

ROZDZIAŁ 7

ROZOSIOWANIA LINII WIRNIKÓW

- PRZEMIESZCZENIA PODPÓR ŁOŻYSKOWYCH
- MAPY AKCEPTOWALNYCH PRZEMIESZCZEŃ ŚRODKÓW PANWI
- NIERÓWNOLEGŁOŚCI OSI PANWI W STOSUNKU DO OSI CZOPA („PRZEKOSZENIA” PANWI)

Przemieszczenia podpór łożyskowych spowodowane zmianami warunków pracy lub montażu oraz nierównoległości osi panwi do osi czopów są w praktyce eksploatacyjnej dużych obiektów energetycznych nie do uniknięcia. Badania, których celem jest ocena wrażliwości przyjętego obiektu na tego typu defekty są zatem niezmiernie ważne. Przedmiotem badań był turbospół 13K215 opisany wcześniej w rozdziale 3 i dostrojony do niego model przedstawiony jako przypadek bazowy/referencyjny w rozdziale 3.3.3. Przeprowadzona została dla tego przypadku seria obliczeń symulacyjnych, w których zamodelowane zostały defekty w postaci przemieszczeń poziomych i pionowych środków panwi. Wielkość tych przemieszczeń ograniczona została przyjętymi kryteriami przeciążeniowymi łożysk i drganiowymi. Powstały w ten sposób tzw. mapy akceptowalnych przemieszczeń panwi. Okazało się, że mapy te dla poszczególnych łożysk są silnie asymetryczne w płaszczyźnie pionowej, co wskazuje na wzajemne obciążanie się łożysk przy ich przemieszczeniach i tym samym na niezbyt optymalny kształt eksploatacyjnej linii wirników. Ponadto, przyjęte zgodnie z zaleceniami norm ISO kryterium drganiowe, nie zawsze może być miarodajnym kryterium oceny stanu dynamicznego obiektu. Wskazane zostały bowiem przypadki, kiedy mimo formalnego spełnienia tego kryterium układ pracował w warunkach umożliwiających rozwój wirów i bicia olejowego a nawet silnej niestabilności. Fakt ten może stanowić przyczynek do dyskusji o kryteriach oceny stanu dynamicznego dużych obiektów energetycznych.

Z kolei badania wpływu nierównoległości osi panwi do osi czopa czyli tzw. „przekoszenia” panwi ujawniły dość dużą odporność dynamiczną przyjętego układu na tego rodzaju defekt. Przekoszenie jednej z panwi powoduje na ogół zmniejszenie amplitudy drgań węzłów łożyskowych i słabo się przenosi na pozostałe łożyska, co jest oczywiście korzystne z punktu widzenia eksploatacji obiektu. Pozostaje tu jednakże kwestia niebezpieczeństwa zatarcia krawędziowego łożyska i nadmiernego wzrostu temperatury.

7.1 Uwagi wstępne. Obiekt badań

W niniejszym rozdziale zajmiemy się oceną wpływu rozosiowania linii wałów dużej maszyny energetycznej na jej stan dynamiczny. Pod pojęciem „rozosiowania” rozumieć tu będziemy przemieszczenia montażowe i eksploatacyjne podpór łożyskowych w stosunku do linii geodezyjnej obiektu, a także nierównoległości osi panwi w stosunku do osi czopów łożyskowych (tzw. „przekoszenia” panwi). Tego typu rozosiowania występują bardzo często w praktyce, zwłaszcza w przypadku maszyn wielopodporowych.

Przyjmijmy do badań dużą maszynę energetyczną opisaną już w rozdziale 3 (rys. 3.3 i rys. 3.4). Jest to turbosespół 13K215 o mocy 200 MW. Podstawowe dane geometryczne tej maszyny przedstawione zostały w rozdziale 3.3.2.1. Przyjmijmy też, że mamy do czynienia z przypadkiem referencyjnym (bazowym) przedstawionym w rozdziale 3.3.3. Oznacza to, że model obiektu został dostrojony do wzorcowych danych eksploatacyjnych pomierzonych na obiekcie rzeczywistym. Wynik tego dostrojenia przedstawiają rys. 3.53 i rys. 3.54.

