

CHARAKTERYSTYKI WYBIEGOWE TURBOZESPOŁU WYRAŻONE KASKADOWYMI WYKRESAMI DRGAŃ W OBECNOŚCI DEFEKTU ROZOSIOWANIA ŁOŻYSK

Józef RYBCZYŃSKI

Instytut Maszyn Przepływowych im. R. Szewalskiego, Polska Akademia Nauk
80-952 Gdańsk, ul. Fiszer 14, tel.: (+48-58) 3460881 wew. 273, fax: (+48-58) 3416144
e-mail: ryb@imp.gda.pl

Streszczenie

W artykule przedstawiono wyniki analizy drganiowej stanów przejściowych turbozespołu dużej mocy z defektem w postaci rozosiowania łożysk. Symulowano maksymalne dopuszczalne przemieszczenie poszczególnych łożysk turbozespołu i prowadzono obliczenia stanu dynamicznego wirników i łożysk. Wyznaczono zakresy dopuszczalnych przemieszczeń łożysk turbozespołu ze względu na kryteria dopuszczalnego obciążenia i drgań łożysk. Wyniki przedstawiono w postaci kaskadowych wykresów drgań węzłów łożyskowych. Badania umożliwiają utworzenie systemu relacji diagnostycznych związanych z defektem rozosiowania łożysk. Stwierdzono, że niektóre przemieszczenia łożysk w stosunku do ich bazowego, projektowanego położenia, mogą skutkować przekroczeniem dopuszczalnych drgań łożysk podczas wybiegu maszyny. Określono newralgiczne miejsca i kierunki rozosiowania łożysk oraz scharakteryzowano skutki tych defektów.

Słowa kluczowe: diagnostyka techniczna, maszyna wirnikowa, łożysko ślizgowe.

RUNDOWN CHARACTERISTICS OF THE TURBINE SET IN THE PRESENCE OF BEARING'S DISLOCATION DEFECT EXPRESSED BY WATERFALL VIBRATION DIAGRAMS

Summary

The paper presents the results of the vibration analysis of the great power turbine set at transient conditions in the presence of bearing's dislocation defect. The maximum permissible dislocation of particular bearings was simulated in the turbine set numerical model and the dynamical state of rotors and bearings was computed. The ranges of permissible dislocation of bearings of the turbine set was determined in regard to criteria of bearings' allowable load and vibration. The results are presented as vibration waterfall diagrams of the bearing nodes. The investigations enabled creation of the system of diagnostic relations related to bearing displacement defects. There has been found that some bearing displacements in relation to their basic design location can result in exceeding of permissible vibration of the bearing nodes during machine's rundown. The neuralgic points and directions of bearing's displacements have been determined and the effects of the defects have been characterised.

Keywords: technical diagnostics, rotating machine, slider bearing.

1. WPROWADZENIE

Turbozespoły wielkiej mocy z reguły składają się z kilku wirników połączonych sprzęgłami i podpartymi w kilku łożyskach ślizgowych. Łożyska takiej maszyny muszą być ustawione względem siebie w taki sposób, aby poszczególne wały tworzyły linię łańcuchową. Przemieszczenie któregośkolwiek łożyska w stosunku do tego położenia bazowego zmienia warunki pracy łożysk, a przez to warunki pracy całej maszyny. Mogą być generowane drgania wirników i łożysk [1, 3-5, 8]. Zmianie ulegną zatem także charakterystyki wybiegowe maszyny. Z tego względu o istnieniu

w turbozespołe defektu rozosiowania łożysk informację mogą nieść także drgania łożysk.

Podczas procesu odstawiania maszyny cenna jest wiedza o tym, jakie drgania będą towarzyszyły procesowi wybiegu. Należy także zwrócić uwagę, że zestawienia związków między przemieszczeniami łożysk a stanem dynamicznym i kinetostatycznym maszyny, wyrażonym drganiami i obciążeniami łożysk, są w istocie zbiorami relacji diagnostycznych. Mogą zatem być włączone do bazy wiedzy diagnostycznej dla konkretnej maszyny [2, 3, 6].

Badania polegały na obliczeniach stanu dynamicznego i statycznego linii wirników

z symulowanym defektem rozosiowania łożysk za pomocą zestawu programów serii MESWIR. Wprowadzenie defektu do bazowego modelu maszyny polegało na przemieszczeniu poszczególnych łożysk o maksymalną dopuszczalną wielkość, obliczoną uprzednio ze względu na dwa kryteria jednocześnie: kryterium drganiowe i kryterium obciążenia łożysk.

Stan dynamiczny turbozespołu w procesie wybiegu został przedstawiony w formie zbioru wykresów kaskadowych drgań każdego z łożysk w każdym z możliwych stanów granicznych przemieszczeń łożysk a także w formie zbiorczych wykresów maksymalnej amplitudy drgań łożysk w funkcji prędkości obrotowej. Na podstawie wykresów kaskadowych i wykresów drgań maksymalnych przeprowadzono analizę związków między przemieszczeniem poszczególnych łożysk a charakterystykami wybiegowymi turbozespołu, opisanymi drganiami węzłów łożyskowych.

