

## METODY IDENTYFIKACJI SYSTEMÓW W DIAGNOSTYCE UKŁADÓW REGULACJI TURBIN

Tomasz BARSZCZ <sup>†</sup>, Piotr CZOP <sup>††</sup>, Tadeusz UHL <sup>†</sup>

<sup>†</sup> Akademia Górniczo-Hutnicza, KRiDM, Al. Mickiewicza 30, 30-059 Kraków

<sup>††</sup> LabMod, 42-624 Ossy, ul. Leśna 2a

### Streszczenie

W przemyśle energetycznym wzrasta zapotrzebowanie na efektywne technologie diagnostyczne, które mogą podnieść bezpieczeństwo, sprawność i dyspozycyjność elektrowni. Układy regulacji odgrywają kluczową rolę w eksploatacji bloków. Jakość układów regulacji jest jednym z najważniejszych czynników prowadzących do właściwego zarządzania zasobami elektrowni. Artykuł przedstawia dyskusję możliwości zastosowania identyfikacji systemów w ocenie stanu technicznego elementów układu regulacji. Zbudowano model układu regulacji oraz przeprowadzono badania na obiekcie rzeczywistym i stanowisku laboratoryjnym.

Słowa kluczowe: diagnostyka, identyfikacja systemów, układ regulacji

### SYSTEM IDENTIFICATION METHODS IN STEAM TURBINE CONTROL SYSTEM DIAGNOSTICS

#### Summary

Power generation industry is demanding high quality modern diagnostic technologies to increase safety, efficiency and availability of plants. Control systems play vital role in securing plant operation. Quality of steam turbine control system is one of key factors for proper management of plant assets. Following paper presents, how system identification techniques can be applied assessment of control system elements technical state. The model of control systems was built. Research were done at industrial turbine and test rig.

Keywords: diagnostics, system identification, control system

#### OZNACZENIA

$\rho$  - gęstość oleju [ $\text{kg}/\text{m}^3$ ],

$\alpha$  - kąt opasania [rad] otworów zasilających i odbierających znajdujących się w tulei rozdzielacza (porty: A, B, P, T),

$\lambda$  - maksymalny kąt obrotu wału serwowatora [rad],

$\beta$  - modułem sprężystości cieczy [Pa] dla typowego oleju mineralnego  $\beta=1.7 \cdot 10^3$  [MPa],

$\omega$  - prędkość tłoka serwowatora o ruchu obrotowym [rad/s],

$\omega$  - pulsacja [rad/s],

$\varphi$  - przemieszczenie tłoka serwowatora o ruchu obrotowym [rad],

$\kappa_d$  - współczynnik przepływu przez otwory rozdzielacza,

$\Delta p = p_{wy} - p_{we}$  spadek ciśnienia na zaworze lub zwężce pomiędzy wyjściem i wejściem [ $\text{N}/\text{m}^2$ ]

$\kappa_s$  - współczynnik normalny przepływu zwężki na zasilaniu siłownika

A, B, P, T - oznaczenie portów (kanałów) rozdzielacza wg rysunku (Rys. 9),

A,B,C - wielomiany wykorzystywane do opisu transmitancji,

$A_0$  - pole powierzchni zwężki [ $\text{m}^2$ ]

$F$  - obciążenie zewnętrzne

$f(\omega)$  - nieliniowy moment tarcia [ $\text{N} \cdot \text{m}$ ] w ruchu obrotowym

$f(v)$  - nieliniowa siła tarcia [N] w ruchu prostoliniowym

$F_0$  - wstępny naciąg sprężyny siłownika [N]

$f_s$  - częstotliwość próbkowania [Hz]

G - elementy układ laboratoryjnego lub jego modelu na które składają się: regulator proporcjonalny, serwowawór oraz siłownik opisane równaniami stanu,

$g$  - maksymalne przemieszczenie serwowatora [m],

$H(j\omega, i)$  - estymowana nieparametrycznie niestacjonarna dyskretna transmitancja obiektu, kolorująca biały szum  $e(i)$ ,

$H(z^{-1}, i)$  - estymowana parametrycznie niestacjonarna dyskretna transmitancja obiektu, kolorująca biały szum  $e(i)$ ,

$i$  - dyskretna dziedzina czasu,

$I$  - moment bezwładności tłoka serwowatora obrotowego [ $\text{kg} \cdot \text{m}$ ],

$j = \sqrt{-1}$

$K(j\omega, i)$  - estymowana nieparametrycznie niestacjonarna dyskretna transmitancja obiektu,

$K(z^{-1}, i)$  - estymowana parametrycznie niestacjonarna dyskretna transmitancja obiektu,  
 $k_s$  - współczynnik sztywności sprężyny [N/m],  
 $m_m$  - masa tłoka oraz tłoczyska serwomotoru [kg],  
 $n(t)$  - addytywny szum pomiarowy,  
 $nA, nB, nC$  - rząd wielomianu odpowiednio A, B, C wykorzystanych do zapisu transmitancji,  
 $p$  - ciśnienie pod tłokiem siłownika [Pa]  
 $p_A$  - ciśnienie w komorze A siłownika [Pa],  
 $p_B$  - ciśnienie w komorze B siłownika [Pa],  
 $p_p$  - ciśnienie zasilania rozdzielacza [Pa],  
 $p_T$  - ciśnienie odpływu rozdzielacza [Pa],  
 $q$  - ogólnie przepływ oleju [ $m^3/s$ ],  
 $q_A$  - przepływ do komory A [ $m^3/s$ ],  
 $q_{AA}, q_{BB}$  - przepływy [ $m^3/s$ ] związane z wzajemnym oddziaływanie tłoka i cieczy w serwomotorze,  
 $q_B$  - przepływ do komory B [ $m^3/s$ ],  
 $q_C$  - przepływy [ $m^3/s$ ] związane z wzajemnym oddziaływanie tłoka i cieczy w serwomotorze obrotowym,  
 $q_c$  - sprzężenie hydrodynamiczne pomiędzy cieczą a tłokiem serwomotoru [ $m^3/s$ ]  
 $q_l$  - przecieki pomiędzy komorami serwomotoru [ $m^3/s$ ],  
 $R$  - promień przekroju przestrzeni roboczej liczony od środka do końca łopatki serwomotoru [m]  
 $R_d$  - promień tulei rozdzielacza [m].  
 $S$  - powierzchnia tłoka serwomotoru o ruchu obrotowym [ $m^2$ ],  
 $S_A$  - pole powierzchni tłoka serwomotoru [ $m^2$ ] od komory A,  
 $S_B$  - pola powierzchni tłoka serwomotoru [ $m^2$ ] od komory B,  
 $t$  - ciągła dziedzina czasu,  
 $T$  - temperatura oleju zasilającego (zakłócenia),  
 $u(t)$  - sygnał wejściowy obiektu,  
 $u(i)$  - sygnał  $u(t)$  próbkowany z częstotliwością fs,  
 $V$  - objętość cylindra siłownika [ $m^3$ ],  
 $V_{A0}$  - początkowa objętość komory A [ $m^3$ ],  
 $V_{B0}$  - początkowa objętość komory B [ $m^3$ ],  
 $v_m$  - prędkość tłoka serwomotoru o ruchu liniowym [m/s],  
 $v_s$  - prędkość tłoczyska siłownika [m/s],  
 $W$  - współczynnik strat ciśnienia dla przepływu burzliwego,  
 $w(t)$  - sygnał zadany (referencyjny),  
 $y(i)$  - sygnał  $y(t)$  próbkowany z częstotliwością fs,  
 $y(t)$  - sygnał wyjściowy obiektu,  
 $y_d$  - przemieszczenie suwaka rozdzielacza [m],  
 $y_{d0}$  - przekrycie rozdzielacza [m],  
 $y_m$  - przemieszczenie tłoka serwomotoru o ruchu liniowym [m],  
 $y_s$  - przemieszczenie tłoczyska siłownika [m],  
 $Z$  - współczynnik strat ciśnienia dla przepływu laminarnego,  
 $z^{-1}$  - operator transformaty Z,

## INDEKSY

s – siłownik  
d – rozdzielacz  
m – serwomotor

## SYMBOLE

ARX( $nA, nB, k$ ) - ang. AutoRegressive with eXogenous input  
ARMAX( $nA, nB, nC, k$ ) - ang. AutoRegressive Moving Average with eXogenous Input  
RARX( $nA, nB, k$ ) - ang. Recursive AutoRegressive with eXogenous input  
EH - przetwornik elektrohydrauliczny  
WP - wysokoprężna sekcja turbiny  
SP - średnioprężna sekcja turbiny  
NP - niskoprężna sekcja turbiny  
FDI - ang. Fault Detection and Isolation

## DEFINICJE POJĘĆ

Identyfikacja parametrów - estymacja wartości parametrów modelu ARX, RARX, ARMAX, na podstawie zarejestrowanych sygnałów pomiarowych

Układ laboratoryjny - stanowisko badawcze składające się z zespołu pomp zapewniających uzyskanie ciśnienia zasilania do 14 [MPa], serwozaworu firmy Moog model D761-104 oraz siłownika dwustronnego działania (pulsatora) o skoku maksymalnym  $h=250$  [mm] oraz średnicy tłoka  $\varnothing 65$  [mm]. Schemat blokowy układu hydraulicznego przedstawia rysunek (Rys. 10). Stanowisko laboratoryjne zostało skonfigurowane przez pracowników Katedry Automatykacji Procesów Przemysłowych AGH, Kraków.

Obiekt przemysłowy - turbina parowa upustowo-przeciwprężną o mocy 32 MW.

Układ regulacji obiektu przemysłowego - system UNIMAT 3M (regulator elektroniczny) [18], wraz z elementami wykonawczymi, na które składają się: przetwornik elektrohydrauliczny, siłownik, mechanizm regulatora mechanicznego, rozdzielacz, serwomotor obrotowy

Diagnostyka aktywna - metody diagnostyczne polegające na dodaniu specjalnego sygnału, o amplitudzie nie przekraczającej kilku procent amplitudy sygnału sterującego. Sygnał taki posiada właściwości pozwalające zwiększyć stosunek sygnał/szum zmniejszając wpływ korelacji pomiędzy wejściem/wyjściem oraz zakłóceniami diagnozowanego obiektu.