Podobnie jak w przypadku oceny wpływu pęknięć wału (rozdział 6) warto, przed przystąpieniem do właściwych badań związanych z wpływem rozosiowań, przytoczyć raz jeszcze wyniki obliczeń uwidaczniające skalę i wzajemne proporcje deformacji kinetostatycznych, grawitacyjnych i dynamicznych tak dużego obiektu. Wyniki te przedstawione zostały w rozdziale 6 na rys. 6.21 do rys. 6.25. Jak widać z rys. 6.21 różnica w przemieszczeniach podpór łożyskowych pomiędzy łożyskiem nr 2 i 7 wynosi ok. 18,5 mm (pomierzona eksperymentalnie wielkość przemieszczeń termicznych i montażowych, czyli eksploatacyjnych dla konkretnego obiektu i określonych warunków pracy). Odształcenia grawitacyjne linii wirników są w tej skali prawie niewidoczne. Rysunek 6.22 przedstawia z kolei same ugięcia grawitacyjne (kinetostatyczne) linii wirników z pominięciem przemieszczeń podpór (sprowadzone one zostały do wartości zerowej, czyli do położenia linii geodezyjnej). Najbardziej odształca się generator (o wartość równą ok. 0.5 mm). Na rys. 6.23 zestawiono w tej samej skali trajektorie przemieszczeń dynamicznych wywołane siłami zewnętrznymi właściwymi dla przypadku referencyjnego (bazowego – rozdział 3.3.3) z odształceniami grawitacyjnymi linii wirników. Rysunek ten uwidacznia, że dla przypadku normalnej pracy układu przemieszczenia dynamiczne są zdecydowanie mniejsze od kinetostatycznych (grawitacyjnych), nie mówiąc już o przemieszczeniach podpór. Aby wyraźniej pokazać trajektorie przemieszczeń dynamicznych z rys. 6.23 zostały one 300-krotnie powiększone w stosunku do skali przemieszczeń kinetostatycznych wirnika. Efekt takiego zabiegu przedstawia rys. 6.25 (powtórzenie rys. 3.56).

Opracowany model teoretyczny zakłada również możliwość analizy układu z elementami rozosiowanymi, w postaci np. uskoków osiowych czy przechyleń kątowych na sprzęgłach linii wirników (rozdział 2). Zakładając jednak realne wielkości tego typu rozosiowań, po serii obliczeń wstępnych, okazało się, że ich wpływ na pracę tak dużego obiektu energetycznego jest niewielki. W dalszych rozważaniach zajmiemy się zatem wyłącznie rozosiowaniami rozumianymi jako przemieszczenia poziome i pionowe podpór i panwi łożyskowych w stosunku do linii geodezyjnej

wirnika oraz rozosiowaniami rozumianymi jako nierównoległości osi panwi do osi czopów.

System MESWIR stwarza możliwość modelowania tak rozumianych rozosiowań. Możliwa bowiem jest następująca procedura: dla zadanych wartości AMONT (w kierunku poziomym x) i BMONT (w kierunku pionowym y) w modułach łożyskowych programów serii KINWIR obliczamy kinetostatyczne reakcje w miejscach podparć wirnika i kształt rozosiowanej linii wirników. Tak wyznaczone wartości wprowadzamy następnie do programów serii NLDW lub DYNWIR, celem realizacji obliczeń dynamicznych. W efekcie kształt linii wirników w określonej chwili t jest sumą deformacji kinetostatycznych (niezależnych od czasu) i deformacji dynamicznych (zależnych od czasu i reakcji kinetostatycznych w podporach).

Z kolei modelowanie rozosiowań typu „przekoszenia” panwi umożliwiają moduły łożyskowe programu KINWIR (patrz rozdział 2 i 3).

Szczegółowy opis wszystkich parametrów umożliwiających realizację opisanej wyżej procedury modelowania rozosiowań (w odniesieniu do programów KINWIR i DYNWIR) zamieszczony został na dołączonym do niniejszej monografii dysku CD oraz częściowo w rozdziale 3.5.

Przedstawimy w tym rozdziale wybrane fragmenty badań przedstawione w obszernej monografii [7.1] oraz w pracach [7.2], [7.3]-[7.5], [7.6]-[7.8]. Pełny materiał źródłowy oraz pliki umożliwiające samodzielną budowę relacji diagnostycznych opartych na omawianych tu defektach i dotyczących turbozespołu 13K215 znajduje Czytelnik na stronie internetowej www.pbz-k015.imp.gda.pl.

7.2 Przemieszczenia podpór łożyskowych

Przedstawiony na rys. 6.21 kształt linii wirników łączący środki podpór łożyskowych odnosi się do konkretnego obiektu i określonych, nominalnych warunków pracy. Turbozespół 13K215 stanowi zespół czterokadłubowy, którego wirniki podparte są w siedmiu łożyskach ślizgowych – rys. 7.1. Cztery odcinki wałów połączone są trzema sprzęgłami. Zwraca uwagę rozmieszczenie dwóch par łożysk: łożysk nr 3 i nr 4 między częściami SP i NP turbiny oraz łożysk nr 5 i nr 6 między kadłubem NP turbiny i generatorem. Dwa łożyska każdej z tych par są położone blisko siebie, umieszczone w jednym korpusie i podparte na wspólnym stojaku, co będzie miało znaczenie dla interpretacji rezultatów badań. Pozostałe łożyska, nr 1, 2 i 7 są oddalone od siebie i innych łożysk i podparte w indywidualnych stojakach.