2. UWARUNKOWANIA BADAŃ I ZASTOSOWANA PROCEDURA

Celem badań była analiza stanu dynamicznego turbozespołu w obecności defektu rozosiowania łożysk w stanach nieustalonych. Przez stan nieustalony należy tu rozumieć rozruch lub wybieg maszyny. W rzeczywistości, ze względu na sposób działania głównego narzędzia do obliczeń, proces wybiegu lub rozbiegu jest scharakteryzowany zbiorem stanów statycznych generowanych z odpowiednim krokiem w zakresie zmian prędkości obrotowej maszyny. Jako defekt w badaniach przyjmowano wyznaczone w wyniku wcześniejszych prac maksymalne dopuszczalne przemieszczenia łożysk w czterech kierunkach: w prawo, w lewo, w górę i w dół, ze względu na łączne kryterium, dopuszczalnych obciążeń łożysk i dopuszczalnych drgań łożysk [7].

Obiektem badań był turbozespół wielkiej mocy 13K215 składający się z turbiny o mocy 200 MW i generatora. Jest to zespół czterokadłubowy, którego wirniki podparte są w siedmiu łożyskach ślizgowych. Cztery odcinki wałów połączone są trzema sprzęgłami. Newralicznymi elementami turbozespołu są dwie pary łożysk: nr 3 i 4 oraz nr 5 i 6. Łożyska obu tych par są położone blisko siebie i podparte są na wspólnym stojaku.

Obliczano odpowiedzi maszyny na maksymalne dopuszczalne przemieszczenia wszystkich siedmiu łożysk turbozespołu w czterech kierunkach, a więc na 28 elementarnych defektów. Symptomami każdego z defektów są drgania względne i drgania bezwzględne wszystkich siedmiu łożysk w kierunku poziomym i w kierunku pionowym, przedstawione na wykresach kaskadowych. Są to wykresy amplitud drgań w funkcji częstotliwości dla dyskretnych wartości prędkości obrotowej w zakresie od 1000 do 3000 obr/min z rozdzielczością 50 obr/min. Na podstawie wykresów kaskadowych wykonane zostały wykresy maksymalnej amplitudy drgań

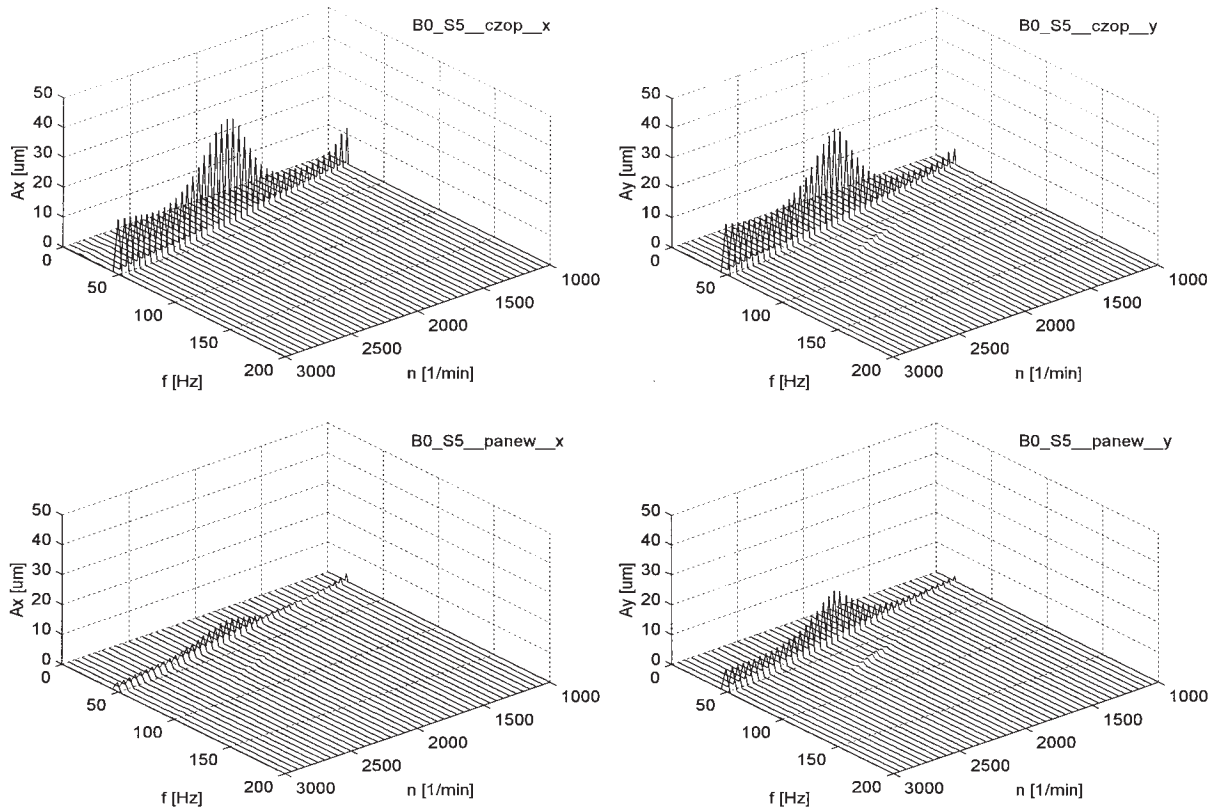
w funkcji chwilowej prędkości obrotowej. Nie zawierają one, co prawda, informacji o częstotliwości drgań maksymalnych, ale pozwalają ocenić wstępnie, czy drgania podczas wybiegu maszyny mieszczą się w normie.

Ze względu na to, że badania miały charakter porównawczy, konieczne było stworzenie przypadku odniesienia dla analizy wpływu defektu na charakterystyki wybiegowe maszyny. Model numeryczny przypadku bazowego został utworzony i dostrojony w oparciu o wyniki pomiarów systemu diagnostycznego DT200 zainstalowanego w jednej z elektrowni. Odpowiada mu praca turbozespołu w stanie ustalonym przy 3000 obr/min.