## 1. WPROWADZENIE

Energetyka wymaga technologii diagnostycznych, które pomogą poprawić bezpieczeństwo, dyspozycyjność i sprawność [1]. Bardzo istotne jest również wykorzystanie informacji diagnostycznej do planowania remontów (ograniczenia zakresu remontu do działań niezbędnych lub maksymalizacji efektu przy założonych środkach). Zapotrzebowanie to spowodowało rozwój nowych technik, bazujący na badaniach w zakresie inżynierii mechanicznej

oraz informatyki i przetwarzania sygnałów ([1],[17]). Pokrewną dziedziną są metody wykrywania i lokalizacji uszkodzeń (FDI). Przegląd metod FDI można znaleźć np. w [2,3,5,6,14]. Jedną z najbardziej obiecujących metod jest diagnostyka oparta na modelu powiązana z identyfikacją systemów. Zadanie określenia niesprawności można scharakteryzować ogólnie w oparciu o nieliniowe równania stanu (1)

$$\begin{aligned} \dot{\mathbf{x}}(t) &= \mathbf{q}(t, \mathbf{x}(t), \mathbf{u}(t), \mathbf{w}(t), \mathbf{f}_g(t); \theta), \mathbf{x}(0) = \mathbf{x}_0 \\ \mathbf{y}(t) &= \mathbf{h}(t, \mathbf{x}(t), \mathbf{u}(t), \mathbf{v}(t), \mathbf{f}_h(t); \theta) \end{aligned} \quad (1)$$

gdzie:  $\mathbf{x}(t)$  jest  $n$ -wymiarowym wektorem stanu,  $\mathbf{y}(t)$  wektorem wyjść,  $\mathbf{u}(t)$  jest wektorem wejść,  $\mathbf{f}(t)$  jest wektorem addytywnych uszkodzeń,  $\mathbf{w}(t)$  oraz  $\mathbf{v}(t)$  są wektorami odpowiednio zakłóceń zmiennych stanu i wyjść,  $\mathbf{x}_0$  oznacza wektor warunków początkowych,  $\theta$  jest zbiorem parametrów modelu. Uszkodzenia mogą być modelowane jako addytywne poprzez wymieniony wektor  $\mathbf{f}(t)$  uszkodzeń wejść i wyjść, lub jako uszkodzenia multiplikatywne wiążące się ze zmianami wartości zbioru parametrów modelu  $\theta$ . W modelach nieliniowych takie rozróżnienie jest utrudnione, ponadto istnieje możliwość przyjęcia założenia, że parametry modelu zależą od czasu, prowadzące do modelu niestacjonarnego.

## 2. CEL I POTRZEBA BADAŃ

W ramach projektu badawczego Nr 8 T07C 019 20 Komitetu Badań Naukowych podjęto działania zmierzające do wstępnego oszacowania możliwości wdrożenia w przemyśle metod diagnostyki układów regulacji turbin parowych. W ramach projektu prowadzono badania na dwoma wzajemnie uzupełniającymi się zagadnieniami:

- sygnałami diagnostyki aktywnej ukierunkowanymi na zastosowania w układach regulacji turbin parowych,
- metodami detekcji oraz rozpoznawania uszkodzeń w układach regulacji turbin parowych

Dysponując ograniczonymi możliwościami finansowania eksperymentów prowadzonych na obiektach przemysłowych oraz pilotażowym charakterem projektu, skupiono uwagę na badaniach laboratoryjnych oraz symulacjach numerycznych, które powinny wykazać celowość oraz oszacować skuteczność proponowanych metod diagnostycznych. Założono możliwość parametrycznej detekcji uszkodzeń w wyniku identyfikacji parametrów modelu regresyjnego. Prawidłowe wnioskowanie o uszkodzeniach na podstawie parametrów modelu regresyjnego wymaga wcześniejszego skatalogowania oraz wyszczególnienia podstawowych uszkodzeń występujących w układach regulacji turbin parowych oraz odpowiadających im symptomów. Wstępne rozeznanie przeprowadzono na podstawie dokumentacji serwisowej, statystyk zakładowych, rozmów z pracownikami zakładów w których

znajdował się obiekt przemysłowy, istniejącej literatury technicznej, opracowań specjalistycznych oraz wyników badań laboratoryjnych.

Układy regulacji turbin parowych wyposażone są w zawory regulacyjne sterowane sekwencyjnie poprzez serwomotor napędzający wał z krzywkami lub też sterowanych niezależnie, metodą jeden zawór jeden serwomotor. Druga metoda realizacji układów wykonawczych jest kosztowniejsza, dlatego stosowana jest głównie w dużych turbinach parowych o mocy powyżej 100 MW. W przypadku niezależnego sterowania położeniem zaworów uzyskuje się znaczące polepszenie jakości regulacji poprzez możliwość określenia dowolnej konfiguracji otwarcia zaworów optymalizując w ten sposób wydajność, moc oraz poziom drgań turbiny. Niezależna regulacja zaworów upraszcza budowę zaworów oraz układu przeniesienia napędu od serwomotoru do zaworów, poprzez eliminację dźwigni oraz wału z krzywkami. Serwomotor znajduje się wtedy nad zaworem i jest z nim połączony sprzęgłem sztywnym. Zasilany jest bezpośrednio olejem poprzez typowy proporcjonalny elektryczny serwowawór (rozdzielacz), np. firm Moog lub Vickers. Pomimo niewątpliwych zalet bezpośredniego sterowania zaworami regulacyjnymi koszt modernizacji turbiny jest wysoki, ponieważ najczęściej wymagana jest wymiana górnego korpusu turbiny oraz zastosowanie zaawansowanego systemu sterowania (np. ProControl firmy ABB, MARK V firmy General Electric). Popularne są rozwiązania częściowe polegające na modernizacji stopnia wysokoprężnego turbiny i pozostawieniu tradycyjnego układu regulacji na stopniach średnioprężnym i niskoprężnym.

Starsze rozwiązania z wałem krzywkowym wymagają stosowania w układzie hydraulicznym oleju impulsowego (sterującego) oraz roboczego. Podstawowa pętla sprzężenia zwrotnego realizowana jest wtedy poprzez siłownik zasilany olejem impulsowym, dźwignię, rozdzielacz oraz serwomotor zasilane olejem roboczym (por. Rys. 2). Otwieranie zaworów odbywa się poprzez wał krzywkowy oraz system masywnych dźwigni, wymagając użycia dużych sił oraz stałej kontroli luzów.

Obecnie stosowana generacja układów regulacji turbin (elektronika przetwarzająca sygnały) jest już wyposażona w podstawowe procedury diagnostyczne ([18],[19]), sprawdzające maksymalne poziomy sygnałów oraz ich przyrosty w czasie, np. wybiecie od spadku ciśnienia oleju smarowego, regulacyjnego, wybiecie od wzrostu temperatury pary świeżej, wybiecie od przekroczenia szybkości schłodzenia itd. Bardziej zaawansowane procedury określają szczelność zaworów, przeprowadzają próby zaworów odcinających oraz upustów. Istnieje również liczna grupa procedur sprawdzających tolerancję układu regulacji na uszkodzenia. Polegają one na wyłączeniu ręcznym lub automatycznym poszczególnych elementów

układu regulacji w celu sprawdzenia podjęcia działania przez elementy rezerwowe, np. próba załączenia się pompy rezerwowej oleju regulacyjnego. Stosowane układy regulacji wykorzystują w szerokim zakresie redundancję sprzętową ([18],[19]) wykazując odporność na wybrane uszkodzenia. Typowe elementy i funkcje podlegające redundancji to np. trójdrożny pomiar prędkości obrotowej lub układy mikroprocesorowe z możliwością głosowania w przypadkach rozbieżności w sygnałach sterujących lub mierzonych.

Obserwując dynamiczny rozwój układów regulacji zachodzi potrzeba opracowania bardziej złożonych metod diagnostyki opartych na modelach dynamicznych (redundancji analitycznej), głównie wybranych elementów wykonawczych o największej awaryjności. Do elementów tych należą zawory regulacyjne, zawory upustowe, przetworniki elektrohydrauliczne, serwomotory wraz z rozdzielaczami.

Analiza równań modelu matematycznego układu laboratoryjnego oraz modelu matematycznego układu regulacji obiektu przemysłowego prowadzi do wniosków, że występujące nieliniowości są na tyle znaczne, że mogą wystąpić problemy z identyfikacją parametrów stacjonarnych modeli liniowych (o parametrach niezmiennych w czasie), stąd wynika potrzeba stosowania liniowych modeli niestacjonarnych lub modeli nieliniowych. Istnieje również wiele innych przeszkód w poprawnej identyfikacji obiektu przemysłowego. Do podstawowych zalicza się niski stosunek poziomu sygnału do szumu, który jest wynikiem zakłóceń, wynikających z działania obiektu przemysłowego oraz działania maszyn i urządzeń pomocniczych. Zastosowanie przemysłowych czujników pomiarowych o szerszych tolerancjach, niż te używane w laboratoriach, również wpływa negatywnie na pewność estymowanych wartości parametrów. Ograniczone zasoby mocy obliczeniowych wykorzystywane do rejestracji i przechowywania danych powodują, że archiwizuje się tylko podstawowe wielkości fizyczne z ograniczonym pasmem rejestrowanych częstotliwości (np. do 100[Hz]) lub tylko trendy wielkości. Spowodowane jest to dużą liczbą sygnałów pomiarowych, która przekracza niejednokrotnie 1500 zmiennych dla kompletnego bloku energetycznego. Niekorzystne jest z punktu widzenia możliwości detekcji niesprawności ich maskowanie przez pętle sprzężenia zwrotnego. Pomocna w zakresie polepszenia warunków identyfikowalności parametrów modelu może okazać się diagnostyka aktywna. Identyfikacja obiektu z wykorzystaniem metod diagnostyki aktywnej będzie stanowić cel dalszych badań.

Uwzględniając wszystkie wymienione wcześniej problemy związane z identyfikacją zaplanowano eksperyment laboratoryjny, który mógłby w jak najbardziej zbliżony sposób modelować fizycznie działanie typowych elementów układu regulacji

obiektu przemysłowego. W dalszym ciągu badań będzie to podstawą do przenoszenia jakościowych konkluzji dotyczących przede wszystkim wartości własnych serwomotoru i rozdzielacza, ich nieliniowej zależności od położenia suwaka rozdzielacza i tłoczyska serwomotoru oraz możliwości obserwacji w ograniczonym paśmie rejestrowanych częstotliwości. Przyjęto możliwość oceny wpływu niesprawności poprzez zmiany w czasie wartości własnych modelu. Podejście takie wykorzystuje nieliniowość modelu do wnioskowania o charakterze wymuszeń. Do celów identyfikacji wykorzystano adaptacyjne modele regresyjne o zmiennych w czasie parametrach RARX oraz modele ARX, ARMAX.

Należy brać pod uwagę ograniczone możliwości uzyskania informacji a priori o wartościach wszystkich parametrów fizycznych i geometrycznych elementów wykonawczych układu regulacji obiektu przemysłowego, np. współczynników tarcia. Dlatego uwzględniając nieliniowe właściwości diagnozowanego układu oraz silne zakłócenia o charakterze szumowym, nie podjęto prób wyznaczania wartości parametrów fizycznych/geometrycznych, np. sztywności lub tłumień metodą identyfikacji parametrów modelu skupiając uwagę wyłącznie na zmianach wartości własnych identyfikowanego modelu. Uwzględniono istnienie pętli sprzężenia zwrotnego ([9], [15]) oraz oceniono możliwości identyfikowalności parametrów obiektu w takich warunkach. Strukturę modelu identyfikowanego przyjęto wstępnie na podstawie struktury zlinearyzowanego modelu teoretycznego przyjmując identyczny rząd modelu.