Przy zmianach obciążenia turbiny lub też po dłuższych przerwach w pracy, zmieniają się też obciążenia cieplne i tym samym dylatacje sprężyste i termiczne całej konstrukcji podpierającej. Oznacza to, że eksploatacyjne przemieszczenia podpór są w praktyce nie do uniknięcia. Pozostaje teraz pytanie, jak duże przemieszczenia są do zaakceptowania z punktu widzenia dynamiki obiektu i przeciążenia łożysk.

Najogólniejszym kryterium służącym do kwalifikacji stanu całego turbozespołu jako dopuszczalnego (patrz rozdział 4) jest jednoczesne spełnienie następujących warunków (dla wszystkich siedmiu łożysk turbozespołu):

- dopuszczalne drgania względne czop – panew określone przez amplitudy przemieszczeń p-p w kierunkach odchylonych o 45 stopni od pionu:
 $s < s_{xgr} = s_{ygr} = 165\mu\text{m};$
- dopuszczalne drgania bezwzględne łożysk określone przez prędkości drgań (średnie kwadratowe w kierunku poziomym i pionowym):
 $v_{RMS} < v_{RMSxgr} = v_{RMSygr} = 7,5 \text{ mm/s};$
- dopuszczalne obciążenia łożysk wyrażone przez średnie ciśnienia na powierzchni panwi:
 $p < p_{dop} = 2 \text{ MPa}.$

Drganiove wartości graniczne przyjęto na podstawie norm ISO: dla przemieszczeń drgań względnych według ISO 7919-2, a dla prędkości drgań bezwzględnych RMS – według ISO 10816-2. Wartości te odpowiadają stanowi ostrzegawczemu pracy maszyny. Ciśnienia graniczne na powierzchni panwi przyjęto wzorując się na stosowanych w przemyśle turbinowym wielkościach obliczeniowych przy konstrukcji dużych łożysk ślizgowych.

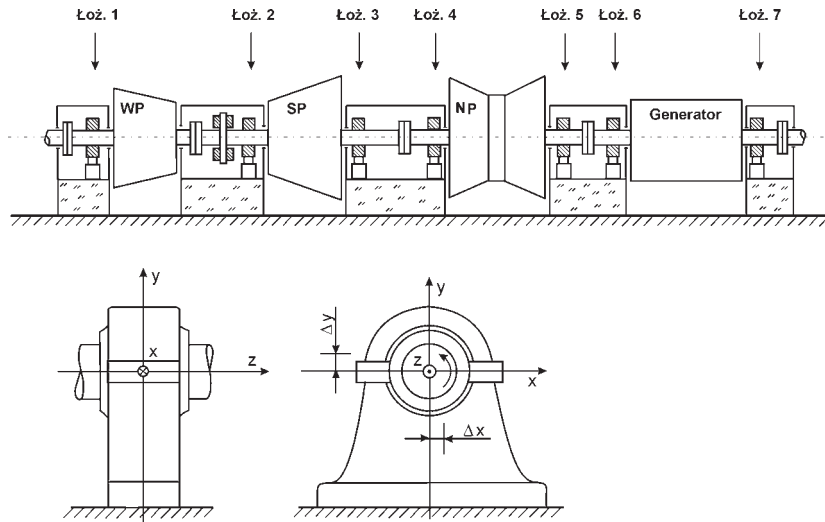
W dalszych rozważaniach zastosujemy algorytm obliczeniowy dający w wyniku obszary akceptowalnych przesunięć łożysk ze względu na dwa kryteria:

- kryterium dopuszczalnych drgań względnych i bezwzględnych łożysk (kryterium drganiowe), które oznaczymy jako D_u, D_v (dla składowych u, v – rys. 7.1);
- kryterium dopuszczalnych obciążeń łożysk (kryterium przeciążeniowe); które oznaczymy jako Q_x, Q_y (dla składowych x, y – rys. 7.1).