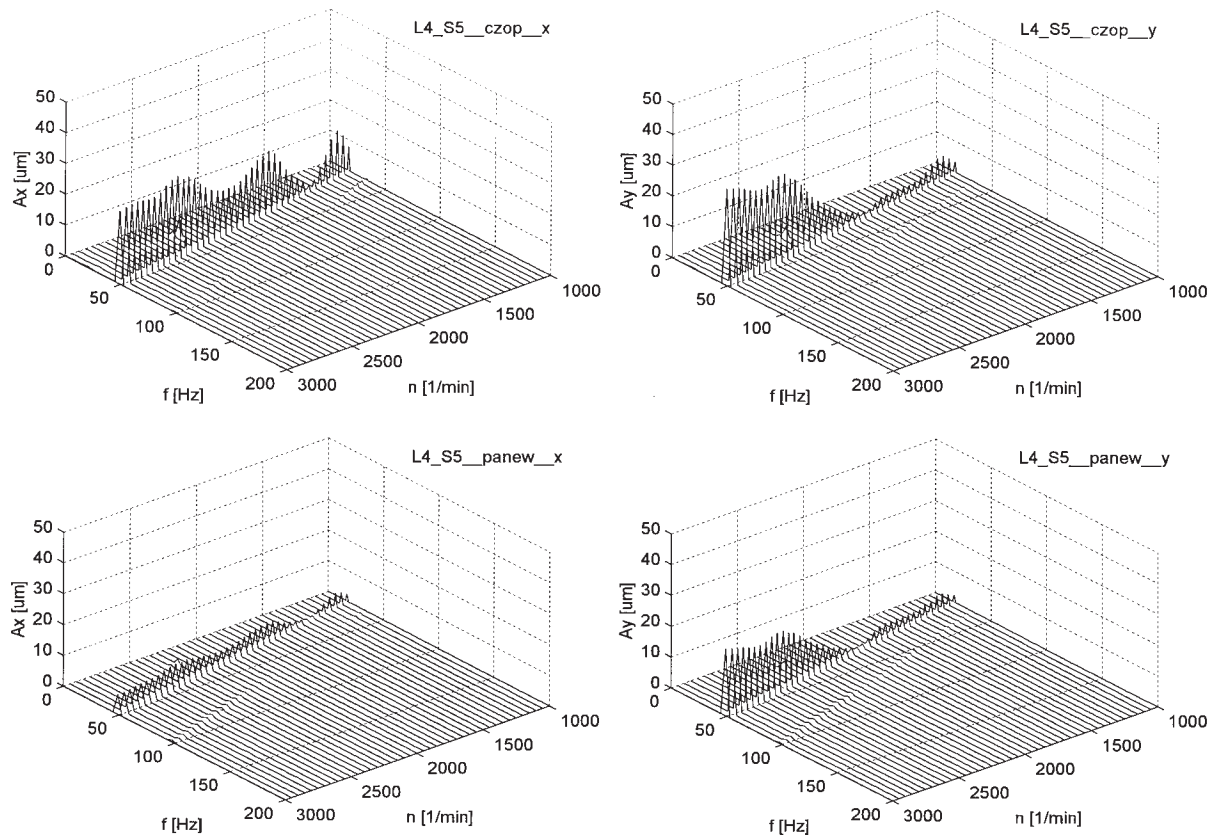
3. ANALIZA I INTERPRETACJA WYNIKÓW

Analizę wpływu maksymalnych dopuszczalnych przemieszczeń łożysk na obraz drgań turbozespołu podczas jego wybiegu przeprowadzono dla wszystkich przypadków przemieszczeń wszystkich siedmiu łożysk w czterech kierunkach: w prawo, w lewo, w górę i w dół. Praktyczne znaczenie taka analiza ma przede wszystkim w odniesieniu do przemieszczeń łożysk 3 – 6, gdyż zakresy ich dopuszczalnych przemieszczeń są niewielkie. Łożyska 1, 2, 7 są oddalone od siebie i od innych łożysk, są umieszczone w osobnych korpusach i podpierają wały stosunkowo długie i wiotkie. Wskutek tego zakresy dopuszczalnych przemieszczeń tych łożysk są na tyle duże, że w praktyce eksploatacyjnej jest prawie niemożliwe tak duże przemieszczenie się łożysk, ani termiczne, ani nawet awaryjne.

