

Politechnika Gdańska
Wydział Oceanotechniki i Okrętownictwa

Rozprawa Doktorska

**Metoda aktywnego sterowania drganiami wirnika
turbinowego wywołanymi siłami aerodynamicznymi
w uszczelnieniach**

Autor: mgr inż. Dariusz Wiśniewski

Promotor: dr hab. inż. Krzysztof Kosowski, prof. ndzw. PG

Gdańsk, maj 2010

Podziękowania

Składam najserdeczniejsze podziękowania panu dr. inż. hab. Krzysztofowi Kosowskiemu za cenne uwagi i opiekę naukową w toku pisania niniejszej pracy

Bardzo dziękuję dr. inż. Robertowi Stępniewi, dr. inż. Wojciechowi Włodarskiemu oraz dr. inż. Marianowi Piwowarskiemu z Katedry Automatyki Okrętowej i Napędów Turbinowych Politechniki Gdańskiej za pomoc w przeprowadzeniu badań eksperymentalnych

1. Wstęp	Błąd! Nie zdefiniowano zakładki.
2. Układ sterowania przemieszczeniami wirnika z zastosowaniem uszczelnienia z komorą wyrównawczą.....	Błąd! Nie zdefiniowano zakładki.
2.1 Opis stanowiska badawczego	Błąd! Nie zdefiniowano zakładki.
2.2 Wyznaczanie sił ciśnieniowych	22
2.3 Siły aerodynamiczne w funkcji mocy obciążenia	Błąd! Nie zdefiniowano zakładki.
2.4 Przemieszczenia wirnika w funkcji mocy obciążenia.....	28
2.5 Układ regulacji z zastosowaniem uszczelnienia z komorą wyrównawczą.....	Błąd! Nie zdefiniowano zakładki.
2.6 Wnioski	Błąd! Nie zdefiniowano zakładki. 2
3. Aktywny układ sterowania drganiami modelowego zestawu Rotor Kit.....	53
3.1 Opis stanowiska badawczego	53
3.2 Badania eksperymentalne.....	56
3.3 Identyfikacja modelu "łożysko ciśnieniowe - przemieszczenia wirnika"	65
3.4 Synteza regulatora neuronowego	72 Błąd! Nie zdefiniowano zakładki.
3.5 Badania symulacyjne aktywnego układu sterowania przemieszczeniami.....	Błąd! Nie zdefiniowano zakładki.
3.6 Wnioski	Błąd! Nie zdefiniowano zakładki. 7
4. Metoda wyznaczania miejsc oddziaływania na wirujący układ mechaniczny	79
5. Wnioski końcowe.....	92
<i>Literatura</i>	94

Załącznik Nr 1

Załącznik Nr 2

Załącznik Nr 3

Załącznik Nr 4

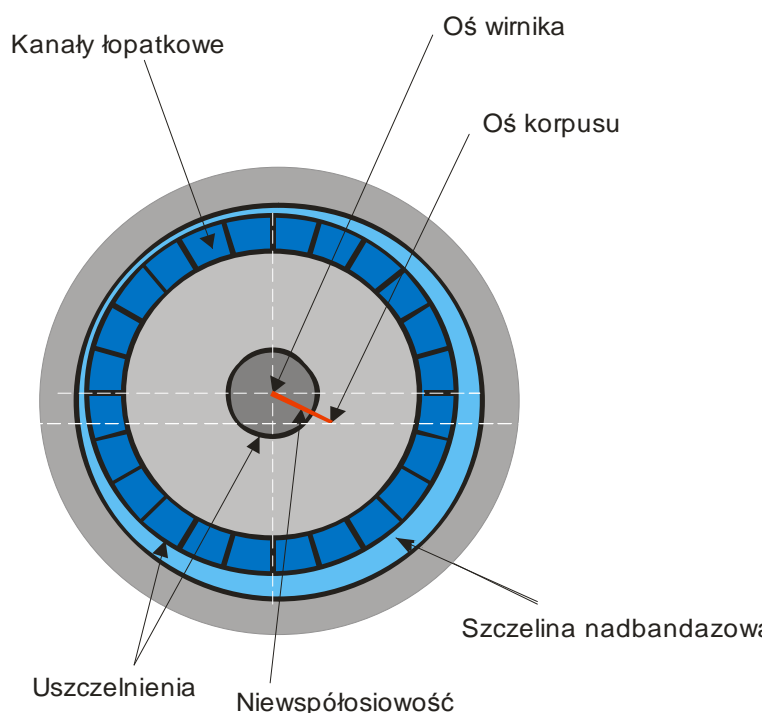
Załącznik Nr 5

1. WSTĘP

Drgania powstające w turbinach cieplnych wywołane są przez różne zjawiska towarzyszące ruchowi obrotowemu wirnika. Oprócz drgań wywołanych niewyważeniem wirnika lub oddziaływaniem filmu olejowego w łożyskach od ponad 50lat zwraca się też szczególną uwagę na drgania wywołane siłami aerodynamicznymi powstającymi w uszczelnieniach nadbandażowych i dławnicach wałowych.

Początkowo zwrócono uwagę na występowanie drgań wirników turbinowych spowodowanych siłami hydrodynamicznymi w filmie olejowym łożysk nośnych wału. Drgania te występowały przy przekraczaniu pewnej częstości obrotów. Gdy zaczęto budować turbiny większych mocy, okazało się, że przy przekraczaniu pewnej mocy, zwanej mocą progową, pojawiały się również drgania samowzbudne. Często uniemożliwiały one uzyskanie znamionowej mocy przez turbiny nowe i po remontach. Ponadto praca turbiny przy silnych drganiach groziła nie tylko uszkodzeniem uszczelnień labiryntowych, ale wręcz zniszczeniem maszyny. Niejednokrotnie w takich sytuacjach trzeba było dokonywać bardzo kosztownych i kłopotliwych przeróbek konstrukcyjnych. Podjęto intensywne badania, które miały wyjaśnić przyczyny oraz wpływ poszczególnych parametrów konstrukcyjnych na powstanie tego typu drgań wirnika.

Siły aerodynamiczne powstające w uszczelnieniach nadbandażowych i związane z nimi drgania samowzbudne są spowodowane niewspółosiowym położeniem wału wirnika względem korpusu turbiny, co jest typowym zjawiskiem spotykanym w czasie eksploatacji turbozespołu. Wirnik turbiny może poruszać się po skomplikowanej trajektorii, co wywołuje obwodową zmianę luzów, a przez to zmianę ciśnienia i strumieni płynących przez uszczelnienia, jak i przez główne kanały łopatkowe, rys. 1.



Rys. 1 Niewspółosiowe położenie wirnika względem korpusu maszyny

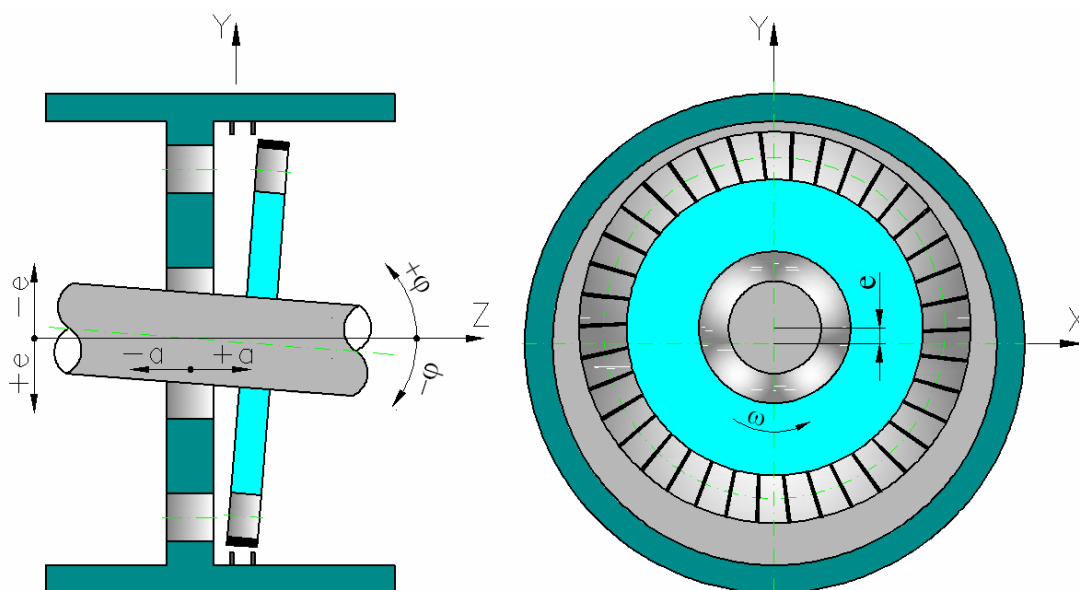
Powstające w ten sposób siły w palisadzie wirnikowej nazywane są w literaturze siłami wieńcowymi lub siłami Thomasa. Natomiast nierównomierny rozkład ciśnienia statycznego w uszczelnieniach labiryntowych prowadzi do powstania tzw. sił ciśnieniowych.

Do pierwszych najważniejszych prac podejmujących problem wyjaśnienia zjawiska sił aerodynamicznych zaliczyć należy prace Thomasa [63] i Alforda [22]. Zgodnie z interpretacją Thomasa [63] niewspółosiowe położenie wału wirnika względem korpusu turbiny powoduje zmianę luzów promieniowych w uszczelnieniu nadbandażowym, a przez to zmianę na obwodzie strumienia nieszczelności przepływającego przez uszczelnienie, a w konsekwencji także strumieni przepływające przez poszczególne kanały palisady wirnikowej. Na skutek tego siły działające na poszczególne łopatki będą się różniły. Prowadzi do nierównomiernego rozkładu sił obwodowych działających na łopatki wirnikowe. Zgodnie z tą teorią wartość siły wieńcowej jest proporcjonalna do mocy obwodowej stopnia oraz względnej mimośrodowości wirnika [62], [63], [64], [74].

Alford [22] przedstawił wyniki analizy przepływu w uszczelnieniu nadbandażowym i zaproponował uproszczony mechanizm powstawania nierównomiernego rozkładu ciśnienia statycznego na obwodzie uszczelnienia labiryntowego. Rozważył uszczelnienie o dwóch ostrzach, w którym nominalne luzy promieniowe są nierówne. Niewspółosiowe położenie wału wirnika względem korpusu i związana z tym zmiana luzów promieniowych powoduje

powstawanie nierównomiernego rozkładu ciśnienia statycznego w uszczelnieniach nad bandażem wieńca łopatkowego zarówno w kierunku obwodowym, jak i osiowym. Taki nierównomierny rozkład ciśnienia doprowadza do powstania wypadkowej siły znanej jako siła ciśnieniowa. Do podobnych wniosków doszli Pullman, Schwedtfeger i Termuehlen [103]. Przedstawili oni również przegląd różnych sposobów interpretacji wymuszeń aerodynamicznych i mechanizmów odpowiadających za generowanie drgań samowzbudnych. Oprócz efektu Alforda do głównych mechanizmów wpływających na siły aerodynamiczne zaliczyli oni efekt Łomakina oraz efekt spiralny.

Na podstawie analiz, wybranych z obszernej bibliografii, prac teoretycznych oraz eksperymentalnych dotyczących zjawiska aerodynamicznych drgań samowzbudnych wirników turbin i sprężarek, można stwierdzić, że powstawanie tego typu drgań jest na tyle złożone, że zjawisko to nie zostało jeszcze dostatecznie wyjaśnione, a odpowiednie badania są prowadzone w wielu ośrodkach na świecie. W pracach [66], [83] przedstawiono zagadnienie wpływu geometrii i wielkości luzu uszczelnienia na wartości strumieni przecieków, a w publikacjach [57], [65], [66], [69], [72], [78], [79], [70] podano rezultaty eksperymentalnych badań relacji między siłami aerodynamicznymi a częstością kątowną wirnika i spadkiem ciśnienia w uszczelnieniu. Wiele późniejszych badań doświadczalnych dotyczyło niestacjonarnych zjawisk w przepływie oraz interakcji pomiędzy głównym strumieniem a strumieniami nieszczelności [50], [71], [73], [75] [89], [90], [109]. Oprócz prac eksperymentalnych prowadzono analizy teoretyczne i rozwijano metody obliczeniowe sił powstających w szczelinach uszczelnienia. W pierwszym etapie rozwijano metody wykorzystujące tzw. „bulk-flow theory” [24], [72], [98], [100], [102]. Opierały się one na uproszczonych równaniach zachowania i założeniach przepływu stacjonarnego osiowo-symetrycznego z tzw. małymi zaburzeniami.



Rys. 2 Położenie wirnika względem korpusu. e – mimośrodowe przemieszczenie wirnika względem korpusu, φ - skośne ustawienie wirnika względem korpusu, a – przemieszczenie wzdłużne wirnika względem korpusu

Pod koniec XX wieku rozwój komputerowych technik obliczeniowych pozwolił na wykorzystanie do obliczeń przepływów w kanałach łopatkowych i w uszczelnieniach trójwymiarowych równań Naviera-Stocksa w uśrednieniu Reynoldsa, domkniętych modelami turbulencji. Wykorzystywano przy tym najczęściej metodę różnic skończonych [51], [56], [104], [110] oraz objętości skończonych [25], [26], [52], [53], [55].

W wielu przypadkach siły ciśnieniowe stanowią główny składnik niestacjonarnych sił aerodynamicznych. Siły te są zależne od rozkładu ciśnień w szczelinie nadbandażowej, mogą być określone wstępnie jako funkcja typu uszczelnienia, wymiarów bandaża, osiowych i promieniowych luzów. Ciśnienie w szczelinie działa na całą powierzchnię bandaża zarówno w kierunku promieniowym, jak i osiowym. Kierunek wypadkowych sił ciśnieniowych zależy od kierunku przemieszczania wirnika, od prędkości zawirowania strugi czynnika, a także od przepływu przecieków w uszczelnieniu.

Siły ciśnieniowe i momenty aerodynamiczne generowane w szczelinie nadbandażowej dla danej mocy turbiny najczęściej wyznacza się w funkcji mimośrodowego (e) i skośnego (φ) przemieszczenia osi wirnika względem korpusu, rys. 2.

Zwykle charakterystyki uszczelnienia są określane w formie współczynników dynamicznych uszczelnienia i mogą być zapisane w formie równania:

$$-\begin{bmatrix} F_X \\ F_Y \\ M_Y \\ M_X \end{bmatrix} = [K_u]^* \begin{bmatrix} x \\ y \\ \Phi_Y \\ \Phi_X \end{bmatrix} + [C_u]^* \begin{bmatrix} \dot{x} \\ \dot{y} \\ \dot{\Phi}_y \\ \dot{\Phi}_x \end{bmatrix} + [M_u]^* \begin{bmatrix} \ddot{x} \\ \ddot{y} \\ \ddot{\Phi}_y \\ \ddot{\Phi}_x \end{bmatrix} \quad (1)$$

gdzie:

x, y, Φ_x, Φ_y – przemieszczenia oraz kąty skośnego ustawienia osi wirnika względem osi korpusu względem osi x i y .

F_x, F_y, M_x, M_y – odpowiednio składowe sił i momentów aerodynamicznych,

K_u, C_u, M_u – macierze współczynników aerodynamicznych zwane odpowiednio macierzami współczynników „sztywności”, „tłumienia” oraz „inercji”

Ten sposób przedstawiania sił aerodynamicznych stosowany jest w pracach [28], [54], [57], [58], [59], [60], [67], [68], [78], [79], [98]÷[100], [105]÷[108] i opisuje liniową zależność pomiędzy zmianą mimośrodowości oraz zmianą skośnego ustawienia osi wirnika względem osi korpusu a siłami i momentami aerodynamicznymi generowanymi w uszczelnieniu stopnia turbinowego. Model ten może być z powodzeniem stosowany w przypadku, gdy mamy do czynienia ze stosunkowo małymi zmianami mimośrodowości.

W praktyce turbinowej problem zbyt dużych drgań typu aerodynamicznego rozwiązuje się najczęściej poprzez zwiększenie luzów w uszczelnieniu (co prowadzi do zmniejszenia sprawności stopnia), stosowanie nowych typów uszczelnień nadbandażowych lub zmian konstrukcyjnych wirnika. Wiele pracy włożono w opracowanie uszczelnień, które z jednej strony generowałyby małe wartości sił aerodynamicznych, a z drugiej zapewniały małe strumienie przecieków i wysokie sprawności. Jako przykład może posłużyć uszczelnienie „plaster miodu”, które zwiększa siły tłumiące w uszczelnieniu przy stosunkowo niedużych przeciekach [76]. Jednak nie udało się jeszcze zaproponować w pełni zadowalającego rozwiązania. Z tego względu wydaje się być uzasadnione podjęcie badań nad aktywnymi sposobami zmniejszenia drgań typu aerodynamicznego wirników turbinowych. Tym bardziej, że w ostatnich latach obserwujemy rozwój tego typu metod i coraz szerszy zakres ich zastosowania, także w technice turbinowej.

Podstawowe techniki modyfikacji układu w celu zapobiegania drganiom związane są z zastosowaniem różnych metod, które ogólnie dzielimy na pasywne, półaktywne i aktywne:

- metoda pasywna polega na zmianach konstrukcyjnych wpływających na sprężyste, tłumiące i inercyjne właściwości układu,
- metoda aktywna polega na przyłożeniu do układu mechanicznego zewnętrznych sterowanych sił w celu zmiany jego właściwości,
- metoda półaktywna polega na sterowaniu parametrami układu i jest zwykle mniej efektywna niż modyfikacja aktywna, ale jej zaletą jest wyższa niezawodność i stosunkowo mała moc niezbędna do sterowania.

Aktualne możliwości techniczne sprawiają, że metody półaktywna i aktywna stały się atrakcyjnymi sposobami poprawy właściwości dynamicznych układów. Podstawową zaletą aktywnego sterowania jest większa efektywność w porównaniu ze sterowaniem półaktywnym a wadą stosunkowo duża energia niezbędna do uruchamiania siłowników i większa podatność na uszkodzenia systemu w razie awarii sterownika. Zatem kwestia niezawodności staje się kluczowa dla układów modyfikacji aktywnej. Istnieje szereg metod syntezy układów sterowania aktywnego, dostosowanych do różnych układów i celów. Najlepiej teoretycznie dopracowane są metody algebraiczne stosowane do zmiany właściwości stacjonarnych układów liniowych. Nie do końca jest natomiast rozwiązane zagadnienie sterowania dowolnych układów niestacjonarnych i nieliniowych [12]. Typowy układ aktywnego sterowania składa się z trzech komponentów:

- czujników, dostarczających informacji o bieżącym stanie wielkości sterowanej,
- elementów wykonawczych – aktuatorów, których zadaniem jest dostarczenie dodatkowej energii umożliwiającej oddziaływanie na obiekt,
- układu regulacji, który w zależności od wybranego algorytmu wyznaczy sygnał dla urządzeń wykonawczych [11].

W maszynach wirnikowych jako przykłady metody aktywnej sterowania drganiami wirników turbinowych mogą posłużyć łożyska magnetyczne i łożyska ciśnieniowe firmy Bently. Większość prowadzonych prac nad aktywnym sterowaniem drganiami maszyn wirnikowych dotyczy układów wykorzystujących łożyska magnetyczne. Badania nad metodami adaptacyjnym regulacji wykorzystującymi łożyska magnetyczne opisane są w publikacjach [38], [39]. W pracy [38] przedstawiono metodę regulacji adaptacyjnej w czasie rzeczywistym. Metoda ta wykorzystuje parametryczny model liniowy o parametrach zmiennych w czasie *ang. Linear Parameter Varying (LPV)*. Zadaniem modelu LPV jest przybliżanie dynamiki nieliniowego obiektu, jakim jest łożysko magnetyczne. Identyfikację

parametrów modelu odbywa się *on-line* metodą rekursyjną najmniejszych kwadratów i na podstawie nowych parametrów modelu strojony jest regulator z lokowaniem biegunów. Badania z wykorzystaniem regulatorów odpornych i sieci neuronowych omówiono w publikacjach [40], [41], [42], [43]. W pracach [41] i [42] wykorzystano sieci neuronowe do realizacji algorytmów odpornych H_∞ . Prowadzono również badania nad aktywnym sterowaniem łożyskami magnetycznym z wykorzystaniem algorytmów genetycznych [44] oraz logiki rozmytej [45], [46].

Łożyska magnetyczne są rozwiązaniem alternatywnym w stosunku do łożysk konwencjonalnych. Do najważniejszych zalet tych łożysk należą:

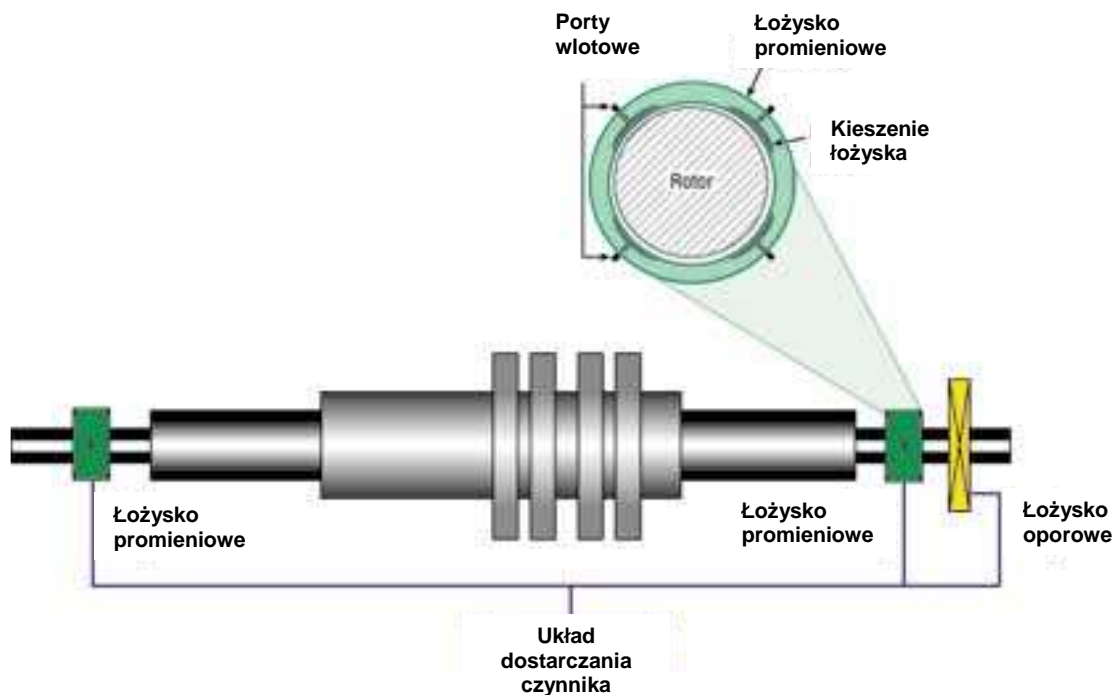
- możliwość pracy w szerokim zakresie temperatur,
- praktycznie zerowy moment oporów ruchu pozwalający na uzyskiwanie wysokich częstości obrotów bez nagrzewania się i zużywania węzła łożyskowego,
- możliwość pracy w próżni i środowisku mediów agresywnych chemicznie lub niebezpiecznych,
- wysoka stabilność,
- brak zasilania olejem i związanych z tym uszczelnień.

Dodatkową właściwością eksploatacyjną łożysk magnetycznych jest możliwość cyfrowego sterowania układem łożyska, polegająca na programowanej zmianie charakterystyk statycznych (np. pozycja równowagi czopa) oraz dynamicznych (np. zmiana wartości tłumienia i sztywności) systemu podparcia wirującego wału maszyny w czasie jej funkcjonowania [8], [9].

Ponieważ o drganiach samowzbudnych typu aerodynamicznego decyduje relacja pomiędzy siłami wymuszającymi a siłami tłumienia w układzie, prowadzone są prace badawcze dotyczące aktywnego sterowania drganiami, w których wykorzystuje się także elektromagnetyczne tłumiki drgań działające bezpośrednio na wirnik [13], [14], [15].

Przełomowe rozwiązania w konstrukcji łożysk stanowią łożyska sterowane ciśnieniowo opracowane przez firmę Bently Pressurized Bearing Company. Jako czynnik roboczy łożyska ciśnieniowe mogą wykorzystywać płyny ściśliwe (powietrze, para wodna, azot) lub nieściśliwe (woda, konwencjonalne płyny smarne). Czynnik roboczy jest dostarczany do łożyska pod ciśnieniem poprzez porty wlotowe kierujące czynnik do kieszeni rozmieszczonych na obwodzie łożyska. W czasie obrotu wirnika w łożysku powstaje zróżnicowany rozkład ciśnienia czynnika smarnego w przestrzeni między czopem a panwią.

Na skutek różnicy ciśnień powstaje siła, która działa na wirnik. Rysunek 3 przedstawia ideę funkcjonowania łożyska sterowanego ciśnieniowo.



Rys 3 Schemat idei działania łożyska sterowanego ciśnieniowo [10]

Prace badawcze dotyczące aktywnego sterowania drganiami wykorzystujące łożyska smarowane ciśnieniowo prowadzili Nicoletti, Santos [37]. Dotyczyły one zastosowania klasycznych liniowych i nieliniowych regulatorów do aktywnego sterowania łożyskiem. Badano regulatory liniowe PD, PI i PID oraz nieliniowe i ich wpływ na redukcję drgań.

W pracy zespołowej pod kierownictwem Krodkiewskiego [16] prowadzono badania nad poprawieniem warunków stabilności wirującego układu mechanicznego wykorzystując aktywne łożysko poprzeczne sterowane ciśnieniowo. Prace badawcze wykorzystujące aktywne łożysko gazowe do sterowania drganiami samowzbudnymi zostały przedstawione w publikacji [48]. System aktywnego sterowania drganiami samowzbudnymi składał się z piezoelektrycznych aktuatorów, czujnika drgań oraz regulatora PID. Badania dowiodły, że układ może efektywnie tłumić drgania, jeżeli właściwie zostanie zestrojony regulator PID.

Łożyska ciśnieniowe przewyżniają wiele problemów występujące w konwencjonalnych łożyskach. Uważa się, że tego typu łożyska nadają się do wirujących układów, w których:

- występują problemy z stabilnością,
- pożądany jest inny czynnik roboczy niż czynnik na bazie węglowodorów,

- wymagana jest modernizacja układu łożyskowania (efekt ekonomiczny jest lepszy niż przy łożyskach konwencjonalnych),
- mamy do czynienia z wolnoobrotowymi silnie obciążonymi maszynami (łożyska ciśnieniowe mogą pracować przy zerowych prędkościach obrotowych, mają o wiele lepszą wytrzymałość obciążeniową warstwy smarnej niż inne typy łożysk),
- występuje słabe tłumienie układu łożyska-wirnik przy prędkościach znamionowych,
- pożądane jest sterowanie *on-line* właściwościami dynamicznych wirnika.

Łożyska ciśnieniowe posiadają wiele zalet w porównaniu do łożysk konwencjonalnych, między innymi, takie jak:

- możliwość regulacji ciśnienia zwiększająca zapas stabilności dla każdej prędkości obrotowej,
- może pracować z ściśliwymi czynnikami roboczymi oraz nieściśliwymi,
- konstrukcja nie jest ograniczona do małych współczynników L/D (stosunku długości do średnicy łożyska),
- pełne nawilżanie i utrzymywanie zwiększonego ciśnienia zmniejsza problemy z przerwaniem filmu,
- pełne nawilżanie redukuje podatność na spienianie i nie trzeba dodawać dodatków antyspieniowych,
- ciśnieniowa konstrukcja podtrzymuje wał nawet przy zerowych prędkościach obrotowych,
- prosty system dostarczania płynu i aktywnego sterowania,
- nie wymagają stosowania łożysk pomocniczych,
- cyrkulacja czynnika roboczego zapewnia chłodzenie.

Z punktu widzenia osiąganych prędkości obrotowych, masy wirnika i dostarczanej energii łożyska ciśnieniowe wykazują pewną przewagę nad łożyskami magnetycznymi [10], szczególnie w zastosowaniu do turbin parowych dużej mocy.

W Katedrze Automatyki Okrętowej i Napędów Turbinowych Wydziału Oceanotechniki i Okrętownictwa Politechniki Gdańskiej od lat prowadzone są doświadczalne i teoretyczne prace nad siłami aerodynamicznymi powstającymi w uszczelnieniach nadbandażowych stopni turbinowych [84], [85], [86], [87], [88], [111]. W ich wyniku opracowano nowy rodzaj uszczelnienia z tzw. komorą wyrównawczą, które umożliwia wyraźną redukcję sił

aerodynamicznych bez zwiększania strumienia przecieku. Pozwala ono zatem oddziaływać na drgania wirników poprzez zmniejszanie sił wymuszających w miejscu ich powstawania [91], [92], [93], [94].

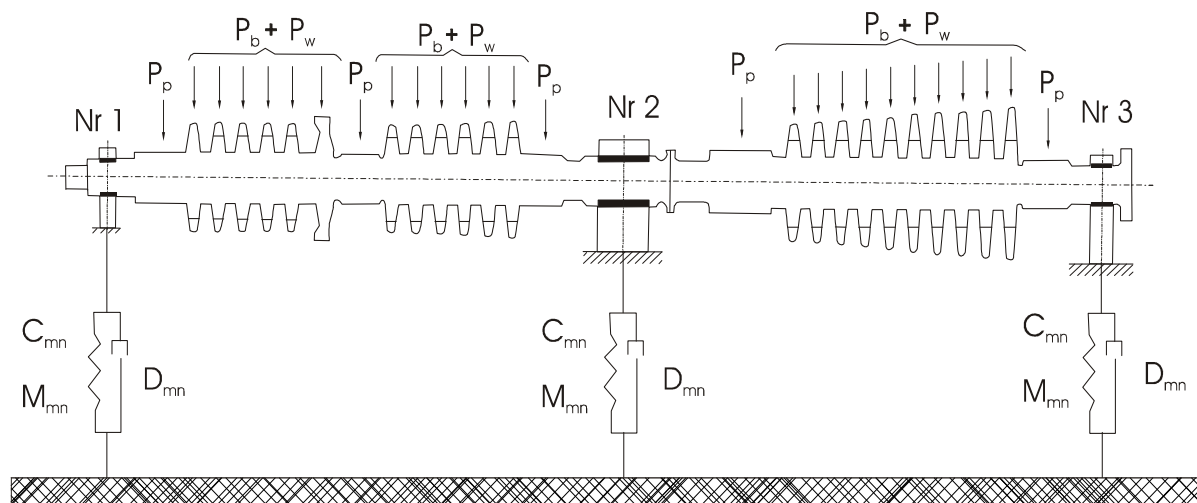
Na podstawie analizy danych bibliograficznych można stwierdzić, że do tej pory brak jest prac, które dotyczyłyby zagadnienia redukcji drgań wirników turbinowych wywołanych siłami aerodynamicznymi przy pomocy metod aktywnego sterowania. Prowadzone dotychczas badania koncentrują się z jednej strony na możliwościach aktywnych łożysk, a z drugiej strony na zmianach konstrukcji uszczelnień turbinowych. Wynika to prawdopodobnie z faktu, że oba te podejścia są stosunkowo nowe, pozostają na etapie rozwoju i udoskonalania. Z reguły bada się działanie łożysk aktywnych w sytuacjach, gdy drgania wirników są niskoczęstotliwościowe, związane ze zjawiskami w filmie olejowym (w tym tzw. wir olejowy i bicie olejowe). Autor niniejszej rozprawy nie znalazł publikacji, które przedstawiałyby wyniki badań dotyczących zastosowania aktywnych łożysk lub uszczelnień komorowych do aktywnego sterowania drganiami wirników turbinowych wywołanymi siłami aerodynamicznymi, które stanowią wymuszenia wysokoczęstotliwościowe. W praktyce turbinowej do dziś drgania tego typu eliminuje się poprzez kosztowne zabiegi konstrukcyjne. Można sądzić, że alternatywnym rozwiązaniem do takiego postępowania może być aktywne sterowanie drganiami przy pomocy łożysk ciśnieniowych lub uszczelnień z komorą wyrównawczą. Z tego względu zdecydowano się w niniejszej rozprawie przeanalizować możliwość zastosowania łożyska ciśnieniowego do redukcji drgań wirników wywołanych wymuszeniami aerodynamicznymi powstającymi w uszczelnieniach nadbandażowych stopni turbinowych. Zdecydowano się także na przeprowadzenie badań nad możliwością redukcji drgań wirników poprzez wpływanie na wartości sił aerodynamicznych powstających w uszczelnieniach nadbandażowych.

Idea proponowanego układu sterowania drganiami typu aerodynamicznego wirników turbinowych

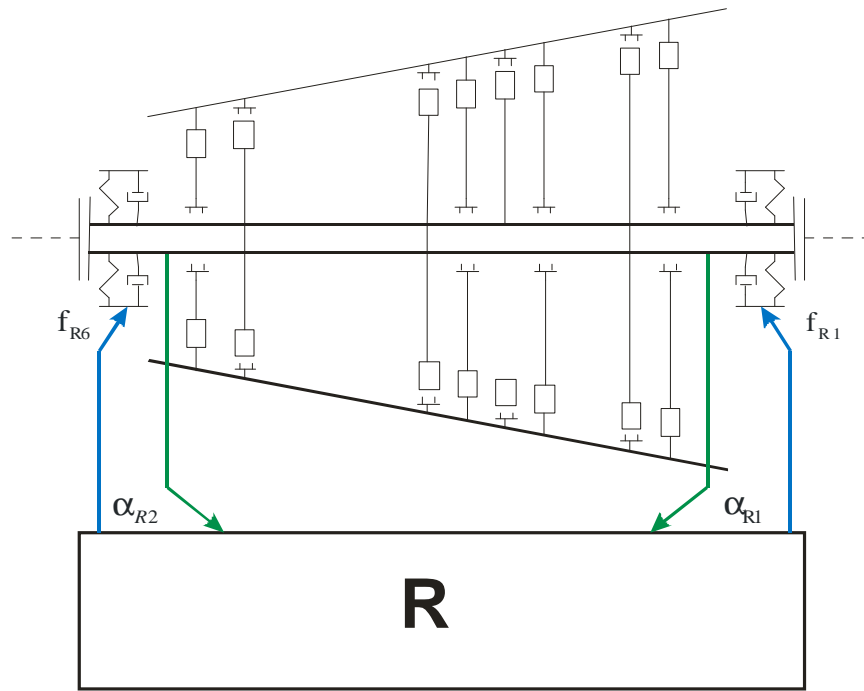
Maszyna wirnikowa jest skomplikowanym połączeniem kilku podukładów. Z punktu widzenia mechaniki można wyróżnić trzy główne podukłady [6], [7]:

- linie wirników wraz z imperfekcjami typu pęknięcia, rozosiowania, anizotropia przekroju,
- łożyska ślizgowe i uszczelnienia labiryntowe,
- konstrukcję podpierającą na które składają się podpory łożyskowe i fundament.

Rozważając wirujący układ turbiny parowej w aspekcie drgań samowzbudnych generowanych w uszczelnieniach labiryntowych, możemy wyodrębnić miejsca powstawania sił aerodynamicznych, które są główną przyczyną powstawania tego typu drgań wysokoczęstotliwościowych. Na rys. 4 strzałkami oznaczono schematycznie siły ciśnieniowe działające na bandaże wieńców wirnikowych (P_b) oraz na odcinki wirników w miejscu dławnic labiryntowych zewnętrznych i dławnicy labiryntowej pośredniej w części WP (P_p). Nie uwzględniono wymuszeń od sił ciśnieniowych w dławnicach labiryntowych międzystopniowych (o stosunkowo bardzo małych wartościach). Zaznaczono również strzałkami siły wieńcowe (P_w) powstające w palisadach wirnikowych.

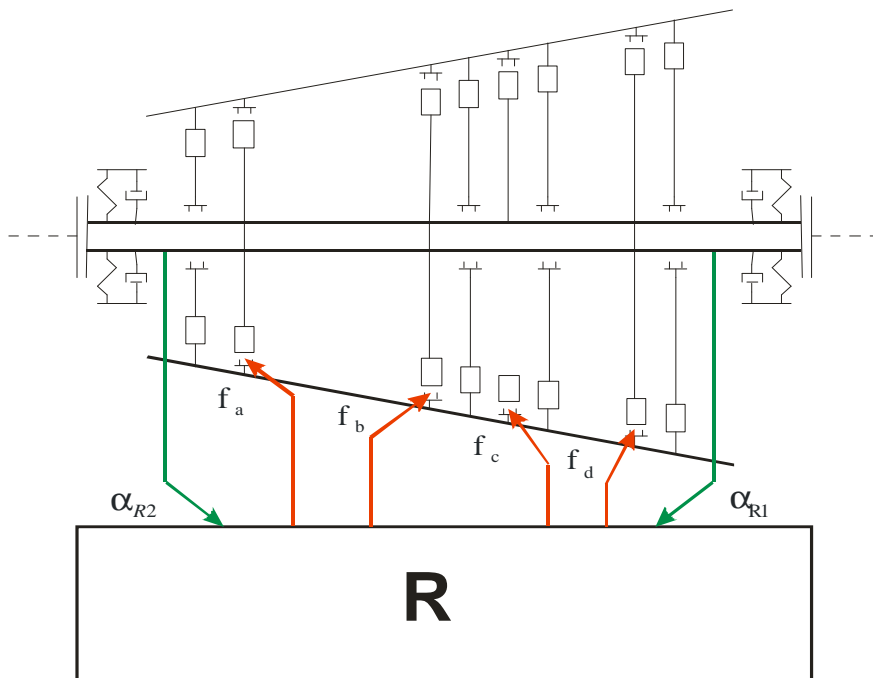


Rys. 4 Rysunek przedstawia miejsce powstawania sił aerodynamicznych



Rys. 5a Schemat turbiny z oddziaływaniem w łożyskach

*R- układ regulacji, $f_{R1} \dots f_{R6}$ – miejsca oddziaływania układu sterowania
 α_R – sprzężenia regulacyjne*



Rys. 5b Schemat turbiny z oddziaływaniem w uszczelnieniach

*R- układ regulacji, $f_a \dots f_d$ – miejsca oddziaływania układu sterowania,
 α_R – sprzężenia regulacyjne*

Zadaniem układu sterowania, rozpatrywanego w tej pracy, jest redukcja drgań i przemieszczeń wału wirnika wywołanych siłami aerodynamicznymi. Rysunek 5 przedstawia

schematycznie ideę proponowanego rozwiązania. Jako wielkość regulowaną wybrano przemieszczenia czopów wału wirnika i na podstawie tego sygnału kształtowane jest działanie sterujące. W przypadku zmniejszenia drgań przez zastosowanie łożyska ciśnieniowego działaniem tym będzie ciśnienie (sygnały f_{R1} , f_{R6}) oleju dostarczanego do kieszeni łożysk (rys.5a). W przypadku uszczelnienia nadbandażowego z komorą wyrównawczą będzie to zmiana objętości komory wyrównawczej skutkująca nowymi wartościami sił aerodynamicznych (sygnały f_a , f_b , f_c , f_d na rys.5b) lub zmiana położenia wlotu do komory.

Tezy rozprawy

Uwzględniając przedstawioną powyżej analizę problemu, sformułowano następujące tezy rozprawy:

1. Łożysko ciśnieniowe wraz układem regulacji umożliwi redukcję drgań wywołanych siłami aerodynamicznymi powstającymi w uszczelnieniach nadbandażowych i umożliwi aktywne sterowanie przemieszczeniami wirnika.
2. Uszczelnienie nadbandażowe z komorą wyrównawczą wraz z układem regulacji umożliwi w sposób aktywny zmniejszenie przemieszczeń wirnika spowodowanych samowzbudnymi wymuszeniami typu aerodynamicznego.

Aby sprawdzić sformułowane powyżej tezy, postanowiono przeprowadzić badania eksperymentalne na stanowisku powietrznej turbiny modelowej wyposażonej w uszczelnienie z komorą wyrównawczą oraz badania z cztero-kieszeniowym łożyskiem ciśnieniowym na zmodyfikowanym stanowisku Rotor Kit firmy Bently. Doświadczenia uzupełnione zostały badaniami symulacyjnymi opracowanych układów regulacji w środowiskach programowania LabView i Matlab.

W rozdziale II pracy przedstawiono sposób zmniejszania drgań samowzbudnych wywołanych siłami typu aerodynamicznego przez zastosowanie uszczelnień z tzw. Komorą wyrównawczą. Przedstawiono zależności opisujące turbinę jako obiekt sterowania

przemieszczeniem wirnika. Wyznaczono regulacyjne charakterystyki statyczne turbiny modelowej z uszczelnieniem nadbandażowym z regulowaną komorą wyrównawczą. Opracowano model neuronowy odwzorowujący zachowanie modelowej turbiny powietrznej wyposażonej w uszczelnienia z komorą wyrównawczą. Zbadano możliwości oddziaływania na drgania turbiny powietrznej wykorzystując regulowane uszczelnienie. Zaprojektowano prototyp układu regulacji oraz przeprowadzono badania symulacyjne.

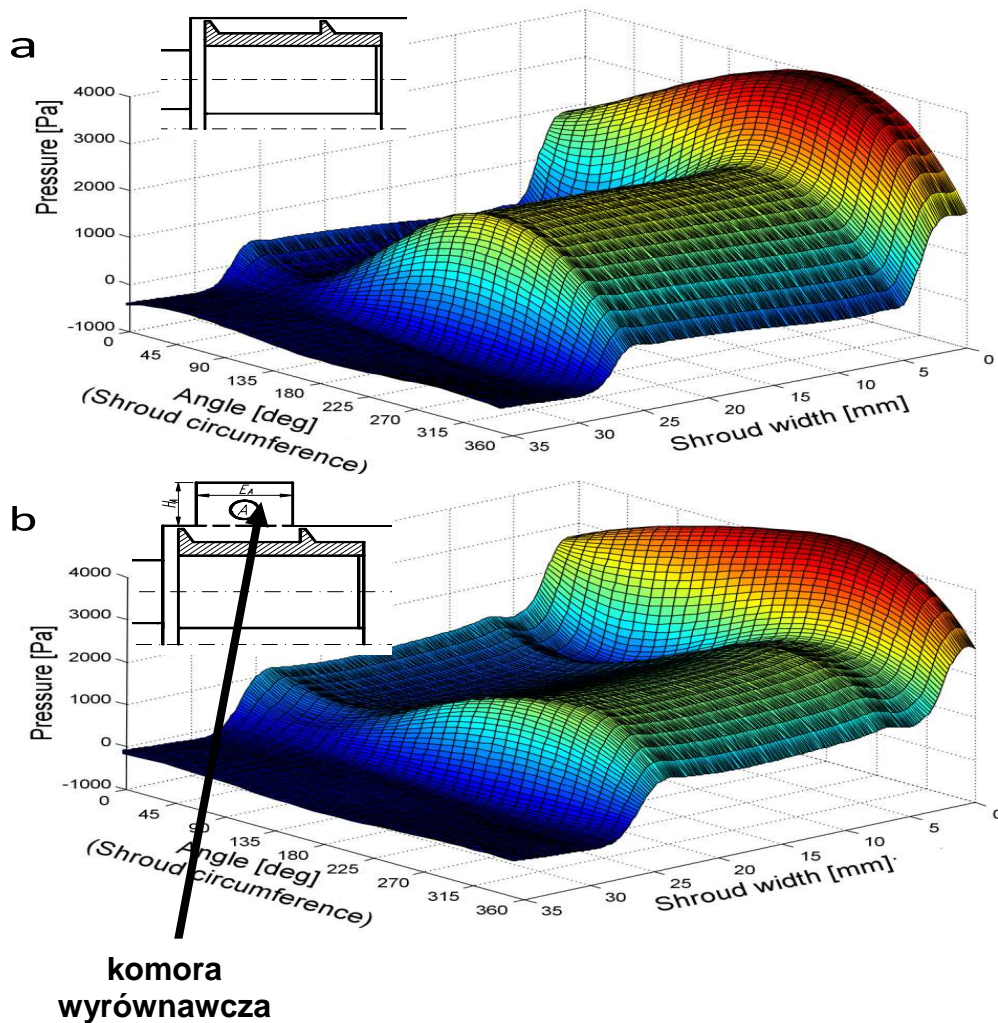
W rozdziale III niniejszej pracy został przedstawiony zaprojektowany układ aktywnego sterowania drganiami z wykorzystaniem łożyska ciśnieniowego. Układ powstał w oparciu o badania na modelowym stanowisku Rotor Kit RK-4 firmy Bently Nevada. Na stanowisku przeprowadzono badania eksperymentalne wyznaczono model w postaci sieci neuronowej. Wyznaczony model odwzorowuje zachowanie się układu „łożysko ciśnieniowe – drgania wału modelowego” stanowiska RK-4. Dokonano syntezy regulatora neuronowego, a następnie przeprowadzono badania symulacyjne otrzymanego prototypowego regulatora neuronowego.

W rozdziale IV zaprezentowano metodę wyznaczanie miejsc oddziaływania w układach turbin wielostopniowych, które pozwolą uzyskać jak największą efektywność zmniejszenia przemieszczeń wirnika wywołanego siłami aerodynamicznymi.

Wyniki przeprowadzonych badań potwierdziły słuszność tez rozprawy.

2. UKŁAD STEROWANIA PRZEMIESZCZENIAMI WIRNIKA Z ZASTOSOWANIEM USZCZELNIENIA Z KOMORĄ WYRÓWNAWCZĄ

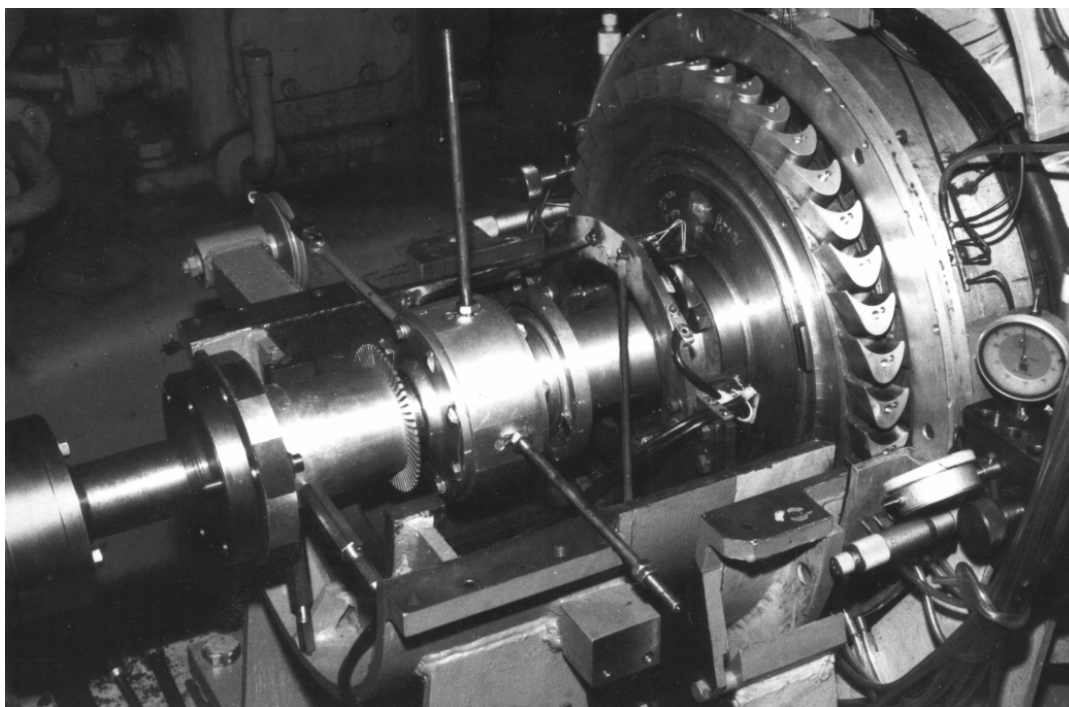
Idea działania uszczelnienia z regulowaną komorą polega na wyrównywaniu rozkładu ciśnienia w szczelinie nadbandażowej powstającego na skutek niewspółosiowego położenia wirnika względem korpusu maszyny, rys. 6. Otwarcie komory może w znaczący sposób wpływać na rozkład ciśnienia na obwodzie uszczelnienia nadbandażowego, a przez to na siły aerodynamiczne powstające w szczelinie nadbandażowej, a w efekcie na drgania i przemieszczenia wału wirnika.



*Rys. 6 Rozkład ciśnienia w szczelinie nadbandażowej [47]
a - bez komory wyrównawczej, b - komorą wyrównawczą*

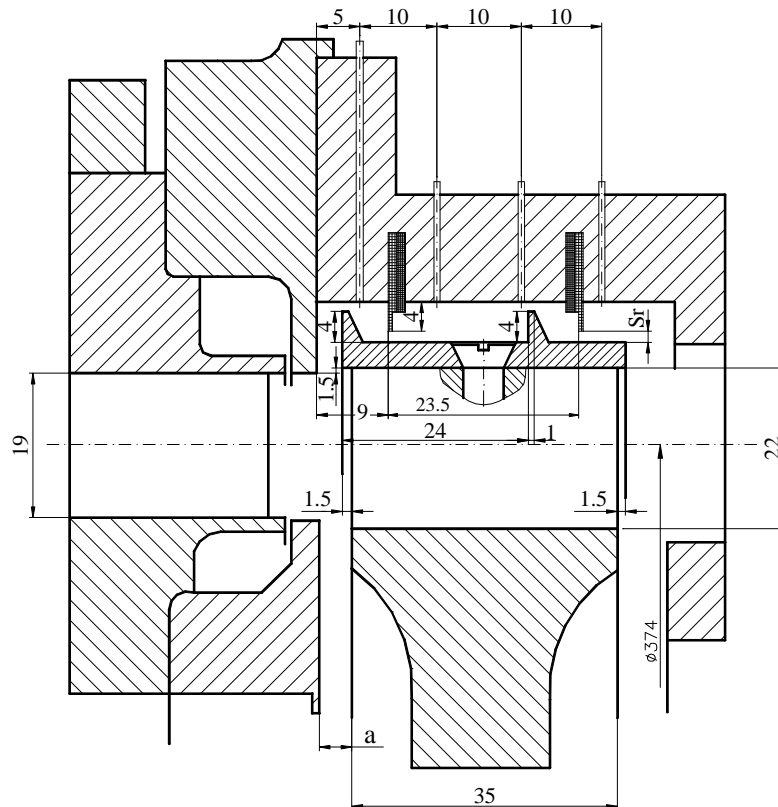
2.1 Opis stanowiska doświadczalnego

Badania efektywności uszczelnienia z komorą wyrównawczą przeprowadzono na powietrznej turbinie modelowej laboratorium Wydziału Oceanotechniki i Okrętownictwa Politechniki Gdańskiej, rys. 7. Stanowisko badawcze opisano w [77] i szczegółowe informacje zamieszczono w Załączniku nr 1.



