygnał wymuszenia (pozycja suwaka),

$S_o$  – pozycja suwaka,

$V_o$  – prędkość suwaka,

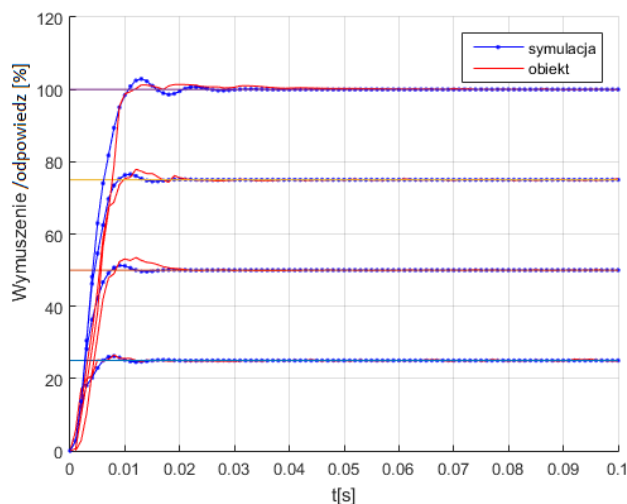
$K_v$  – wzmacnienie błędu pozycji,

$K_p$  – wzmacnienie regulatora,

$T_i$  – stała czasowa całkowania,

$T_d$  – stała czasowa różniczkowania,

Przedstawiona struktura pozwala na dobór parametrów regulatora z wykorzystaniem klasycznych metod syntezy (wykorzystanie charakterystyk częstotliwościowych, metody linii pierwiastkowych, metody eksperckie bazujące na znajomości obiektu), które wykorzystano podczas prac nad przedstawionym w pracy rozwiązaniem. Regulator ten zapewnia szybki czas odpowiedzi, małą wartość przeregulowania oraz wystarczający stopień astatyzmu. Na rysunku 4.2 przedstawiono przebiegi odpowiedzi czasowych na wymuszenia skokowe, wyrażone w procentach zakresu przesuwu suwaka ( $\pm 850 \mu\text{m}$ ), uzyskane w symulacjach oraz podczas badań rzeczywistego obiektu. Przyjęto, podobnie jak w badaniach zrealizowanego układu rzeczywistego, czas dyskretyzacji działania pętli regulacji 0,3ms.



Rys.4.2. Odpowiedzi skokowe serwowaworu (położenie), porównanie symulacji z obiektem

Wartości czasów odpowiedzi oraz przeregulowań wynoszą odpowiednio:

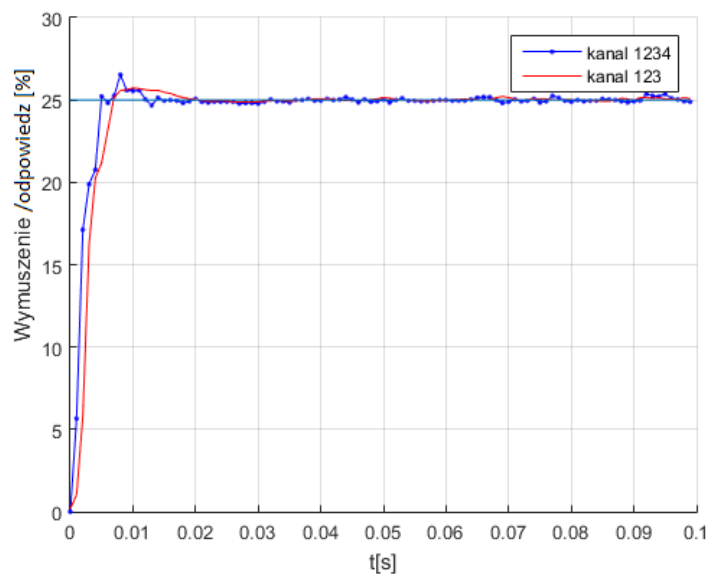
- wymuszenie 25% przeregulowanie wynosi  $\sim 2,45\%$ , czas narastania 7,3[ms], czas uzyskania zerowego uchybu 16,5[ms].
- wymuszenie 50% przeregulowanie wynosi  $\sim 1,41\%$ , czas narastania 8,4[ms], czas uzyskania zerowego uchybu wynosi  $\sim 20$ [ms].
- wymuszenie 75% przeregulowanie wynosi  $\sim 1,38\%$ , czas narastania 9,1[ms], czas uzyskania zerowego uchybu 19[ms].
- wymuszenie 100% przeregulowanie wnosi  $\sim 1,93\%$ , czas narastania 11,0[ms], czas uzyskania zerowego uchybu 24[ms].

Powyższe parametry odpowiedzi obiektu z zastosowanym i dostrojonym regulatorem, spełniają postawione wymagania projektowe, są one porównywalne z danymi przedstawianymi przez innych producentów [56, 57, 58, 69, 70].

Zauważyć można dużą zgodność przebiegów charakterystyk uzyskanych na drodze symulacji oraz badaniach rzeczywistego układu. Widoczne niewielkie opóźnienia w początkowej fazie reakcji obiektu na sygnał wymuszenia, mają między innymi związek z przetwarzaniem sygnału analogowego przez przetwornik A/C oraz z zastosowaniem filtra uśredniającego wartości z czterech pomiarów.

#### 4. Sterowanie zaworami hydraulicznymi

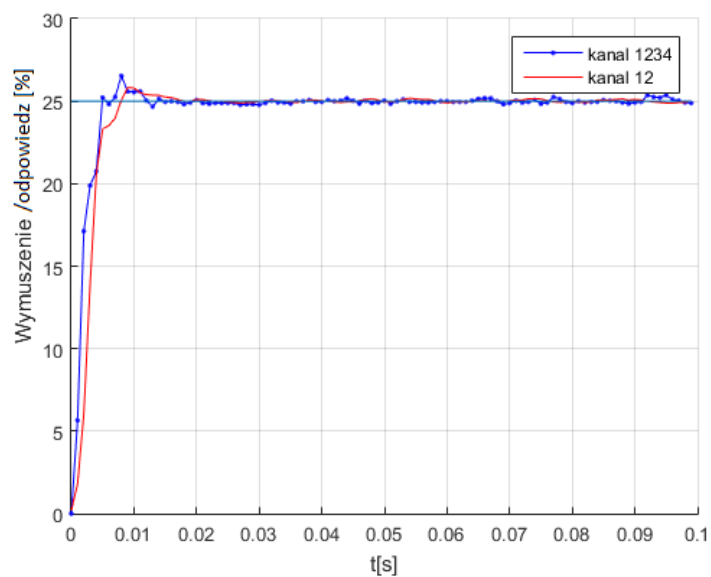
W lotnictwie stawia się ogromny nacisk na bezpieczeństwo układów. Pomimo, że w pracy zajmowano się przede wszystkim układem w pełni sprawnym, zrealizowano wstępne badania eksperymentalne na obiekcie, pokazujące poprawność działania układu w sytuacji wybranych uszkodzeń. Jak już wspomniano, typową awarią mogącą wystąpić w serwozaworze jest uszkodzenie uzwojeń kanału silnika bądź układu sterowania jednego z kanałów. Przeanalizowano odpowiedzi na wymuszenia skokowe dla zasilania trzech oraz dwóch kanałów silnika. Wykresy 4.3 – 4.10 przedstawiają wyniki badań. Badania wykonano dla wymuszeń skokowych 25%, 50%, 75%, 100% względem zakresu ruchu suwaka.



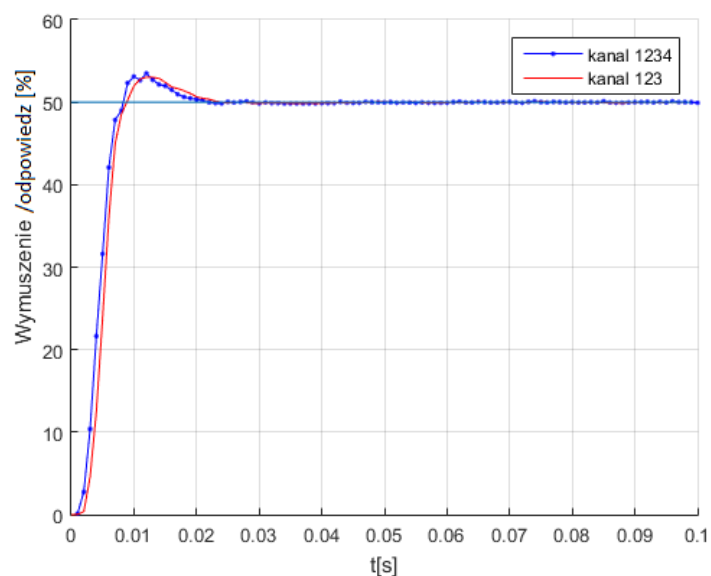
Rys.4.3. Charakterystyka odpowiedzi skokowej serwozaworu (położenie) dla 25% maksymalnego zakresu. Porównanie odpowiedzi dla zasilania czterech oraz trzech kanałów silnika

#### 4. Sterowanie zaworami hydraulicznymi

---



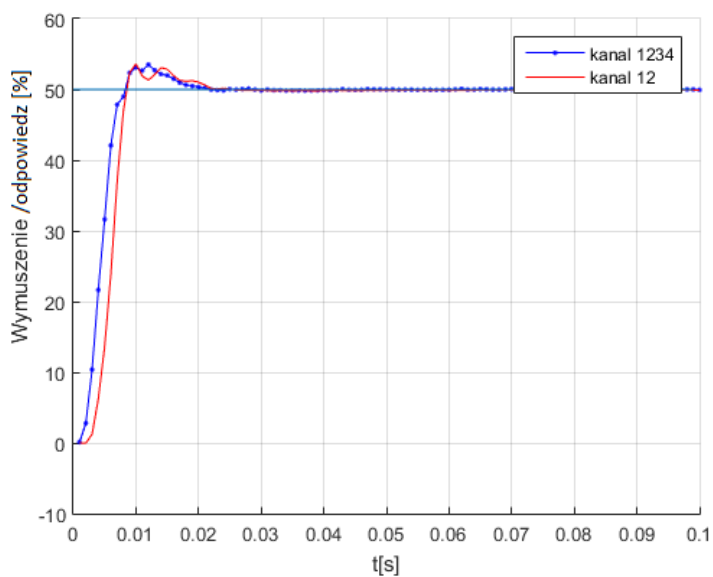
Rys.4.4. Charakterystyka odpowiedzi skokowej serwozaworu (położenie) dla 25% maksymalnego zakresu. Porównanie odpowiedzi dla zasilania czterech oraz dwóch kanałów silnika



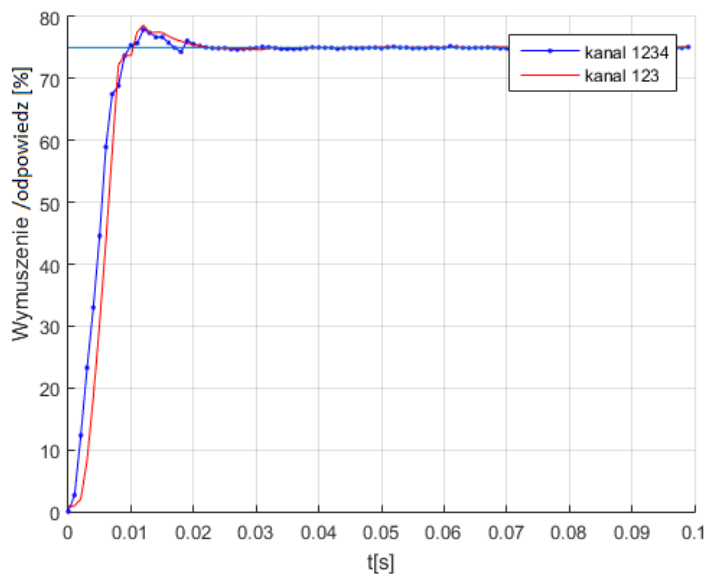
Rys.4.5. Charakterystyka odpowiedzi skokowej serwozaworu (położenie) dla 50% maksymalnego zakresu. Porównanie odpowiedzi dla zasilania czterech oraz trzech kanałów silnika

#### 4. Sterowanie zaworami hydraulicznymi

---



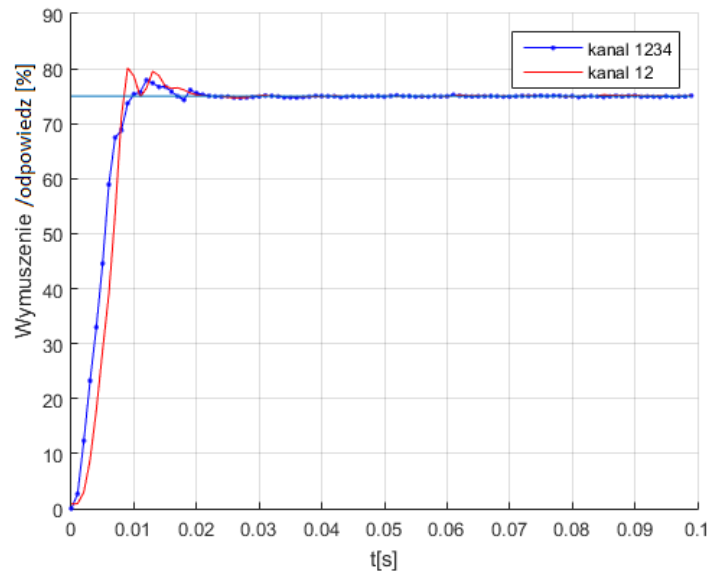
Rys.4.6. Charakterystyka odpowiedzi skokowej serwozaworu (położenie) dla 50% maksymalnego zakresu. Porównanie odpowiedzi dla zasilania czterech oraz dwóch kanałów silnika



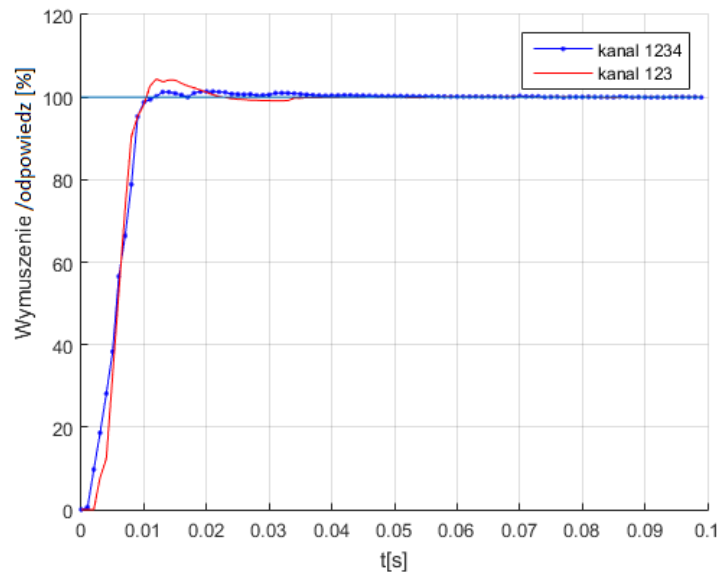
Rys.4.7. Charakterystyka odpowiedzi skokowej serwozaworu (położenie) dla 75% maksymalnego zakresu. Porównanie odpowiedzi dla zasilania czterech oraz trzech kanałów silnika

#### 4. Sterowanie zaworami hydraulicznymi

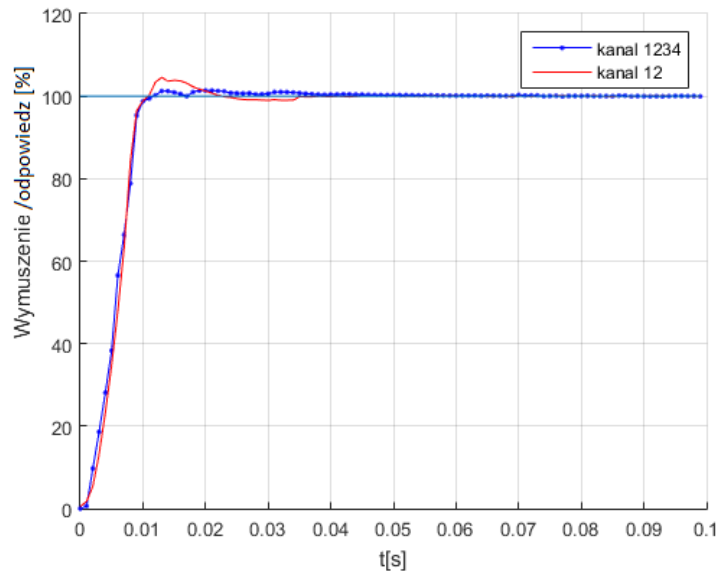
---



Rys.4.8. Charakterystyka odpowiedzi skokowej serwozaworu (położenie) dla 75% maksymalnego zakresu. Porównanie odpowiedzi dla zasilania czterech oraz dwóch kanałów silnika



Rys.4.9. Charakterystyka odpowiedzi skokowej serwozaworu (położenie) dla 100% maksymalnego zakresu. Porównanie odpowiedzi dla zasilania czterech oraz trzech kanałów silnika

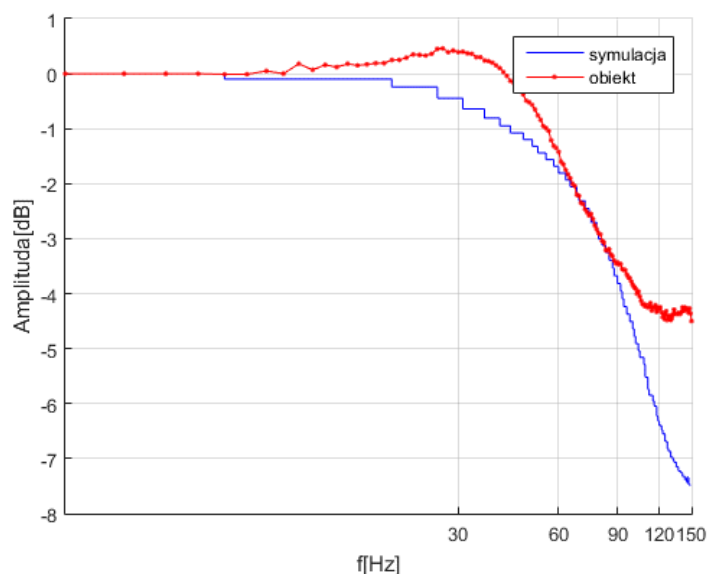


Rys.4.10. Charakterystyka odpowiedzi skokowej serwowozoru (położenie) dla 100% maksymalnego zakresu. Porównanie odpowiedzi dla zasilania czterech oraz dwóch kanałów silnika

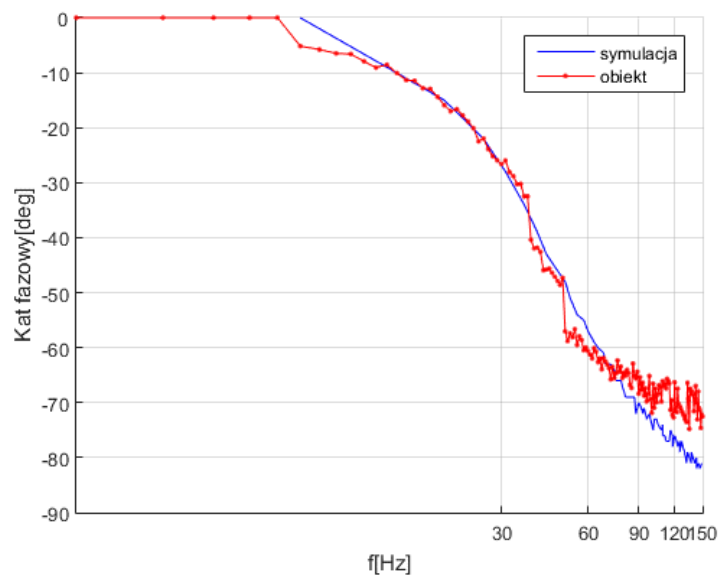
Analizując uzyskane przebiegi, można stwierdzić, iż mieszczą się one w zakładanych przedziałach pod względem czasu regulacji oraz dopuszczalnej wartości przeregulowania. Niewielkie odchyłki w odniesieniu do sprawnego układu, wynikają z wpływu uzyskiwanej wartości całki błędu w czasie, stosunku stałej momentowej silnika względem momentu zaczepowego oraz w różnicy kąta siły elektromotorycznej pomiędzy kanałami opisanej w rozdziale 3.3 (rys. 3.12, tabela 3.1).

Aby określić pełne właściwości dynamiczne układu, przeanalizowano charakterystyki częstotliwościowe układu. Rysunki 4.11 i 4.12 przedstawiają charakterystykę amplitudową oraz fazową prototypu oraz opracowanego modelu serwowozoru z układem sterowania.





Rys.4.11. Charakterystyka amplitudowa układu regulacji serwowaworu dla wymuszenia sinusoidalnego o amplitudzie  $\pm 25\%$  maksymalnego zakresu



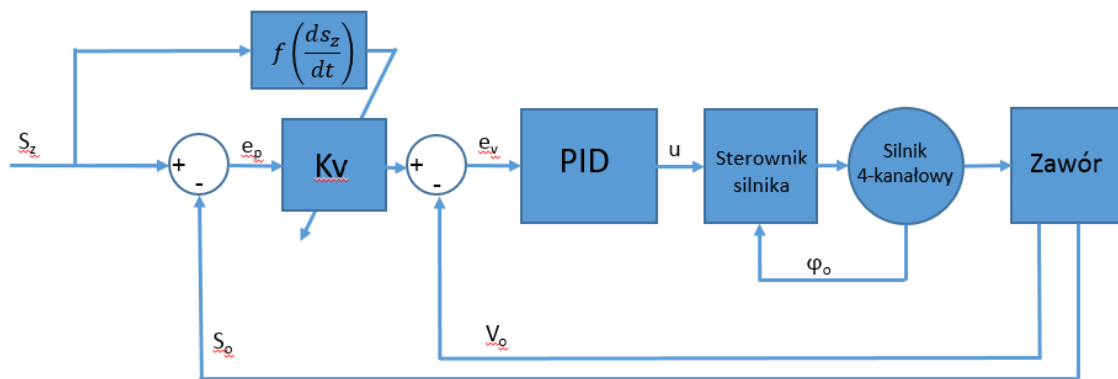
Rys.4.12. Charakterystyka fazowa układu regulacji serwowaworu dla wymuszenia sinusoidalnego o amplitudzie  $\pm 25\%$  maksymalnego zakresu

Przedstawiona charakterystyka fazowa z badanego obiektu wykazuje dużą zgodność z modelem symulacyjnym. Po raz kolejny pokazuje to, że utworzony model matematyczny umożliwia prowadzenie badań nad algorytmami sterowania w dalszych pracach.

Przedstawiony regulator zapewnia odpowiednią jakość sterowania, umożliwia efektywne dostrojenie metodami inżynierskimi podczas realizacji prac wdrożeniowo-przemysłowych oraz jest stosunkowo prosty w implementacji.

#### 4.2. Regulator pozycyjno-prędkościowy ze zmiennymi współczynnikami wzmocnień

W celu poprawy właściwości dynamicznych obiektu, dokonano modyfikacji parametru  $K_v$ , który wpływa na poszerzenie pasma przenoszenia. Jako odniesienie decydujące o zmianie tego współczynnika, wykorzystano pomiar prędkości narastania sygnału wymuszenia. Rysunek 4.13 przedstawia schemat blokowy regulatora z modyfikatorem parametru  $K_v$ .



Rys.4.13. Układ sterowania ze zmiennym parametrem  $K_v$

Równania (4.3 – 4.5) przedstawiają zastosowane prawa sterowania.

$$\text{jeżeli } \frac{dS_z}{dt} = 0 \text{ \& } t_z > 3,6ms; K_v = 0,12 \quad (4.3)$$

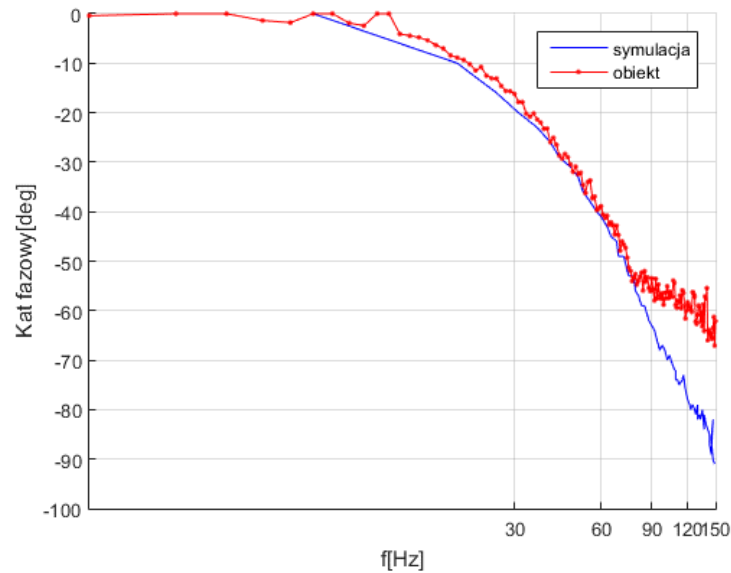
$$\text{jeżeli } \frac{dS_z}{dt} \neq 0 \text{ \& } t_z > 3,6ms; K_v = 0,18$$

$$u(t) = K_p \left[ e_v(t) + \frac{1}{T_i} \int e_v(t) dt + T_d \frac{de_v(t)}{dt} \right] \quad (4.4)$$

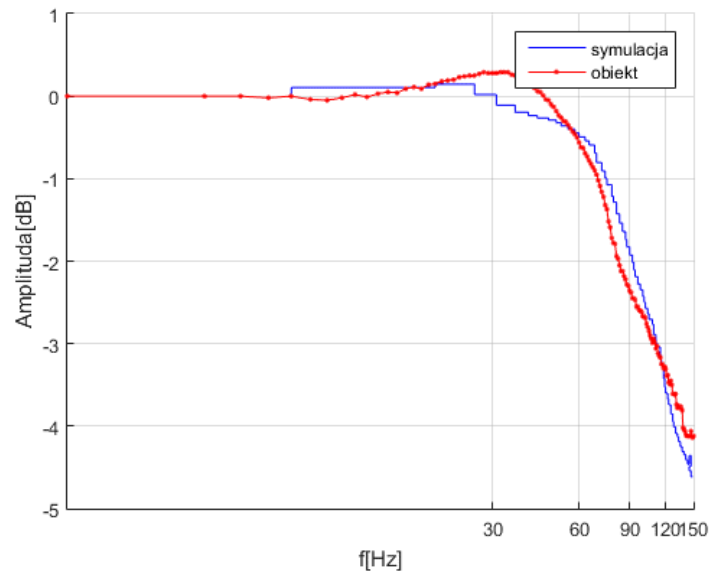
gdzie:

$$e_v = \left( (S_z - S_o) \cdot K_v \left( \frac{dS_z}{dt} \right) \right) - \frac{dS_o(t)}{dt} \quad (4.5)$$

Rysunki 4.14, 4.15 przedstawiają charakterystyki amplitudowe oraz fazowe układu po wprowadzonej zmianie parametru  $K_v$ .