Nie zawsze można odtworzyć wszystkie właściwości obiektu na podstawie zakłóconych danych, dlatego z punktu widzenia wyników identyfikacji korygowano strukturę identyfikowanego modelu przyjmując inne kryteria np. dokładności dopasowania do danych.

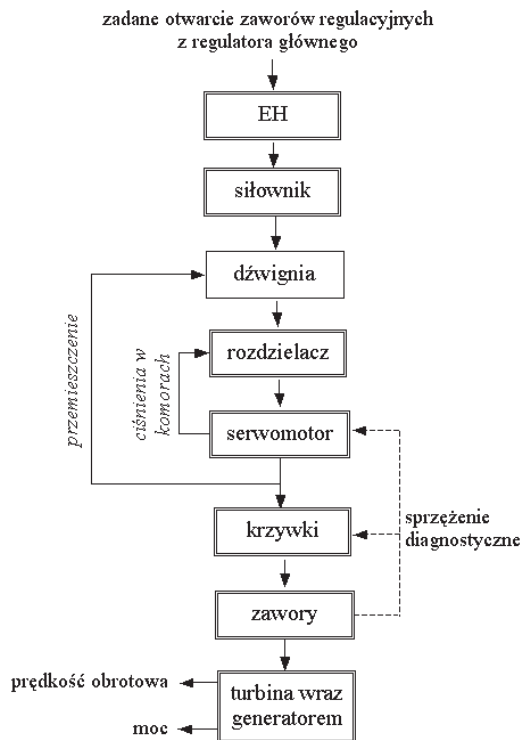
Podsumowując, w dalszej części artykułu przedstawiono:

- Podstawowe wiadomości na temat wybranych niesprawności i uszkodzeń,
- Wybrane modele elementów wykonawczych,
- Zastosowane metody identyfikacji nieparametrycznej i parametrycznej,
- Wyniki identyfikacji nieparametrycznej i parametrycznej
- Podsumowanie.

### 3. NIESPRAWNOŚCI I USZKODZENIA UKŁADÓW REGULACJI

Najważniejsze elementy wykonawcze układu regulacji obiektu przemysłowego zostały przedstawione na rysunku (Rys. 1). Posługując się przykładem bloków energetycznych, które składają się z takich obiektów przemysłowych, omówiono podstawowe niesprawności i uszkodzenia oraz budowę układu regulacji.

Istnieje możliwość prowadzenia w trybie on-line stałego pomiaru oraz rejestracji ( $f_s=100$  [Hz]) między innymi: ciśnień pary w upustach regulowanych i nieregulowanych, ilości pary do turbiny, położenia serwomotoru zaworów regulacyjnych WP i SP, ciśnień sterujących serwomotorami WP i SP, sygnałów napięciowych z wyjścia regulatora oraz prądów sterujących do przetworników elektrohydraulicznych WP i SP, ciśnień pod i nad tłokiem serwomotorów oraz kontrolnych sygnałów dwustanowych. W torze regulacji zadawane są sygnały napięciowe z regulatora UNIMAT 3M, oddzielnie dla części niskoprężnej i wysokoprężnej turbiny.



Rys. 1. Typowa struktura układu regulacji turbiny parowej (np. dla części wysokoprężnej) z wyróżnieniem elementów wykonawczych

W dalszej kolejności sygnały są kierowane do wzmacniacza mocy. Przetworniki EH części WP i SP, ustalają ciśnienia sterujące dla siłowników poruszających dźwignię sprzężenia zwrotnego serwomotoru wykonawczego (por. Rys. 2). Serwomotor napędza mechanizm rozrządu z wałem krzywkowym. Napęd odbierany jest z wału poprzez rolę umocowaną na końcu dźwigni podnoszącej zawór.

Literatura ([8],[13],[16],[20]) oraz doświadczenie i wiedza specjalistów pozwalają wyróżnić podstawowe niesprawności i uszkodzenia.

Uszkodzenia związane z przetwornikiem elektrohydraulicznym:

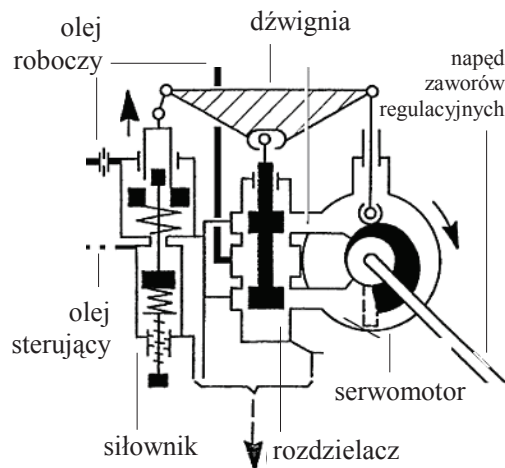
- nieliniowości przetwornika (zmiany punktu pracy),
- zwarcie w uzwojeniach cewki,
- ograniczenie ruchu rdzenia przez zanieczyszczenia,

- zwiększone opory ruchu.

Uszkodzenia związane z zaworami olejowymi (rozdzielaczami):

- zmiany zakresu ruchu (erozja, zanieczyszczenia, zakleszczenie),
- turbulencje w przepływie, zwiększone opory ruchu suwaka,
- cofanie się oleju na skutek różnic ciśnienia w kanałach dolotowych,
- przecieki oleju,
- zanieczyszczenia w przewodach olejowych oraz oleju
- zmiany właściwości oleju związane np. ze spadkiem jego gęstości, zużywaniem się, zmianami temperatury, itp.

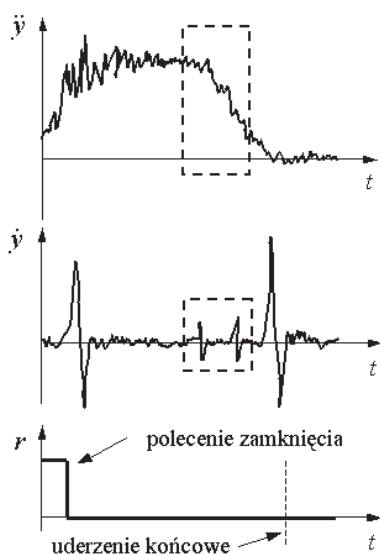
Jako możliwe uszkodzenia rozdzielaczy, należy wymienić możliwość docięnięcia suwaka do tulei (np. na skutek nieosiowości) powodujące przerwanie warstwy smaru i wystąpienie efektu tarcia suchego w wyniku którego, suwak może ulec zakleszczeniu [16]. Niesprawność jest konsekwencją wystąpienia zanieczyszczeń, nadmiernej chropowatości współpracujących części lub nadmiernego czasu przebywania suwaka w jednej pozycji [16].



Rys. 2. Rysunek poglądowy serwomotoru obrotowego wraz z elementami współpracującymi: rozdzielaczem oraz siłownikiem (strzałki pokazują kierunek ruchu elementów mechanicznych)

Uszkodzenia zaworów regulacyjnych zasilania turbiny parą mogą być związane z drganiami zaworu na skutek przepływu i rozprężania pary. Obudowa wraz elementami składającymi się na zawór (Rys. 4) nagrzewają się do wysokich temperatur oraz są poddawane naprężeniom udarowym. Może to powodować pęknięcie obudów lub wrzecion. Istnieje również możliwość zatarcia wrzeciona w tulei (Rys. 3), prowadząca do unieruchomienia zaworu w pozycji otwartej. Początkowymi symptomami przycierania jest wzrost sił tarcia zwiększających obciążenie serwomotoru. Przyczyną zatarcia mogą stać się m. in. elementy obce o różnych rozmiarach, które dostały się w pobliże zaworu regulacyjnego na

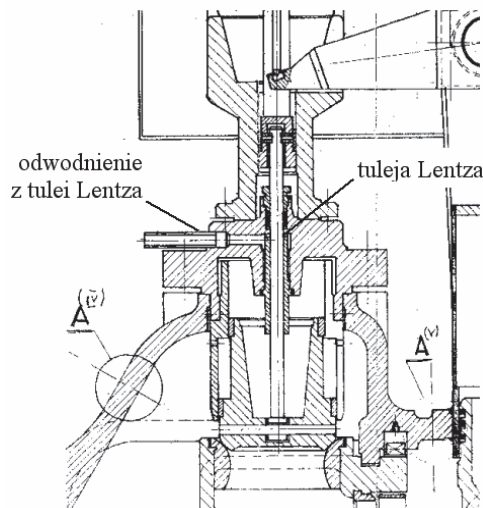
skutek uszkodzenia filtra. Drobne elementy obce, które dostały się w obszar grzybka mogą zaburzać przepływ pary zmieniając geometrię szczeliny przepływowej.



Rys. 3. Drgania obserwowane na zaworach regulacyjnych (na podstawie [20]) ( $\ddot{y}$ ,  $\dot{y}$ ,  $r$  - odpowiednio przyspieszenie oraz prędkość drgań obudowy zaworu, zadane położenie zaworu)

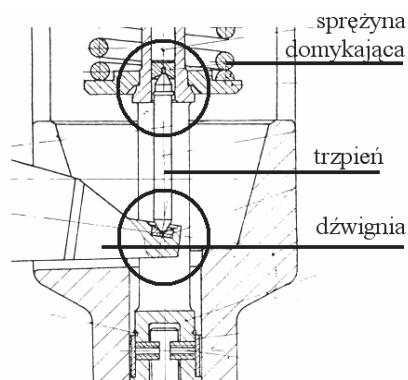
Prawdopodobieństwo wystąpienia niesprawności związanych z zatarciami i przytarciami zwiększa się w wyniku dłuższych postojów, podczas których dochodzi do wystudzenia maszyny i krystalizacji zanieczyszczeń, szczególnie frakcji solnych. Miejsce osadzania się soli są karby uszczelniające wrzeciona poruszającego się w tulei (Rys. 4). Karby składają się na ekspansyjne uszczelnienie labiryntowe przeciwdziałające przeciekowi pary przez zawór. Symptomami nadmiernych przytarcz jest nierównomierny bieg turbiny skutkujący wahaniami mocy w zależności od położenia zaworów. Całkowite zatarcie zaworu uniemożliwia ruch serwomotoru powodując jego unieruchomienie. W niektórych konstrukcjach zaworów regulacyjnych grzybek jest mocowany na stosunkowo wąskim przedłużeniu wrzeciona. Zdarzały się sytuacje, w których dochodziło do pęknięcia połączenia i całkowitego oderwania się grzybka, który najczęściej przytykał wylot dyszy zaworu.

Niesprawności związane z przytarciami występują również na skutek zanieczyszczeń oleju. Obecnie niesprawności te zostały praktycznie wyeliminowane poprzez zastosowanie ulepszonych filtrów olejowych oraz dobrej jakości olejów.