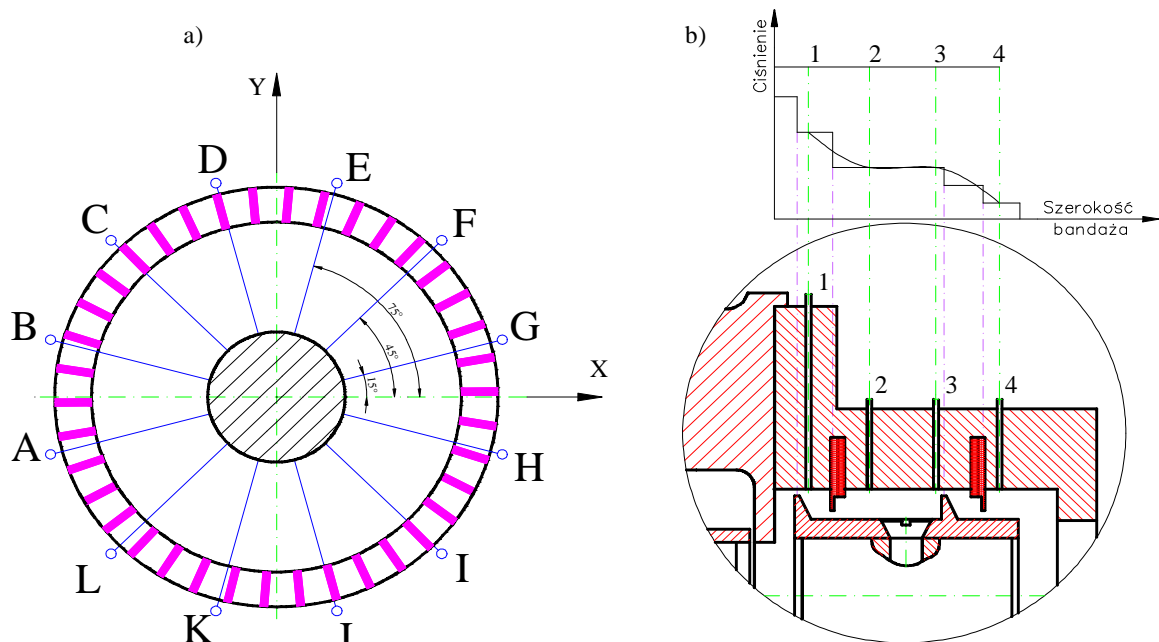
Rys. 7 Widok części tylnej badanej turbiny modelowej - łopatki wirnikowe

Do badań zastosowano stopień typu akcyjnego, którego przekrój przez część przepływową pokazano na rysunku 8.

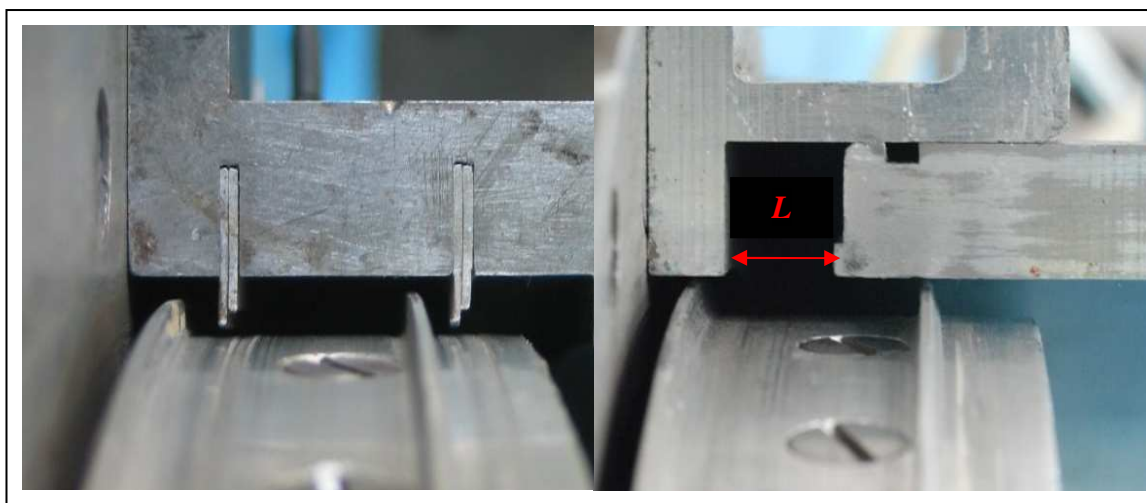


Rys. 8 Turbina modelowa - przekrój części przepływowej

Układ pomiarowy rozkładu ciśnień w szczelinie nadbandażowej stopnia turbiny modelowej (opis w załączniku nr 1) zapewnia bardzo szybki pomiar ciśnienia w 48 punktach rozmieszczonych na obwodzie i wzdłuż szczeliny nadbandażowej (usytuowanie sond oznaczono A, B, C, D, E, F, G, H, I, J, K, L i dla tak wyodrębnionych położen dokonywano pomiarów w czterech płaszczyznach 1, 2, 3, 4 usytuowanych wzdłuż osi turbiny, zgodnie z rys. 9). Rozkłady ciśnienia w pozostałych punktach szczeliny nadbandażowej wyznaczono korzystając z interpolacji funkcją sklejaną (*cubic spline*). Sygnały przemieszczenia wirnika były rejestrowane w osiach poziomej i pionowej, dodatkowo zapisywano sygnał znacznika fazy dający informację o aktualnym położeniu kątowym wirnika. Wyniki rejestrowano w pliku komputerowym. Na potrzeby badań uszczelnienia z komorą wyrównawczą zrezygnowano z dwóch ząbków w korpusie, a wprowadzono regulowaną komorę wyrównawczą, rys. 10. Przy wyznaczaniu przedstawionych w rozprawie charakterystyk sił aerodynamicznych i przemieszczeń wirnika wykorzystano własne pomiary oraz wybrane wyniki wcześniejszych badań i obliczeń numerycznych prowadzonych w Katedrze Automatyki Okrętowej i Napędów Turbinowych [77], [80], [82].



Rys. 9 Rozmieszczenie punktów pomiarowych na obwodzie i wzdłuż szerokości bandaża stopnia turbinowego

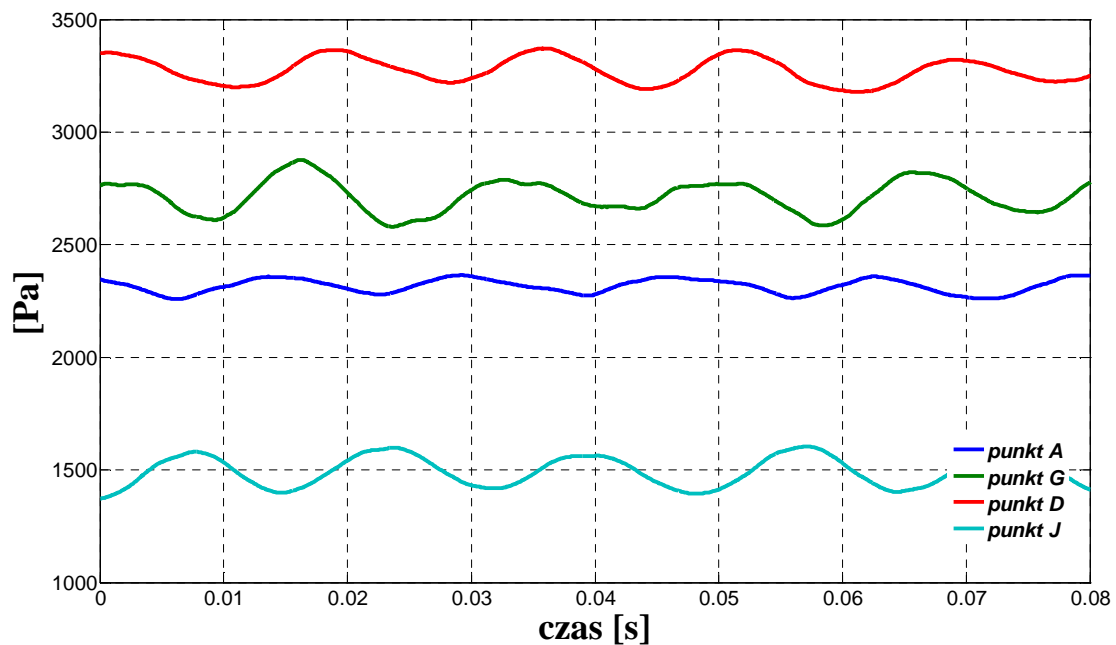


Rys. 10 Uszczelnienie labiryntowe
*uszczelnienie tradycyjne (lewe zdjęcie) i uszczelnienie z dodatkową komorą wyrównawczą (prawe zdjęcie),
 L-otwarcie komory*

2.2 Wyznaczanie sił ciśnieniowych

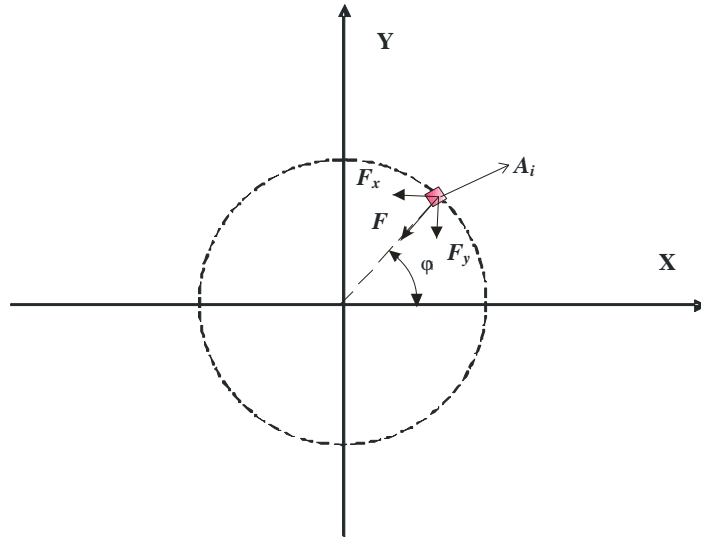
Siły ciśnieniowe generowane w uszczelnieniu nadbandażowym zostały wyznaczone na podstawie ciśnień zarejestrowanych w szczelinie nadbandażowej turbiny modelowej. Wszystkie prezentowane wyniki dotyczą przypadków, w których mimośrodowe przemieszczenie wirnika względem korpusu odbywa się w kierunku pionowym (kierunek Y na rys. 9).

Przykładowe zmiany ciśnienia zarejestrowane wybranych punktach na obwodzie uszczelnienia nadbandażowego dla turbiny obciążonej mocą $P=16kW$ przedstawia rys.11.



Rys. 11 Ciśnienia w szczelinie nadbandażowej dla mocy turbiny $P=16kW$ zarejestrowane w punktach pomiarowych A,D,G,J (prędkość obrotowa wirnika $n= 3870$ obr/min)

Zarejestrowane i interpolowane wartości ciśnienia posłużyły do wyznaczenia składowych sił ciśnieniowych F_x i F_y . Rys. 12 przedstawia rozkład siły aerodynamicznej działającej na wycinku powierzchni bandaża na składową poziomą F_x i pionową F_y .



Rys. 12 Schemat rozkładu siły ciśnieniowej F w szczelinie nadbandażowej na składowe poziomą F_x i pionową F_y

Wyznaczenia sił ciśnieniowych polegało na interpolacji na obwodzie bandaża i wzdłuż szerokości bandaża zarejestrowanych ciśnień, pomnożeniu przez pola powierzchni wycinków, na które został podzielony bandaż oraz z sumowaniem według zależności:

$$F_x = \sum_{i=1}^n \sum_{j=1}^m \cdot A_{ij} \cdot p_{ij} \cdot \sin(\varphi_i)$$

$$F_y = \sum_{i=1}^n \sum_{j=1}^m \cdot A_{ij} \cdot p_{ij} \cdot \cos(\varphi_i) \quad (2)$$

gdzie:

F_x, F_y – składowa pozioma i pionowa wypadkowej siły ciśnieniowej,

A_{ij} – pole powierzchni pojedynczego wycinka bandaża,

p_{ij} – wartość ciśnienia dla elementu powierzchni A_{ij} ,

φ_i – kąt położenia wycinka A_{ij} na obwodzie bandaża,

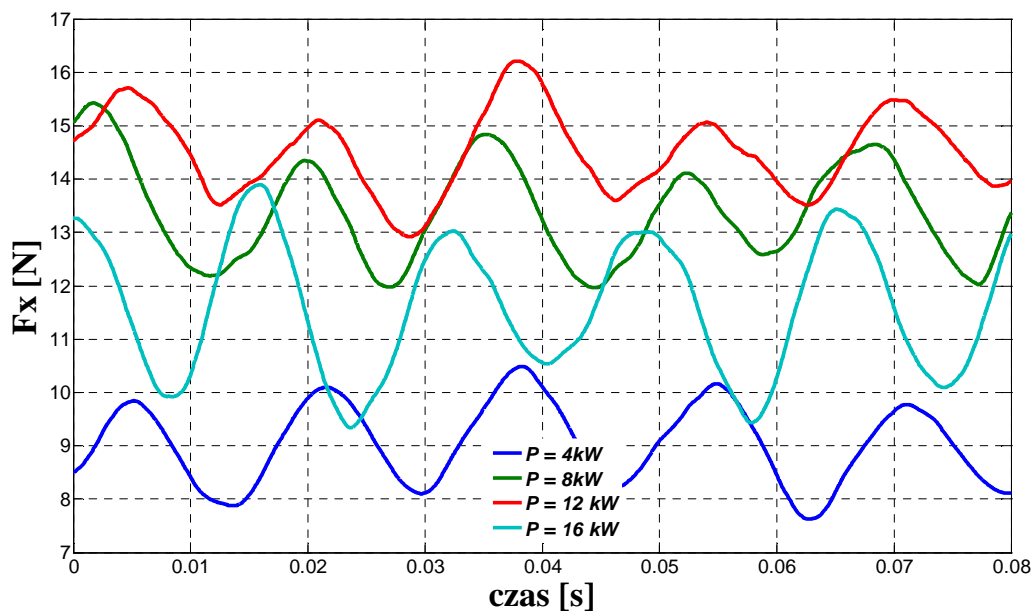
i – indeks kolejnych wycinków powierzchni bandaża numerowanych na obwodzie,

j – indeks kolejnych wycinków powierzchni bandaża numerowanych wzdłuż osi turbiny,

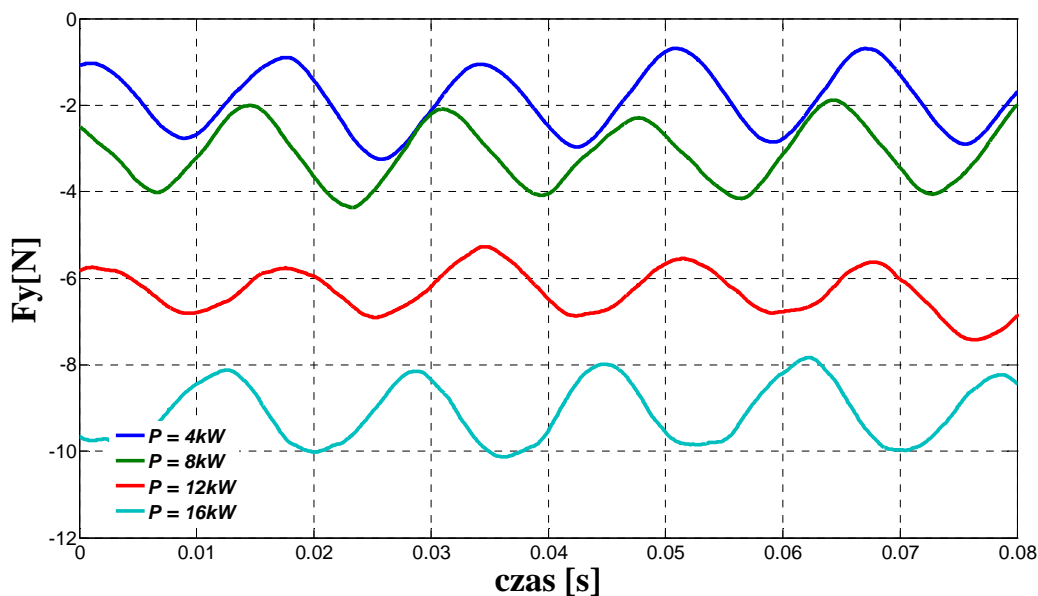
m – liczba wycinków powierzchni bandaża numerowanych wzdłuż osi turbiny

n – liczba wycinków powierzchni bandaża numerowanych na obwodzie bandaża.

Przykłady przebiegów czasowych składowych sił ciśnieniowych F_x oraz F_y dla różnych mocy obciążenia P przedstawiono odpowiednio na rys. 13 i rys. 14.



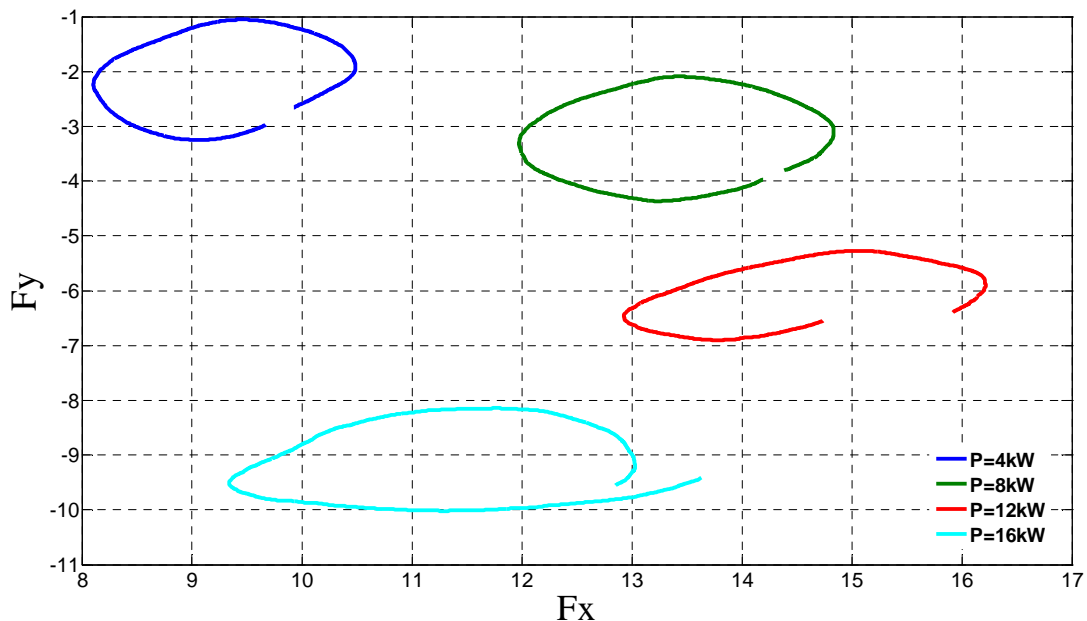
Rys. 13 Zmiana w czasie składowej F_x siły ciśnieniowej dla różnych mocy turbiny P (prędkość obrotowa wirnika $n = 3870$ obr/min)



Rys. 14 Zmiana w czasie składowej F_y siły ciśnieniowej dla różnych mocy turbiny P (prędkość obrotowa wirnika $n = 3870$ obr/min)

2.3 Siły aerodynamiczne w funkcji mocy turbiny

Podczas badań eksperymentalnych metodą opisaną w punkcie 2.2. wyznaczono siły ciśnieniowe i ich zależność od mocy P obciążającej turbinę. Badania przeprowadzono podczas stanu ustalonego pracy turbiny modelowej dla różnych wartości mimośrodowości e . Rys. 15 przedstawia zmianę składowych F_x, F_y siły ciśnieniowej dla różnych mocy turbiny w ciągu jednego pełnego obrotu wirnika.



Rys. 15 Składowe F_x i F_y siły ciśnieniowej w funkcji mocy obciążenia P (prędkość obrotowa wirnika $n = 3870 \text{ obr/min}$, mimośródowość $e = +0,1\text{mm}$)

Przeprowadzone badania, których przykładowe wyniki zamieszczono na rys. 13, 14, 15, pozwalają zauważyć, że zmiana siły ciśnieniowej w funkcji mocy obciążenia może być zapisana jako suma składowej średniej i składowej zmiennej:

$$F_x(P) = \underline{f}_x + Af_x$$

$$F_y(P) = \underline{f}_y + Af_y$$

Wartość średnią przebiegu czasowego ($\underline{f}_x, \underline{f}_y$) definiujemy jako [3]:

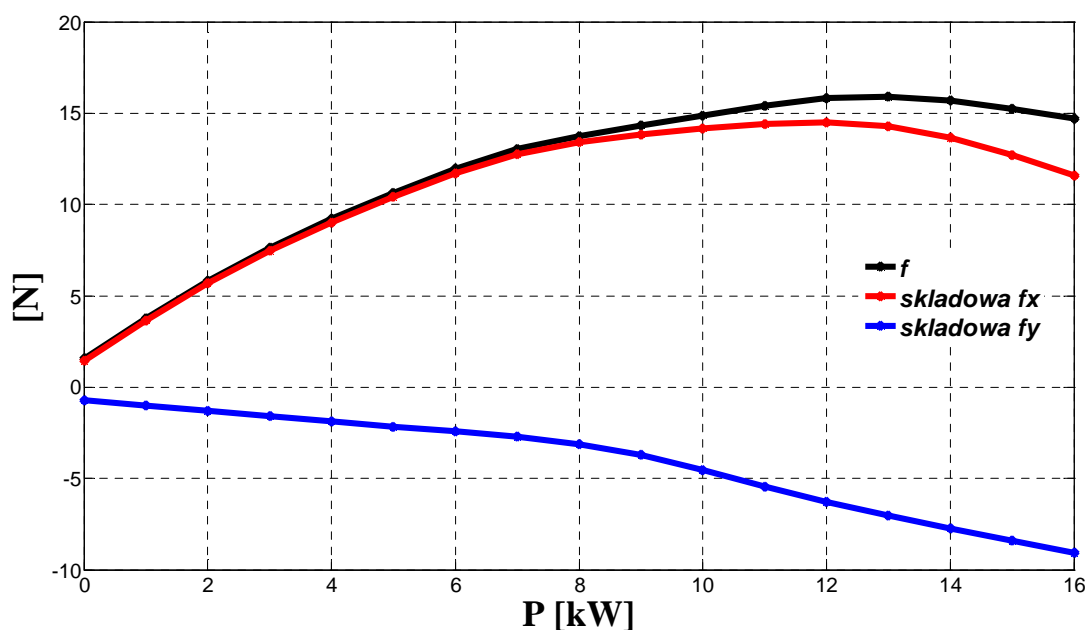
$$\underline{f} = \lim_{N \rightarrow \infty} \frac{1}{N} \sum_{k=1}^N f(k) \quad (3)$$

gdzie :

\underline{f} – wartość średnia przebiegu czasowego

f – próbki sygnału
 N – liczba próbek
 k – indeks kolejnych próbek

W celu określenia charakterystyk statycznych sił ciśnieniowych w funkcji mocy turbiny P , wyznaczono wartości średnie sił składowych f_x , f_y dla różnych obciążeń turbiny modelowej w stanie ustalonym. Rysunek 16 przedstawia charakterystyki średnich wartości składowych siły ciśnieniowej f_x , f_y oraz średniej wartości siły wypadkowej f w funkcji mocy turbiny P .



Rys. 16 Charakterystyka statyczna średniej siły ciśnieniowej f i jej składowych f_x i f_y w funkcji mocy obciążenia
 (prędkość obrotowa wirnika $n = 3870$ obr/min, mimośrodowość $e = +0,1$ mm)

Charakterystyki przedstawione na rysunku 16 wyraźnie wskazują na nieliniowy charakter zależności między siłami ciśnieniowymi a mocą turbiny¹.

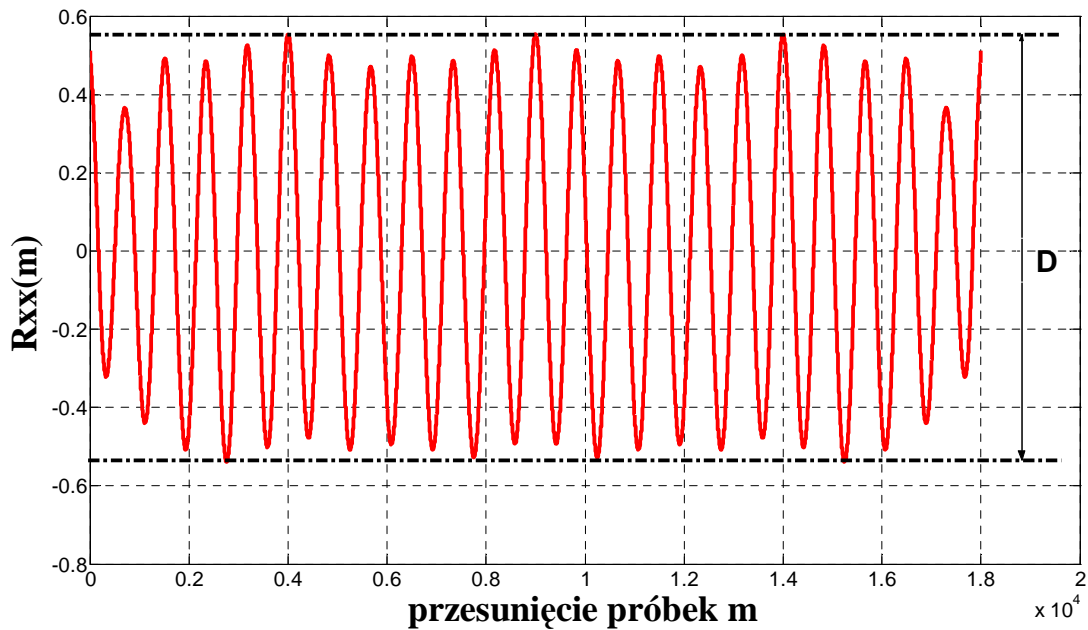
Składowa zmienna siły ciśnieniowej została określona przy zastosowaniu analizy korelacyjnej [61]. Przykładowo, rys. 17 przedstawia przebieg funkcji autokorelacji siły

¹ Do wyznaczenia zależności analitycznej opisującej relacje pomiędzy składowymi siłami aerodynamicznymi a mocą turbiny można napisać zależności analityczne, np. wielomianowe przedstawiono w załączniku nr 3.

ciśnieniowej dla mocy turbiny $P = 4 \text{ kW}$. Na wykresie tym wartość podwójnej amplitudy zmiany funkcji autokorelacji D jest równa:

$$D = A^2$$

gdzie: A – amplituda sygnału siły ciśnieniowej



Rys. 17 Przykład funkcji autokorelacji $R_{xx}(m)$ wyznaczonej dla składowej zmiennej Af_x siły ciśnieniowej przy mocy turbiny $P=4\text{kW}$ (prędkość obrotowa wirnika $n = 3870 \text{ obr/min}$)

W tabeli 1 zostały przedstawione przykładowe wyniki oszacowania amplitud składowych zmiennych Af_x i Af_y siły ciśnieniowej w zależności od mocy P turbiny modelowej.

Tab. 1 Wartości amplitud oszacowanych na podstawie funkcji autokorelacji składowych zmiennych Af_x i Af_y siły ciśnieniowej w zależności od mocy turbiny P (mimośrodowość $e=0,1\text{mm}$)

$P[\text{kW}]$	4	8	12	16
$Af_x[\text{N}]$	1.04	1.26	1.09	1.73
$Af_y[\text{N}]$	1.03	0.98	0.73	0.94

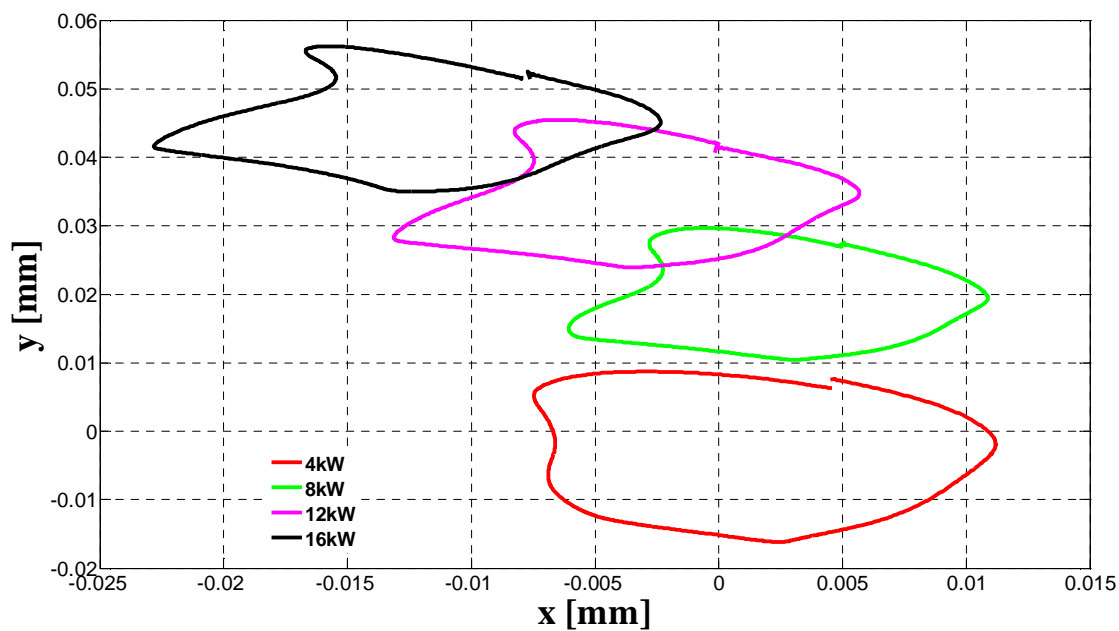
2.4 Przeszyczenia wirnika w funkcji mocy obciążenia

Następnie wyznaczono charakterystyki przeszczeń wirnika w funkcji mocy P turbiny dla różnych wartości mimośrodowości e . Rysunki 18, 19, 20 przedstawiają przeszczenia w osiach x i y wału turbiny zarejestrowane dla różnych wartości mocy P i różnych wartości mimośrodowości e dla jednego pełnego obrotu wału. Przeszczenia wirnika w funkcji mocy turbiny mogą być zapisane jako suma składowych średnich (\underline{x} , \underline{y}) i składowych zmiennych (A_x , A_y):

$$x(P) = \underline{x} + Ax$$

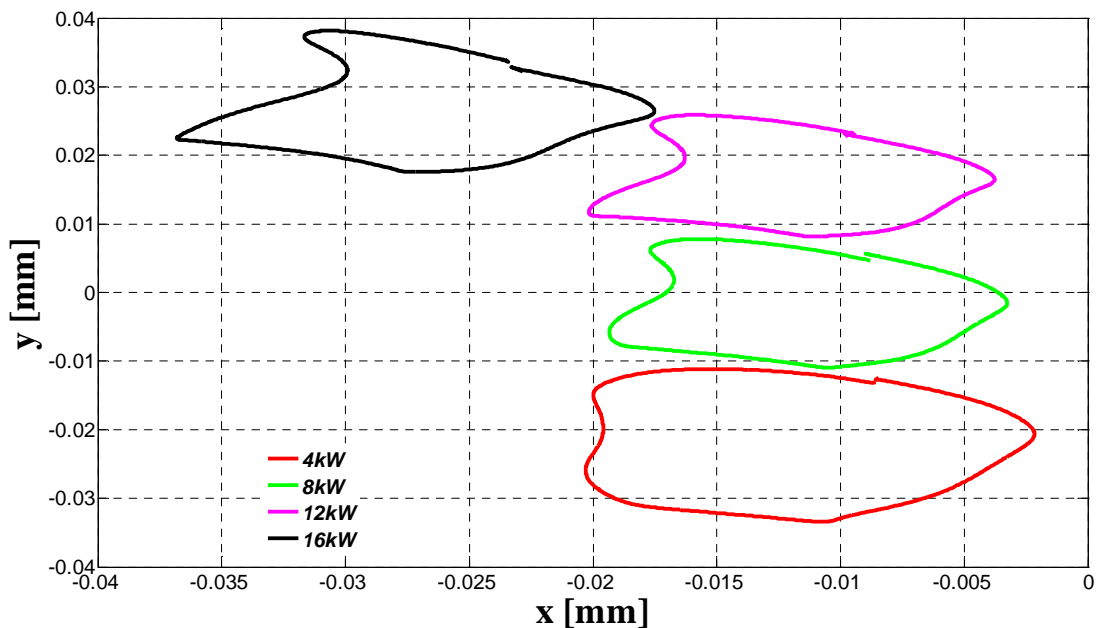
$$y(P) = \underline{y} + Ay$$

(4)

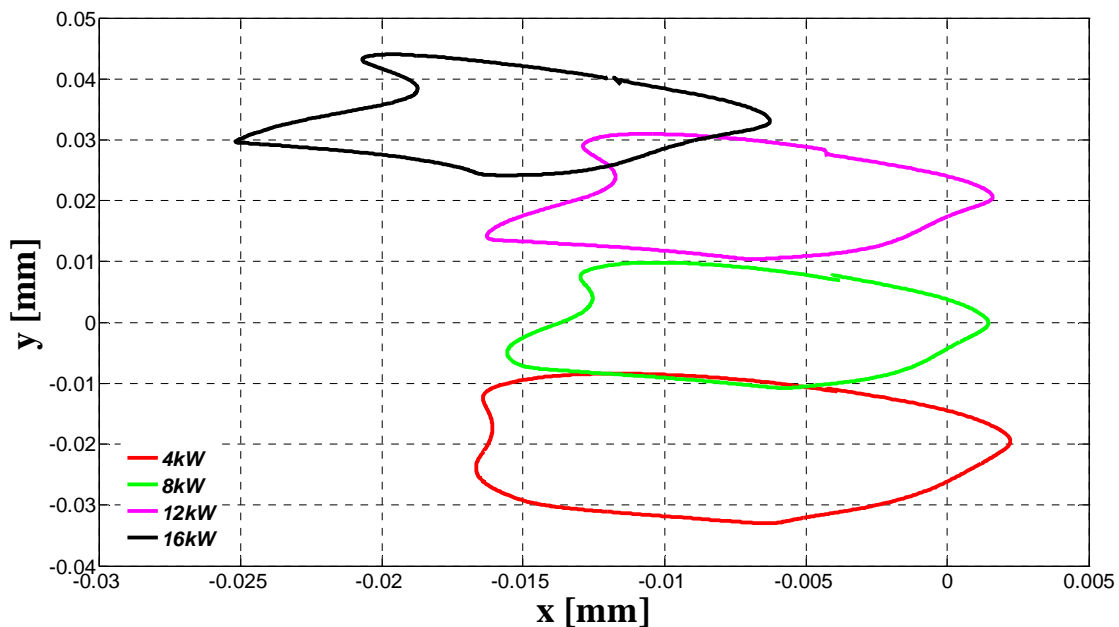


Rys. 18 Trajektorie wirnika dla mimośrodowości $e=+0,1\text{mm}$ dla różnych wartości mocy P turbiny

(prędkość obrotowa wirnika $n = 3870 \text{ obr/min}$)



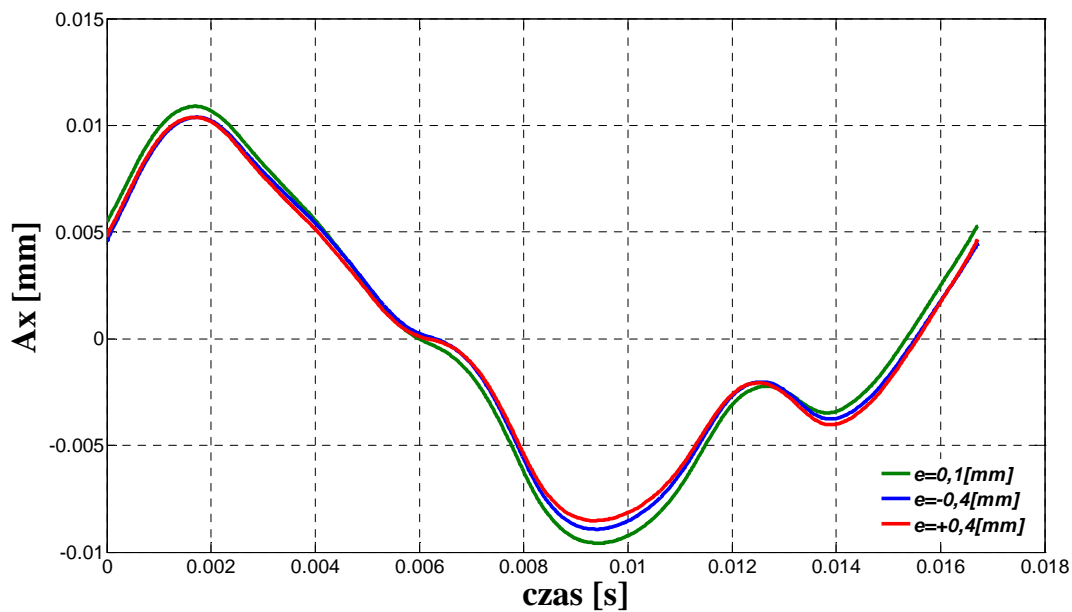
Rys. 19 Trajektorie wirnika dla mimośrodowości $e = -0,4$ mm dla różnych wartości mocy P turbiny
(prędkość obrotowa wirnika $n = 3870$ obr/min)



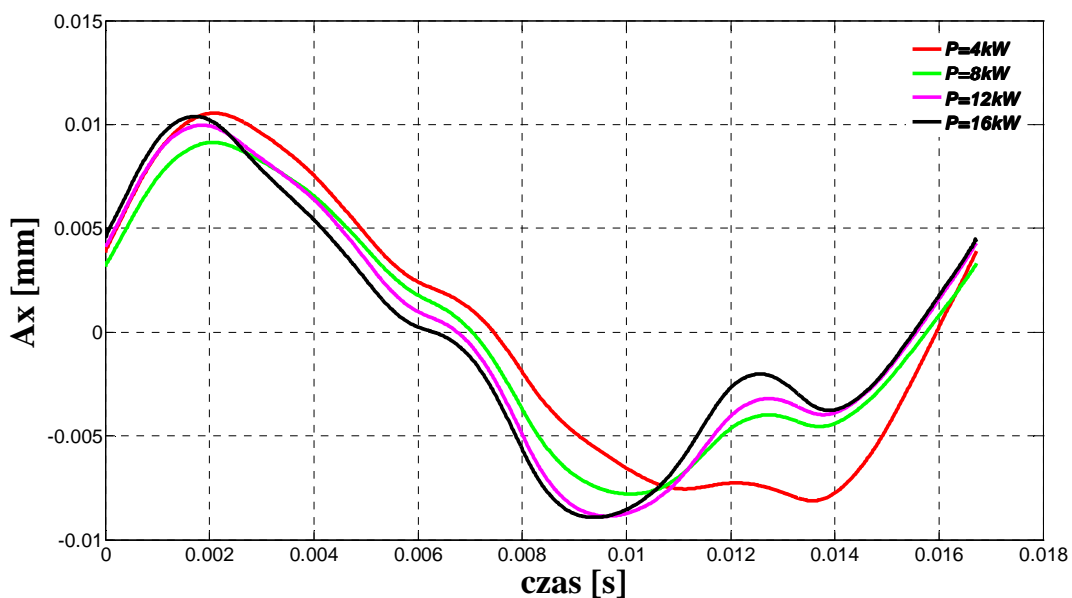
Rys. 20 Trajektorie wirnika dla mimośrodowości $e = +0,4$ mm dla różnych wartości mocy P turbiny
(prędkość obrotowa wirnika $n = 3870$ obr/min)

Przykładowe zarejestrowane przebiegi składowej zmiennej przemieszczenia wirnika dla różnych mimośrodości e przedstawia rys. 21. Natomiast na rys. 22 pokazano składową

zmienną przemieszczenia wirnika dla różnych wartości mocy turbiny dla jednego obrotu wirnika.



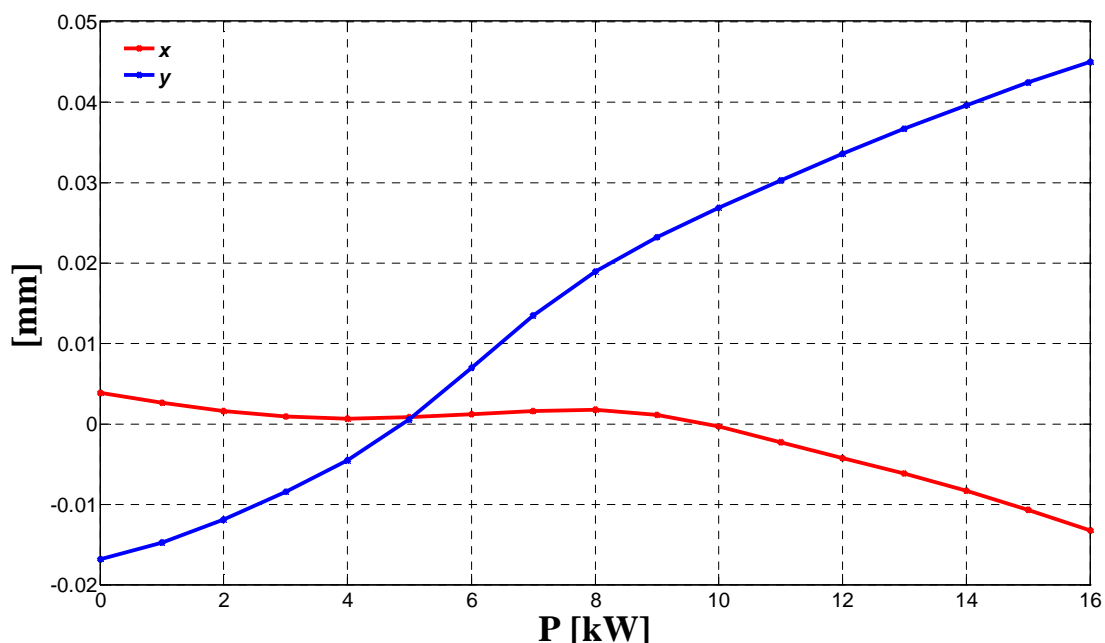
Rys. 21 Składowa zmienna przemieszczenia w kierunku osi x dla różnych wartości mimośrodowości: $e=+0,1$ mm, $e=+0,4$ mm, $e=-0,4$ mm
(moc turbiny $P=16$ kW, prędkość obrotowa wirnika $n=3870$ obr/min)



Rys. 22 Składowa zmienna przemieszczenia kierunku osi x dla mimośrodowości $e=+0,4$ mm i różnych wartości mocy P
(prędkość obrotowa wirnika $n=3870$ obr/min)

Na podstawie zarejestrowanych podczas eksperymentu przemieszczeń wyznaczono zmianę składowej średniej przemieszczenia wału w funkcji mocy obciążenia P dla różnych

wartości mimośrodowości e . Średnie przemieszczenia \underline{x} i \underline{y} (wzór 4) zostały wyznaczone według ogólnej zależności w postaci (3) i przedstawione przykładowo na rys. 23².



Rys. 23 Charakterystyki przemieszczenia \underline{x} i \underline{y} wirnika w funkcji mocy P turbiny (prędkość obrotowa wirnika $n = 3870$ obr/min, mimośrodek $e = +0,1$ mm)

Do identyfikacji składowej zmiennej sygnału przemieszczenia, podobnie jak w przypadku identyfikacji składowej zmiennej sił ciśnieniowych, zastosowano analizę korelacyjną. Wyznaczono estymaty funkcji autokorelacji składowych zmiennych A_x i A_y przemieszczenia. W tabeli 2 zostały przedstawione wyniki oszacowania składowych zmiennych A_x i A_y przemieszczenia w zależności od mocy P turbiny.

Tab. 2 Wartości składowych zmiennych A_x , A_y oszacowanych na podstawie funkcji autokorelacji w zależności od mocy P turbiny

(prędkość obrotowa wirnika $n = 3870$ obr/min, mimośrodek $e = +0,1$ mm)

P [kW]	4	8	12	16
A_x [mm]	0.01195	0.00845	0.00935	0.00955
A_y [mm]	0.0125	0.011	0.01	0.011

Po dokonaniu analizy korelacyjnej sygnałów siły ciśnieniowej oraz przemieszczenia wirnika stwierdzono, że w funkcji mocy turbiny zmiany składowej zmiennej są wyraźnie

² Przykładowe wielomianowe zależności analityczne przemieszczenia wirnika w funkcji mocy obciążenia przedstawiono w załączniku nr 3.

mniejsze od zmian składowej średniej, zarówno w przypadku przemieszczenia, jak i siły aerodynamicznej. Z przykładowych oszacowań wynikają następujące wartości wzrostu składowej zmiennej oraz wzrostu wartości składowej średniej przy zmianie mocy turbiny od wartości $P=4kW$ do $P=16kW$.

Przykładowo dla mimośrodowości $e=0,1mm$ otrzymano:

a. oszacowania dla składowej zmiennej przemieszczenia

$$A_{x\%} = \frac{A_{x16} - A_{x4}}{A_{x4}} \cdot 100\% = \frac{0,1195 - 0,00955}{0,01195} \cdot 100\% \approx 20\%$$

$$A_{y\%} = \frac{A_{y16} - A_{y4}}{A_{y4}} \cdot 100\% = \frac{0,0125 - 0,011}{0,0125} \cdot 100\% \approx 12\%$$

gdzie:

$A_{x\%}$, $A_{y\%}$ – procentowa zmiana składowej zmiennej x , y przemieszczenia przy zmianie mocy turbiny od wartości $P=4kW$ do $P=16kW$,

A_{x4} , A_{y4} , A_{x16} , A_{y16} – wartości składowej zmiennej x , y przemieszczenia odpowiednio dla mocy turbiny $P=4$ i $P=16kW$.

b. oszacowania dla wartości składowej stałej przemieszczenia

$$x_{\%} = \frac{x_{16} - x_4}{x_4} \cdot 100\% = \frac{-0,015 - 0,001}{0,001} \cdot 100\% \approx 160\%$$

$$y_{\%} = \frac{y_{16} - y_4}{y_4} \cdot 100\% = \frac{0,045 + 0,005}{0,005} \cdot 100\% \approx 1000\%$$

gdzie:

$x_{\%}$, $y_{\%}$ – procentowa zmiana wartości składowej stałej x , y przemieszczenia przy zmianie mocy turbiny od wartości $P=4kW$ do $P=16kW$,

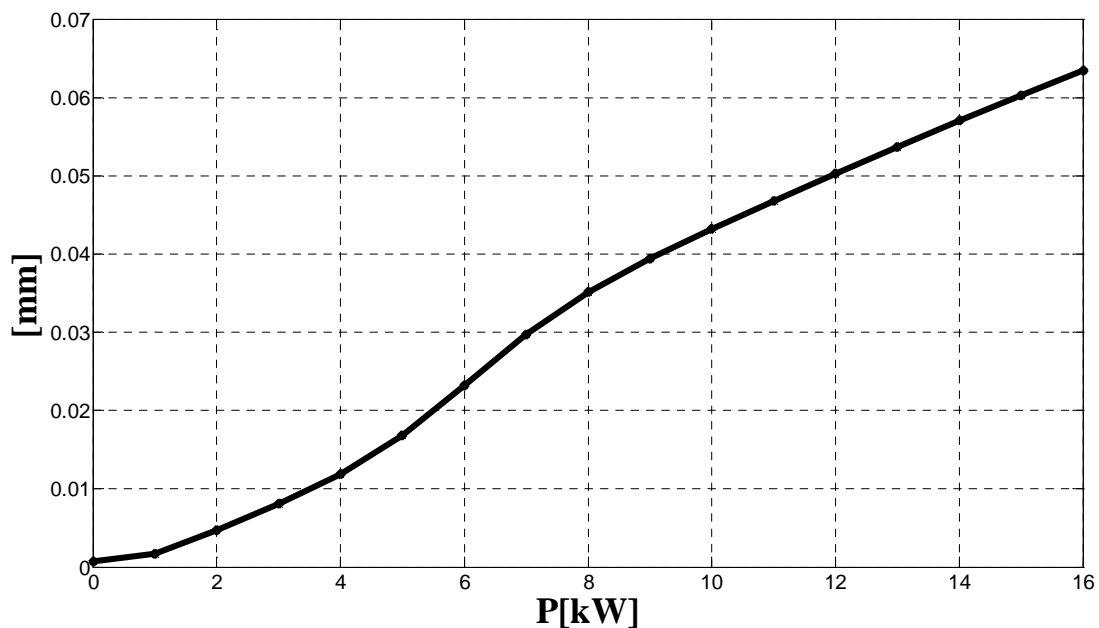
x_4 , y_4 , x_{16} , y_{16} – wartości składowej stałej x , y przemieszczenia odpowiednio dla mocy obciążenia $P=4$ i $P=16kW$.

Wyniki oszacowań zmian składowej zmiennej i stałej przemieszczenia przy wzroście mocy obciążenia od $P=4kW$ do $P=16kW$, wskazują, że zmiana składowej średniej przemieszczenia w osi x jest w przybliżeniu osiem razy większa od zmiany składowej zmiennej przemieszczenia. Natomiast w osi y dysproporcje te są jeszcze większe. Wraz ze wzrostem mocy obciążenia wartość składowej zmiennej przemieszczenia na kierunku y

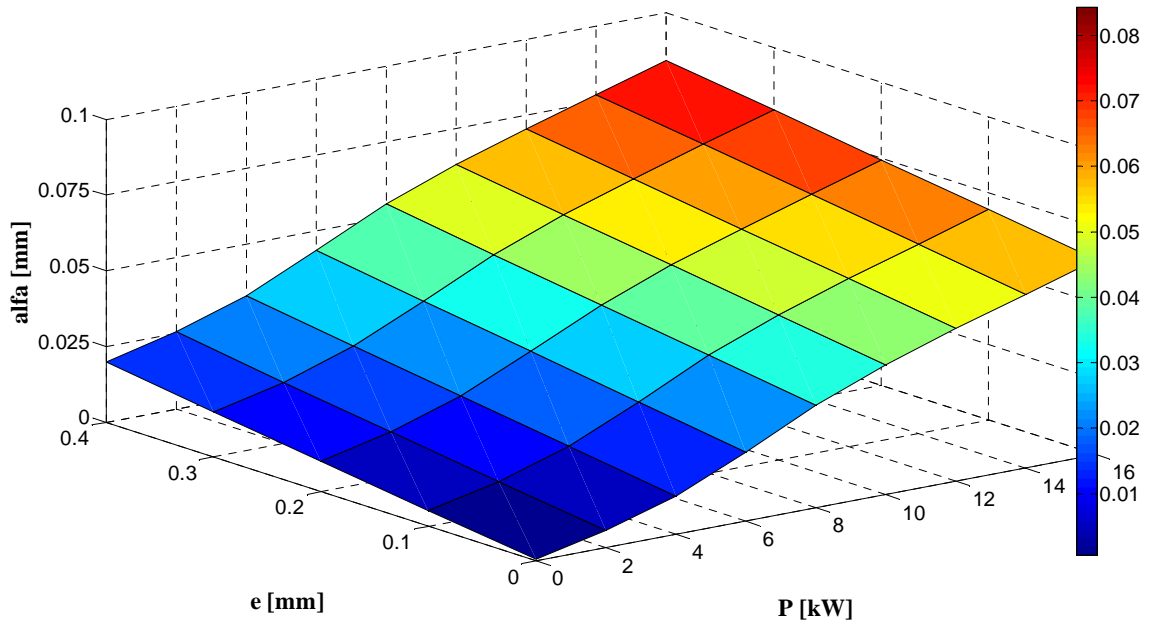
zmienia się o 12% natomiast wartość składowej średniej na tym kierunku wzrasta o 1000%.