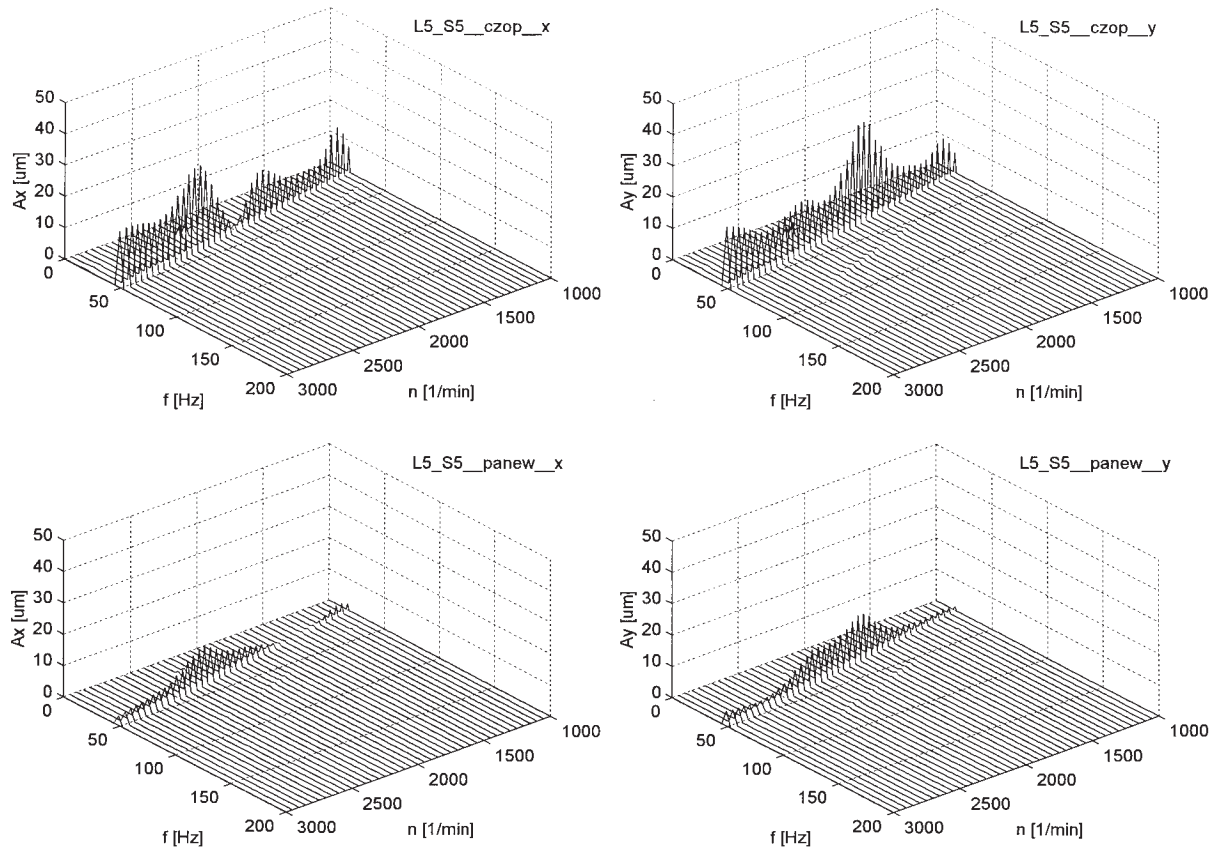
Dla każdego z 28 możliwych przypadków indywidualnych przemieszczeń łożysk wykonane zostały wykresy kaskadowe przedstawiające wybiegowy obraz drgań każdego z siedmiu łożysk. Podobne rysunki utworzono dla przypadku bazowego dla porównań. Ze zrozumiałych względów nie jest możliwe zamieszczenie wszystkich w niniejszym opracowaniu. Wyniki badań zilustrowano tylko wybranymi przykładowymi wykresami kaskadowymi i wykresami drgań maksymalnych. Rys. 1 przedstawia kaskadowe wykresy dla przypadku bazowego służące dla porównań. Na rys. 2 – 4 przedstawiono wykresy kaskadowe odnoszące się do drgań łożyska nr 5 wskutek przemieszczeń w lewo łożysk nr 4, 5, 7, odpowiednio. Każdy z tych rysunków zawiera cztery wykresy kaskadowe przedstawiające drgania względne czop – panew i drgania bezwzględne panwi w dwóch wzajemnie prostopadłych kierunkach. Na rys. 5 zamieszczono wykresy drgań maksymalnych dla przypadku bazowego dla wszystkich łożysk, a na rys. 6 – wykresy drgań maksymalnych łożyska 5 przy przemieszczeniu w lewo łożysk nr 4, 5, 7, odpowiadające odpowiednim wykresom kaskadowym z rys. 2 - 4.



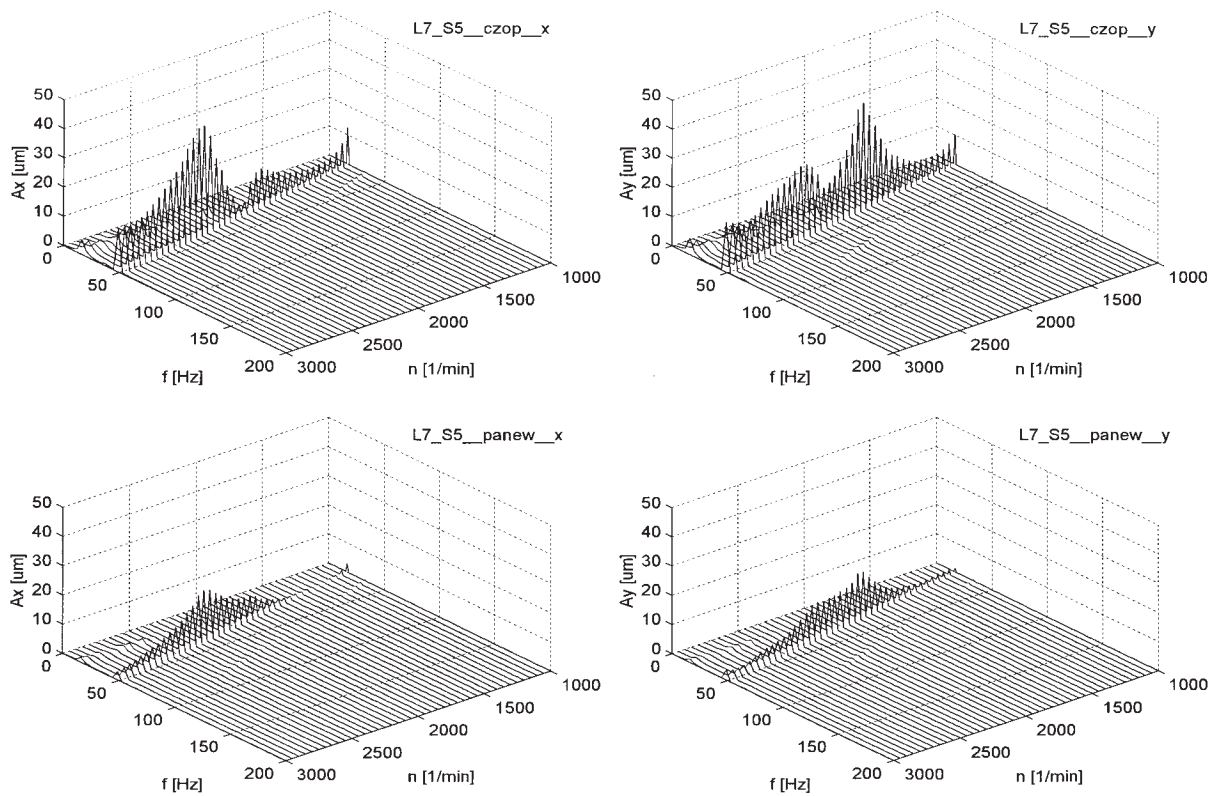
Rys 1. Wykresy kaskadowe drgań łożyska nr 5 w przypadku bazowym podczas wybiegu