Rys. 4. Typowa budowa dolnej części zaworu regulacyjnego z tuleją uszczelniającą

Zawory mogą wykazywać również nadmierne nieszczelności. Okresowo mogą również wystąpić zmiany w sztywności sprężyn domykających zawór lub niewłaściwe zakresy luzów i ustawień kątów otwarcia zaworów w mechanizmie krzywkowym podnoszącym zawory, wymagające okresowych korekcyj w czasie remontów i przeglądów eksploatacyjnych (o ile takie rozwiązanie grupowej regulacji jest stosowane). Zdarza się również wysprężenie zaworu (Rys. 5) związane ze skokową zmianą obciążenia serwomotoru. Możliwe jest obluzowanie lub nawet wybite gniazda zaworu na skutek udarowych sił o znacznych wartościach. Wymienione niesprawności ujawniają się najczęściej podczas rutynowych remontów związanych z demontażem podzespołów turbiny, konserwacją i ponownym ich montażem.



Rys. 5. Typowy przykład zasprężenia dźwigni mechanizmu krzywkowego z wrzecionem zaworu

W starszych turbinach<sup>1</sup>, o okresie eksploatacji powyżej 30 lat, powierzchnie toczne krzywek nie

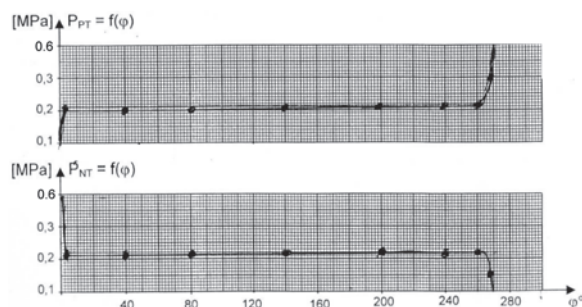
<sup>1</sup> Np. Zamech TK50, Skoda K-50-90

zużyły się i są zdadne do dalszej eksploatacji. W ramach działań konserwacyjnych wymaga się smarowania oraz przeglądów łożysk podpierających wał, na którym osadzone są krzywki współpracujące z dźwigniami podnoszącymi zawory poprzez łożyskowane tocznie rolki.

W większości przypadków, szczególnie w Polsce, nie monitoruje się przemieszczeń zaworów lub jego drgań, ze względu na koszt dodatkowych przetworników. Pomiary przeprowadza się przy pomocy specjalizowanych urządzeń pomiarowych podczas okresowych przeglądów i remontów. Wykonuje się wtedy również charakterystyki statyczne potwierdzające poprawne ustawienie kątów podnoszenie zaworów na wale krzywkowym.

Serwomotor podnoszący zawory jest jednym z najbardziej niezawodnych urządzeń. Wykonywany jest jako obrotowy lub o ruchu prostoliniowym dwustronnego działania. Charakterystyczne zmiany ciśnienia cieczy hydraulicznej w cylindrach serwomotoru mogą stać się symptomami wielu niesprawności w układzie hydraulicznym, zaworach regulacyjnych oleju (rozdzielaczu) oraz w zaworach regulacyjnych pary do turbiny.

Typowe testy diagnostyczne (Rys. 6) polegające na wyznaczeniu charakterystyk statycznych elementów wykonawczych i sterujących są praktykowane przez zewnętrzne firmy remontowe. W wielu przypadkach sprawdza się w ten sposób ewentualne przytarcia, określając stopień nierównomierności np. wysunięcia trzpienia suwaka rozdzielczego, lub położenie zaworów regulacyjnych. Stosuje się w tym celu elektroniczne czujniki pomiarowe lub mechaniczne zegarowe.



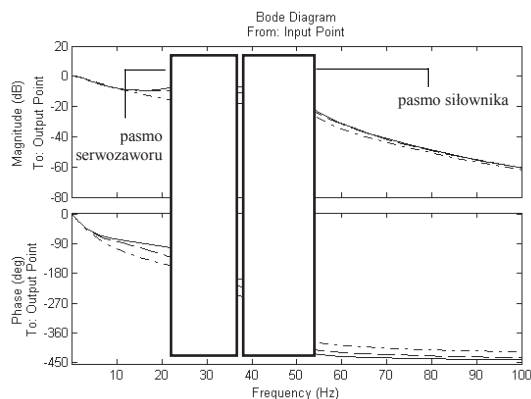
Rys. 6. Charakterystyka statyczna ciśnienia pod tłokiem ( $P_{PT}$ ) oraz nad tłokiem ( $P_{NT}$ ) w funkcji przemieszczenia kąowego ( $\varphi$ ) wału serwomotoru

Podsumowując przegląd typowych niesprawności i uszkodzeń układów regulacji turbin parowych możliwe jest wyróżnienie dwóch podstawowych symptomów diagnostycznych umożliwiających detekcję uszkodzenia (Rys. 7):

- zmian wartości własnych związanych z serwowaworem lub przetwornikiem EH (w zależności od tego czy jest to układ laboratoryjny czy układ regulacji obiektu przemysłowego),

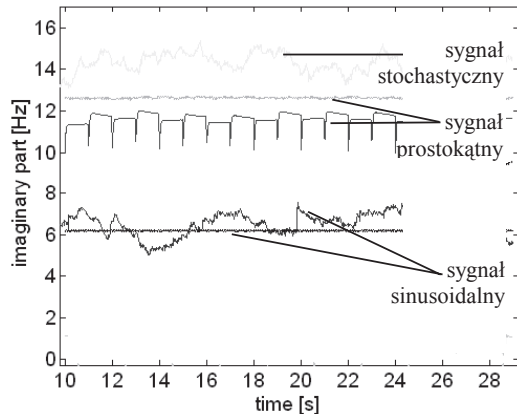
- zmian wartości własnych związanych z serwowmotorem lub siłownikiem.

Lokalizacja oraz ocena stopnia uszkodzenia jest możliwa np. poprzez porównywanie zmian estymowanych parametrów modeli lokalnych pomiędzy poszczególnymi punktami pomiarowymi układu regulacji.



Rys. 7. Poglądowy wykres wskazuje na dwa podstawowe obszary częstotliwości własnych elementów składowych układu hydraulicznego [podczas linearyzacji zmieniano w modelu układu laboratoryjnego bezwymiarowy współczynnik tłumienia (ang. damping rate) suwaka serwowaworu: linia ciągła  $d=0.1$ , linia kreskowa  $d=0.3$ , linia kreska-kropka  $d=0.9$ ]

Ze względu na silne nieliniowości oraz obecność pętli sprzężenia zwrotnego wartości własne linearyzowanego modelu zawierają się w dość szerokich pasmach podczas zmian, np. wzmocnień w układzie (odpowiada to ewentualnym modelom przecieków). W dalszej części artykułu poddano analizie zmiany wartości własnych związanych z siłownikiem/serwowmotorem, które wykazują silne zmiany wartości proporcjonalne do zmian obciążenia, a więc np. przytarcia/zatarcia zaworów regulacyjnych, wysprzężenia zaworu. Nieliniowości fizyczne i geometryczne elementów układu regulacji obiektu przemysłowego/układu laboratoryjnego powodują wzajemne sprzężenie ich wartości własnych, które zależą od siebie wzajemnie, jak również zależą od sygnału zadanego, tj. jego amplitudy, częstotliwości oraz kształtu jego przebiegu. Szczegółowe badania przeprowadzono w tym zakresie na układzie laboratoryjnym dla kilkudziesięciu różnych kombinacji rodzajów sygnałów, ich amplitud oraz częstotliwości. Wykres (Rys. 8) pokazuje wyniki identyfikacji parametrów modelu  $RARX(2,1,1)$ , z których wyznaczono następnie bieguny, a w dalszej kolejności wydzielono części urojone biegunów. Wartości własne zależą również silnie od temperatury oleju oraz ciśnienia zasilania.



Rys. 8. Przebiegi w czasie części urojonych biegunów identyfikowanego rekursywnie modelu w postaci transmitancji dla identycznej konfiguracji układu laboratoryjnego, podczas zmian rodzaju sygnału zadanego (przemieszczenia tłoczyska siłownika) oraz jego amplitudy

#### 4. MODEL ANALITYCZNY

Matematyczny model układu regulacji obiektu przemysłowego (uwzględniający nieliniowości) obejmuje regulator mechaniczny, serwomotor z rozdzielaczem i zaworami (por. Rys. 2), przetwornik elektrohydrauliczny. Model taki powinien służyć do wyciągania wniosków jakościowych oraz sugerować potencjalne problemy, które należy modelować fizycznie z wykorzystaniem układu laboratoryjnego oraz przy pomocy matematycznego modelu układu laboratoryjnego. Ograniczona użyteczność modelu układu regulacji obiektu przemysłowego do wnioskowania ilościowego wynika z braku możliwości przeprowadzenia pomiarów wartości wymaganych parametrów na wybranym obiekcie przemysłowym.

Przy pomocy modelu matematycznego układu regulacji obiektu przemysłowego oraz modelu matematycznego układu laboratoryjnego badano wpływ uszkodzeń addytywnych oraz zmian w wartościach parametrów fizycznych i geometrycznych tych modeli.

#### 4.1. Przetwornik elektrohydrauliczny

Przetwornik elektrohydrauliczny stosowany w układzie regulacji obiektu przemysłowego jest dwustopniowy i zawiera odbiornik oraz wzmacniacz hydrauliczny, zasilane odpowiednio olejem impulsowym (sterującym) oraz roboczym. Przyjęto uproszczony model przetwornika elektrohydraulicznego, składający się z modelu układu elektrycznego cewki generującej pole elektromagnetyczne i oddziałującej na wrzeciono zaworu olejowego. Tego typu model matematyczny jest często przedstawiany w literaturze [16].

#### 4.2. Siłownik

Model przepływu wiążący strumień objętościowy cieczy przepływający przez dany przekrój (zwężkę) przewodu z ciśnieniem, równania bilansu sił ciśnienia oleju oraz reakcji sprężyny i obciążenia wyraża się następująco (por. Rys. 2):

$$q = \kappa A_0 \operatorname{sgn}(\Delta p) \sqrt{\frac{2}{\rho} |\Delta p|}$$

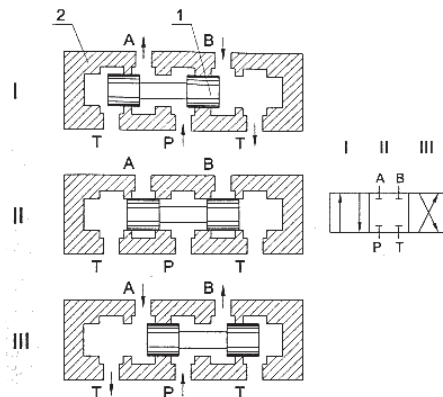
$$\frac{dp}{dt} = \frac{\beta}{V} (q - v_s A) \quad (2)$$

$$m_s \frac{dv_s}{dt} = F_0 - pA_s - k_s y_s - f(v_s)$$

$$\frac{dy_s}{dt} = v_s$$

#### 4.3. Rozdzielacz

W rozdzielaczu (Rys. 9) mogą być stosowane przekrycia ujemne, zerowe lub dodatnie, określają one wzajemne położenie krawędzi sterujących suwaka i odpowiedniego kanału w tulei suwakowej.