Rys.4.14. Charakterystyka fazowa układu regulacji serwowaworu dla wymuszenia sinusoidalnego o amplitudzie  $\pm 25\%$  maksymalnego zakresu



Rys.4.15. Charakterystyka amplitudowa układu regulacji serwowaworu dla wymuszenia sinusoidalnego o amplitudzie  $\pm 25\%$  maksymalnego zakresu

Dzięki wprowadzonej modyfikacji, uzyskano znaczą poprawę w zakresie odpowiedzi charakterystyki amplitudowej. Analizując charakterystykę amplitudową oraz fazową, zakres przenoszenia pasma poszerzył się z wartości  $\sim 80$  Hz do  $\sim 110$  Hz w porównaniu z regulatorem pozycyjno-prędkościowym ze stałymi współczynnikami wzmocnień. Zaproponowana w pracy modyfikacja regulatora pozycyjno-prędkościowego poprawiła właściwości dynamiczne obiektu z układem sterowania. Nie skomplikowała znacząco struktury układu, jest również łatwa w implementacji cyfrowej oraz dostrojeniu w warunkach prac przemysłowych.

### 4.3. Regulator PIDD<sup>2</sup>

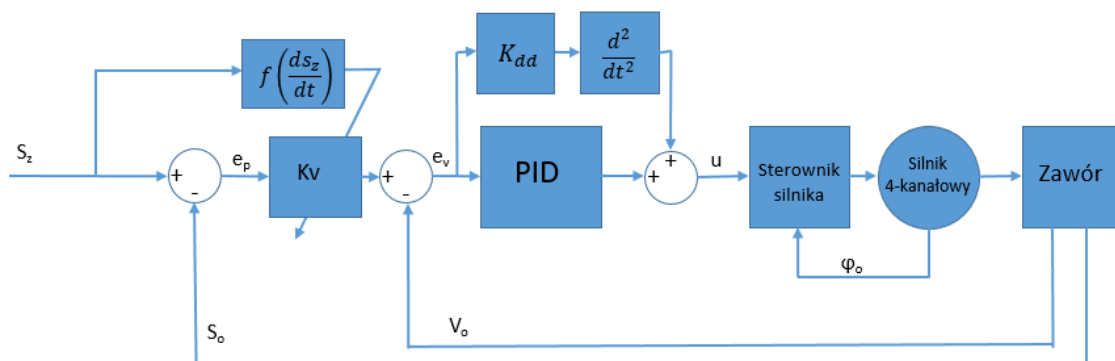
Regulator typu PIDD<sup>2</sup> [79] jest rozwinięciem przedstawionego wcześniej regulatora pozycyjno-prędkościowego. Chcąc polepszyć parametry pracy układu, zastosowano w wewnętrznej pętli sterowania pochodną drugiego rzędu. Prawo sterowania przedstawia równanie (4.6).

$$u(t) = K_p e_v(t) + K_i \int_0^t e_v(t) dt + K_d \frac{de_v(t)}{dt} + K_{dd} \frac{d^2 e_v(t)}{dt^2} \quad (4.6)$$

gdzie:

$$e_v = \left( (S_z - S_o) \cdot K_v \left( \frac{dS_z}{dt} \right) \right) - \frac{dS_o(t)}{dt} \quad (4.7)$$

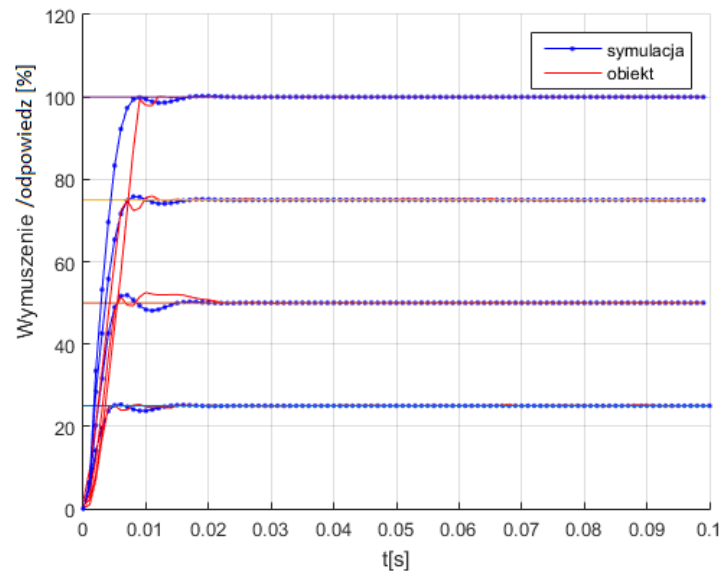
Strukturę układu z regulatorem PIDD<sup>2</sup> pokazuje rysunek 4.16.



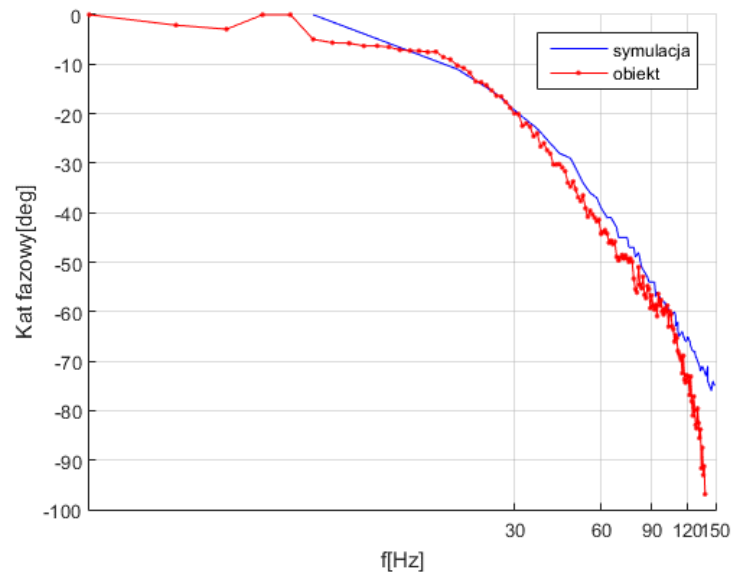
Rys.4.16. Struktura układu z regulatorem PIDD<sup>2</sup>

#### 4. Sterowanie zaworami hydraulicznymi

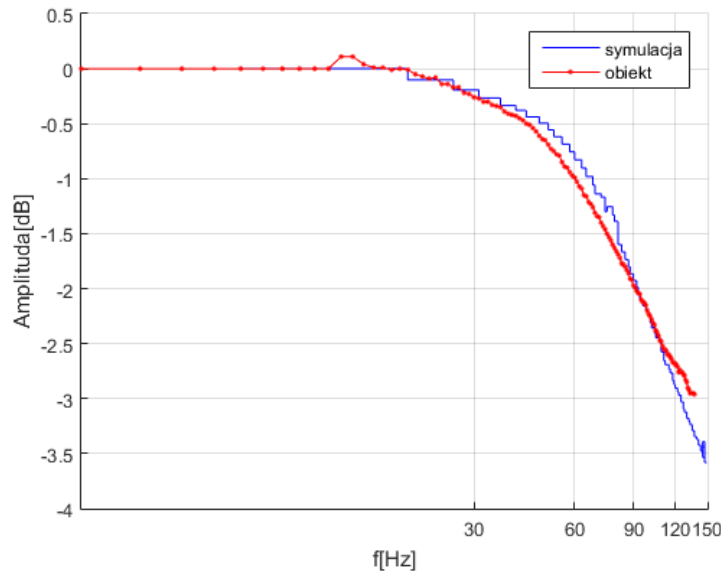
Rysunki 4.17 – 4.19 pokazują uzyskane charakterystyki skokowe oraz częstotliwościowe układu serwowaworu z regulatorem PIDD<sup>2</sup>.



Rys.4.17. Charakterystyka odpowiedzi skokowej serwowaworu (położenie), porównanie symulacji z obiektem, sterowane cztery kanały silnika



Rys.4.18. Charakterystyka fazowa układu regulacji serwowaworu dla wymuszenia sinusoidalnego o amplitudzie  $\pm 25\%$  maksymalnego zakresu



Rys.4.19. Charakterystyka amplitudowa układu regulacji serwowozoru dla wymuszenia sinusoidalnego o amplitudzie  $\pm 25\%$  maksymalnego zakresu

Niekorzystnym zjawiskiem występującym w praktyce podczas różniczkowania numerycznego jest wzmocnienie szumów. W układzie regulatora PIDD<sup>2</sup> występuje dwukrotne różniczkowanie funkcji uchybu, co w praktyce może spowodować zwielokrotnione wzmocnienie szumów. Rozwiązaniem problemu jest ograniczenie szerokości pasma działań pochodnych pierwszego i drugiego rzędu za pomocą filtrów dolnoprzepustowych pierwszego i drugiego rzędu. W proponowanym regulatrice zastosowano nieliniowy filtr medianowy (nonlinear median filter NMF), który wykorzystuje się głównie w algorytmach przetwarzaniu obrazów (eliminacja szumów, wyostrażanie obrazu). Działanie opiera się na porównywaniu kilku punktów danych wokół bieżącego punktu i wyborze ich mediany do działania kontrolnego. Dzięki temu składowe o wysokiej częstotliwości (niepożądane szумы, bądź zakłócenia) są całkowicie usuwane. Dzięki tej zalecie, nieliniowy filtr medianowy eliminuje agresywne działanie sygnału sterującego, powodowane działaniem części różniczkującej regulatora.

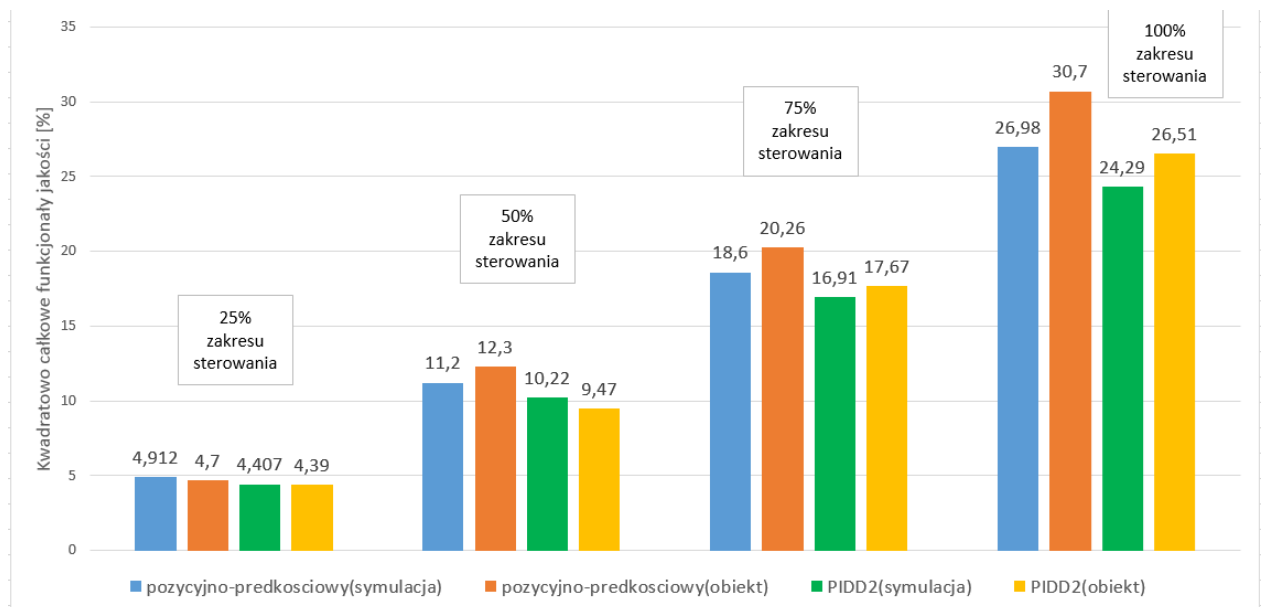
Zastosowany algorytm sterowania istotnie polepszył właściwości dynamiczne układu w porównaniu z wcześniej opisanymi rozwiązaniami. Przeregulowania są mniejsze, czas odpowiedzi na wymuszenie skokowe jest istotnie krótszy, zwiększone zostało pasmo przenoszenia sygnału. Z przebadanych algorytmów, które uznano za możliwe do zastosowania na obecnym etapie prac badawczo-wdrożeniowych, regulator PIDD<sup>2</sup> posiada

#### 4. Sterowanie zaworami hydraulicznymi

najlepsze właściwości dynamiczne. Daje on możliwości efektywnej synchronizacji dwóch serwomechanizmów. O przewadze regulatora typu PIDD<sup>2</sup> świadczą również wyznaczone kwadratowo-całkowe funkcjonały jakości opisane równaniem (4.8) [71], [2], [40]:

$$J = \sqrt{\frac{1}{T} \int_0^T (S_z - S_o)^2 dt} \quad (4.8)$$

Porównano wyznaczone wartości funkcjonałów jakości dla regulatora pozycyjno-prędkościowego z regulatorem PIDD<sup>2</sup> dla wymuszenia skokowego. Wyniki dla czasu symulacji wynoszącego 0,05 sekundy przedstawiono na rysunku 4.20.



Rys.4.20. Porównanie wartości wyznaczonych funkcjonałów jakości

Przedstawione wyniki jednoznacznie pokazują, że układ sterowania z regulatorem PIDD<sup>2</sup> w porównaniu dwoma pozostałymi układami sterowania posiada najlepsze właściwości. Umożliwia zastosowanie znanych metod syntezy współczynników sterowania. Wprowadzone modyfikacje nie komplikują istotnie struktury układu, co jest istotne podczas implementacji cyfrowej. Jest to regulator rekomendowany do wdrożenia w sterowaniu opisywanym w pracy serwozaworem.

#### 4.4. Analiza możliwości zastosowania algorytmu automatycznego strojenia regulatora na bazie sterowanie adaptacyjnego według modelu

Mając na uwadze potencjał produkcyjny siłowników tandemowych, w których stosowane są serwowozy omawiane w niniejszej rozprawie, przeanalizowano możliwość zastosowania w przyszłej produkcji małoseryjnej algorytmów umożliwiających automatyczne strojenie regulatorów. Korzyści zastosowania takiego rozwiązania wynikają ze względów technologicznych: ze względu na niedokładności w procesie produkcyjnym, każdy egzemplarz serwowozoru wymaga indywidualnego strojenia regulatora, celem uzyskania wymaganych parametrów pracy. Automatyzacja strojenia regulatorów uprościłaby proces produkcyjny. Ponadto charakter przebiegu zmian parametrów wzmocnienia regulatora może stanowić informację diagnostyczną w przypadku niewłaściwego wykonania układu. Zagadnienie diagnostyki wykracza jednak poza tematykę niniejszej pracy.

Algorytmem, który umożliwia realizację układu automatycznego strojenia regulatora jest algorytm sterowania według modelu MRAC (ang. *Model Reference Adaptive Control*) [39]. W sterowaniu tym układ regulacji tak steruje obiektem, aby jego dynamika była taka, jak dynamika przyjętego modelu referencyjnego.

Niech obiekt opisany będzie równaniem:

$$\dot{x}_p = A_p x_p + B_p \Lambda u \quad (4.9)$$

gdzie:

$x_p$  – wektor stanu obiektu,

$A_p$  – nieznana macierz stanu obiektu,

$B_p$  – znana macierz sterowania,

$\Lambda$  – nieznana macierz reprezentująca zmiany efektywności sterowania, o dodatnich współczynnikach,

$u$  – wektor wymuszeń.

Niech model referencyjny opisany będzie równaniem:

$$\dot{x}_m = A_m x_m + B_m r \quad (4.10)$$

gdzie:



$r$  – zadana trajektoria,

$x_m$  – wektor stanu modelu,

$A_m$  – macierz stanu modelu,

$B_m$  – macierz sterowania modelu.

Celem sterowania jest, aby różnica między trajektorią generowaną przez model oraz trajektorią obiektu dążyła w czasie do zera:

$$\lim_{t \rightarrow \infty} \|x_p - x_m\| = 0 \quad (4.11)$$

Prawo sterowania w przedstawionym przypadku przybiera postać:

$$u = \Theta_x x_p + \Theta_r r \quad (4.12)$$

gdzie:

$\Theta_x, \Theta_r$  – macierze wzmocnień.

Aby znaleźć wartości macierzy wzmocnień, w sterowaniu adaptacyjnym według modelu stosuje się analizę dynamiki błędu. Jest ona opisana równaniem (4.13).

$$\dot{e} = \dot{x}_p - \dot{x}_m \quad (4.13)$$

Błąd sterowania będzie dążył do zera, jeżeli równanie (4.13) będzie stabilne. W tym celu, po wprowadzeniu do tego równania dynamiki zmiennych stanu (równania 4.9 i 4.10) oraz prawa sterowania z uzmiennionymi współczynnikami wzmocnień, poszukiwana jest dla tego równania kandydatka na funkcję Lapunowa (funkcja dodatnio określona). Wiadomym jest, że funkcja Lapunowa układu musi być funkcją malejącą, jej pochodna musi być zawsze mniejsza od zera. Podczas wyprowadzania równań adaptacji poszukuje się takich warunków zmienności współczynników wzmocnienia regulatora, aby pochodna funkcji Lapunowa była funkcją ujemną. Równania (4.14) oraz (4.15) spełniają ten warunek.

$$\dot{\tilde{\Theta}}_x^T = -\Gamma_x x_p e^T P B \quad (4.14)$$

$$\dot{\tilde{\Theta}}_r^T = -\Gamma_r r e^T P B \quad (4.15)$$

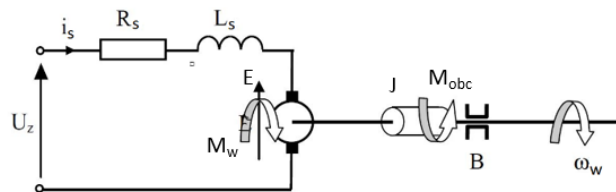
gdzie:

$\dot{\tilde{\Theta}}_x^T, \dot{\tilde{\Theta}}_r^T$  – wartości pochodnych współczynników wzmocnień,

$\Gamma_x, \Gamma_r$  – macierze dodatnio określone, których wartości stanowią przyjmowane parametry projektowe,

$P$  – macierz dodatnio określona stanowiąca rozwiązanie równania Lapunowa.

Dla celów syntezy regulatora adaptacyjnego, przyjęto uproszczony model silnika elektrycznego. Zastosowano zastępczy model liniowy silnika prądu stałego. Pominięte zostały straty mocy występujące w komutatorze elektronicznym, stojanie, dodatkowe tętnienia momentu wynikające między innymi z występowania momentu zaczepowego. Przyjęto jednakową i stałą wartość rezystancji uzwojeń oraz indukcyjności, oraz liniowe obwody magnetyczne [82]. W takim przypadku model silnika można przedstawić jako obwód RLE, przedstawiony na rysunku 4.21.



Rys.4.21. Schemat modelu silnika DC

$i_s$  – prąd uzwojenia stojana jednego kanału,

$R_s$  – rezystancja zastępcza stojana,

$L_s$  – indukcyjność zastępcza stojana,

$E$  – siła elektromotoryczna indukcji,

$M_w$  – moment obrotowy wirnika,

$J$  – obrotowy moment bezwładności zredukowany do wału wirnika,

$B$  – współczynnik tarcia lepkiego zredukowany do wału wirnika,

$M_{obc}$  – moment obciążenia silnika,

$\omega_w$  – prędkość kątowa wirnika.

Równanie elektryczne silnika czterokanałowego na podstawie II prawa Kirchhoffa oraz modelu zastępczego można zapisać:

$$U_z = U_{R_s} + U_{L_s} + E \quad (4.16)$$

gdzie:

$$U_{R_s} = R_s i_s$$

$$U_{Ls} = L_s \frac{di}{dt}$$

$E = 4k_e\omega_w$ , gdzie  $k_e$  jest stałą elektryczną

Podstawiając do równania (4.16), otrzymamy:

$$U_z = R_s i_s + L_s \frac{di_s}{dt} + 4k_e \omega_w \quad (4.17)$$

Moment obrotowy wirnika, który pokonuje sumę momentów przeciwdziałających obrotowi wirnika, zapiszemy:

$$M_w = M_a + M_v + M_{obc} \quad (4.18)$$

gdzie:

$M_a = J \frac{d\omega}{dt}$  moment związany z przyspieszeniem kątowym wirnika,

$M_v = B\omega_w$  moment związany z oporami ruchu wirnika,

$M_{obc}$  moment obciążający wirnik,

$M_w = k_m i_s$  przy założeniu że moment obrotowy wirnika jest proporcjonalny do płynącego prądu w uzwojeniu,  $k_m$  stała mechaniczna.

Podstawiając do równania (4.18) przedstawione powyżej parametry, otrzymamy:

$$k_m i_s = J \frac{d\omega_s}{dt} + B\omega_w + M_{obc} \quad (4.19)$$

Układ równań łączący część elektryczną i mechaniczną zapiszemy:

$$\begin{cases} U_z = R_s i_s + L_s \frac{di_s}{dt} + 4k_e \omega_w \\ k_m i_s = J \frac{d\omega_s}{dt} + B\omega_w + M_{obc} \end{cases} \quad (4.20)$$

Przyjmując zerowy moment obciążenia  $M_{obc}=0$  zakładając, że wielkością wyjściową jest prędkość kątowa ( $\omega_w$ ), wielkością wejściową jest napięcie zasilające silnik ( $U_z$ ), możemy powyższe równania zapisać w postaci transmitancji operatorowej silnika:

$$G(s) = \frac{\omega_w}{U_z(s)} = \frac{k_m}{L_s J s^2 + (R_s J + L_s B) s + (k_m 4k_e + R_s B)} \quad (4.21)$$

lub w zapisie równania modelu w przestrzeni stanów:

$$\begin{cases} \dot{X}(t) = AX(t) + BU(t) \\ y(t) = CX(t) + DU(t) \end{cases} \quad (4.22)$$

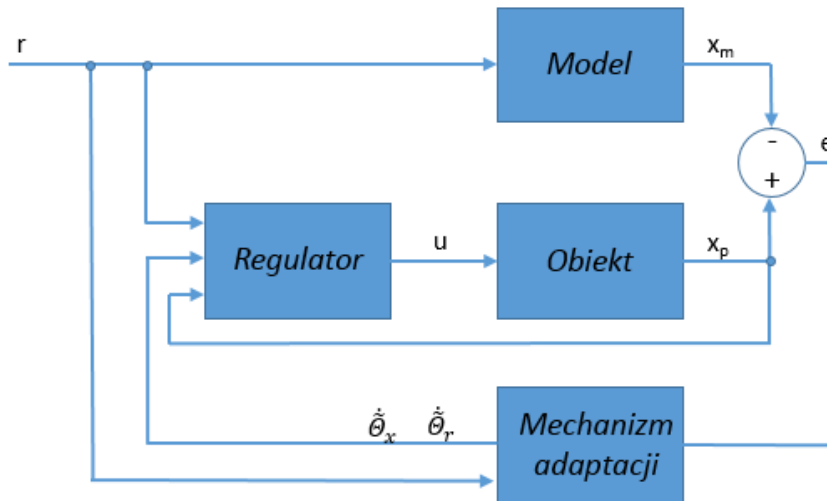
gdzie:

$$A = \begin{bmatrix} -R_s/L_s & -Km/L_s & 0 \\ 4Ke/J & -B/J & 0 \\ 0 & 1 & 0 \end{bmatrix} \quad B = \begin{bmatrix} 1/L_s \\ 0 \\ 0 \end{bmatrix} \quad C = \begin{bmatrix} 4 & 0 & 0 \\ 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 1 \end{bmatrix} \quad D = \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \\ 0 \end{bmatrix} \quad (4.23)$$

$$X = \begin{bmatrix} i_s \\ \omega \\ \varphi \end{bmatrix} \quad U = \begin{bmatrix} U \\ M_{obc} \end{bmatrix}$$

Zmiennymi stanu będą prąd silnika, prędkość kątowna oraz położenie kątowne.

Rysunek 4.22 przedstawia schemat układu sterowania adaptacyjnego.

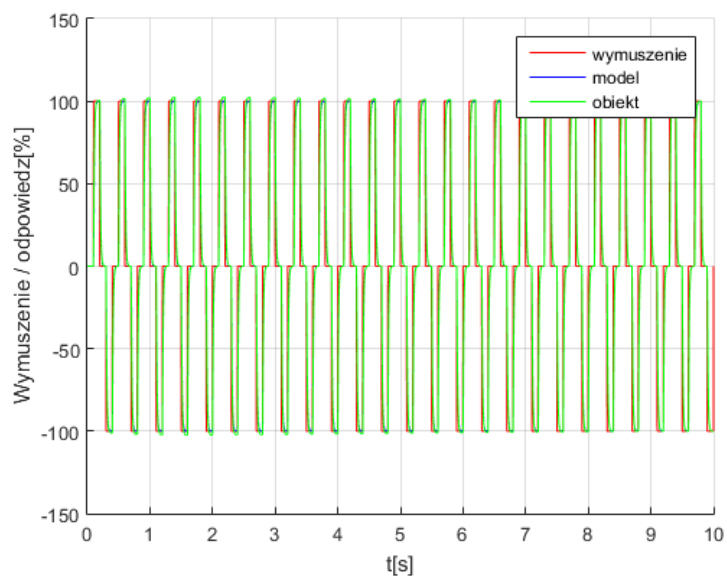


Rys.4.22. Schemat regulatora adaptacyjnego według modelu

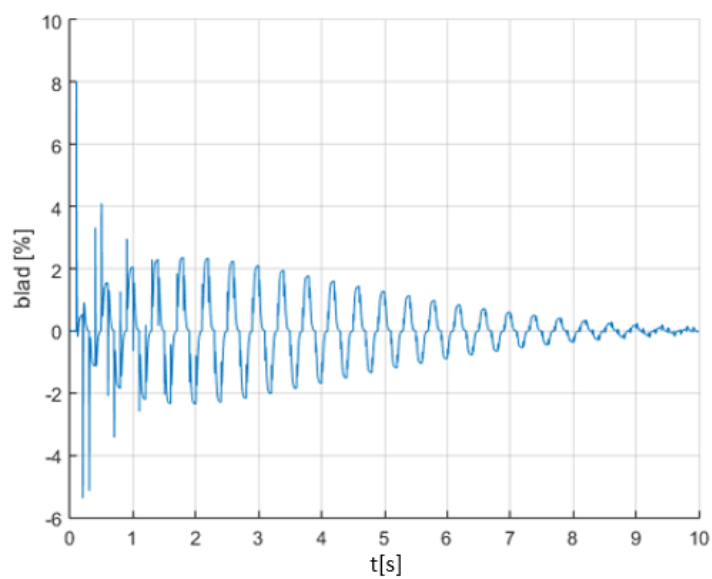
Rysunek 4.23 przedstawia wyniki badań symulacyjnych. Sygnałem wymuszającym była fala prostokątna o amplitudzie 100% zakresu pracy układu. Przedstawiono odpowiedź układu oraz modelu. Rysunek 4.24 przedstawia wykres błędu stanowiącego różnicę pomiędzy pozycją modelu a pozycją układu, natomiast rysunki 4.25 oraz 4.26 przedstawiają zmianę współczynników wzmocnień regulatora.