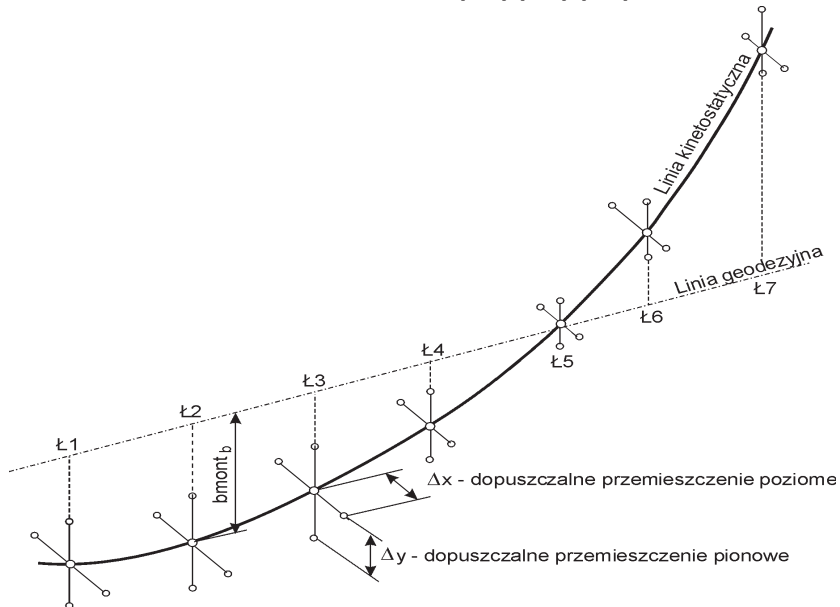
Dla tak sprecyzowanych kryteriów drganiowych D i przeciążeniowych Q możemy teraz przeprowadzić badania wrażliwości przyjętego obiektu na maksymalne (ale jeszcze dopuszczalne) przemieszczenia poziome i pionowe panwi łożyskowych (i tym samym podpór), tak jak to ilustruje rys. 7.2. Graniczne wielkości tych przemieszczeń $\Delta x, \Delta y$ w stosunku do bazowej/referencyjnej linii przedstawionej na rys. 6.21, tworzyć będą charakterystyczne wykresy w formie tzw. „latawców”, które określimy też mianem „map akceptowalnych przemieszczeń”. Przy budowie tego rodzaju map przyjęta została dość oczywista zasada, że o maksymalnych wartościach przemieszczeń $\Delta x, \Delta y$ dla konkretnego łożyska decydują przyjęte kryteria przeciążeniowe Q i drganiowe D zarówno w łożysku badanym jak i w łożyskach sąsiednich. Przyjęte kryteria obowiązują bowiem dla wszystkich węzłów łożyskowych przyjętego obiektu. Rysunek 7.2 uwidacznia, że ilość możliwych wzajemnych kombinacji przemieszczeń panwi łożyskowych jest bardzo duża. W najprostszym wariancie, który przyjmujemy do dalszej analizy, przemieszczamy w kierunku poziomym i pionowym kolejno tylko jedno łożysko, a wszystkie pozostałe zajmują pozycję bazową, czyli taką jak na rys. 6.21.

7.2.1 Mapy akceptowalnych przemieszczeń łożysk

Zakresy dopuszczalnych przemieszczeń łożysk, z uwagi na przyjęte kryteria, zostały przedstawione na rys. 7.3-7.5 w postaci tzw. map dopuszczalnych przemiesz-



Rys. 7.1. Schemat rozmieszczenia łożysk turbozespołu 13K215 i ich orientacja w przyjętym układzie współrzędnych [7.1],[7.3]-[7.5]



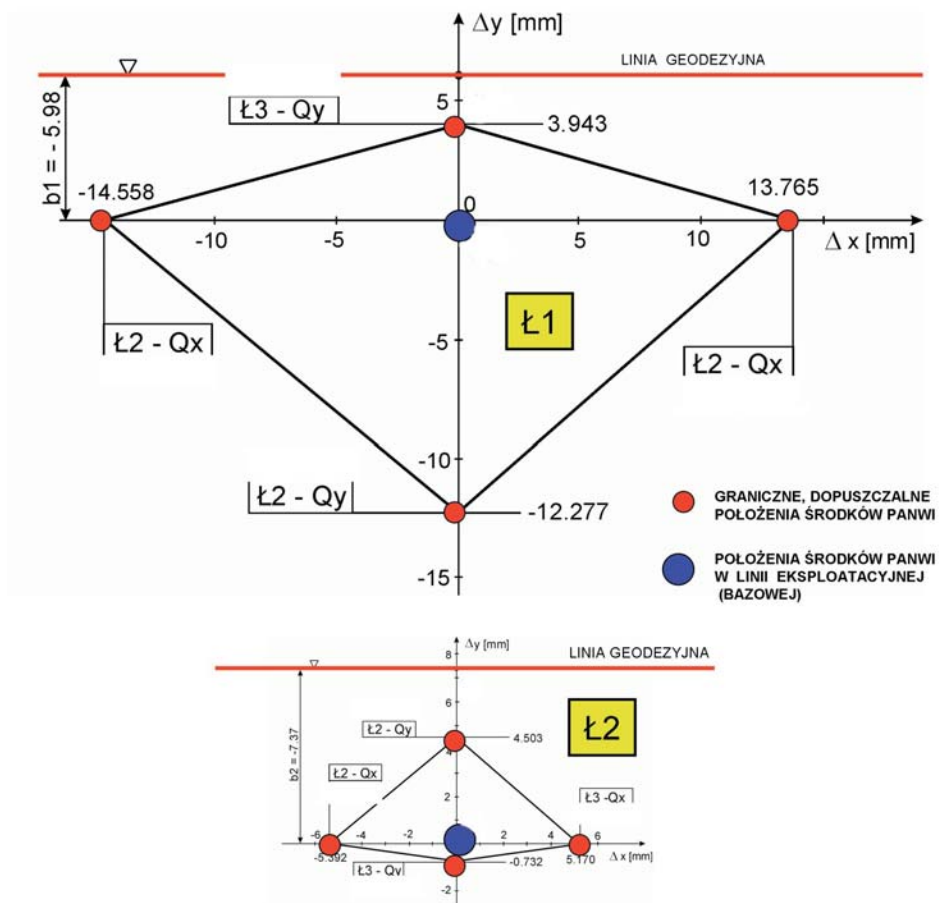
Rys. 7.2. Schemat eksploatacyjnej linii wałów oraz idea przemieszczeń łożysk turbozespołu w stosunku do linii geodezyjnej zerowej [7.1],[7.3]-[7.5]