Podobne rezultaty otrzymano dla innych wartości mimośrodowości e . W każdym przypadku zmienne składowe przemieszczeń A_x , A_y były wielokrotnie mniejsze od zmian składowych średnich, odpowiednio \underline{x} , \underline{y} . Z tego względu w dalszej części pracy rozpatrywano przede wszystkim składową średnią sygnałów przemieszczenia, a składową zmienną uwzględniono w układzie regulacji, przyjmując dla bezpieczeństwa wartości średnie \underline{x} , \underline{y} zwiększone odpowiednio o stałą wartość A_x , A_y .

W efekcie otrzymano zależność pomiędzy wypadkowym przemieszczeniem wirnika α ($\alpha = \sqrt{\underline{x}^2 + \underline{y}^2}$), a mocą turbiny P . Przykładową zależność tego typu dla mimośrodowości $e=0,1mm$ przedstawiono na rys. 24, natomiast na rys. 25 pokazano zależność przemieszczeniem wirnika α w zależności od mimośrodowości e oraz mocy P turbiny.

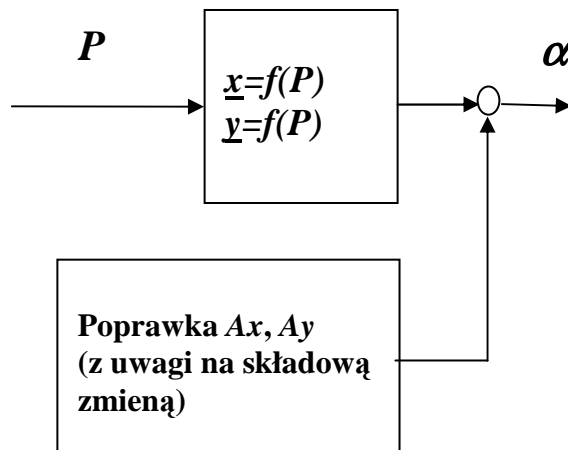


Rys. 24 Wypadkowe przemieszczenie wirnika α w funkcji mocy P turbiny
(prędkość obrotowa wirnika $n = 3870$ obr/min, mimośrodek $e = +0,1mm$)



Rys. 25 Wypadkowe przemieszczenie wirnika α w funkcji mocy P turbiny i mimośrodowości e

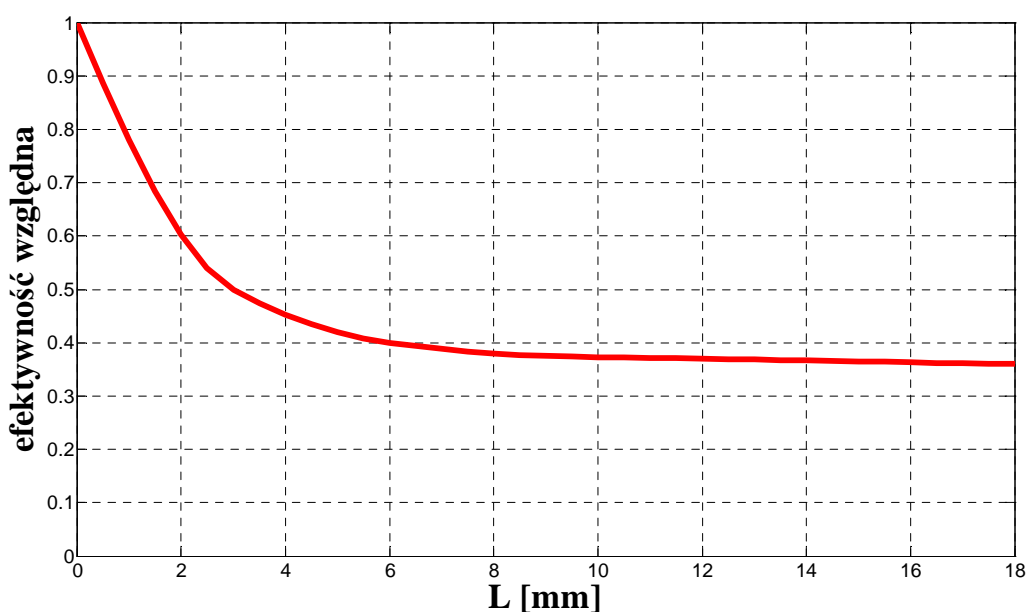
Ponieważ dla danej mocy konkretnej turbiny przemieszczenie jest proporcjonalne do mimośrodowości, otrzymano model opisujący relacje pomiędzy mocą obciążenia turbiny a przemieszczeniem wirnika, przedstawiony schematycznie na rysunku 26.



Rys. 26 Schemat ilustrujący zależność przemieszczenia wirnika α w funkcji mocy P turbiny

2.5 Układ regulacji z zastosowaniem uszczelnienia z komorą wyrównawczą

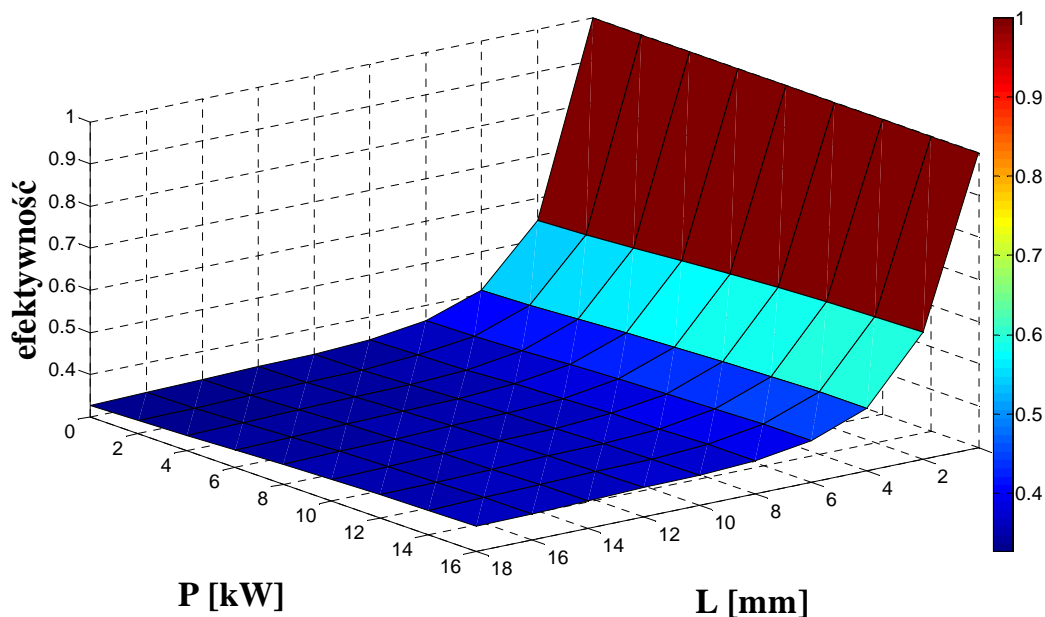
Uszczelnienia nadbandażowe z regulowaną komorą wyrównawczą (rys.10) umożliwiają oddziaływanie na wartości sił ciśnieniowych powstających w szczelinie nadbandażowej. Efektywność zmniejszania sił ciśnieniowych powstających w szczelinie nadbandażowej w funkcji otwarcia komory wyrównawczej L przedstawia przykładowo rys. 27 [47], [77], [80]. Współczynnik efektywności względnej uszczelnienia jest zdefiniowany jako stosunek siły aerodynamicznej generowanej w uszczelnieniu z komorą wyrównawczą do siły aerodynamicznej w uszczelnieniu bez komory. To oznacza, że im mniejsza wartość współczynnika efektywności, tym większe zmniejszenie siły aerodynamicznej.



Rys. 27 Współczynnik efektywności względnej uszczelnienia z komorą wyrównawczą w funkcji otwarcia komory L

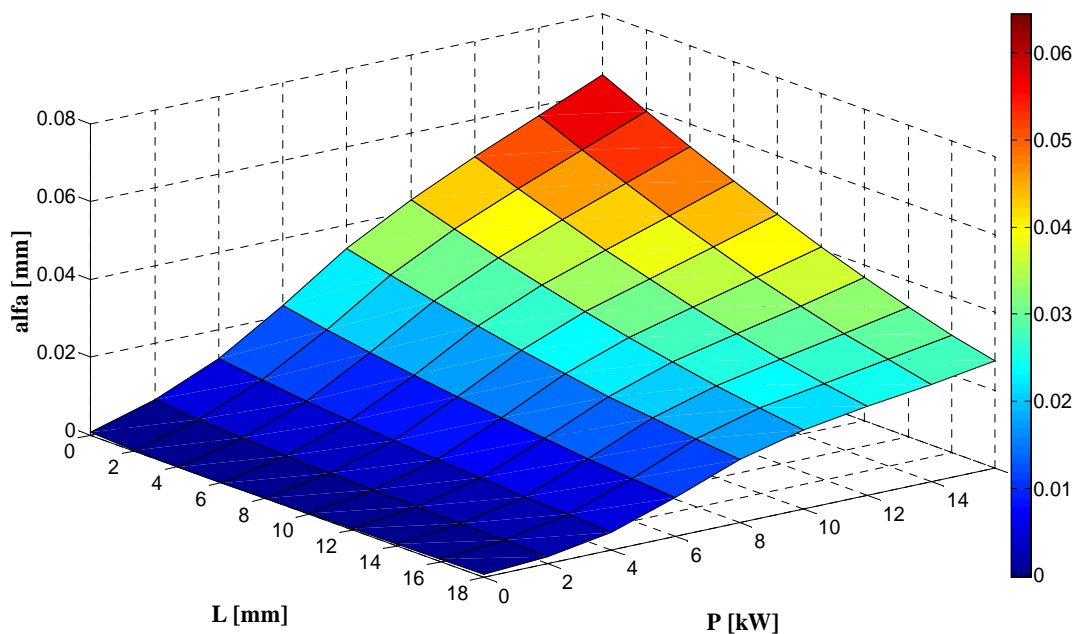
(przykład dla mocy turbiny $P=8KW$, prędkości obrotowej wirnika $n=5400obr/min$)

Efektywność działania uszczelnienia nadbandażowego z komorą wyrównawczą zależy od mocy P turbiny. Rys. 28 przedstawia zmianę względną wypadkowej siły aerodynamicznej dla uszczelnienia z komorą wyrównawczą w funkcji mocy P turbiny i otwarcia komory L przy stałej prędkości obrotowej wirnika.



Rys. 28 Efektywność względna uszczelnienia z komorą wyrównawczą w funkcji otwarcia komory L i mocy obciążenia turbiny P (mimośrodowość $e=const$)

Korzystając z wyników badań wyznaczono charakterystykę przemieszczenia wirnika turbiny modelowej w zależności od mocy P turbiny i wielkości L otwarcia komory wyrównawczej. Przykład takiej charakterystyki pokazano na rys. 29.



Rys. 29 Charakterystyka przedstawiająca zależność przemieszczenia α wirnika od mocy P turbiny oraz wielkości otwarcia komory wyrównawczej L (mimośrodowość $e=const$)

Do sterowania otwarciem komory wyrównawczej L zaproponowano regulator, który będzie realizował kompromis między energią wydatkowaną na sterowanie a zmniejszeniem przemieszczenia wirnika turbiny. Zaproponowano kwadratowy wskaźnik jakości sterowania o postaci:

$$I = w_1 \cdot (\bar{L})^2 + w_2 \cdot (\bar{\alpha})^2 \quad (5)$$

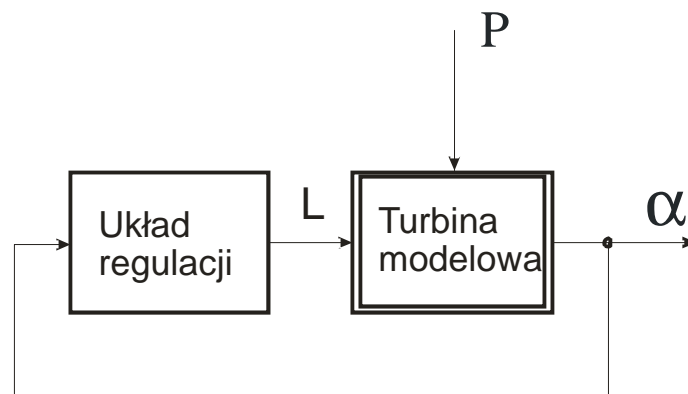
gdzie:

\bar{L} – otwarcie komory wyrównawczej uszczelnienia nadbandażowego (zmienna decyzyjna) znormalizowane względem największej wartości,

$\bar{\alpha}$ – moduł przemieszczenia osi wału wirnika względem położenia początkowego (zmienna wyjściowa), znormalizowany względem największej wartości uzyskanej w trakcie eksperymentu,

w_1, w_2 – wagi

Zaproponowano schemat układu regulacji przedstawiony na rys. 30. Algorytm regulatora wypracowuje sygnał sterujący, by zminimalizować wartość wskaźnika jakości (5).

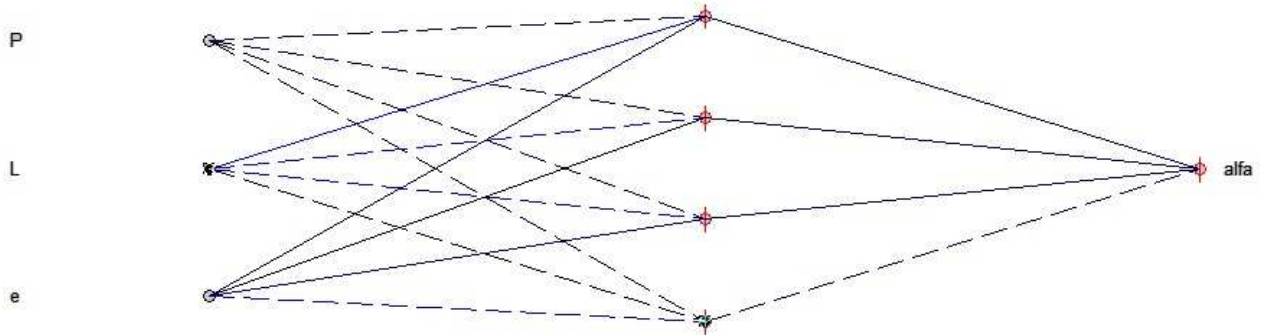


Rys. 30 Schemat blokowy układu sterowania turbina w oparciu o algorytm optymalizacji wskaźnika jakości

α - moduł przemieszczenia, L - otwarcie komory wyrównawczej, P - moc turbiny

Model turbiny opisujący przemieszczenie wirnika α w zależności od mocy obciążenia turbiny P oraz otwarcia komory wyrównawczej L został opisany za pomocą sieci neuronowej. Zastosowano sieć jednokierunkową typu MLP składającą się z czterech neuronów o sigmoidalnej bipolarnej funkcji przejścia w warstwie ukrytej i jednego neuronu o liniowej

funkcji przejścia w warstwie wyjściowej. Wielkościami wejściowymi sieci były moc obciążenia turbiny P , otwarcie komory wyrównawczej L , mimośrodowość e , a wielkością wyjściową przemieszczenie wału α . Rys. 31 przedstawia architekturę użytej sieci perceptronowej MLP, natomiast w tabeli 3 zamieszczono uzyskane podczas treningu metodą Levenberga-Marquardta wagi i progi aktywacji poszczególnych warstw sieci.



Rys. 31 Architektura sieci neuronowej

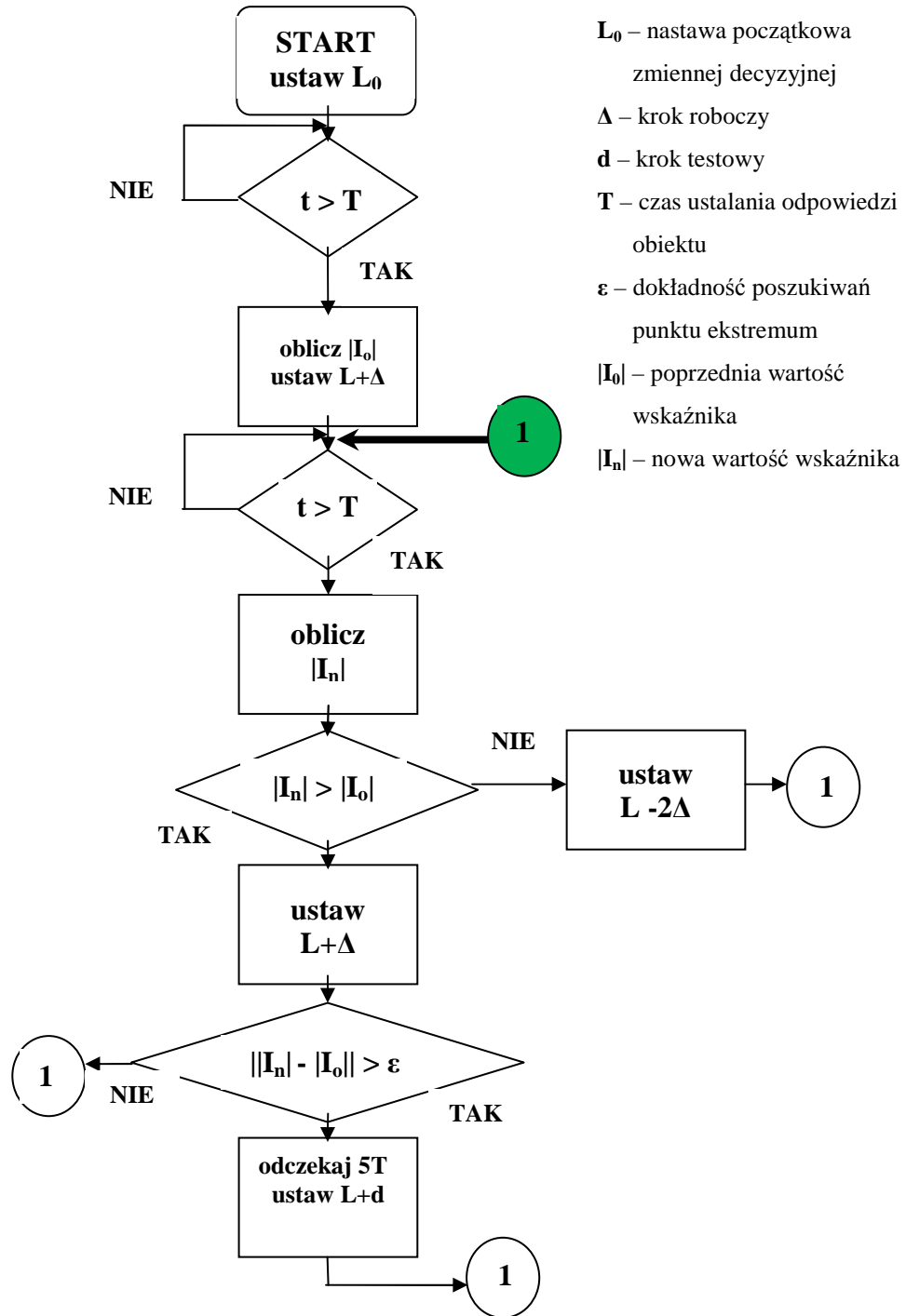
wektor wejściowy – moc P , otwarcie komory L , mimośrodowość e ;
wektory wyjściowy – przemieszczenie α

Tab. 3 Parametry modelu neuronowego

W_1, B_1 – wagi i progi aktywacji warstwy ukrytej, W_2, B_2 – wagi i progi aktywacji warstwy wyjściowej

Model neuronowy turbiny powietrznej z uszczelnieniem	Architektura sieci			
	HHHH			
	L---			
	W1			B1
	0.35521	-0.37999	0.10571	-0.87644
	-2.6145	-0.0069393	-0.039588	-0.61229
	-0.30185	0.12769	0.13803	-1.1105
	0.55196	0.7042	0.30052	1.3918
	W2			B2
1.874	-0.20954	0.67047	0.29001	1.181

Testy otrzymanego modelu neuronowego turbiny powietrznej pozwoliły oszacować błąd odwzorowywania przemieszczeń wirnika, który nie przekraczał $0,0015 \text{ mm}$.



Rys. 32 Algorytm pracy regulatora krokowego

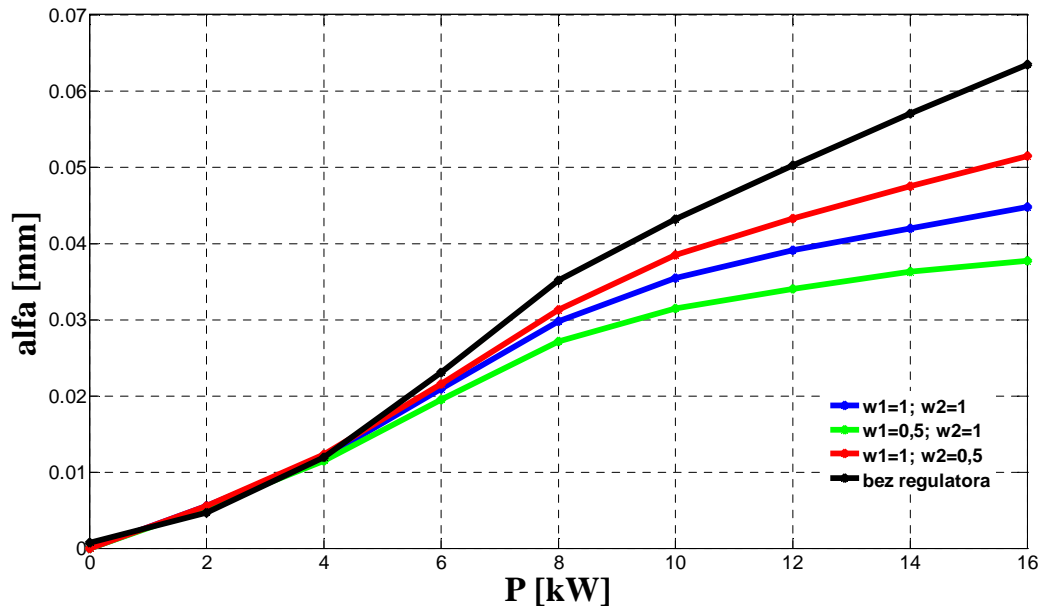
Minimum wskaźnika jest poszukiwane przy pomocy algorytmu krokowego (rys.32), biorąc pod uwagę zmiany parametrów pracy turbiny. Zaproponowany układ regulacji ekstremalnej został przebadany drogą symulacji komputerowej. Neuronowy emulator turbiny modelowej został zaimplementowany w środowisku Matlab i wykorzystany w środowisku LabView za pomocą Matlab Script. Do badań przyjęto: czas ustalania modułu przemieszczenia wirnika $T = 0$, jednakową wartość kroku testowego i roboczego:

$d = \Delta = 0,01mm$, dokładność, ε z jaką jest poszukiwane ekstremum wskaźnika jakości $\varepsilon = 0.002$.

Zaimplementowany regulator pracuje z emulatorem neuronowym odwzorowującym przedstawioną powyżej relację między mocą turbiny a przemieszczeniem wirnika.

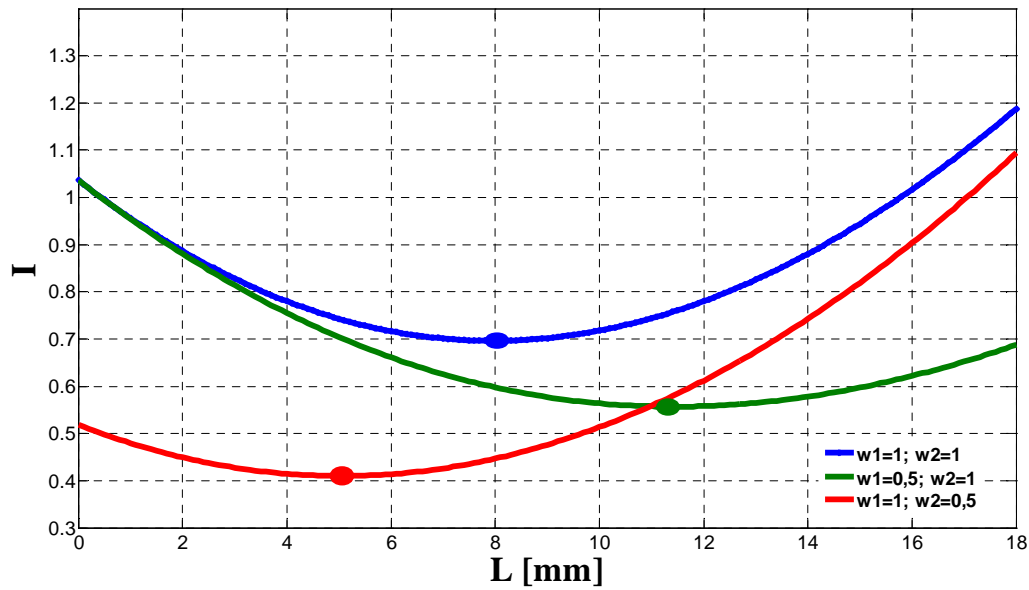
Badanie symulacyjne rozpoczęto od sprawdzenia efektywności działania regulatora krokowego. W tym celu przeprowadzono symulację działania układu z regulatorem i bez regulatora i sprawdzono, jak regulator wpływa na przemieszczenia wału turbiny. Następnie zbadano wpływ wartości wag wskaźnika opisanego zależnością (5) na przemieszczenia wału turbiny. Dokonano symulacji dla kilku wariantów wyboru wartości wag wskaźnika sterowania. Zwiększenie wartości w_1 w stosunku do wartości w_2 oznacza położenie większego nacisku na energię zużytą do procesu regulacji, co w tym przypadku prowadzi do mniejszego otwarcia komory i mniej efektywnej redukcji przemieszczeń wirnika.

Symulacja przemieszczeń wirnika w funkcji mocy turbiny odbywała się przy wzroście obciążenia turbiny od mocy $P=0$ do $P=16$ kW. Symulację przeprowadzono dla różnych kombinacji współczynników wagowych. Przykładowe wyniki przeprowadzonej symulacji przedstawia rysunek 33.

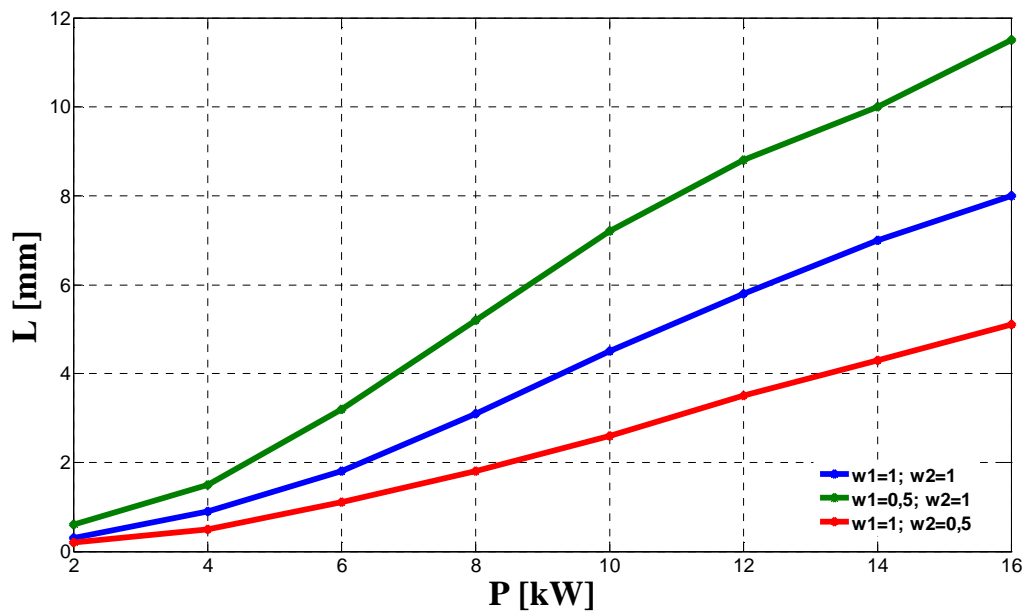


Rys. 33 Charakterystyki symulacyjne przemieszczenia wirnika turbiny modelowej z regulatorem i bez regulatora dla różnych konfiguracji współczynników wagowych (moc turbiny zmienna od $P=0$ do 16 kW, prędkość obrotowa wirnika $n = 3870$ obr/min)

Przykładową zależność wskaźnika jakości I w funkcji otwarcia komory L dla mocy $P=16\text{kW}$ i różnych wartości wag wskaźnika przedstawiono na rysunek 34, a na rys. 35 pokazano optymalne nastawy L dla różnych mocy P .

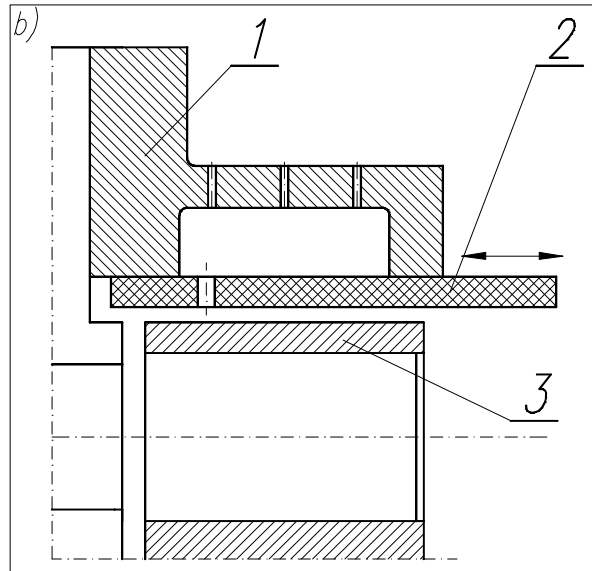


Rys. 34 Charakterystyki wskaźnika jakości I w funkcji otwarcia komory wyrównawczej L dla różnych wartości wag wskaźnika jakości ($P=16\text{kW}$)



Rys. 35 Charakterystyki optymalnych nastaw L w funkcji mocy obciążenia P dla różnych wartości wag wskaźnika jakości I

W badaniach symulacyjnych rozpatrzono także przypadek gładkiego uszczelnienia nadbandażowego (bez grzebieni na bandażu) z komorą wyrównawczą o zmiennym położeniu wlotu, rys. 36 [80].



Rys. 36 Przykład uszczelnienia nadbandażowego z komorą wyrównawczą o zmiennym położeniu wlotu [80]

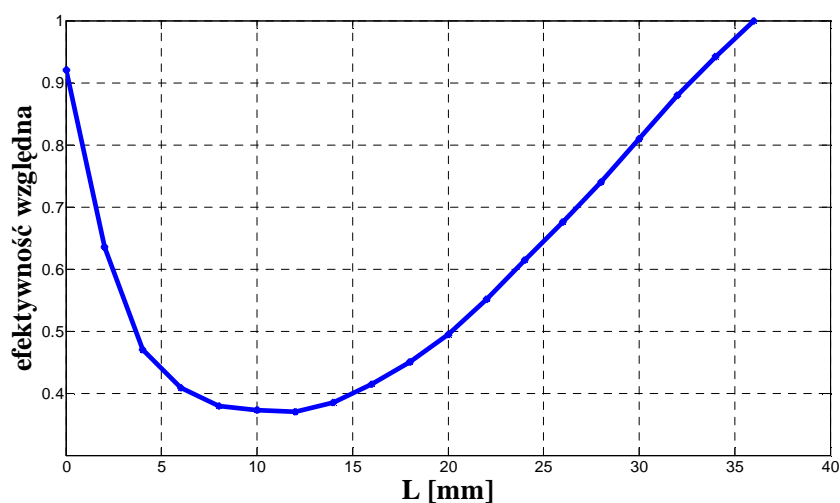
Charakterystyka takiego uszczelnienia w funkcji położenia wlotu do komory wyrównawczej przedstawiona jest na rys. 37 [47], [80]. Dla przedstawionego uszczelnienia również wyznaczono model neuronowy. Zastosowano architekturę przedstawioną na rys. 31 oraz metodę treningu opartą na algorytmie Levenberga-Marquardta. Zastosowano sieć jednokierunkową typu MLP składającą się z czterech neuronów o sigmoidalnej bipolarnej funkcji przejścia w warstwie ukrytej i jednym również o sigmoidalnej bipolarnej funkcji przejścia w warstwie wyjściowej. Parametry modelu wyznaczone podczas treningu zawiera tabela 4.

Tab. 4 Parametry modelu neuronowego (komora wyrównawcza o zmiennym położeniu wlotu)

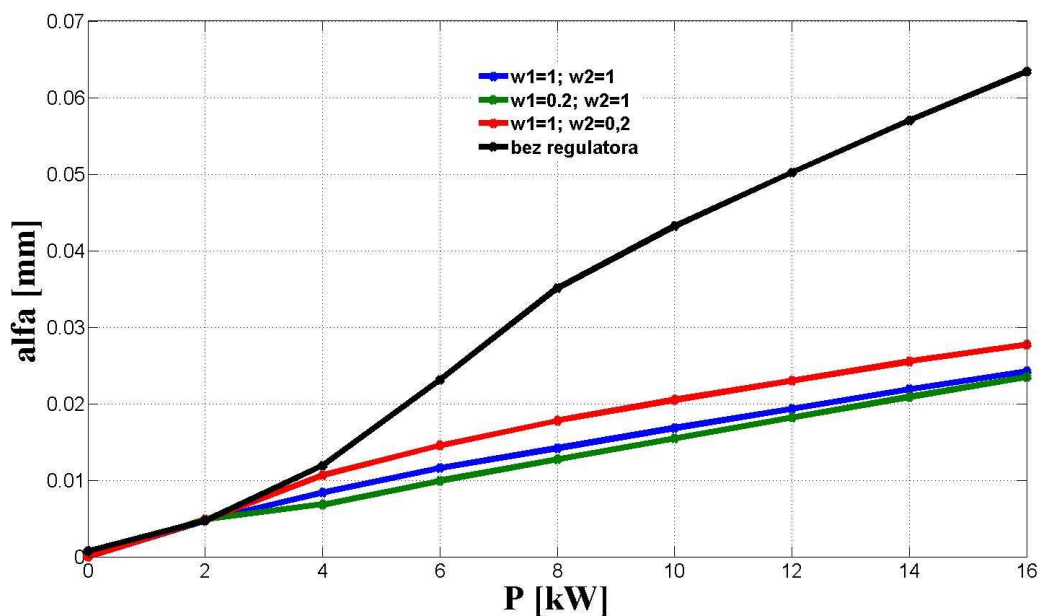
W_1, B_1 – wagi i progi aktywacji warstwy ukrytej,
 W_2, B_2 – wagi i progi aktywacji warstwy wyjściowej

Model neuronowy turbiny powietrznej z uszczelnieniem	Architektura sieci				
	HHHH				
	L---				
	W1				B1
	0.29787	-3.363	0.10693	-4.4817	
	4.389	0.28877	0.61147	-1.2765	
	-0.1704	0.84788	-0.073341;	-0.60608	
	0.31271	-0.47491	0.13463	0.74706	
	W2				B2
	3.5897	-0.1219	3.0163	4.503	1.6849

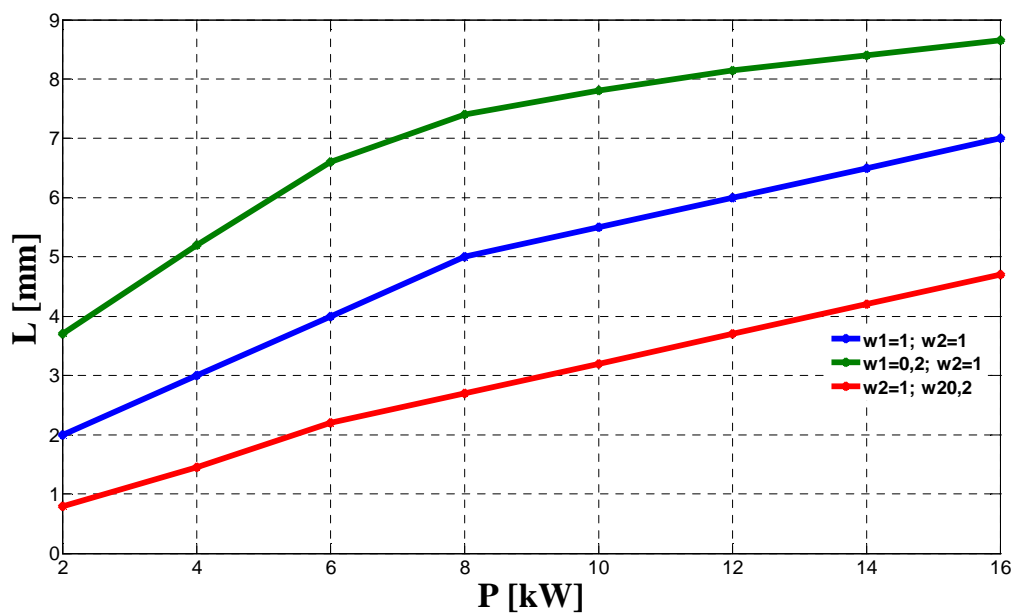
Wyznaczone w trakcie badań charakterystyki symulacyjne turbiny modelowej wyposażonej w uszczelnienie gładkie z komorą wyrównawczą z wlotem przesuwającym wzdłuż szerokości bandaża przedstawiają rys. 38 i rys. 39. Natomiast na rys. 40 pokazano odpowiedni wskaźnik jakości w zależności od położenia komory i dla różnych przykładowych wartości wag wskaźnika.



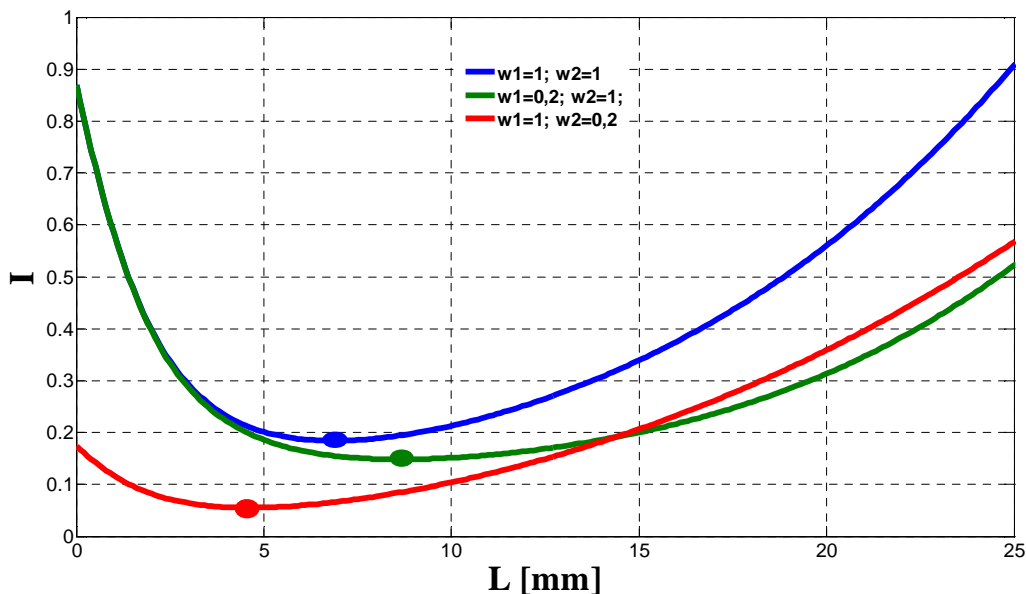
Rys. 37 Przykładowa charakterystyki uszczelnienia bandażem gładkim w funkcji położenia komory wyrównawczej ($P=idem, n=idem$)



Rys. 38 Charakterystyki symulacyjne turbiny modelowej wyposażonej w uszczelnienie gładkie z komorą wyrównawczą o zmiennym położeniu wlotu



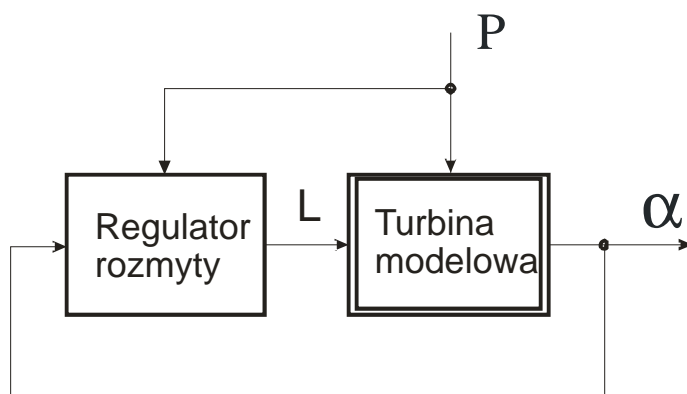
Rys. 39 Charakterystyki optymalnych nastaw L w funkcji mocy P turbiny dla różnych wartości wag wskaźnika jakości I



Rys. 40 Charakterystyki wskaźnika jakości I w funkcji położenia wlotu do komory wyrównawczej L dla różnych wartości wag ($P=16\text{kW}$)

Zastosowanie przesuwanej komorą wyrównawczej zapewnia dużą efektywność redukcji przemieszczeń wirnika w przypadku gładkiego bandaża, np. dla wag $w_1=1$ oraz $w_2=1$ uzyskano zmniejszenie przemieszczeń wirnika o ok. 60% w całym rozważanym zakresie zmian mocy obciążenia od 0 do 16kW.

Zaprojektowano również układ sterowania przemieszczeniami turbiny modelowej wykorzystujący logikę rozmytą. Regulator rozmyty został zaprojektowany w środowisku Matlab z wykorzystaniem toolboxu fuzzy logic. Podstawowe informacje na temat regulacji rozmytej zawarte są w załączniku nr 5b (str. 113). Schemat układu z regulatorem rozmytym przedstawia rys. 41.



Rys. 41 Schemat blokowy układu sterowania z regulatorem rozmytym

α - moduł przemieszczenia, L - otwarcie komory wyrównawczej, P - moc obciążenia turbiny

W projekcie układzie sterowania rozmytego oprócz sygnału przemieszczenia α wykorzystany został sygnał mocy P turbiny, jako dodatkowa informacja do wnioskowania o wartości sygnału sterującego (otwarcia komory wyrównawczej) L . Na bazie tych sygnałów zostały utworzone zmienne lingwistyczne „przemieszczenie”, „obciążenie”, „otwarcie” oraz odpowiadające tym zmiennym następujące zbiory rozmyte:

$$\text{przemieszczenie} = \{„Małe”, „Średnie”, „Duże”\},$$

$$\text{obciążenie} = \{„Małe”, „Średnie”, „Duże”\},$$

$$\text{otwarcie} = \{„Bardzo Małe”, „Małe”, „Średnie”, „Duże”, „Bardzo Duże”\}$$

Zdefiniowano następnie funkcje przynależności zmiennych nierozmytych (α , P , L) do utworzonych zbiorów rozmytych. Dla znormalizowanej zmiennej nierozmytej $\alpha \in [0,1]$ oraz zmiennej nierozmytej $P \in [0,16]$ zdefiniowano trzy funkcję przynależności odpowiadające „małym”, „średnim”, „dużym” przemieszczeniom wirnika oraz „małej”, „średniej” i „dużej” mocy obciążenia. Natomiast dla nierozmytej zmiennej $L \in [0,18]$ zdefiniowano pięć funkcji przynależności odpowiadających „bardzo małemu”, „małemu”, „średniemu”, „dużemu”, „bardzo dużemu” otwarciu komory wyrównawczej. W dalszej części pracy nazwy funkcji przynależności zostały oznaczone skrótowo:

BM – „Bardzo Mała”

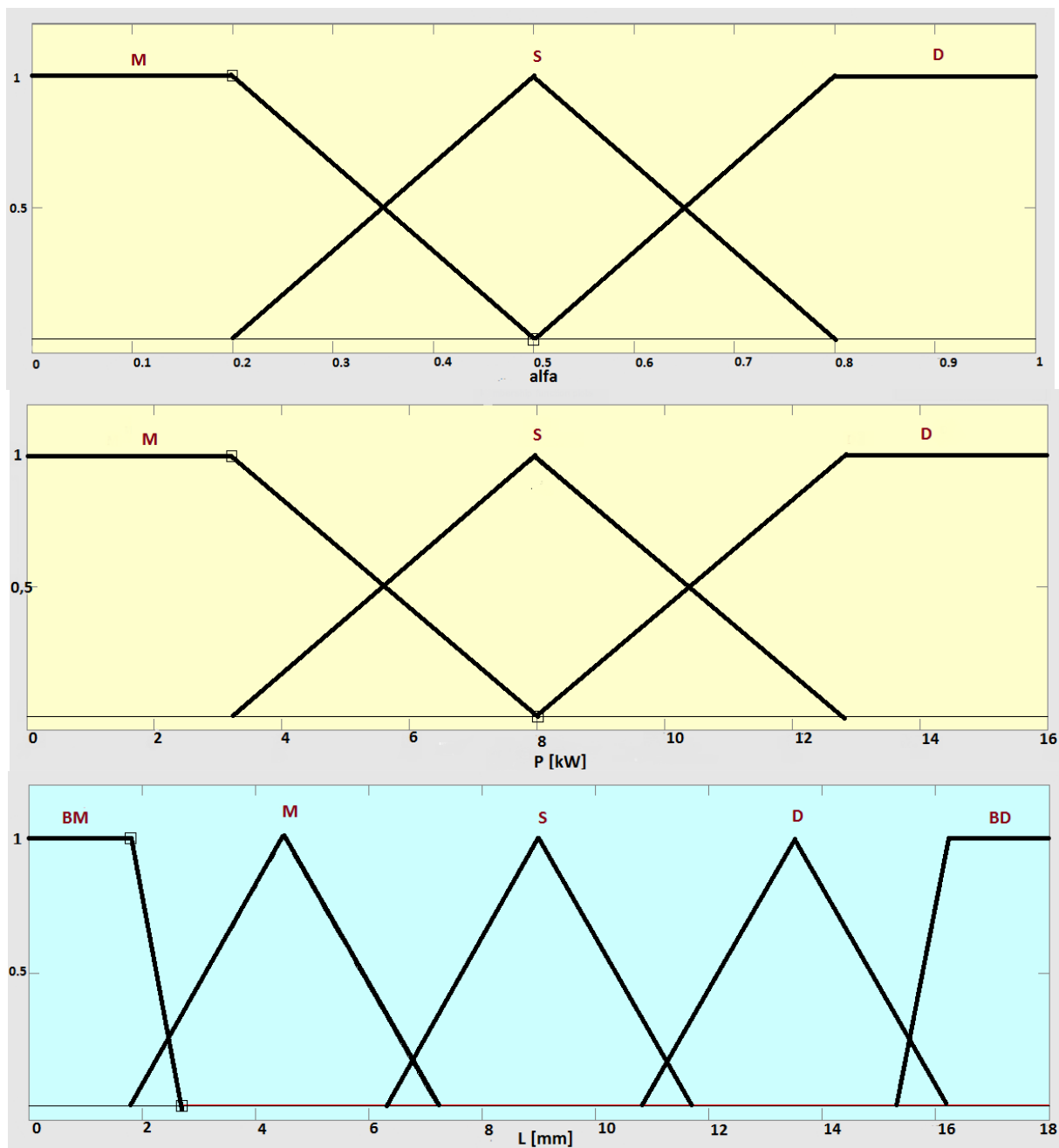
M – „Mała”

S – „Średnia”

D – „Duża”

BD – „Bardzo Duża”

Rozmywanie zmiennych (określenie stopnia przynależności do poszczególnych zbiorów) zostało przeprowadzone metodą iloczynu logicznego. Nierozmyte zmienne wejściowe α i P oraz zmienna wyjściowa L zostały rozmyte na obszary według schematu przedstawionego na rys. 42, przyjęto trapezowe i trójkątne funkcje przynależności.



Rys. 42 Funkcje przynależności i utworzone zbiory rozmyte dla zmiennych wejściowych (α - przemieszczenie wirnika, P - moc obciążenia turbiny) oraz zmiennej wyjściowej (L - otwarcie komory wyrównawczej)

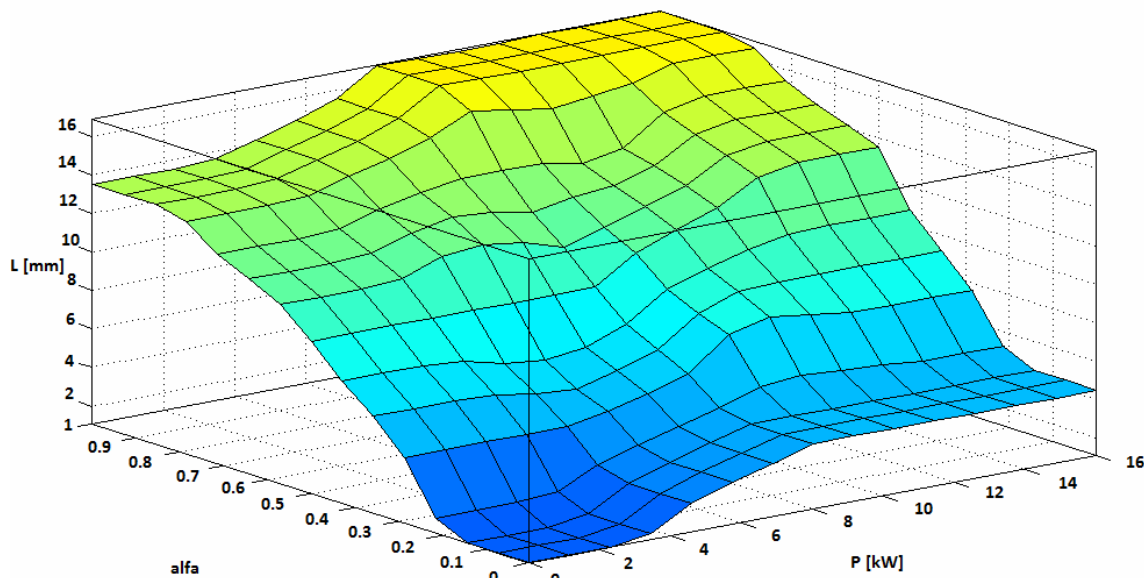
Na podstawie zdobytej wiedzy eksperymentalnej (wiedza eksperta o podejmowaniu decyzji na temat sterowania) o obiekcie sterowania została zbudowana baza reguł rozmytych (model lingwistyczny). Baza reguł została dobrana w taki sposób, aby regulator dla niewielkich przemieszczeń wirnika nie reagował, natomiast przy zwiększających się przemieszczeniach wywołanych zmianą mocy obciążenia P lub mimośrodowości e zwiększał otwarcie komory

wyrównawczej redukując tym samym powstające przemieszczenia. Do budowy bazy reguł zastosowano model typu Mamdani. Otrzymana baza składa się z dziewięciu reguł i została przedstawiona w tabeli 5.

Tab. 5 Baza reguł rozmytych modelu lingwistycznego

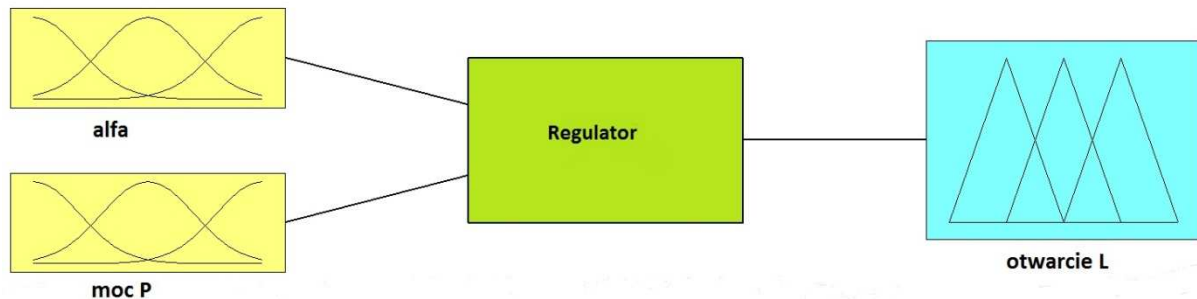
		P		
		M	S	D
α	M	BM	S	D
	S	M	S	BD
	B	M	D	BD

Zastosowano wnioskowanie rozmyte oparte na metodzie obcięcia (min) oraz zastosowano metodę agregacji opartej na sumie logicznej (max). Sygnał sterujący otwarciem komory wyrównawczej L został wyznaczony poprzez wyostrzanie metodą środka ciężkości. Powierzchnia odwzorowania sygnałów wejściowych α , P w sygnał wyjściowy L przedstawiona jest na rys. 43.