Rys. 9. Typowy schemat budowy rozdzielacza trzypołożeniowego, czterodrogowego wraz z jego schematem [16]. Oznaczenia: 1) suwak sterujący, 2) obudowa

Przekrycia dodatnie charakteryzują się znaczną strefą nieczułości. Zazwyczaj stosuje się rozdzielacze z przekryciami niezerowymi, które są trudne do uzyskania ze względu na wymagana dokładność procesu technologicznego [16]. W rozpatrywanym obiekcie przemysłowym rozdzielacze posiadały przekrycia dodatnie. Przyjmuje się model burzliwego przepływu cieczy przez rozdzielacz, dla którego współczynnik oporów jest niezależny od liczby Reynoldsa. Rozdzielacz jest zasilany ze źródła o stałym ciśnieniu  $p_p$ . Równania przepływów pomiędzy wejściami i wyjściami rozdzielacza jest następujące:



$$\begin{cases} \Delta p_{PA} = p_p - p_A \\ \Delta p_{BT} = p_B - p_T \\ \Delta p_{AT} = p_A - p_T \\ \Delta p_{PB} = p_p - p_B \end{cases}, \begin{cases} q_A = q_{PA} - q_{AT} \\ q_P = q_{PA} - q_{PB} \\ q_B = q_{PB} - q_{BT} \\ q_T = q_{AT} - q_{BT} \end{cases}, \quad (3)$$

oraz

$$\begin{cases} q_{PA} = \kappa \frac{\alpha}{2\pi} R y \sqrt{|\Delta p_{PA}|} \operatorname{sgn}(\Delta p_{PA}) & \text{dla } (y_d - y_{d0}) \geq 0 \\ q_{BT} = \kappa \frac{\alpha}{2\pi} R y \sqrt{|\Delta p_{BT}|} \operatorname{sgn}(\Delta p_{BT}) & \text{dla } (y_d - y_{d0}) \geq 0 \\ q_{AT} = \kappa \frac{\alpha}{2\pi} R y \sqrt{|\Delta p_{AT}|} \operatorname{sgn}(\Delta p_{AT}) & \text{dla } (y_d + y_{d0}) < 0 \\ q_{PB} = \kappa \frac{\alpha}{2\pi} R y \sqrt{|\Delta p_{PB}|} \operatorname{sgn}(\Delta p_{PB}) & \text{dla } (y_d + y_{d0}) < 0 \end{cases} \quad (4)$$

gdzie  $p_A, p_B$  są ciśnieniami oleju zasilającego serwomotor, zmienne indeksowane w sposób złożony, np.  $q_{PA}$  oznaczają dodatkowo drogę przepływu pomiędzy portami P i A rozdzielacza.

#### 4.4. Serwomotor

Równania ciśnień oddziałujących na tłok serwomotoru w przypadku różnej jego powierzchni są następujące:

$$\begin{aligned} \frac{V_{A0} + S_A y_m}{\beta} \frac{dp_A}{dt} &= -q_{AA} - q_l + q_A \\ \frac{V_{B0} + S_B (g - y_m)}{\beta} \frac{dp_B}{dt} &= q_{BB} + q_l + q_B \end{aligned} \quad (5)$$

Model strat ciśnienia przyjmuje postać:

$$p_A - p_B = Z q_l \quad (6)$$

w przypadku przepływu laminarnego lub postać

$$p_A - p_B = W q_l^2 \quad (7)$$

w przypadku przepływu turbulentnego. Wzajemne oddziaływanie tłoka i cieczy jest modelowane jako

$$q_{AA} = S_B v_m, \quad q_{BB} = S_A v_m \quad (8)$$

Dynamikę ruchu tłoka opisuje równanie

$$m_m \frac{dv_m}{dt} = p_A S_A - p_B S_B - F - f(v_m) \quad (9)$$

Ostatecznie otrzymujemy cztery równania pierwszego rzędu przyjmując za zmienne stanu  $p_A, p_B, v_m, y_m$

$$\begin{aligned} \frac{V_{A0} + S_A y_m}{\beta} \frac{dp_A}{dt} &= -\frac{p_A}{R} + \frac{p_B}{R} - S_A v_m + q_A \\ \frac{V_{B0} + S_B (g - y_m)}{\beta} \frac{dp_B}{dt} &= \frac{p_A}{R} - \frac{p_B}{R} + S_B v_m + q_B \end{aligned} \quad (10)$$

$$m_m \frac{dv_m}{dt} = p_A S_A - p_B S_B - F - f(v_m)$$

$$\frac{dy_m}{dt} = v_m$$

W przypadku serwomotoru obrotowego zastosowanego w układzie regulacji obiektu przemysłowego równania ulegają nieznacznej modyfikacji ze względu na przyjęcie jako zmiennych stanu kąta oraz prędkości obrotu wału serwomotoru. Wzajemne oddziaływanie tłoka i cieczy przy dodatkowym założeniu równości obydwu stron powierzchni tłoka, jest modelowane jako

$$\frac{V_{A0} + \frac{S \cdot R}{2\pi} \cdot \varphi}{\beta} \frac{dp_A}{dt} = -q_C - q_l + q_A \quad (11)$$

$$\frac{V_{B0} + \frac{S \cdot R}{2\pi} (\gamma - \varphi)}{\beta} \frac{dp_B}{dt} = q_C + q_l + q_B$$

Wzajemne oddziaływanie tłoka i cieczy jest modelowane jako

$$q_C = C \omega, \quad \text{gdzie } C = \frac{S \cdot R}{2\pi} \quad (12)$$

Ostatecznie otrzymuje się:

$$\begin{aligned} \frac{V_{A0} + C \varphi}{\beta} \frac{dp_A}{dt} &= -\frac{p_A}{R} + \frac{p_B}{R} - C \omega + q_A \\ \frac{V_{B0} + C (\gamma - \varphi)}{\beta} \frac{dp_B}{dt} &= \frac{p_A}{R} - \frac{p_B}{R} - C \omega + q_B \end{aligned} \quad (13)$$

$$I \frac{d\omega}{dt} = p_A \cdot S \cdot R - p_B \cdot S \cdot R - M - f(\omega)$$

$$\frac{d\varphi}{dt} = \omega$$

#### 4.5. Zawory wraz z mechanizmem krzywkowym

Model umożliwia symulację sekwencyjnego otwierania zaworów, poprzez stopniowe dołączanie kolejnych mas, sztywności, tłumień oraz sił powodowanych przepływem pary do równania serwomotoru.

## 5. BADANIA LABORATORYJNE

Pomiary prowadzono na stanowisku laboratoryjnym

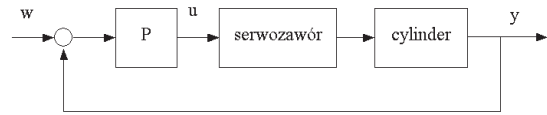
Starając się uwzględnić specyfikę pomiarów na obiekcie przemysłowym, uwzględniając analogię do punktów pomiarowych oraz rodzajów mierzonych sygnałów. Prowadzono pomiary następujących zmiennych:

- wielkości zadanej (położenia siłownika),
- przemieszczenia tłoczyska siłownika (przetwornik firmy BALLUFF model BTL-B11-0250-B-KA05 o wewnętrznej częstotliwości próbkowania  $f=1$  [kHz]),
- siły na tłoczysku (przetwornik ZEPWN model CL14, zakres do 20 [kN])
- ciśnienie zasilania ( $p_p$ ) (przetwornik Danfoss model MBS 32-2415-1AB08 z zakresem ciśnień 0-40 [MPa]),
- ciśnienie wylotowe ( $p_f$ ) (przetwornik Danfoss model MBS 32-2415-1AB08 z zakresem ciśnień 0-2.5 [MPa]),
- ciśnienie w komorze A ( $p_A$ ) (przetwornik Danfoss model MBS 32-2415-1AB08 z zakresem ciśnień 0-25 [MPa]),
- ciśnienie w komorze B ( $p_B$ ) (przetwornik Danfoss model MBS 32-2415-1AB08 z zakresem ciśnień 0-25 [MPa]),

Zadawano wysunięcie tłoczyska siłownika sygnałem o przebiegu prostokątnym i sinusoidalnym ( $f_1=1/2\pi$ [Hz],  $f_2=5$ [Hz],  $f_3=10$ [Hz]), również o zmiennej częstotliwości (od 0-17[Hz]) oraz przy pomocy szerokopasmowego szumu o rozkładzie normalnym. Do zadawania pozycji tłoczyska służyło oprogramowanie realizujące również funkcje regulatora proporcjonalnego ze wzmocnieniem ustalonym jako  $P=0.3$ .

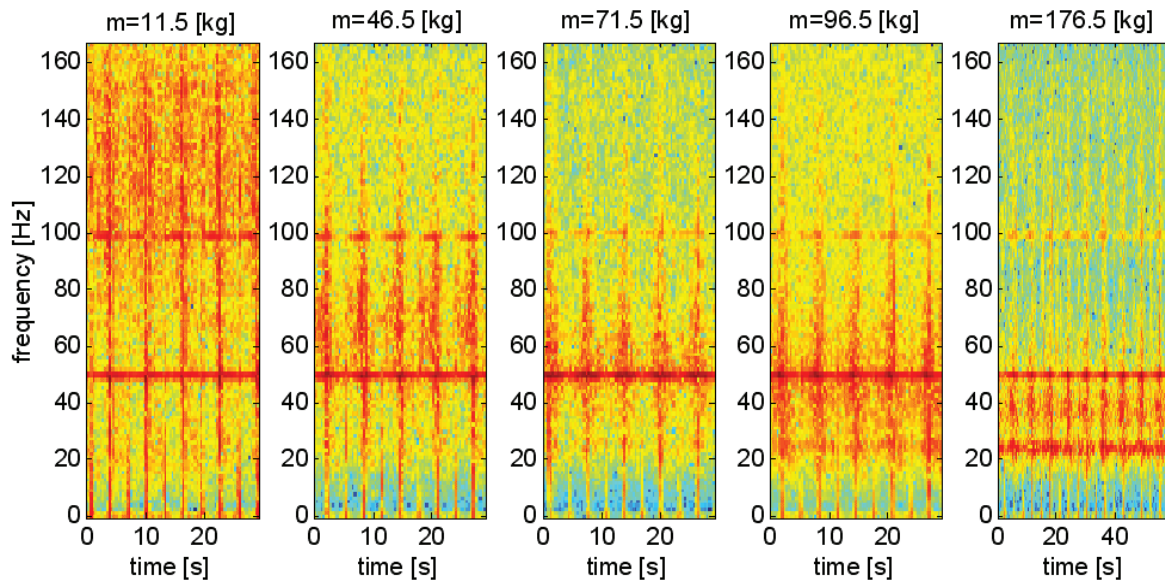
Pomiary wykonywano dla nieobciążonego tłoczyska siłownika (masa tłoczyska  $m=9.5$  [kg], masa czujnika siły zamontowanego w linii tłoczyska

$m_f = 2$  [kg]) oraz dla obciążonego poprzez 3 ruchome pomosty (każdy o masie  $m_p=12$  [kg]) przemieszczające się w pionowych prowadnicach z opcją możliwości połączenia śrubami z tłoczyskiem. Dodatkowo tłoczysko może zostać obciążone specjalnymi masami ( $3 \times m_A=25$  [kg] oraz  $m_B=40$  [kg] przykręcanymi do jednego z pomostów przy pomocy śrub).