#### 4. Sterowanie zaworami hydraulicznymi

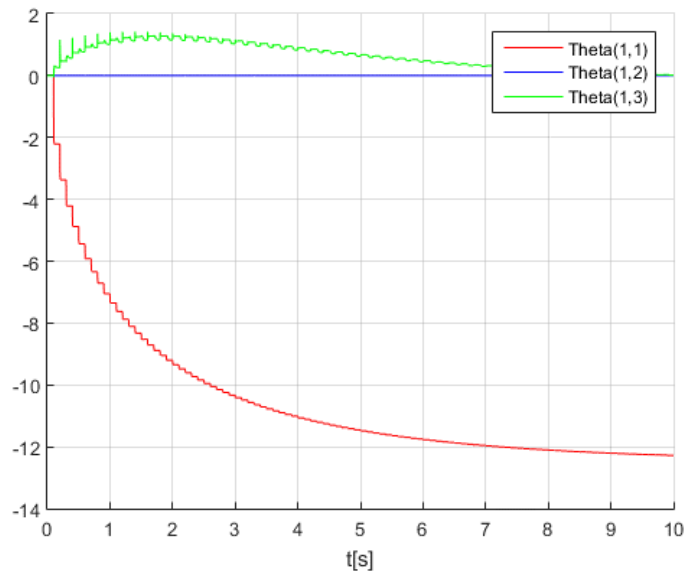
---



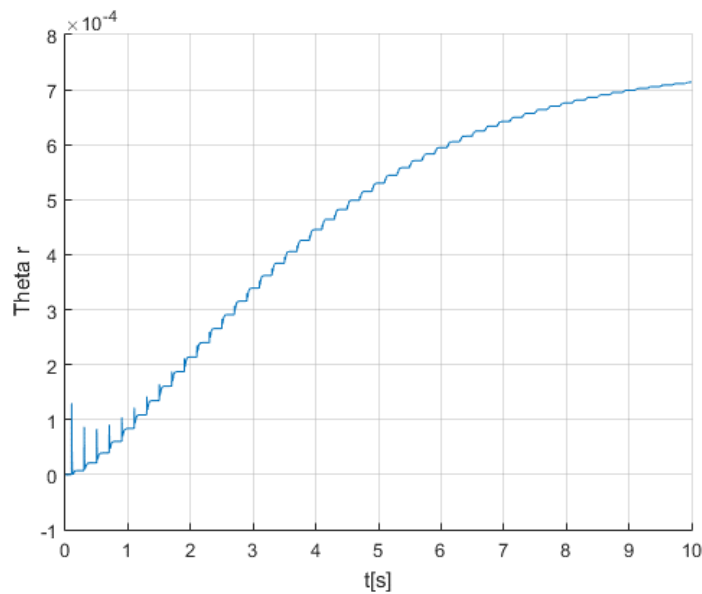
Rys.4.23. Wyniki symulacji z algorytmem sterowania adaptacyjnego - położenie suwaka



Rys.4.24. Przebieg wartości błędów



Rys.4.25. Adaptacyjny przyrost współczynników wzmocnień macierzy  $\Theta_x$



Rys.4.26. Adaptacyjny przyrost wzmocnienia  $\Theta_r$

Uzyskane wyniki świadczą o skuteczności działania regulatora adaptacyjnego z modelem. Błąd regulacji ulega zmniejszeniu. Algorytmy sterowania adaptacyjnego mogą być zastosowane w układach strojenia regulatora podczas produkcji serwozaworów w zastosowaniu do sterowania siłownika tandemowego.

### 4.5. Synchronizacja pracy dwóch serwozaworów

Istotnym zagadnieniem badawczym, dowodzącym poprawność postawionej w pracy tezy, jest realizacja algorytmu synchronizacji dwóch serwozaworów sterujących siłownikiem tandemowym. Niezależna praca dwóch serwozaworów powodować może nierównomierność przepływu cieczy roboczej oraz zakłócenia w pracy siłownika tandemowego. W pracy przyjęto synchronizację typu *leader-follower*. Oznacza to, że jeden z serwozaworów pełni rolę nadrzędną (leader), drugi nadąża za liderem. Zadanie synchronizacji jest więc analogiczne do koncepcji sterowania według modelu. Lider pełni funkcję analogiczną do przyjętego modelu. W pracy zaproponowano synchronizator wyznaczający dodatkowy sygnał sterujący dla jednego z serwozaworów na podstawie błędu pozycji dwóch suwaków, co pokazano na rysunku 4.27. Podobną strukturę zaproponowano w pracy [40]. Istotną różnicę stanowi przyjęty algorytm sterowania. W pracy [40] zastosowano jako odpowiednik synchronizatora regulator całkujący w zadaniu sterowania samolotem w fazie podejścia do lądowania. Taka forma regulacji powodowała ograniczenie poprawnego działania regulatora do fazy lotu po prostej (stabilizacja). Aby umożliwić działanie układu w pełnym zakresie, w [40] zaproponowano regulator LQR. W analizowanym w niniejszej pracy rozwiązaniu zaproponowano zastosowanie jako układu synchronizującego regulatora PID. Zaletą tego rozwiązania jest łatwość dostrajania poszczególnych egzemplarzy, szczególnie na wstępnym etapie produkcji, z wykorzystaniem metod inżynierskich. Dodatkowo umożliwia rozbudowę algorytmu o dodatkowe funkcjonalności, np. sterowanie krzyżowe, opisane w literaturze [83]. Współczynniki zastosowanego synchronizatora wyznaczono metodą kolejnych przybliżeń

(podejście eksperckie), wykorzystując znajomość funkcji poszczególnych gałęzi regulatora.

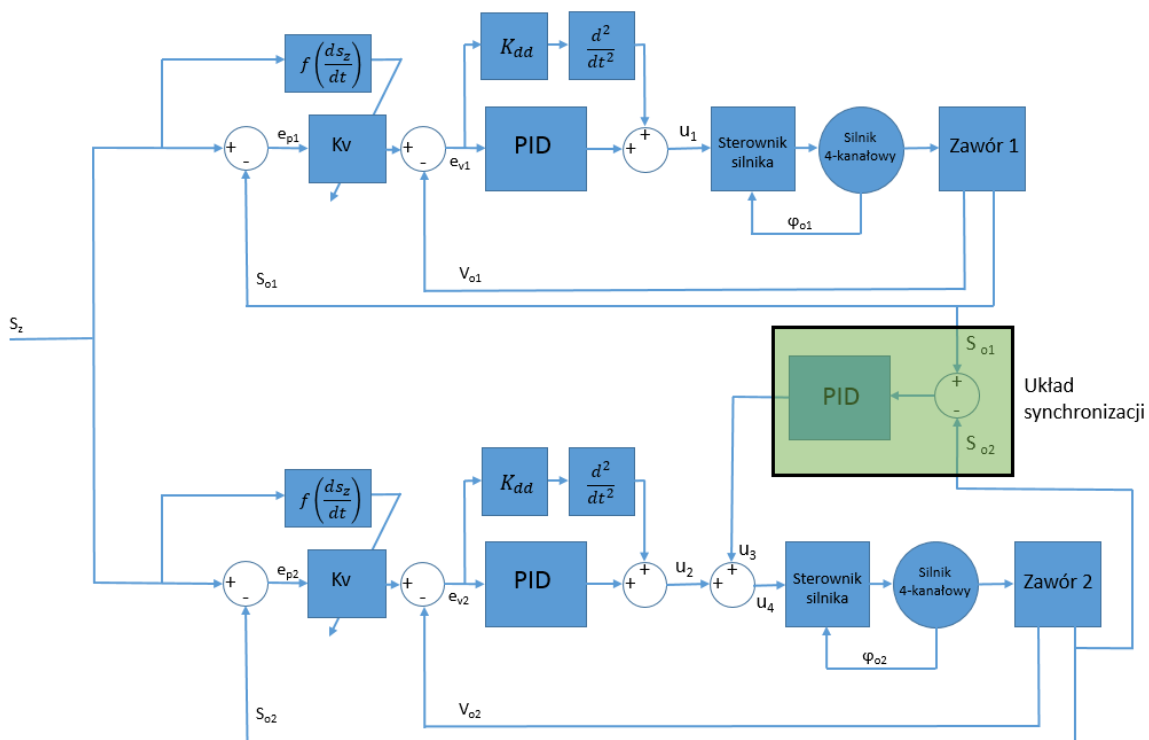
Przyjęto następujące założenia upraszczające do oceny jakości układu synchronizacji:

- obydwa serwozawory posiadają takie same charakterystyki przepływu względem sygnału wymuszenia,
- obydwa serwozawory posiadają takie same histerezy w charakterystyce przepływu względem sygnału wymuszenia,

#### 4. Sterowanie zaworami hydraulicznymi

- obydwie serwowozy posiadają takie same zakresy strefy martwej przełączania względem sygnału wymuszenia,
- obydwie serwowozy posiadają takie same charakterystyki wzmocnienia ciśnienia,
- maksymalny dopuszczalny błąd pomiędzy pozycją suwaków wynosi 1,5% w całym zakresie sygnału wymuszenia.

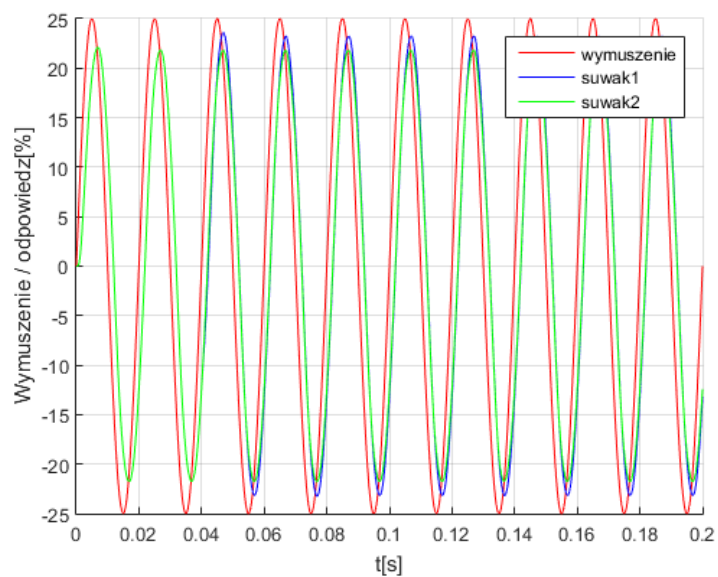
Przeprowadzono badania symulacyjne przy założeniu nierównomiernego momentu obciążającego serwowozy. Rysunki 4.28 - 4.30 przedstawiają wyniki symulacji dla wymuszenia sinusoidalnego o częstotliwości 50Hz o amplitudzie 25% zakresu sygnału wejściowego. W czasie 0,04s zasymulowano zwiększenie momentu obciążenia silnika serwowozoru pierwszego o 200%.



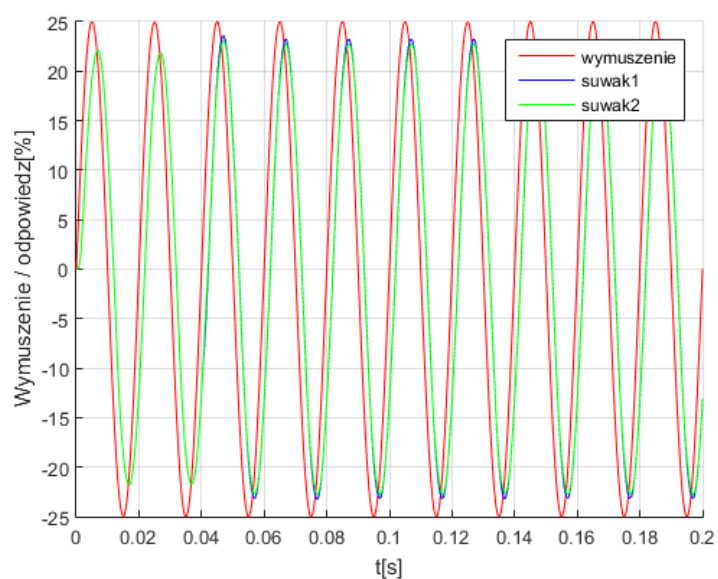
Rys.4.27. Struktura proponowanego układu synchronizacji serwowozorów



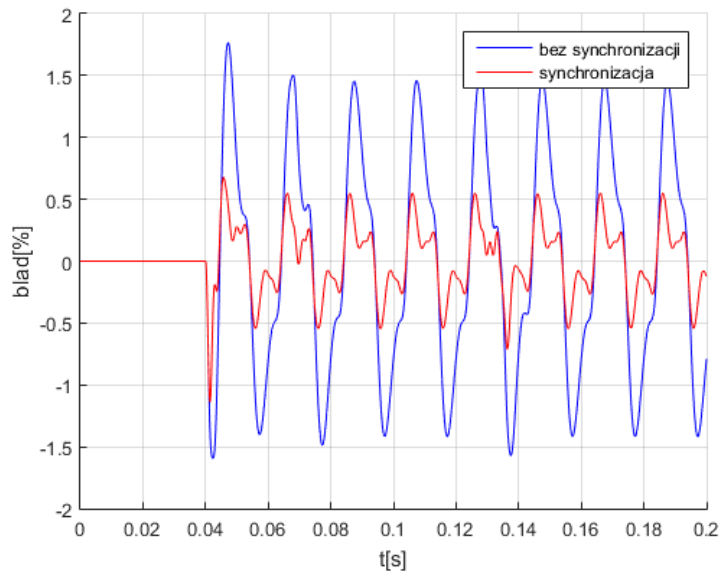
#### 4. Sterowanie zaworami hydraulicznymi



Rys.4.28. Położenie suwaków serwozaworów bez synchronizacji dla wymuszenia sinusoidalnego o amplitudzie  $\pm 25\%$  maksymalnego zakresu



Rys.4.29. Położenie suwaków serwozaworów z synchronizacją dla wymuszenia sinusoidalnego o amplitudzie  $\pm 25\%$  maksymalnego zakresu



Rys.4.30. Porównanie procentowe błędu synchronizacji położenia dla wymuszenia sinusoidalnego o amplitudzie  $\pm 25\%$  maksymalnego zakresu

Wyniki dla wymuszeń 50%, 75, 100% przedstawiono w dodatku D.

Przedstawione wyniki jednoznacznie pokazują poprawność działania zastosowanego układu synchronizacji, czym wykazano poprawność postawionej tezy pracy. Podobne wyniki uzyskano dla różnych częstotliwości oraz różnych wymuszeń. Na podstawie przeprowadzonych badań, zaproponowano algorytm umożliwiający strojenie synchronizatorów, analogiczny do metody Ziguera-Nicholsa stosowanej w układach automatycznej regulacji. Analizując wykresy błędów regulacji, wyróżnić można składową częstotliwości charakterystyczną dla pracy synchronizatora (składowa wysokiej częstotliwości) występująca na rysunkach 4.30, D.3, D.6, D.9. Nie zależy ona od częstotliwości sygnału wymuszającego. Pierwszym krokiem jest zastosowanie regulatora proporcjonalnego i znalezienie takiego wzmocnienia poprzez jego zwiększanie, dla którego oscylacje charakterystycznej częstotliwości nie są tłumione ( $K_{kr}$ ).

Zaproponowano zależności umożliwiające dobór wzmocnień członów regulatora:

$$\begin{aligned} K_P &= 0,37K_{kr} \\ T_I &= 0,16T_{osc} \\ T_D &= 0,11T_{osc} \end{aligned} \quad (4.24)$$

gdzie:

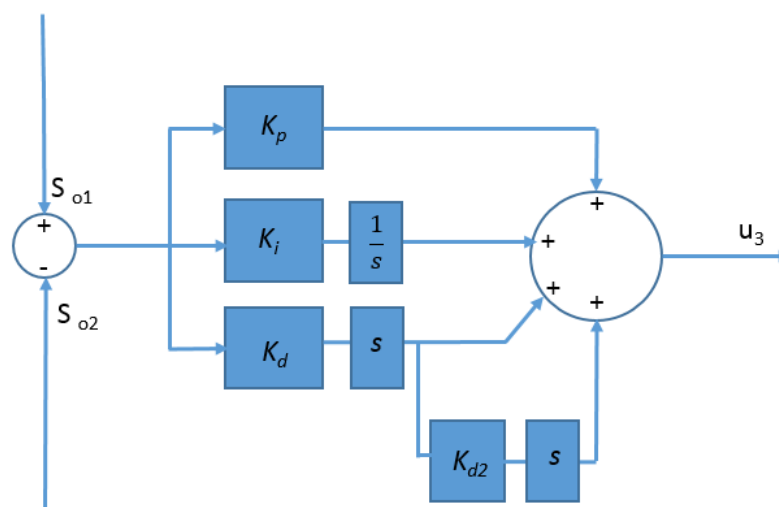
$K_{kr}$  – krytyczna wartość współczynnika wzmocnienia,

$T_{osc}$  – okres oscylacji nietłumionych.

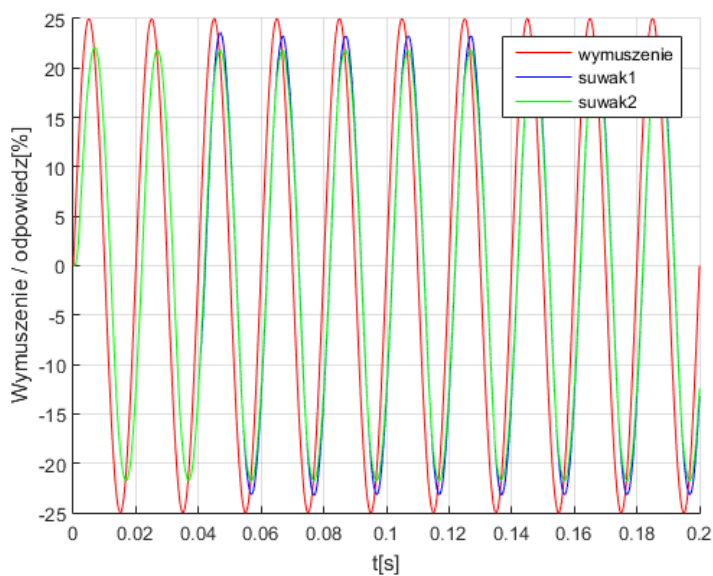
W celu potwierdzenia poprawności wyznaczonych zależności, wykonano symulacje dla zmienionych parametrów serwozaworów oraz ich regulatorów. Badania symulacyjne potwierdziły poprawność proponowanego algorytmu strojenia regulatora synchronizującego serwozawory.

#### 4.5. Modyfikacja regulatora synchronizacji

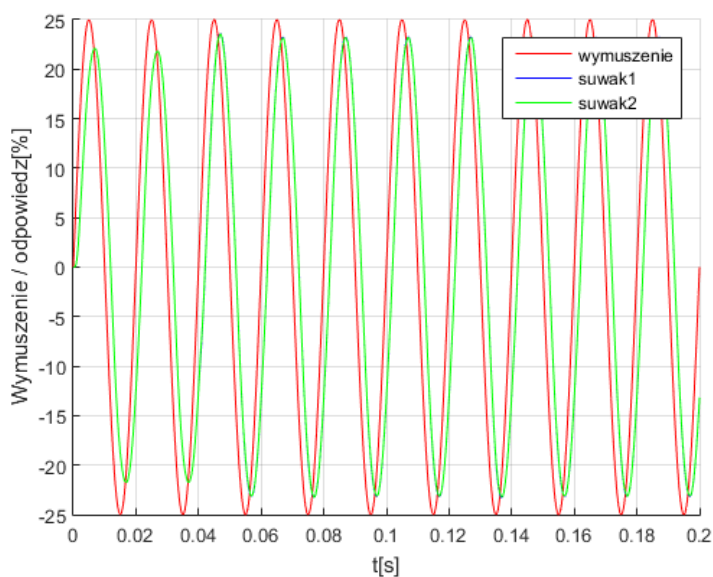
Chcąc polepszyć jakość synchronizacji, dokonano modyfikacji regulatora synchronizacji poprzez dodanie drugiej pochodnej uchybu położenia suwaków po czasie (rys.4.31) oraz zmieniono okres próbkowania i obliczeń regulatora synchronizującego z 0,3ms do 0,15ms. Dzięki zastosowaniu drugiej pochodnej oraz większej liczbie cykli synchronizacji w stosunku do cykli procesu sterowania pojedynczym serwozaworem, uzyskano znaczną poprawę jakości synchronizacji. Rysunki 4.32 – 4.35 przedstawiają przebiegi odpowiedzi układu dla wymuszeń sinusoidalnych o stałej częstotliwości 50Hz i amplitudzie wymuszenia 25%. Przebiegi regulatora synchronizacji dla wymuszeń 50%, 75% i 100% przedstawiono w dodatku „E” rysunki E.1 – E.12.



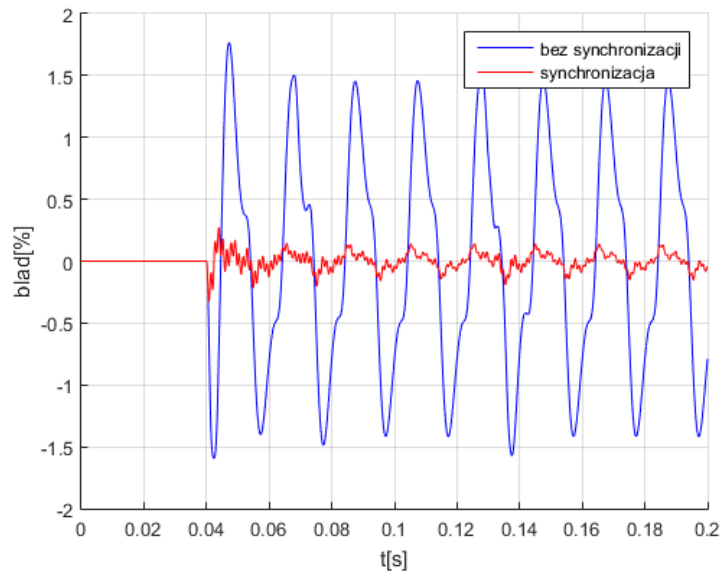
4.31. Schemat układu regulatora synchronizacji



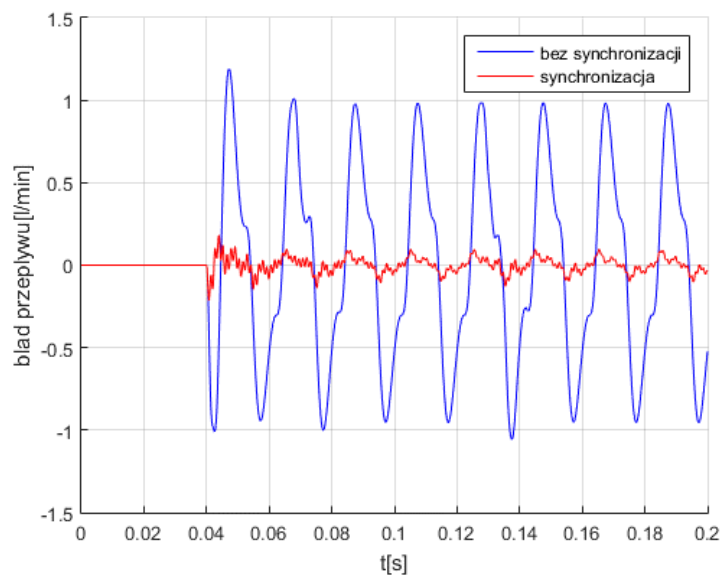
Rys.4.32. Położenie suwaków serwowaworów. Przebieg bez synchronizacji dla wymuszenia sinusoidalnego o amplitudzie  $\pm 25\%$  maksymalnego zakresu



Rys.4.33. Położenie suwaków serwowaworów. Przebieg z synchronizacją dla wymuszenia sinusoidalnego o amplitudzie  $\pm 25\%$  maksymalnego zakresu



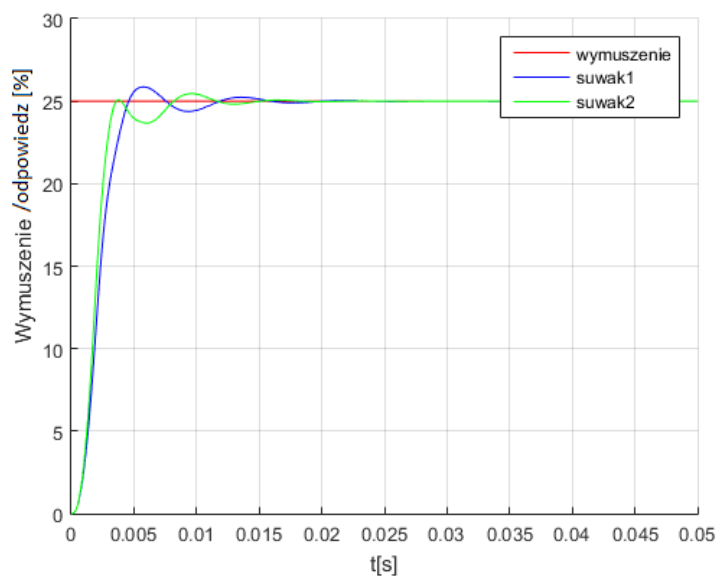
Rys.4.34. Przebieg błędu położenia dla wymuszenia sinusoidalnego o amplitudzie  $\pm 25\%$  maksymalnego zakresu



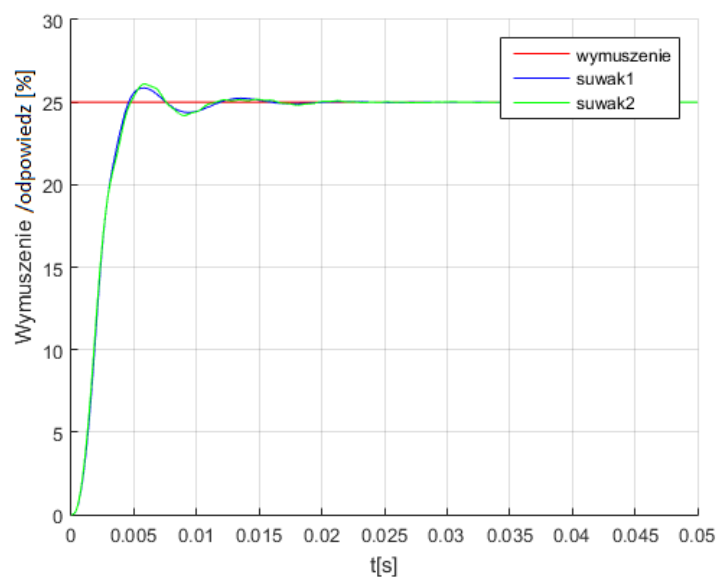
Rys.4.35. Błąd przepływu cieczy pomiędzy serwowaworami dla wymuszenia sinusoidalnego o amplitudzie  $\pm 25\%$  maksymalnego zakresu

Porównując z podstawowym regulatorem PID w rozdziale 4.3, jakość synchronizacji jest znacznie lepsza, uchyb pomiędzy pozycją suwaków serwowaworów nie przekracza 0,8% amplitudy wymuszenia oraz błąd przepływu cieczy 0,7[l/min]. Wykonana symulacja dla wymuszeń skokowych o amplitudzie 25% pokazana na rysunkach 4.36 – 4.39 również potwierdza skuteczność synchronizacji.