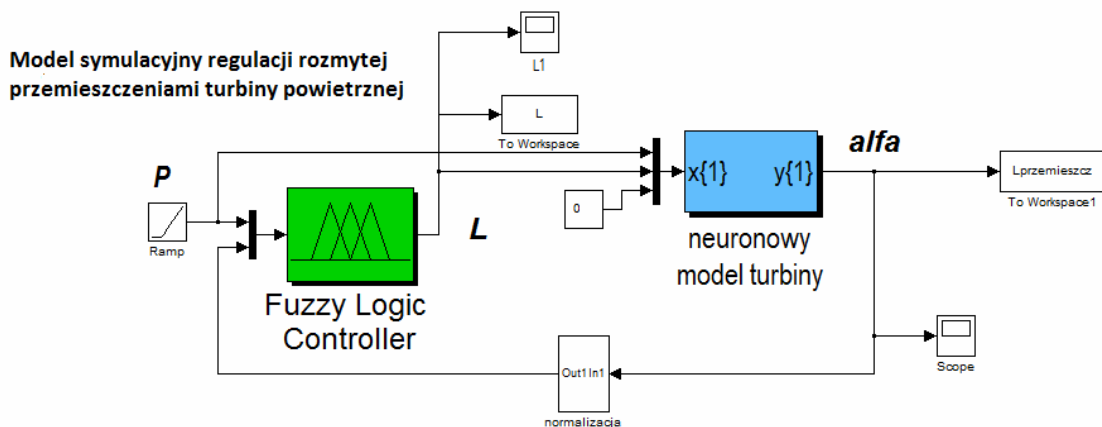
Rys. 43 Wykres powierzchni odwzorowywania sygnałów wejściowych α , P w sygnał wyjściowy L regulatora rozmytego

W wyniku otrzymano regulator rozmyty realizujący odwzorowanie sygnałów wejściowych α , P w sygnał wyjściowy sterujący otwarciem komory wyrównawczej L . Rys. 44 przedstawia strukturę regulatora rozmytego.



Rys. 44 Struktura zaprojektowanego regulatora rozmytego

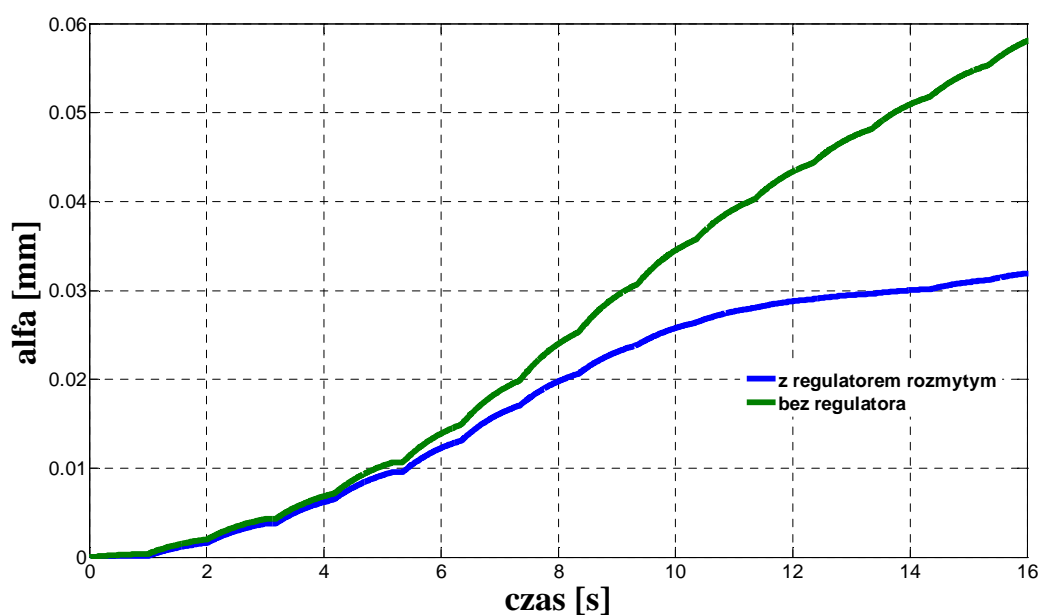
Zaprojektowany regulator rozmyty został następnie przebadany drogą symulacyjną. Badania symulacyjne przeprowadzono w środowisku Matlab z wykorzystaniem nakładki graficznej Simulink. Do badań symulacyjnych regulatora rozmytego wykorzystano neuronowy model turbiny powietrznej uzyskany dla uszczelnienia z regulowaną komorą wyrównawczą (Tab.3). Symulacyjny model badawczy rozmytego układu regulacji turbiną powietrzną przedstawia rys. 45.



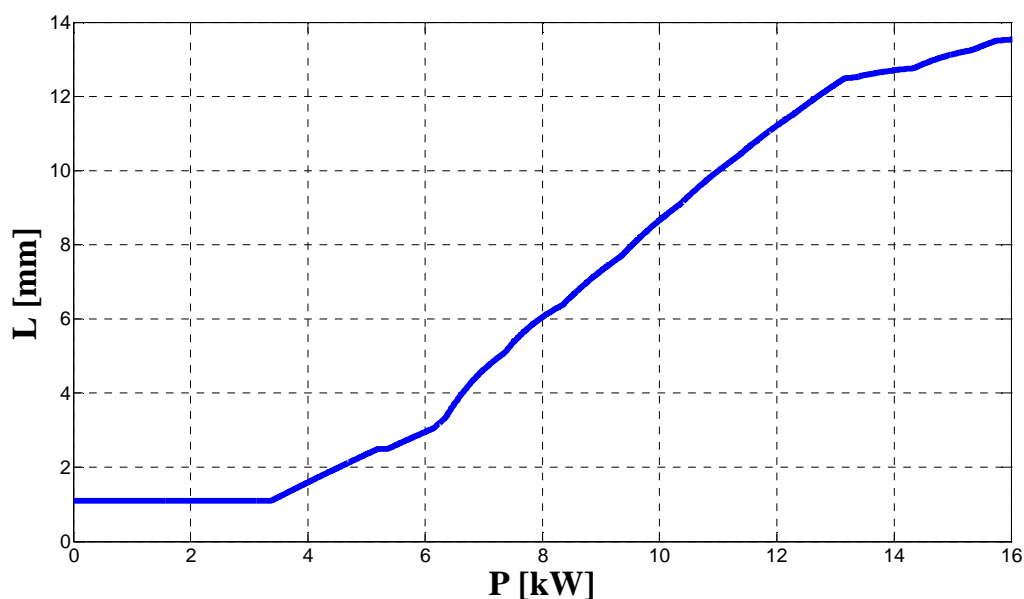
Rys. 45 Symulacyjny model badawczy sterowania rozmytego przemieszczeniami wirnika modelowej turbiny powietrznej

Badania symulacyjne przeprowadzono dla sygnału wymuszającego rampy symulującego liniowo narastające obciążanie turbiny. Prędkość narastania sygnału obciążenia P ustalono na 1 kW/s. Obserwowano sygnał wyjściowy przemieszczenia α oraz sygnał sterujący L . Wyznaczone charakterystyki symulacyjne rozmytego układu regulacji turbiną powietrzną

przedstawiono na rys. 46. Natomiast na rys. 47 pokazano proces regulacji w funkcji mocy turbiny.



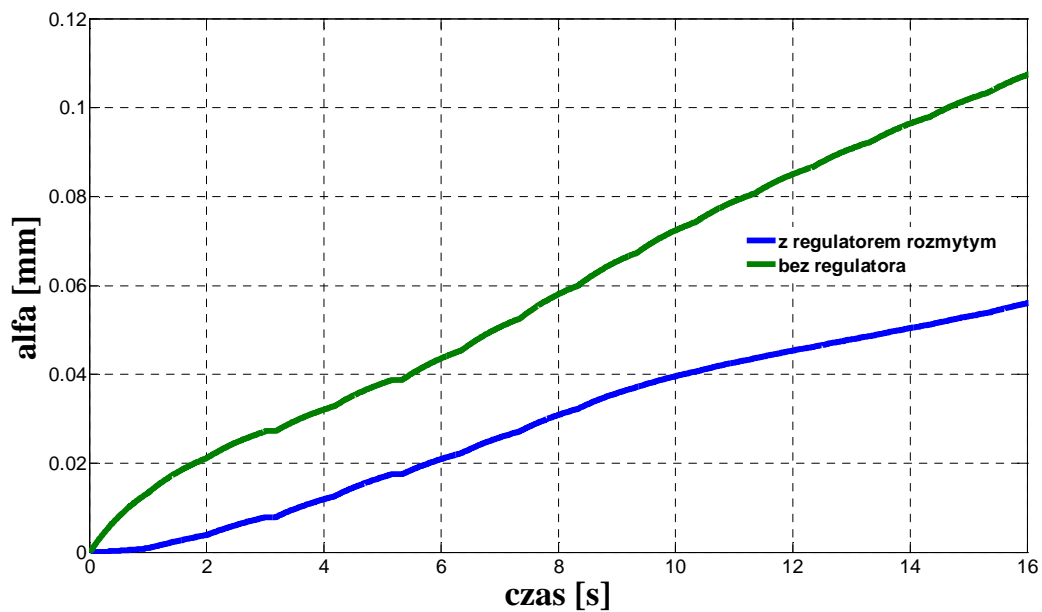
Rys. 46 Charakterystyka symulacyjna turbiny modelowej z regulatorem rozmytym i bez regulatora przy obciążaniu mocą od 0 do 16kW



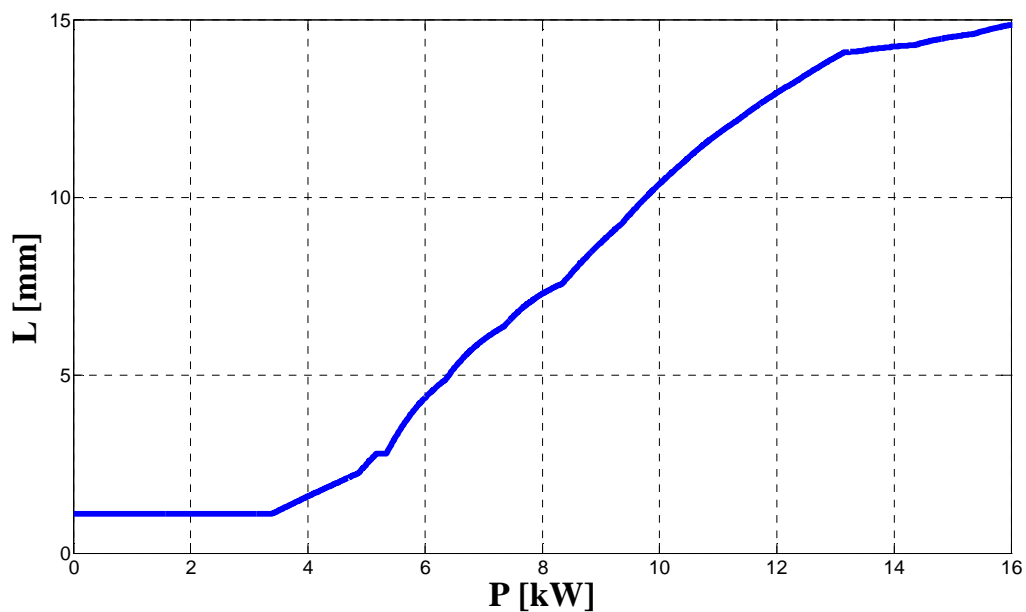
Rys. 47 Wykres sygnału sterującego L przy obciążaniu turbiny mocą od 0 do 16kW

Przeprowadzono również badania symulacyjne przy liniowo narastającym (1 kW/s) sygnale obciążenia P turbiny oraz dodatkowych zakłóceniach działających na obiekt powodujących liniowy wzrost przemieszczeń. Zakłócenia zostały zamodelowane jako dodatkowy sygnał o

prędkości narastania (0.002 mm/s) sumowany z sygnałem przemieszczenia. Wyniki przeprowadzonych badań symulacyjnych przedstawiają rysunki 48 i 49



Rys. 48 Charakterystyka symulacyjna turbiny modelowej z regulatorem rozmytym i bez regulatora przy obciążaniu mocą od 0 do 16kW, oraz przy liniowym zakłóceniu sygnału przemieszczenia



Rys. 49 Wykres sygnału sterującego L przy obciążaniu turbiny mocą od 0 do 16kW oraz przy liniowym zakłóceniu sygnału przemieszczenia

2.6 Wnioski

Badania przeprowadzone na modelowej turbinie powietrznej wykazały nieliniową zależność sił aerodynamicznych i przemieszczeń wirnika od mocy turbiny. Zauważono również, że składowa zmienna przemieszczenia wirnika jest bardzo mała w porównaniu ze składową średnią przemieszczenia. Stosując w badanej turbinie modelowej uszczelnienie nadbandażowe z regulowaną komorą wyrównawczą uzyskano możliwość oddziaływania na wartość powstających w szczelinie nadbandażowej sił aerodynamicznych, a w efekcie możliwość oddziaływania na przemieszczenia wału wirnika. Zaprojektowano i przetestowano prototypowy regulatora krokowego, którego zadaniem była optymalizacja statyczna wskaźnika jakości sterowania (5). Wagi stosowane w wyznaczaniu wartości tego wskaźnika określają kompromis pomiędzy zmniejszeniem przemieszczeń wału turbiny a energią zużytą na sterowanie. Przeprowadzone badania symulacyjne turbiny wyposażonej w regulowane uszczelnienie nadbandażowe potwierdziły możliwość efektywnej redukcji przemieszczeń wirnika turbinowego. Uzyskane podczas symulacji zmniejszenia przemieszczeń wirnika w zależności od mocy turbiny zawierają się w granicach się od ok. 30% do ok. 60% w porównaniu do przemieszczeń wirnika występujących bez układu regulacji. Wraz z wzrostem mocy widoczny jest niewielki spadek efektywności uszczelnienia z komorą wyrównawczą.

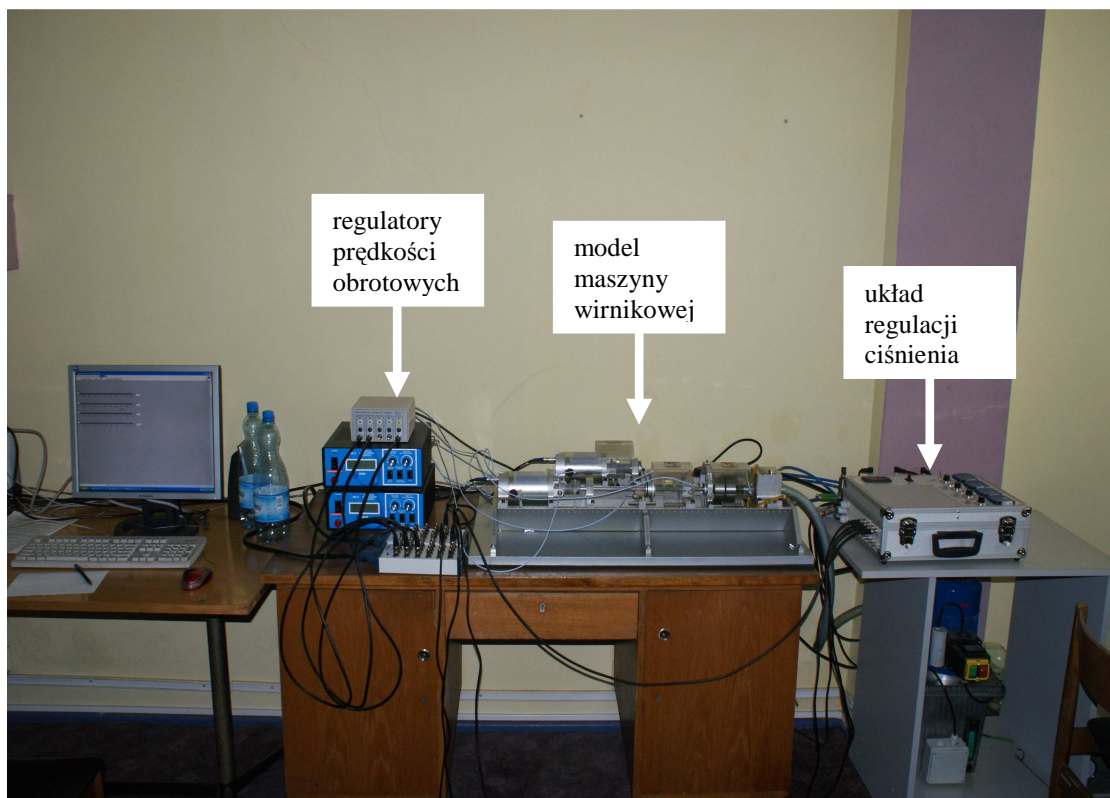
Badania eksperymentalne przeprowadzone na stanowisku badawczym dostarczyły informacji umożliwiających zastosowanie metod regulacji opartych na tzw. wiedzy eksperta. Zaproponowano rozwiązanie sterowania przemieszczeniami wirnika turbiny modelowej z wykorzystaniem metody heurystycznej opartej na logice rozmytej. Zaprojektowano prototyp regulatora rozmytego w oparciu o model wnioskowania Mamdani. Przeprowadzono badania symulacyjne, w których modelowano sytuację liniowego obciążania turbiny oraz zakłóceń działających na obiekt powodujących liniowy wzrost sygnału przemieszczenia. W obu przypadkach uzyskano znaczne redukcję przemieszczeń sięgające około 50%, co potwierdziło możliwości redukcji przemieszczeń wirnika tą metodą regulacji.

Uzyskane wyniki przedstawiające możliwość znacznych redukcji przemieszczeń wału turbiny modelowej poprzez zastosowanie układu regulacji i specjalnych rozwiązań konstrukcyjnych uszczelnienia udowadniają postawioną we wstępie rozprawy tezę o możliwości aktywnego sterowania drganiami samowzбудnymi typu aerodynamicznego przy pomocy uszczelnienia z regulowaną komorą wyrównawczą.

3. Aktywny układ sterowania przemieszczeniami wirnika za pomocą łożyska ciśnieniowego

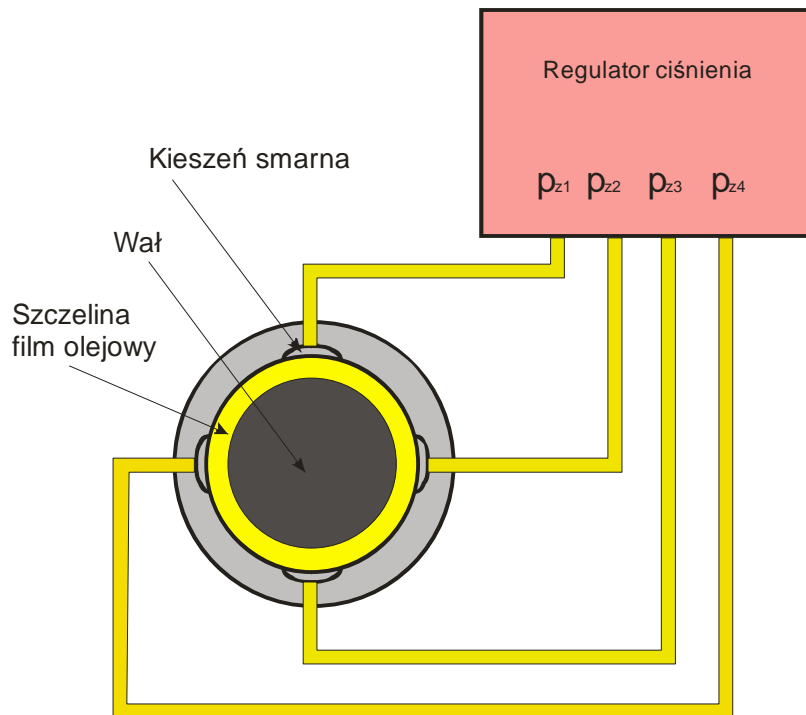
3.1 Opis stanowiska badawczego

Rys. 50 przedstawia zestaw Rotor Kit do badania zjawisk dynamicznych zachodzących w maszynach wirnikowych. Dokładny opis stanowiska badawczego przedstawiony jest w załączniku nr 2.



Rys. 50 Widok stanowiska doświadczalnego Rotor Kit firmy Bently

Najważniejszą zaletą stanowiska Rotor Kit z punktu widzenia aktywnego sterowania przemieszczeniami jest możliwość oddziaływania za pomocą zewnętrznych sił na właściwości dynamiczne wirującego układu mechanicznego. Elementem wykonawczym pełniącym rolę aktuatora jest łożysko ślizgowe sterowane ciśnieniowo. Sterowanie ciśnieniowe łożyska zapewnia zewnętrzny układ regulacji, za pomocą którego można zmieniać ciśnienie oleju podawanego do kieszeni łożyska. Olej w tym rozwiązaniu można podawać do czterech kieszeni rozłożonych na obwodzie panwi, z możliwością niezależnej regulacji każdego kanału. Rys. 51 przedstawia schemat sterowania łożyskiem ślizgowym.



Rys. 51 Schemat sterowania łożyskiem ciśnieniowym zestawu laboratoryjnego Rotor Kit

$p_z = [p_{z1}, p_{z2}, p_{z3}, p_{z4}]$ – wektor wartości zadanych ciśnienia w poszczególnych kieszeniach smarnych łożyska

Układ Rotor Kit posiada możliwość wprowadzania dodatkowych zewnętrznych sił zakłócających f_p , które modelują zakłócenia występujące w maszynach rzeczywistych. Zakłócenia te najczęściej wywołane są przez siły aerodynamiczne, łopatki turbinowe, zębate przekładnie mechaniczne, ruchome elementy łożysk tocznych. Siły zakłócające synchroniczne (o częstotliwości zgodnej z częstotliwością obrotową wirnika) są wprowadzane

do układu w postaci mas niewyważających wirujących razem z wirnikiem. Natomiast siły niesynchroniczne generowane są za pomocą specjalnej przystawki perturbacyjnej i modelują one innego rodzaju wymuszenia, np. siły aerodynamiczne.

Z punktu widzenia sterowania w zestawie Rotor Kit można wyróżnić następujące sygnały wejściowe, wyjściowe i zakłócające:

- sygnał wejściowy sterujący ciśnieniem w łożysku,
- sygnał wyjściowy przemieszczeń wału w osiach x , y w płaszczyźnie drgań poprzecznych,
- sygnał zakłóceń realizowany poprzez siły perturbacji f_p wymuszane przystawką do perturbacji (opis w załączniku nr 2).

Siłę zakłócającą perturbacji f_p opisuje się zależnością [49]:

$$f_p = mr_u \omega^2 e^{j(\omega t + \delta)}$$

A jej poszczególne składowe wyrażeniami:

$$f_{px} = mr_u \omega^2 \cos(\omega t + \delta)$$

$$f_{py} = mr_u \omega^2 \sin(\omega t + \delta)$$

gdzie:

m – masa niewyważenia mocowana na tarczy przystawki,

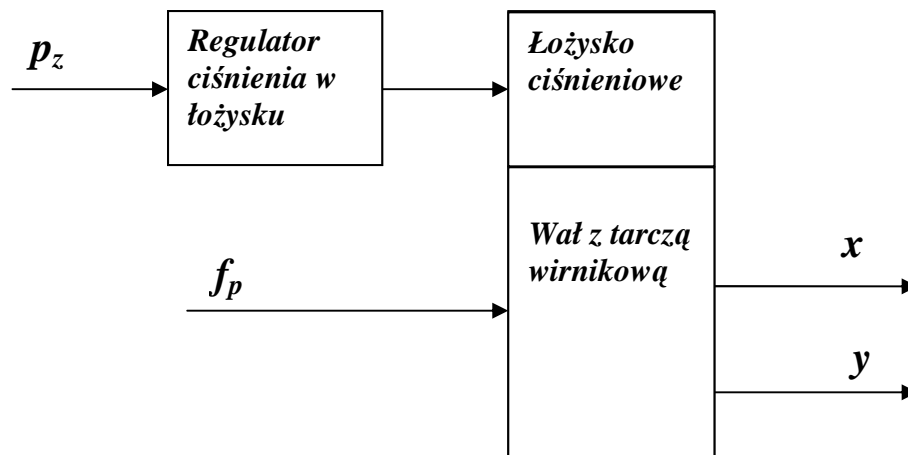
r_u – promień zamocowania masy powodującej wymuszenie,

ω – niesynchroniczna prędkość kątowa,

δ – kąt przesunięcia masy mierzony względem dodatniej półosi x ,

t – czas.

Schemat wejściowo-wyjściowy układu Rotor Kit przedstawiono na rys.52.



Rys. 52 Schemat wejściowo-wyjściowy układu Rotor Kit

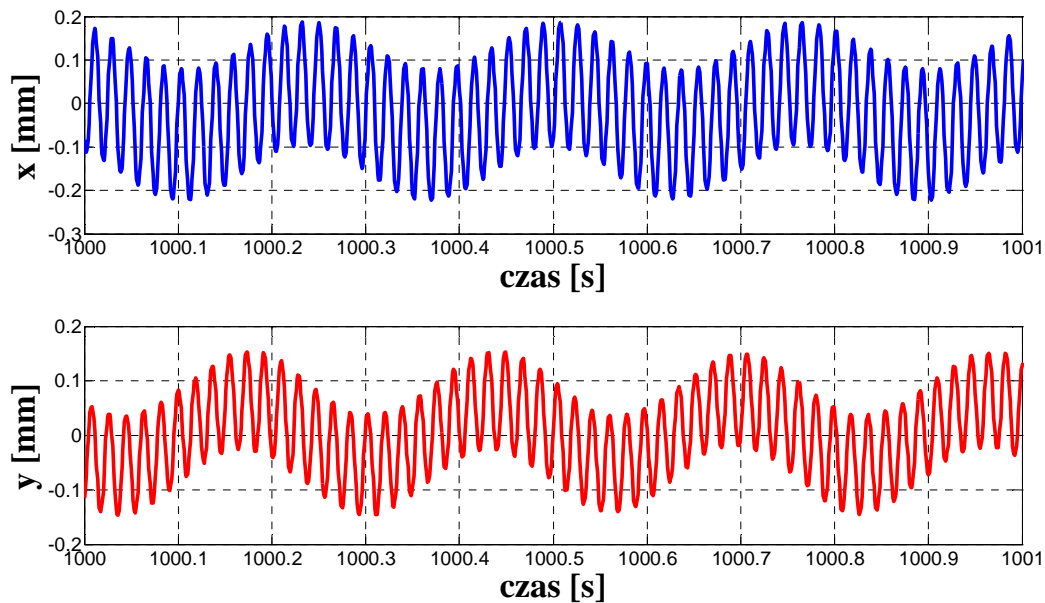
p_z – wektor wartości zadanych ciśnienia w łożysku, f_p zewnętrzne siły wymuszające, x, y – przemieszczenia wału w osiach x i y

3.2 Badania eksperymentalne

W badaniach eksperymentalnych przystawka perturbacyjna została wykorzystana jako źródło zakłóceń wysokoczęstotliwościowych (niesynchronicznych) modelujących drgania wywołane siłami aerodynamicznymi. Przykład drgań wysokoczęstotliwościowych generowanych przez przystawkę przedstawiono na rys. 53. Natomiast na rys. 54 pokazano przebieg składowych x, y przemieszczenia przy zmianie ciśnienia w łożysku we wszystkich kanałach od wartości 0 do 2 bar w trakcie działania zakłóceń wysokoczęstotliwościowych f_p . (Uwaga: pod pojęciem ciśnienia oleju w układzie łożyska rozumie się w tym rozdziale wartość nadciśnienia w odniesieniu do ciśnienia otoczenia.)

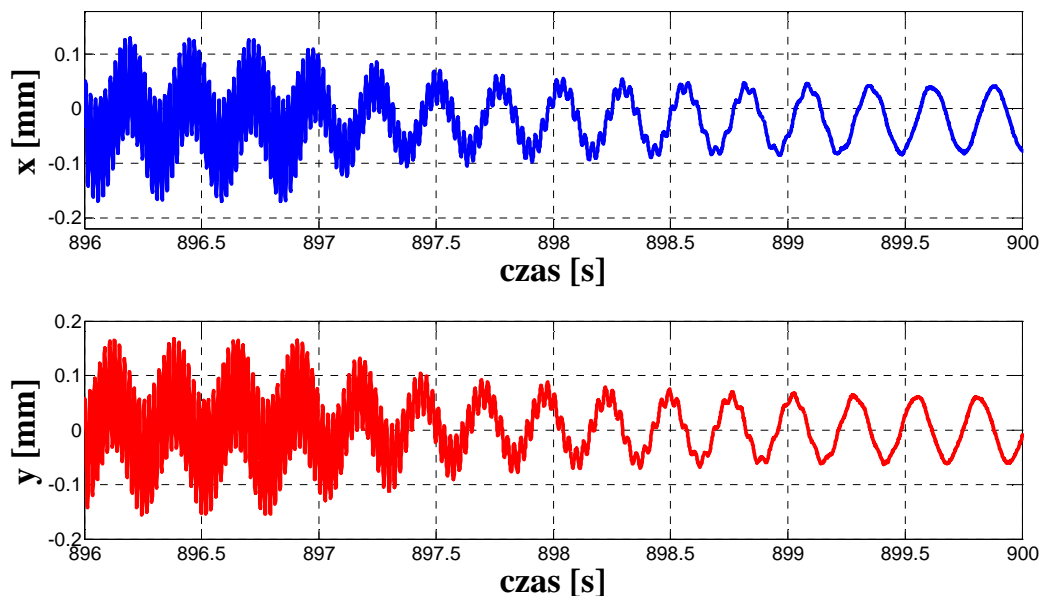
Przedstawiona na rys.54 wyraźna redukcja wywołanych przystawką perturbacyjną drgań wysokoczęstotliwościowych, modelujących drgania typu aerodynamicznego występujących w turbinach ciepłych, potwierdza założenie, że łożyska ciśnieniowe dają możliwość redukcji

drgań wirnika wywołanych siłami aerodynamicznymi powstającymi w uszczelnieniach maszyn rzeczywistych.



Rys. 53 *Drgania wirnika spowodowane wysokoczęstotliwościowymi siłami generowanymi przez przystawkę perturbacyjną*

*ciśnienie oleju we wszystkich kanałach łożyska 0 bar,
 prędkość obrotowa wirnika $f_w=3,33\text{Hz}$ ($n_w=200\text{obr/min}$),
 częstotliwość niesynchronicznych zakłóceń perturbacji $f_p=166\text{Hz}$ ($n_p=10000\text{obr/min}$)*



Rys. 54 *Źmniejszenie drgań wysokoczęstotliwościowych poprzez zmianę skokową ciśnienia we wszystkich kanałach ciśnieniowego łożyska ślizgowego od wartości 0 bar do 2 bar*
prędkość obrotowa wirnika $f_w=3,33\text{Hz}$ ($n_w=200\text{obr/min}$),

częstotliwość niesynchronicznych zakłóceń perturbacji $f_p = 166\text{Hz}$ ($n_p = 10000\text{obr/min}$)

Stanowisko badawcze Rotor Kit RK-4 przeznaczone do badań zjawisk zachodzących w maszynach wirnikowych posiada opracowane metody wyznaczania parametrów modalnych modelu matematycznego wyprowadzonego na podstawie praw fizyki [21]. Równanie opisujące ruch wirnika w łożysku ślizgowym ma postać [49]:

$$M \ddot{r} + D \dot{r} + (K - jD\lambda\Omega)r = mr_u \omega^2 e^{j(\alpha+\delta)} \quad (6)$$

gdzie:

M – masa wirnika,

D – współczynnik tłumienia łożyska ślizgowego,

K – współczynnik sztywności łożyska ślizgowego,

Ω – prędkość kątowa wirnika,

λ – współczynnik średniej prędkości obwodowej płynu,

r – zespolony wektor przemieszczenia ,

r_u – promień na którym skupiona jest masa niewyważenia,

m – masa niewyważenia,

ω – prędkość kątowa wirującego układu,

j – jednostka urojona.

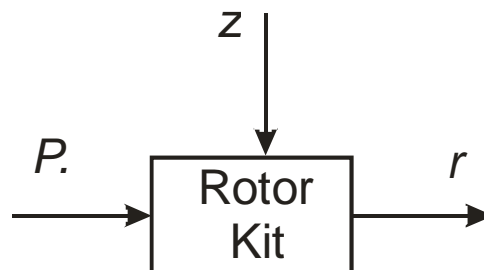
Postać równania (6) może służyć do celów poznawczych zjawiska sztywności dynamicznej, ale nie jest przydatna do syntezy regulatora. Wynika to z faktu, że w równaniu tym nie występuje w sposób jawny zmienna, która reprezentowałaby sygnał sterujący w postaci siły generowanej przez ciśnienie oleju. Wyznaczenie modelu matematycznego rozszerzonego o zjawiska zachodzące w łożysku ciśnieniowym na skutek działania zewnętrznych sił wymuszanych ciśnieniem oleju jest zadaniem złożonym i bardzo trudnym do modelowania matematycznego ze względu na nieliniową zależność współczynników równania (6) od ciśnienia oleju w łożysku. Przykłady eksperymentalnego wyznaczania nieliniowych parametrów dynamicznych łożyska ciśnieniowego przedstawiono w publikacjach [18], [19], jednakże z uwagi na postać przyjętego modelu nie nadają się one do syntezy regulatora.

Do syntezy układu regulacji wygodnie jest stworzyć model wejściowo-wyjściowy na podstawie obserwowanych sygnałów wejściowych i wyjściowych. Zastosowano więc do

wyznaczenia modelu układu „łożysko ciśnieniowe - drgania wału” metodę identyfikacji eksperymentalnej. Przyjęto jednowymiarowy model (SISO) identyfikacji dynamicznego obiektu nieliniowego, w którym:

- sygnałem wejściowym jest ciśnienie P , podawane jednocześnie do czterech kieszeni łożyska,
- sygnałem wyjściowym jest przemieszczenia wirnika r ,
- zakłócenia aerodynamiczne działające na obiekt są modelowane za pomocą przystawki perturbacyjnej.

Model obiektu przyjęty do identyfikacji eksperymentalnej schematycznie przedstawiono na rys. 55.



Rys. 55 *Struktura przyjętego jednowymiarowego modelu identyfikacji eksperymentalnej(SISO)*

P – sygnał wejściowy ciśnienia, r – sygnał wyjściowy w postaci przemieszczeń wirnika,
 z – zakłócenia aerodynamiczne

Badania wstępne przeprowadzone na stanowisku Rotor Kit miały na celu ustalenie dynamiki obiektu, okresu próbkowania oraz dobór odpowiednich sygnałów pobudzających i ich amplitud. Literatura [5] dotycząca badań dynamiki procesów podaje, że dla procesów związanych z przepływem płynów pod ciśnieniem wartość okresu próbkowania należy przyjąć z przedziału 1-5 [s].

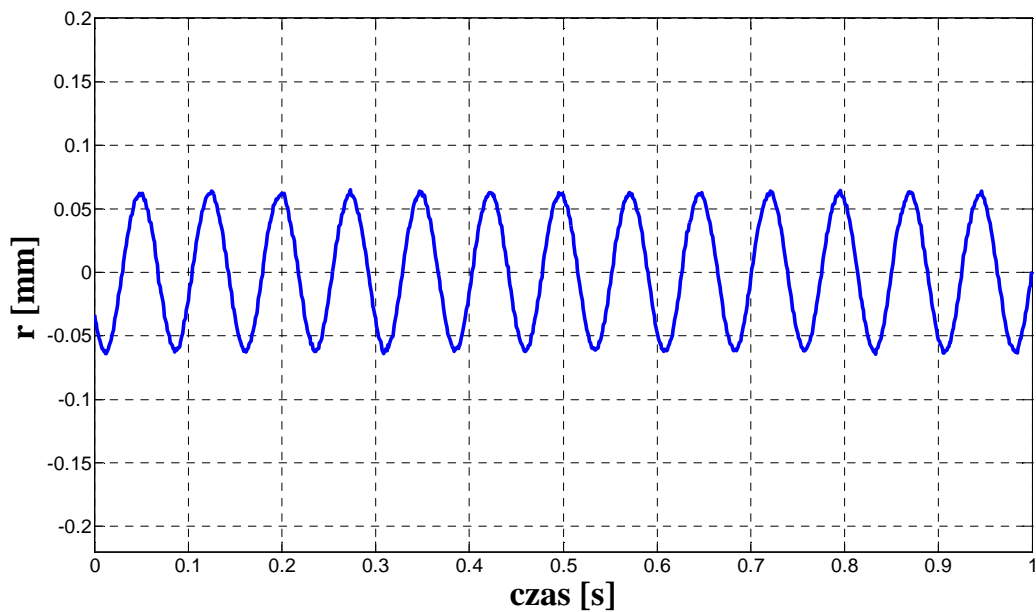
Podczas badań eksperymentalnych sygnał wejściowy (wymuszający ciśnienie w łożysku) generowany był z częstotliwością $f_{wej}=1Hz$ natomiast sygnał wyjściowy (przeszyczenia wirnika w osiach x,y) rejestrowany był z częstotliwością próbkowania $f_{wyj}=1000Hz$. Z sygnałów przeszczenia x,y wyznaczono przeszczenie wypadkowe r według zależności:

(7)

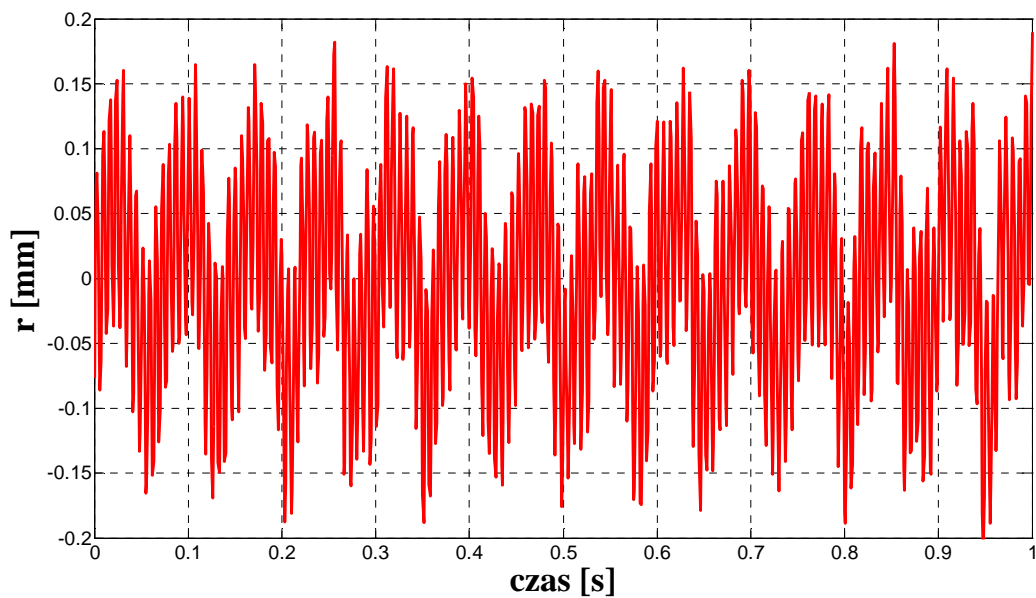
Prezentowane w pracy wyniki są przykładami szeregu badań eksperymentalnych przeprowadzonych na stanowisku Rotor Kit. Badano między innymi zachowanie układu w obecności sił wysokoczęstotliwościowych generowanych z przystawki perturbacyjnej (częstotliwość generowanych sił w zakresie do $f_p = 166Hz$, prędkość obrotowa perturbatora $n_p=10000obr/min$) dla różnych prędkości obrotowych wirnika (od $200obr/min$ do $3000 obr/min$) oraz ciśnień w łożysku (0 do $3 bar$). Z punktu widzenia redukcji przeszczeń interesujące były trzy przypadki pracy układu:

- w pierwszym z nich badano zachowanie układu bez zakłóceń wysokoczęstotliwościowych, łożysko ciśnieniowe pracowało jak zwykłe łożysko hydrodynamiczne,
- w drugim badano wpływ zakłóceń wysokoczęstotliwościowych na drgania wirnika, łożysko ciśnieniowe również pracowało jak zwykłe łożysko hydrodynamiczne,
- w trzecim analizowanym przypadku badano wpływ zakłóceń wysokoczęstotliwościowych na drgania wirnika oraz możliwości redukcji tych drgań poprzez oddziaływanie w łożysku ciśnieniowym.

Przebiegi czasowe z rys. 56, 57, 58 przedstawiają przykłady wyników uzyskanych podczas eksperymentów w kolejności rozpatrywanych przypadków.

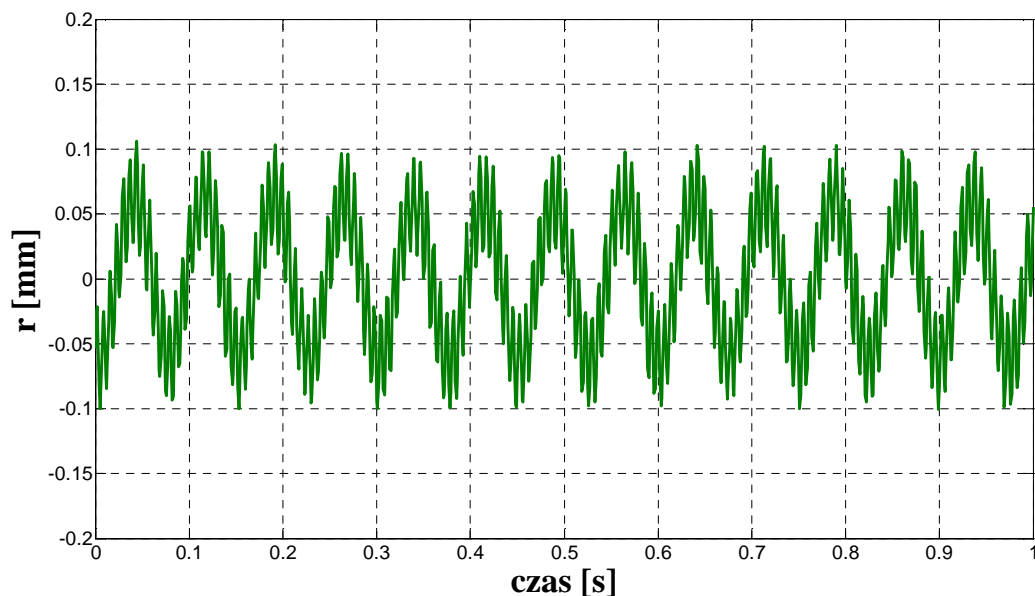


Rys. 56 Przemieszczenia wirnika bez zakłóceń wysokoczęstotliwościowych
prędkość obrotowa wirnika $n_w=200\text{obr/min}$ ($f_w=3,33\text{Hz}$)



Rys. 57 Przemieszczenia wirnika z zakłóceniami wysokoczęstotliwościowymi generowanymi
przez przystawkę perturbacyjną

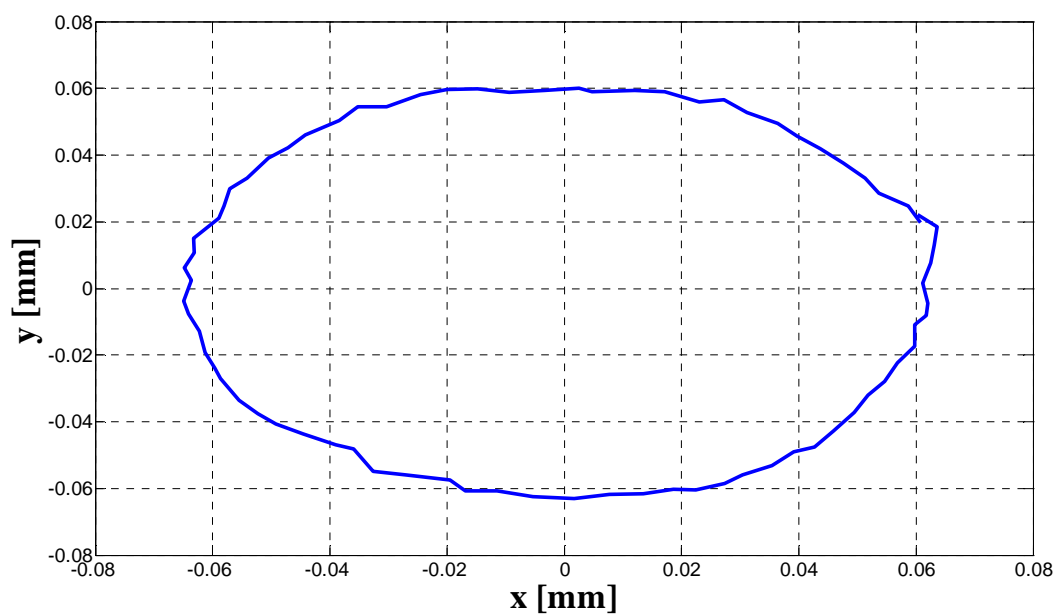
*prędkość obrotowa wirnika $n_w=200\text{obr/min}$ ($f_w=3,33\text{Hz}$),
 częstotliwość niesynchronicznych zakłóceń perturbacji $f_p=166\text{Hz}$ ($n_p=10000\text{obr/min}$)*



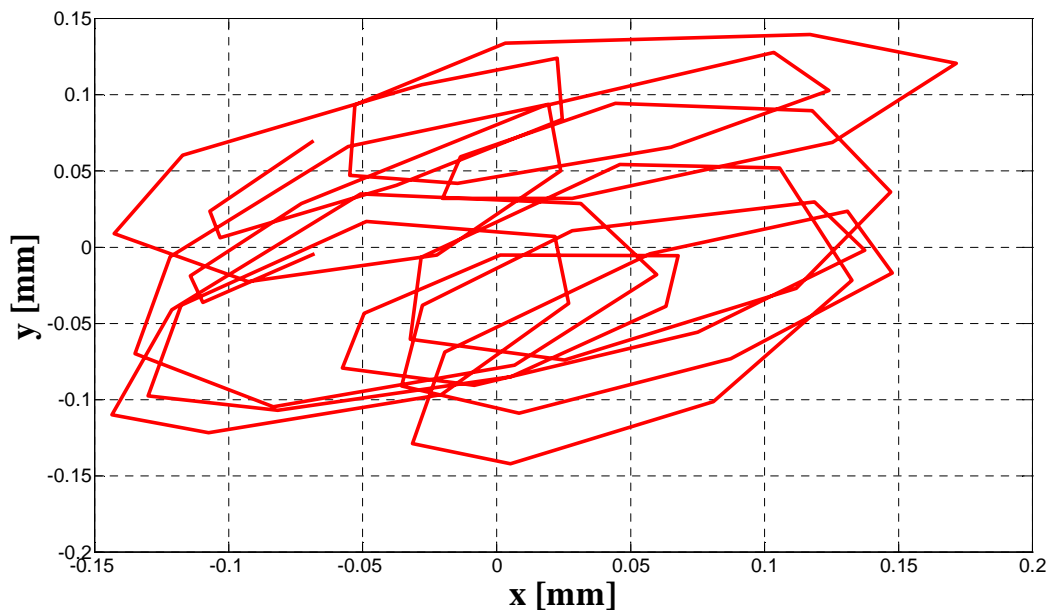
Rys. 58 Przeszyczenia wirnika z zakłóceniami wysokoczęstotliwościowymi generowanymi przez przystawkę perturbacyjną przy podwyższeniu ciśnienia do 2,5bara w łożysku ciśnieniowym

prędkość obrotowa wirnika $n_w=200\text{obr/min}$ ($f_w=3,33\text{Hz}$)
 częstotliwość niesynchronicznych zakłóceń perturbacji $f_p=166\text{Hz}$ ($n_p=10000\text{obr/min}$)

Przykłady trajektorii (x,y) dla jednego pełnego obrotu wirnika w kolejności analizowanych przypadków pokazano odpowiednio na rysunkach 59, 60, 61.