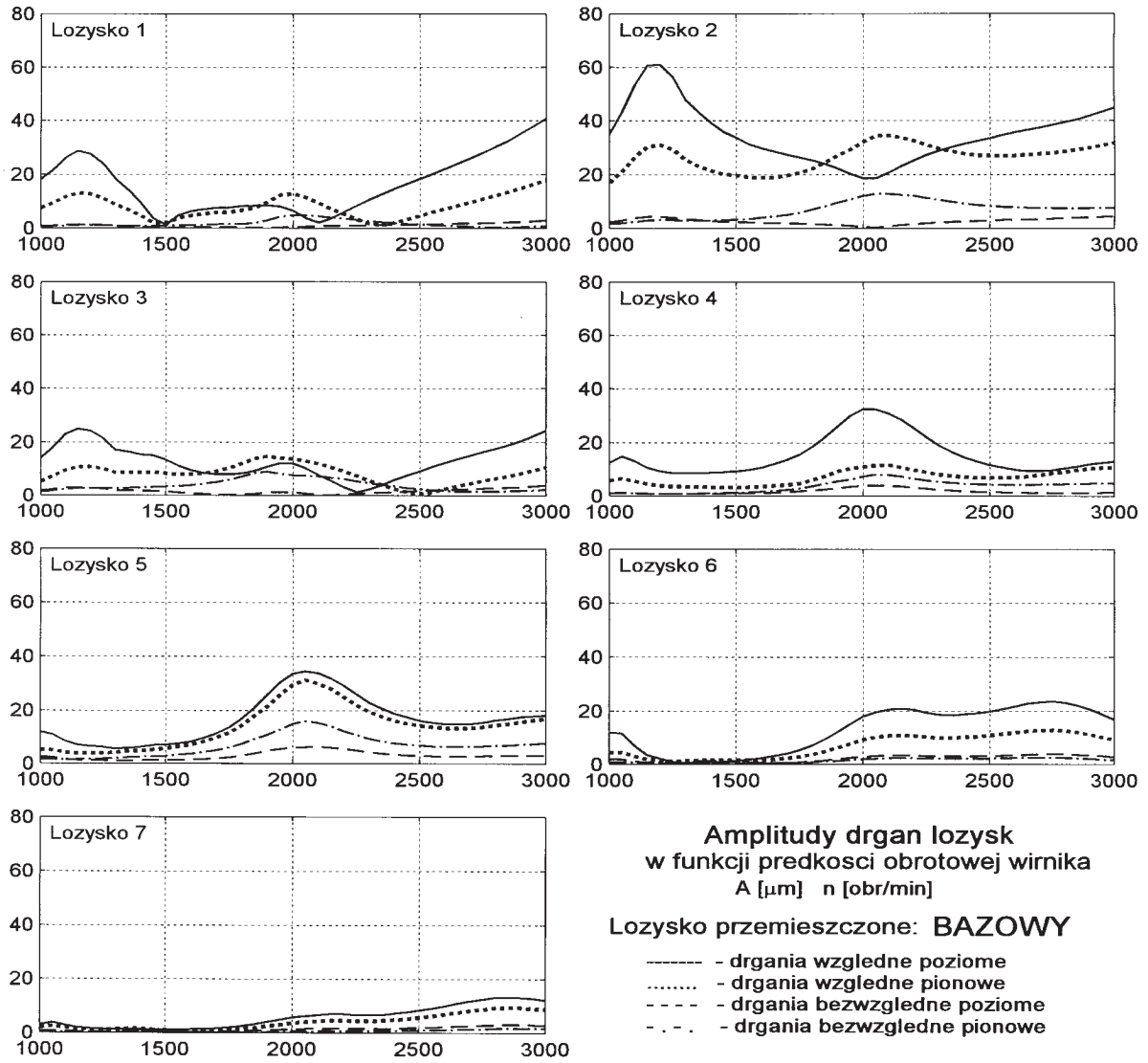
Rys. 2. Wykresy kaskadowe drgań łożyska nr 5 w obecności defektu przemieszczenia łożyska nr 4 w lewo o maksymalną dopuszczalną wielkość