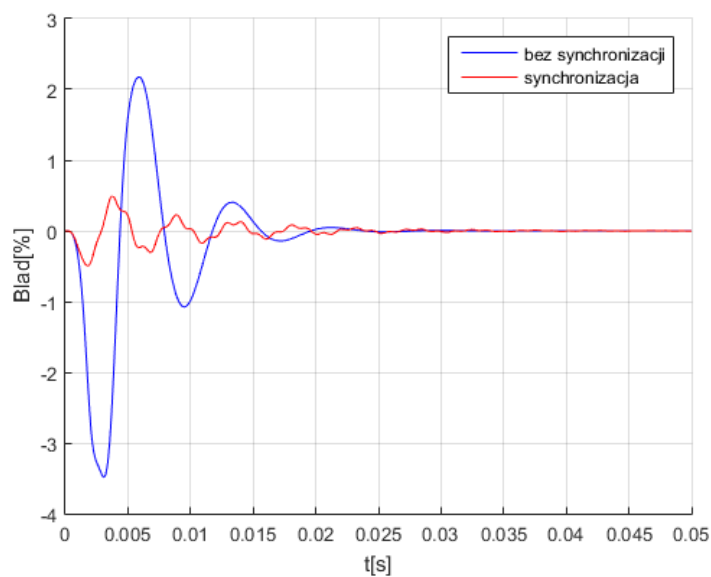
#### 4. Sterowanie zaworami hydraulicznymi



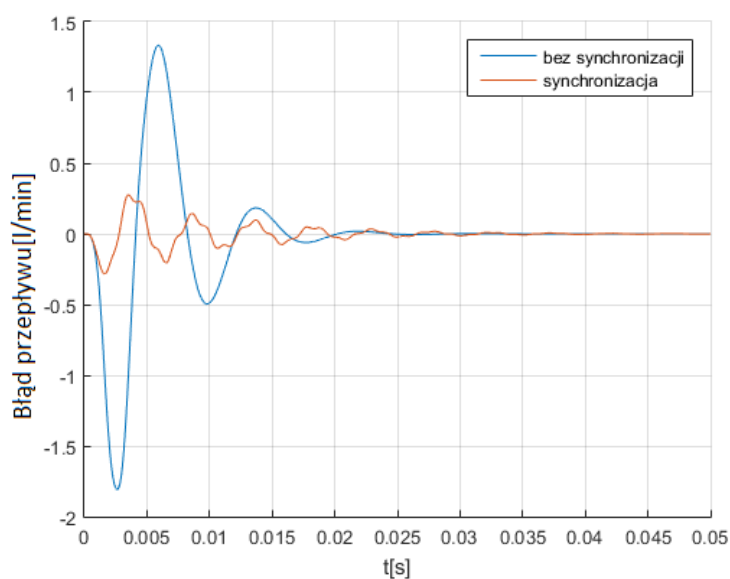
Rys.4.36. Położenie suwaków serwozaworów bez synchronizacji dla wymuszenia skokowego o amplitudzie 25% maksymalnego zakresu



Rys.4.37. Położenie suwaków serwozaworów z synchronizacją dla wymuszenia skokowego o amplitudzie 25% maksymalnego zakresu



Rys.4.38. Przebieg błędu położenia suwaków dla wymuszenia skokowego o amplitudzie 25% maksymalnego zakresu



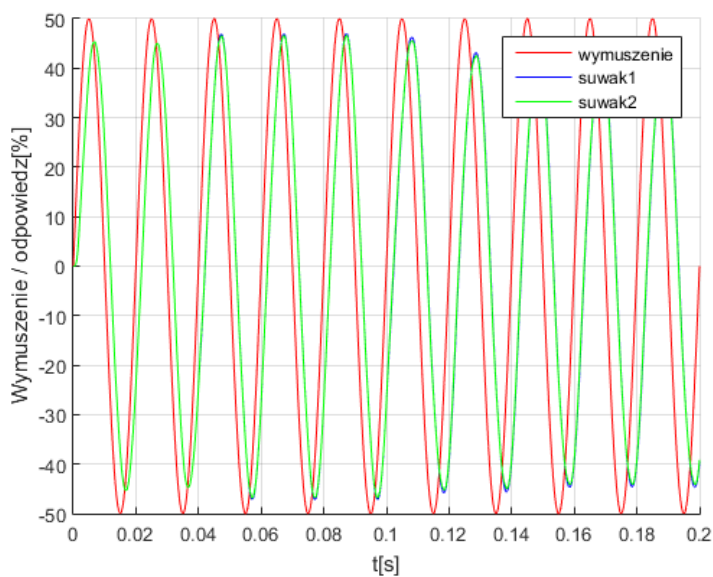
Rys.4.39. Błąd przepływów cieczy pomiędzy serwowaworami dla wymuszenia skokowego o amplitudzie 25% maksymalnego zakresu

Dla zbadania regulatora synchronizującego, wykonano również symulacje dla wymuszeń 50%, 75%, 100% maksymalnego zakresu, pokazane w dodatku E na rysunkach E.17 – E.25.

#### 4. Sterowanie zaworami hydraulicznymi

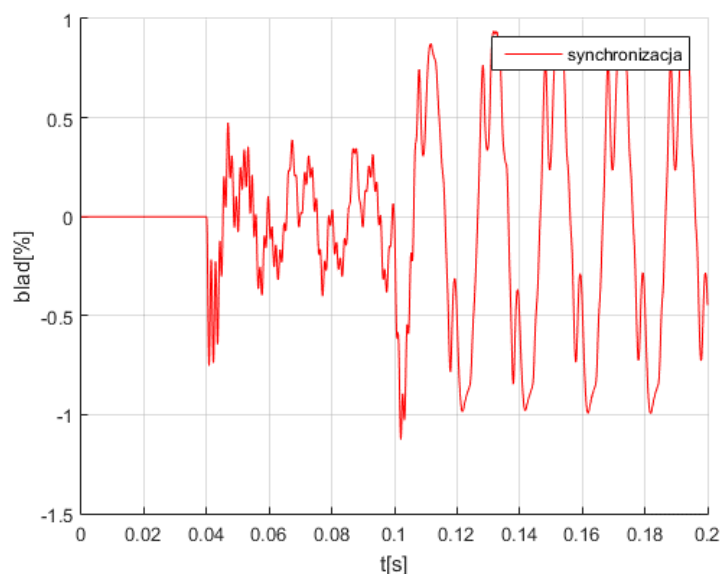
---

Wykazano również skuteczne działanie algorytmu synchronizacji w sytuacji symulowanego uszkodzenia dwóch kanałów silnika serwowaworu. Jako sygnał wymuszenia zastosowano przebieg sinusoidalny o amplitudzie 50% zakresu wejściowego sygnału. W czasie 0,04s zasymulowano zwiększenie momentu obciążającego silnik serwowaworu pierwszego (zakłócenie), natomiast w czasie 0,1s zasymulowano uszkodzenie dwóch kanałów silnika serwowaworu pierwszego. Rysunki 4.40 – 4.44 przedstawiają uzyskane przebiegi uchybu pomiędzy położeniami serwowaworów.



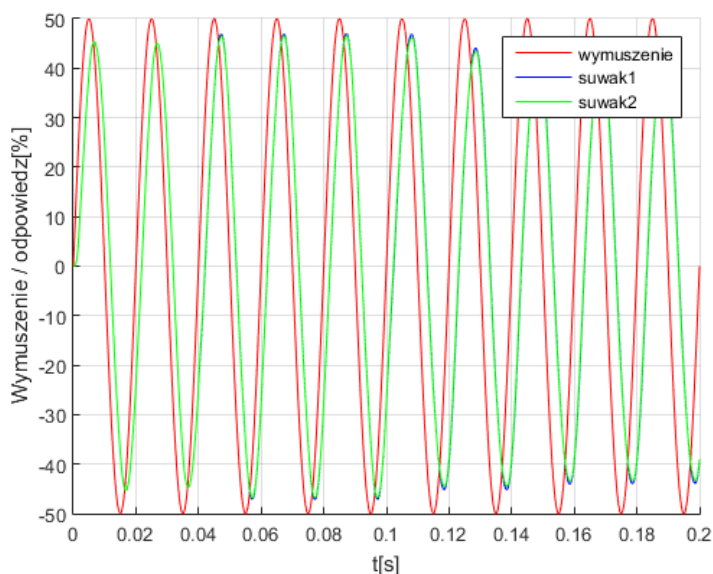
Rys.4.40. Położenie suwaków serwowaworu. Przebieg z synchronizacją dla wymuszenia sinusoidalnego o amplitudzie  $\pm 50\%$  maksymalnego zakresu, symulowane obciążenie silnika oraz uszkodzenie dwóch kanałów silnika bez korekty kąta



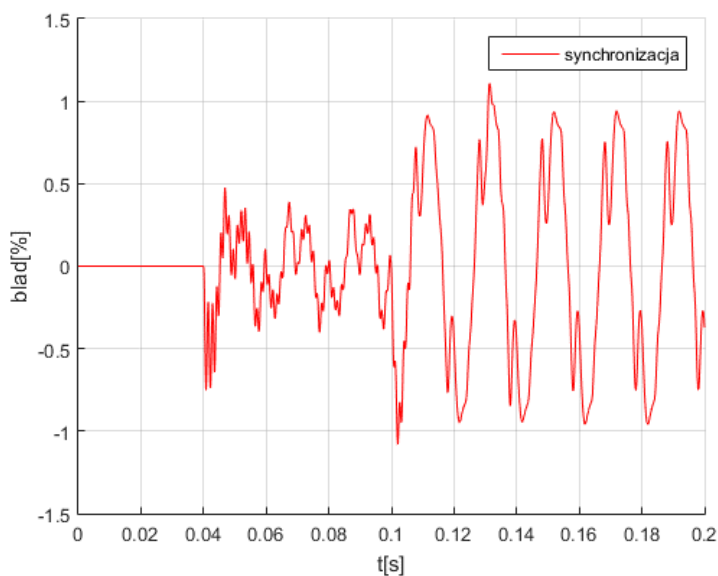


Rys.4.41. Przebieg różnicy położenia suwaków serwowaworów dla wymuszenia sinusoidalnego o amplitudzie  $\pm 50\%$  maksymalnego zakresu, symulowane obciążenie silnika oraz uszkodzenie dwóch kanałów silnika bez korekty kąta

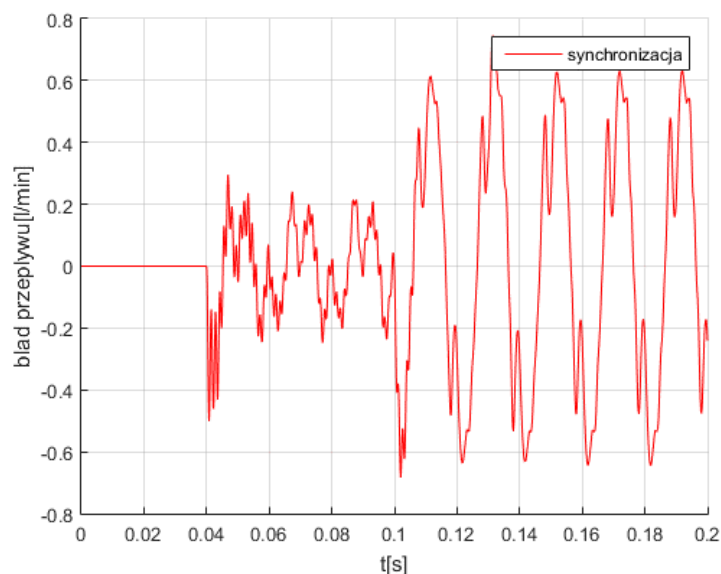
Na rysunku 4.40 oraz 4.41 widać niewielki spadek amplitudy odpowiedzi serwowaworów od momentu uszkodzenia dwóch kanałów silnika (0,1s). Wynika to ze zmniejszenia sumarycznej stałej momentowej kanałów biorących udział w sterowaniu. Różnica (asymetria) w wartości odpowiedzi obiektu pomiędzy wartością dodatnią a ujemną pozycji suwaków, wynika z braku wprowadzenia korekty położenia kąтового wirnika względem położenia pola stojana dla zasilania dwóch kanałów (rys.4.34), co wpływa na dynamikę silnika. Wprowadzając korektę kąta, właściwą dla pracy dwóch kanałów silnika (rozdział 3.4.1, tab.3.1), uzyskano symetrię w wartości odpowiedzi pozycji suwaków (ry.4.36). Wyniki symulacji dla wymuszeń 75%, 100% bez korekcji kąta oraz z korekcją kąta, pokazano w załączniku E (rysunki E.13, E.16).



Rys.4.42. Położenie suwaków serwowaworów. Przebieg z synchronizacją dla wymuszenia sinusoidalnego o amplitudzie  $\pm 50\%$  maksymalnego zakresu, symulowane obciążenie silnika oraz uszkodzenie dwóch kanałów silnika z korektą kąta



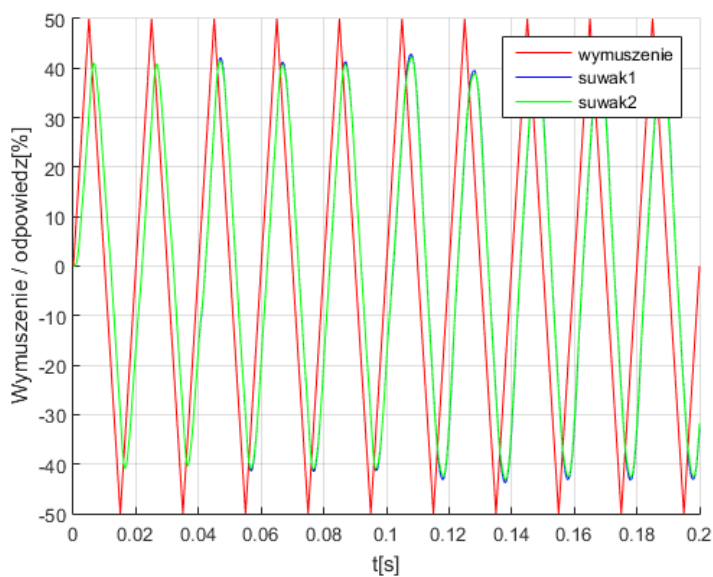
Rys.4.43. Przebieg różnicy położenia suwaków serwowaworów dla wymuszenia sinusoidalnego o amplitudzie  $\pm 50\%$  maksymalnego zakresu, symulowane obciążenie silnika oraz uszkodzenie dwóch kanałów silnika z korektą kąta



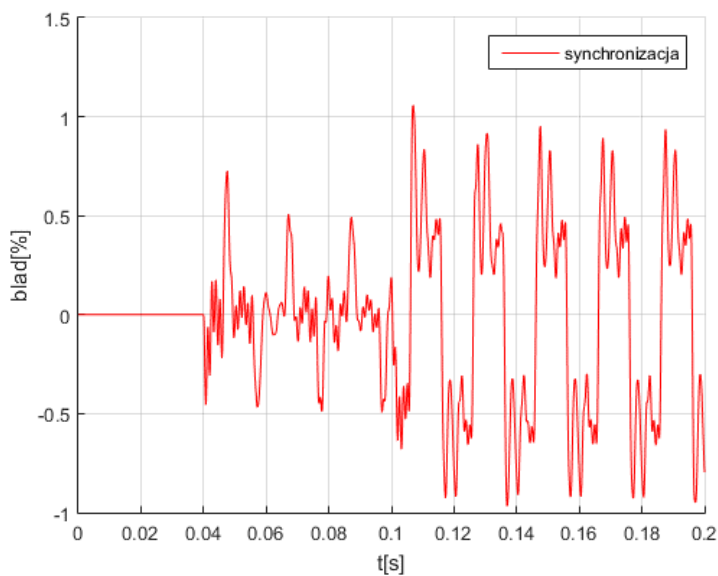
Rys.4.44. Przebieg uchybu przepływu cieczy pomiędzy serwowzaworami dla wymuszenia sinusoidalnego o amplitudzie  $\pm 50\%$  maksymalnego zakresu, symulowane obciążenie silnika oraz uszkodzenie dwóch kanałów silnika z korektą kąta

Wykonano również symulacje dla sygnału wymuszenia przebiegiem trójkątnym o amplitudzie wymuszenia 50%. Zasymulowano zwiększenie momentu obciążającego silnik (0,04s), następnie (0,1s) zasymulowano uszkodzenie dwóch kanałów silnika czterokanałowego. Tak jak w poprzednim badaniu, przedstawiono wyniki bez korekcji kąta oraz z korekcją kąta wirnika względem strumienia stojana dla aktywnych dwóch kanałów silnika. Rysunki 4.45 – 4.50 pokazują uzyskane wartości i przebiegi uchybu pomiędzy położeniami suwaków.

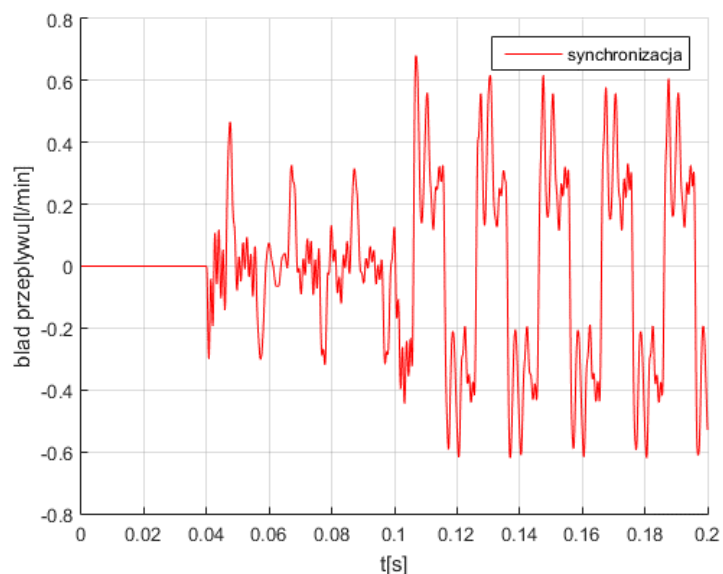
#### 4. Sterowanie zaworami hydraulicznymi



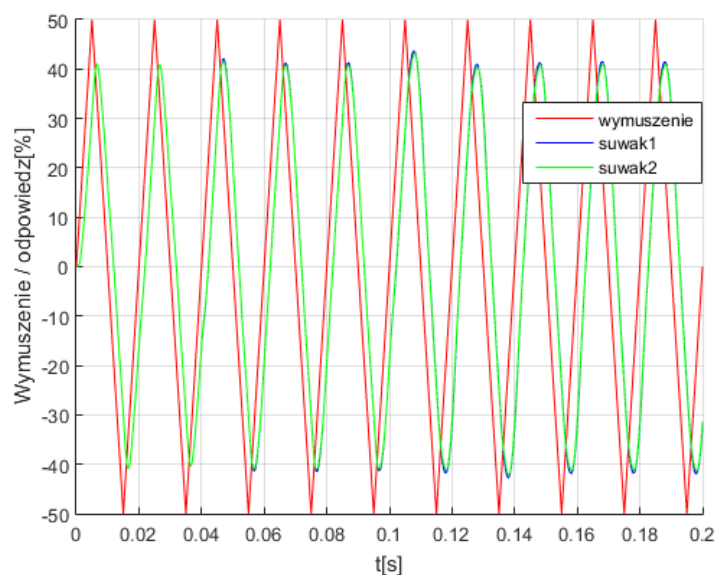
Rys.4.45. Położenie suwaków serwozaworów. Przebieg z synchronizacją dla wymuszenia trójkątnego o amplitudzie  $\pm 50\%$  maksymalnego zakresu, symulowane obciążenie silnika oraz uszkodzenie dwóch kanałów silnika bez korekty kąta



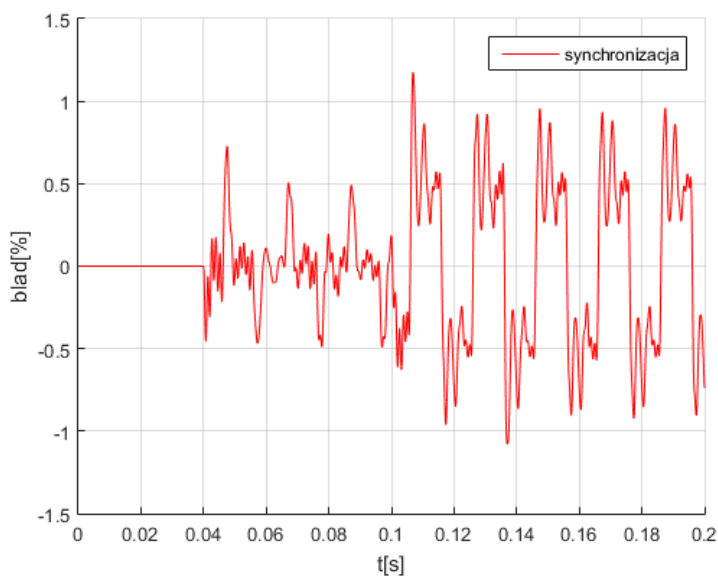
Rys.4.46. Przebieg różnicy położenia suwaków serwozaworów dla wymuszenia trójkątnego o amplitudzie  $\pm 50\%$  maksymalnego zakresu, symulowane obciążenie silnika oraz uszkodzenie dwóch kanałów silnika bez korekty kąta



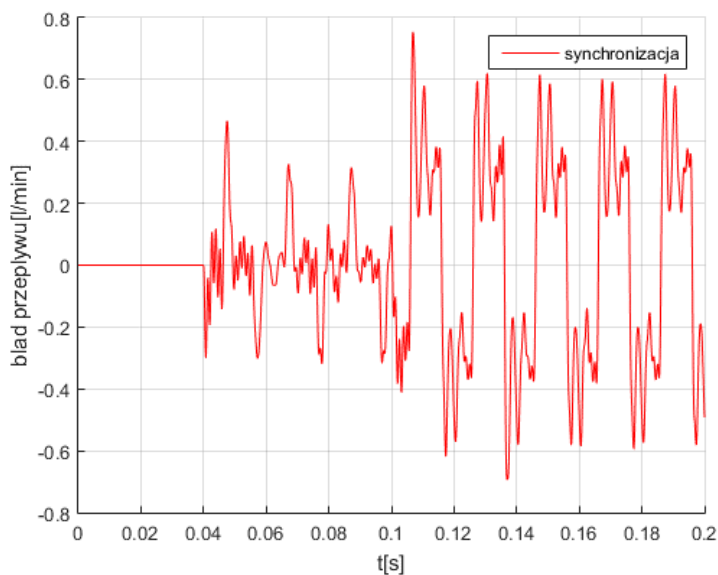
Rys.4.47. Przebieg uchybu przepływu cieczy pomiędzy serwowzaworami dla wymuszenia trójkątnego o amplitudzie  $\pm 50\%$  maksymalnego zakresu, symulowane obciążenie silnika oraz uszkodzenie dwóch kanałów silnika bez korekty kąta



Rys.4.48. Położenie suwaków serwowzaworów. Przebieg z synchronizacją dla wymuszenia trójkątnego o amplitudzie  $\pm 50\%$  maksymalnego zakresu, symulowane obciążenie silnika oraz uszkodzenie dwóch kanałów silnika z korektą kąta



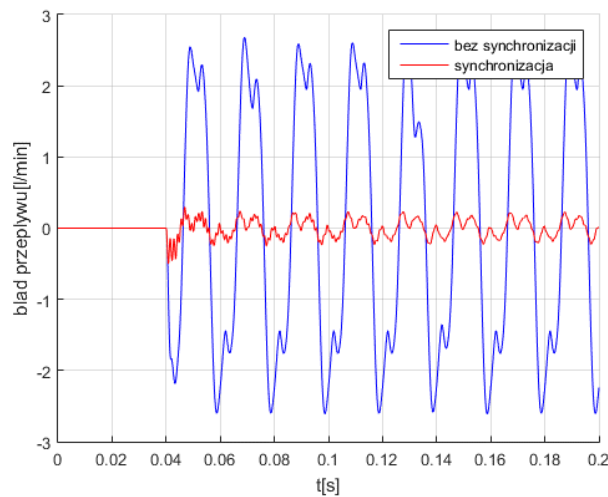
4.49. Przebieg różnicy położenia suwaków serwowzorów dla wymuszenia trójkątnego o amplitudzie  $\pm 50\%$  maksymalnego zakresu, symulowane obciążenie silnika oraz uszkodzenie dwóch kanałów silnika z korektą kąta



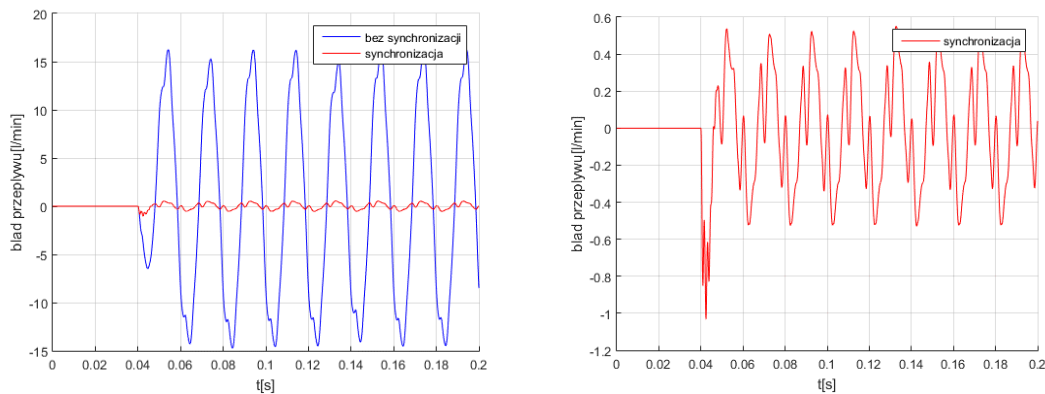
Rys.4.50. Przebieg uchybu przepływu cieczy pomiędzy serwowzorami dla wymuszenia trójkątnego o amplitudzie  $\pm 50\%$  maksymalnego zakresu, symulowane obciążenie silnika oraz uszkodzenie dwóch kanałów silnika z korektą kąta

#### 4. Sterowanie zaworami hydraulicznymi

Pokazane przebiegi potwierdzają skuteczność działania regulatora synchronizacji również dla przebiegów sygnału wymuszenia o przebiegu trójkątnym. Istotnym parametrem układu synchronizacji, który wpływa na poprawność działania systemu serwowaworów w zastosowaniu do siłownika tandemowego, jest różnica w przepływie cieczy pomiędzy serwowaworami. Układ synchronizacji ma za zadanie zminimalizować wpływ zakłócenia pracy serwowaworów na charakterystyki przepływu. Błąd (różnice) w przepływach pomiędzy serwowaworami dla wymuszeń sinusoidalnych o amplitudach 50%, 75%, 100% sygnału wymuszenia, z zasymulowanym zakłóceniem w czasie 0,04s dla serwowaworu 1 (w postaci zwiększonego momentu obciążającego silnik) przedstawiają rysunki 4.51 – 4.53.