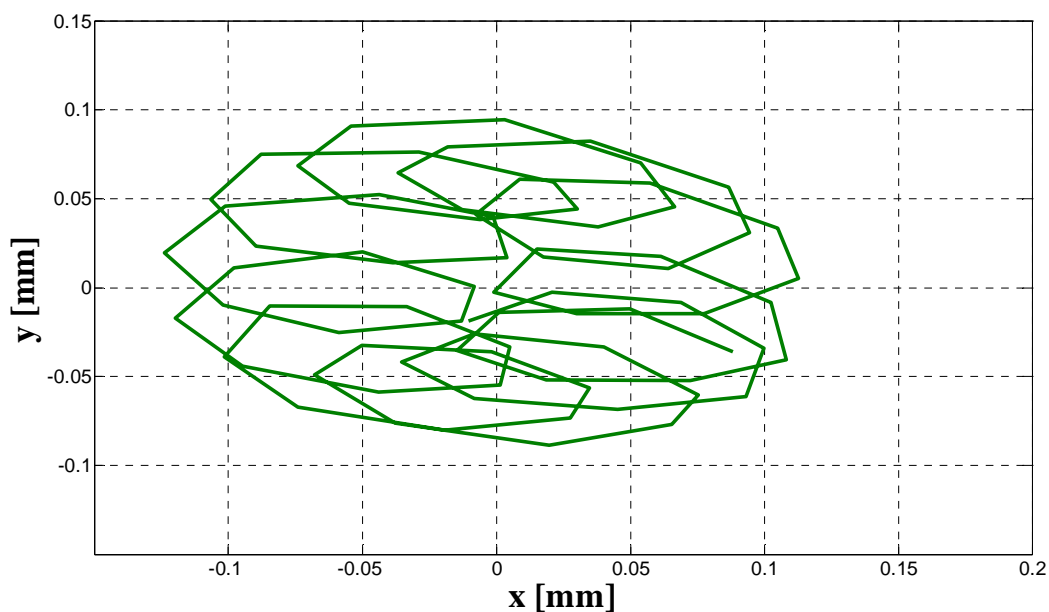


Rys. 59 Trajektoria (x,y) wirnika dla jednego obrotu bez zakłóceń niesynchronicznych
 prędkość obrotowa wirnika $n_w=200\text{obr/min}$ ($f_w=3,33\text{Hz}$)



Rys. 60 Trajektoria (x,y) wirnika dla jednego obrotu przy wymuszeniach niesynchronicznych

prędkość obrotowa wirnika $n_w=200\text{obr/min}$ ($f_w=3,33\text{Hz}$),
 częstotliwość niesynchronicznych zakłóceń $f_p=166\text{Hz}$ ($n_p=10000\text{obr/min}$)

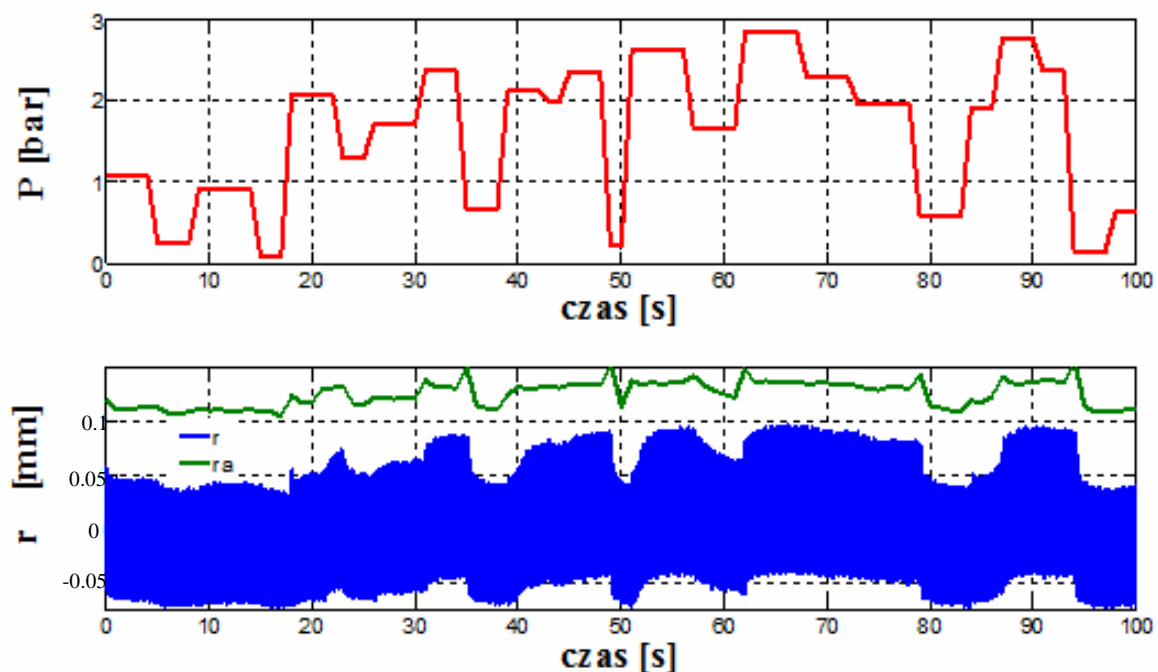


Rys. 61 Trajektoria (x,y) wirnika dla jednego obrotu przy zakłóceniach niesynchronicznych i działającym łożysku ciśnieniowym (przykład dla ciśnienia oleju w łożysku równego 2bary)

prędkość obrotowa wirnika $n_w=200\text{obr/min}$ ($f_w=3,33\text{Hz}$),
 częstotliwość niesynchronicznych zakłóceń perturbacji $f_p=166\text{Hz}$ ($n_p=10000\text{obr/min}$)

Badania na stanowisku Rotor Kit i analiza różnych stanów pracy układu pozwoliły stwierdzić, że zastosowanie łożyska smarowanego ciśnieniowo pozwala redukować przemieszczenia wywołane siłami wysokoczęstotliwościowymi typu aerodynamicznego. Podanie oleju pod ciśnieniem do łożyska (zmiana jego charakteru pracy) przesuwa granicę stabilności układu (zmieniając parametry równania 6) [49], a w konsekwencji zmniejsza drgania.

Przeprowadzone badania wykazały również, że nadmierny wzrost ciśnienia podawanego do łożyska nie zawsze prowadzi do dalszej redukcji przemieszczeń wirnika. Zauważono bowiem, że przy pewnych ciśnieniach następuje wzrost przemieszczeń. Rys. 62 przedstawia przykład wyników badań eksperymentalnych dla różnych (zmiennych w czasie) wartości ciśnienia wymuszającego generowanego z generatora sygnału „random walk” (opis generatora i sygnału przedstawiony jest w załączniku nr 5 str. 120).



Rys. 62 Wzrost przemieszczeń spowodowany nadmiernym wzrostem ciśnienia w łożysku

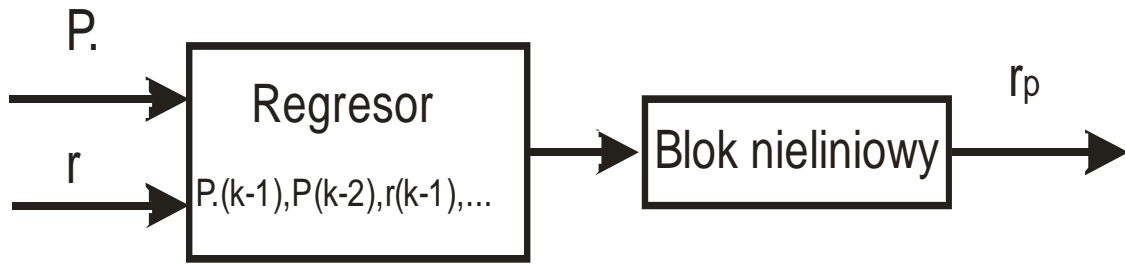
r – przemieszczenie wypadkowe wirnika,
 r_a – podwójna amplituda (peak to peak) przemieszczeń wirnika

*P – zmiany ciśnienia w łożysku,
prędkość obrotowa wirnika $n_w=800\text{obr/min}$ ($f_w=13,32\text{Hz}$),
częstotliwość niesynchronicznych zakłóceń perturbacji $f_p=166\text{Hz}$ ($n_p=10000\text{obr/min}$)*

Na rys. 62 widać, iż nadmierny wzrost ciśnienia powoduje zwiększenie przemieszczeń wirnika. Zatem, aby umożliwić sterowanie przemieszczeniami wirnika, należy odpowiednio sterować ciśnieniem oleju w łożysku. W celu sprawdzenia możliwości sterowania drganiami przeprowadzono badania identyfikacyjne obiektu (układu „łożysko sterowane ciśnieniowo – przemieszczenia wirnika”) i na tej podstawie dokonano syntezy regulatora.

3.3 Identyfikacja modelu układu „łożysko ciśnieniowe - przemieszczenia wirnika”

W celu zaprojektowania regulatora, który umożliwił by sterowanie drganiami wirnika niezbędny jest model dynamiki obiektu („łożysko sterowane ciśnieniowo-drgania wirnika”). Obiekt badań jest modelem nieliniowym ze względu na zależność współczynników równania (6) od ciśnienia oleju podawanego do łożyska. Do modelowania obiektu Rotor Kit wybrano model w formie sztucznych sieci neuronowych SSN. Strukturę poszukiwanego modelu nieliniowego obiektu przedstawia rys. 63. Wybrana struktura jest połączeniem regresora oraz części nieliniowej w postaci SSN [5].



Rys. 63 Struktura modelu obiektu badań

r – przemieszczenia, P . – moc turbiny, r_p - sygnał wyjściowy (predykowane przemieszczenia)

Proces identyfikacji rozpoczęto od eksperymentu identyfikacyjnego obiektu (procedury identyfikacji neuronowej opisane są w załączniku nr 4a str. 102). Do wyznaczenia modelu w formie SSN wykorzystano narzędzie NNSYID Toolbox w środowisku programowym Matlab [34]. Badania identyfikacyjne przeprowadzono przy użyciu przygotowanej do tego celu aplikacji kontrolno-pomiarowej oraz sygnału wymuszającego „random walk” (opis w załączniku nr 5 str.120). Wszystkie badania prowadzono przy zakłóceniach niesynchronicznych wysokoczęstotliwościowych generowanych przez przystawkę perturbacyjną.

Aby uzyskać dobre właściwości uogólniania sieci neuronowej modelującej obiekt, dane identyfikacyjne zostały zebrane w takiej liczbie, aby zapewnić rozmiar zbioru uczącego minimum 10-krotnie większy od podwójnej liczby wag występującej w sieci [36]. Identyfikacja neuronowa została przeprowadzona *off-line* na podstawie zbiorów wzorców uczących otrzymanych w eksperymencie identyfikacyjnym. Zbiór wzorców uczących oznaczono jako przestrzeń:

$$Z^N = [P(k), r(k)] \quad k = 1, \dots, N$$

gdzie:

$P(k)$ – sygnał wejściowy wymuszający (ciśnienie w łożysku),

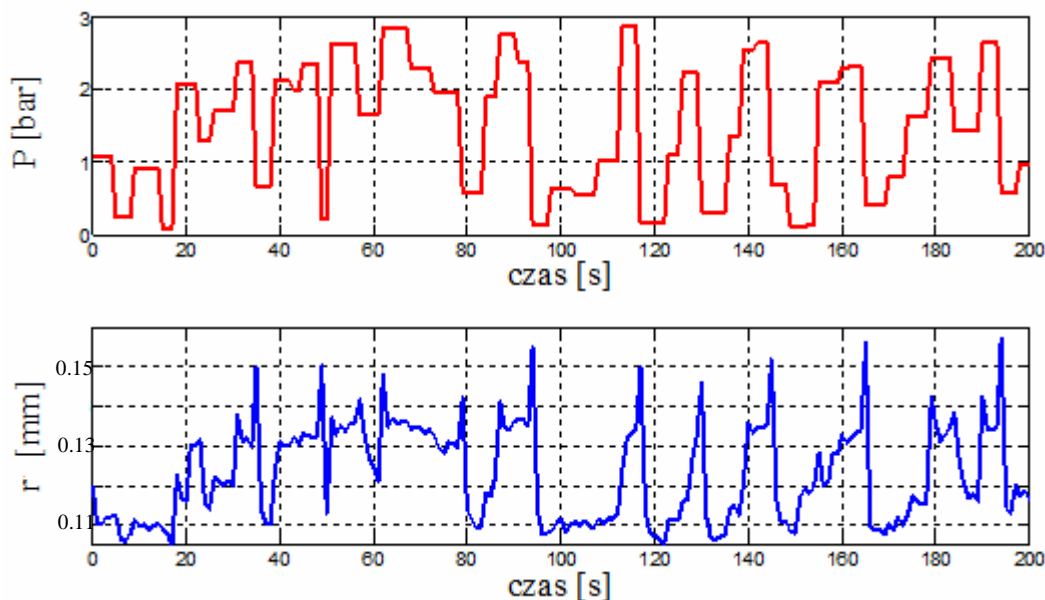
$r(k)$ – pomierzony sygnał przemieszczenia wirnika,

N – wielkość zbioru uczącego,

k – kolejne próbki.

Uzyskane podczas eksperymentów dane identyfikacyjne zostały podzielone na dwa zbiory; w pierwszym znalazły się dane treningowe, w drugim - dane testowe. Podziału zbiorów

dokonano w równym stosunku 50% na 50%. Na rys. 64 przedstawiono przykład otrzymanych danych identyfikacyjnych.



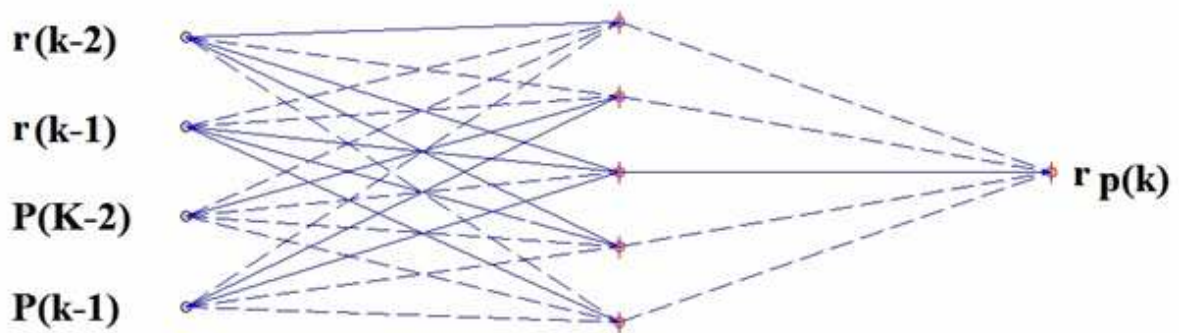
Rys. 64 Dane identyfikacyjne (przykład)

P – zmiany ciśnienia w łożysku, r – przemieszczenia wirnika, prędkość obrotowa wirnika $n_w=800\text{obr/min}$ ($f_w=13,32\text{Hz}$),
częstotliwość niesynchronicznych zakłóceń perturbacji $f_p=166\text{Hz}$ ($n_p=10000\text{obr/min}$)

Do wyznaczenie wektora regresji zastosowano funkcję „*lipshit*”, która jest dostępna w tollboxie „*Neural Network Based System Identification*” [34]. Funkcja ta bazuje na procedurze zaproponowanej przez He i Asada [31]. Za pomocą funkcji „*lipshit*” określono wektor regresji o postaci $NN=[n_a \ n_b \ n_k]$ (dokładny opis wektora regresji w załączniku nr 4a str. 104). Uwzględnia on dwie przeszłe próbki sygnału wyjściowego oraz dwie przeszłe próbki sygnału wejściowego, natomiast opóźnienie między sygnałem wyjściowym a wejściowym jest równe 0. Postać wyznaczonego za pomocą funkcji „*lipshit*” wektora regresji jest zatem następująca: $NN=[2,2,0]$.

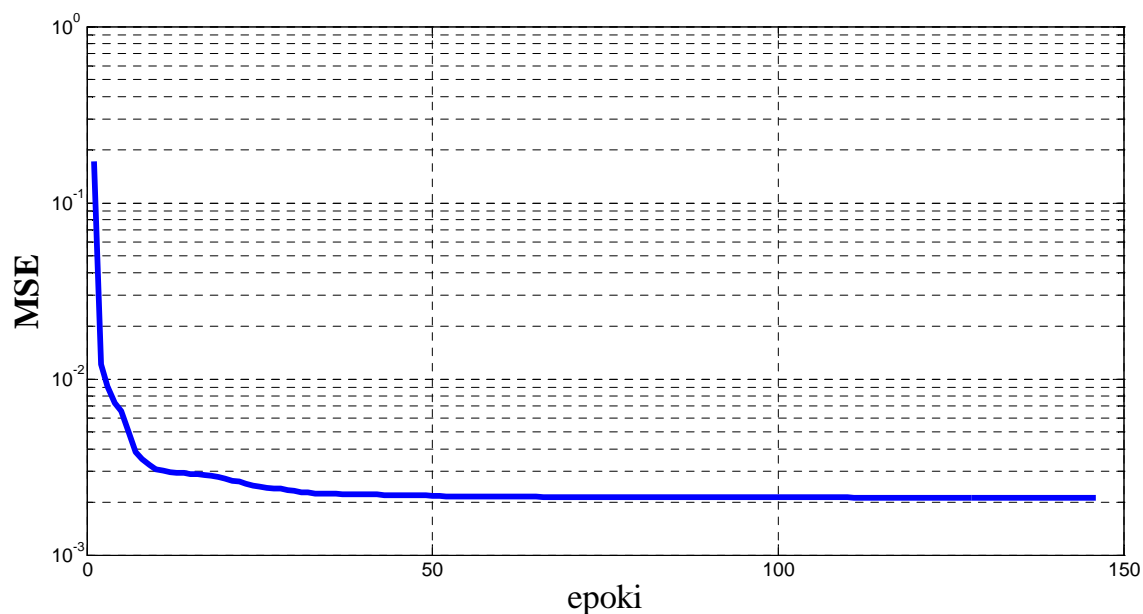
W toolbox NNSYSID dostępnych jest sześć różnych struktur modeli, które są odpowiednikami zaczerpniętymi z liniowych systemów dynamicznych. Jako strukturę modelu wybrano strukturę NNARX, która jest odpowiednikiem struktury ARX z systemów liniowych (opis struktury ARX i NNARX w załączniku nr 4a str. 105). Przy wyborze tej właśnie struktury kierowano się brakiem sprzężeń zwrotnych (stabilnością).

Architekturę sieci wybrano jako sieć dwuwarstwową typu „*feedforward*” z czterema wejściami, jedną warstwą ukrytą oraz jednym neuronem wyjściowym. Jako funkcje przejścia neuronów w warstwie ukrytej wybrano tangens hiperboliczny, natomiast funkcje przejścia neuronu w warstwie wyjściowej przyjęto jako liniową. Architektura sieci modelu neuronowego SSN przedstawia rys. 65.



Rys. 65 Architektura przyjętego modelu neuronowego NNARX

Następnie przeprowadzono trening sieci neuronowej. W treningu sieci wykorzystano metodę Levenberg–Marquardat. Inicjalizacja wag sieci oraz krok nauki był wybrany w sposób losowy. Próg rozpadu wag (*weight decay*) ustawiono taki sam dla warstwy wejściowej, jak i dla warstwy ukrytej $\alpha=10^{-4}$ (metoda treningu z członem regularyzującym *weight decay* opisana jest w załączniku nr 4a str. 106). Rys. 66 przedstawia przebieg procesu uczenia sieci neuronowej.



Rys. 66 Błąd średniokwadratowy MSE (Mean Square Error) w funkcji liczby prezentacji wzorców uczących (epok)

Stabilizacja proces uczenia modelu neuronowego następował średnio po 100 epokach, natomiast zatrzymanie procesu uczenia następowało, gdy wartość błędu MSE była mniejsza od 10^{-4} .

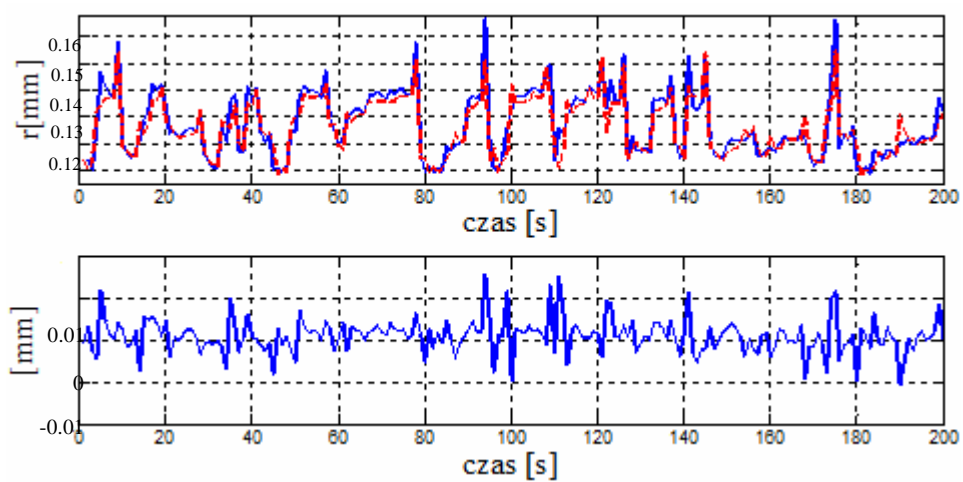
Otrzymany neuronowy model NNARX był poddany weryfikacji. Weryfikację przeprowadzono na podstawie estymatora błędu generalizacji (uogólniania) sieci *FPE*. Błąd generalizacji wyznaczono podczas procesu uczenia oraz testowania modelu SSN (błąd generalizacji opisany jest w załączniku nr 4a str. 107). Celowe jest porównywanie błędu uogólniania sieci *FPE* uzyskanego dla danych uzyskanych podczas treningu oraz danych testujących. Zbyt duża rozbieżność może świadczyć o przetrenowaniu sieci *ang. overfitting* [5]. Tabela 6 przedstawia błąd generalizacji sieci *FPE* otrzymanego modelu neuronowego dla danych treningowych i dla danych testujących. Dla porównania sprawdzono błąd uzyskany dla struktury z wektorem regresji $NN = [2 \ 2 \ 1]$.

Tab. 6 Błąd uogólniania modelu o strukturze NNARX dla dwóch przykładowych struktur

Struktura sieci	Liczba neuronów w warstwie ukrytej	Dane uczące	Dane testujące
		FPE	FPE
[2 2 0]	5	0.0022	0.0024
[2 2 1]	5	0.0083	0.0084

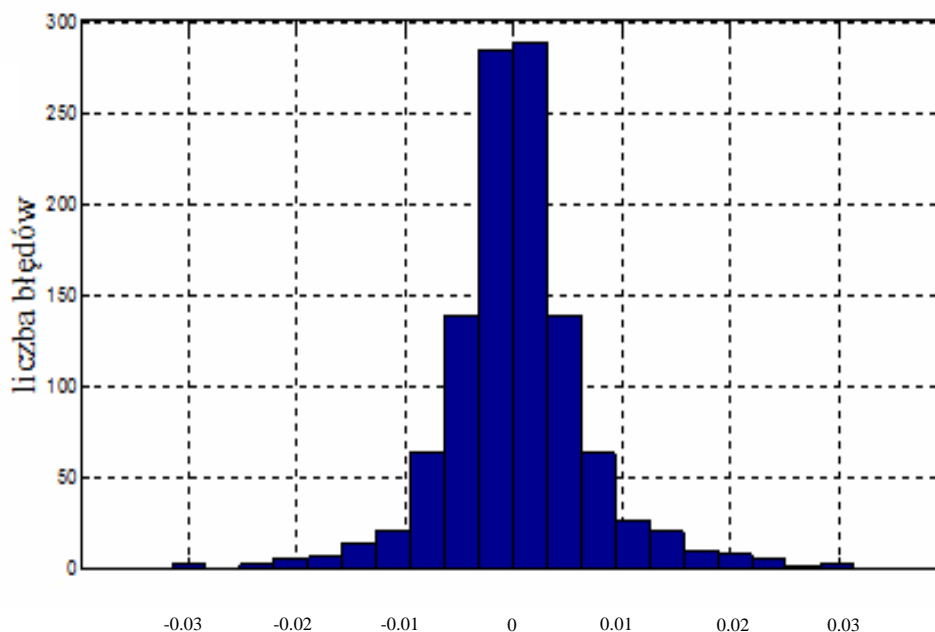
Błąd *FPE* otrzymany dla struktury $NN=[2\ 2\ 0]$ jest około 4-krotnie mniejszy od błędu uzyskanego dla struktury $NN=[2\ 2\ 1]$, natomiast w obu przypadkach nie występuje znacząca rozbieżność między błędem *FPE* uzyskanym podczas nauki i testowania modelu (sieć nie została przetrenowana). Wskaźnik błędu generalizacji *FPE* daje ogólną informację o dokładności modelu SSN. Nie daje natomiast informacji o dokładności odwzorowywania zachowania obiektu przez model w różnych obszarach pracy [31]. Aby zbadać wierność odwzorowywania modelu dokonano symulacji modelu NNARX i porównano z danymi pomiarowymi (symulacje przeprowadzono z modelem wyjścia, który jest opisany w załączniku nr 4a str. 108).

Wyniki otrzymane z symulacji oraz różnicę między danymi rzeczywistymi (zarejestrowanymi podczas badań na obiekcie) a otrzymanymi z modelu przedstawia rys. 67. Dodatkowo do oceny rozkładu błędu (między danymi otrzymanymi z symulacji a danymi rzeczywistymi) wyznaczono histogram. Rys.68 przedstawia histogram rozkładu błędu predykcji.



Rys. 67 Symulacja modelu,

kolor czerwony – sygnał r_p z modelu, kolor niebieski - sygnał r pomierzony,



Rys. 68 Histogram rozkładu błędu predykcji

Z analizy przedstawionych histogramów rozkładu błędów predykcji wynika, że błędy zawierające się w przedziale $[-0,01, 0,01]$ stanowią ponad 90% wszystkich błędów. Niewielki procentowy udział błędów grubych świadczy o dobrych właściwościach uogólniania otrzymanego modelu.

Parametry otrzymanego modelu SSN NNARX podano w tabeli 7.

Tab. 7 Parametry modelu SSN NNARX

		<i>Architektura sieci</i>				
		<i>Struktura</i> $NN=[2\ 2\ 0]$		<i>HHHH</i> <i>L---</i>		
<i>Model neuronowy zestawu Rotor</i>	<i>Kit</i>	<i>WI</i>				<i>BI</i>
		2,694304	0,609483	-1,41618	1,31788	-7,212336
		1,424762	0,614109	0,610691	0,30073	-6,7893807
		-1,284576	0,212288	-1,230390	0,604225	2,80017966
		3,5590518	0,045111	0,4875495	-0,33336	-8,03457250
		-1,517379	-1,4927173	0,6995800	1,176680	6,05333056

	W2					B2
	-0,23009	0,30896	0,49050	0,63475	0,10997	2,4268062

3.4 Synteza regulatora neuronowego

Jak wykazano podczas badań eksperymentalnych na stanowisku Rotor Kit, przemieszczenia wirnika są zależne od działających zakłóceń (w tym wypadku wysokoczęstotliwościowe zakłócenia modelujące siły aerodynamiczne), a także od ciśnienia

oleju dostarczanego do łożyska. Aby umożliwić precyzyjne i optymalne sterowanie przemieszczeniami wirnika przeprowadzono syntezę regulatora neuronowego. Problem aktywnego sterowania przemieszczeniami przedstawiony w tezie pracy jest problemem stabilizacji i polega w tym przypadku na utrzymywaniu przemieszczeń na określonym poziomie niezależnie od zakłóceń działających na obiekt.

Elementem wykonawczym pełniącym rolę aktuatora, który aktywnie oddziałuje na wirujący układ RotorKit, jest łożysko sterowane ciśnieniowo. Łožysko to poprzez wprowadzenie dodatkowej siły niwelowało zakłócenia aerodynamiczne z przystawki perturbacyjnej i zakłócenia hydrodynamiczne powstające w łożysku. Zadanie, które ma spełniać regulator jest problemem regulacji stałowartościowej. Przyjmujemy, że wartość zadana wielkości regulowanej jest z góry znana ($ref(k) = const$).

Do budowy prototypu regulatora posłużył model SSN NNARX wyznaczony podczas identyfikacji. Zastosowano metodę bezpośrednią „Direct” (opisana w załączniku nr 4a str. 109) regulacji z regulatorem optymalnym. Metoda ta jest bardziej odporna na działające zakłócenia w przeciwieństwie do metody bazujących na modelu odwrotnej dynamiki „direct inverse control” oraz optymalizuje moc sygnału sterującego, która w dużych maszynach wirujących z łożyskami ciśnieniowymi może być dość znaczna.

Trening regulatora neuronowego optymalnego odbywał się poprzez minimalizację kryterium [31]:

$$J(\theta) = \sum_k [ref(k) - r_p(k)]^2 + \rho P(k)^2 \quad \rho \geq 0 \quad (8)$$

gdzie:

$ref(k)$ – sygnał referencyjny (zadany poziom drgań),

$r_p(k)$ – sygnał wyjściowy emulatora (przemieszczenia wirnika),

$P(k)$ – sygnał sterujący (ciśnienie oleju),

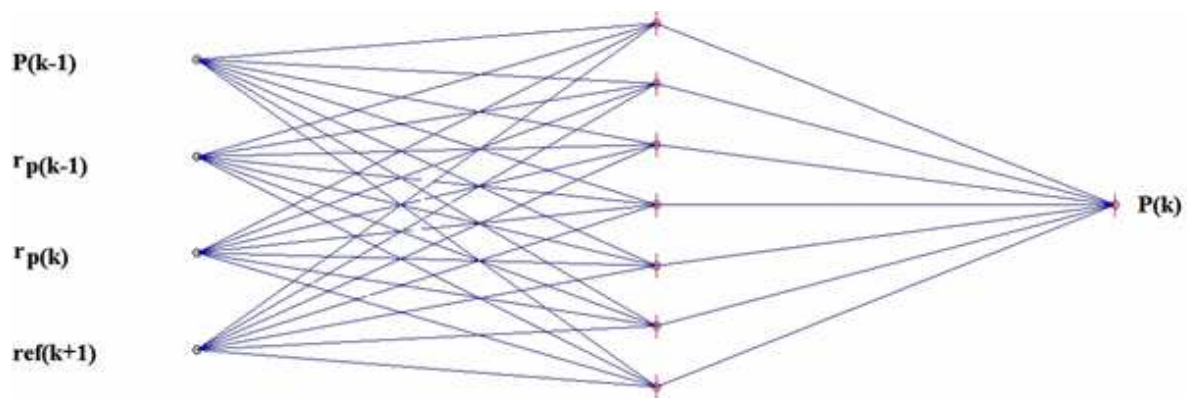
θ – wektor współczynników wag sieci,

ρ - „współczynnik kary” za wzrost mocy potrzebnej na realizację procesu sterowania

Proces nauki regulatora odbywał się „online” (model SSN NNARX) z wykorzystaniem rekursywnego algorytmu Gaussa-Newtona. Procedura treningu wymagała:

- określenia współczynnika kary kryterium minimalizacji (8), którego wartość $\rho = 5 \cdot 10^{-4}$ została określona w wyniku prób eksperymentalnych,
- podania liczby epok treningu regulatora neuronowego (ustawiono 10 epok).

Tollbox NNCTRL do przeprowadzenia treningu regulatora optymalnego „*optimal control*” wymaga emulatora w postaci modelu SSN *NNARX forward* oraz zainicjowanej struktury regulatora neuronowego o postaci analogicznej jak model *forward*. Proces treningu regulatora rozpoczęto od przygotowania struktury regulatora i zainicjowania wag. Wagi struktury regulatora zostały zainicjalizowane w sposób losowy. Przyjęto strukturę składającą się z 7 neuronów w warstwie ukrytej o funkcji przejścia sigmoidalnej bipolarnej *tangh* i jednego neuronu w warstwie wyjściowej o liniowej funkcji przejścia. Sygnały wejściowe regulatora neuronowego tworzy wektor składający się z przeszłych wartości wielkości regulowanej, przeszłej wartości sygnału sterującego i aktualnej wartości sygnału referencyjnego (zadanego). Architekturę przyjętego neuronowego regulatora optymalnego przedstawiono na rys.69.



Rys. 69 Architektura regulatora neuronowego optymalnego

Proces nauki regulatora wymagał również zdefiniowania sygnału referencyjnego (zadanego). Sygnał referencyjny został zdefiniowany jako fala sinusoidalna o postaci [35]

$$ref(k) = A_{sqR} \cdot \sin(2\pi f_{sqR} \cdot k) + dc + N_{var} \cdot randn \quad (9)$$

gdzie:

A_{sqr} – amplituda,

f_{sqr} – częstotliwość,

dc – składowa stała sygnału,

N_{var} – wariancja szumu białego,

$randn$ – funkcja (środowiska programowego Matlab) generująca szum biały,

Parametry generatora sygnału referencyjnego zostały określone następująco:

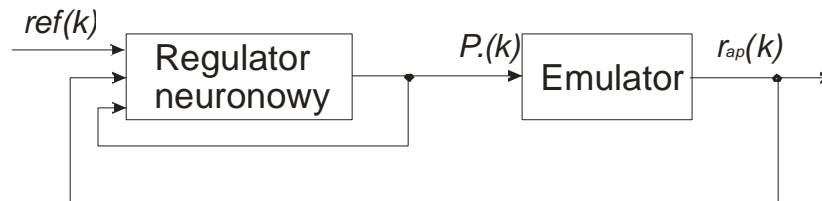
$$A_{sqr} = 0.02; \quad f_{sqr} = 0.05; \quad dc = 0.14 \quad N_{var} = 0;$$

Tab. 8 Parametry regulatora neuronowego optymalnego

		<i>Architektura sieci</i>					
		<i>Struktura</i> <i>NN=[2 2 0]</i>		<i>HHHHHHH</i> <i>L-----</i>			
<i>Model neuronowy zestawu Rotor Kit</i>		<i>W1</i>				<i>B1</i>	
		3,41958114	0,54000845	-3,4471567	1,271305090	-2,8451059	
		0,33006496	0,24390318	-0,08650352	-0,41862846	0,23758817	
		-0,52378435	-0,54117949	-0,93887381	-0,253974	-0,0539190	
		0,42482886	2,25115753	-3,83808939	0,9541050	0,58954398	
		0,29775131	0,71295277	0,4435689	0,284917911	-0,1947041	
		-0,1258882	-0,37838778	-0,1717789	-0,7040973	-0,3825093	
		0,31649884	-1,3863106	2,0560995	-0,82637739	-0,4309606	
		<i>W2</i>					<i>B2</i>
		1,954447	0,674409	0,82762	-2,02276	-0,3066	0,262167

3.5 Badania symulacyjne aktywnego układu sterowania drganiami

Wyznaczenie parametrów regulatora optymalnego w postaci współczynników wag o strukturze przedstawionej na rys. 69 umożliwiło przeprowadzenie badań symulacyjnych układu regulacji oraz oszacowania jakości regulacji. Badania symulacyjne prowadzono z wykorzystaniem emulatora procesu, otrzymanego w wyniku identyfikacji neuronowej. Schemat układu symulacyjnego przedstawia rys. 70.



Rys.70 Schemat symulacyjny regulatora neuronowego optymalnego z emulatorem w postaci modelu NNARX SSN,

ref(k) – sygnał referencyjny (zadany), P(k)- sygnał sterujący,

r_p(k)-wielkość regulowana

Schemat układu symulacyjnego obejmuje regulator neuronowy optymalny sterujący programowym emulatorem obiektu („łożysko ciśnieniowe - drgania wirnika” zestawu Rotor Kit). Regulator neuronowy na podstawie aktualnej wartości sygnału referencyjnego $ref(k)$, aktualnej i poprzedniej wartości wielkości regulowanej $r_p(k)$, $r_p(k-1)$ oraz poprzedniej wartości sygnału sterującego $P(k-1)$ generuje sygnał sterujący emulatorom obiektu. Przedstawiony schemat symulacyjny został zaimplementowany i przebadany w środowisku Matlab z wykorzystaniem toolboxu NNCTRL [35].

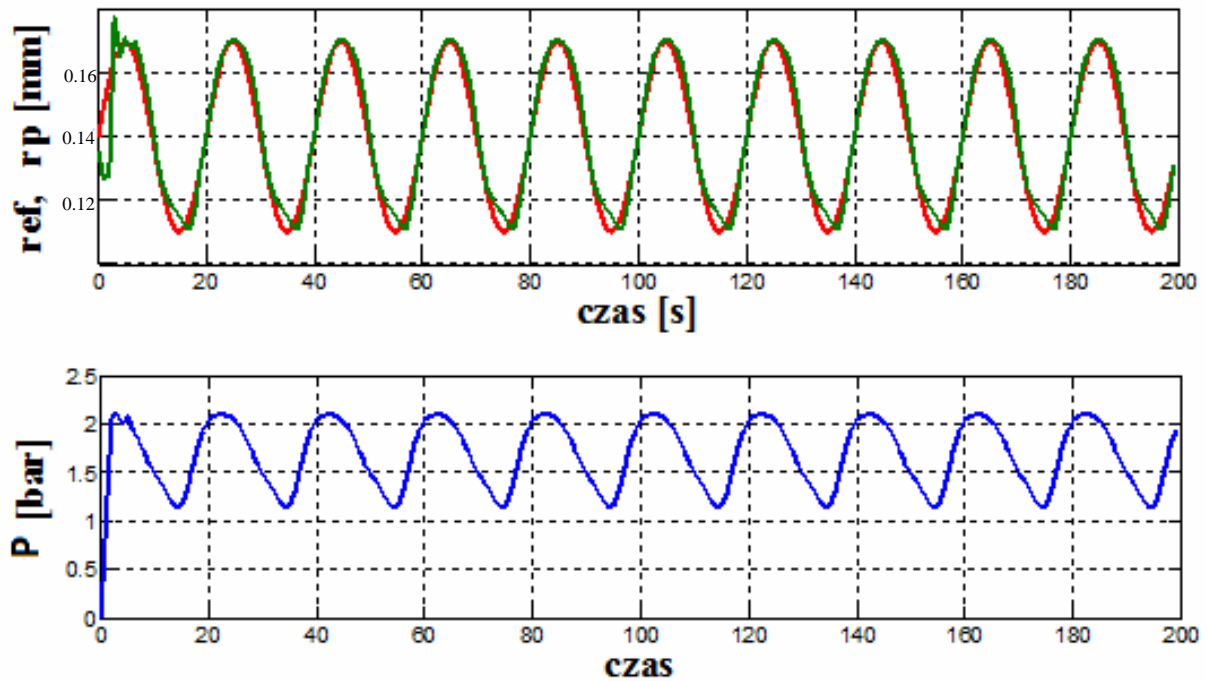
Podczas badań symulacyjnych sprawdzono, czy układ regulacji spełnia swoje zadanie, tzn. umożliwia regulację przemieszczeń obiektu z odpowiednią dokładnością. Podczas prób symulacyjnych dokonywano oceny jakości regulacji na podstawie uchybu między wartością sygnału referencyjnego ref , a wielkością regulowaną r_p . Uchyb regulacji określony jest zależnością [31]:

$$e(k) = \sum_k [ref(k) - r_p(k)]^2$$

Wyznaczenie uchybu regulacji pozwoliło na oszacowanie dokładności regulacji neuronowej poprzez wykorzystanie takich miar jakości regulacji, jak [2]:

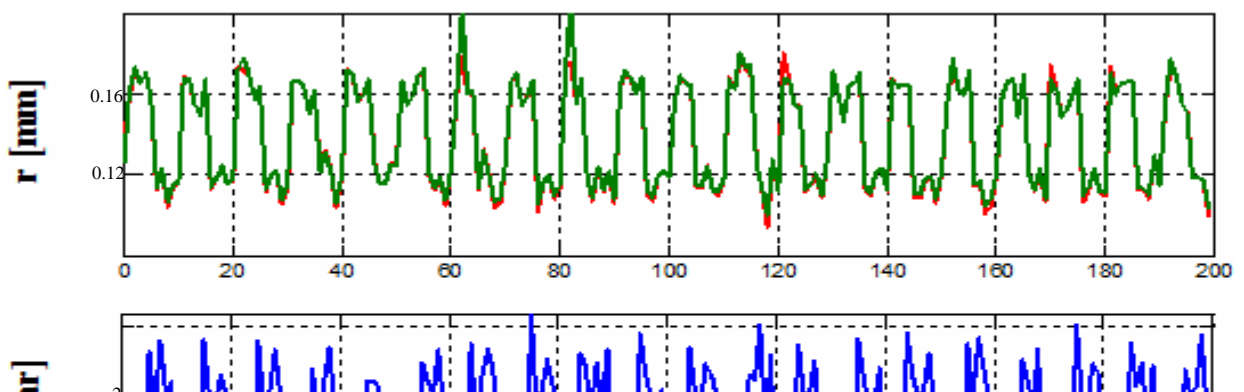
- maksymalny uchyb dynamiczny $e_M = \max\{e(k)\}$,
- uchyb ustalony (statyczny) e_u ,

Przykłady uzyskanych wyników symulacyjnych przedstawiono na rys. 71 i na rys.72.



Rys.71 Wyniki symulacji

*kolor zielony – sygnał emulatora procesu r_p , kolor czerwony -sygnał referencyjny ref,
kolor niebieski – sygnał sterujący podawany do emulatora P*



Rys.72 Wyniki symulacji

kolor zielony – sygnał emulatora procesu r_p , kolor czerwony-sygnał referencyjny ref,
kolor niebieski – sygnał sterujący podawany do emulatora P

Przykład z rys.72 przedstawia sytuację, gdy do sygnału referencyjnego (9) został dodany czynnik losowy o wariancji $N_{var} = 0,001$ oraz częstotliwość sygnału referencyjnego jest dwukrotnie wyższa $f_{sqr} = 0,1$ Hz w porównaniu z przypadkiem pokazanym na rys.71.

Badania symulacyjne pozwoliły oszacować wartość uchybu dynamicznego $e_M = 0.004$ mm, co stanowi około 6% amplitudy sygnału referencyjnego. Uchyb statyczny w rozważanych przypadkach był tak mały, że praktycznie niemierzalny.

3.6 Wnioski

Badania na stanowisku modelowym Rotor Kit skoncentrowane były na układzie „łożysko ciśnieniowe – przemieszczenia wirnika” i jego zachowaniu w przypadku zakłóceń

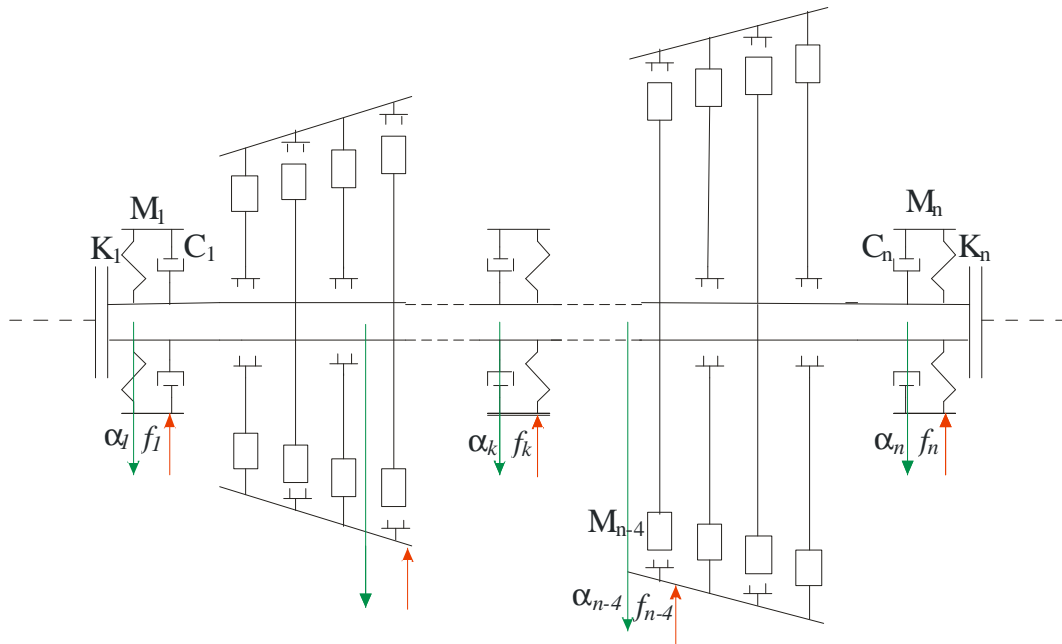
wysokoczęstotliwościowych (modelujących zakłócenia aerodynamiczne w układach rzeczywistych turbin ciepłych). Przeprowadzono wiele badań dla różnych stanów pracy tego układu. Analizowano zachowanie pracy łożyska jako hydrodynamiczne i ciśnieniowe oraz w obecności zakłóceń wysokoczęstotliwościowych i ich braku. Na podstawie wyników przeprowadzonych badań stwierdzono, że oddziałując poprzez łożysko ciśnieniowe można redukować przemieszczenia wirnika wywołane siłami wysokoczęstotliwościowymi. Stwierdzono również, że skutkiem wzrostu ciśnienia w łożysku nie zawsze jest redukcja przemieszczeń, gdyż zmienia się charakter pracy łożyska. Otrzymane rezultaty badań wykazały zasadność opracowania metody aktywnego sterowania przemieszczeniami wirnika w turbinach ciepłych będących pod wpływem zakłóceń wysokoczęstotliwościowych pochodzenia aerodynamicznego. W celu opracowania metody aktywnego sterowania przemieszczeniami wirnika turbiny ciepłej wywołanego siłami aerodynamicznymi, wykorzystano modelowe stanowisko Rotor Kit (stanowisko modeluje zjawiska zachodzące w turbinach ciepłych). Zaproponowano metodę aktywnego sterowania przemieszczeniami z wykorzystaniem regulatora neuronowego optymalnego działania bezpośredniego. Przeprowadzono badania identyfikacyjne i wyznaczono nieliniowy model w postaci SSN opisujący dynamikę układu łożysko ciśnieniowe – przemieszczenia wirnika. Otrzymany model SSN posłużył do syntezy regulatora neuronowego. Otrzymany regulator neuronowy został przebadany drogą symulacyjną. Określono jakość sterowania na podstawie uchybu dynamicznego, który nie przekraczał 6% amplitudy sygnału referencyjnego. Uzyskany wynik jest bardzo dobry dla układu regulacji mającego spełniać zadanie stabilizacji (regulacji stałowartościowej) jak i również mającego spełniać zadanie regulacji nadążnej (servo).

Na podstawie przeprowadzonych badań symulacyjnych można stwierdzić, że postawiona teza o możliwości redukcji przemieszczeń i aktywnym sterowaniu przemieszczeniami wywołanymi siłami aerodynamicznymi dzięki zastosowaniu przedstawionej metody została udowodniona.

4. Metoda wyznaczania miejsc oddziaływania na wirujący układ mechaniczny

W ogólnym przypadku w turbinach możemy wyróżnić kilka miejsc powstawania sił aerodynamicznych (rys. 4). Zadaniem układu sterowania rozpatrywanego w tej pracy jest minimalizacja przemieszczeń wału wirnika powstałych na skutek sił aerodynamicznych generowanych w uszczelnieniach nadbandażowych. Można to zrealizować oddziałując na wybrane elementy układu mechanicznego, np.: poprzez łożyska ciśnieniowe lub uszczelnienia nadbandażowe z dodatkową komorą (rys. 5a, 5b). W turbinach cieplnych wielostopniowych występuje wiele uszczelnień i różna może też być liczba łożysk. Należy więc wybrać te, które pozwolą uzyskać jak największą efektywność zmniejszenia przemieszczeń wirnika. W celu wyboru najbardziej efektywnych miejsc oddziaływania przeprowadzono analizę na podstawie

równań ruchu wirującego układu mechanicznego. Rysunek przedstawia schemat turbiny wielostopniowej.



Rys. 73 Schemat turbiny wielostopniowej z różnymi miejscami aktywnego oddziaływania na drgania wirnika

$f_1 \dots f_n$ – możliwe miejsca oddziaływania,
 $\alpha_1 \dots \alpha_n$ – przemieszczenia wału jako sygnały układu regulacji,
 parametry opisujące dynamikę łożysk: M_1, \dots, M_n – elementy bezwładnościowe,
 C_1, \dots, C_n – elementy tłumiące,
 K_1, \dots, K_n – elementy sprężyste

Przedstawiony na rys. 73 wirujący układ mechaniczny można opisać następującym liniowym równaniem różniczkowym o stałych współczynnikach:

$$M \cdot \ddot{\alpha} + C \cdot \dot{\alpha} + K \cdot \alpha = f$$

(10)

gdzie:

M – macierz współczynników inercyjnych o wymiarze $[n \times n]$,

C – macierz współczynników tłumienia o wymiarze $[n \times n]$,

K – macierz współczynników sztywności o wymiarze $[n \times n]$,

f – wektor harmonicznyc sił i momentów generowanych w uszczelnieniach o wymiarze $[n \times 1]$,

- α – wektor przemieszczeń kątowych φ_{xi} , φ_{yi} oraz liniowych x_i , y_i o wymiarze $[n \times 1]$,
-
- $\dot{\alpha}$ – wektor prędkości kątowych $\dot{\varphi}_{xi}$, $\dot{\varphi}_{yi}$ oraz liniowych \dot{x}_i , \dot{y}_i o wymiarze $[n \times 1]$,
-
- $\ddot{\alpha}$ – wektor przyśpieszeń kątowych $\ddot{\varphi}_{xi}$, $\ddot{\varphi}_{yi}$ oraz liniowych \ddot{x}_i , \ddot{y}_i o wymiarze $[n \times 1]$,
- n – liczba stopni swobody układu.

Stosując do obu stron równania (10) przekształcenie Laplace'a i zakładając zerowe warunki początkowe otrzymujemy:

$$(s^2 \cdot \mathbf{M} + s \cdot \mathbf{C} + \mathbf{K}) \cdot \alpha(s) = F(s) \quad (11)$$

gdzie:

s – zmienna zespolona

$\alpha(s)$ – transformata Laplace'a odpowiedzi układu

$F(s)$ – transformata Laplace'a wymuszenia

wprowadzając oznaczenie:

$$(s^2 \cdot \mathbf{M} + s \cdot \mathbf{C} + \mathbf{K}) = \mathbf{Z}(s) \quad (12)$$

równanie (11) można zapisać w postaci:

$$\mathbf{Z}(s) \cdot \alpha(s) = F(s) \quad (13)$$

gdzie $\mathbf{Z}(s)$ jest macierzą sztywności dynamicznej [6]. Wyznaczając macierz odwrotną do macierzy sztywności $\mathbf{Z}(s)$ otrzymujemy macierz podatności:

$$\mathbf{G}(s) = \mathbf{Z}(s)^{-1} \quad (14)$$

Macierz $G(s)$ dla układów liniowych jest macierzą symetryczną o elementach zespolonych. Znając macierz transmitancji operatorowych możemy wyznaczyć odpowiedź układu na wymuszenie przyłożone w wybranym punkcie konstrukcji wykorzystując zależność [6]:

$$\alpha(s) = G(s) \cdot F(s) \quad (15)$$

Zależność (14) stanowi równanie ruchu wirującej części układu mechanicznego przedstawionego schematycznie na rys.73, przy czym macierz G określa jego właściwości dynamiczne. Ten system mechaniczny może podlegać działaniu układu regulacji, którego schemat blokowy przedstawiono na rys. 74.

Zakładamy, że w rozpatrywanym układzie mechanicznym jako sygnały obiektu uwzględniane w sprzężeniu regulacyjnym zostaną wybrane przemieszczenia l elementów sprężysto-inercyjnych. Przemieszczenia te tworzą wektor α_R o wymiarach $[l \times 1]$ będącym wektorem sprzężenia regulacyjnego, czyli:

$$\alpha_R = C_R \cdot \alpha \quad (16)$$

gdzie:

C_R – macierzą o wymiarach $[l \times n]$ określającą miejsca wyboru sprzężeń regulacyjnych układu regulacji.

Zadaniem macierzy R regulatora jest wprowadzanie nastaw prowadzących do minimalizacji drgań i przemieszczeń wału wirnika wirującego układu mechanicznego. Przyjmując, że liczba sygnałów wyjściowych z regulatora opisanych wektorem f_R wynosi m , to macierz nastaw regulatora R jest macierzą o wymiarach $[m \times l]$ realizującą zależność:

$$f_R = R \cdot \alpha_R \quad (17)$$

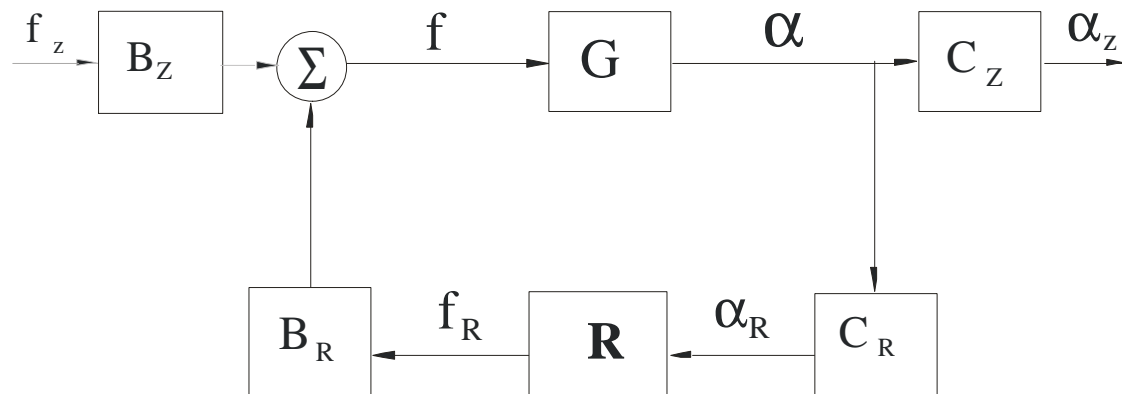
gdzie:

f_R – wektor sygnałów wyjściowych z regulatora o wymiarach $[m \times 1]$

Sygnały sterujące f_R z regulatora wprowadzane są do elementów wykonawczych układu regulacji (uszczelnienia nadbandażowe z komorą, łożyska ciśnieniowe), które w sposób

bezpośredni oddziałują na układ mechaniczny. Miejsce ich oddziaływania na układ mechaniczny określa macierz B_R , o wymiarach $[n \times m]$.