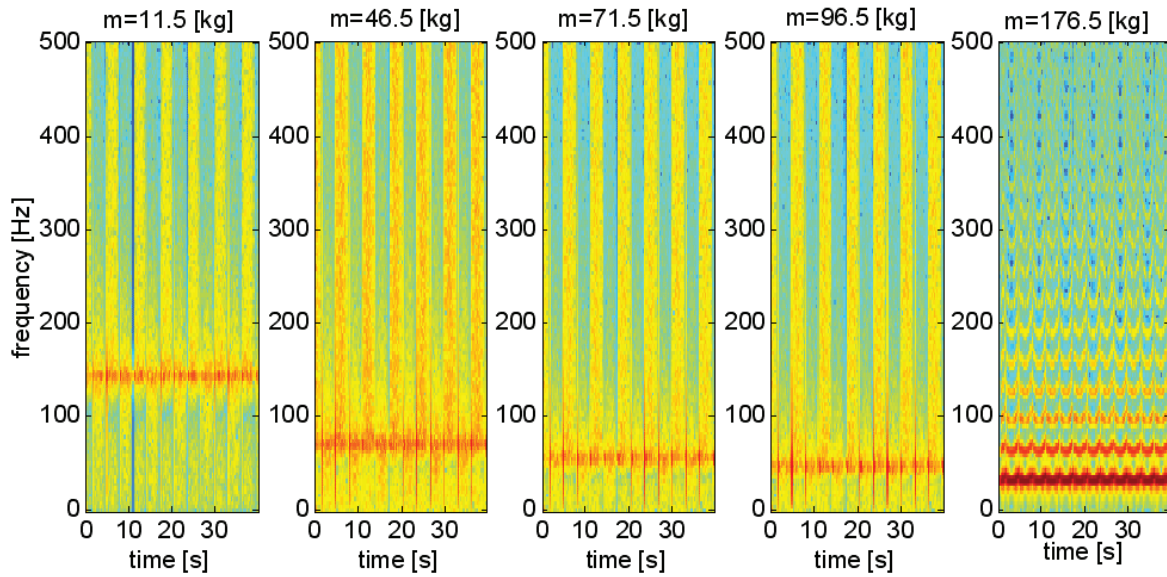


Rys. 10. Schemat układu hydraulicznego

Przeprowadzono serię eksperymentów laboratoryjnych i numerycznych na modelu matematycznym układu laboratoryjnego, podczas których zmieniano obciążenie tłoczyska siłownika, rodzaj sygnału jego częstotliwość oraz amplitudę. Dla prezentacji w artykule fragmentu badań z wielu zarejestrowanych sygnałów na stanowisku laboratoryjnym wybrano zbiór sygnałów, w którym zastosowano takie samo wymuszenie sinusoidalne z pulsacją  $\omega=1$  [rad/s], o amplitudzie maksymalnej  $h=120$  [mm], ciśnienie zasilania około  $p_p=12$  [MPa], regulator proporcjonalny  $P=0.3$ . Jako sygnał wyjściowy wybierano zmiany ciśnienia  $p_B$  lub przemieszczenie siłownika. Zastosowano zmienne obciążenie przy niezmiennych sygnałach zadawanych. Wyniki porównano z symulacją na podstawie modelu matematycznego układu laboratoryjnego. Wyniki prezentują wykresy (Rys. 11, Rys. 12).

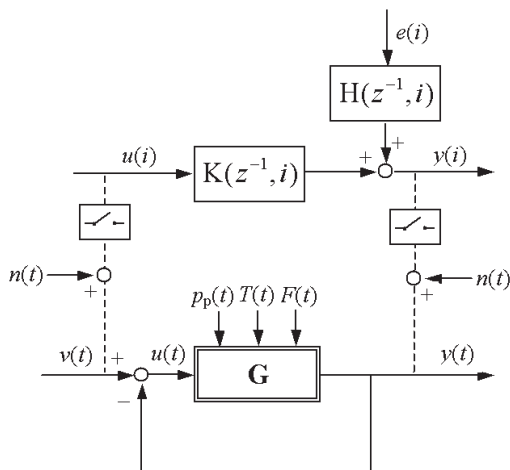


Rys. 11. Seria spektrogramów uszeregowanych według wzrastającego obciążenia wykonana na podstawie sygnału ciśnienia  $p_B$  w komorze B siłownika



Rys. 12. Seria spektrogramów uszeregowanych według wzrastającego obciążenia wykonana na podstawie sygnału ciśnienia  $p_B$  w komorze B siłownika (model numeryczny)

Podczas identyfikacji parametrycznej przyjęto następujący schemat (Rys. 13). Pożądanymi warunkami praktycznej realizowalności podejścia jest ograniczenie złożoności obliczeniowej algorytmów, dlatego ograniczono rozważania do modeli RARX. Jako zakłócenia/wejścia uszkodzeń addytywnych obiektu, można wymienić temperaturę  $T(t)$ , ciśnienie zasilania  $p_p(t)$  oraz zmienne obciążenie  $F(t)$ . Wartość siły  $F(t)$  może być determinowana, między innymi nieprawidłowym działaniem zaworów regulacyjnych, tak jak to omówiono w rozdziale 3.



Rys. 13. Identyfikacja parametrów modelu na podstawie sygnałów  $v(t)$  oraz  $y(t)$

## 6. METODY IDENTYFIKACJI

Możliwe jest wyróżnienie dwóch podstawowych grup modeli:

- nieparametrycznych,

- parametrycznych.

Modele parametryczne wykorzystują najczęściej operatorowy zapis dynamiki systemu w postaci transmitancji (funkcji przejścia) lub równań stanu. Przyjęto zapis obiektu w postaci torów wejść-wyjść oraz zakłóceń-wyjść ([4],[9],[10],[11],[12]). Oznacza to, że dla modeli wielomianowych zakłócenia opisuje się jako sprowadzone na wyjście obiektu:

$$\mathbf{y}(i) = \mathbf{G}(z^{-1}, i)\mathbf{u}(i) + \mathbf{H}(z^{-1}, i)\mathbf{e}(i) \quad (14)$$

gdzie  $e(i)$  jest białym szumem. Jeżeli zakłócenia oddziałujące na obiekt nie są modelem białego szumu, przyjmuje się opis złożony w postaci filtru  $H(z^{-1}, i)$  na którego wejściu jest biały szum. Analogicznie wygląda sytuacja w przypadku modelu nieparametrycznego (np. estymator widma Blackmana-Tukeya), który zapisujemy następująco:

$$\mathbf{y}(i) = \mathbf{G}(j\omega, i)\mathbf{u}(i) + \mathbf{H}(j\omega, i)\mathbf{e}(i) \quad (15)$$

lub dla nieznanego wejścia w postaci niestacjonarnego modelu ciągu czasowego:

$$\mathbf{y}(i) = \mathbf{H}(j\omega, i)\mathbf{e}(i) \quad (16)$$

Podstawową zaletą częstotliwościowych metod nieparametrycznych jest brak konieczności założeń co do struktury modelu oraz liniowości obiektu. W wielu przypadkach jest ona traktowana jako wstępna analiza do poznania właściwości obiektu i poprzedza identyfikację parametryczną. Niestacjonarne modele ciągów czasowych estymowane są najczęściej jako okienkowane. Sygnał dzielony jest na wiele okienek

zawierających określoną liczbę próbek. Zakłada się stacjonarność sygnałów w obrębie okienka. Modele niestacjonarne przedstawiane są w postaci wykresów kaskadowych lub spektrogramów o amplitudzie najczęściej w skali logarytmicznej.

Dla modeli parametrycznych identyfikowanych on-line stosowane są następujące podstawowe podejścia:

- (i) podejścia filtru Kalmana, gdzie zmiany wartości parametrów modelu o strukturze równań stanu modeluje się jako błądzenie losowe (ang. random walk),
- (ii) podejście oparte na współczynniku zapominania określającym stopień dyskонтowania przeszłych wartości ciągu czasowych wyjściowych i /lub wejściowych,
- (iii) podejść opartych na metodach iteracyjnego poszukiwania minimum funkcji błędu,

Stosowane są algorytmy:

- (i) rekurencyjnej metody najmniejszych kwadratów umożliwiające uzyskanie rozwiązania dokładnego i stosowna wyłącznie do struktur AR oraz ARX,
- (ii) rekurencyjnej metody błędu predykcji RPEM oraz jej uproszczonej wersji w postaci rekurencyjnej metody regresji pseudoliniowej RPLR<sup>2</sup>

Podstawowym problemem podczas identyfikacji jest możliwość złego uwarunkowania macierzy kowariancji w równaniach estymatora. W praktyce oznacza to złe uwarunkowanie numeryczne algorytmów wyznaczania parametrów. Przyczyną złego uwarunkowania macierzy kowariancji może być:

- (i) występowanie sprzężenia zwrotnego pomiędzy wejściem i wyjściem (nadmierna korelacja pomiędzy elementami macierzy).
- (ii) zbyt małym pobudzeniem obiektu podczas identyfikacji,
- (iii) nadparametryzacji (ang. overfitting),
- (iv) zbyt krótkiego okresu próbkowania,
- (v) nieodpowiedniej wartości współczynnika zapominania  $\alpha$ , lub złego uwarunkowania warunków początkowych w metodach iteracyjnych oraz filtracji Kalmana.

Wielokrotnie w praktycznych zastosowaniach zachodzi potrzeba identyfikacji obiektów objętych pętlą sprzężenia zwrotnego. Wpływ sprzężenia zwrotnego może mieć dwojakie znaczenie [9]:

- (i) jakościowe, uniemożliwiając w szczególnych przypadkach identyfikację obiektu,

- (ii) ilościowe, prowadzące do błędów ocen parametrów modelu.

W literaturze uzasadnia się potrzebę identyfikacji obiektów ze sprzężeniem zwrotnym (regulatorem) w przypadkach, gdy ([15],[9]):

- (i) obiekty przemysłowe nie mogą pracować bez regulatora ze względów bezpieczeństwa,
- (ii) obiekty niestabilne wymagają regulatora dla poprawnego (stabilnego) działania,
- (iii) wybrane obiekty przemysłowe generują duże straty ekonomiczne na skutek odłączenia regulatora na czas identyfikacji,
- (iv) wiele obiektów posiada sprzężenia zwrotne poprzez elementy wynikające z ich budowy (stanowiące integralną część obiektu),

Wszystkie wymienione przypadki zachodzą dla układu regulacji turbiny, ponieważ:

- osiągnięcie przez turbinę zakresu prędkości krytycznych i pozostawanie w zakresie takich obrotów przez dłuższy czas może spowodować jej uszkodzenie,
- zmiany w parametrach regulatora turbiny i procesów pomocniczych mają bezpośredni wpływ na koszt wytwarzania energii i dostarczania pary do procesów przemysłowych,
- układ hydrauliczny jest przykładem dodatkowych sprzężeń zwrotnych, np. pomiędzy cieczą i elementami mechanicznymi.