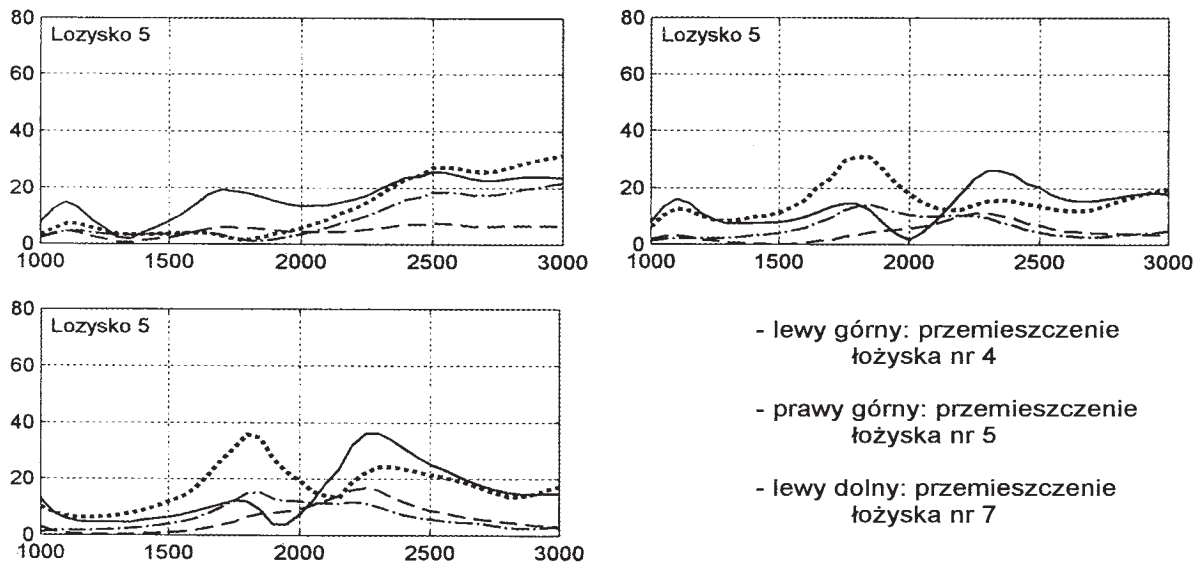
Rys. 3. Wykresy kaskadowe drgań łożyska nr 5 w obecności defektu przemieszczenia łożyska nr 5 w lewo o maksymalną dopuszczalną wielkość



Rys. 4. Wykresy kaskadowe drgań łożyska nr 5 w obecności defektu przemieszczenia łożyska nr 7 w lewo o maksymalną dopuszczalną wielkość



Rys. 5. Wykresy drgań maksymalnych łożysk turbozespołu w przypadku bazowym



Rys. 6. Maksymalne amplitudy drgań łożyska nr 5 w obecności defektu przemieszczeń łożysk nr 4, 5 i 7 o maksymalna dopuszczalna wielkość. Objasnienia do rysunku jak na rys. 5

Tab.1.

Zależności obrazu drgań łożysk turbozespołu od przemieszczeń łożysk jako zbiór relacji diagnostycznych zestawionych na podstawie kaskadowych wykresów drgań.