Do wirującego układu mechanicznego wprowadzanych jest również t zewnętrznych sygnałów wymuszających, które tworzą wektor f_Z o wymiarach $[t \times 1]$, a miejsce ich przyłożenia określa macierz B_Z , o wymiarach $[n \times t]$.



Rys. 74. Schemat blokowy struktury układu regulacji wirującego układu mechanicznego.

Na podstawie schematu blokowego przedstawionego na rys. 74, utworzono następujący zestaw równań:

$$\left. \begin{array}{l} \alpha = G \cdot f \quad (18) \\ f = B_Z \cdot f_Z + B_R \cdot f_R \quad (19) \\ \alpha_Z = C_Z \cdot \alpha \quad (20) \\ \alpha_R = C_R \cdot \alpha \quad (21) \\ f_R = R \cdot \alpha_R \quad (22) \end{array} \right\} (23)$$

Równania (23) posłużą do wyznaczenia równania ruchu wirującego układu mechanicznego wraz układem regulacji. Wprowadzając równania (19) do (18) a następnie do równania (21) otrzymujemy:

$$\alpha_R = C_R \cdot G \cdot B_Z \cdot f_Z + C_R \cdot G \cdot B_R \cdot f_R \quad (24)$$

Dokonując następnie podstawienia zależności (24) do równania (22) tworzy się funkcję macierzową opisującą wpływ zewnętrznych sił wymuszających f_z na wielkość sygnałów układu regulacji f_R :

$$f_R = (I_{mxm} - R \cdot C_R \cdot G \cdot B_R)^{-1} R \cdot C_R \cdot G \cdot B_Z \cdot f_Z \quad (25)$$

Powyższe równanie jest spełnione, gdy macierz $(I_{mxm} - R \cdot C_R \cdot G \cdot B_R)$ jest nieosobliwa.

Po wprowadzeniu oznaczenia:

$$T_{m \times l} = (I_{mxm} - R \cdot C_R \cdot G \cdot B_R)^{-1} R \quad (26)$$

równanie (25) przyjmuje postać:

$$f_R = T \cdot C_R \cdot G \cdot B_Z \cdot f_Z \quad (27)$$

Następnie korzystając z zależności (19), (27) i równania (18), otrzymano:

$$\alpha = G \cdot [B_Z \cdot f_Z + B_R \cdot T \cdot C_R \cdot G \cdot B_Z \cdot f_Z] \quad (28)$$

Zależność powyższą można zapisać w postaci:

$$\alpha = G \cdot [I_{n \times n} + B_R \cdot T \cdot C_R \cdot G \cdot B_Z] \cdot B_Z \cdot f_Z \quad (29)$$

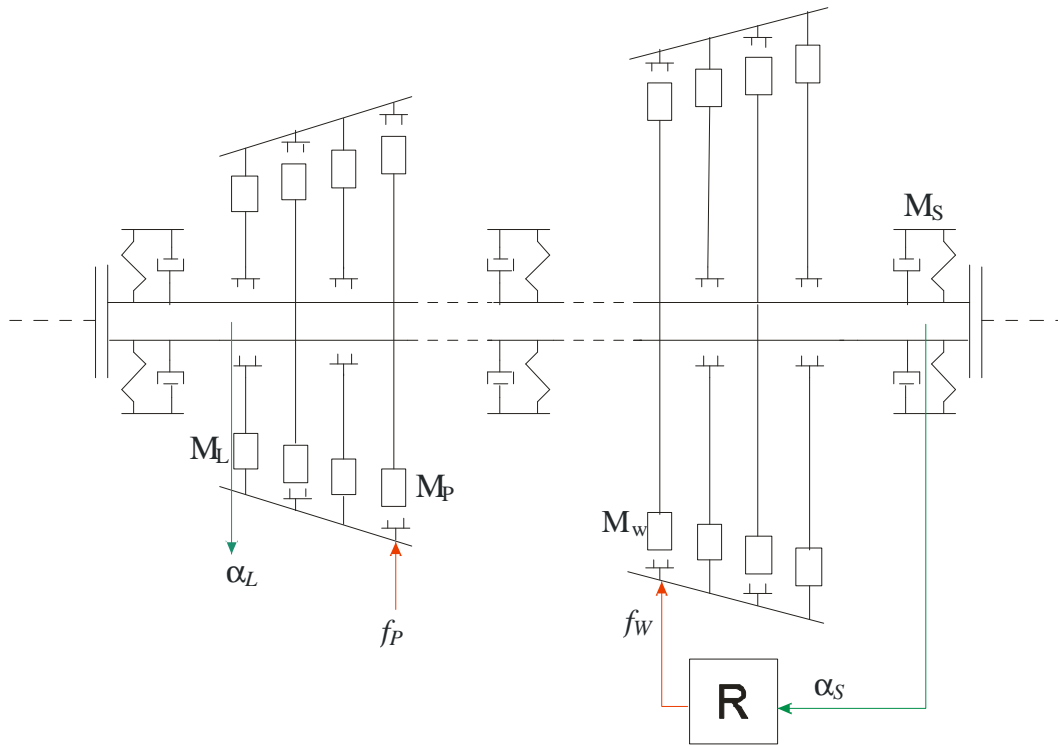
Wprowadzając następnie równanie (29) do zależności (20) otrzymujemy macierzowy model dynamiki wirującego układu mechanicznego wyposażonego w wielowymiarowy układ regulacji.

$$\alpha_z = C_R \cdot G \cdot [I_{n \times n} + B_R \cdot T \cdot C_R \cdot G \cdot] \cdot B_Z \cdot f_Z \quad (30)$$

W przypadku braku regulatora (macierz regulatora R jest zerowa, tym samym macierz T jest zerowa) równanie (30) upraszcza się do postaci:

$$\alpha_{z0} = C_R \cdot G \cdot B_Z \cdot f_Z \quad (31)$$

Otrzymany matematyczny model wielostopniowej turbiny (30) zostanie następnie wykorzystany do wyznaczenia efektywności oddziaływania układu regulacji na przemieszczenia wirnika turbinowego w wybranych miejscach. Rysunek 75 przedstawia ideę proponowanej metody do oceny efektywności wpływania na przemieszczenia wirnika turbinowego. Polega ona na wykorzystaniu możliwości oddziaływania na wirujący układ mechaniczny poprzez uszczelnienie nadbandażowe z dodatkową komorą lub łożysko ciśnieniowe. Wartość siły oddziałującej f jest zależna od wartości przemieszczenia wału α pomierzonego w wybranym dostępnym punkcie oraz wzmocnienia regulatora R . Charakterystyka dynamiczna siły oddziałującej f kształtowana jest przez regulator R . Dla zaprezentowania metody rozważono efektywność wpływania jednowymiarowego układu regulacji R na przemieszczenie α_L elementu bezwładnościowego M_L wywołane przez siły aerodynamiczne f_P generowane w uszczelnieniu i oddziałujące na element M_P .



Rys. 75. Schemat blokowy turbiny wielostopniowej z jednowymiarowym układem regulacji drgań

M_L, M_P, M_W, M_S – współczynniki inercji wirującego układu mechanicznego,
 f_P, f_W – siły działające na wybrane elementy wirnika,
 α_L, α_S – przemieszczenie wybranych elementów wirnika

W jednowymiarowym układzie regulacji przedstawionym na rys. 75 przyłożono do elementu bezwładnościowego M_W zewnętrzną siłę f_W zależną wprost proporcjonalnie od przemieszczenia wału α_S :

$$f_W = k_R \cdot \alpha_S \quad (32)$$

gdzie:

k_R – współczynnik proporcjonalności zapisany w postaci liczby zespolonej zależnej od drgań wału α

$$k_R = k_{RR}(\alpha) + jk_{RI}(\alpha) \quad (33)$$

W celu wyznaczenia efektywności oddziaływania na drgania w wybranym miejscu utworzono następujący układ równań:

$$\left. \begin{aligned} \alpha_L &= G_{LP} \cdot f_P + G_{LW} \cdot f_W & (34) \\ \alpha_S &= G_{SP} \cdot f_P + G_{SW} \cdot f_W & (35) \\ f_W &= k_R \cdot \alpha_S & (36) \end{aligned} \right\} \quad (37)$$

gdzie:

G_{LP} – transmitancja operatorowa opisująca właściwości dynamiczne obiektu między P -tym wejściem a L -tym wyjściem,

G_{LW} – transmitancja operatorowa opisująca właściwości dynamiczne obiektu między W -tym wejściem a L -tym wyjściem,

G_{SP} – transmitancja operatorowa opisująca właściwości dynamiczne obiektu między P -tym wejściem a S -tym wyjściem,

G_{SW} – transmitancja operatorowa opisująca właściwości dynamiczne obiektu między W -tym wejściem a S -tym wyjściem.

Następnie z równań (35) i (36) wyznaczono wielkość f_W :

$$f_W = \frac{k_R \cdot G_{SP}}{1 - k_R \cdot G_{SW}} \cdot f_P \quad (38)$$

Wstawiając (38) do równania (34) otrzymano zależność opisującą przemieszczenia α_L elementu bezwładnościowego M_L wywołane przez siły aerodynamiczne f_P generowane w uszczelnieniu:

$$\alpha_L = \left(G_{LP} + \frac{k_R \cdot G_{LW} \cdot G_{SP}}{1 - k_R \cdot G_{SW}} \right) \cdot f_P \quad (39)$$

W przypadku braku regulacyjnego sprzężenia zwrotnego ($k_R=0$) równanie (39) to redukuje się do postaci:

$$\alpha_{L0} = G_{LP} \cdot f_P \quad (40)$$

Dzieląc stronami równania (38) i (39) otrzymujemy zależność:

$$\frac{\alpha_L}{\alpha_{L0}} = 1 + \frac{k_R \cdot \frac{G_{LW} \cdot G_{SP}}{G_{LP}}}{1 - k_R \cdot G_{SW}} \quad (41)$$

W otrzymanym równaniu wyrażenia: $\frac{G_{LW} \cdot G_{SP}}{G_{LP}}$, G_{SW} reprezentują transmitancję i są liczbami zespolonymi, dlatego zależność (40) można zapisać w ogólnej postaci:

$$\xi = \chi + j\gamma = 1 + \frac{k_R \cdot (a + jb)}{1 - k_R \cdot (c + jd)} \quad (42)$$

gdzie:

$$\xi = \frac{\alpha_L}{\alpha_{L0}},$$

χ, γ, a, b, c, d - liczby rzeczywiste,

j - jednostka urojona.

Równanie (42) po uwzględnieniu zależności (33) przyjmuje postać:

$$\xi = 1 + \frac{(k_{RR} \cdot a - k_{RI} \cdot b) + j(k_{RR} \cdot b + k_{RI} \cdot a)}{(1 - k_{RR} \cdot c + k_{RI} \cdot d) - j(k_{RR} \cdot d + k_{RI} \cdot c)} \quad (43)$$

Rozdzielając równanie (42) na część rzeczywistą i urojoną otrzymano:

$$\chi = 1 + \frac{-k_{RR}^2 (a \cdot c + b \cdot d) + k_{RR} \cdot a - k_{RI} \cdot b - k_{RI}^2 (a \cdot c + b \cdot d)}{k_{RR}^2 (c^2 + d^2) - 2 \cdot k_{RR} \cdot c + 2 \cdot k_{RI} \cdot d + k_{RI}^2 (c^2 + d^2) + 1} \quad (44)$$

$$\gamma = \frac{k_{RR}^2 (a \cdot d - b \cdot c) + k_{RR} \cdot b + k_{RI} \cdot a + k_{RI}^2 (a \cdot d - b \cdot c)}{k_{RR}^2 (c^2 + d^2) - 2 \cdot k_{RR} \cdot c + 2 \cdot k_{RI} \cdot d + k_{RI}^2 (c^2 + d^2) + 1} \quad (45)$$

Zakładając, że wzmocnienie regulatora przedstawione jest tylko liczbą rzeczywistą ($k_{RI}=0$), możemy napisać:

$$k_R = k_{RR}(\alpha) \quad (46)$$

Wyrażenia (43) i (44) redukują się do postaci:

$$\chi = 1 + \frac{-k_{RR}^2(a \cdot c + b \cdot d) + k_{RR} \cdot a}{k_{RR}^2(c^2 + d^2) - 2 \cdot k_{RR} \cdot c + 1} \quad (47)$$

$$\gamma = \frac{k_{RR}^2(a \cdot d - b \cdot c) + k_{RR} \cdot b}{k_{RR}^2(c^2 + d^2) - 2 \cdot k_{RR} \cdot c + 1} \quad (48)$$

Dzieląc stronami równania (46) i (47) otrzymano związek:

$$\frac{\chi - 1}{\gamma} = \frac{-k_{RR}^2(a \cdot c + b \cdot d) + k_{RR} \cdot a}{k_{RR}^2(a \cdot d - b \cdot c) + k_{RR} \cdot b} \quad (49)$$

Następnie z równania (48) wyznaczono parametr k_{RR} :

$$k_{RR} = \frac{a \cdot \gamma - b(\chi - 1)}{(a \cdot d - b \cdot c)(\chi - 1) + (a \cdot c + b \cdot d) \cdot \gamma} \quad (50)$$

Podstawiając równanie (50) do równania (48) otrzymano zależność:

$$\gamma(a^2 + b^2)d^2 \left[\left(\gamma - \frac{a}{2d} \right)^2 + \left(\chi - 1 + \frac{b}{2d} \right)^2 - \frac{a^2 + b^2}{4d^2} \right] = 0 \quad (51)$$

Równanie (51) posiada rozwiązanie trywialne $\gamma=0$, a przy założeniu, że $d \neq 0$ oraz $(a^2 + b^2) \neq 0$, występuje na płaszczyźnie zespolonej rozwiązanie w postaci okręgu o promieniu R_0 :

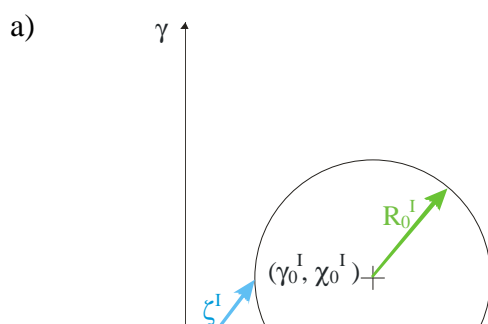
$$R_0 = \frac{\sqrt{a^2 + b^2}}{2 \cdot d} \quad (52)$$

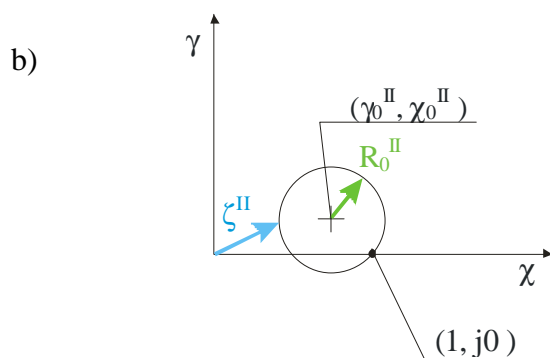
i środka w punkcie (γ_0, χ_0) :

$$\chi_0 = 1 - \frac{b}{2 \cdot d} \quad (53)$$

$$\gamma_0 = \frac{a}{2 \cdot d} \quad (54)$$

Na tej podstawie można stwierdzić, że obrazem równania (42) na płaszczyźnie zmiennej zespolonej w przypadku, gdy część urojona regulatora k_{RI} regulatora jest równa zero a część rzeczywista k_{RR} zmienia swą wartość od $-\infty$ do $+\infty$, jest okrąg o promieniu R_0 i środku w punkcie (γ_0, χ_0) . Obraz ten pozwala ocenić, jaki wpływ na przemieszczenia elementu bezwładnościowego M_L wywołanego wymuszeniem f_p ma wybór miejsca oddziaływania siłą f_W na element bezwładnościowy M_W . Wpływ ten dla poszczególnych miejsc oddziaływania ocenia się na podstawie wielkości promienia R_0 : im większy jest ten promień, tym większe są możliwości oddziaływania na drgania.





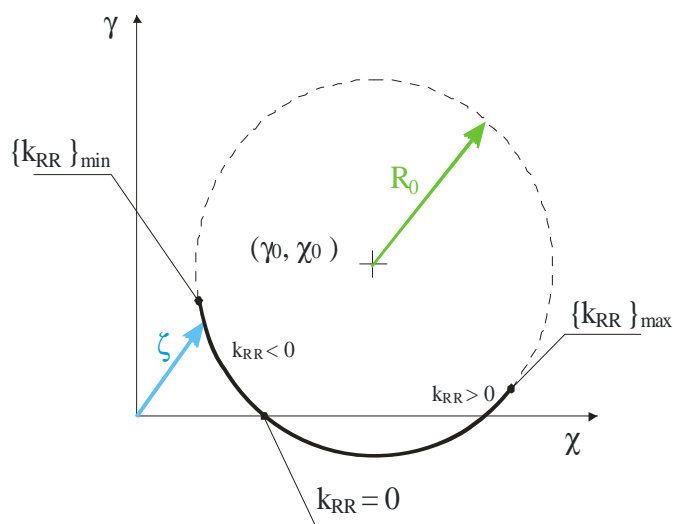
Rys. 76. Przykład obrazów równania (42) na płaszczyźnie zespolonej dla dwóch różnych miejsc oddziaływania.

*a -miejsce o większych możliwościach oddziaływania,
b- miejsce o mniejszych możliwościach oddziaływania*

Przedstawione na rys. 76 poglądowe okręgi obrazują równanie (42) dla dwóch różnych miejsc oddziaływania na wirujący układ mechaniczny. Promień okręgu dla pierwszego miejsca oddziaływania przedstawiony na rys.76a jest większy od promienia dla drugiego miejsca oddziaływania przedstawionego na rys.76b ($R_0^{\text{I}} > R_0^{\text{II}}$). Wynika stąd, że możliwości wpływu na drgania w miejscu pierwszym są większe niż możliwości oddziaływania w miejscu drugim.

Dla wszystkich miejsc oddziaływania okręgi równania (42) przechodzą przez punkt $(1, j0)$ płaszczyzny zespolonej (χ, γ) . Wynika to z równania (42), gdy wartość współczynnika k_{RR} jest równa zero (zerowa wartość współczynnika k_{RR} odpowiada brakowi możliwości oddziaływania na układ (brak sprzężenia zwrotnego). Parametr ζ określa stosunek zespolonej amplitudy drgań wybranego elementu układu mechanicznego wyposażonego w regulator do amplitudy drgań tego elementu, gdy brak jest regulatora ($k_R=0$). W warunkach rzeczywistych wartość współczynnika sprzężenia regulacyjnego k_{RR} może przyjmować tylko wartości

technicznie realizowalne. Dlatego z okręgu opisanego równaniem (42) należy wydzielić łuk odpowiadający wartości współczynnika sprzężenia regulacyjnego, które są technicznie możliwe do zrealizowania. Rysunek 77 przedstawia obraz równania (42) ograniczony do wartości k_{RR} możliwych technicznie do realizacji.



Rys. 77. Przykład obrazu równania (42) na płaszczyźnie zespolonej dla wartości współczynnika k_{RR} technicznie możliwych do realizacji

$\{k_{RR}\}_{min}, \{k_{RR}\}_{max}$ – najmniejsza i największa wartość współczynnika k_{RR} technicznie możliwa do realizacji

Długość łuku reprezentująca wartości współczynnika k_{RR} możliwych technicznie do realizacji oraz wielkość promienia R_0 , przedstawione na rys.77 pozwalają określić, jaki wpływ na drgania ma wybrane miejsce oddziaływania. Im większy jest ten promień oraz łuk powstały z okręgu opisanego równaniem (42) poprzez ograniczenie współczynnika k_{RR} tylko do wartości technicznie realizowalnych, tym większy wpływ na drgania ma wybrane miejsce oddziaływania wyposażone w jednowymiarowy układ regulacji [112], [113]. Przedstawiona wyżej metoda może zostać wykorzystana do wyboru miejsc oddziaływania zapewniających najlepsze właściwości regulacyjne.

5. Wnioski końcowe

W przedstawionej pracy rozważano zagadnienie aktywnego sterowania drganiami wirnika turbinowego wywołanymi siłami aerodynamicznymi w uszczelnieniach nadbandażowych. Zaproponowano dwie metody sterowania różniące się miejscem oddziaływania na wirujący układ mechaniczny. Pierwsza z zaproponowanych metod wykorzystuje uszczelnienie nadbandażowe z regulowaną komorą wyrównawczą, a druga - sterowane ciśnieniowo łożyska ślizgowe. W obu przedstawionych metodach opracowano modele obiektów sterowania w postaci sieci neuronowych. Modele neuronowe obiektu sterowania zostały wykorzystane do badań symulacyjnych oraz do syntezy regulatora neuronowego optymalnego. Dla obu rozważanych przypadków zaproponowano efektywne rozwiązanie układu aktywnego sterowania drganiami.

W metodzie wykorzystującej uszczelnienie z regulowaną komorą wyrównawczą przedstawiono rozwiązanie aktywnego sterowania z regulatorem krokowym oraz z regulatorem opartym na logice rozmytej. Rozwiązanie z regulatorem krokowym realizuje sterowanie poprzez optymalizację wskaźnika jakości będącego kompromisem między poziomem drgań a energią wydatkowaną na sterowanie. Natomiast rozwiązanie z regulatorem rozmytym realizuje sterowanie w oparciu o wiedzę eksperta. Przeprowadzone badania symulacyjne turbiny wyposażonej w regulowane uszczelnienie nadbandażowe potwierdziły możliwość efektywnej redukcji przemieszczeń wirnika turbinowego. Uzyskane podczas symulacji zmniejszenia przemieszczeń wirnika w zależności od mocy turbiny zawierają się w granicach się od ok. 30% do ok. 60% w porównaniu do przemieszczeń wirnika występujących bez układu regulacji.

Wniosek 1. Uzyskane wyniki wykazały możliwość znacznych redukcji przemieszczeń wirnika turbiny poprzez zastosowanie układu regulacji i specjalnych rozwiązań konstrukcyjnych uszczelnień nadbandażowych. Udowodniono w ten sposób postawioną we wstępie rozprawy tezę o możliwości aktywnego sterowania drganiami samowzbudnymi typu aerodynamicznego przy pomocy uszczelnienia z regulowaną komorą wyrównawczą.

W metodzie z łożyskiem sterowanym ciśnieniowo przedstawiono rozwiązanie układu aktywnego sterowania drganiami wirnika z wykorzystaniem regulatora neuronowego działania bezpośredniego. Syntezę regulatora neuronowego przeprowadzono poprzez trening z nieliniowym modelem neuronowym opisującym zachowanie się układu „łożysko ciśnieniowe – przemieszczenia wirnika”. Trening regulatora neuronowego przeprowadzono

poprzez minimalizację wskaźnika uwzględniającego błąd odwzorowania (między wartością zadaną wielkości regulowanej, a wielkością regulowaną) oraz energię wydatkowaną na sterowanie.

Określono jakość sterowania uzyskanego regulatora neuronowego drogą symulacyjną na podstawie uchybu dynamicznego. Uchyb nie przekraczał 6% amplitudy sygnału referencyjnego. Uzyskany wynik można uważać za bardzo dobry dla układu regulacji mającego spełniać zadanie stabilizacji (regulacji stałwartościowej), jak i również mającego spełniać zadanie regulacji nadążnej.

Wniosek 2. Wyniki badań potwierdziły możliwości zastosowania łożyska ciśnieniowego do aktywnego oddziaływania na drgania wirnika turbinowego wywołane wymuszeniami o wysokich częstotliwościach. Można wobec tego stwierdzić, że udowodniono postawioną we wstępie rozprawy tezę o możliwości zastosowania układu regulacji i sterowanych łożysk ciśnieniowych do redukcji drgań i aktywnego sterowania przemieszczeniami wywołanymi siłami aerodynamicznymi generowanymi w uszczelnieniach nadbandażowych.

Podsumowanie. Zgodnie z tematem rozprawy przedstawiono oryginalne, skuteczne metody aktywnego sterowania przemieszczeniami wirnika wywołanymi przez aerodynamiczne siły generowane w uszczelnieniach nadbandażowych. Udowodniono też tezy związane z tematem, a postawione we wstępie dysertacji.

Literatura

- [1] Torsten Soderstrom, Petre Stoica „*Identyfikacja systemów*” Wydawnictwo Naukowe PWN Warszawa 1997
- [2] Tadeusz Stefański. „*Teoria sterowania*” część I Politechnika Świętokrzyska Kielce 1997
- [3] Włodzisław Duch, Józef Korbicz, Leszek Rutkowski, Ryszard Tadeusiewicz „*Sieci Neuronowe*” Akademicka oficyna wydawnicza EXIT Warszawa 2000
- [4] Andrzej Rybarczyk „*Sztuczne sieci neuronowe Laboratorium*” Politechnika Poznańska, Poznań 2007
- [5] Krzysztof Janiszowski „*Identyfikacja modeli parametrycznych w przykładach*” Akademicka Oficyna Wydawnicza EXIT Warszawa 2002
- [6] Pod redakcją Jana Kicińskiego „*Modelowanie i diagnostyka oddziaływań mechanicznych, aerodynamicznych i mechanicznych w turbozespołach energetycznych*” Wydawnictwo IMP PAN Gdańsk 2005
- [7] Jan Kiciński „*Dynamika wirników i łożysk ślizgowych*” Wydawnictwo IMP PAN Gdańsk 2005
- [8] Zbigniew Kozanecki „*Systemy wirujące maszyn przepływowych małej i średniej mocy*” Wydawnictwo Naukowe Instytutu Technologii Eksploatacji Łódź 2008
- [9] Adam Piłat „*Sterowane łożysko magnetyczne*” Utrzymanie ruchu 01/03/2006
- [10] www.bpb-co.com/publications/product.php, „*Bently externally pressurized bearing*”
- [11] Lucyna Leniowska „*Aktywne metody redukcji drgań płyt kotłowych*” Wydawnictwo Uniwersytetu Rzeszowskiego Rzeszów 2006
- [12] Andrzej Ossowski „*Analiza jakościowa w zagadnieniach dynamiki i sterowania układów mechatronicznych*” Instytut Podstawowych Problemów Techniki Polskiej Akademii Nauk Warszawa 2007
- [13] Kari Tammi „*Active control of radial rotor vibrations*” VTT publications 634 ESPOO 2007
- [14] Ondrouch J., Ferfecki P., Poruba Z., „*Active vibration reduction of riding rotor supported by journal bearings*” Modeling And Optimization Of Physical Systems 8, pp. 85-90, Gliwice 2009
- [15] Kasard M.E.F., Mendoza H., Kirk R.G. Wicks A., „*Reduction of subsynchronous vibrations in a single-disk rotor using an active magnetic damper*” Department of Mechanical Engineering, Virginia Tech, Blacksburg, VA 24060, USA
- [16] Krodkiewski J.M., Cen Y., Sun L., „*Improvement of stability of rotor system by introducing a hydraulic damper into an active journal bearing*” International Journal of Rotating Machinery 1997, Vol. 3, No. 1, pp. 45-52
- [17] Józef Korbicz, Andrzej Obuchowicz, Dariusz Uciński, „*Sztuczne sieci neuronowe. Podstawy i zastosowania*” Akademicka Oficyna Wydawnicza PLJ Warszawa 1994
- [18] V. Meruane, R. Pascual, „*Identification of nonlinear dynamic coefficients in plain journal bearings*” Tribology International 41 (2008) 743-754
- [19] R. Tiwari, V. Chakravarthy, „*Simultaneous estimation of the residual unbalance and bearing dynamic parameters from the experimental data in a rotor-bearing system*”, Mechanism and Machine Theory, Volume 44, April 2009, Pages 792-812
- [20] Bently Nevada „*Rotor Kit Model RK 4*” Part Number 126376-01 Revision J, Aug 2002
- [21] Bently Nevada „*Rotor Kit Unbalance Perturbator Option Model RK 4*” Part Number 141121-01 Revision B, Aug 2002
- [22] Alford J.S. „*Protecting Turbomachinery from Self-Excited Rotor Whirl*” Journal of Engineering for Power October 1965
- [23] Bently Nevada „*Rotor Kit Oil Whirl/Whip Option Model RK4*” Part Number 137482-01 Revision B, Aug 2002
- [24] Andres L., Soulas T. „*A Bulk Flow Model of Angles Injection Lomakin Bearings*” Proceeding of ASME Turbo Expo, GT-2002-30287, June 2002
- [25] Arghir M. Frene J. „*Analysis of a Test Case for Annular Seal Flows*” Transactions of the ASME Journal of Tribology, Vol. 119, July 1997

- [26] Arghir M. Frene J. *Rotordynamic Coefficients of Circumferentially-Grooved Liquid Seals Using the Averaged Navier-Stokes Equations* Transactions of the ASME Journal of Tribology Vol. 119, July 1997
- [27] Arghir M. Frene J. *“A Quasi-Two-Dimensional Method for the Rotordynamic Analysis of Centered Labyrinth Liquid Seals”* Transactions of the ASME Journal of Engineering for Gas Turbines and Power, January 1999
- [28] Baskharone E. A., Hensel S. J. *„Interrelated Rotordynamic Effects of Cylindrical and Conical Whirl of Annular Seal Rotors”* Transactions of the ASME Journal of Tribology July 1992, Vol 113
- [29] Brzózka Jerzy, Dorobczyński Lech *„Programowanie w Matlab”* Warszawa 1998
- [30] Chew J. W. *„A Theoretical Study of Ingress for Shrouded Rotating Disk Systems with Radial Outflow”* Transactions of the ASME Journal of Turbomachinery January 1991, Vol 113
- [31] M. Norgaard, O. Ravn, N.K. Poulsen, L.K. Hansen *„Neural Networks for Modelling and Control of Dynamics System”* Springer-Verlag London Limited 2000
- [32] S. Osowski, *„Sieci neuronowe w ujęciu algorytmicznym”* WNT, Warszawa 1996
- [33] M. Świercz, *„Sieci neuronowe i ich zastosowanie w problemach medycznych”*, Seminarium sztuczna inteligencja w automatyce i robotyce, Zielona Góra 2005
- [34] M. Norgaard *„Neural Network Based System Identification Toolbox, ver. 2”* Tech. Report. 00-E-891, Department of Automation, Technical University of Denmark, 2000
- [35] M. Norgaard *„Neural Network Based Control System Design Toolkit, ver. 2”* Tech. Report. 00-E-892, Department of Automation, Technical University of Denmark, 2000
- [36] Bently D.E. *“Dynamic Stiffness and Its Role in Fluid Induced Instabilities, i.e. Whirl and Whip”*, <http://www.bpb-co.com/articles/04dynstiff.php>
- [37] Nicoletti R., Santos I.F. *“Linear and non-linear control techniques applied to actively lubricated journal bearings”*, Journal of Sound and Vibration, marzec 2003 (927-947)
- [38] Ki-Chang Lee, Yeong Ho-Yeong, *“Development of a radial active magnetic bearing for high speed turbo-machinery motors”*, SICE-ICASE, International Joint Conference, 2006 (1543 – 1548)
- [39] Nathan S. Gibson, Gregory D. Buckner, *“Real-time adaptive control of Active Magnetic Bearings Using Linear Parameter Varying Model”*, IEEE 2002
- [40] V. Jayanth, H. Choi, Gregory D. Buckner, *“Identification and control of a Flexible Rotor Supported on Active Magnetic Bearings”*, IEEE 2002
- [41] Nathan S. Gibson, H. Choi, Gregory D. Buckner, *“H_{inf} Control of Active Magnetic Bearings Using Artificial Neural Network Identification of Uncertainty”*, IEEE 2003
- [42] I. Arredondo, J.Jugo, *“Active Magnetic Bearings Robust Control Design based on Symmetry Properties”*, IEEE 2007
- [43] Nathan S. Gibson, H. Choi, Gregory D. Buckner, *“Neural Robust Control of a High-Speed Flexible Rotor Supported on Active Magnetic Bearings”*, IEEE 2006
- [44] I.A. Griffin, A.J. Chipperfield, P.J. Fleming, C. Davies, n. Grum, *“Active Magnetic Bearings Control System Testing and Validation using a Multiobjective Genetic Algorithm”*, IEEE 2000
- [45] M. K. Habib, J.I. Inayat-Hussain, *“Fuzzy Logic Based Control of Rotor Motion in Active Magnetic Bearings”*, IEEE 2004
- [46] Hung-Cheng Chen, *“Optimal PID Controller Design of an Active Magnetic Bearings System Based on Adaptive Genetic Algorithms”*, IEEE 2008
- [47] K. Kosowski, R. Stepień, *“Reduction Of Pressure Forces in Turbine Labyrinth Seals”*, ASME Turbo Expo 2010
- [48] J. Qiu, J.Tani, T. Kwon, *„Control of Self-Excited Vibration of a Rotor System With Active Gas Bearing”*, Journal of Vibration and Acoustic, ASME, lipiec 2003
- [49] Donald E. Bently, Charles T. Haches, *“Fundamentals of Rotating Machinery Diagnostics”*, Bently Pressurized Bearings Press, 2002
- [50] Xinwen Xiao, McCarter A. A., Lakshminarayana B. *„Tip Clearance Effects in a Turbine Rotor: Part II-Velocity Field and Flow Physics”* Transactions of the ASME Journal of Turbomachinery, April 2001, Vol. 123

- [51] Tam L., Przekwas A.J., Muszynska A., Hendricks R.C., Braun M.J. Mullen R.L. „*Numerical And Analytical Study of Fluid Dynamic Forces in Seals and Bearings*” Transaction of the ASME Journal of Vibration, Acoustic, Stress, and Reliability in Design, Vol 110, July 1988;
- [52] Arghir M., Frene J. “*Forces and Moments Due to Misalignment Vibrations in Annular Liquid Seals Using the Averaged Navier-Stockes Equations*” Transaction of the ASME Journal of Tribology, Vol 119, April 1997
- [53] Arghir M., Frene J., M. Helene “*Analysis of Tangential-Against Rotation Injection Lomakin Bearings*” Transaction of the ASME Journal of Vibration, Journal of Engineering for Gas Turbines and Power, Vol 127, p. 781-790, October 2005;
- [54] Childs D. W. „*Finite-length Solutions for Rotordynamic Coefficients of Turbulent Annular Seals*” Transactions of the ASME Journal of Lubrication Technology July 1983, Vol 105;
- [55] Chew J. W., Guardino C. “*Simulation of flow and heat transfer in the tip region of brush seal*” International Journal of Heat and Fluid Flow 25, p.649-658, 2004
- [56] Dietzen F. J., Nordmann R. „*Calculating Rotordynamic Coefficients of Seals by Finite Difference Techniques*” Transactions of the ASME Journal of Turbomachinery July 1987, Vol 109
- [57] Nelson C.C., Nguyen D.T. “*Analysys of Eccentric Annular Seals: Part 1-A New Solution Using Fast Fourier Transforms for Determining Hydrodynamic Force*” Transaction of the ASME Journal of Tribology, Vol 110, April 1988
- [58] Ertas B., Gamal A., Vance J. „*Rotordynamic force coefficients of pocket damper seals*” *ASME Turbo Expo 2006: Power for Land, Sea and Air, May 8-11, 2006, Barcelona, Spain*
- [59] Kim W., Song S. “*Rotordynamics Forces Due to Rotor Sealing Gap in Axial Turbines*” Proceeding of the ASME Turbo Expo, GT-2003-38616, June 2003
- [60] Song J., Song B. “*Lateral Forces From Single Gland Rotor Labyrinth Seals In Turbines*” Transaction of the ASME Turbo Expo, Vol. 126, July 2004
- [61] Bogucka H., Dziech A., Sawicki J. „*Elementy cyfrowego przetwarzania sygnałów z przykładami zastosowań i wykorzystaniem środowiska MATLAB*”, Wydawnictwo Fundacji Postępu Telekomunikacji, Kraków 1999
- [62] Adami P., Milli A., Martelli F., Cecchi S. „*Comparison of Different Shroud Configurations in High-Pressure Turbines Using Unsteady CFD*” ASME paper GT2006-90442, Proceeding of the ASME Turbo Expo, Barcelona, Spain, May 8-11 2006
- [63] Thomas, H.J., “*Instabile Eigenschwingungen von Turbinenlaeufern, angefacht durch die Spaltstroemungen in Stopfbuchsen und Beschau felungen (Unstable vibrations of turbine rotors excited by clearance flows in sealings and bladings)*”, Bull. De l’AIM, 71, n.11/12, 1039-1064 (1958).
- [64] Traupel W. “*Thermische Turbomaschinen Zweiter Band*”, Springer – Verlag, Berlin, Heildelberg, New York 1982
- [65] Guo Z., Rhode D. L., Davis F. M. „*Computed Eccentricity Effects on Turbine Rim Seals at Engine Conditions with a Mainstream*” Transactions of the ASME Journal of Turbomachinery January 1996, Vol 118
- [66] Gupta M., K., Childs d. Ch. “*Rotordynamic stability predictions for centrifugal compressors using a bulk-flow model to predict impeller shroud force and moment coefficients*” ASME Turbo Expo 2006: Power for Land, Sea and Air, May 8-11, 2006, Barcelona, Spain;
- [67] Ertas B., Gamal A., Vance J. „*Rotordynamic Force Coefficients of Pocket Damper Seal*” ASME Turbo Expo 2006: Power for Land, Sea and Air, May 8-11, 2006, Barcelona, Spain;
- [68] Ha T. W., Childs D. W., Morrison G. L. „*Friction - Factor Characteristics for Narrow Channels with Honeycomb Surfaces*” Transactions of the ASME Journal of Tribology October 1992, Vol 114
- [69] Picardo A., Childs D.W. “*Rotordynamic coefficients for a tooth-on-stator labyrinth seal at 70 bar supply preassures: measurement versus theory and comparision to a hole-pattern stator seal*” Transaction of the ASME Journal of Engineering for Gas Turbines and Power, October 2005;
- [70] Yoshida Y., Tsujimoto Y., Morimoto G., Nishida H., Morii S. „*Effects of seal Geometry on Dynamic Impeller Fluid Forces and Moment*”, Transaction of the ASME Journal, Vol. 125, September 2003

- [71] Camci C., Dey D., D Kavurmacioglu L. „*Tip Leakage Flows Near Partial Squealer Rims in an Axial Flow Turbine Stage*” Proceeding of the ASME Turbo Expo GT-2003-38979, June 2003
- [72] Hsu Y., Brennen C. „*Fluid Flow Equations for Rotordynamic Flows in Seals and Leakage Paths*” Transactions of the ASME Journal of Turbomachinery, Vol. 124, March 2002
- [73] Giboni A., Menter J., Peters P., Wolter K., Pfof H., Breisig V. “*Interaction of Labyrinth Seal Leakage Flow and Main Flow in an Axial Turbine*” Proceeding of the ASME Turbo Expo GT-2003-38722, June 2003
- [74] Jung J. „*Studium literatury, opracowanie wstępnej koncepcji stoiska badawczego i metod pomiarowych*” Prace Badawcze Instytutu Okrętowego MR 227 Gdańsk 1970
- [75] Schlienger J., Pfau A., Kalfas A.I., Abhari R.S. “*Effects of Labyrinth Seal Variation on Multistage Axial Turbine Flow*” Proceeding of the ASME Turbo Expo GT-2003-38270, June 2003
- [76] Ha T. W. , D. W. Childs, „*A rotordynamic analysis of an annular honeycomb seal using a two-control volume model*”, JOURNAL OF MECHANICAL SCIENCE AND TECHNOLOGY, Volume 10, Number 3, 332-340
- [77] Włodarski W., “*Eksperymentalne badania sił aerodynamicznych w stopniu turbinowym*”, Rozprawa Doktorska, Gdańsk 2007
- [78] Kanemori Y., Iwatsubo T. „*Experimental Study of Dynamic Fluid Forces and Moments for a Long Annular Seal*” Transactions of the ASME Journal of Tribology October 1992, Vol 114;
- [79] Kanemori Y., Iwatsubo T. „*Forces and Moments Due to Combined Motion of Conical and Cylindrical Whirls for a Long Seal*” Transactions of the ASME Journal of Tribology July 1994, Vol 116;
- [80] Robert Stępień, „*Badanie sił aerodynamicznych w układzie przepływowym stopnia turbinowego*”, Rozprawa Doktorska, Gdańsk 2006
- [81] Koronowicz J., Jaworek A., Krupa A. „*Koncepcja pomiaru sił aerodynamicznych i ciśnień w stoisku badawczym powietrznej jednostopniowej turbiny modelowej o budowie tarczowej.*” Prace badawcze W.O.iO. nr 9/96, Gdańsk 1996.
- [82] Piwowarski M., „*Eksperymentalne badania rozkładu ciśnienia w uszczelnieniach nadbandażowych stopnia turbinowego*”, Rozprawa Doktorska, Gdańsk 2001
- [83] Lee C., Palma P., Simmons K., Pickering S. “*Comparison of CFD and PIV Data for the Airflow in an Aero-Engine Bearing Chamber*” Proceeding of ASME Turbo Expo, GT-2004-53281, June 2004
- [84] Kosowski K., Piwowarski M. „*Teoretyczne i doświadczalne badania uszczelnień nadbandażowych stopnia turbinowego pod kątem podwyższenia sprawności i stabilności pracy turbiny.*” Stoisko doświadczalne do badania rozkładu ciśnień w uszczelnieniu nadbandażowym stopnia turbinowego. Prace badawcze nr 01/99, Gdańsk 1999.
- [85] Kosowski K., Piwowarski M. „*Teoretyczne i doświadczalne badania uszczelnień nadbandażowych stopnia turbinowego pod kątem podwyższenia sprawności i stabilności pracy turbiny.*” Stoisko doświadczalne do badania rozkładu ciśnień w uszczelnieniu nadbandażowym stopnia turbinowego. Prace badawcze nr 14/00, Gdańsk 2000.
- [86] Kosowski K., Piwowarski M. „*Wpływ mimośrodowego przemieszczenia wału względem korpusu na wymuszenia aerodynamiczne generowane w uszczelnieniu nadbandażowym wirnika turbinowego. Część I: Stanowisko badawcze*” Diagnostyka 2002, Vol. 26, s. 59-64, 2002
- [87] Kosowski K., Piwowarski M. „*Wpływ mimośrodowego przemieszczenia wału względem korpusu na wymuszenia aerodynamiczne generowane w uszczelnieniu nadbandażowym wirnika turbinowego. Część I: Pole ciśnienia*” Diagnostyka 2002, Vol. 26, s. 65-69, 2002
- [88] Kosowski K., Piwowarski M. „*Wpływ mimośrodowego przemieszczenia wału względem korpusu na wymuszenia aerodynamiczne generowane w uszczelnieniu nadbandażowym wirnika turbinowego. Część I: Siły i momenty*” Diagnostyka 2002, Vol. 26, s. 70-74, 2002
- [89] Kosowski K., Piwowarski M. „*Experimental investigations into pressure field in tip clearance of shrouded rotor blades*” Proceedings of 2002 ASME Turbo Expo, GT-2002-30397, June 2003

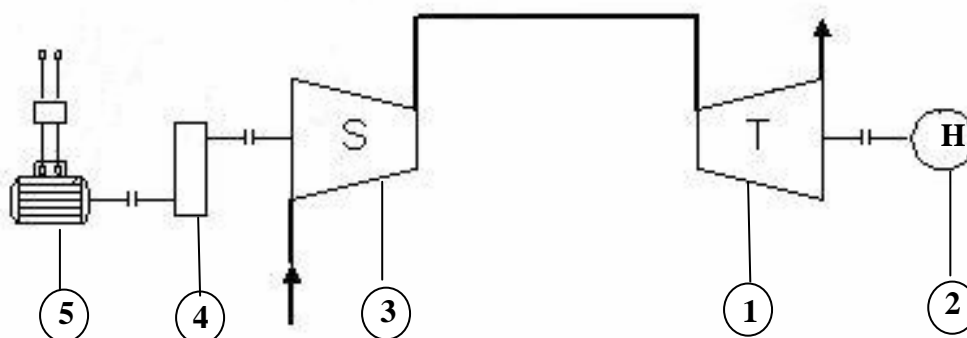
- [90] Kosowski K., Piwowarski M. „*Experimental research into aerodynamic forces leading to self-excited vibrations of turbine rotors*” Proceedings of 2002 ASME Turbo Expo, GT-2002-30638, June 2003
- [91] Kosowski K., Stępień R. „*Zgłoszenie patentowe nr 04/06PG: Uszczelnienie nadbandażowestopnia przepływoej maszyny wirnikowej zwłaszcza z bandażem płaskim, z dnia 16.02.2006*”, Politechnika Gdańska, 2006
- [92] Kosowski K., Stępień R. „*Zgłoszenie patentowe nr P375431: Uszczelnienie nadbandażowestopnia przepływoej maszyny wirnikowej, z dnia 30.05.2005*”, Politechnika Gdańska, 2005
- [93] Kosowski K., Stępień R. „*Zgłoszenie patentowe nr P376944: Sposób zmniejszenia drgań samowzbudnych, zwłaszcza spowodowanych niewspółosiowością wirnika w przepływowych maszynach wirnikowych, z dnia 07.09.2005*, Politechnika Gdańska, 2005
- [94] Kosowski K., Stępień R. „*Zgłoszenie patentowe nr P37668: Sposób zmniejszenia drgań samowzbudnych, zwłaszcza spowodowanych niewspółosiowością wirnika w przepływowych maszynach wirnikowych, z dnia 17.10.2005*, Politechnika Gdańska, 2005
- [95] Rutkowska D., Piliński M., Rutkowski L. „*Sieci neuronowe, algorytmy genetyczne i systemy rozmyte*”, Wydawnictwo Naukowe PWN, Warszawa 1997
- [96] Brzózka J. „*Regulatory i układy automatyki*”, Wydawnictwo MIKOM 2004
- [97] Łęski J. „*Systemy neuronowo-rozmyte*”, WNT, 2008
- [98] Li J., San Andres L., Vance J. M. „*A Bulk-Flow Analysis Multiple-Pocket Gas Damper Seals*” Transactions of the ASME Journal of Engineering for Gas Turbines and Power, April 1999;
- [99] Li J., Aguilar R., Luis San Andres, Vance J. M. „*Dynamic Force Coefficients of a Multiple-Blade, Multiple-Pocket Gas Damper Seal: Test Results and Predictions*”, Journal of Tribology January 2000, Vol. 122, p. 317-322, 2000;
- [100] Lindsey Todd W., Childs D. W. „*The Effect on Converging an Diverging Axial Taper on the Rotordynamic Coefficients of Liquid Annular Pressure Seals: Theory Versus Experiment*” Transactions of the ASME Journal of Vibrations and Acoustics, April 2000;
- [101] Piegat A. „*Modelowanie i sterowanie rozmyte*”, Akademicka Oficyna Wydawnicza EXIT, 1999
- [102] Marquette O. R., Childs D. W., San Andres L. „*Eccentricity Effects on the Rotordynamic Coefficients of Plain Annular Seals: Theory Versus Experiment*” Transactions of the ASME Journal of Tribology July 1997, Vol 119;
- [103] Pullman E. Schwedtfeger H. Termuehlen H. „*Flow Excited Vibrations in High Pressure Turbines (Steam Whirl)*” Transaction of the ASME Journal of Engineering for Power, April 1978
- [104] Rhode D. L., Hensel S. J., Guidry M. J. „*Labyrinth Seal Rotordynamic Forces Using a Three-Dimensional Navier-Stokes Code*” Transactions of the ASME Journal of Turbomachinery October 1992, Vol 114
- [105] Simon F., Fréne J. „*Static and Dynamic Characteristics of Turbulent Annular Eccentric Seals: Effect of Convergent-Tapered Geometry and Variable Fluid Properties*” Transactions of the ASME Journal of Tribology April 1989, Vol 111
- [106] Simon F., Fréne J. „*Analysis for Incompressible Flow in Pressure Seal*” Transactions of the ASME Journal of Tribology July 1992, Vol 114
- [107] Soto A. E., Childs D. W. „*Experimental Rotordynamic Coefficient Results for (a) a Labyrinth Seal with and without Shunt Injection and (b) a Honeycomb Seal*” Transactions of the ASME Journal of Engineering for Gas Turbines and Power, January 1999;
- [108] Perycz S., Puhaczewski Z., Foltman J. „*Siły poprzeczne w stopniu turbiny jako dynamiczne wymuszenia drgań w wirnika. Przebudowa układu napędowego zasilającego prądem stałym silnik do napędu dmuchawy; projekt usprawnienia stanowiska turbiny modelowej w celu zwiększenia dokładności i wiarygodności pomiarów*” Prace Badawcze Instytutu Okrętowego nr 359/87, Gdańsk, 1987
- [109] Walton V. Nick, San Andres Luis „*Measurements of Static Loading Versus Eccentricity in a Flexure-Pivot Tilting Pad Journal Bearing*” Transactions of the ASME Journal of Tribology, April 1997

- [110] Williams M., Wei Chen, Brozowski L., Eastland A. „*Three-Dimensional Finite Difference Method for Rotordynamic Fluid Forces on Seals*” Transactions of the AIAA Journal August 1997, Vol 35
- [111] Piwowarski M. „*Eksperymentalne badania rozkładu ciśnienia w uszczelnieniu nadbandażowym stopnia turbinowego*” Rozprawa doktorska /26.05.2002/ WOiO PG. Promotor: dr hab. inż K. Kosowski
- [112] Krzeмиński A. „*Metoda optymalizacji struktury i parametrów układów regulacji zespołów napędowych obiektów oceanotechnicznych*” Rozprawa doktorska /Gdańsk 1997/ WOiO PG. Promotor: prof. dr hab. Z. Domachowski
- [113] Kosowski K. „*Some aspects of vibration control. Part I: Active and passive correction*” Polish Maritime Research No 4(42) 2004 Vol 11

Załącznik Nr 1

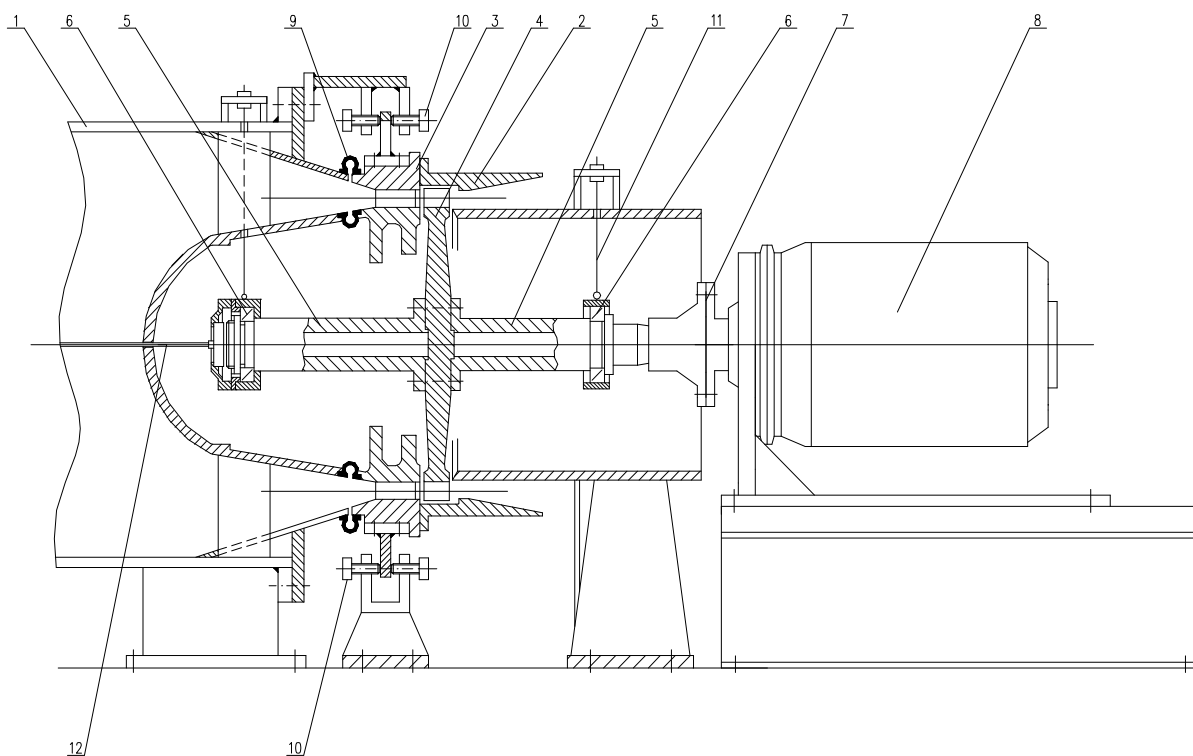
Stanowiska badawcze - modelowa turbina powietrzna wg [77]

Schemat stanowiska turbiny modelowej prezentuje rysunek 73. Składa się ono z jednostopniowej turbiny modelowej (1) zasilanej przez układ rurociągów sprężonym powietrzem dostarczonym przez trzystopniową sprężarkę firmy AEG (3) o wydatku około 1kg/s przy maksymalnym sprężu 1,8. Napędzana jest ona za pośrednictwem zębatej przekładni multiplikacyjnej (4) przez silnik elektryczny (5) sterowany przez tyrystorowy regulator prędkości obrotów. Umożliwia on pracę sprężarki przy różnych częstościach obrotów, a więc zmianę ilości powietrza dostarczanego do turbiny. Na rurociągu powietrznym zamontowana jest dysza służąca do pomiaru masowego natężenia przepływu powietrza. Moc efektywna turbiny odbierana jest przez prądnicę 3-fazową typu GT40-PCZ6 i zamieniana w ciepło w obciążeniu rezystancyjnym prądnicy połączonym w trójkąt. Obciążenie prądnicy, a tym samym turbiny, regulowane jest poprzez zmianę napięcia wzbudzenia prądnicy. Moc maksymalna obciążenia prądnicy oraz prędkość obrotowa jest zbliżona do mocy i prędkości obrotowej turbiny modelowej i wynosi odpowiednio około 20kW oraz 6000 obr/min. Turbina modelowa powstała z przeznaczeniem do badania wieńców łopatkowych naturalnej wielkości, jednakże umieszczonych na mniejszej średnicy niż w rzeczywistych turbozespołach. Jej konstrukcja pozwala na wprowadzenie zmian parametrów konstrukcyjnych stopnia (luzy osiowe i promieniowe skośne ustawienie wirnika względem korpusu) bez konieczności wymiany łopatek.