Identyfikacja modelu obiektu  $G(z^{-1})$  oraz modelu zakłóceń  $H(z^{-1})$  jest możliwa metodą bezpośrednią lub pośrednią. Metoda pośrednia wymaga znajomości sygnału zadanego [9]. Rozwiązaniem bardziej przydatnym z punktu widzenia praktyki jest identyfikacja bezpośrednia, pomijająca wpływ obecności pętli sprzężenia zwrotnego [9].

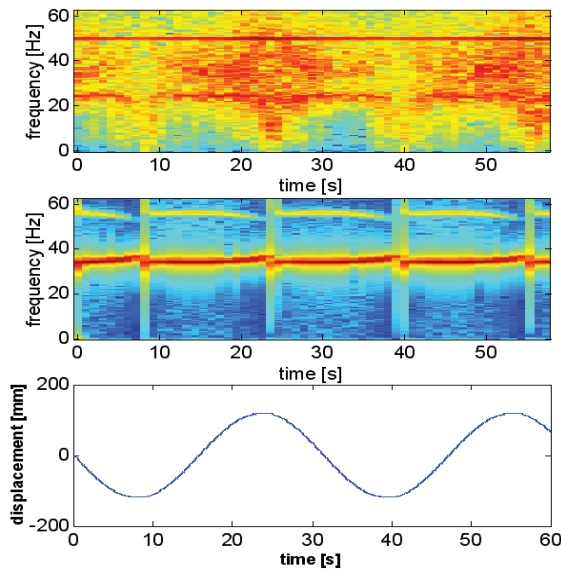
## 7. WYNIKI IDENTYFIKACJI NIEPARAMETRYCZNEJ

Z sygnałów uzyskanych na podstawie eksperymentu laboratoryjnego oraz symulacji numerycznej z użyciem matematycznego modelu układu laboratoryjnego usunięto sinusoidalną składową stałą, a następnie przedstawiono na serii spektrogramów z oknem częstotliwościowym o rozdzielczości  $w=256$  punktów według wzrastającego obciążenia siłownika (Rys. 11). Zmiana (wzrost) obciążenia widoczna jest jako zmniejszenie się częstotliwości drgań własnych siłownika, w tym przypadku oscylacji ciśnienia w komorze B siłownika, co można wykazać obserwując wąskopasmowy szum na kolejnych spektrogramach od lewej (Rys. 11) najpierw w okolicach 120-140 [Hz], a następnie dalej 60-70 [Hz], 45-65 [Hz], 35-55 [Hz], kończąc na 30-50

<sup>2</sup> Metoda zastosowana do estymacji parametrów modelu ARMAX/ARMA nosi nazwę ELS (ang. Extended Least Squares)

[Hz]. Częstotliwości własne są słabo widoczne i rozmyte ze względu na nieliniowy i stochastyczny charakter drgań. Należy zwrócić uwagę na silnie uwydatnione częstotliwości drgań pomp o harmonicznych  $f=50,100$  [Hz] oraz o częstotliwości  $f \approx 25$  [Hz], która to harmoniczna ujawnia się przy obciążeniu  $m=96.5$  [kg] oraz  $m=176,5$  [kg]. Szczegóły dotyczące analizy tła oraz redukcji wpływu zakłóceń staną się tematem oddzielnej publikacji.

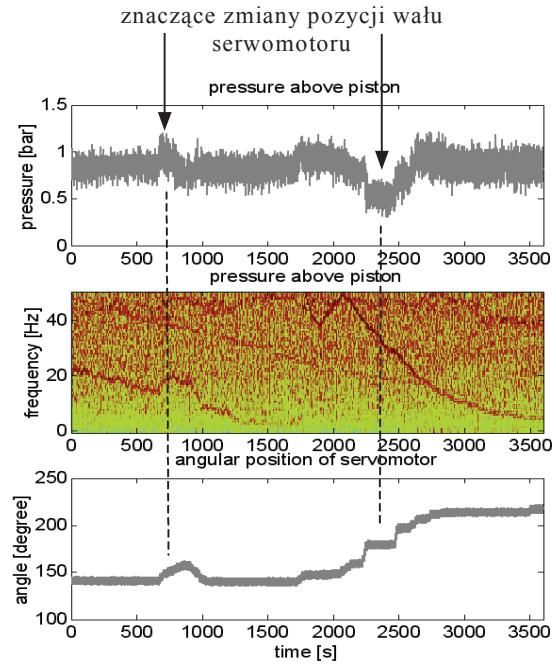
Z punktu widzenia potrzeb identyfikacji wymagane jest odpowiednie pobudzenie obiektu mające na celu zwiększenie stosunku sygnał/szum. Przykład wzbudzenia się układu podążającego za pozycją zadaną o przebiegu sinusoidy o częstotliwości  $\omega=1$  [rad/s] przedstawia wykres (Rys. 14). Zwrot kierunku działania siłownika objawia się wzbudzeniem szerokiego pasma częstotliwości własnych. Drgania są silnie tłumione aż do kolejnej zmiany kierunku ruchu siłownika.



Rys. 14. Nieparametryczny model sygnału przemieszczenia siłownika w dziedzinie czasu i częstotliwości dla układu laboratoryjnego (górze), symulacji numerycznej matematycznego modelu układu laboratoryjnego (środek) oraz sygnału zadanego przedstawionego w dziedzinie czasu (dół)

Porównując wyniki symulacji numerycznej z działaniem obiektu przemysłowego przy pomocy analizy częstotliwościowej (Rys. 15) zauważa się, że w chwilach pracy ustalonej widoczny jest głównie szum, dopiero zmiana pozycji serwowalora prowadzi do pojawienia się wyraźnych składowych harmonicznych. W celu lepszej widoczności korelacji pomiędzy przebiegami czasowymi wielkości fizycznych, np. ciśnienia oraz ich okienkowanymi modelami widmowymi w dziedzinie czasu i częstotliwości

zestawiono przykładowe wykresy łącznie (Rys. 15).



Rys. 15. Zestawienie przebiegów czasowych sygnałów w układzie regulacji obiektu przemysłowego (górze, dół) oraz modelu nieparametrycznego sygnału ciśnienia w cylindrze serwowalora (środek)

## 8. WYNIKI IDENTYFIKACJI PARAMETRYCZNEJ

Podczas identyfikacji parametrycznej estymowana wartości parametrów, a następnie wyznaczano na ich podstawie bieguny obserwując te, które posiadały wartości urojone. Przyjęto, że obserwacji podlega model o strukturze

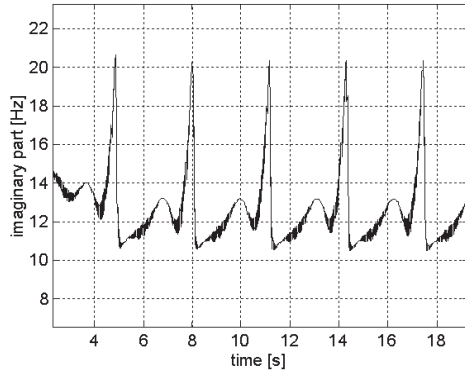
$$G(z^{-1}) = \frac{y(z^{-1})}{u(z^{-1})} = \frac{b_0 + b_1 z^{-1} + \dots + b_{nB} z^{-nB}}{a_0 + a_1 z^{-1} + \dots + a_{nA} z^{-nA}} \quad (15)$$

Zastosowanie do identyfikacji modelu liniowego o stałych parametrach np. o strukturze ARX jest nieskuteczne, ponieważ wysunięcie tłoczyska siłownika zasilanego poprzez serwowalor wymaga zasilania cewki prądem o natężeniu od minimalnego do maksymalnego tj. od 0% do 100% amplitudy. Podczas wysuwania tłoczyska zmieniają się parametry geometryczne serwowalora/siłownika oraz przetwornika EH / serwowalora powodując, że również charakterystyka częstotliwościowa zmienia znacząco swoją postać.

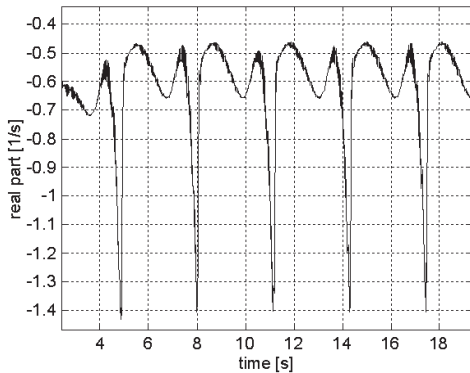
### 8.1. Układ laboratoryjny

Przeprowadzono identyfikację metodą pośrednią modelu adaptacyjnego o strukturze RARX(3,2,1)

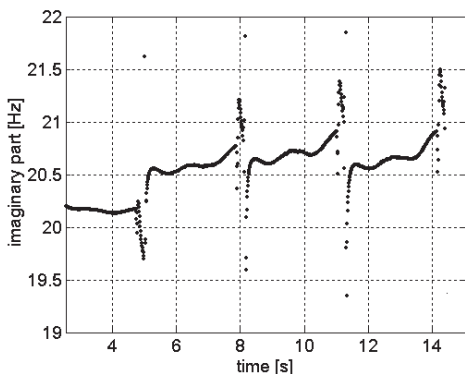
oraz współczynnika zapominania  $\alpha=0.99$ , na podstawie danych z modelu laboratoryjnego oraz symulacji numerycznej matematycznego modelu układu regulacji. Wyniki przedstawiono na rysunkach (Rys. 16, Rys. 17, Rys. 18, Rys. 19). Przykładowe wykresy wskazują na możliwość wykrywania zmian powodowanych nieliniowościami modelu.