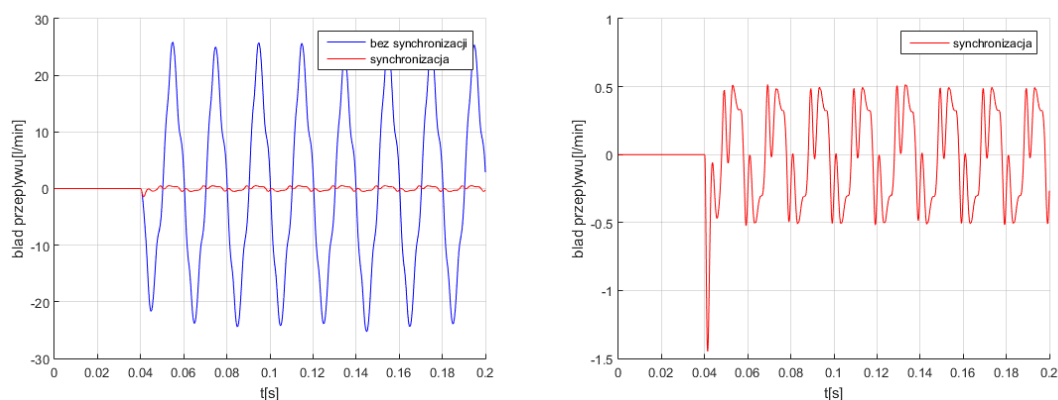


Rys.4.51. Błąd przepływów cieczy pomiędzy serwowaworami dla wymuszenia sinusoidalnego o amplitudzie 50% maksymalnego zakresu



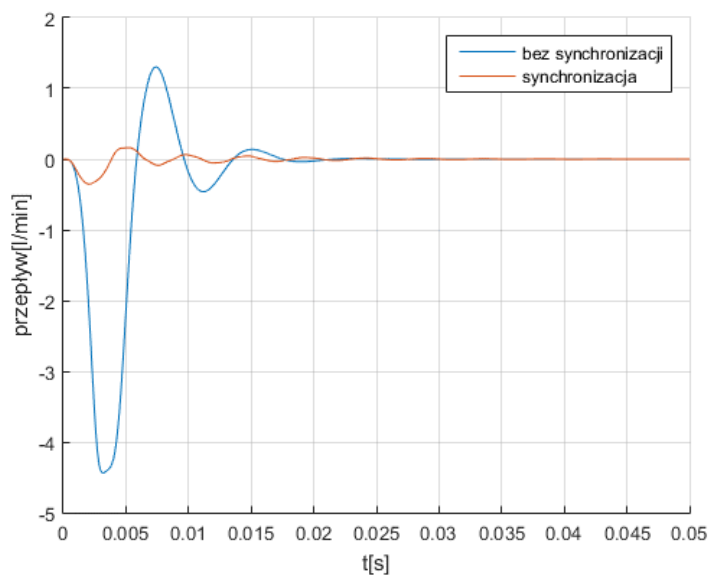
Rys.4.52. Błąd przepływów cieczy pomiędzy serwowaworami dla wymuszenia sinusoidalnego o amplitudzie 75% maksymalnego zakresu

#### 4. Sterowanie zaworami hydraulicznymi



Rys.4.53. Błąd przepływów ciecży pomiędzy serwowzorami dla wymuszenia sinusoidalnego o amplitudzie 100% maksymalnego zakresu

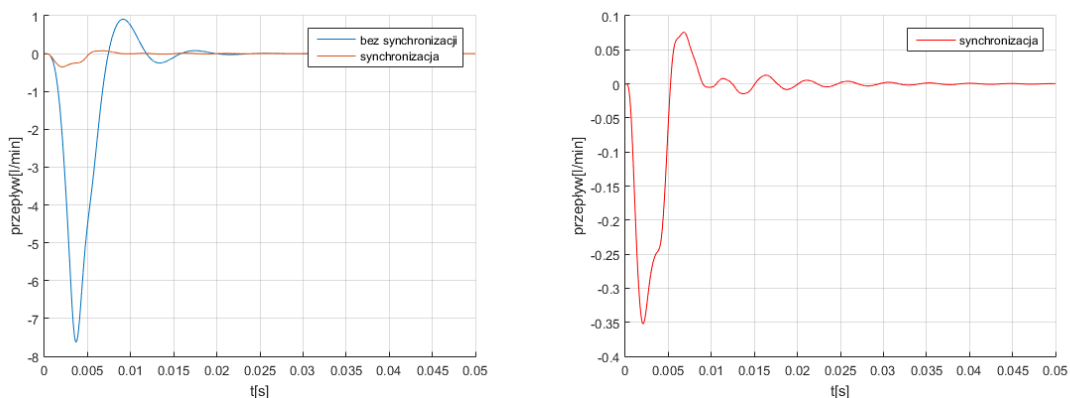
Wykonano również symulacje dla wymuszenia skokowego z sygnałem zakłócenia serwowozoru 1. Rysunki 4.54 – 4.56 przedstawiają błąd przepływu ciecży pomiędzy serwowzorami.



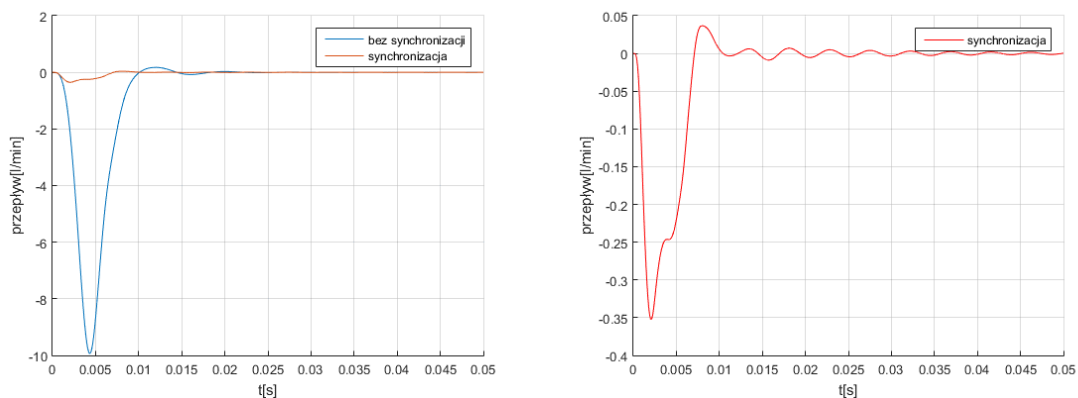
Rys. 4.54. Błąd przepływów ciecży pomiędzy serwowzorami dla wymuszenia skokowego o amplitudzie 50% maksymalnego zakresu



#### 4. Sterowanie zaworami hydraulicznymi



Rys.4.55. Błąd przepływów cieczy pomiędzy serwowaworami dla wymuszenia skokowego o amplitudzie 75% maksymalnego zakresu



Rys.4.56. Błąd przepływów cieczy pomiędzy serwowaworami dla wymuszenia skokowego o amplitudzie 100% maksymalnego zakresu

Analizując przedstawione wyniki można jednoznacznie stwierdzić, że istnieje możliwość zrealizowania układu sterowania położeniem tłoczyska siłownika tandemowego w postaci dwóch zsynchronizowanych serwowaworów z użyciem czterokanałowego silnika trójfazowego z magnesami trwałymi do napędu suwaka, pozwalających na prawidłowe zasilanie ciecżą cylindrów siłownika tandemowego.

## 5. Podsumowanie

W pracy przedstawiono problem związany z projektowaniem serwomechanizmów tandemowych. Istotnym elementem tych konstrukcji są serwozawory sterujące przepływem cieczy roboczej. We wcześniejszych rozwiązaniach serwozaworu zaprojektowanego przez firmę Yasa Poland wykonanego w technologii DMLS stosowano podwójny serwozawór, który posiadał na wspólnym suwaku obrotowym sekcje przełączające obu rozdzielaczy zasilających osobne komory siłownika tandemowego. Przedstawiony został problem występujący w tym rozwiązaniu, związany z prawidłowym pasowaniem krawędzi przełączających. Problem ten wynika z ograniczeń i błędów technologicznych, dotyczy tolerancji wymiaru przycięcia krawędzi przełączających, zgodnych z wymiarami i tolerancją wyznaczoną na stanowisku pomiaru przepływu względem położenia suwaka. **Zaproponowano rozwiązanie polegające na zastosowaniu dwóch osobnych serwozaworów z zastosowaniem algorytmu synchronizatora, zapewniającego prawidłową pracę całego zespołu siłownika tandemowego.** Zastosowane rozwiązanie, polegające na wykorzystaniu czterokanałowego silnika trójfazowego z magnesami trwałymi, jest rozwiązaniem oryginalnym, niewystępującym w przeanalizowanej literaturze związanej z tematem. Zastosowanie czterokanałowego silnika trójfazowego z magnesami trwałymi podnosi poziom bezpieczeństwa, które zawsze w lotnictwie stoi na pierwszym miejscu.

Aby zrealizować efektywnie działający system sterowania, **zrealizowano model matematyczny serwozaworu.** Bazuje on na znanych zależnościach fizycznych. Poprawność modelu została potwierdzona w badaniach rzeczywistego obiektu. Jako miarę podobieństwa przyjęto współczynnik korelacji prędkości obrotowej rzeczywistego silnika oraz modelu, dla identycznych wymuszeń. Analizowano również wartości błędów parametrów modelu oraz obiektu.

**Dokonano syntezy algorytmów sterowania pojedynczym serwozaworem.** Wybierając prawa sterowania, wzięto pod uwagę ograniczenia przemysłowe i konieczność zastosowania algorytmów, których współczynniki można modyfikować, wykorzystując metody inżynierskie stosowane w przemyśle. Po analizie wybranych algorytmów, przyjęto hierarchiczny układ sterowania i zalecono zastosowanie sterowania typu PID<sup>2</sup>.

W procesie oceny poprawności działania układu wzięto pod uwagę typowe parametry oceny, jak również kwadratowo-całkowy wskaźnik jakości sterowania. Oprócz sterowania w pełni sprawnym układem, sprawdzono poprawność działania przy uszkodzeniu jednego, dwóch lub trzech kanałów w uzwojeniach silnika zastosowanego w serwomechanizmie. Uzyskane wyniki są bardzo zadowalające i pokazują możliwość kontynuacji prawidłowego działania systemu również w przypadku opisanych uszkodzeń. Potwierdza to poprawność założeń konstrukcyjnych i wykorzystanie niespotykanych w innych konstrukcjach rozwiązań. Zaproponowane nowatorskie podejście zwiększy poziom bezpieczeństwa lotniczych systemów sterowania, w których wykorzystany będzie siłownik z opisanym rozwiązaniem. Dodatkowo, mając na uwadze perspektywy rozwoju konstrukcji oraz usprawnienie przyszłego procesu produkcyjnego, przeanalizowano wstępnie możliwość zastosowania sterowania adaptacyjnego do automatycznego strojenia współczynników wzmocnień regulatora. Przedstawione wyniki wstępnych badań są obiecujące i pokazują możliwość wykorzystania tego algorytmu w przyszłej produkcji seryjnej.

**Wykonano układ synchronizacji dwóch mechanizmów serwozaworów.** Zaproponowany regulator synchronizujący dwa serwozawory, spełnił stawiane wymagania jakości sterowania. Wykonane symulacje z zastosowaniem sygnałów wymuszenia w postaci skokowej zmiany, sygnału o kształcie trójkątnym oraz sinusoidalnym, zmiennej amplitudzie, potwierdziły skuteczność działania układu synchronizacji.

**Zaproponowano algorytm umożliwiający dostrojenie regulatora synchronizującego,** wzorując się na metodzie Ziguera-Nicholsa. Wykonując badania symulujące niewielkie różnice w rozbieżności parametrów serwozaworów, wynikające z technologicznego wykonania elementów (pasowanie średnicy tulei i suwaka, parametry elektryczne silnika czterokanałowego, opory ruchów obrotowych elementów łożyskowanych), potwierdzono skuteczność proponowanego algorytmu strojenia regulatora synchronizującego.

**W ramach pracy prowadzono szereg symulacji oraz badań rzeczywistego obiektu,** które na bieżąco opisano w prezentowanej pracy. Badania symulacyjne bazowały na modelu matematycznym, którego poprawność została zweryfikowana i porównana z działaniem rzeczywistego obiektu. Duża wierność odwzorowania rzeczywistej pracy przez model została również pokazana przy porównaniu wyników symulacji układu sterowania z pracą rzeczywistego obiektu.

**W dalszych pracach** związanych z wdrożeniem gotowego produktu, należy zająć się nie tylko wdrożeniem algorytmów sterowania i synchronizacji, ale również opracowaniu metody wykrywania awarii, takich jak: awaria poszczególnych kanałów silnika trójfazowego czterokanałowego, awaria czujników pomiaru kąta położenia wirnika, awaria mechaniczna rozdzielacza (zacieranie się suwaka lub zakleszczenie) oraz rekonfiguracji układu sterowania po wystąpieniu awarii. Jest to rozległy obszar dalszych badań.

## Dodatek A

Parametry elektryczne silnika czterokanałowego wyznaczone na podstawie uśrednionych pomiarów (wartości fazowe).

Parametry silnika czterokanałowego		
R k1	4,8	[ $\Omega$ ]
R k2	4,7	[ $\Omega$ ]
R k3	4,65	[ $\Omega$ ]
R k4	4,6	[ $\Omega$ ]
L k1	0,00945	[H]
L k2	0,00925	[H]
L k3	0,009	[H]
L k4	0,0088	[H]
SEM k1	5,25	[V]
SEM k2	5,15	[V]
SEM k3	5,025	[V]
SEM k4	4,9	[V]
J	1,11e-6	[Kg·m <sup>2</sup> ]
B	0,19e-4	[N·m·s/rad]

R k1 – rezystancja kanału pierwszego,

R k2 – rezystancja kanału drugiego,

R k3 – rezystancja kanału trzeciego,

R k4 – rezystancja kanału czwartego,

L k1 – indukcyjność kanału 1,

L k2 – indukcyjność kanału 2,

L k3 – indukcyjność kanału 3,

L k4 – indukcyjność kanału 4,

SEM k1 – siła elektromotoryczna kanału 1,

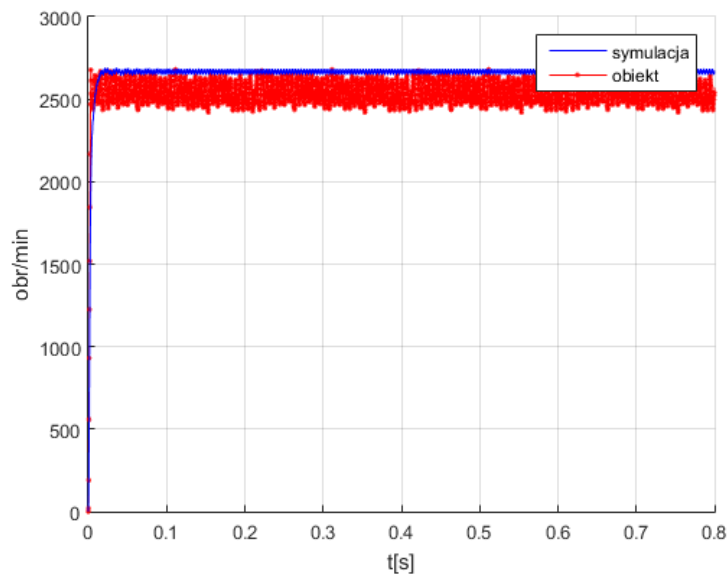
SEM k2 – siła elektromotoryczna kanału 2,

SEM k3 – siła elektromotoryczna kanału 3,

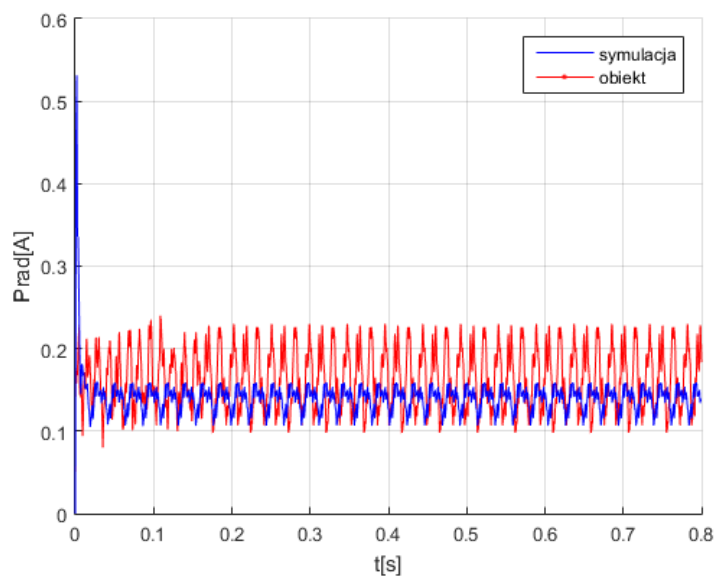
SEM k4 – siła elektromotoryczna kanału 4.

## Dodatek B

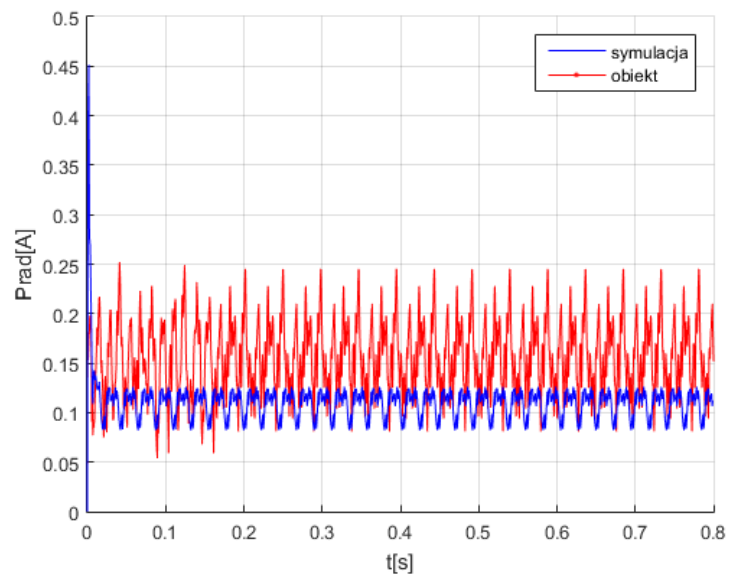
Wyniki pomiarów oraz symulacji prędkości obrotowej silnika i prądów poszczególnych kanałów przy zasilaniu trzech i dwóch kanałów silnika czterokanałowego napięciem prostokątnym (typowym dla silników BLDC). Porównanie modelu symulacyjnego z obiektem rzeczywistym.



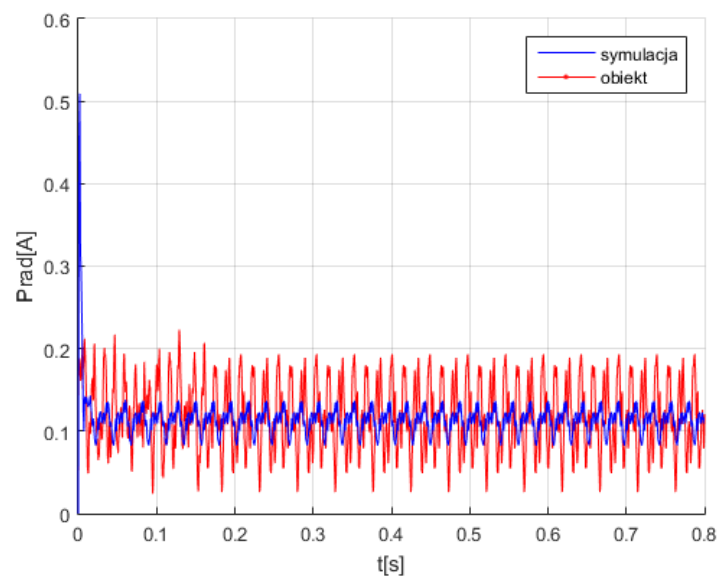
Rys.B.1. Przebieg pomiaru prędkości dla trzech kanałów



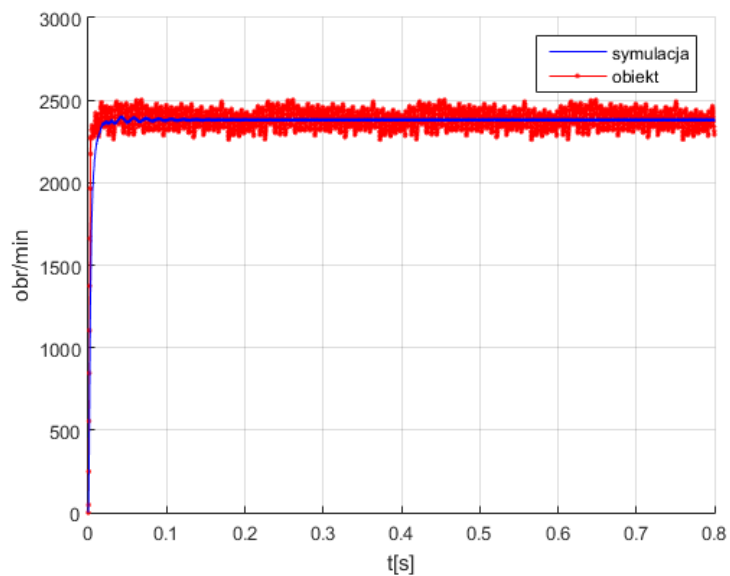
Rys.B.2. Przebieg pomiar prądu kanału 1 dla zasilania trzech kanałów



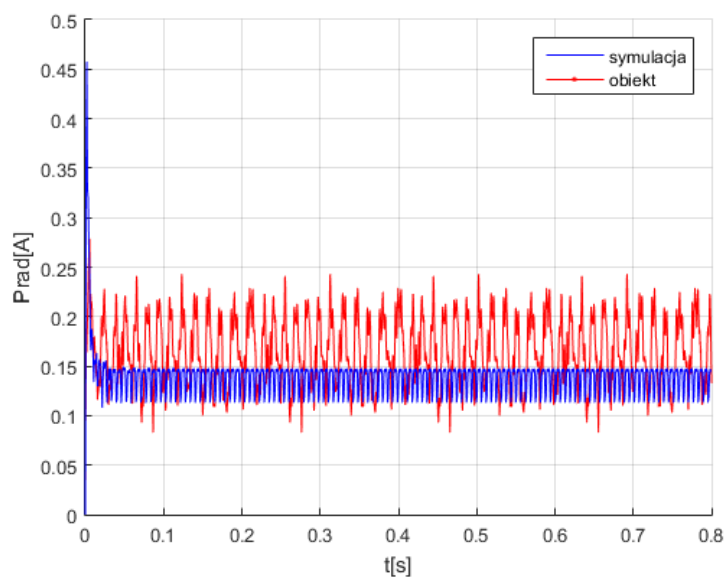
Rys.B.3. Przebieg pomiaru prądu kanału 2 dla zasilania trzech kanałów



Rys.B.4. Przebieg pomiaru prądu kanału 3 dla zasilania trzech kanałów

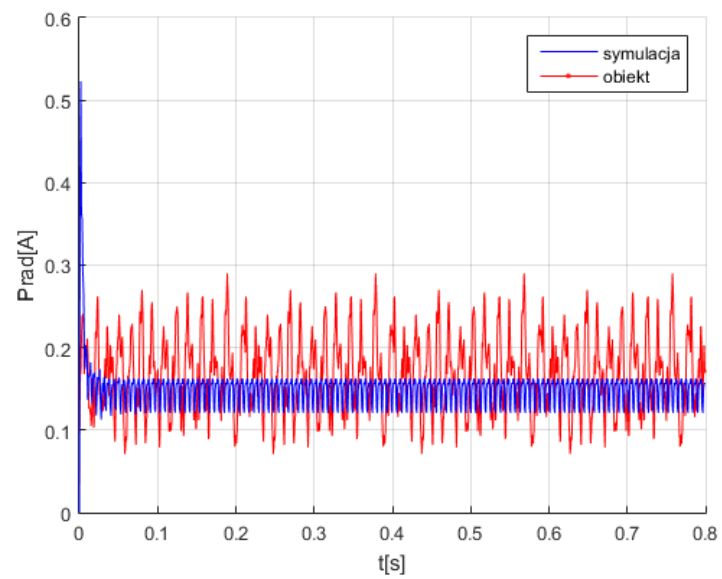


Rys.B.5. Przebieg pomiaru prędkości dla dwóch kanałów



Rys.B.6. Przebieg pomiaru prądu dla kanału 1 przy zasilaniu dwóch kanałów

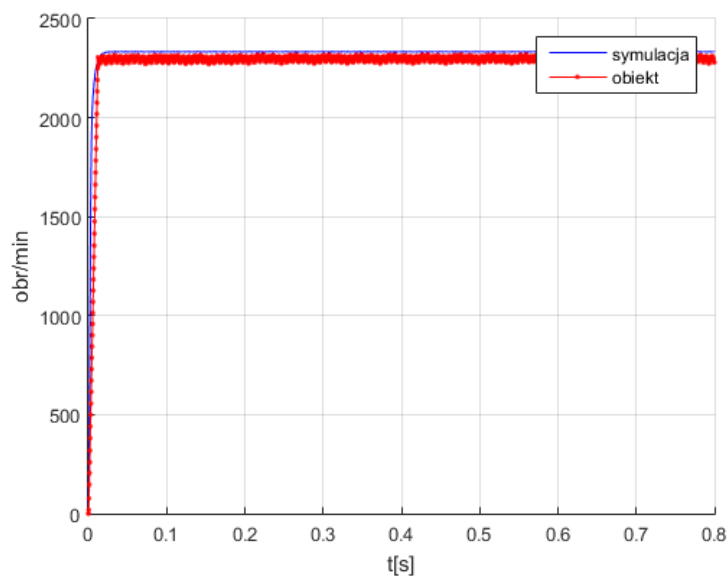




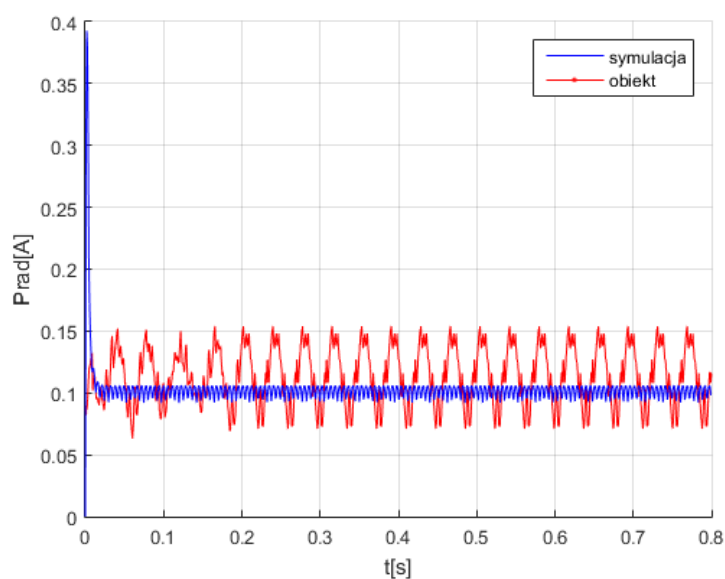
Rys.B.7. Przebieg pomiaru prądu dla kanału 2 przy zasilaniu dwóch kanałów

## Dodatek C

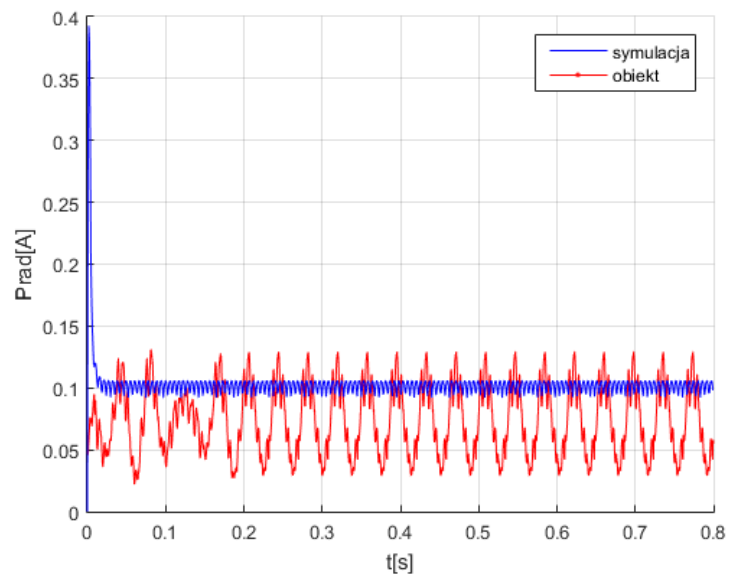
Wyniki pomiarów oraz symulacji prędkości obrotowej silnika i prądów poszczególnych kanałów przy zasilaniu trzech i dwóch kanałów silnika czterokanałowego napięciem sinusoidalnym. Porównanie modelu symulacyjnego z obiektem rzeczywistym.