Drgania łożysk:	Przemieszczenia łożysk w kierunkach:	Wpływ przemieszczeń łożysk (wyszczególnionych w kol. 2) na obraz drgań łożysk wyszczególnionych w kolumnie 1
1	1 w prawo, 2 w lewo 1 w lewo, 2 w prawo 1 w dół, 2 w górę 1 w lewo, 2 w prawo 2 w górę 3 w lewo 3 w prawo	- wzrost drgań w zakresie $n=1300-2000$; silny rezonans przy $n=1700$; zanik rezonansów przy $n=1160$ i $n=2040$ - wzmacnia rezonans przy $n=2040$; zanik rezonansu przy $n=1160$; zanikają zupełnie drgania przy $n>2200$ - wzrost drgań względnych poziomych - stabilizuje drgania w całym zakresie prędkości obrotowych - silny rezonans $1/2X$ przy $n=2200$; rezonans $1X$ dla $n=1160$ - stabilizuje drgania w całym zakresie n - generuje drgania $2X$ w zakresie $n=1300-2600$
2	1 w górę 1 i 2 w poziomie 1 w prawo, 2 w lewo 1 w lewo, 2 w prawo 2 i 3 w pionie	- silne drgania względne poziome $1/2X$ w zakresie $n=2500-2800$; przekraczają dopuszczalne w zakresie $n=2300-2700$ - wygasza rezonanse przy $n=1160$; wzmacnia rezonanse w zakresie $n=1500-2000$; zmniejsza drgania przy $n>2400$ - generuje rezonans przy $n=1900$ - generuje rezonans przy $n=1700$ - zmniejsza drgania w całym zakresie prędkości
3	1, 2, 3 w poziomie 1 w prawo, 1 i 2 w lewo 2 w prawo, 3 w lewo 1 w dół, 2 w górę 1 w górę 4 w lewo i w górę	- wygasza drgania przy $n=1160$; wzmacnia rezonanse w zakresie $n=1500-2000$; zmniejsza drgania przy $n>2400$ - generuje rezonans przy $n=1700$ - wygasza drgania we wszystkich kierunkach - wzmacnia silnie rezonans przy $n=1160$ - generuje silne drgania względne poziome $1/2X$ w zakresie $n=2500-2800$ - powoduje wzrost drgań w okolicy $n=1400$
4	4 w poziomie 5 i 7 w prawo, 6 w lewo 2, 4, 6 w prawo, 3, 5, 7 w lewo 5 w lewo, 6 w prawo 5 w prawo	- likwiduje rezonans przy $n=2400$ - powoduje wzrost drgań przy $n>2500$ - obniża drgania oraz likwiduje rezonans przy $n=2000$ - wygasza rezonans przy $n=2040$; generuje rezonanse przy $n=1750$ i przy $n=2300$ - generuje silne drgania; przy $n>2700$ daje przekroczenie dopuszczalnych drgań względnych $1/3X$, $1/2X$, $2/3X$
5	5 i 7 prawo, 6 w lewo 5 i 7 lewo, 6 w prawo 5 w prawo 5 w lewo, 6 w prawo 6 w lewo, 7 w prawo 2 w prawo, 3 w lewo 3 w lewo 3 w dół 4 w prawo 4 w lewo	- wzrost drgań przy $n>2500$; likwiduje rezonans przy $n=2000$ - powoduje niewielkie obniżenie amplitudy drgań - przy $n>2700$ daje przekroczenie dopuszczalnych drgań względnych $1/3X$, $1/2X$, $2/3X$ - wygasza rezonans przy $n=2040$; generuje rezonanse przy $n=1750$ i $n=2300$ - wzrost drgań w zakresie $n>2500$; rezonans przy $n=2650$ - powoduje wygaszenie rezonansu dla $n=2040$ - generuje rezonans przy $n=1500$ - zwiększa drgania bezwzględne pionowe panwi przy $n=2040$ - zanik rezonansu przy $n=2040$ i pojawienie się rezonansu przy $n=1450$ dla drgań względnych poziomych i pionowych - generuje drgania względne i bezwzgl. przy $n=2300-3000$
6	4 i 5 w poziomie 5 w prawo 6 w lewo, 7 w prawo	- likwiduje rezonans dla $n=2200$ i dla $n=2800$; wzbudza drgania względne przy $n=2600$ - powoduje wzrost drgań względnych dla $n>2600$ i rezonans przy $n=2950$ z częstotliwościami $1/3X$ i $2/3X$ - zanik rezonansu przy $n=2200$ i wzmocnienie przy $n=2800$
7	4 w lewo 5 w prawo	- wzrost amplitudy drgań względnych przy $n=2800$ - drgania $1/2X$, $2/3X$, poziome i pionowe przy $n>2800$

Punktem wyjścia i odniesienia dla analizy jest przypadek bazowy, przedstawiony na rys. 1 i 5. Rozkład drgań synchronicznych wzdłuż osi prędkości obrotowej n na wykresach drgań maksymalnych można traktować jako superpozycję dwóch przebiegów:

- monotonicznego wzrostu amplitudy drgań wraz ze wzrostem prędkości obrotowej. Są to drgania wymuszone spowodowane siłami niewyważenia;
- krzywych rezonansowych z kilkoma lokalnymi maksimami, odpowiadającymi postaciom własnym poszczególnych elementów linii wirników. Są to drgania rezonansowe.

W przypadku bazowym występują niemal wyłącznie drgania o częstotliwości podstawowej. Wyższe harmoniczne i podharmoniczne drgań są pomijalnie małe.

Cały zakres prędkości obrotowej można podzielić zgrubnie na 3 obszary:

- obszar prędkości $n = 1000 - 1500$ obr/min z pikiem rezonansowym przy $n = 1160$ obr/min,
- obszar prędkości $n = 1500 - 2200$ obr/min z pikiem rezonansowym przy $n = 2040$ obr/min,
- obszar prędkości $n > 2200$ obr/min, w którym amplitudy drgań wzrastają monotonicznie.

Analiza wykresów kaskadowych wykonanych dla wybiegu lub rozbiegu turbosespołu z łożyskami przemieszczonymi oraz porównanie tych wykresów z analogicznymi wykresami dla przypadku bazowego pozwoliła na zestawienie związków przedstawionych w tab. 4. Tabela ta zawiera informacje, jaki jest wpływ przemieszczenia poszczególnych łożysk na stan dynamiczny maszyny wyrażony drganiami poszczególnych łożysk. Zestawienie to można traktować jako zbiór relacji diagnostycznych dla rozpatrywanego turbosespołu.

Najbardziej podatne na zmiany obrazu drgań wskutek przemieszczenia łożysk turbosespołu są łożyska nr 3 i nr 5. W łożyskach tych istnieje największe niebezpieczeństwo rozwoju drgań podczas startu lub wybiegu maszyny z przemieszczonymi łożyskami. Łożysko nr 7 jest odporne na przemieszczenia wszystkich łożysk z punktu widzenia rozwoju drgań. Jest charakterystyczne, że przemieszczenie jednego z łożysk zwykle powoduje największe zmiany obrazu drgań nie łożyska przemieszczanego, ale łożysk sąsiadujących.

W całym zakresie prędkości obrotowej wirnika, od prędkości znamionowej do zatrzymania, przekroczenie dopuszczalnych drgań łożysk ma miejsce tylko w pięciu przypadkach: przemieszczenia łożyska nr 1 w górę, łożyska nr 2 w górę, nr 4 w prawo, łożyska nr 5 w prawo, łożyska nr 6 w lewo. W każdym z łożysk, oprócz łożysk 3 i 7 ma miejsce przekroczenie drgań dopuszczalnych względnych czop - panew w jakimś zakresie prędkości obrotowej. W łożyskach 5 i 6 ma ono miejsce w zakresie wysokich prędkości obrotowych, w tym dla nominalnej prędkości obrotowej $n=3000$ obr/min. Tylko w tych dwóch przypadkach drgania

były kryterium, ze względu które obliczone zostały dopuszczalne przemieszczenia łożysk. W pozostałych przypadkach zanim spełnione zostało kryterium dopuszczalnych drgań łożysk, wcześniej przekroczone zostały dopuszczalne obciążenia łożysk, które limitowały ich maksymalne przemieszczenia. Oznacza to, że kryterium dopuszczalnych obciążeń łożysk okazało się silniejsze niż kryterium dopuszczalnych drgań.