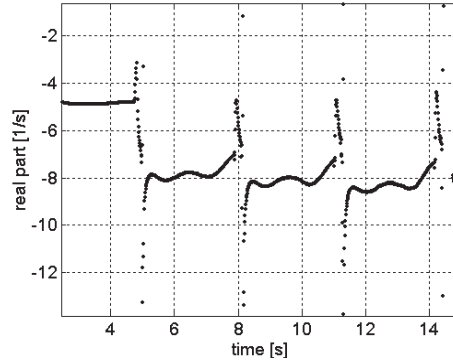
Rys. 16. Wybrane urojone składowe wartości własnych (model numeryczny układu laboratoryjnego)



Rys. 17. Wybrane rzeczywiste składowe wartości własnych (model numeryczny układu laboratoryjnego)



Rys. 18. Wybrane urojone składowe wartości własnych (układ laboratoryjny)



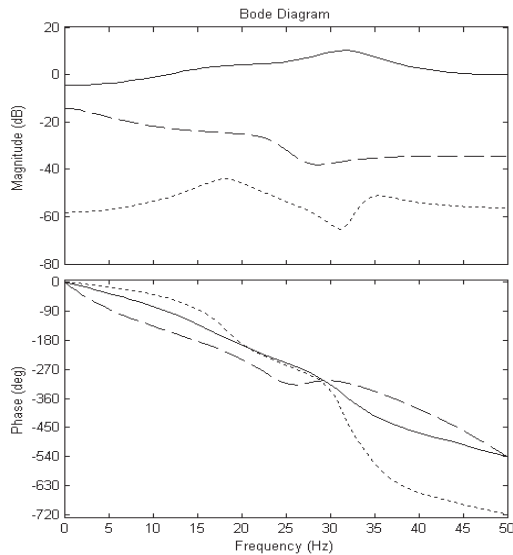
Rys. 19. Wybrane rzeczywiste składowe wartości własnych (układ laboratoryjny)

## 8.2. Układ regulacji obiektu przemysłowego

Istnieje możliwość założenia, że sygnały wejściowe i wyjściowe dla pewnego przedziału czasu są stacjonarne. Pozwala to na identyfikację modelu ARX o stałych parametrach. Celem takich działań jest uzyskanie ogólnej orientacji, co do zmian zachodzących w charakterystykach amplitudowo-fazowych.

Na wykresie (Rys. 20) przedstawiono charakterystyki częstotliwościowe wykonane pomiędzy różnymi punktami pomiarowymi w układzie regulacji obiektu przemysłowego w oparciu o parametry transmitancji modelu ARX(5,4,1), dla ustalonego i niezmiennego otwarcia zaworów regulacyjnych części wysokoprężnej obiektu przemysłowego. Przyjęto oznaczenia:

- linia ciągła (prąd sterujący-ciśnienie sterujące siłownik),
- linia kreskowa (ciśnienie sterujące siłownik- przemieszczenie serwowotora),
- linia kropkowa (przemieszczenie serwowotora-moc turbiny).

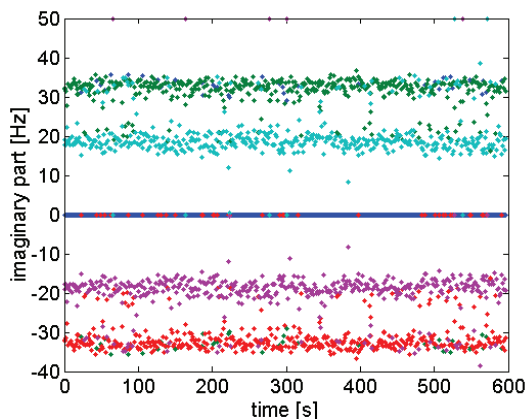


Rys. 20. Charakterystyki amplitudowo-fazowe dla ustalonego otwarcia zaworów WP, pomiędzy elementami układu regulacji

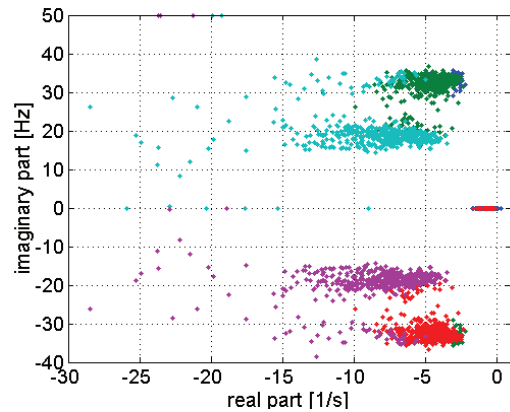
Dla pełnych danych zawierających okres 600[s] stacjonarnego działania obiektu przemysłowego zastosowano adaptacyjny model RARX(5,4,1), wyniki przedstawiono na rysunkach (Rys. 21, Rys. 22)

Dla celów projektu niezbędne okazało się wykonanie wielu serii pomiarowych wraz z przeprowadzeniem bardziej szczegółowych analiz, które zostaną zaprezentowane w dalszych publikacjach.

Istotnym problemem identyfikacji jest dobór odpowiedniej struktury modelu. Problem ten wymaga szczegółowych analiz teoretycznych opartych na linearyzowanym modelu matematycznym układu regulacji obiektu przemysłowego oraz modelu układu laboratoryjnego.



Rys. 21. Wybrane urojone składowe biegunów w czasie zidentyfikowanej transmitancji modelu rekurencyjnego (obiekt przemysłowy)



Rys. 22. Biegunki zidentyfikowanej transmitancji modelu rekurencyjnego na płaszczyźnie zespolonej (obiekt przemysłowy)

## 9. PODSUMOWANIE

W artykule przedstawiono typowe uszkodzenia występujące w eksploatacji układów regulacji turbin parowych. Zaprezentowano również problemy związane z modelowaniem i identyfikacją układów regulacji turbin parowych oraz przykłady modeli wybranych elementów wykonawczych tych układów. Diagnostyka, analiza i identyfikacja układów regulacji są trudne, ze względu na obecność pętli sprzężenia zwrotnego, wielowymiarowość oraz łączną współpracę wielu regulatorów.

Publikacja przedstawia przede wszystkim wstępny etap badań zmierzających do opracowania efektywnych metod diagnostyki elementów wykonawczych układów regulacji bloków energetycznych. Docelowo zaproponowane zostaną metody diagnostyki aktywnej. Zadaniem tych sygnałów będzie polepszenie uwarunkowania identyfikacji obiektów oraz umożliwienie lepszej wykrywalności uszkodzeń obiektów objętych pętlą sprzężenia zwrotnego.

Wyniki badań na stanowisku laboratoryjnym wskazują pozytywnie na możliwość obserwacji podstawowych (przynajmniej pierwszych harmonicznych) postaci drgań cieczy i tłoka w cylindrze serwowatora turbiny. Widoczny jest znaczący wpływ masy podnoszonej przez siłownik oraz wysunięcia tłoczyska siłownika. Wartości częstotliwości drgań tłoka i cieczy można wyznaczyć z dokładnością rzędu 20% stosując model teoretyczny stanowiska laboratoryjnego.

Trudno na obecnym etapie badań oszacować, czy parametry modelu zidentyfikowanego na podstawie danych pomiarowych ze stanowiska laboratoryjnego jak i turbiny, są odpowiednio wrażliwe na niesprawności. Wymaga to przeprowadzenia badań właściwych zorientowanych na niesprawności, np. wymuszenia udarowe, luzy, zatarcia itd. Ze względu na konieczność wywołania uszkodzeń w kosztowych

elementach wykonawczych, takich badań nie przeprowadzono.

Należy zachować ostrożność w przypadku układów silnie nieliniowych z sformułowaniem uogólnionych konkluzji dotyczących symptomów diagnostycznych, ponieważ charakterystyka i aktualny stan (punkt pracy) każdego elementu może mieć szczególne znaczenie dla globalnego niepowtarzalnego zachowania się układu.

Patrząc perspektywicznie na nowoczesne parametryczne i nieparametryczne metody diagnostyki, należy uwzględnić obecne tendencje w automatyzacji siłowni energetycznych, a w szczególności:

- redukcję personelu bezpośrednio związanego z ruchem turbiny,
- redukcję kadry inżynierskiej i łączenie komórek zajmujących się remontami, eksploatacją i nadzorem technicznym,
- zlecenie napraw i przeglądów wyspecjalizowanym firmom zewnętrznym,
- instalację oprogramowania umożliwiającego zdalne monitorowanie, diagnostykę bloków poprzez wyspecjalizowane centra zewnętrzne,
- zastosowanie dużej liczby czujników i archiwizację danych,

Autorzy wyrażają podziękowanie dla Komitetu Badań Naukowych za finansowanie przedstawionych prac w ramach projektu badawczego Nr 8 T07C 019 20.

## LITERATURA

- [1] Barszcz T., Diagnostics of steam turbine control system and possibilities of its future development, Proceedings of MMAR 2002, Szczecin.
- [2] Barszcz T., Czop P., Uhl T.: Report on diagnostic models of actuators elements of turbine control system. AGH, Archiwum KRiDM, Krakow 2003. (opracowanie nie publikowane)
- [3] Basseville M., Nikiforow, I. V.: Detection of abrupt changes: Theory and application, Information and Systems Science Series, Prentice Hall, New York, 1993.
- [4] Eykhoff P.: Identyfikacja w układach dynamicznych. Państwowe Wydawnictwo Naukowe, Warszawa 1980.
- [5] Korbicz J., Kościelny J.M., Kowalczyk Z., Cholewa W. (red.): Diagnostyka Procesów. Modele, Metody sztucznej inteligencji, Zastosowania. WNT, 2002.
- [6] Korbicz J., Kościelny J.M., Kowalczyk Z., Cholewa W. (red.): Diagnostyka Procesów. Modele, Metody sztucznej inteligencji, Zastosowania. WNT, 2002.
- [7] Kościelny J.M.: Diagnostyka zautomatyzowanych procesów przemysłowych, Exit, Warszawa 2001
- [8] Laudyn D., Pawlik M., Strzelczyk F.: Elektronie. WNT, 2000.
- [9] Ljung L.: System identification – Theory for the User. Prentice-Hall, 1999.
- [10] Mańczak K., Nahorski Z.: Komputerowa identyfikacja obiektów dynamicznych. Biblioteka Naukowa Inżyniera. Warszawa, 1983.
- [11] Niederliński A., Kasprzyk J., Figwer J.: Multi-Edip analizator wielowymiarowych sygnałów i obiektów. Wydawnictwo Politechniki Śląskiej, Gliwice 1997.
- [12] Niederliński A., Mościński J., Ogonowski Z.: Regulacja adaptacyjna. Wydawnictwa Naukowe PWN, Warszawa 1995.
- [13] Nikiel T.: Turbiny parowe. WNT, 1980
- [14] Patton R. J., Frank P. M., Clark R. N. (eds.): Issues of fault diagnosis for dynamic systems. Springer-Verlag, London, 2000.
- [15] Söderström T., Stoica P.: System identification. Prentice-Hall International, Hemel Hempstead, U.K. 1988.
- [16] Stryczek S.: Napęd hydrostatyczny. Tom I i II, WNT, 1997.
- [17] Uhl T., Komputerowe wspomaganie identyfikacji modeli konstrukcji mechanicznych, WNT, Warszawa, 1998.
- [18] IASE, Elektrohydrauliczny układ regulacji turbiny, UNIMAT-3M, 2000.
- [19] Ashley T., Johnson D., Miller R.W.: SPEEDTRONIC™ MARK V Gas Turbine Control System. GE Raport, GER-3658D.
- [20] Morel J.: Drgania maszyn i diagnostyka ich stanu technicznego. Polskie Towarzystwo Diagnostyki Technicznej, Warszawa 1994