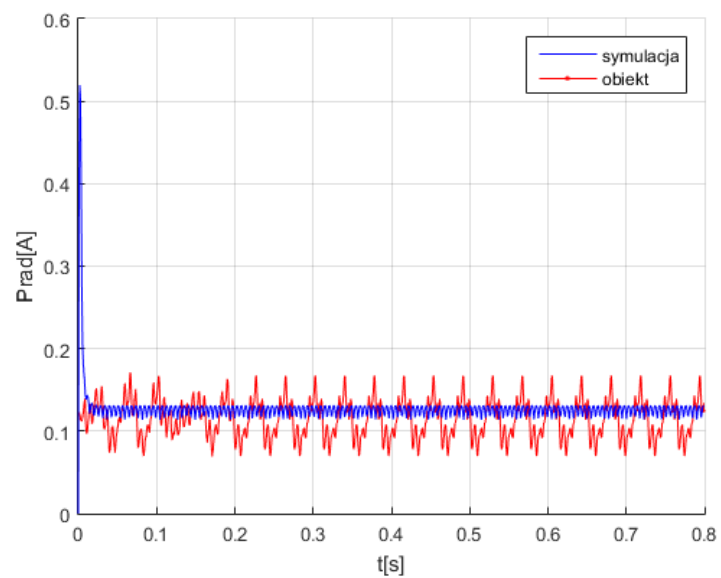
Rys.C.1. Prędkość przy zasilanych trzech kanałach



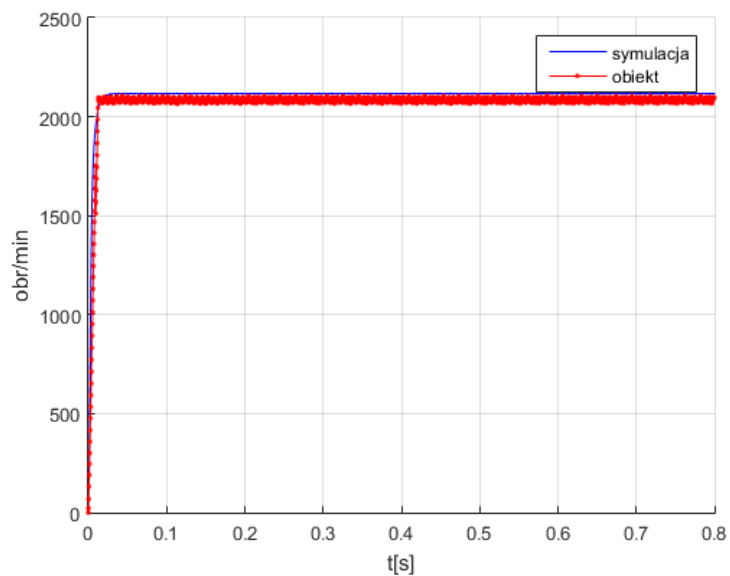
Rys.C.2. Wykres prądu dla kanału 1 przy zasilaniu trzech kanałach



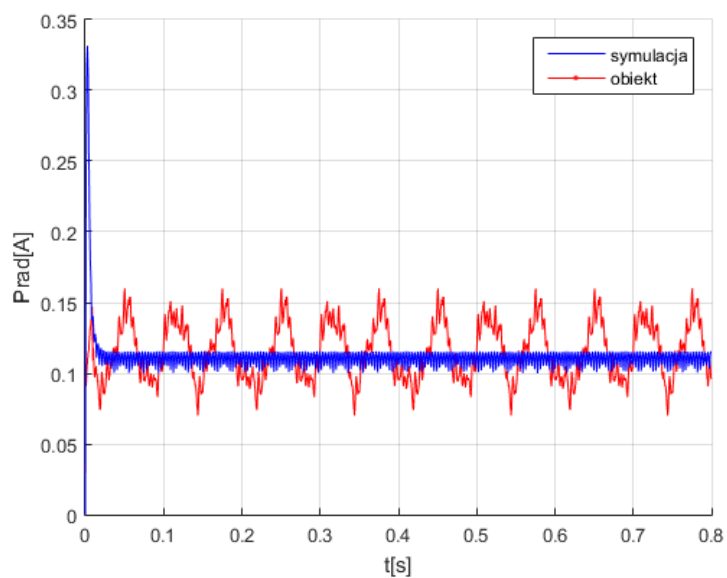
Rys.C.3. Wykres prądu dla kanału 2 przy zasilaniu trzech kanałów



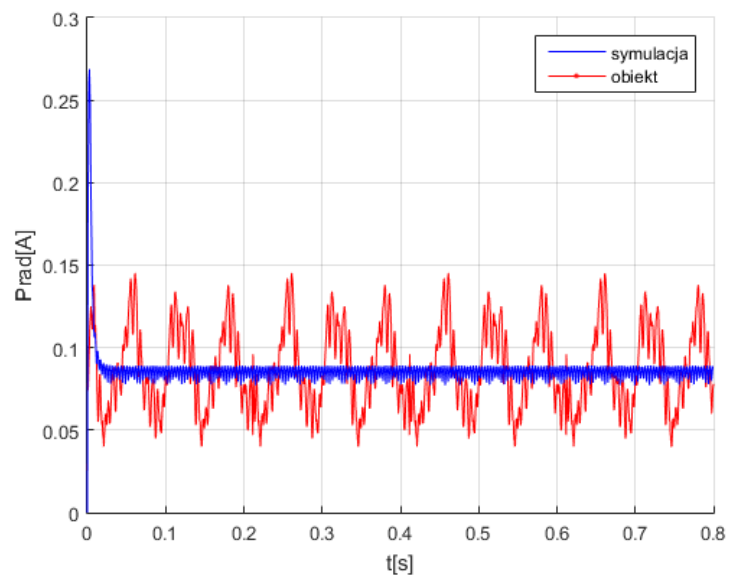
Rys.C.4. Wykres prądu dla kanału 3 przy zasilaniu trzech kanałów



Rys.C.5. Wykres prędkości dla dwóch kanałów



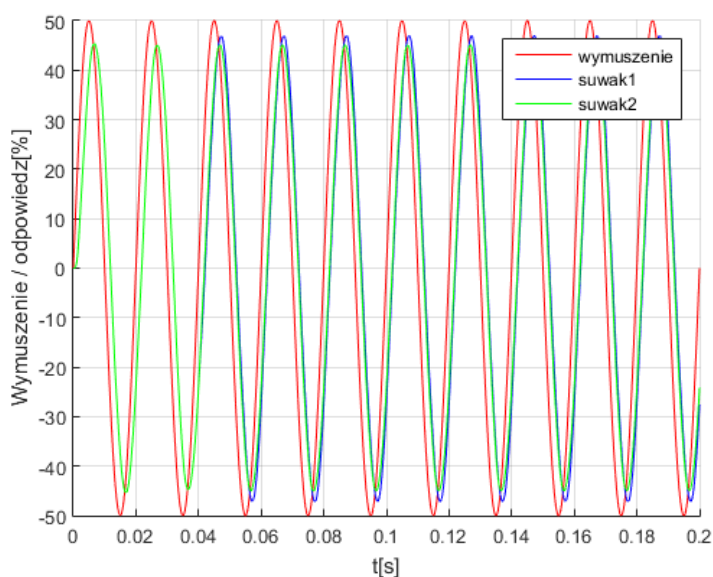
Rys.C.6. Wykres prądu dla kanału 1 przy zasilaniu dwóch kanałów



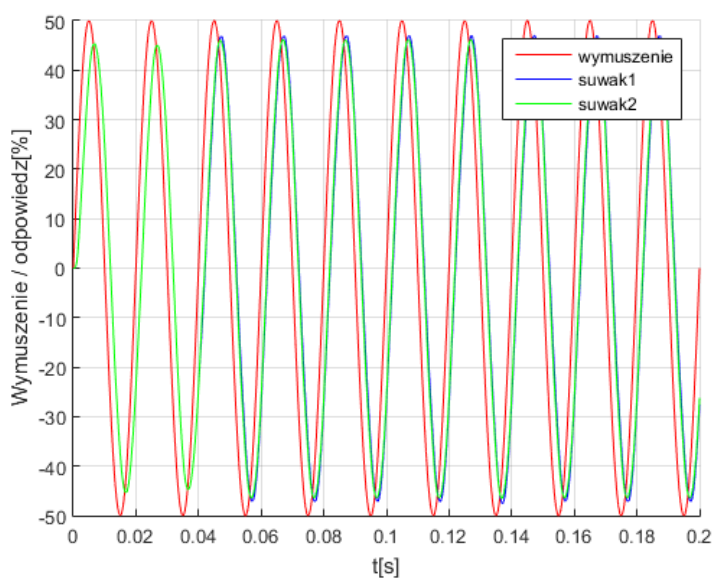
Rys.C.7. Wykres prądu dla kanału 2 przy zasilaniu dwóch kanałów

## Dodatek D

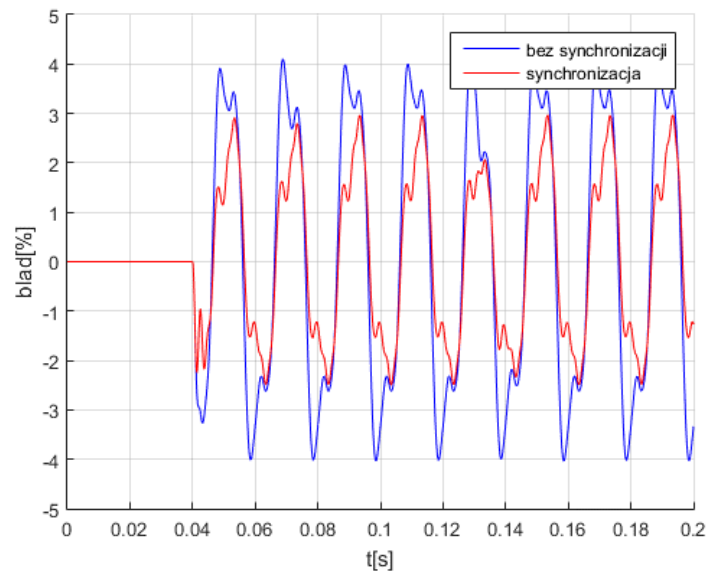
Synchronizacja pracy dwóch serwozaworów z regulatorem synchronizacji.



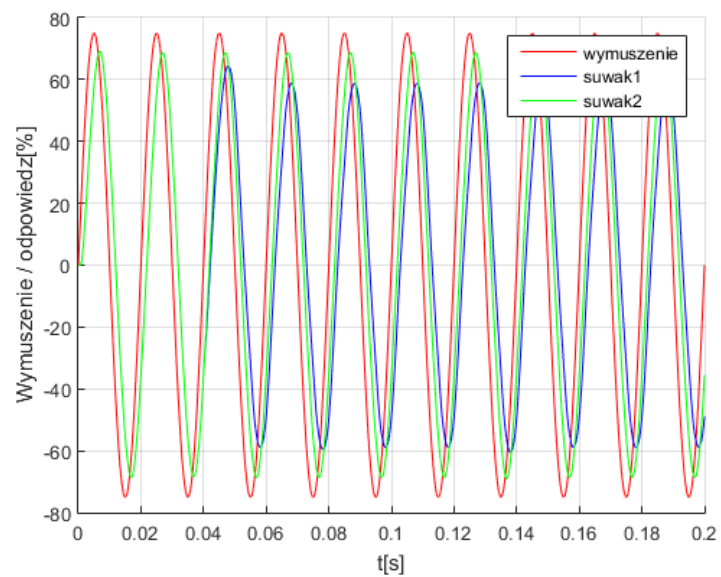
Rys.D.1. Położenie suwaków bez układu synchronizacji dla wymuszenia sinusoidalnego o amplitudzie 50% maksymalnego zakresu



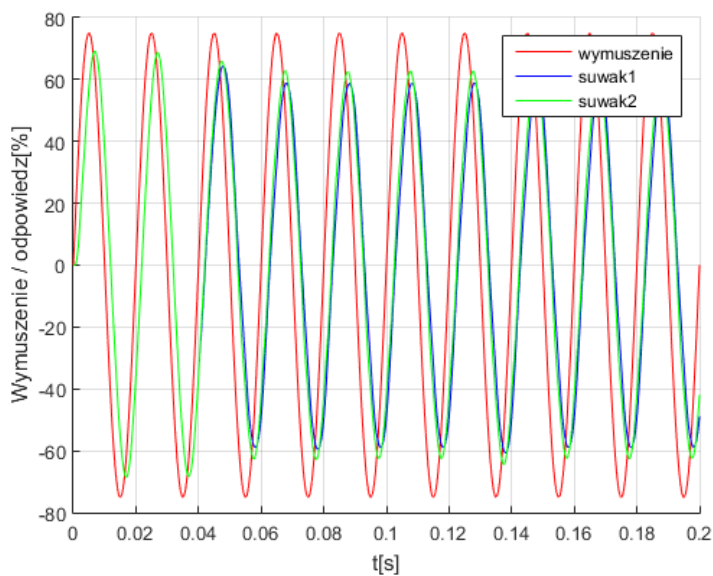
Rys.D.2. Położenie suwaków z układem synchronizacji dla wymuszenia sinusoidalnego o amplitudzie 50% maksymalnego zakresu



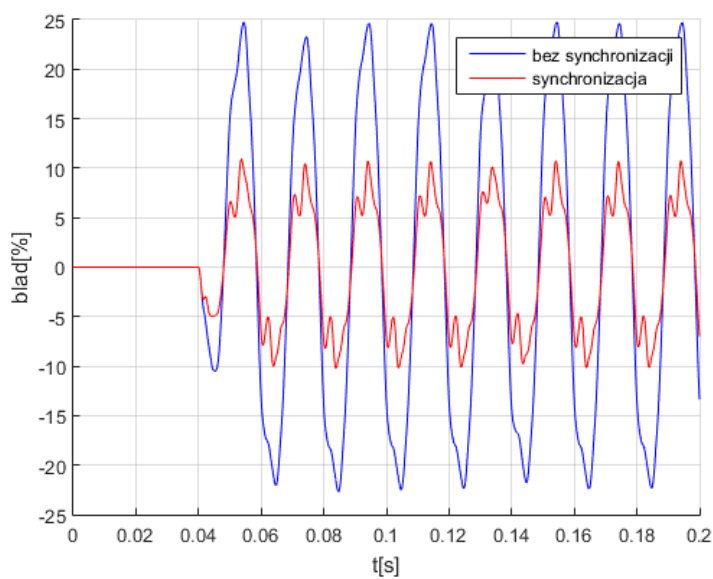
Rys.D.3. Porównanie procentowe błędu synchronizacji (różnica w położeniu suwaków) dla wymuszenia sinusoidalnego o amplitudzie 50% maksymalnego zakresu



Rys.D.4. Położenie suwaków bez układu synchronizacji dla wymuszenia sinusoidalnego o amplitudzie 75% maksymalnego zakresu

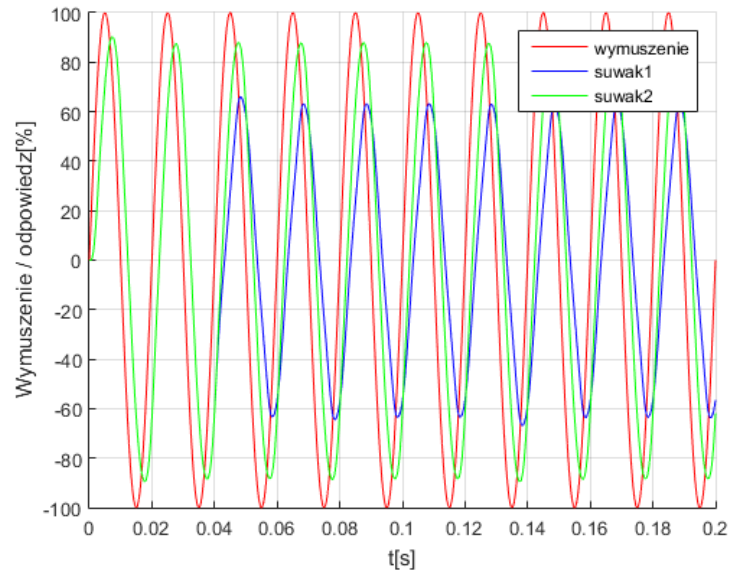


Rys.D.5. Położenie suwaków z układem synchronizacji dla wymuszenia sinusoidalnego o amplitudzie 75% maksymalnego zakresu

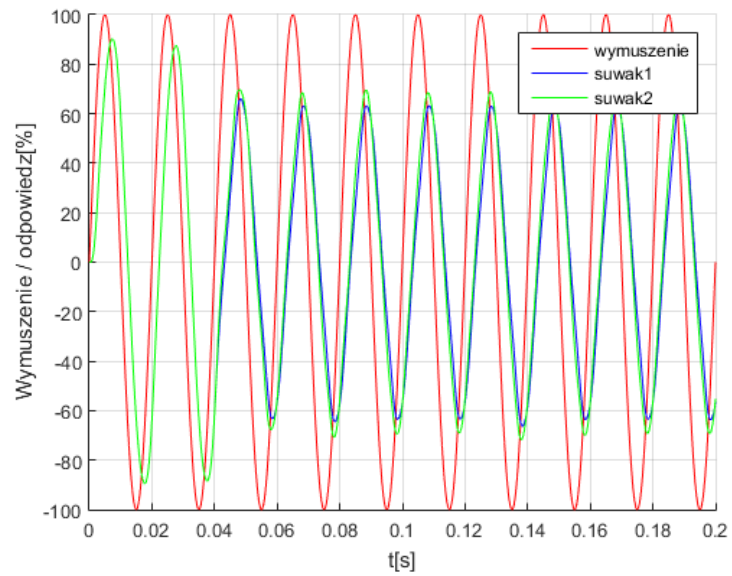


Rys.D.6. Porównanie procentowe błędu synchronizacji (różnica w położeniu suwaków) dla wymuszenia sinusoidalnego o amplitudzie 75% maksymalnego zakresu

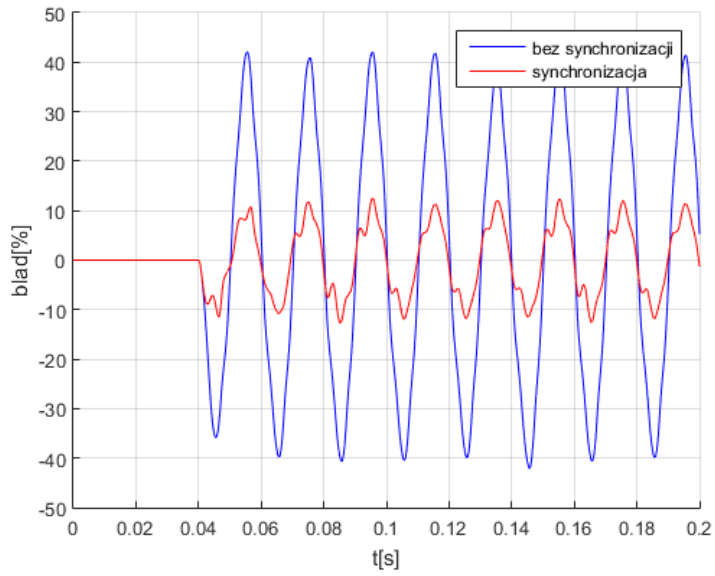




Rys.D.7. Położenie suwaków bez układu synchronizacji dla wymuszenia sinusoidalnego o amplitudzie 100% maksymalnego zakresu



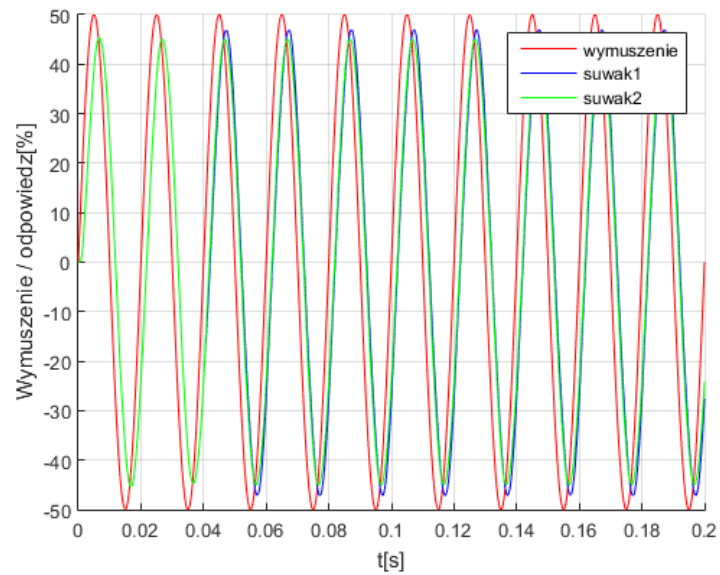
Rys.D.8. Położenie suwaków z układem synchronizacji dla wymuszenia sinusoidalnego o amplitudzie 100% maksymalnego zakresu



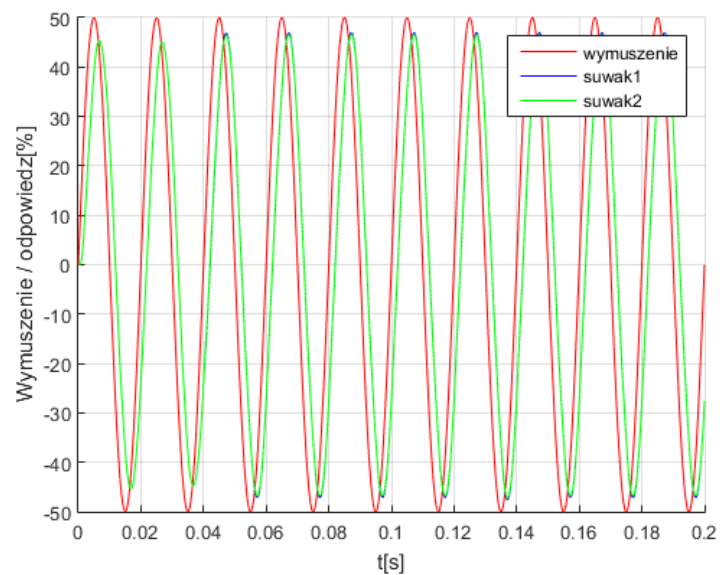
Rys.D.9. Porównanie procentowe błędu synchronizacji (różnica w położeniu suwaków) dla wymuszenia sinusoidalnego o amplitudzie 100% maksymalnego zakresu

## Dodatek E

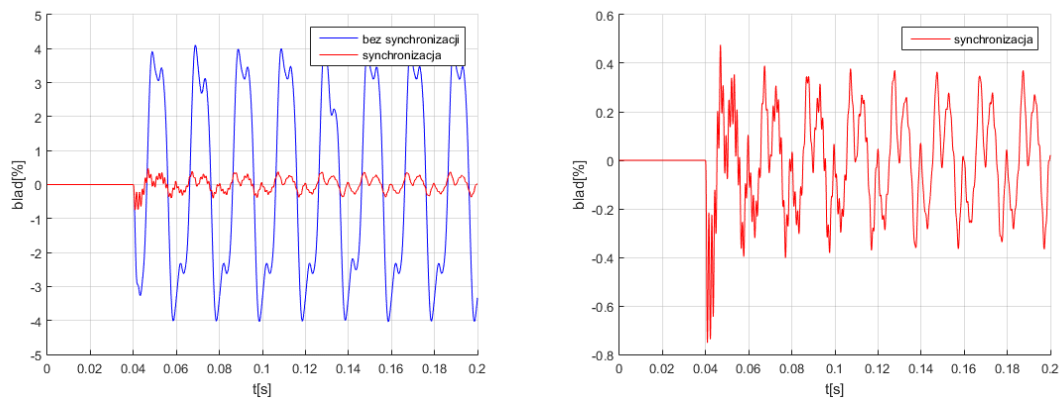
Wyniki symulacji dwóch serwozaworów ze zmodyfikowanym regulatorem synchronizacji.