czeń łożysk. Na osiach współrzędnych wyznaczających kierunki przemieszczeń zaznaczono punkty odpowiadające maksymalnym dopuszczalnym przemieszczeniom łożysk w czterech kierunkach oraz wartości maksymalnych przemieszczeń. Przy każdym z punktów, w ramach podano numer łożyska (np. L_4), w którym zostały przekroczone graniczne wartości drgań (D) lub obciążeń (Q) i kierunki drgań lub obciążeń (x, y, u lub v). Należy zauważyć, że przekroczenie wartości dopuszczalnych niekoniecznie następuje w łożysku przemieszczanym. Punkty skrajne na czterech osiach połączono liniami w celu uplastycznienia wykresów. Powstałe w ten sposób obszary, przypominające „latawce” nie zamykają rzeczywistych dopuszczalnych przemieszczeń łożysk. Możliwe są bowiem jednoczesne przemieszczenia łożysk w obu kierunkach: w poziomie i w pionie, czyli kombinacja tych przemieszczeń w dwóch kierunkach. Można się spodziewać, że tak rozumiany obszar dopuszczalnych przemieszczeń jest zbliżony do elipsy przechodzącej przez cztery punkty graniczne położone na osiach. Należy jednak przypuszczać, że określony czterema liniami prostymi obszar jest minimalnym obszarem dopuszczalnych jednoczesnych przemieszczeń łożyska w dwóch kierunkach.

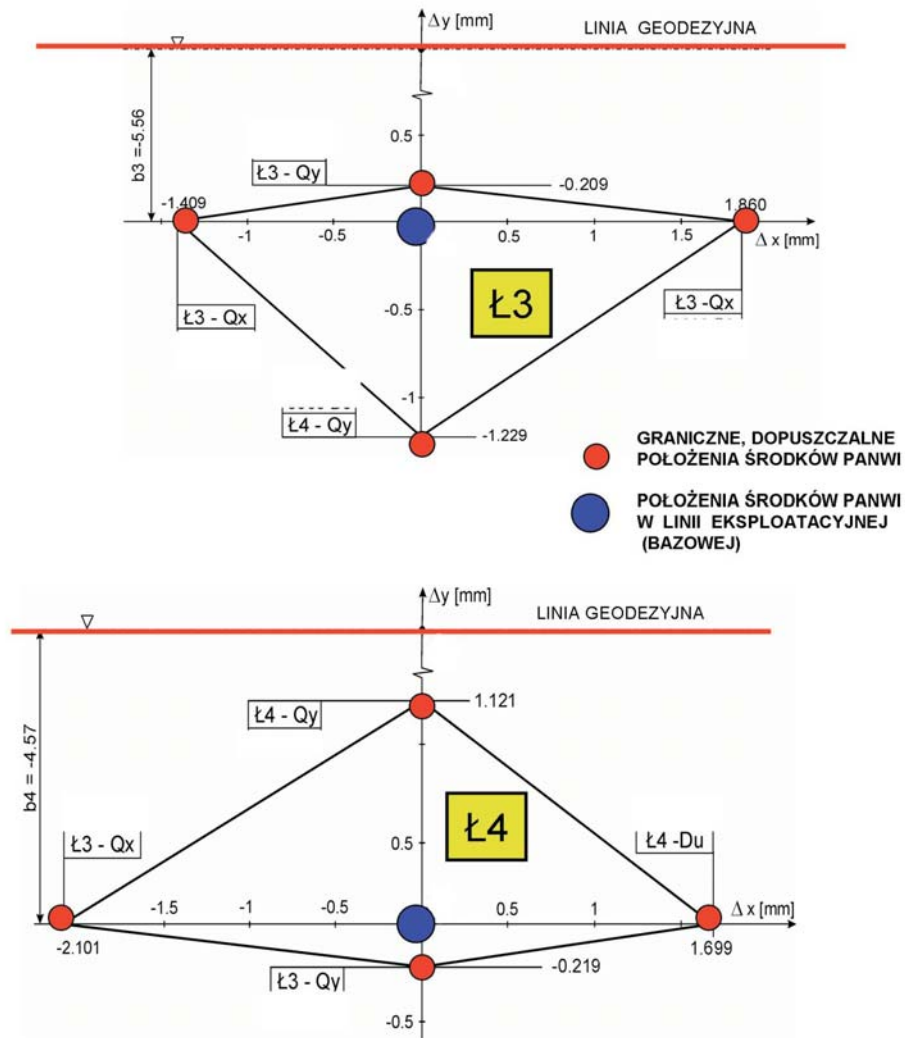
Z rys. 7.3-7.5 wynika, że zakresy poziomych przemieszczeń łożysk są prawie symetryczne względem położenia bazowego dla wszystkich łożysk. Symetria ta jest niemal zupełna w przypadku łożysk nr 1 i 2. Oczywiście zakres przemieszczeń dopuszczalnych łożyska nr 1 jest znacznie większy niż pozostałych łożysk, co wydaje się być zrozumiałe z uwagi na jego położenie (swobodny koniec maszyny – rys. 7.1). Warto zauważyć, że w przypadku przesunięcia poziomego (w prawo) łożyska nr 4 i nr 5 zadziałało kryterium drganiowe D – rys. 7.4, 7.5.