Rys. 78 Schemat blokowy stanowiska badawczego

Oznaczenia: 1 – turbina, 2 – hamulec, 3 – sprężarka, 4 – przekładnia, 5 – silnik elektryczny



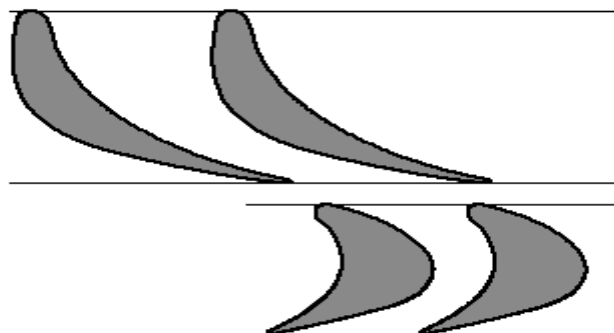
Rys. 79 Uproszczony przekrój osiowy przez turbinę modelową

1 – rurociąg wlotowy, 2 – owiewka nadbandażowa, 3 – tarcza kierownicza, 4 – tarcza wirnikowa, 5 – wał, 6 – łożysko, 7 – sprzęgło, 8 – hamulec elektryczny, 9 – elastyczne połączenie rurociągu z tarczą kierowniczą, 10 – śruby ustalające położenie tarczy kierowniczej, 11 – ciągnio mocujące wirnik, 12 – ciągnio przenoszące siłę osiową

Przekrój podłużny modelowej turbiny modelowej przedstawia rysunek 74. Na rysunku tym widać, że sprężone powietrze dopływa do niej przez segment rurociągu, a następnie przepływa kanałem pierścieniowym utworzonym przez owiewkę, cylinder i korpus przedni. Następnie powietrze ekspanduje w kanałach między łopatkami tarczy kierowniczej, przepływa przez palisadę wirnikową oraz wypływa do atmosfery przez kanał pierścieniowy utworzony przez korpus tylny i cylinder zewnętrzny. Zastosowanie owiewki, stożków wlotowych oraz oprofilowanych aerodynamicznie żeber w korpusie przednim, umieszczonych w rejonie niewielkich prędkości powietrza pozwala uzyskać możliwie jednorodne pole prędkości na dolocie do wieńców łopatek kierowniczych. Szczelina osiowa pomiędzy korpusem przednim, stożkami oraz tarczą kierowniczą jest uszczelniona przy pomocy podatnych uszczelek gumowych: zewnętrznej i wewnętrznej mocowanych obejmami i wkrętami. Konstrukcja taka z jednej strony zapobiega przeciekowi powietrza, a z drugiej pozwala na przemieszczanie tarczy kierowniczej względem nieruchomych elementów. Do płyty fundamentowej przykręcone jest zawieszenie tarczy kierowniczej, którego konstrukcja

pozwała na dokładne przemieszczanie tarczy w kierunku poziomym i pionowym oraz obracanie jej wokół osi poziomej prostopadłej do osi wirnika. Sama tarcza kierownicza spoczywa na zawieszeniu za pośrednictwem uchwytyń bocznych ułożyskowanych w tulejach. Tuleje te podparte są z dołu oraz dociskane od góry śrubami regulacyjnymi. Obracanie tych śrub wywołuje w konsekwencji przemieszczenie tarczy kierowniczej w kierunku pionowym - umożliwia to jej centrowanie z wirnikiem przy montażu turbiny oraz wprowadzenie zadanej wartości wychylenia liniowego osi wirnika względem osi korpusu. Wychylenie to jest mierzone przy pomocy dwóch mikrometrów przykręconych do pokryw. Identyycznie wywołane i mierzone jest przemieszczenie tarczy kierowniczej w kierunku poziomym wzdłuż osi turbiny - służą do tego dwie pary pozostałych śrub regulacyjnych oraz dwa mikrometry. Opisane ruchy tarczy kierowniczej można wymuszać także podczas pracy turbiny. Wirnik turbiny modelowej składa się z tarczy wirnikowej, wału przedniego i tylnego, skręconych sześcioma śrubami. Na obu wałach przewidziano wytoczenia do mocowania ciężarków wyważających w celu wyważania statycznego i dynamicznego wirnika. Cały wirnik jest symetrycznie podparty w dwóch łożyskach kulkowych o podwyższonej klasie dokładności wykonania i pomniejszych luzach wewnętrznych. Wirnik turbiny połączony jest z wałem prądnicy za pomocą sprzęgła podatnego.

Do badań zastosowano stopień typu akcyjnego, którego przekrój przez część przepływową pokazano na rysunku 75.

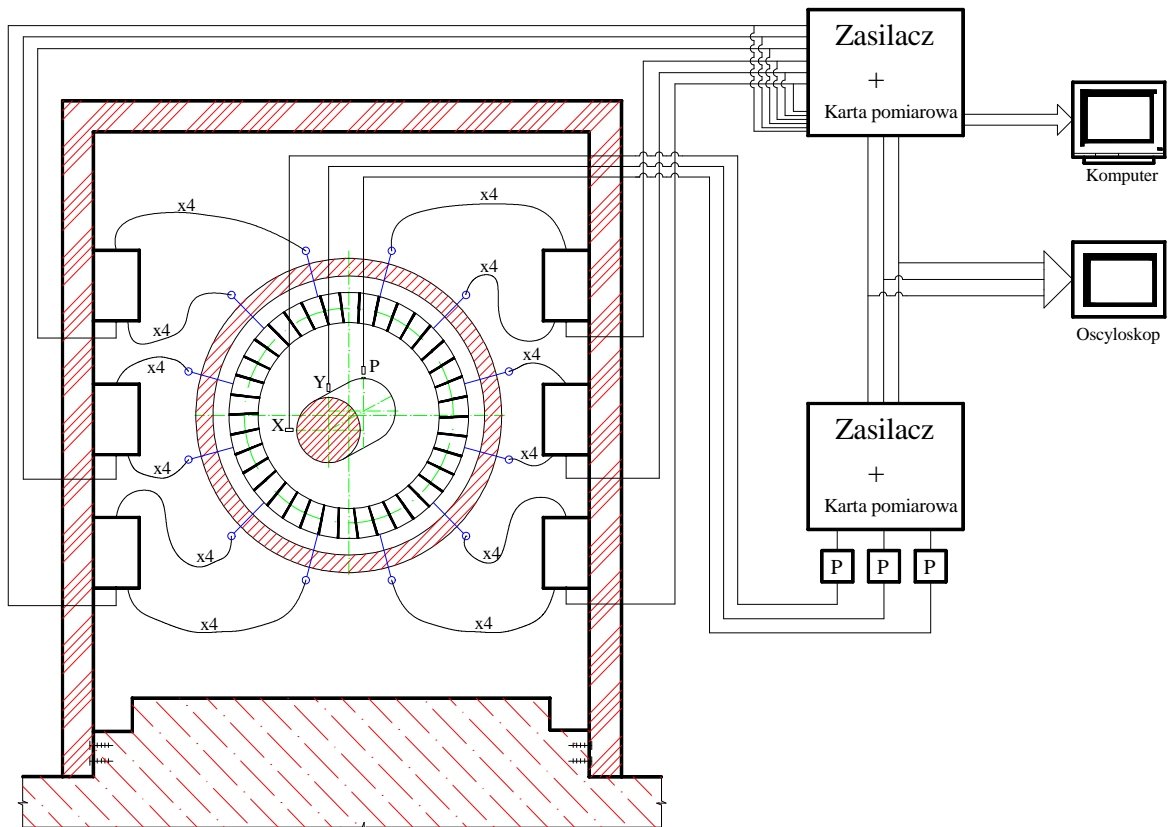


Rys. 80 Turbina modelowa - przekrój części przepływowej

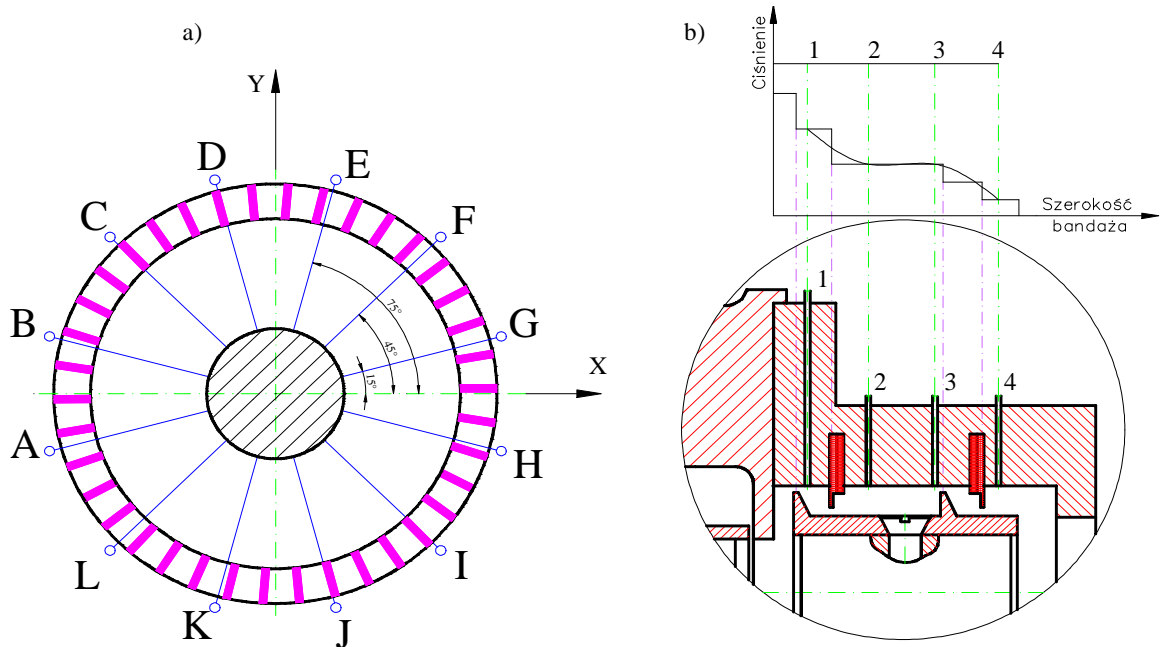
Układ pomiarowy rozkładu ciśnień w szczelinie nadbandażowej stopnia turbiny modelowej został przedstawiony na rysunku 76, natomiast rysunek 77 przedstawia rozkład punktów pomiarowych po obwodzie turbiny oraz wzdłuż szerokości bandaża. Opracowanie metody pomiaru rozkładu ciśnień w szczelinie nadbandażowej stopnia akcyjnego turbiny modelowej sprowadziło się do wykonania wielopunktowego komputerowego układu pomiaru ciśnień, który zapewniałby bardzo szybki pomiar ciśnienia w 48 punktach pomiarowych oraz zapisanie wyników w pliku komputerowym, wydruku w postaci graficznej lub tabel według opracowanego programu numerycznego. Mierzone ciśnienie działa na zasilany stałym napięciem półprzewodnikowy przetwornik ciśnienia, który zamienia różnicę ciśnień na sygnał elektryczny. Ten z kolei podawany jest na układ wzmacniacza pomiarowego, a stamtąd po wzmocnieniu na kartę pomiarową komputera. Ciśnienia mogą być rejestrowane przez

komputer lub oscyloskop. Ten drugi charakteryzuje się znacznie większą dokładnością i prędkością pomiaru, co ma znaczenie decydujące przy badaniu stanów dynamicznych układu. Oczywiście zapewniona jest kompensacja temperaturowa oraz kalibracja układu pomiarowego. Pomiarów ciśnienia dokonywano co 30° na obwodzie i odpowiednie usytuowanie sond oznaczono A, B, C, D, E, F, G, H, I, J, K, L. Dla tak wyodrębnionych położzeń dokonywano pomiarów również w czterech płaszczyznach usytuowanych wzdłuż osi turbiny zgodnie z rys. 76. W ten sposób mierzono ciśnienie w 48 punktach pomiarowych w uszczelnieniu nadbandażowym. Sygnały przemieszczenia wału z tarczą wirnikowa był rejestrowany w osiach poziomej i pionowej, dodatkowo rejestrowano sygnał znacznika fazy dającego informację o aktualnym położeniu kątowym wirnika.

Zarejestrowane wartości ciśnienia oraz przemieszczeń wału turbiny w osiach pionowej i poziomej zostały poddane filtrowaniu i uśrednianiu na drodze cyfrowej. W celu zbadania zmian dynamicznych ciśnienia w szczelnie nadbandażowej i oszacowania ich wpływu na wielkość drgań układ pomiarowy został zmodyfikowany o zminiaturyzowane czujniki ciśnienia EPE firmy ENTRAN do pomiarów dynamicznych. Częstotliwość rezonansowa zastosowanych czujników wynosi 80kHz, co w zupełności wystarcza na dokonanie kilkudziesięciu pomiarów na jeden obrót turbiny. Sygnał z czujników ciśnienia po wzmacnieniu oraz kondycjonowaniu do standardu napięciowego następnie były przetwarzane przez kartę pomiarową PCI-6071E firmy National Instruments, której maksymalna częstotliwość próbkowania wynosi 1,25MS/s na wszystkie kanały. Dane zarejestrowane przez układ pomiarowy były przetwarzane przez oprogramowaniem Labview, które jest środowiskiem programowania graficznego przeznaczonym do analizy i przetwarzania sygnałów. Czujniki do pomiarów dynamicznych ciśnienia zostały umieszczone w punktach pomiarowych A, D, G, J (rys. 77).



Rys. 81 Schemat blokowy stanowiska do pomiaru ciśnień w szczelinie nadbandażowej stopnia turbinowego



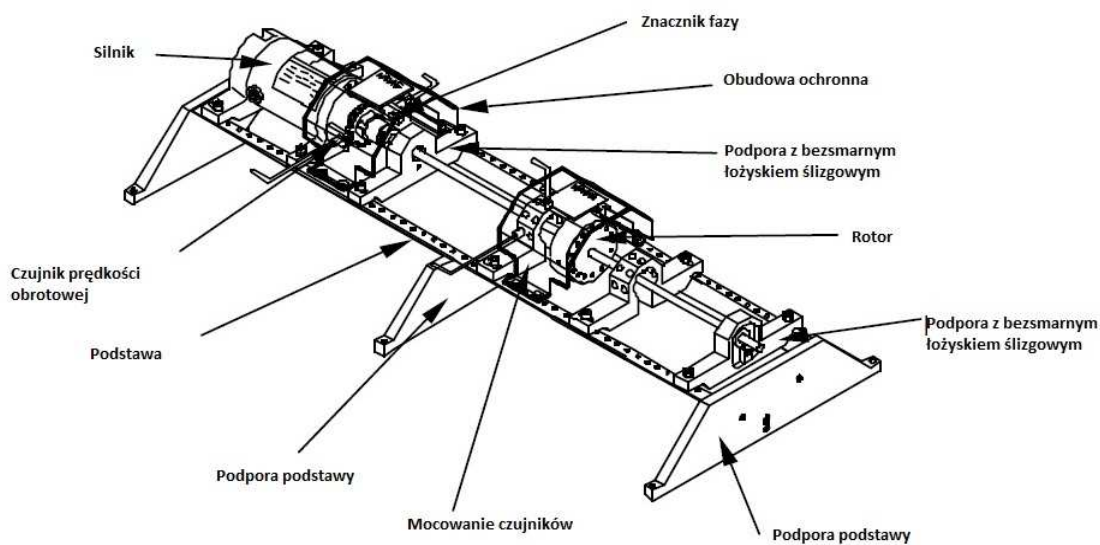
Rys. 82 Rozmieszczenie punktów pomiarowych po obwodzie i wzdłuż szerokości bandaża stopnia turbinowego

Załącznik Nr 2

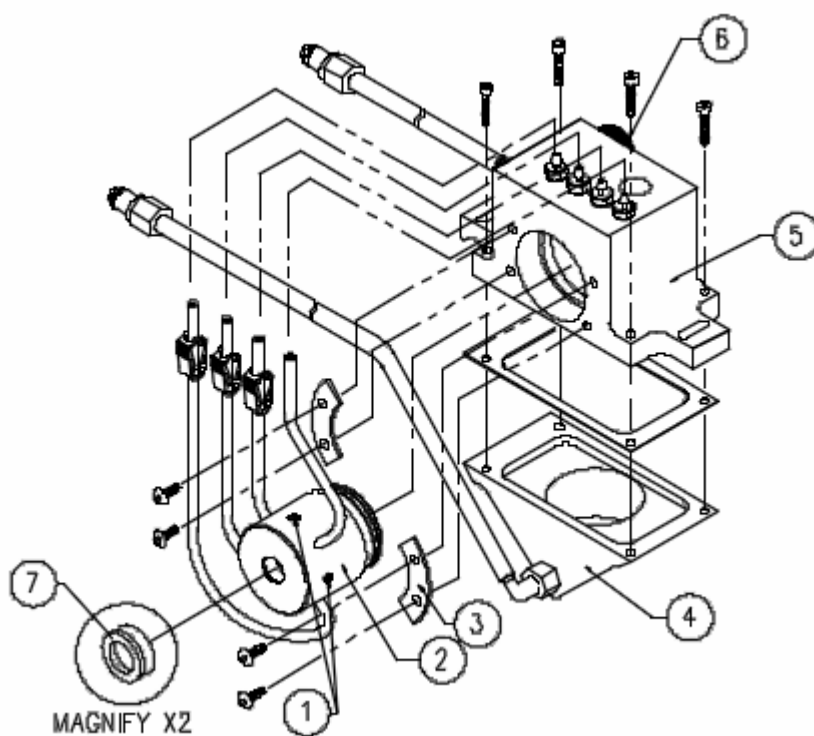
Stanowiska badawcze - Zestaw modelowy Bently Rotor Kit RK-4

Stanowisko modelowe Rotor Kit model RK-4 firmy Bently Nevada jest nowoczesnym stanowiskiem do badań zjawisk w maszynach wirnikowych. Uniwersalność stanowiska badawczego Rotor Kit oraz możliwość szybkiej modyfikacji poprzez dołączanie przystawek pozwala na badanie i symulacje wielu kategorii zjawisk występujących w maszynach wirnikowych poprzez odtworzenie naturalnych zjawisk w nich zachodzących. Różne charakterystyki wibracyjne można uzyskiwać poprzez:

- zmianę prędkości obrotowej wału
- zmianę ugięcie wału
- zmianę sztywności wału
- wprowadzenie niewyważenia o zmiennej masie pod dowolnym kątem
- zmianę parametrów pracy łożyska ślizgowego
- wprowadzanie dodatkowych perturbacji w postaci wymuszeń synchronicznych, asynchronicznych i statycznych
- symulację tarcia
- zmianę parametrów pracy łożyska poprzez zmianę ciśnienia oleju wprowadzanego do łożyska [20].



Rys 83 Rotor kit model RK-4 w zestawie podstawowym [21]



Rys 84 Budowa łożyska ślizgowego sterowanego ciśnieniowo

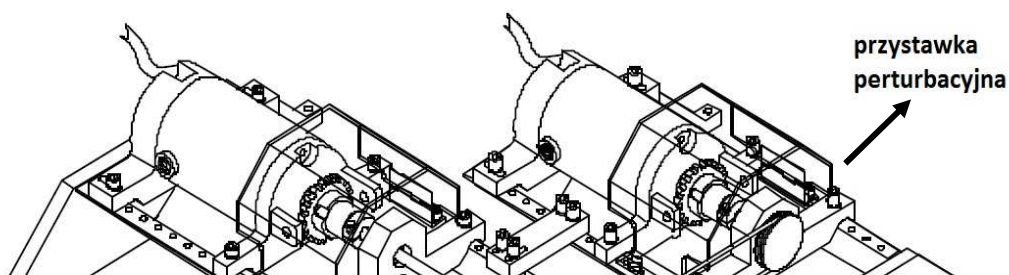
1-otwory pod czujniki zbliżeniowe przemieszczenia, 2-panew łożyska, 3-podkładki mocujące, 4-zbiornik oleju, 5-budowa łożyska, 6-zawór główny, 7-uszczelka [23]

Łożysko ślizgowe sterowane ciśnieniowo przedstawione na rysunku 79 umożliwia odtworzenie zjawisk zachodzących w rzeczywistych maszynach wirnikowych opartych na łożyskach ślizgowych, takich jak turbiny parowe, turbiny wodne, kompresory. Łożysko wchodzące w skład zestawu Rotor Kit wykonane jest z przezroczystego tworzywa sztucznego dzięki temu możliwa jest obserwacja tworzącego się klina smarnego i śledzenie przepływu oleju. Łożysko przy dostarczaniu oleju pod niewielkim ciśnieniem do około 2.0 psi (14kPa) zachowuje się tak, jak hydrodynamiczne łożyska ślizgowe najpowszechniej stosowane w turbozespołach energetycznych, przy wyższych ciśnieniach natomiast zachowuje się jak zaprojektowane przez firmę „Bently Pressurized Bearings” zewnętrznie zasilane łożysko ciśnieniowe.

Olej dostarczany jest w czterech punktach do czterech kieszeni symetrycznie rozmieszczonych na obwodzie łożyska. Każda z kieszeni, do której dostarczany jest olej posiada niezależny regulator ciśnienia. Zakres regulacji ciśnienia w łożysku wynosi od 1-5 bar. Górna granica natężenia przepływu wynosi 25 l/h na jeden tor, zaś minimalne natężenie przepływu, przy którym układ działa stabilnie, wynosi około 10% maksymalnej wartości przepływu. Po załączeniu urządzenia układ pompowy zaczyna tłoczyć olej poprzez otwarty zawór elektromagnetyczny. Za pompą występuje tak znaczny spadek ciśnienia, że układy regulacji ciśnienia nie pracują, a do łożyska dociera olej w ilości śladowej. Po osiągnięciu przez układ założonej temperatury ok. 40 °C zawór elektromagnetyczny na przelewie zamyka się i ciśnienie w układzie wzrasta do wartości 6 bar. Zakres regulacji temperatury oleju dostarczanego do łożyska wynosi od 35 °C do 50°C.

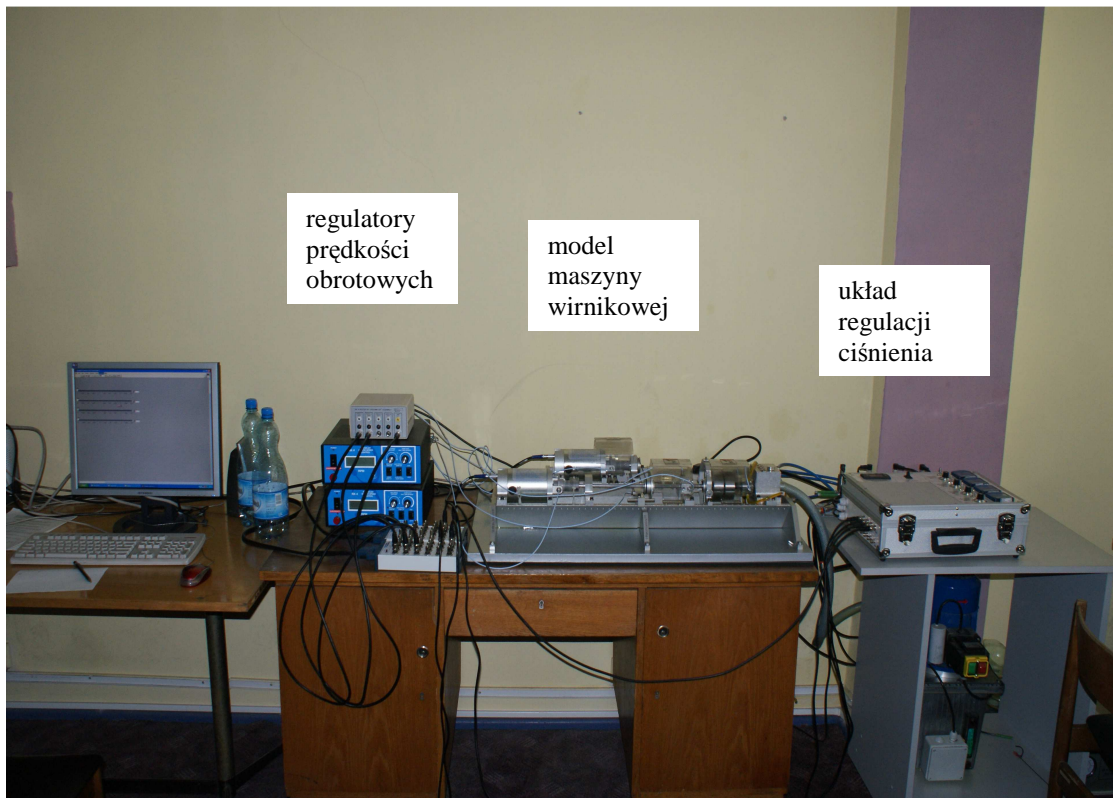
Układy regulacji ciśnienia działają w pętli sprzężenia zwrotnego z przetwornikiem ciśnienia. Regulator steruje otwarciem zaworu elektromagnetycznego, utrzymując ciśnienie na zadanym poziomie. Zmiana nastaw ciśnienia może odbywać się za pomocą potencjometrów niezależnie dla każdego toru lub za pomocą analogowych sygnałów napięciowych 2-10V generowanych przez kartę pomiarową.

Stanowisko Rotor Kit wyposażone jest również w przystawkę perturbacyjną przedstawioną na rys. 80, służącą do modelowania zjawisk zachodzących w rzeczywistych maszynach wirnikowych. Maksymalna prędkość obrotowa przystawki wynosi 10000obr/min.

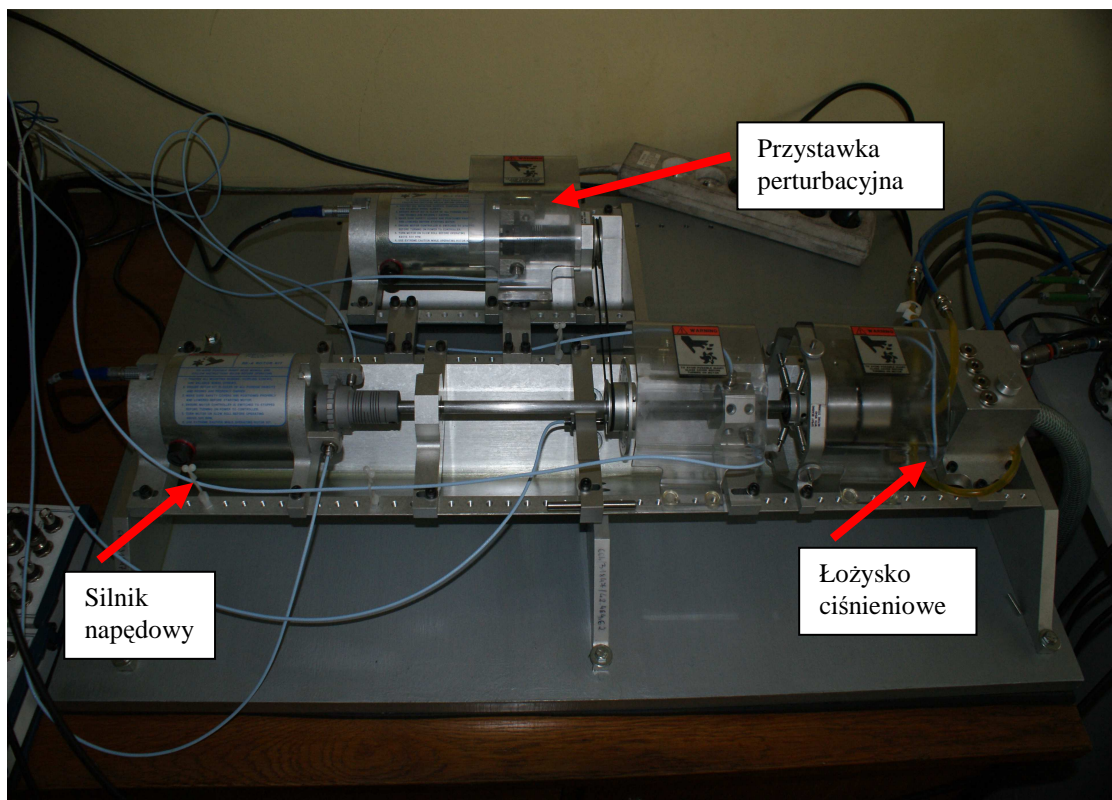


Rys 85 Rotor kit model RK-4 w zestawie z przystawką perturbacyjną [21]

Rysunki 81, 82 przedstawiają widok stanowiska badawczego Rotor Kit.



Rys. 86 Widok stanowiska modelowego Rotor Kit



Rys. 87 Widok układu wirującego Rotor Kit

Załącznik Nr 3

Zależności analityczne opisujące średnie przemieszczenia i średnie siły aerodynamiczne w funkcji mocy obciążenia P

Dla otrzymanych charakterystyk statycznych średnich sił ciśnieniowych w funkcji mocy obciążenia wyznaczono zależności analityczne metodą najmniejszej sumy kwadratów w postaci wielomianów :

$$\underline{f}_x(P) = a_n \cdot P^n + a_{n-1} \cdot P^{n-1} + \dots + a_1 \cdot P^1 + a_0 \cdot P^0$$

$$\underline{f}_y(P) = b_n \cdot P^n + b_{n-1} \cdot P^{n-1} + \dots + b_1 \cdot P^1 + b_0 \cdot P^0$$

Założono dopuszczalną odchyłkę między wartościami pomierzonymi a wyznaczonymi wielomianem równą 5%. Przy tym założeniu otrzymano wielomiany aproksymujące czwartego stopnia dla składowej \underline{f}_x i trzeciego stopnia dla składowej \underline{f}_y o współczynnikach pokazanych w tabeli 9.

Tab. 9 Współczynniki wielomianów aproksymujących charakterystyki statyczne f_x i f_y w funkcji mocy obciążenia P

składowa	a_4	a_3	a_2	a_1
\underline{f}_x	1.4919	2.2533	0.089362	0.00072516
\underline{f}_y	-	0.83985	0.11825	0.025911

Dla otrzymanych charakterystyk statycznych przemieszczeń w osiach x i y wału w funkcji mocy obciążenia wyznaczono zależności analityczne metodą najmniejszej sumy kwadratów w postaci wielomianów :

$$\underline{x}(P) = a_n \cdot P^n + a_{n-1} \cdot P^{n-1} + \dots + a_1 \cdot P^1 + a_0 \cdot P^0$$

$$\underline{y}(P) = b_n \cdot P^n + b_{n-1} \cdot P^{n-1} + \dots + b_1 \cdot P^1 + b_0 \cdot P^0$$

W tym wypadku również wykorzystano do opisu analitycznego wielomian i dokonano estymacji współczynników wielomianu, zakładając odchyłkę równą 5%. W wyniku otrzymano wielomiany aproksymujące x i y odpowiednio czwartego i trzeciego stopnia o współczynnikach zawartych w tabeli 10.

Tab. 10 Współczynniki wielomianów aproksymujących charakterystyki statyczne przemieszczenia \underline{x} i \underline{y} w funkcji mocy obciążenia P

	a ₄	a ₃	a ₂	a ₁	a ₀
$\underline{x}(P)$	4.22e-003	-2.65e-003	6.87e-004	-6.38e-005	1.68e-006
$\underline{y}(P)$	-	-1.78e-002	2.48e-003	3.77e-004	-1.83e-005

Załącznik Nr 4

a. Sztuczne sieci neuronowe

Sztuczne sieci neuronowe z powodzeniem są stosowane w szerokim zakresie problemów w tak różniących się od siebie dziedzinach, jak finanse, medycyna, zastosowania inżynierskie, geologia czy fizyka. W rzeczywistości zastosowań tych może być znacznie więcej, ponieważ sieci neuronowe mogą być stosowane wszędzie tam, gdzie pojawiają się problemy z przetwarzaniem i analizą danych, z ich predykcją, klasyfikacją czy sterowaniem. Sieci neuronowe są techniką modelowania, zdolną do odwzorowywania nadzwyczaj złożonych funkcji. W szczególności sieci mają charakter nieliniowy, co istotnie wzbogaca możliwości ich zastosowań. Przez wiele lat powszechnie stosowaną techniką matematycznego opisywania różnych obiektów i procesów było modelowanie liniowe. Takie postępowanie jest z powodzeniem stosowane także obecnie, przynosząc korzystne rezultaty, głównie z uwagi na dobrze znaną strategię optymalizacji stosowaną przy konstrukcji modeli tego typu. Jednak tam, gdzie nie ma podstaw do aproksymacji liniowej występujących zjawisk i procesów, modele liniowe nie zawsze sprawdzały się, prowadząc niekiedy do formułowania opinii o całkowitym braku możliwości matematycznego opisywania niektórych systemów. W takich przypadkach wykorzystanie sieci neuronowych, które bez trudu mogą odwzorowywać zależności nieliniowe może być najszybszym i najwygodniejszym rozwiązaniem problemu. Znaczącym atutem sieci neuronowej jest łatwość użycia sieci neuronowej ponieważ sieć neuronowa w praktyce sama konstruuje potrzebne użytkownikowi modele, ucząc się automatycznie na podanych przez niego przykładach [3]. Zadaniem użytkownika jest przygotowanie reprezentatywnych danych, wybór odpowiedniego rodzaju sieci i struktury sieci, dokonać interpretacji wyników. Zastosowanie sieci wszędzie tam, gdzie pojawiają się problemy związane z tworzeniem modeli matematycznych, umożliwia odwzorowanie w komputerze różnych złożonych zależności pomiędzy sygnałami wejściowymi w wybranymi sygnałami wyjściowymi. Dopasowanie modelu do konkretnego obiektu odbywa się przez dobór zmiennych parametrów modelu, tak aby zachowanie modelu zgadzało się z działaniem rzeczywistego systemu.

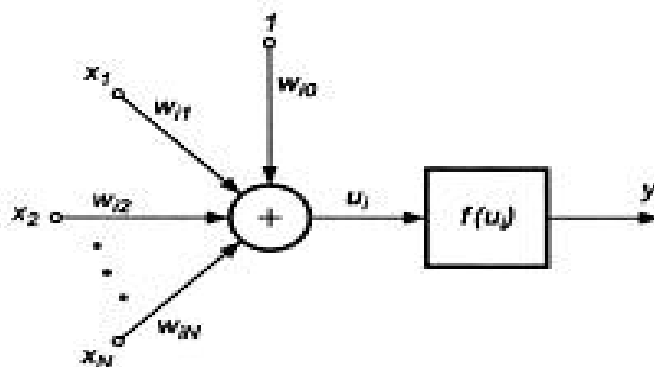
Sieci neuronowe powstały w wyniku badań prowadzonych w dziedzinie sztucznej inteligencji. Budowa sztucznego neuronu do pewnego stopnia wzorowana jest na budowie elementarnej komórki nerwowej i jego działanie została zdefiniowana następująco:

- Do neuronu dociera pewna liczba sygnałów wejściowych. Są to albo wartości sygnałów pierwotnych, podawanych do sieci z zewnątrz jako dane do

przewodzenia w sieci obliczeń, albo sygnały pośrednie pochodzące z wyjść innych neuronów wchodzących w skład sieci.

- Każda wartość wprowadzana jest do neuronu przez połączenie o pewnej wadze.
- Każdy neuron posiada pojedynczą wartość progową, określającą jak silne musi być pobudzenie, by doszło do zapłonu czyli pojawienia się sygnału wyjściowego z neuronu.
- W neuronie obliczana jest ważona suma wejść to znaczy suma wartości sygnałów wejściowych przemnożonych przez odpowiednie współczynniki wagowe, a następnie odejmowana jest od niej wartość progowa. Uzyskana w ten sposób wartość pomocnicza określa pobudzenie neuronu.
- Sygnał reprezentujący łączne pobudzenie neuronu przekształcany jest z kolei przez ustaloną funkcję aktywacji neuronu. Wartość obliczona przez funkcję aktywacji jest ostatecznie wartością wyjściową neuronu [3].

Model sztucznego neuronu przedstawia rysunek 83, a najczęściej stosowane funkcję aktywacji rysunek 84.

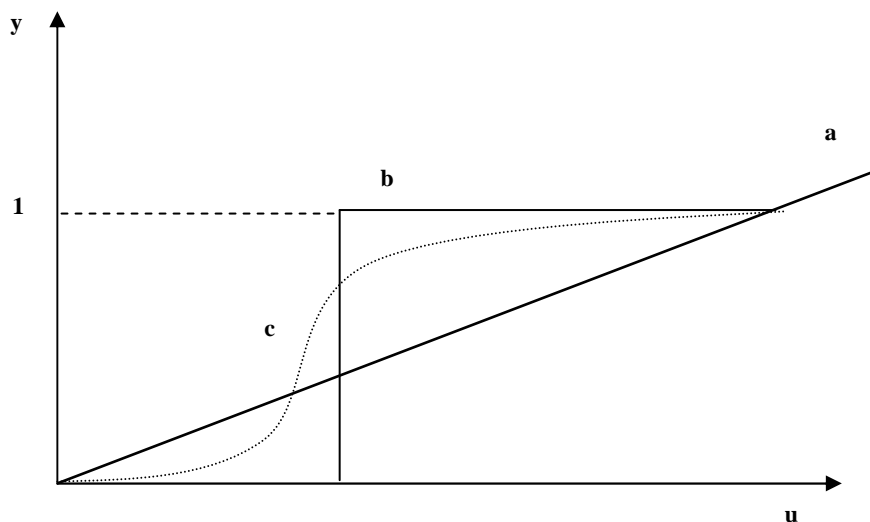


Rys. 88 model sztucznego neuronu

x_i – sygnały wejściowe, w_{ij} – współczynniki wagowe,
 u_j – suma sygnałów wejściowych ważonych, f – funkcja aktywacji neuronu,
 y_i – wyjście neuronu

Zachowanie neuronu (i całej sieci neuronowej) jest silnie uzależnione od rodzaju użytej funkcji aktywacji. Najczęściej stosowanymi funkcjami aktywacji są [3]:

- a. funkcja liniowa,
- b. funkcja skoku jednostkowego (funkcja progowa),
- c. funkcja sigmoidalna



Rys. 89 Funkcje aktywacji w modelach neuronów $y=f(u)$ [32]

Jeżeli sieć ma posiadać wartość użytkową, to musi posiadać wejścia do wprowadzania wartości zmiennych obserwowanych na zewnątrz oraz wyjścia które wyznaczają wynik obliczeń. Do tego celu służą neurony wejściowe i neurony wyjściowe. W sieci występują jeszcze neurony ukryte, które tworzą tzw. warstwy ukryte. Nie da się obserwować, ani od strony wejścia, ani od strony wyjścia. Neurony wejściowe, ukryte i wyjściowe muszą zostać wzajemnie połączone, co stawia przed twórcą problem wyboru struktury sieci neuronowej. Kluczową kwestią przy wyborze struktury sieci jest występowanie lub brak w tej strukturze sprzężenia zwrotnego. Proste sieci mają strukturę jednokierunkową, w których sygnał przepływa tylko w jednym kierunku od wejścia do wyjścia. Sieci złożone mają wbudowane sprzężenia zwrotne (tzn. zawierają połączenia powrotne od późniejszych neuronów do wcześniejszych neuronów), sieci takie mogą wykonywać bardziej skomplikowane obliczenia w szczególności takie, które mają charakter rekurencyjny [3]. Działanie sieci neuronowej jest wypadkową działania poszczególnych neuronów oraz zachodzących pomiędzy nimi interakcji. Sztuczne sieci neuronowe wzorowane na układach biologicznych posiadają zdolność uczenia się i adaptacji. Z technicznego punktu widzenia, problem uczenia sztucznej sieci neuronowej, to problem wyznaczania wag $\{w_{ij}\}$, połączeń pomiędzy i - tym i j - tym elementem przetwarzającym. Ogólnie techniki uczenia sieci dzieli się na dwie grupy:

- uczenie nadzorowane lub inaczej uczenie z nauczycielem, np. metoda propagacji wstecznej,
- uczenie nienadzorowane lub inaczej uczenie bez nauczyciela, np. algorytm uczenia konkurencyjnego.

Metoda sieci neuronowej sprowadza się więc do przygotowania danych, wyboru struktury sieci, nauczania sieci, weryfikacji otrzymanego modelu neuronowego.

Właściwości sieci neuronowych pozwalają na szereg zastosowań w dziedzinie automatycznego sterowania. Do głównych zalet sieci neuronowych z punktu widzenia w automatyki zalicza się:

- możliwość aproksymacji dowolnych odwzorowań nieliniowych,
- równoległość przetwarzania informacji,
- możliwość uczenia się i adaptacji,
- przetwarzanie sygnałów z wielu wejść i generowanie wielu wyjść (układ wielowymiarowy).

Z punktu widzenia teorii sterowania najważniejszą własnością sieci neuronowych jest ich zdolność do aproksymacji dowolnych nieliniowości. Stwarza to możliwość rozwiązania szeregu trudnych i nierozwiązywalnych zagadnień nieliniowych [17], [4].

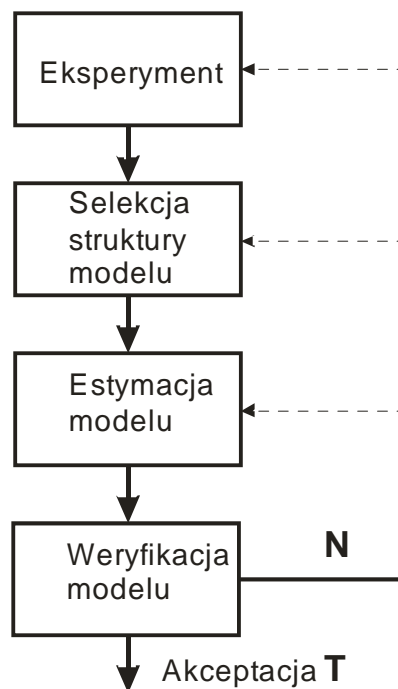
W badaniach identyfikacyjnych wykorzystano Toolbox NNSYID „*Neural Network Based System Identification*”. Zawiera on kolekcję funkcji do identyfikacji systemów z wykorzystaniem sztucznych sieci neuronowych. Toolbox NNSYID jest napisany w środowisku Matlab i współpracuje tylko z tym środowiskiem. Zawiera on głównie funkcje do treningu i oceny wielowarstwowych sieci perceptronowych (*ang. MultiLayer Perceptron*) MLP. Główne zastosowanie toolboxu to identyfikacja dynamicznych systemów nieliniowych. W Toolbox NNSYSID dostępne są następujące grupy funkcji:

- budowy i treningu sieci perceptronowych wielowarstwowych MLP,
- budowy nieliniowych modeli SSN i estymacji ich parametrów (treningu),
- weryfikacji otrzymanych modeli SSN (korelacja, wskaźniki błędu generalizacji, wizualizacja predykcji modelu SSN),
- wyznaczania optymalnej architektury sieci [34].

Zastosowanie sieci neuronowych do identyfikacji (w szczególności obiektów nieliniowych) daje nowe możliwości w stosunku do metod analitycznych, które są trudne i nie zawsze dające zadowalające wyniki. Podejście do modelowania układu dynamicznego z wykorzystaniem SSN wymaga realizacji następujących procedur:

- przeprowadzenia eksperymentu identyfikacyjnego,
- selekcji struktury modelu,
- estymacji modelu,
- weryfikacji modelu [4].

Proces identyfikacji modelu opartego na SSN uznany jest za zakończony po pomyślnym zakończeniu procedury weryfikacji modelu. W innych przypadkach poszczególne procedury są powtarzane. Rysunek 85 przedstawia procedury identyfikacji systemu dynamicznego z wykorzystaniem SSN.



Rys. 90 Procedury identyfikacji modelu w postaci SSN [34]

Struktury modeli w postaci SSN powstały przez analogię do struktur z systemów liniowych parametrycznych. W przypadku systemów liniowych relację pomiędzy sygnałem wejściowym u a sygnałem wyjściowym y traktujemy jako pewien proces liniowy, który można opisać za pomocą ogólnego modelu parametrycznego [27], [29]:

$$A(q^{-1})y(k) = \frac{B(q^{-1})}{F(q^{-1})}u(k - n_k) + \frac{C(q^{-1})}{D(q^{-1})}z(k) \quad (55)$$

gdzie:

k – czas dyskretny,

n_k – liczba taktów opóźnienia,

n_a – rząd wielomianu A ,

n_b – rząd wielomianu B ,

q^{-1} – operator przesunięcia o jeden takt,

$y(k)$ – wektor wyjściowy modelu,

$u(k)$ – wektor sygnałów pobudzających,

$z(k)$ – wektor niemierzalnych zakłóceń,

$A(q^{-1}), B(q^{-1}), C(q^{-1}), D(q^{-1}), F(q^{-1})$ – wielomiany operatora q^{-1}

Przedstawiony wyżej model ogólny określany jest w literaturze jako ARMAX (Auto Regressive Moving Average with exogenous input) autoregresyjny z ruchomą średnią, gdzie X oznacza dołączenie do struktury modelu procesu sygnału zewnętrznego pobudzenia [5].

Model ARX uzyskuje się przyjmując w modelu ogólnym ARMAX opisanym równaniem (10), $F(q^{-1}) = D(q^{-1}) = C(q^{-1}) = 1$, otrzymując wtedy równanie o postaci:

$$A(q^{-1})y(k) = B(q^{-1})u(k - n_k) + z(k)$$

Struktura NNARX podobnie jak ARX składa się z wektora regresji NN o postaci:

$$\varphi(k) = [y(k-1) \quad \dots \quad y(k-n_a) \quad u(k-n_k) \quad \dots \quad u(k-n_b-n_k+1)]^T$$

gdzie:

n_a – liczba próbek wstecz sygnału wyjściowego,

n_b – liczba próbek wstecz sygnału wejściowego,

n_k – liczba próbek opóźnienie sygnału wejściowego względem wyjściowego

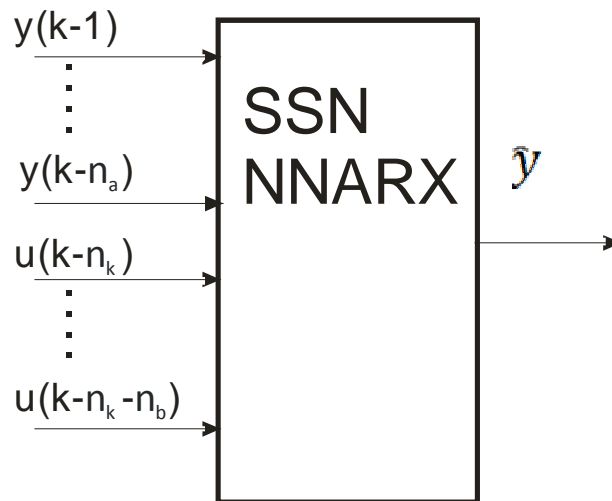
Wektor regresji definiujemy jako strukturę:

$$NN = [n_a \ n_b \ n_k]$$

Współczynniki wag θ modelu NNARX odpowiadają współczynnikom wielomianów operatora q^{-1} struktury liniowej. Część nieliniowa jest natomiast realizowana przez sieć neuronową i jest opisana funkcją nieliniową g .

$$\hat{y}(k/\theta) = g[\varphi(k, \theta), \theta] \quad (56)$$

Przedstawiona na rysunku 86 struktura sieci neuronowej realizuje predykcje o jedną próbkę do przodu na podstawie przeszłych wartości wejściowych i wyjściowych zgodnie z równaniem (56).



Rys. 91 Rysunek przedstawia strukturę modelu neuronowego NNARX [31]

Ważnym elementem decydującym o wyborze struktury modelu jest jej stabilność strukturalna. Niestabilność może występować w strukturach modeli SSN, które posiadają sprzężenia zwrotne. Model oparty o strukturę NNARX charakteryzują się tym, że jest jedynym modelem predykcji, który nie posiada sprzężeń zwrotnych. Brak sprzężeń zwrotnych modelu determinuje jego stabilność strukturalną [31].