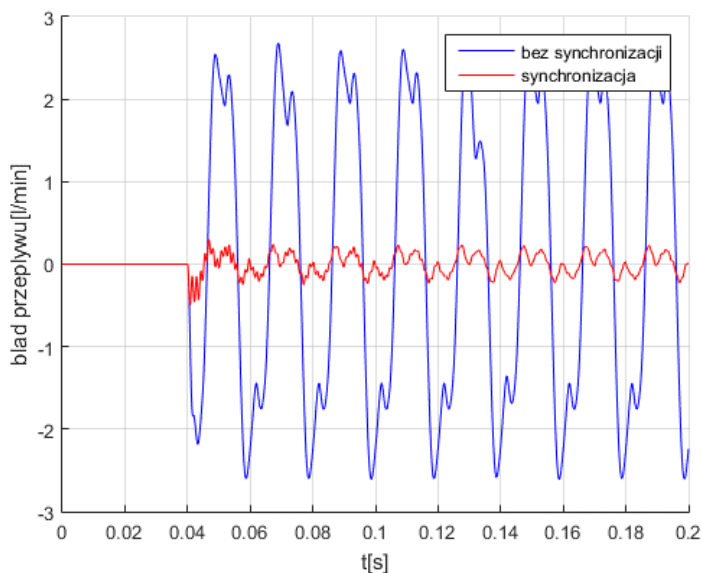
Rys.E.1. Położenie suwaków serwozaworów. Przebieg bez synchronizacji dla wymuszenia sinusoidalnego o amplitudzie 50% maksymalnego zakresu



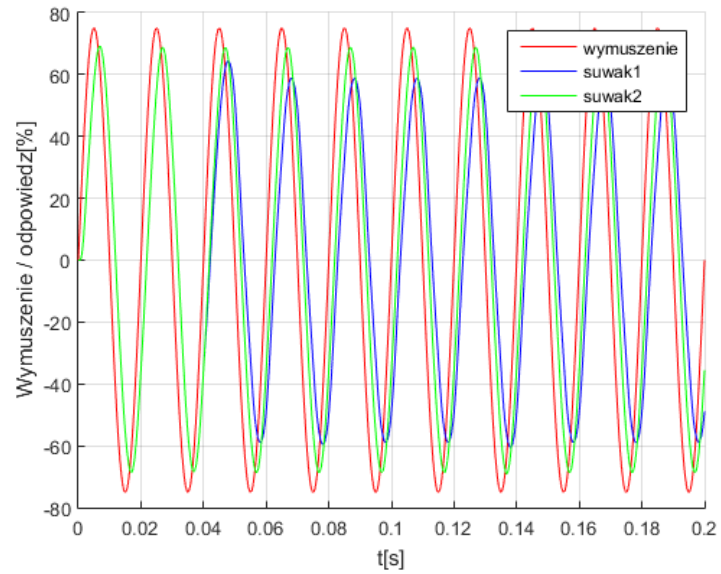
Rys.E.2. Położenie suwaków serwozaworów. Przebieg z synchronizacją dla wymuszenia sinusoidalnego o amplitudzie 50% maksymalnego zakresu



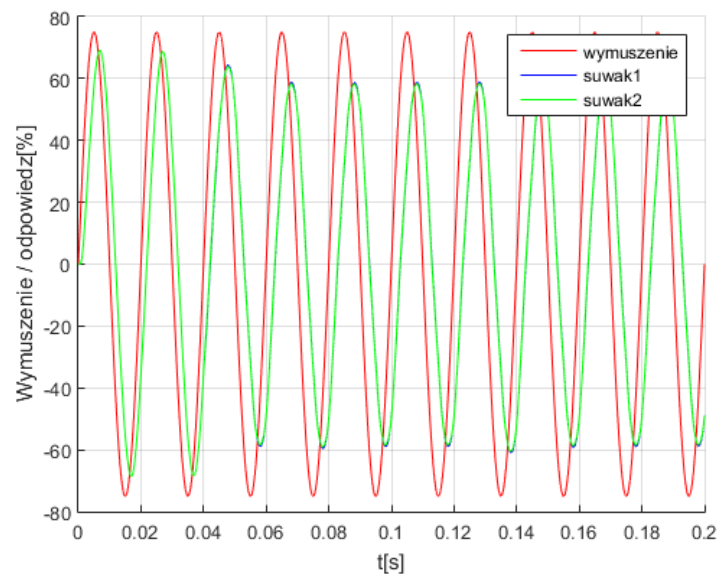
Rys.E.3. Przebieg błędu położenia suwaków dla wymuszenia sinusoidalnego o amplitudzie 50% maksymalnego zakresu



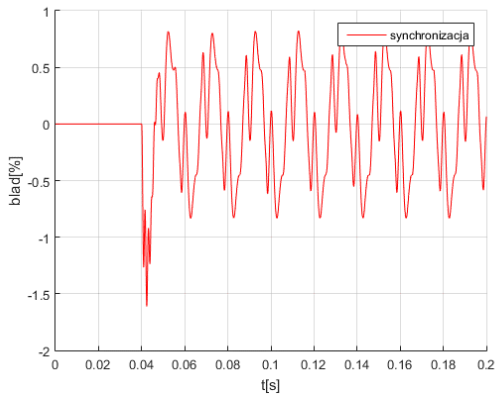
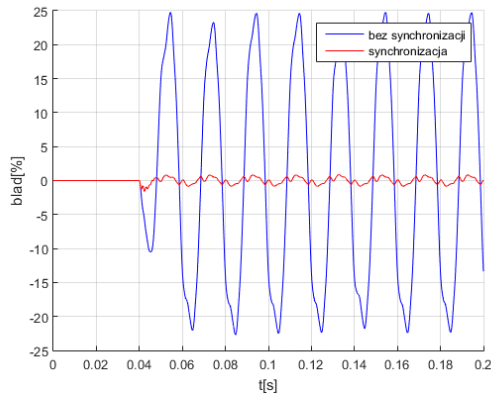
Rys.E.4. Przebieg błędu przepływu cieczy dla wymuszenia sinusoidalnego o amplitudzie 50% maksymalnego zakresu



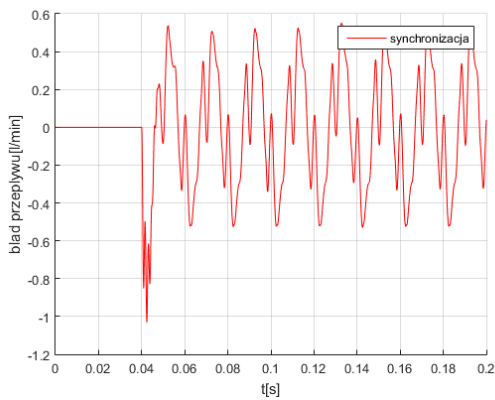
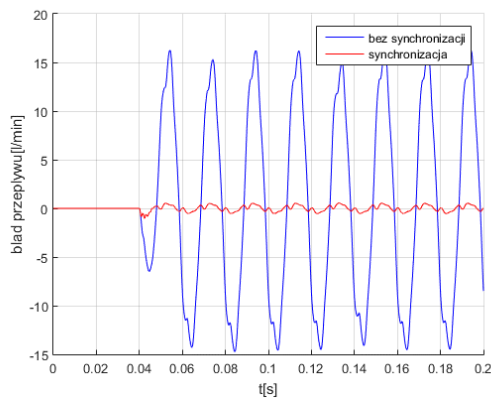
Rys.E.5. Położenie suwaków serwowzorów. Przebieg bez synchronizacji dla wymuszenia sinusoidalnego o amplitudzie 75% maksymalnego zakresu



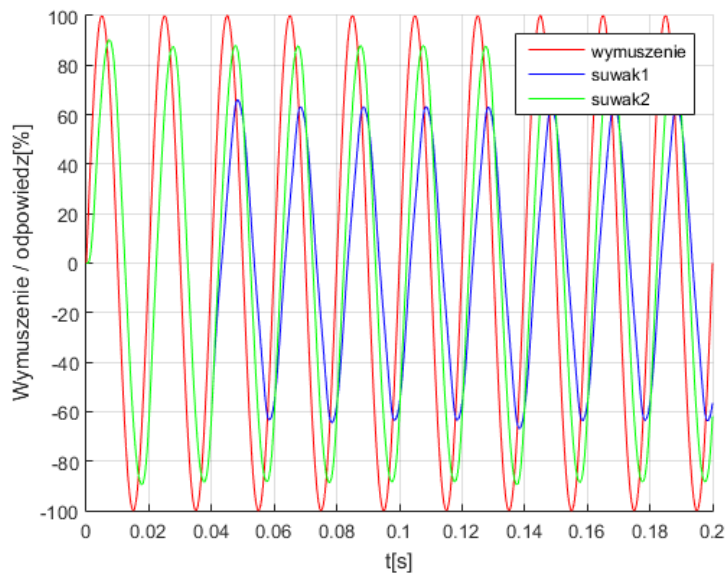
Rys.E.6. Położenie suwaków serwowzorów. Przebieg z synchronizacją dla wymuszenia sinusoidalnego o amplitudzie 75% maksymalnego zakresu



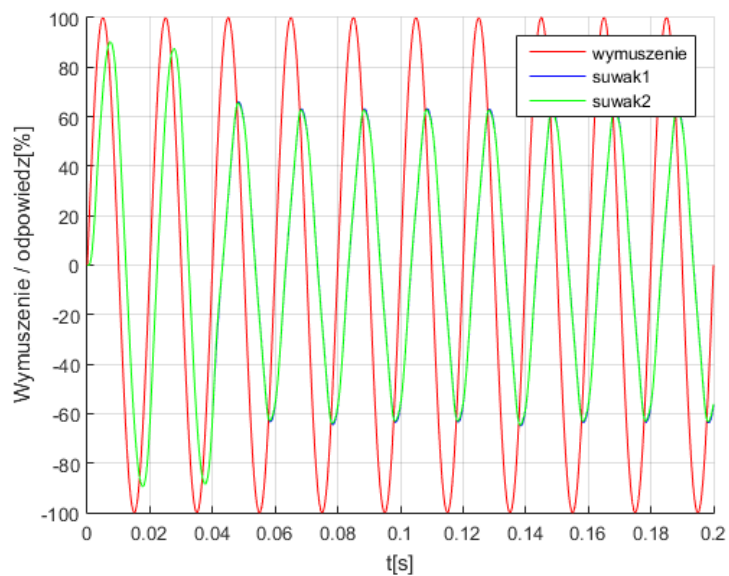
Rys.E.7. Przebieg błędu położenia suwaków dla wymuszenia sinusoidalnego o amplitudzie 75% maksymalnego zakresu



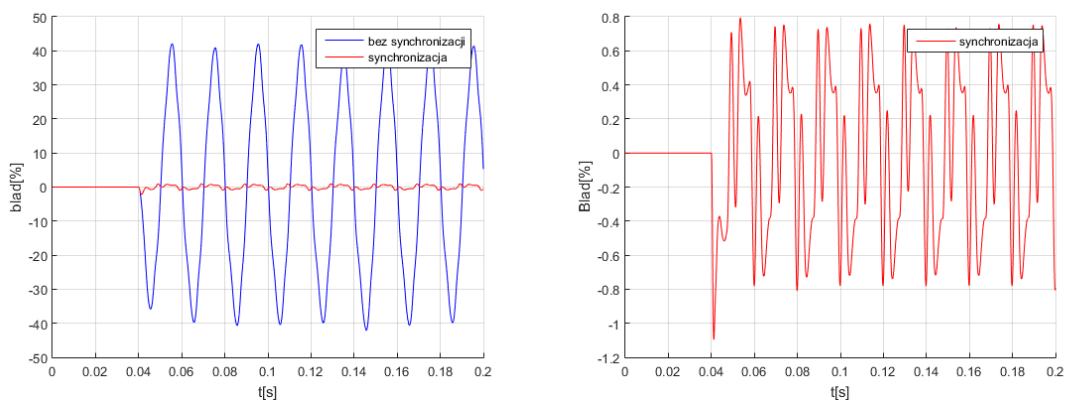
Rys.E.8. Błąd przepływu dla wymuszenia sinusoidalnego o amplitudzie 75% maksymalnego zakresu



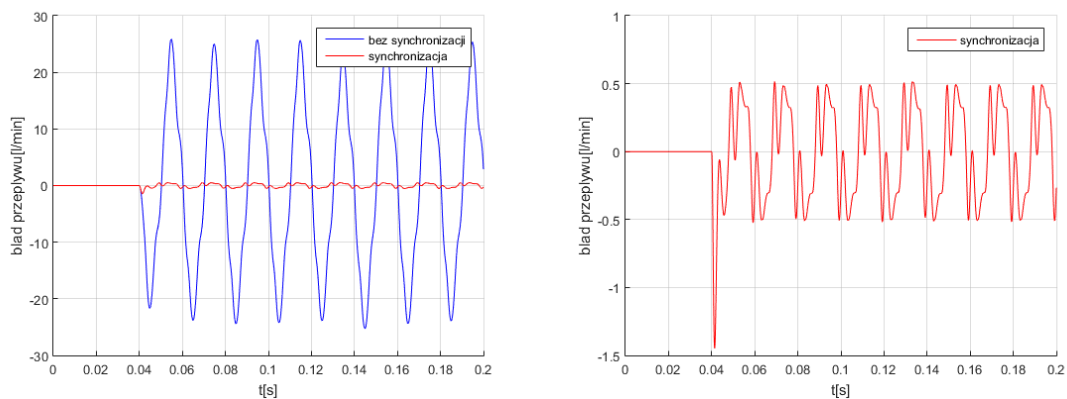
Rys.E.9. Położenie suwaków serwowaworów. Przebieg bez synchronizacji dla wymuszenia sinusoidalnego o amplitudzie 100% maksymalnego zakresu



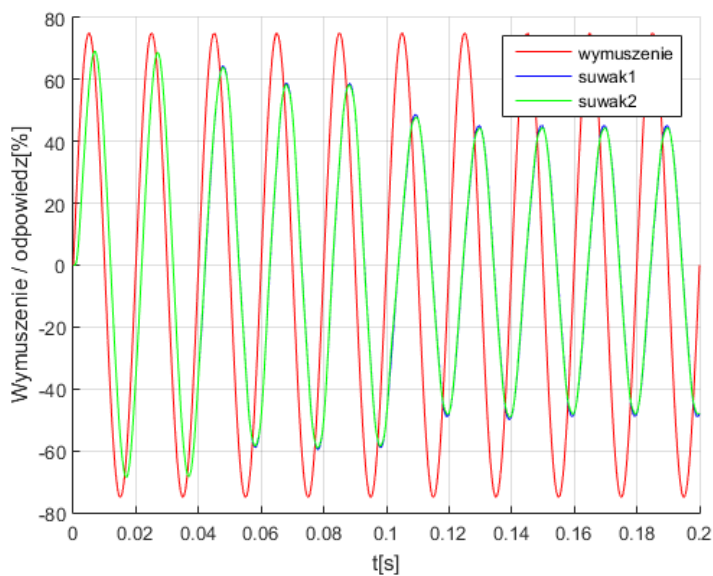
Rys.E.10. Położenie suwaków serwozaworów. Przebieg z synchronizacją dla wymuszenia sinusoidalnego o amplitudzie 100% maksymalnego zakresu



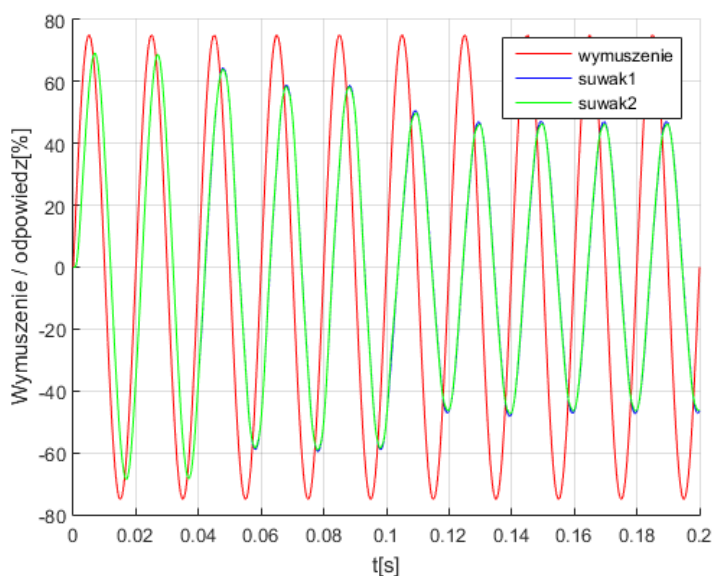
Rys.E.11. Przebieg błędu położenia suwaków dla wymuszenia sinusoidalnego o amplitudzie 100% maksymalnego zakresu



Rys.E.12. Błąd przepływu dla wymuszenia sinusoidalnego o amplitudzie 100% maksymalnego zakresu

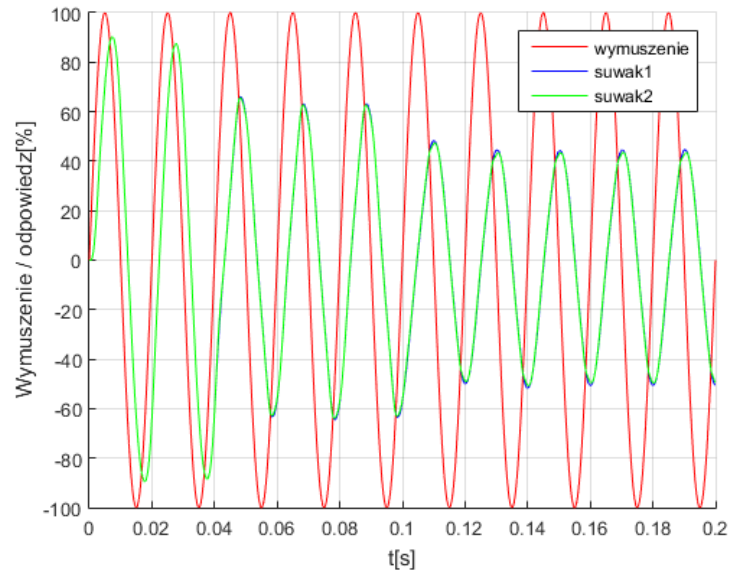


Rys.E.13. Położenie suwaków serwowaworów. Przebieg z synchronizacją dla wymuszenia sinusoidalnego o amplitudzie 75% maksymalnego zakresu, symulowane obciążenie silnika oraz uszkodzenie dwóch kanałów silnika bez korekty kąta

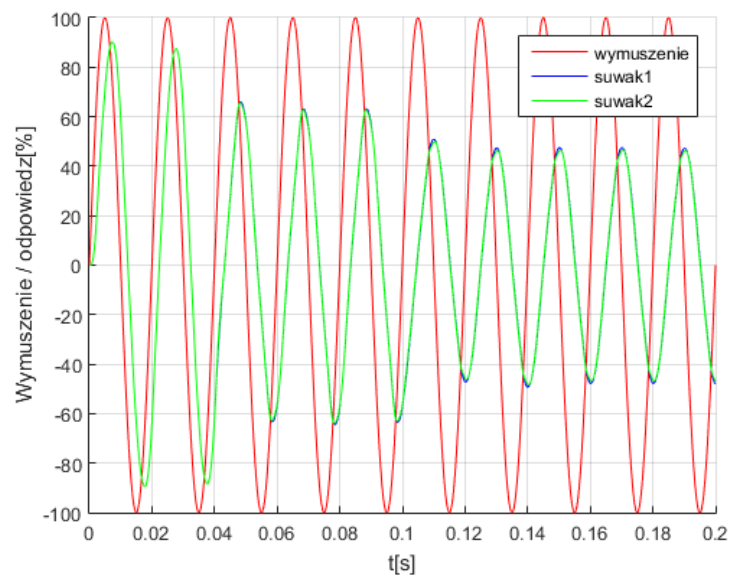


Rys.E.14. Położenie suwaków serwowaworów. Przebieg z synchronizacją dla wymuszenia sinusoidalnego o amplitudzie 75% maksymalnego zakresu, symulowane obciążenie silnika oraz uszkodzenie dwóch kanałów silnika z korekcją kąta

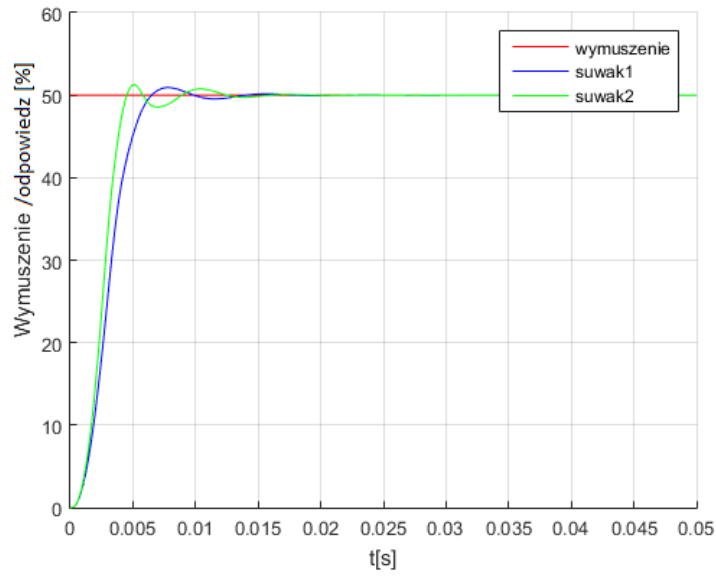




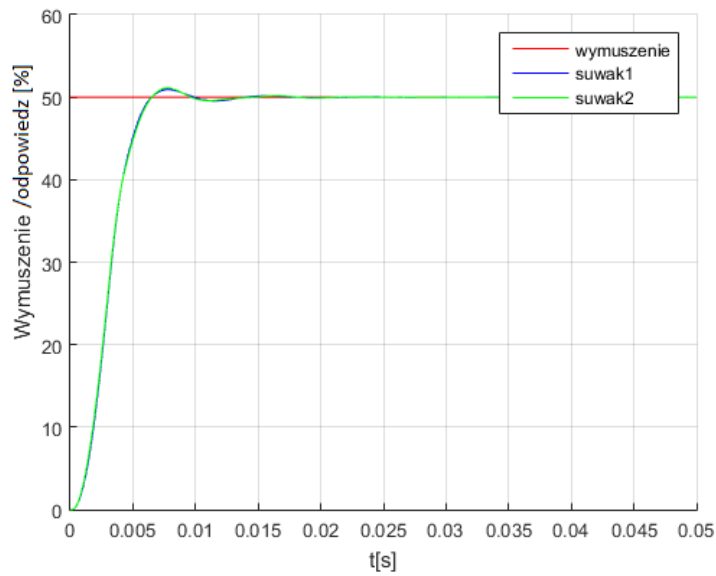
Rys.E.15. Położenie suwaków serwozaworów. Przebieg z synchronizacją dla wymuszenia sinusoidalnego o amplitudzie 100% maksymalnego zakresu, symulowane obciążenie silnika oraz uszkodzenie dwóch kanałów silnika bez korekty kąta



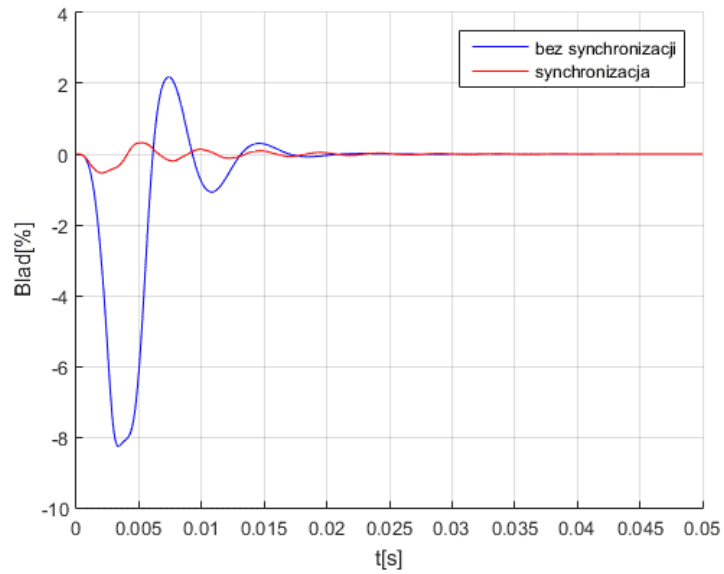
Rys.E.16. Położenie suwaków serwozaworów. Przebieg z synchronizacją dla wymuszenia sinusoidalnego o amplitudzie 100% maksymalnego zakresu, symulowane obciążenie silnika oraz uszkodzenie dwóch kanałów silnika z korekcją kąta



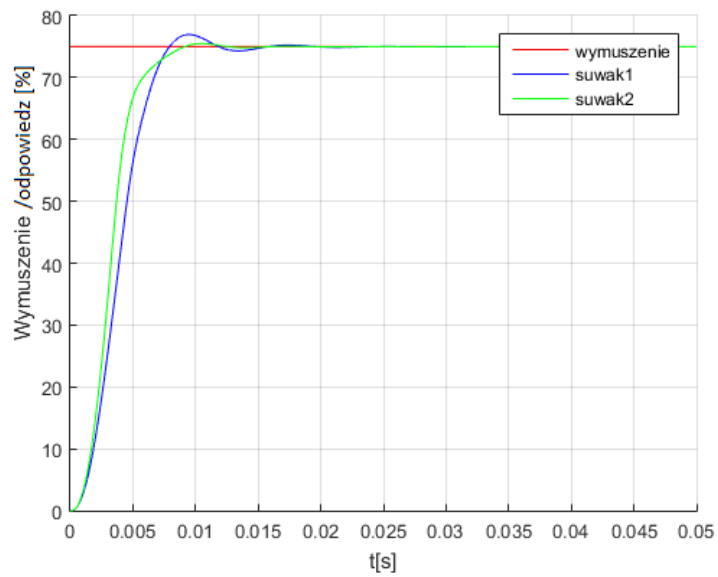
Rys.E.17. Położenie suwaków serwozaworów. Przebieg bez synchronizacji dla wymuszenia skokowego o amplitudzie 50% maksymalnego zakresu



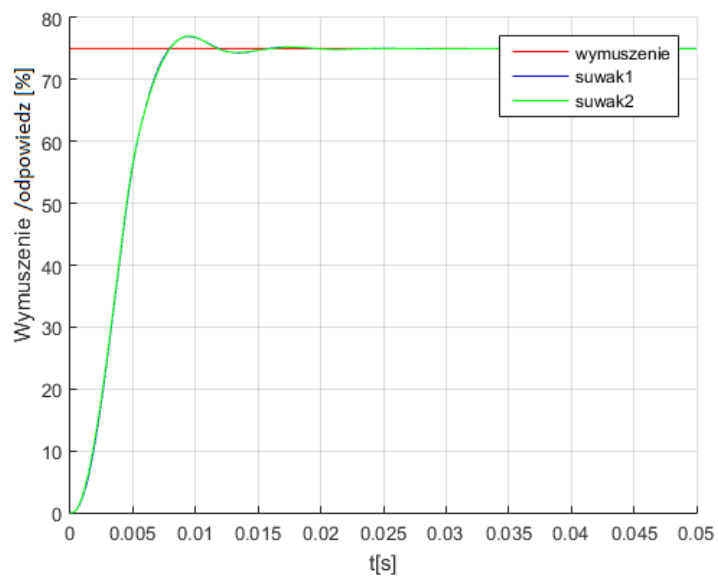
Rys.E.18. Położenie suwaków serwozaworów. Przebieg z synchronizacją dla wymuszenia skokowego o amplitudzie 50% maksymalnego zakresu



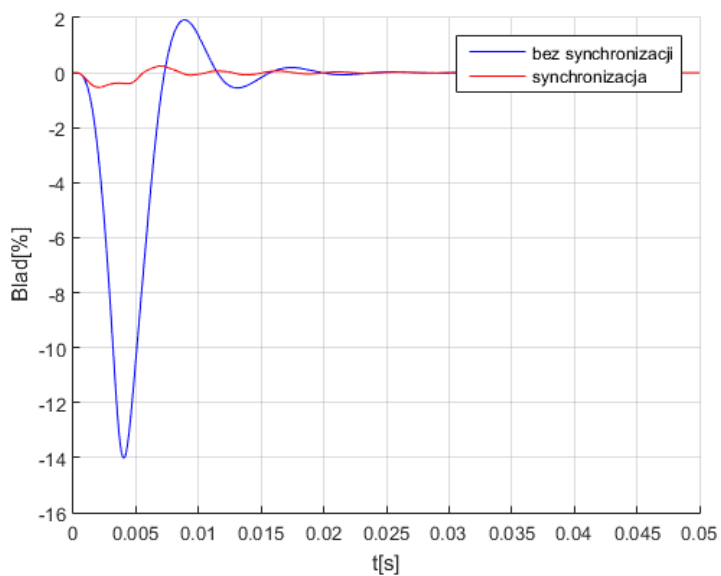
Rys.E.19. Przebieg błędu położenia suwaków dla wymuszenia skokowego o amplitudzie 50% maksymalnego zakresu