Inaczej przedstawia się sytuacja w przypadku przemieszczeń pionowych. Charakteryzują się one tym, że obszary przemieszczeń dopuszczalnych w ramach tego samego łożyska są silnie niesymetryczne względem położenia bazowego. Przemieszczenia w jedną stronę są od 2 do 6 razy większe niż w stronę przeciwną. Oznacza to, że łożyska te wzajemnie się obciążają. W każdym przypadku pionowych przemieszczeń łożysk granicę przemieszczeń wyznaczają dopuszczalne obciążenia łożysk, czyli kryterium przeciążeniowe Q , chociaż ulokowane niekoniecznie w łożysku badanym.

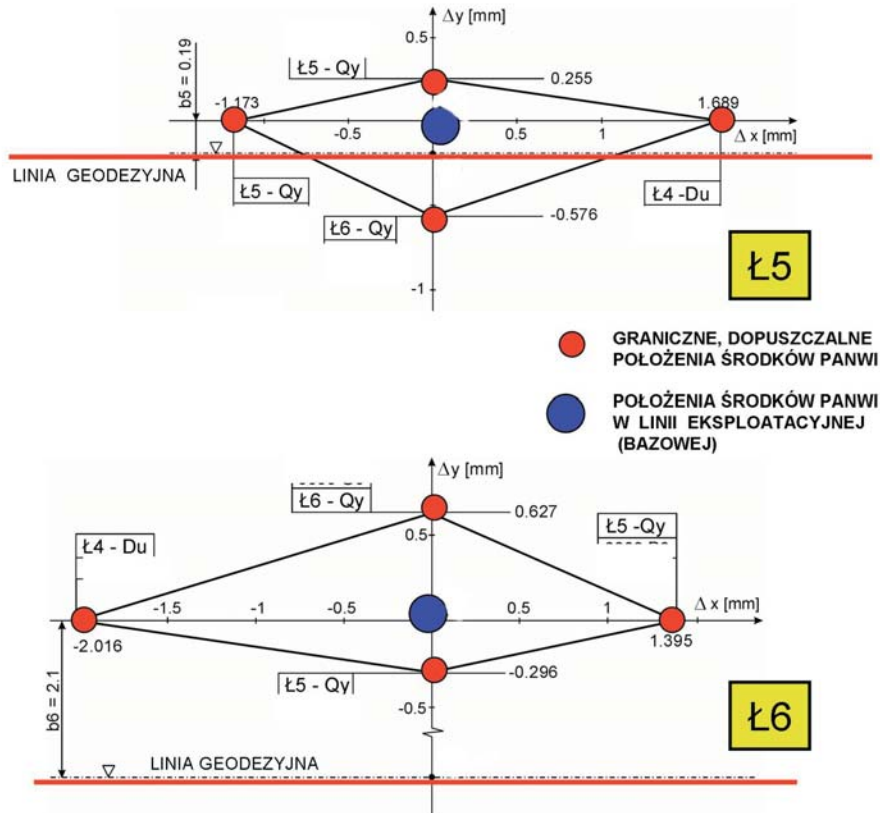
Fakt wzajemnego obciążania się łożysk świadczy o niezbyt korzystnym ich położeniu na eksploatacyjnej linii bazowej. Można bowiem wyobrazić sobie sytuację, w której drogą odpowiedniego montażu linii łańcuchowej i odpowiednich przewidywań co do dylatacji termicznych, przemieszczenia eksploatacyjne podpór zostaną tak dobrane, że efekt wzajemnego obciążania łożysk zostanie zminimalizowany. Przedstawiony wyżej algorytm obliczeń może być bardzo użyteczny przy tego rodzaju pracach optymalizacyjnych. Można go bowiem zaproponować jako metodę korekty linii wirnika w celu optymalizacji wstępnie wyznaczonej teoretycznej linii eksploatacyjnej. Symetryzacja akceptowalnych obszarów przemieszczeń łożysk zwiększyłaby odporność maszyny na eksploatacyjne bądź awaryjne zmiany położenia łożysk maszyn wielopodporowych.