Identyfikacja za pomocą sieci neuronowej jest to innymi słowy poszukiwanie odwzorowania

$$Z^N \rightarrow \hat{\theta}$$

gdzie:

N – liczba par uczących

między danymi eksperymentalnymi Z^N a przestrzenią wag $\hat{\theta}$ tak, aby uzyskać predykcję $\hat{y}(k)$ w najlepszy sposób odwzorowującą dane pomiarowe $y(k)$. Trening sieci prowadzony jest poprzez minimalizację wskaźnika opisanego zależnością[31]:

$$V(\theta, Z^N) = \frac{1}{2N} \sum_{k=1}^N [y(k) - \hat{y}(k|\theta)]^2 = \frac{1}{2N} \sum_{k=1}^N \eta^2(t, \theta)$$

Wagi minimalizujące kryterium:

$$\hat{\theta} = \min V(\theta, Z^N)$$

Jedną z najpopularniejszych metod treningu sieci jest metoda Levenberga–Marquardata, która często w literaturze jest określana metodą drugiego rzędu ze względu na konieczność wyznaczania hesjanu funkcji celu (macierzy kwadratowej drugich pochodnych cząstkowych)[31]:

$$H(\theta) = V''(\theta, Z^N)$$

Jest to standardowa metoda oparta na kryterium minimalizacji błędu średniokwadratowego z adaptacyjnym krokiem nauki λ , z tego powodu należy do metod odpornych i szybko zbieżnych, aczkolwiek potrzebuje dużych zasobów systemu.. Stosuje się również zmodyfikowane metody algorytmu o czynnik regularyzujący typu rozpad wag (*ang. weight decay*). Metoda regularyzacyjna zmniejsza strukturę sieci poprzez eliminację połączeń i

neuronów. Zastosowanie regularyzacji wpływa również na stabilizację procesu uczenia oraz maksymalizuje zdolność uogólniania SSN przez co unika się przetrenowania SSN. Stosując regularyzację minimalizowane kryterium posiada dodatkowy składnik regularyzacyjny [31]:

$$V(\theta, Z^N) = \frac{1}{2N} \sum_{k=1}^N [y(k) - \hat{y}(k|\theta)]^2 + \frac{1}{2N} \theta^T D \theta$$

gdzie:

D – macierz diagonalna zazwyczaj o postaci $D = \alpha I$,

α – próg rozpadu wag, po zakończeniu procesu uczenia usuwane są połączenia, które są mniejsze od progu,

I – macierz diagonalna.

Do weryfikacji wyznaczonych modeli neuronowych, często wykorzystuje się funkcję autokorelacji i korelacji, które wyznacza się według zależności [31]:

$$R_{\hat{\eta}\hat{\eta}}(\tau) = \frac{\sum_{k=1}^{N-\tau} \left[\eta(k, \hat{\theta}) - \bar{\eta} \right] \left[\eta(k - \tau, \hat{\theta}) - \bar{\eta} \right]}{\sum_{k=1}^N \left[\eta(k, \hat{\theta}) - \bar{\eta} \right]^2} = \begin{cases} 1, \tau = 0 \\ 0, \tau \neq 0 \end{cases} \quad (57)$$

$$R_{u\hat{\eta}}(\tau) = \frac{\sum_{k=1}^{N-\tau} \left[u(k) - \bar{u} \right] \left[\eta(k - \tau, \hat{\theta}) - \bar{\eta} \right]}{\sum_{k=1}^N \left[u(k, \hat{\theta}) - \bar{u} \right]^2 \sum_{k=1}^N \left[\eta(k, \hat{\theta}) - \bar{\eta} \right]^2} = 0, \quad \forall \tau \quad (58)$$

gdzie:

$\bar{u}, \bar{\eta}$ – oznacza wartość średnią czego badanego sygnału

Zależności (57) i (58) wyznaczane są z normalizacją tj. odejmowana jest średnia oraz wyrażenia dzielone są przez wariancję. Przedział ufności ustawiono na 95%, tj. w postaci asymptot:

$$\frac{-1.96}{\sqrt{N}} < R(\tau) < \frac{1.96}{\sqrt{N}}$$

Najpowszechniej do weryfikacji modeli używa się błędu generalizacji (uogólniania) E_g . Błąd generalizacji modelu SSN jest określony jako wartość oczekiwana z błędu predykcji [31]:

$$E_g = \frac{1}{2} E\{[y(k) - \hat{y}(k|\theta)]^2\}$$

Do oszacowanie tej wielkości w praktyce można zastosować kilka alternatywnych estymat. Jeżeli nie jest dostępny zbiór danych testujących błąd generalizacji można wyznaczyć jedynie korzystając z estymaty Akaike's FPE [31]:

$$FPE_{SSN} = \frac{(N + d)}{(N - d)} V(\hat{\theta}, Z^N)$$

gdzie:

d – całkowita ilość wag SSN

W przypadku, gdy stosowane jest kryterium regularyzacji, rozpad wag $D = \alpha I$ wskaźnik ten przyjmuje bardziej złożoną formę [31]:

$$FPE_{SSN} = \frac{(N + \gamma_1)}{(N + \gamma_1 - 2\gamma_2)} V(\hat{\theta}, Z^N)$$

gdzie:

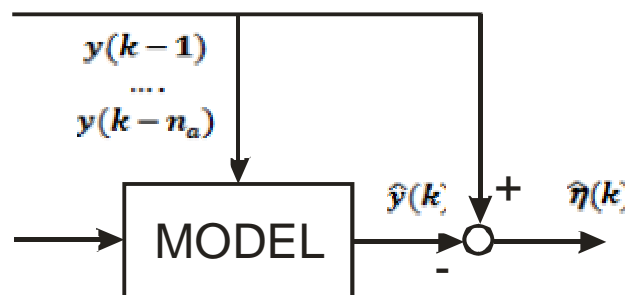
$$\gamma_1 = \text{tr} \left[H(\hat{\theta}) \left(H(\hat{\theta}) + \frac{1}{N} D \right)^{-1} H(\hat{\theta}) \left(H(\hat{\theta}) + \frac{1}{N} D \right)^{-1} \right]$$

i:

$$\gamma_2 = \text{tr} \left[H(\hat{\theta}) \left(H(\hat{\theta}) + \frac{1}{N} D \right)^{-1} \right]$$

Parametry $\gamma_1 \cong \gamma_2$ są nazywane efektywną liczbą parametrów w modelu SSN. Kryterium to pozwala więc oszacować, ile wag w połączeniach neuronowych jest efektywna, część jest wygaszona poprzez usunięcie połączeń.

Weryfikację wizualną modelu neuronowego przeprowadza się z za pomocą symulacji danych pomiarowych z danymi otrzymanymi podczas symulacji modelu (predykcji). Predykcję często realizuje się poprzez symulację z modelem wyjścia. Symulacja z modelem wyjścia oznacza, że wektor sygnałów wejściowych do modelu zawiera również przeszłe wartości $y(k-1)$, $y(k-2)$,... sygnału wyjściowego procesu. Wskazane jest, aby symulacje z modelem wyjścia przeprowadzać na danych weryfikacyjnych (testujących), które nie brały udziału w procesie uczenia. Rysunek 86 przedstawia schemat blokowy symulacji z modelem wyjścia.



Rys. 92 Schemat symulacji z modelem wyjścia

Synteza regulatora neuronowego została przeprowadzona w środowisku Matlab z wykorzystaniem toolboxu NNCTRL (Neural Network Based Control System Design Toolkit) [35]. Toolbox zawiera niezbędne funkcje do projektowania i symulacji systemów sterowania dla nieliniowych i trudnych do modelowania procesów. Dostarcza funkcji do projektowania i symulacji układów sterowania pośredniego i bezpośredniego.

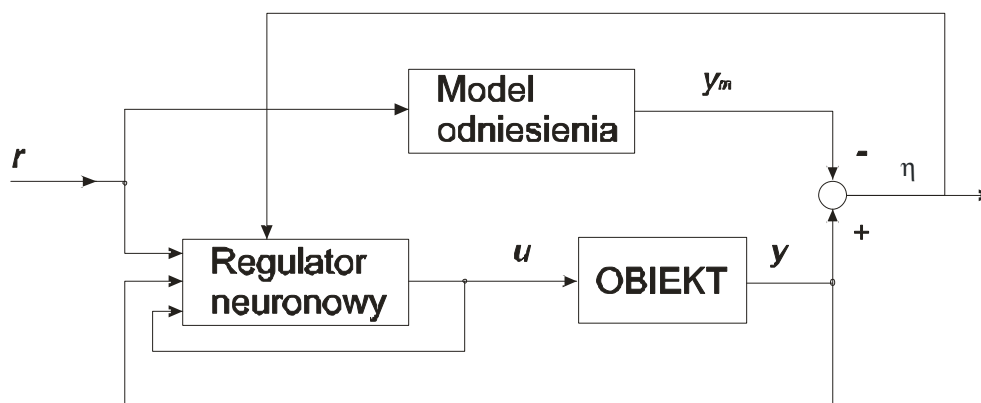
Celem syntezy regulatora klasycznego, czy też neuronowego, jest określenie celowego, wzajemnego uwarunkowania sygnałów układu, gwarantującego wykonanie zadania sterowania. Wynikiem syntezy jest określenie struktury oraz parametrów układu spełniającego zadanie sterowania zgodnie z założonymi wymaganiami, co najczęściej sprowadza się do zaprojektowania układu regulacji spełniającego warunek żądanej dokładności statycznej i dynamicznej [2].

Układy regulacji neuronowej, podobnie jak klasyczne układy regulacji, mają na celu utrzymywanie warunków pracy obiektu (wielkości regulowanych) zgodnie z warunkami pożądanymi. Ogólnie w układach regulacji wyróżniamy dwa główne problemy, które należy rozwiązać. Pierwszym z nich jest utrzymywanie zadanych wartości wielkości regulowanych obiektu niezależnie od zakłóceń działających na obiekt. Tego typu układy regulacji w literaturze często określa się mianem regulacji stałowartościowej, bądź też stabilizacji np., utrzymywania stałej temperatury w pomieszczeniu. Drugim problemem jest tzw. „servo”, które polega na realizacji zadania regulacji w taki sposób, aby wielkości wyjściowe obiektu podążały za trajektoriami sygnału referencyjnego, np. sterowanie robotem.

Wykorzystanie sieci neuronowych do regulacji stanowi alternatywę i atrakcyjne podejście w odniesieniu do metod analitycznych sterowania obiektami nieliniowymi, które są trudne do realizacji. Wśród metod regulacji neuronowej możemy wyróżnić metody bezpośrednie ang. „Direct” oraz pośrednie „Indirect”. Nazwy te są zaczerpnięte z metod sterowania adaptacyjnego, które polegają na sterowaniu obiektem nieliniowym o znanej strukturze lecz o nieznanymi parametrach. Wśród metod sterowania adaptacyjnego rozróżniamy dwa podejścia bezpośrednie i pośrednie. W metodzie bezpośredniej parametry regulatora są bezpośrednio dostrajane w taki sposób, aby minimalizować przyjęte kryterium błędu układu regulacji. W strukturze regulacji pośredniej najpierw przeprowadzana jest identyfikacja parametryczna obiektu $\hat{\theta}$, a następnie na podstawie jej parametrów wyznaczane są parametry regulatora. Idea sterowania adaptacyjnego została wykorzystana do opracowania metod regulacji pośredniej z wykorzystaniem sieci neuronowych. Sterowanie adaptacyjne

neuronowe może być tylko realizowane zgodnie ze strategią sterowania pośredniego. Sterowania bezpośrednie nie jest możliwe ponieważ obiekt jest nieznanym i nie może być wykorzystywany do generowania wzorców uczących [17].

Metody określane mianem „Direct” są metodami, w których regulator jest siecią neuronową. Metody bezpośrednie są bardzo korzystne w sytuacjach, kiedy platforma czasu rzeczywistego, na której zaimplementowany jest regulator, ma ograniczone możliwości wykonywania skomplikowanych obliczeń. Implementacja takiego regulatora jest bardzo prosta, chociaż samo zaprojektowanie i strojenie jest zadaniem dość trudnym. Dodatkowo wskazane jest przetrenowanie sieci zawsze, gdy zmieniają się parametry obiektu (brak możliwości sterowania adaptacyjnego). Często trening ten wykonuje się algorytmem *on-line* bezpośrednio na obiekcie. Metody sterowania bezpośredniego wymagają (z kilkoma wyjątkami) modelu obiektu. Model obiektu w metodach bezpośrednich służy tylko do zaprojektowania regulatora neuronowego, a nie bierze on udziału w procesie regulacji. Model obiektu często w literaturze określa się mianem emulatora, którego zadaniem jest emulowanie procesu czyli odwzorowanie zachowań rzeczywistego obiektu. Emulator wykorzystywany jest w procesie syntezy do budowy prototypu regulatora neuronowego. Przetestowany prototyp regulatora zostaje następnie przeniesiony na platformę czasu rzeczywistego i tam testowany na obiekcie rzeczywistym. Należy podkreślić, że konieczność wyznaczenia emulatora poprzez identyfikację neuronową wynika z faktu, że nauka regulatora neuronowego nie jest możliwa bezpośrednio na obiekcie. Obiekt nie jest siecią neuronową i nie jest możliwe propagowanie wstecz błędu zgodnie z algorytmem wstecznej propagacji błędu, a tym samym strojenie wag regulatora. Schemat struktury układu z sterowaniem bezpośrednim przedstawia rysunek 88.



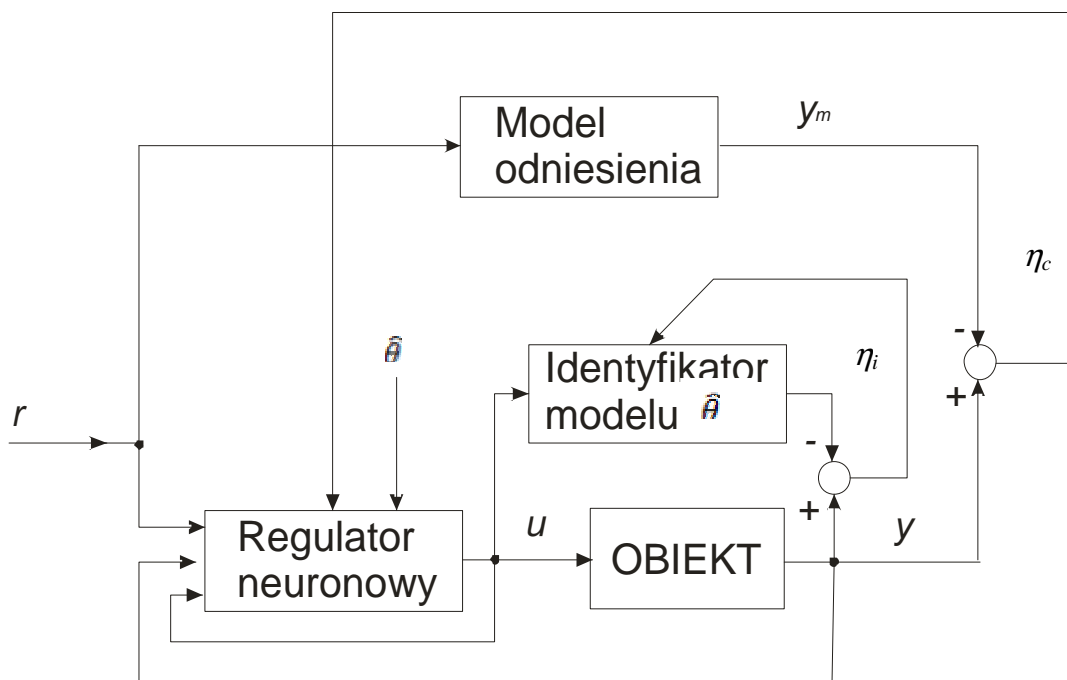
Rys. 93 Schemat blokowy układu sterowania bezpośredniego [17]

r – sygnał referencyjny (zadany), u – sygnał sterujący, y – wielkość regulowana, y_m – wielkość regulowana symulowana przez model, η – błąd predykcji modelu odniesienia

Do metod bezpośrednich należą:

- direct inverse control (sieć bezpośrednio uczy się odwzorowania sygnału zadanego w sterujący tzw. nauka odwrotnej dynamiki obiektu),
- internal model control (sterowanie z wewnętrznym modelem odniesienia i modelem odwrotnej dynamiki),
- feedback linearization
- optimal control (neuronowe sterowanie optymalne)[31].

Metody sterowania pośredniego „Indirect” są metodami, które do sterowania zawsze wymagają modelu obiektu i prezentują bardziej konwencjonalne podejście niż metody „Direct”. Ideą tego typu sterowania jest użycie sieci neuronowej jako modelu obiektu, który będzie sterowany. Schemat struktury układu z sterowaniem pośrednim przedstawia rys. 89.



Rys. 94 Schemat blokowy układu sterowania pośredniego [17]

r – sygnał referencyjny (zadany), u – sygnał sterujący, y – wielkość regulowana,
 y_m – wielkość regulowana symulowana przez model,
 η_i - błąd predykcji identyfikatora obiektu, η_c - błąd predykcji modelu odniesienie,
 $\hat{\theta}$ - wektor parametrów zidentyfikowanego modelu

Do metod pośrednich należą:

- approximate pole placement, minimum variance (metoda te opierają się na ciągłej linearyzacji modelu neuronowego dla bieżącego punktu pracy zlinearyzowany model następnie używany jest do wyznaczenia regulatorów z lokowaniem biegunów lub minimalno wariacyjnymi),
- nonlinear predictive control (modele neuronowe są wykorzystywane jako predyktory) [31].

Układy regulacji neuronowej bazujące na odwrotnej dynamice procesu „direct inverse control” bardzo dobrze spełniają swą rolę w problemach „servo”, zwłaszcza w układach robotyki, gdzie łatwo wyznaczyć dynamikę odwrotną oraz moc zakłóceń jest niewielka. Z kolei układy sterowania „internal model control” są bardzo często stosowane w aplikacjach przemysłu chemicznego. Sterowanie „internal model control” jest ściśle powiązane z „direct inverse control” ze względu na sterowaniu opartym również na dynamice odwrotnej, a tym samym konieczności wyznaczania modelu odwrotnej dynamiki „inverse”, ale w tym wypadku również dynamiki prostej „forward” [31].

Projektowanie systemu sterowania nieznanego obiektu z wykorzystaniem sieci neuronowych można podzielić na trzy następujące etapy:

1. Identyfikacja obiektu i budowa modelu obiektu na podstawie danych eksperymentalnych zebranych podczas eksperymentu identyfikacyjnego (budowa emulatora procesu).

2. Projekt prototypu regulatora neuronowego na podstawie zidentyfikowanego modelu obiektu. Strojenie parametrów regulatora.
3. Implementacja na platformie czasu rzeczywistego aplikacji do sterowania realnym procesem [35].

Tollbox NNCTRL do przeprowadzenia treningu regulatora optymalnego „*optimal control*” wymaga emulatora w postaci modelu SSN *NNARX forward* oraz zainicjowanej struktury regulatora neuronowego o postaci analogicznej jak model *forward*.

Model *forward NNARX* sterowanego procesu zdefiniowany jest w postaci:

$NN=[n_a, n, n_k]$ – struktura sieci,

$NetDeff=['HHHHHHH';'L-----']$ – liczby neuronów w poszczególnych warstwach oraz funkcji przejścia neuronów, H – funkcja sigmoidalna bipolarna tangh, L – liniowa funkcja przejścia,

$Wlf,..Wnf$ – macierze wag poszczególnych warstw sieci,

Podsumowując należy stwierdzić że stosowalność konkretnych układów sterowania neuronowego jest głównie zależna od:

- rodzaju zadania regulacyjnego,
- rodzaju nieliniowości charakterystyki układu („łagodna”/”nieładka”),
- znajomości (nieznajomości) trajektorii zadanej,
- charakteru (mocy) zakłóceń,
- dynamiki sterowanego układu („szybka”/”wolna”),
- istnienia i wielkości opóźnień w torze sterowania,
- zapasu stabilności w sterowanym układzie.

Nie istnieją formalne metody doboru typu regulatora neuronowego ani jego architektury [33].

b. Logika rozmyta

Wprowadzenie pojęcia logiki rozmytej wynikało z potrzeby opisu tych zjawisk i pojęć, które mają charakter wieloznaczny i nieprecyzyjny. Wcześniej znane metody matematyczne, wykorzystujące klasyczną teorię zbiorów i logikę dwuwartościową, nie były w stanie rozwiązać tego typu problemów [96]. Teorię zbiorów rozmytych sformułował L.A. Zadech

jako uzupełnienie zbiorów ostrych. Od tamtej pory nastąpił rozwój metod i zastosowań tej teorii w różnych dziedzinach nauki, a szczególnie w systemach sterowania, czy też budowie systemów ekspertowych.

Za pomocą zbiorów rozmytych możemy formalnie określić pojęcia lingwistyczne (nieprecyzyjne i wieloznaczne), takie jak „wysoka temperatura”, „średni wzrost” lub „duże miasto”. Przed podaniem definicji zbioru rozmytego należy ustalić tzw. obszar rozważań. Obszarem rozważań nazywamy zbiór lub przestrzeń X , której elementy składowe są nierozmyte [95]. Zbiór rozmyty A w pewnej nie pustej przestrzeni X definiuje się jako zbiór par:

$$A = \{x, \mu_A(x)\}; x \in X$$

gdzie:

Jest funkcją przynależności zbioru rozmytego A . Funkcja ta każdemu elementowi $x \in X$ przypisuje jego stopień przynależności do zbioru rozmytego A , przy czym można wyróżnić 3 przypadki:

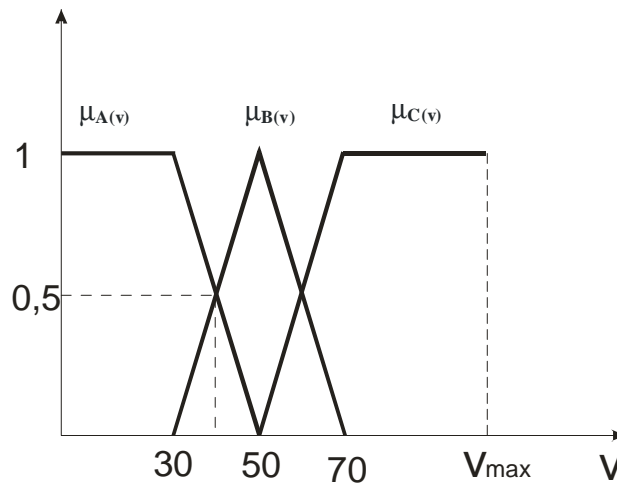
– $\mu_A(x) = 1$ oznacza pełną przynależność elementu x do zbioru rozmytego A , tzn. $x \in A$,

– $\mu_A(x) = 0$ oznacza brak przynależności elementu x do zbioru rozmytego A , tzn. $x \notin A$,

$$0 < \mu_A(x) < 1$$

– $0 < \mu_A(x) < 1$ oznacza częściową przynależność elementu x do zbioru rozmytego A [95].

Najczęściej używane funkcje przynależności to: trójkąt, trapez, pigmoida, singleton. Przykład zastosowania zbiorów rozmytych do nieprecyzyjnej zmiennej lingwistycznej „*prędkość samochodu*” przedstawia rys. 90.



Rys. 95 Funkcje przynależności zbiorów rozmytych zmiennej lingwistycznej „prędkość samochodu”

- $\mu_A(v)$ - funkcja przynależności zbioru rozmytego „mała”,
- funkcja przynależności zbioru rozmytego „średnia”,
- $\mu_C(v)$ - funkcja przynależności zbioru rozmytego „duża”

W wielu zagadnieniach dotyczących sterowania procesami technologicznymi niezbędne jest wyznaczenie modelu rozważanego procesu. Znajomość modelu pozwala dobrać właściwy sterownik (regulator). Jednakże często znalezienie modelu jest problemem trudnym, niekiedy wymagającym przyjęcia różnego typu założeń upraszczających. Zastosowanie teorii zbiorów rozmytych do sterowania procesów technologicznych nie wymaga znajomości modeli tych procesów [95]. Jest to bardzo ważna zaleta w przypadku sterowania obiektami nieliniowymi, które są często trudne do opisanie metodami analitycznymi. Można wyróżnić następujące cechy sterowania rozmytego:

- o umożliwia zapisanie problemu w języku naturalnym na podstawie doświadczenia "eksperta" (analizy zależności zbioru danych z wejścia i wyjścia procesu), co ułatwia jego zrozumienie,
- o umożliwia modelowanie zależności nieliniowych o dużej złożoności, gdzie opis analityczny jest trudny lub niemożliwy,
- o umożliwia zastosowanie adaptacyjnej techniki doboru parametrów na podstawie danych uczących,
- o jest elastyczne i odporne na nieprecyzyjne dane,
- o nadaje się do stosowania obliczeń równoległych,

- o może być łączone z konwencjonalnymi metodami sterowania.

Zastosowanie logiki rozmytej w sterowaniu pozwala na przejście od opisu ilościowego do jakościowego opisu procesu regulacji. Oznacza to możliwość wykorzystania wiedzy zdobytej w czasie eksploatacji i obsługi procesu [96]. Należy jedynie sformułować reguły postępowania w formie zdań warunkowych typu IF... THEN np. W najprostszym wypadku (jedna zmienna lingwistyczna wejściowa i jedna wyjściowa) reguła ma postać:

$$IF (x \text{ jest } A) THEN (y \text{ jest } B),$$

gdzie:

A, B - są wartościami lingwistycznymi określonymi przez zbiory rozmyte na przestrzeniach X i Y , z których pochodzą elementy x i y .

Zdanie po *IF* nazywa się przesłanką (poprzednikiem), a zdanie po *THEN* konkluzją (następnikiem). Przykład reguły operującej na zbiorach i operatorach rozmytych przedstawia zdanie poniżej:

$$IF \text{ temperatura jest wysoka } THEN \text{ intensywność chłodzenia jest duża}$$

Przesłanka zwraca liczbę określającą poziom przynależności $\mu_A(x)$ konkretnej wartości wejściowej x do zbioru A , natomiast w konkluzji wartości wyjściowej y przyporządkowuje się zbiór rozmyty B (a właściwie funkcję przynależności $\mu_B(y)$). Klasyczna metoda z rozmytym zbiorem wyjściowym nosi nazwę metody Mamdani'ego. Przesłanka może składać się z wielu części połączonych operatorami, np.

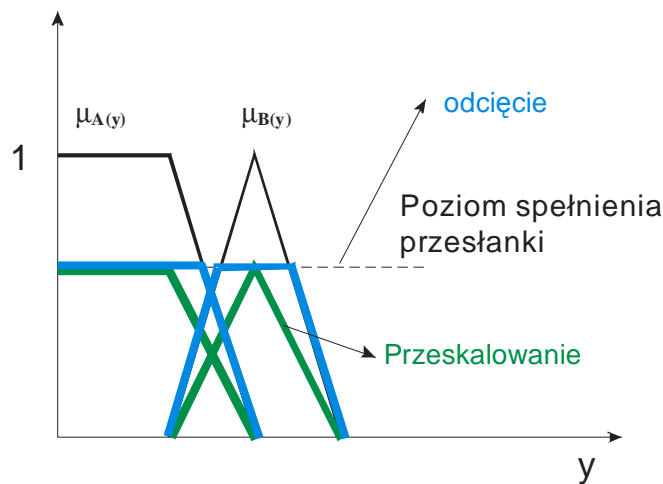
$$IF \text{ temperatura jest wysoka } AND \text{ wilgotność jest duża } THEN \text{ intensywność chłodzenia jest duża}$$

Wszystkie składowe przesłanki mogą być obliczane jednocześnie, a wynik liczbowy otrzymuje się po zastosowaniu operatora logicznego AND. Złożona może być konkluzja, np. (w przypadku dwóch zmiennych wyjściowych):

$$IF \text{ położenie jest dodatnie duże } THEN \text{ siła jest ujemna duża } AND \text{ zawór jest otwarty}$$

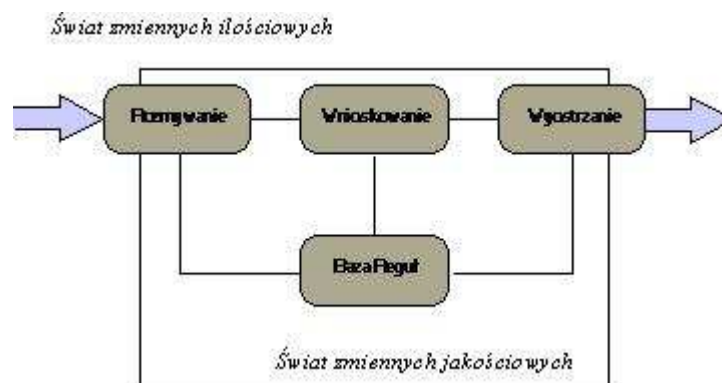
W tym przypadku wynik przesłanki ma jednakowy wpływ na wszystkie składowe konkluzji. W logice dwuwartościowej implikacja $p \rightarrow q$ ma wartość 0 lub 1 zależnie od wartości przesłanki. W logice rozmytej, jeśli przesłanka spełniona jest częściowo, to konkluzja będąca rezultatem implikacji również, np. $0.5p \rightarrow 0.5q$. Wartość przesłanki modyfikuje funkcję przynależności do zbioru rozmytego B związanego z wielkością wyjściową układu rozmytego y przez zastosowanie przyjętej metody (funkcji) implikacji. Najczęściej stosowane metody to (rys. 91):

- obcięcie $\mu_B(y)$ na poziomie prawdy spełnienia przesłanki lub (metoda *min*),
- przeskalowanie $\mu_B(y)$ przez czynnik równy poziomowi prawdy spełnienia przesłanki (metoda *prod*) [97], [101].



Rys. 96 Metody implikacji przesłanki

Na rys. 92 przedstawiono typowy schemat sterownika rozmytego. Składa się on z następujących elementów: bazy reguł, bloku rozmywania, bloku wnioskowania, bloku wyostrzania.



Rys. 97 Schemat funkcjonalny sterownika rozmytego

W poszczególnych blokach przedstawionego na rys. 92 sterownika rozmytego zachodzą:

1. **Rozmywanie wejść.** Polega ona na określeniu stopnia przynależności danej wartości wielkości wejściowej do każdego z odpowiadających jej zbiorów rozmytych pokrywających zakres możliwych wartości wejściowych (np. do jakiego stopnia prędkość jest np. duża, a do jakiego mała). Operacja ta sprowadza się na obliczaniu funkcji lub wyszukiwaniu odpowiednich wartości w tabelach.
2. **Zastosowanie operatorów logiki rozmytej do określenia stopnia, w jakim spełniona jest przesłanka w każdej z reguł.** Wartościami wejściowymi są wartości przynależności rozmytych wejść, na których wykonywane są rozmyte operacje logiczne (AND, OR itp.) tworzące przesłankę. Jako wynik otrzymuje się pojedynczy poziom prawdy spełnienia przesłanki.
3. **Zastosowanie metody implikacji.** Operacja ta sprowadza się do zmiany kształtu funkcji przynależności zbioru rozmytego konkluzji zgodnie z poziomem prawdy spełnienia przesłanki (przez obcięcie lub skalowanie). Dodatkowo przesłance każdej z reguł można nadać wagę z zakresu od 0 do 1 wyrażającą jej ważność w porównaniu z innymi. Wynikiem operacji są zbiory rozmyte odpowiadające każdej wielkości wyjściowej występującej w konkluzji.
4. **Agregacja wszystkich wyjść.** Polega ona na połączeniu odpowiadających jej zbiorów wyjściowych ze wszystkich reguł w jeden zbiór rozmyty dla każdej wielkości wyjściowej. Na wejściu procesu agregacji mamy listę obciętych lub przeskalowanych w wyniku implikacji funkcji przynależności danej wielkości wyjściowej w poszczególnych regułach (niekoniecznie wszystkich).
5. **Wyostrażanie.** Polega na wyznaczeniu konkretnej wartości dla każdej wielkości wyjściowej ze zbioru rozmytego otrzymanego po agregacji zbiorów z poszczególnych reguł. Najczęściej stosowaną metodą Wyostrażania jest obliczanie *środką ciężkości* obszaru pod krzywą zagregowanej funkcji przynależności (*centroid method*). Prowadzi to do wyznaczenia wartości będącej „średnią ważoną” z reguł: wagi reguł są proporcjonalne do poziomu spełnienia ich przesłanek. Inne, prostsze możliwości to: średnia maksimum funkcji zbioru wyjściowego z poszczególnych reguł, wybór największego lub najmniejszego z maksimum czy metoda bisekcji [97], [101].

Załącznik Nr 5

Układ kontrolno-pomiarowy do badań eksperymentalnych na stanowisku Rotor Kit RK-4 i aplikacja zrealizowana w środowisku Labview

Zadaniem układu kontrolno – pomiarowego jest archiwizacja danych pomiarowych z modelu Rotor Kit oraz sterowanie układami wykonawczymi modelu. Układ składa się z następujących bloków funkcjonalnych:

- dwóch regulatorów prędkości obrotowej,
- regulatora ciśnienia w łożysku wyposażony w 4 proporcjonalne zawory elektromagnetyczne bezpośredniego działania firmy Burkert rys. 93,
- komputera PC wyposażonego w dwie karty pomiarowe PCI – 6229 firmy National Instruments,
- dwóch terminali przyłączeniowych BNC-2111 firmy National Instruments,
- 2 przewodów ekranowanych typu SHC-68-68-EPM łączących terminale BNC-2111 z kartą pomiarową.

Do pomiaru sygnałów z obiektu Rotor Kit dołączono osiem czujników zbliżeniowych firmy Bently Nevada model 3300 XL NSv. Czujniki te są powszechnie stosowane w przemyśle energetycznym. Ze względu na bardzo małe rozmiary mają zastosowanie w miejscach o ograniczonej dostępności charakterystycznych np. dla sprężarek promieniowych i osiowych. Czujniki w układzie Rotor Kit są wykorzystywane do pomiaru takich wielkości jak:

- drgania i przemieszczenia w kierunku promieniowym,
- prędkość obrotową wału w zespole tachometrycznym,
- fazę drgań (znacznik fazy).



Rys. 98 Widok układu regulacji ciśnienia w łożysku, cztery niezależnie sterowane kanały

Do archiwizacji danych pomiarowych i generowania sygnałów sterujących wykorzystano środowisko programistyczne LabView firmy National Instruments. Środowisko Labview jest środowiskiem programowania graficznego opierającym się na języku „G”. Środowisko to posiada wszystkie mechanizmy języków wysokiego poziomu łącznie z wielowątkowością oraz możliwością programowania obiektowego. Posiada wiele funkcji matematycznych, obróbki sygnałów, komunikacji z sprzętem pomiarowym i wiele innych co powodują, że jest najczęściej wykorzystywanym środowiskiem w ośrodkach badawczych na całym świecie.

Komputer na którym zostało zainstalowane środowisko LabView w wersji 7.1 jest wyposażony w dwie karty pomiarowe PCI 6229. Oprogramowanie LabView posiada wszelkie niezbędne sterowniki oraz funkcje umożliwiające budowę aplikacji kontrolno pomiarowych z

wykorzystaniem tych kart pomiarowych. Do badań eksperymentalnych na stanowisku Rotor Kit została napisana aplikacja kontrolno-pomiarowa, której zadaniem była:

- archiwizacja danych pomiarowych,
- wizualizacja danych pomiarowych,
- generowania sygnałów wymuszających.

Aplikacja kontrolno-pomiarowa została wykonana w taki sposób, aby zsynchronizować dane zapisywane do bufora wyjściowego z danymi odczytanymi z bufora wejściowego karty pomiarowej. W celu synchronizacji wykorzystano mechanizm wyzwalania *ang. trigger* obu buforów poprzez taktowanie tym samym źródłem sygnału zegarowego. Synchronizacja zapobiega powstawaniu przesunięć czasowych między sygnałami wejściowym i wyjściowym a tym samym nieprawidłowej rejestracji dynamiki badanego obiektu. Aplikacja umożliwiała również niezależną zmianę częstotliwości próbkowania sygnału wejściowego odpowiedzi i wyjściowego wymuszenia. W zależności od prowadzonych badań eksperymentalnych zmieniano również moduł odpowiedzialny za generowanie sygnału wymuszającego (wymuszenie skokowe, pseudolosowy ciąg binarny PRBS, sygnał „random walk”).

Sygnał wymuszający jest bardzo ważnym zagadnieniem podczas tworzenia modelu obiektu (w szczególności nieliniowego) opartego na obserwacji sygnałów wejściowych i wyjściowych jest odpowiedni dobór sygnału pobudzającego. Musi on zostać dobrany tak, aby zapewnić trwałe pobudzenie badanego obiektu. Trwałe pobudzenie uzyskuje się wtedy, gdy widmo sygnału wymuszającego ma odpowiednie właściwości. Dlatego dąży się do tego, aby sygnał wejściowy odpowiadał dolnoprzepustowym właściwościom obiektu czyli był sygnałem o niskich częstotliwościach [1]. Sygnał wejściowy musi mieć również zmienną amplitudę tak, aby uwidocznić nieliniowości obiektu. Przebiegi odpowiedzi obiektów nieliniowych w odróżnieniu od obiektów liniowych mają różne kształty w zależności od amplitudy sygnału wymuszającego. Do badań identyfikacyjnych wybrano więc sygnał określany terminem „random walk”, który zapewnia losową zmienność amplitudy oraz poprzez sterowanie okresem zegarowym kształtować właściwości widma. Sygnał „random walk” powstaje poprzez modyfikację sygnału białego szumu. Modyfikacje te polegają na wydłużeniu okresu zegarowego oraz zmniejszaniu prawdopodobieństwa zmiany poziomu sygnału. Wydłużenie okresu zegarowego, która odpowiada filtracji dolnoprzepustowej (tak aby sygnał stał się sygnałem o niskiej częstotliwości), opisywana jest zależnością:

$$u(k) = u(k - N) + e \left(\text{int} \left[\frac{k - 1}{N} \right] + 1 \right) \quad k=1,2, \dots \quad (59)$$

gdzie :

e – sygnał białego szumu

int – część całkowita,

N – wydłużony okres zegarowy (liczba stałych próbek),

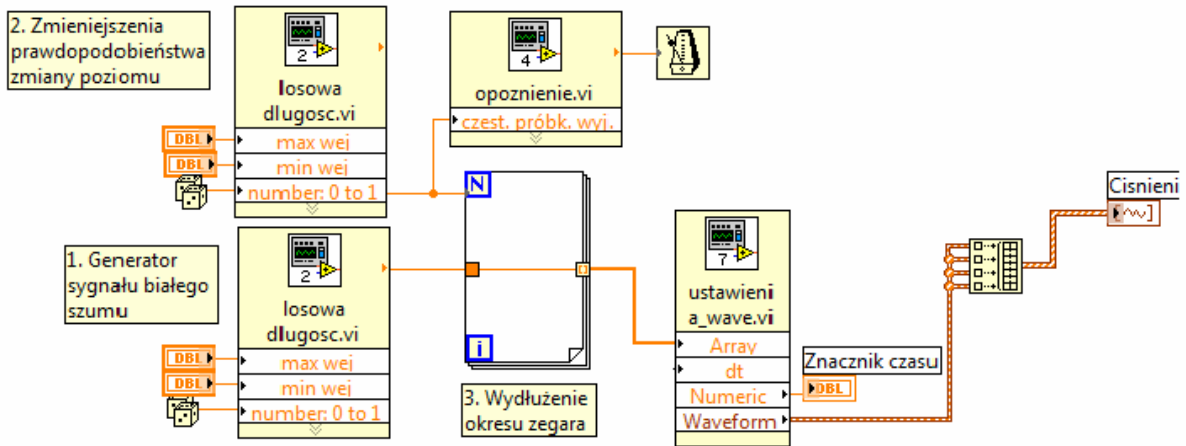
k – kolejne próbki sygnału

Zmniejszanie prawdopodobieństwa zmiany poziomu sygnału odbywa się poprzez wprowadzenie dodatkowej zmiennej losowej γ . Modyfikacja ta opisana jest zależnością:

$$u(k) = \begin{cases} u(k - 1) & \text{z prawdopodobieństwem } (1 - \gamma) \\ e(k) & \text{z prawdopodobieństwem } \gamma \end{cases} \quad (60)$$

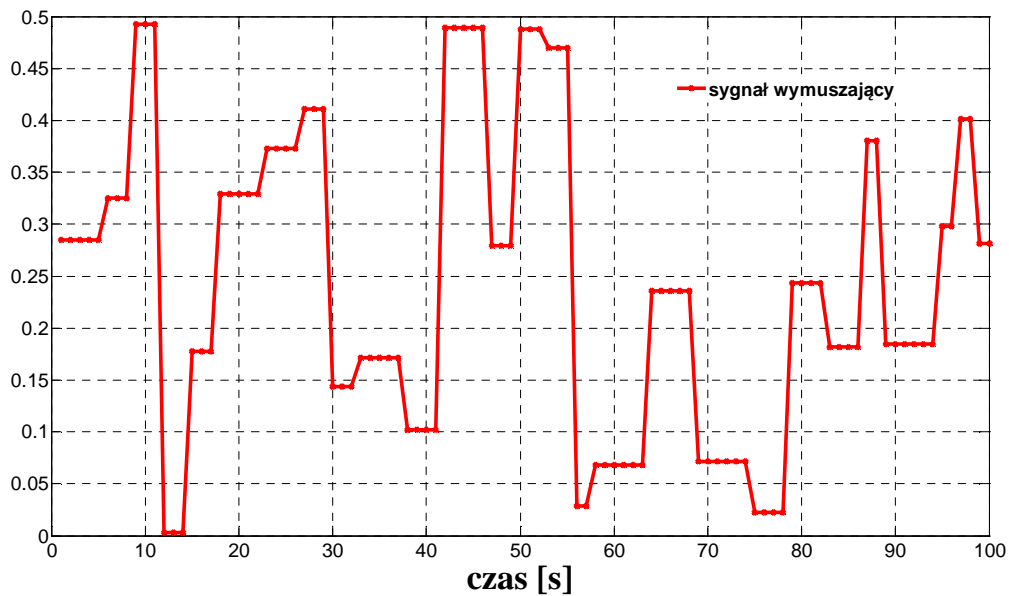
Prawdopodobieństwo opisane zależnością (60) nie zależy od stanu w poprzedniej chwili czasowej.

Algorytm opisany równaniami (59) i (60) został zaimplementowany w środowisku programistycznym LabView i wykorzystany do generowania sygnału wymuszającego. Rysunek 94 przedstawia diagram programu odpowiadającego za generację sygnału wymuszającego. W programie tym wykorzystano mechanizm pętli „for” oznaczony numerem (3) do wydłużenia okresu zegarowego poprzez powielenie próbek otrzymanych z generatora szumu białego (1). Natomiast za zmniejszenie prawdopodobieństwa zmiany poziomu odpowiada blok funkcjonalny oznaczony numerem (2). Blok (1) umożliwia skalowanie w pionie sygnału generowanego $[u_{min}, u_{max}]$ (minimalna i maksymalna jaką może przyjąć sygnał) natomiast blok (2) skaluje generowany sygnał w poziomie $[k_{min}, k_{max}]$ (minimalny i maksymalny czas trwania danej wartości sygnału). Skalowanie w pionie i w poziomie jest zabiegiem, który pozwala zdefiniować zakres zmian wartości sygnału wymuszającego oraz minimalny i maksymalny czas po którym może nastąpić zmiana wartości sygnału generowanego.



Rys. 99 Diagram programu w języku G odpowiedzialny za generację sygnału wymuszającego sterującego regulatorem ciśnienia

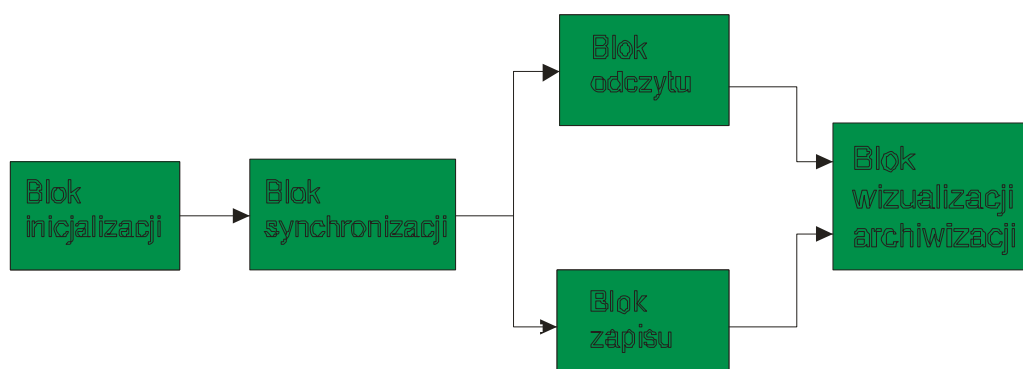
Rysunek 95 przedstawia przykładowy sygnał wymuszający podawany na wejście regulatora ciśnienie w łożysku.



Rys. 100 Przykład uzyskanego sygnału „random walk”, zakres zmienności w pionie [0 - 0.5], zakres zmienności w poziomie w próbkach [2-6]

Zaletą stosowania takiego sygnału jest stałość w stosunkowo długich okresach, co pozwala zarejestrować elementy przebiegów przejściowych oraz zmniejszyć zużycie się elementu wykonawczego, który rzadziej będzie zmieniał swój stan[5].

Rysunek 96 przedstawia strukturę aplikacji stworzonej w środowisku Labview do badań eksperymentalnych na stanowisku Rotor Kit.



Rys. 101 Struktura aplikacji do badań eksperymentalnych zbudowanej w środowisku *LabView*

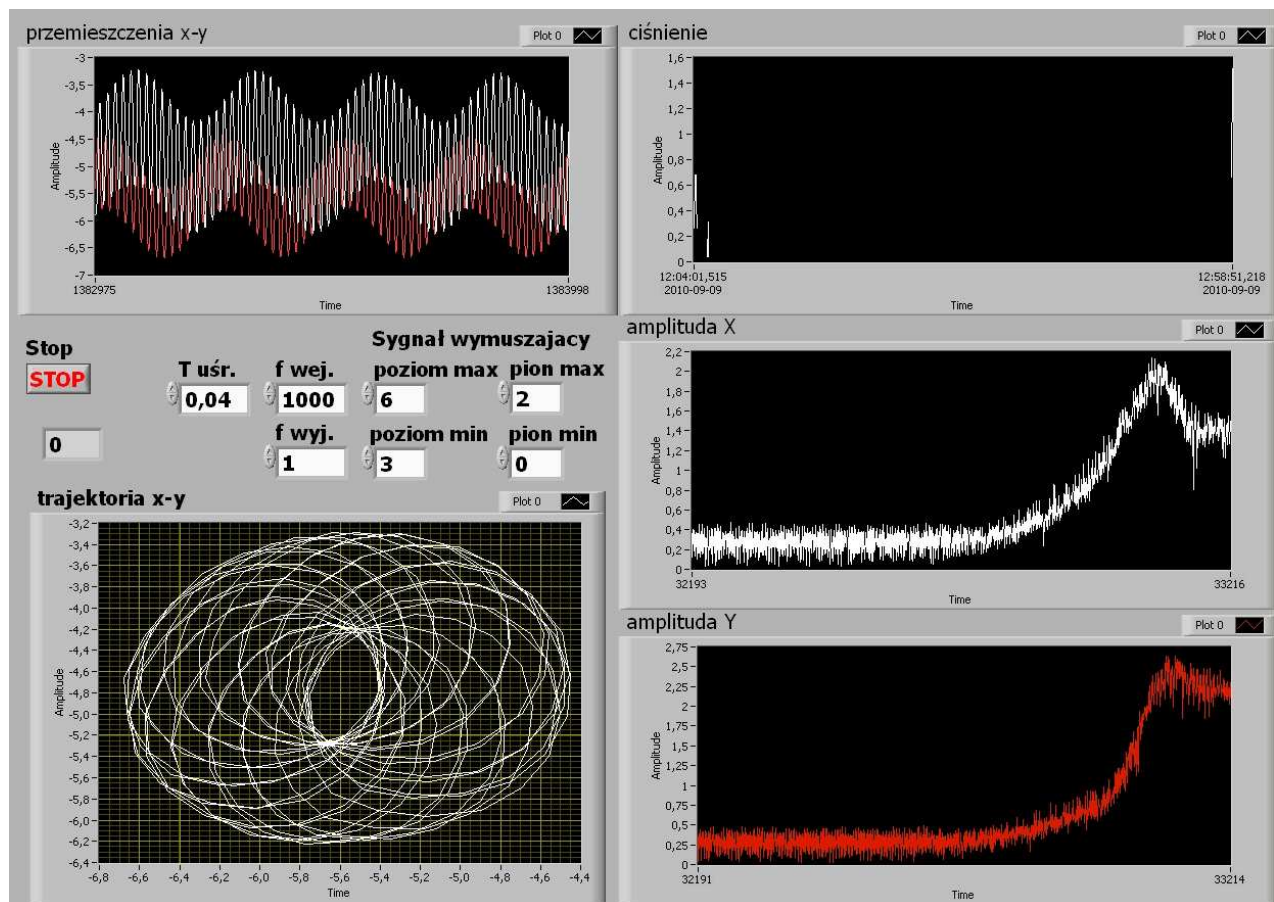
Przedstawiona na rysunku 96 struktura aplikacji zaimplementowanej w środowisku Labview składa się z kilku bloków funkcyjnych. Blok funkcyjny inicjalizacji odpowiada za ustawienie parametrów sterujących aplikacją, takich jak:

- częstotliwość próbkowania sygnału wejściowego,
- częstotliwość uaktualniania sygnału wyjściowego,
- okres uśredniania danych wejściowych,
- ilości kanałów wejściowych AI (*analog input*) i wyjściowych AO (*analog output*),
- zakresów pomiarowych wejść/wyjść analogowych,
- trybu pracy kanałów pomiarowych różnicowy RSE czy też NRSE
- trybu pracy zegarów taktujących odczytu i zapisu danych oraz wyzwalania zboczem,

Blok synchronizacji aplikacji odpowiada za synchronizację zegarów taktujących zapis i odczyt danych. Synchronizacja zapisu i odczytu jest wymagana do prawidłowej rejestracji dynamiki procesu. Za generację sygnału sterującego łożyskiem ciśnieniowym odpowiada blok zapisu danych. W bloku tym następuje generacja próbek sygnału sterującego a następnie

zapis ich do bufora wyjściowego karty pomiarowej. Odczyt danych z bufora wejściowego karty pomiarowej i ich przetwarzanie jest realizowany w bloku odczytu. W bloku wizualizacji i archiwizacji dane są wizualizowane w postaci przebiegów przemieszczenia, uśrednionej amplitudy przemieszczenia, trajektorii X-Y przemieszczenia wału i archiwizowane w plikach tekstowych.

Na rys. 97 przedstawiono panel aplikacji kontrolno pomiarowej do przeprowadzenia eksperymentów na stanowisku Bently Rotor Kit. Aplikacja składa się z czterech okien do wizualizacji danych pomiarowych. W oknach tych przedstawiane są przemieszczenia wirnika w osiach x, y , ciśnienie oleju w łożysku sterowanym ciśnieniowo, amplitudy przemieszczeń wirnika w osiach x, y oraz trajektoria wirnika ($x-y$). Zapis wymienionych wartości odbywa się automatycznie do pliku tekstowego.



Rys. 102 Widok panelu aplikacji kontrolno-pomiarowej zrealizowanej w środowisku programistycznym LabView 7.1

Częstotliwość próbkowania sygnału wejściowego ustawiana jest w okienku edycyjnym **f wej.**, natomiast, okres w jakim uśredniania jest amplituda sygnałów przemieszczenia w okienku edycyjnym **T uśr.**

Aplikacja umożliwia nastawianie parametrów sygnału wymuszającego, takich jak:

- częstotliwość sygnału w okienku edycyjnym, **f wyj.**,
- zakres wartości generowanego sygnału [**pion max, pion min**],
- zakres zmienności sygnału w poziomie [**poziom min, poziom max**]