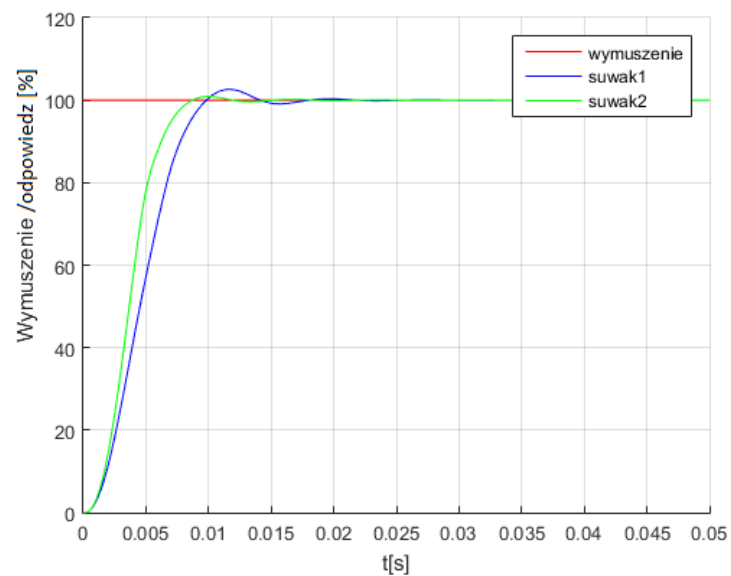
Rys.E.20. Położenie suwaków serwowzorów. Przebieg bez synchronizacji dla wymuszenia skokowego o amplitudzie 75% maksymalnego zakresu



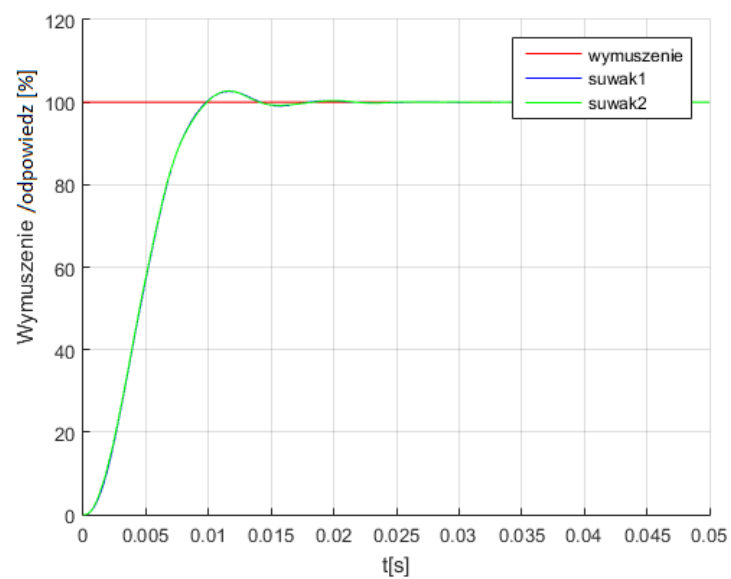
Rys.E.21. Położenie suwaków serwowalwów. Przebieg z synchronizacją dla wymuszenia skokowego o amplitudzie 75% maksymalnego zakresu



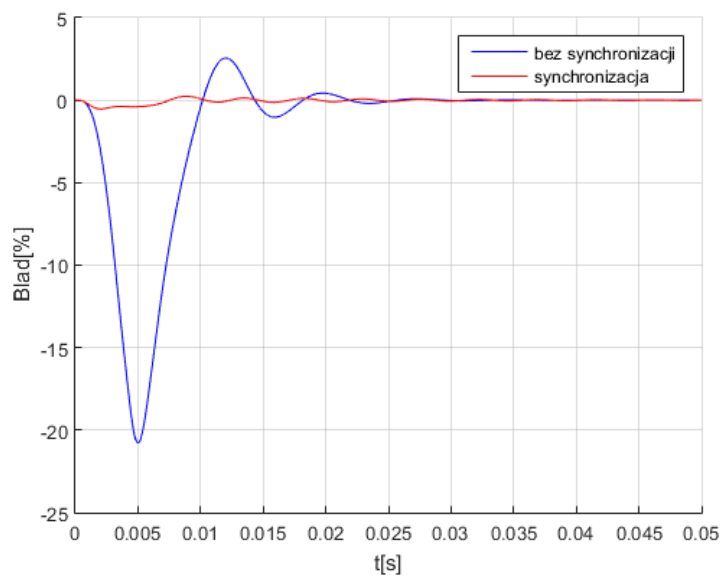
Rys.E.22. Przebieg błędu położenia suwaków dla wymuszenia skokowego o amplitudzie 75% maksymalnego zakresu



Rys.E.23. Położenie suwaków serwozaworów. Przebieg bez synchronizacji dla wymuszenia skokowego o amplitudzie 100% maksymalnego zakresu



Rys.E.24. Położenie suwaków serwozaworów. Przebieg z synchronizacją dla wymuszenia skokowego o amplitudzie 100% maksymalnego zakresu



Rys.E.25. Przebieg błędu położenia suwaków dla wymuszenia skokowego o amplitudzie 100% maksymalnego zakresu

## BIBLIOGRAFIA

1. ALLEGRO Micosystems, Datsheet, ACS712ELCTR, *Fully Integrated, Hall-Effect-Based Linear Current Sensor IC*
2. Amborski K., Marusiak A., *Teoria sterowania w ćwiczeniach*, PWN, Warszawa 1978
3. ARP4754A *Guidelines for Development of Civil Aircraft and Systems*, SAE Aerospace 2010.
4. ATMEL, *Sinusoidal driving of three-phase permanent magnet motor using ATmega48/88/168, AVR447*
5. Bachman P., *Zastosowanie algorytmu smc do sterowania serwomechanizmów elektrohydraulicznych*, projekt KBN nr 7 T07C 040 18, Uniwersytet Zielonogórski
6. Bing Xu, Jun Shen, Shihao Liu, Qi Su and Junhui Zhang; *Research and Development of Electro-hydraulic Control Valves Oriented to Industry 4.0: A Review*; Chinese Journal of Mechanical Engineering; 2020
7. Biskup T., Domoracki A., Bodora A., *Mikroprocesorowa realizacja metod sterowania umożliwiających poprawę właściwości ruchowych bezszczotkowego silnika prądu stałego*, Elektryka Zeszyt 3 (215), 2010
8. Bocięk S., Gruszecki J., *Układy automatycznego sterowania samolotem*, Oficyna Wydawnicza Politechniki Rzeszowskiej, Rzeszów 1999
9. Broszura informacyjna firmy Yasa Motors Poland, 2019
10. Budziłowicz A., *Zastosowanie Silników BLDC (ang. BrushLess Direct-Current motor) we współczesnych napędach elektrycznych i w motoryzacji*, Technika, AUTOBUSY 6/2015
11. Darlak M., Korczak A., Altyntsev I., Czak M., Junak J., Gawlikowski M., Kustos R., *Opracowanie konstrukcji odśrodkowej pompy wspomaganie serca ReligaHeart ROT*, Fundacja Rozwoju Kardiologii im. prof. Z. Religi Wydział Inżynierii Środowiska i Energetyki Politechniki Śląskiej w Gliwicach
12. Infineon, Datasheet, *Angle Sensors, GMR-Base Angular Sensors; TLE5012B*
13. Dokumentacja własna firmy Yasa
14. Domachowski Z., *Automatyka i robotyka*, WPG, Gdańsk 2003

15. Domoradzki A., *Wpływ sposobu sterowania komutatorem elektronicznym na właściwości ruchowe silnika bezszczotkowego*, Politechnika Śląska, Wydział Elektryczny, Gliwice 2008
16. Drabek T., *Czasooptymalny odporny algorytm sterowania serwonapędu elektrycznego*, Elektrotechnika i Elektronika, TOM 26, ZESZYTY 1-2, 2007
17. Elettronica Aster, *ALH/LCH Main Rotor Actuator*, Product datasheet 2017
18. Elettronica Aster, *ALH/LCH Tail Rotor Actuator*, Product datasheet; 2017
19. Ellis F. Hitt, Dennis Mulcare, *Fault-Tolerant Avionics 28*, 2001 by CRC Press LLC
20. Assegu E., Roozbahani H., Handroos H., *An integrator backstepping position control of electro-hydraulic servo system based on particle swarm optimization*, June 11-13, 2014, Lappeenranta, Finland, Proceedings of the 8th FPNI Ph.D Symposium on Fluid Power
21. Freescale Semiconductor Application Note, *3-Phase BLDC Motor Control with Quadrature Encoder using 56F800/E*, Application Note AN1961 Rev. 0, 07/2005
22. Garus J., Kautz T., Żak B., *Zastosowanie sztucznych sieci neuronowych do modelowania ruchu pojazdu podwodnego*, Materiały XVI Ogólnopolskiej Konferencji Teorii Maszyn i Mechanizmów, Rzeszów 1998
23. Goryca Z., Ziółek M., Malinowski M., *Moment zaczepowy wielobiegunowej maszyny z magnesami trwałymi*, Zeszyty Problemowe – Maszyny Elektryczne Nr 88/2010, Politechnika Radomska
24. Goryca Z., *Bezczotkowe silnika prądu stałego-konstrukcje i sterowanie*, Automatyka, elektryka, zakłócenia. Nr.3/2013
25. Guziński J., Łuksza K., Morawiec M., Strankowski P., Krzemiński Z., *Bezczujnikowe sterowanie wolnoobrotowym silnikiem pmsm z kompensacją momentu zaczepowego*, XXVIII Seminarium Zastosowanie komputerów w nauce i technice 2018 Oddział Gdański PTETiS
26. Hendzel Z., Muszyńska M., Jagielowicz-Ryznar C., *Rozmyte systemy sterowania mobilnych robotów kołowych*, Oficyna Wydawnicza Politechniki Rzeszowskiej, Rzeszów 2014
27. Holzapfel F., *Nonlinear Adaptive Flight Control - Lecutre Notes*, Lecutre Notes, 2013/2014
28. <https://automatykab2b.pl/temat-miesiaca/39677-serwomechanizmy-elektrohydrauliczne-czesc-1>, 2020



29. Huber J., Sarigul-Klijn N., *In-Flight Reconfigurable Autopilot for Unmanned Aircraft: Hardware Development and Flight Test Results*, AIAA Atmospheric Flight Mechanics Conference and Exhibit, Keystone, Colorado 2006
30. John L. Bower, Peter M. Schultheiss, *Podstawy projektowania serwomechanizmów*, WNT, Warszawa 1963
31. Jue Yu, JianZhuang, DehongYu, *State feedback integral control for a rotary direct drive servovalve using a Lyapunov function approach*, 2014ISA. Published by Elsevier Ltd. All rights reserved.
32. Kaczorek T., Dzieliński A., Dąbrowski W., Łopatka R., *Podstawy teorii sterowania, wydanie II zmienione*, WNT Warszawa 2005
33. Kaczorek T., *Teoria sterowania i systemów*, PWN, Warszawa 1999
34. Ogata K., *Metody przestrzeni stanów w teorii sterowania*, WNT, Warszawa 1974
35. Jason K., *What is the most effective way to commutate a bldc motor? Understanding the Methods and Tradeoffs*, CUI Devices. All rights reserved. 7/2021
36. Kluczyk M., *Analiza kinematyki i dynamiki układu korbowo-tłokowego jednocylindrowego czterosuwowego silnika ZS*, Zeszyty naukowe akademii i marynarki wojennej, 2014 (LV) 3 (198)
37. Kolano K., Malinowska I., Lonkwic P., *Wpływ dokładności montażu 3-kanalowego enkodera inkrementalnego na pracę silnika bldc sterowanego sinusoidalnie*, Maszyny Elektryczne - Zeszyty Problemowe Nr 1/2015 (105)
38. Kolleka W. (red.), *Podstawy projektowania, modelowania, eksploatacji elementów i układów mikrohydraulicznych*, Oficyna Wydawnicza Politechniki Wrocławskiej, Wrocław 2011
39. Kopecki G., *Projektowanie lotniczych systemów sterowania uwzględniających sytuacje zwiększonego ryzyka*, Oficyna Wydawnicza Politechniki Rzeszowskiej, Rzeszów 2018
40. Kopecki G., *Sterowanie samolotem w sytuacji niepełnej informacji pomiarowej*, Oficyna Wydawnicza Politechniki Rzeszowskiej, Rzeszów 2010
41. Korbicz J., Kościelny J.M., Kowalczyk Z., Cholewa W., *Diagnostyka procesów, monografie, T.3*, WNT, Warszawa 2002
42. Korkosz M., Bogusz P., Prokop J., *The Fault-Tolerant Quad-Channel Brushless Direct Current Motor*, Energies 2019, 12, 3667
43. Krykowski K., *Silniki PM BLDC. Właściwości, sterowanie, aplikacje*, BTC, 2015

44. Krzemień Z., *Pomiary momentu zaczepowego w maszynach synchronicznych z magnesami trwałymi*, Przegląd elektrotechniczny (Electrical Review), ISSN 0033-2097, R. 88 NR 10a/2012
45. Warzocha K., Szura J., Bąk P., Rzucidło P., Rogalski T.; *Transformative Use of Additive Technology in Design and Manufacture of Hydraulic Actuator for Fly-by-Wire System*; Faculty of Mechanical Engineering and Aeronautics, Applied Science 2021
46. Larminat P. de, Thomas Y., *Automatyka-układy liniowe, Identyfikacja, t.2*, WNT Warszawa 1983
47. Larminat P. de, Thomas Y., *Automatyka-układy liniowe, Sterowanie, t.3*, WNT Warszawa 1983
48. Latosiński P., *Strategie sterowania ślizgowego z ruchoma hiperpowierzchnia przełączeń - krótki przegląd*, Pomiary Automatyka Robotyka, 1/2020
49. LI Xiaoxun, ZHU Yuanzhen, FAN Yichen, SU Duo; *A Comparison of SAE ARP 4754A and ARP 4754*; The 2nd International Symposium on Aircraft Airworthiness (ISAA 2011); Procedia Engineering 17 ( 2011 ) 400 – 406
50. Major J.P.; *Fly-by-Wire: flight control systems*; Sutherland, Air Force Flight Dynamics Laboratory (FDCL), 1968
51. Mario F. Valdo; *Servo hydraulic technology in flight control*; Workshop on Innovative Engineering for Fluid Power and Vehicular Systems; ABIMAQ - São Paulo; 14-15 May 2012
52. Mazur D., *Analiza momentu zaczepowego oraz indukcji magnetycznej w szczelinie dla prądnicy synchronicznej metodą MES*, PAK vol. 58, nr 11/2012
53. Microchip, AN1160 *Sensorless BLDC Control with Back-EMF Filtering*, Using a Majority Function
54. Microchip, AN899, *Brushless DC Motor Control Using PIC18FXX31 MCUs*
55. Miller T.J.E., Hendershot J.R., *Design of brushless permanent-magnet motors*, Magna physics publishing and Clare press Oxford University 1994
56. MOOG, *Catalog Servo valves pilot operated flow control valve with analog interface 72 series ISO 10372-06-05-0-92*
57. MOOG, *Nozzle-flapper flow control servovalves Catalog type 30*
58. MOOG, *Jet Pipe Servo Valve Installation and Operation Instruction*, CDS33551 Rev.III

59. MOOG, *Proportional Servo Valve Technolog*, Fluid Power Journal, <https://www.moog.com/literature/ICD/ProportionalServoValveTechnolog-fpjournal.pdf>, March/April 2003
60. MOOG, *Servo valves pilot operated flow control valves with analog interface 78 series standard and high response versions*
61. MOOG. *Jet-PIPE, Flow Control Servovalves. s.l.* : Catalog 751585
62. Możaryn J., *Serwomechanizmy – zaawansowana regulacja prędkości i położenia*, Automatyka Podzespoły Aplikacje, 6/2007
63. Muruganatham N., Palani S., *State space modeling and simulation of sensorless permanent magnet bldc motor*, International Journal of Engineering Science and Technology, Vol. 2(10), 2010, 5099-5106
64. Niewiara Ł.J., *Sterowanie ze sprzężeniem od wektora stanu napędu z silnikiem PMSM i przekształtnikiem złożonym DC/DC/AC*, Rozprawa doktorska, Politechnika Warszawska, Warszawa 2018
65. Nowak M., *Model matematyczny i symulacyjno-komputerowy układu napędowego reaktora polimeryzacji z modelową wersją silnika bldc w wykonaniu rurowym*, Zeszyty Problemowe – Maszyny Elektryczne Nr 2/2013 (99)
66. Pajchrowski T., Wójcik A., *Kompensacja momentu zaczepowego w napędzie z silnikiem PMSM z wykorzystaniem sterowania z uczeniem iteracyjnym*, PRZEGLĄD ELEKTROTECHNICZNY, ISSN 0033-2097, R. 94 NR 5/2018
67. Tamburrano P., Plummer A.R., Distaso E., Amirante R., *A Review of Electro-Hydraulic Servovalve Research and Development*, April 2019, in International Journal of Fluid Power, DOI: 10.13052/ijfp1439-9776.2013
68. Parker Aerospace; *Innovations in Flight Control*; CSD Brochure; 2011 Parker Hannifin Corporation
69. Parker, Catalog *MSG14-2550/US Parker*, Technical Information
70. Parker, Parker Katalog *HY11-3500/PL*
71. Pełczewski W., *Teoria sterowania. Ciągłe stacjonarne układy liniowe*, WNT Warszawa 1980
72. Piegat A., *Modelowanie i sterowanie rozmyte*, Exit, Warszawa 1998
73. Vidal P.A., *NH90 Helicopter Fly-by-Wire Flight Control System*, 53rd AHS annual forum, April 1997
74. Piwowarczyk R., Krykowski K., Hetmańczyk J., *Metoda wyznaczania komutacyjnych tętnień momentu silnika PM BLDC*, Napędy i Sterowanie, nr.12, 2017

75. Plummer A., *Electrohydraulic servovalves – past, present, and future*, 10th International Fluid Power Conference | Dresden 2016.
76. Dołęga B., Rogalski T., *Control System for medium-sized flying target*, AVIATION, 2009, 13(1)
77. Rydberg K.E., *Hydraulic Servo Systems Dynamic Properties and Control*,
78. Saad Kassem, Taher Salah El-Din, Siegfried Helduser, *Motion synchronization enhancement of hydraulic servo cylinders for mould oscillation*, International Journal of Fluid Power 13 (2012) No. 1 pp. 51-60
79. Mouayad A. Sahib, *A novel optimal PID plus second order derivative controller for AVR system*, Engineering Science and Technology, an International Journal
80. Santanu Mondal, Madhurima Chattopadhyay, Arunabha Mitra, *Mathematical modeling and simulation of Brushless DC motor with ideal Back EMF for a precision speed control*, Conference Paper · August 2015
81. Shi-jie Su, Yuan-yuan Zhu, Cun-jun Li, Wen-xian Tang, Hai-rong Wang, *Dual-valve parallel prediction control for an electro-hydraulic servo system*, Science Progress 2020, Vol. 103(I) I-21
82. Sieklucki G., Kołacz T., Aksamit G., *Od modelu do kodowania współczynników regulatorów w napędach elektrycznych. część I*, Elektrotechnika i elektronika, tom 27. zeszyt 1, 2008
83. SongChun Zou, WanZhong Zhao, *Synchronization and stability control of dual-motor intelligent steer-by-wire vehicle*, College of Energy and Power Engineering, Nanjing University of Aeronautics and Astronautics, Nanjing 210016, China
84. ST, *Sensorless bldc motor control and bemp sampling methods with st7mc*, application note AN1946
85. Stevens B.L., Lewis F.L., *Aircraft Control and Simulation*, Willey, New York, 2003
86. STMicroelectronics, Datasheet, L6234, *Three-phase motor driver*
87. STMicroelectronics, Datasheet, STM32G474xB STM32G474xC STM32G474xE
88. Tarczewski T., Skiwski M., Grzesiak L.M., Zieliński M., *Sterowanie bazujące na sprzężeniu od wektora zmiennych stanu z ograniczeniami serwonapędem z silnikiem PMSM*, Przegląd Elektrotechniczny · March 2018
89. Tomczyk A., *Experimental Fly-by-Wire Control System for General Aviation Aircraft*, AIAA Paper. s.l. : AIAA PAPER, 5776, 2003
90. Tomczyk A., Rzucidło P. *Systemy pośredniego sterowania dla samolotów ogólnego przeznaczenia*. Rzeszów : Oficyna Wydawnicza Politechniki Rzeszowskiej, 2011.

91. Tomera M., *Zmiana położenia układu odwróconego wahadła przy użyciu sterowania ślizgowego*, Zeszyty Naukowe Wydziału Elektrotechniki i Automatyki Politechniki Gdańskiej Nr 40
92. Wajand J. A., *Silniki o zapłonie samo-czynnym*, WNT, Warszawa 1980
93. Wajand J. A., Wajand J. T., *Tłokowe silniki spalinowe średnio i szybkoobrotowe*, WNT, Warszawa 2005
94. Wajs K., *Linie pierwiastkowe w automatyce. Problemy i zastosowania*, WNT Warszawa 1973
95. Wawrzyński P., *Systemy adaptacyjne i uczące się*, Oficyna Wydawnicza Politechniki Warszawskiej, Warszawa 2009
96. Welch G., Bishop G., *An Introduction to the Kalman Filter*, Department of Computer Science, University of North Carolina at Chapel Hill, 2003
97. Wysocki M., *Sterowanie wielowymiarowe, projektowanie liniowych układów stacjonarnych w przestrzeni stanu*, Oficyna Wydawnicza Politechniki Rzeszowskiej, Rzeszów 2004
98. Yalcin Efe, *Dynamic Model of a Hydraulic Servo System for a Manipulator Robot*, Degree project in Electrical Machines and Drives Stockholm, Sweden 2014, XR-EE-E2C 2014:002
99. Załuski P., *Serwozawory hydrauliczne*, Politechnika Gdańska Wydział Mechaniczny, 2022
100. Zarchan P., Musoff H., *Fundamentals of Kalman Filtering: A Practical Approach*, seria: Progress in Astronautics and Aeronautics, vol.208, AIAA, Virginia 2005
101. Zhi-hao Liu, Qin-he Gao, Chuan-qiang Yu, Xiang-yang Li Wen-liang Guan, Gang-feng Deng, *Collaborative Synchronization Digital Control for Double Hydraulic Cylinders*, Hindawi Publishing Corporation Advances in Mechanical Engineering Volume 2014, Article ID 371403, 18 pages
102. ZILOG, *BLDC Motor Control Using Sensored Sinusoidal PWM Modulation with the Z16FMC MCU*, AN035503-1015
103. Ziółek M., *Analiza pracy silnika bezszczotkowego z cylindrycznym uzwojeniem i zewnętrznym wirnikiem*, Rozprawa doktorska, POLITECHNIKA WARSZAWSKA Wydział Elektryczny
104. Żelazny M., *Podstawy automatyki*, PWN Warszawa 1976

## Streszczenie

Celem pracy było opracowanie układu regulacji zapewniającego synchroniczną pracę dwóch serwozaworów z zastosowaniem czterokanałowego silnika trójfazowego z magnesami trwałymi do zastosowania w siłowniku tandemowym, dla małych i średnich statków powietrznych. W pracy przedstawiono przegląd zaworów i serwozaworów hydraulicznych, rodzaje, budowę oraz parametry techniczne i różnice pomiędzy nimi. Pokazano i omówiono budowę siłownika tandemowego wraz z podwójnym serwozaworem, wykonanym w firmie Yasa metodą druku 3D z proszku stalowego. Ze względu na występujący problem technologiczny pasowania krawędzi podwójnego suwaka obrotowego w pierwszej wersji serwozaworu siłownika tandemowego, podwójny suwak zastąpiono dwoma serwozaworami produkowanymi w firmie. Wykonano model symulacyjny czterokanałowego silnika trójfazowego z magnesami trwałymi. Przeprowadzono badania celem oceny zgodności modelu i obiektu. Przedstawiono sposoby sterowania uzwojeniami silnika trójfazowego, ich wady i zalety. Wykonano uproszczony model rozdzielacza hydraulicznego. Wyniki symulacji z wykorzystaniem zrealizowanego modelu (czterokanałowy silnik trójfazowy z układem zasilania i rozdzielaczem hydraulicznym) porównano z badanym obiektem rzeczywistym. Na podstawie analizy przeglądu dostępnej literatury, zaproponowano regulator sterujący pozycją suwaka serwozaworów. Wykonane symulacje oraz badania na obiekcie rzeczywistym serwozaworu spełniły postawione wymagania jakościowe. W kolejnym kroku opracowano regulator synchronizujący pracę dwóch serwozaworów. Wykonane badania symulacyjne, podczas których symulowano również uszkodzenia jednego z serwozaworów, potwierdziły skuteczność synchronizacji sterowania serwozaworami, spełnione zostały wymagania dotyczące jakości sterowania. Otrzymane wyniki potwierdziły możliwość zastosowania dwóch serwozaworów z czterokanałowymi trójfazowymi silnikami w rozwiązaniu siłownika tandemowego z zastosowaniem regulatora synchronizującego. Zaproponowane rozwiązanie pozwoli na obniżenie kosztów produkcyjnych, przy zachowaniu jakości produktu.

## Summary

The aim of the work was to develop a control system which ensures synchronous operation of two servo valves with the use of a four-channel three-phase motor with permanent magnets for use in a tandem actuator, for small and medium-sized aircraft. The paper presents an overview of hydraulic valves and servo valves, types, construction, technical parameters and differences between them. The design of the tandem actuator with a double servo valve, made in the Yasa company by 3D printing from steel powder, was shown and discussed.

Due to the technological problem of matching the edges of the double rotary spool in the first version of the servo valve of the tandem actuator, the double spool was replaced with two servo valves manufactured in the company. A simulation model of a four-channel three-phase motor with permanent magnets was made. Tests were carried out to assess the compatibility of the model and the real prototype. The ways of controlling the windings of a three-phase motor, their advantages and disadvantages are presented. A simplified model of the directional control valve was made. The simulation results using the proposed model (four-channel three-phase motor with a power supply system and a hydraulic control valve) were compared with the tested real prototype. Based on the analysis of the available literature review, a regulator controlling the position of the servo valve spool was proposed. Simulations and tests on the real prototype of the servo valve met the quality requirements. In the next step, a regulator synchronizing the operation of two servo valves was developed. Simulation tests, during which one of the servo valve spool jammed was also simulated, confirming the effectiveness of servo valve control synchronization, and the requirements for control quality were met. The obtained results confirmed the possibility of using two servo valves with four-channel three-phase motors in the tandem actuator solution with the use of a synchronizing regulator. The proposed solution will allow to reduce production costs while maintaining product quality.