Rys. 7.3. Mapy dopuszczalnych przemieszczeń środków panwi łożysk L1 i L2 turbospołu 13K215 z uwagi na przyjęte kryteria przeciążeniowe Q i drganiowe D [7.1],[7.3]-[7.5]



Rys. 7.4. Mapy dopuszczalnych przemieszczeń środków panwi łożysk Ł3 i Ł4 turbospołu 13K215 z uwagi na przyjęte kryteria przeciążeniowe Q i drganiowe D [7.1],[7.3]-[7.5]



Rys. 7.5. Mapy dopuszczalnych przemieszczeń środków panwi łożysk Ł5 i Ł6 turbospołu 13K215 z uwagi na przyjęte kryteria przeciążeniowe Q i drganiowe D [7.1],[7.3]-[7.5]

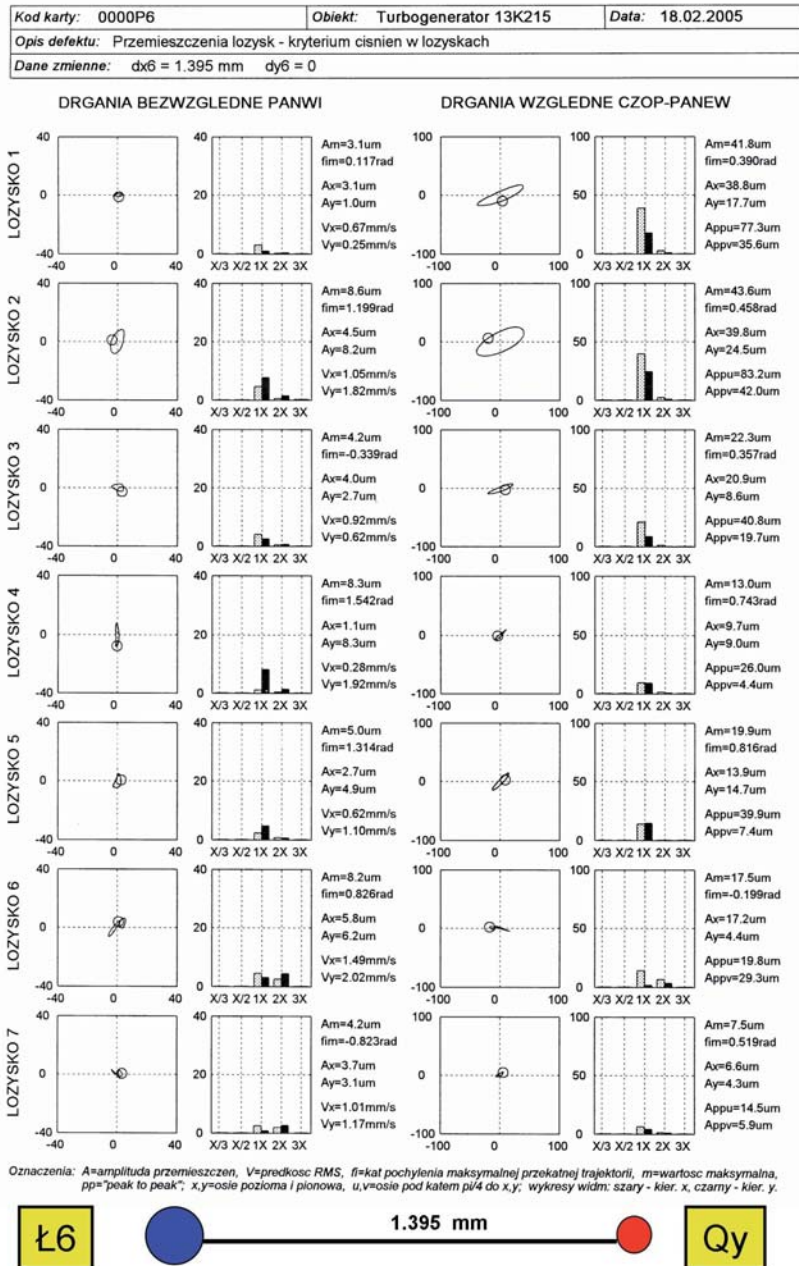
7.2.2 Karty diagnostyczne

Przedstawione na rys. 7.3-7.5 mapy dopuszczalnych przemieszczeń środków panwi nie dostarczają pełnych informacji o stanie dynamicznym obiektu. Może bowiem zdarzyć się tak, że mimo formalnego spełnienia uprzednio zdefiniowanych kryteriów: przeciążeniowego Q i drganiowego D , układ pracuje w warunkach niestabilnych, np. w warunkach, w których rozpoczął się proces rozwoju wirów i bicia olejowego a nawet niestabilności całego systemu. Z tego punktu widzenia istotna staje się dyskusja kryterium drganiowego. Jak wynika z przedstawionych map tylko przemieszczenia poziome (w prawo) są w stanie spowodować