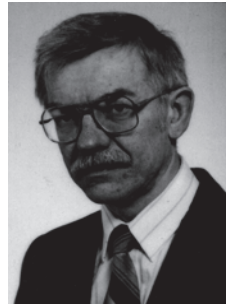
Wykresy kaskadowe pokazują, że w większości przypadków maksymalne amplitudy drgań mają częstotliwość podstawową, jednak czasem maksymalna amplituda jest związana z którąś z wyższych harmonicznych bądź z którąś z podharmonicznych. W zdecydowanej większości analizowanych przypadków praca łożysk jest stabilna. W widmie drgań dominuje pierwsza harmoniczna. W kilku zaledwie przypadkach praca łożysk jest silnie niestabilna. W tych przypadkach podharmoniczna $1/3X$ jest kilkakrotnie większa niż pierwsza harmoniczna. Może to być efekt zjawiska bicia olejowego łożysk lub rozwiniętej niestabilności wirnika. Podobny charakter prezentują także drgania panwi.

4. WNIOSKI

- Przemieszczenie łożysk turbosespołu w stosunku do konstrukcyjnej linii kinetostatycznej prowadzi do zmiany poziomu drgań względnych i bezwzględnych łożysk podczas wybiegu w sposób zależny od kierunku i wielkości przemieszczenia.
- Przy granicznych przemieszczeniach łożysk charakter i wielkość drgań przy wybiegu zależne są od tego, czy dopuszczalne przemieszczenia zostały wyznaczone ze względu na kryterium drganiowe, czy ze względu na kryterium obciążenia łożysk.
- Kaskadowe charakterystyki wybiegu wskazują, że w przypadku, gdy kryterium dopuszczalnej pracy turbosespołu są obciążenia łożysk, maksymalne drgania mają częstotliwość pierwszej harmonicznej, a łożyska pracują stabilnie, natomiast gdy kryterium dopuszczalnej pracy są drgania, dominują drgania o częstotliwościach podharmonicznych $1/3X$, $1/2X$, $2/3X$, a praca łożysk staje się niestabilna.
- Najbardziej newralgiczne ze względu na rozwój drgań podczas startu lub wybiegu maszyny z defektem rozosiowania łożysk są łożyska nr 3 i nr 5. Łożysko nr 7 jest odporne na przemieszczenia wszystkich łożysk.
- Uzyskane wyniki pozwalają na zestawienie zbioru relacji diagnostycznych pomocnych przy rozruchu lub wybiegu maszyny, mogących mieć zastosowanie w systemach diagnostycznych.

LITERATURA

- [1] Hamrock B., J.: Fundamentals of Fluid Film Lubrication, McGraw-Hill Inc, New York 1994.
- [2] Kicinski J., Drozdowski R., Materny P., "The non-linear analysis of the effect of support construction properties on the dynamic properties of multi support rotor systems", Journal of Sound and Vibration, 206(4), 1997. pp. 523-539.
- [3] Rao J., S: Vibratory Condition Monitoring of Machines, Narosa Publishing House, New Delhi, Chennai, Mumboi, Calcuta, London
- [4] Rybczyński J.: Optimization of Rotor Critical Speeds by Change of Features of Machine's Bearings, Proceedings of ASME Turbo Expo 2004, Power for Land, Sea, and Air, June 14–17, 2004, Vienna, Austria, No. GT2004-54291.
- [5] Rybczynski J.: Analysis of additional vibrations encountered during investigations of rotor dynamics, Transactions of the Institute of Fluid-flow Machinery, Vol. 108, 2001, p. 95
- [6] Rybczynski J.: Attempts of explanation of the reasons of vibrations of three-supported rotor recorded on the research rig for investigations of rotor dynamics, Proceedings, II International Congress of Technical Diagnostics, Warsaw, Sept. 19 - 22, Vol. 2 (2000), p. 219
- [7] Rybczyński J.: Analysis of Acceptable Nonalignment of Bearings of Large Power Turboset, Diagnostyka, Vol. 30/2 (2004), p. 97, Proc. of 3rd International Congress of Technical Diagnostics DIAGNOSTICS '2004, Poznan, Sept. 6 – 9, 2004.
- [8] Vance J., M.: Rotordynamics of Turbomachinery, A Wiley – Interscience Publications, New York, 1985.



Dr inż. Józef RYBCZYŃSKI

Absolwent Wydziału Budowy Maszyn Politechniki Gdańskiej, specjalności Maszyny Ciepłne Wirnikowe. Doktor nauk technicznych o specjalności mechanika, adiunkt w Instytucie Maszyn Przepływowych

PAN w Gdańsku w Ośrodku Mechaniki Maszyn.

Zakres pracy i zainteresowań zawodowych:

Dynamika wirników podpartych w łożyskach ślizgowych, diagnostyka maszyn, łożyska ślizgowe, badania eksperymentalne dynamiki wirników i fundamentów, techniki pomiarowe, programowanie numeryczne.