zadziałanie kryterium drganiowego. Dla przemieszczeń pionowych zdecydowanie ostrzejszym okazało się kryterium przeciążeniowe Q . Przedstawimy zatem wybrane karty diagnostyczne tylko dla przemieszczeń poziomych. Wyniki obliczeń przedstawione zostały na rys. 7.6-7.8. Bazowa/referencyjna karta diagnostyczna, ułatwiająca ewentualne porównania, przedstawiona została w rozdziale 3.3.3 na rys. 3.54 (w analizie przemieszczeń zaszła konieczność doboru innej skali).

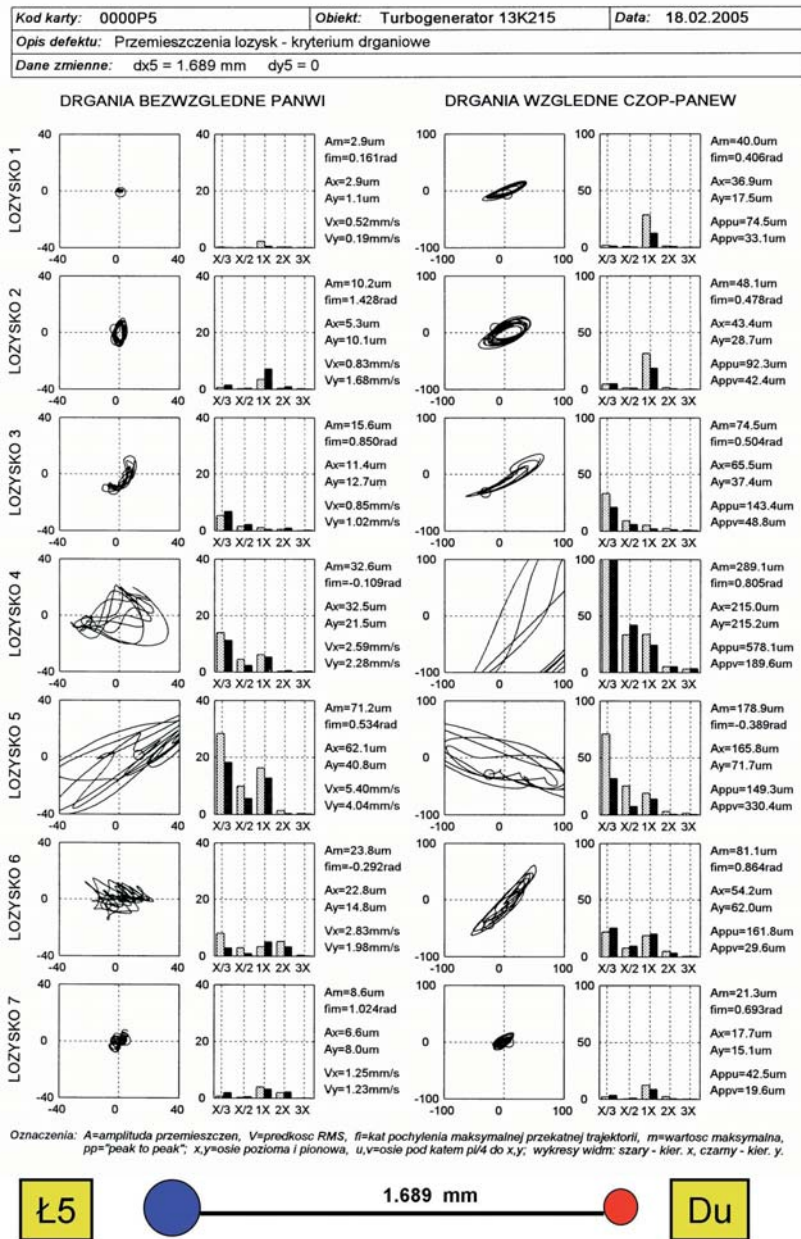
Jak wynika z tych rysunków przesunięcie łożyska nr 6 w prawo (rys. 7.6) i łożyska nr 3 w lewo (rys. 7.8) stabilizuje sytuację. Widma drgań są czyste, bez składowych subharmonicznych świadczących o niestabilności układu.

Zupełnie inną sytuację przedstawia rys. 7.7. Przesunięcie łożyska nr 5 poziomo w prawo o wielkość dopuszczalną z punktu widzenia kryterium drganiowego D wywołało silną niestabilność całego układu. Składowe subharmoniczne w widmie drgań dla łożysk nr 4 i 5 stały się dominujące. Przykład zamieszczony na rys. 7.7 pokazuje, że w niektórych przypadkach przyjęte kryterium drganiowe w formie dopuszczalnych amplitud czy prędkości drgań może być niewystarczające.

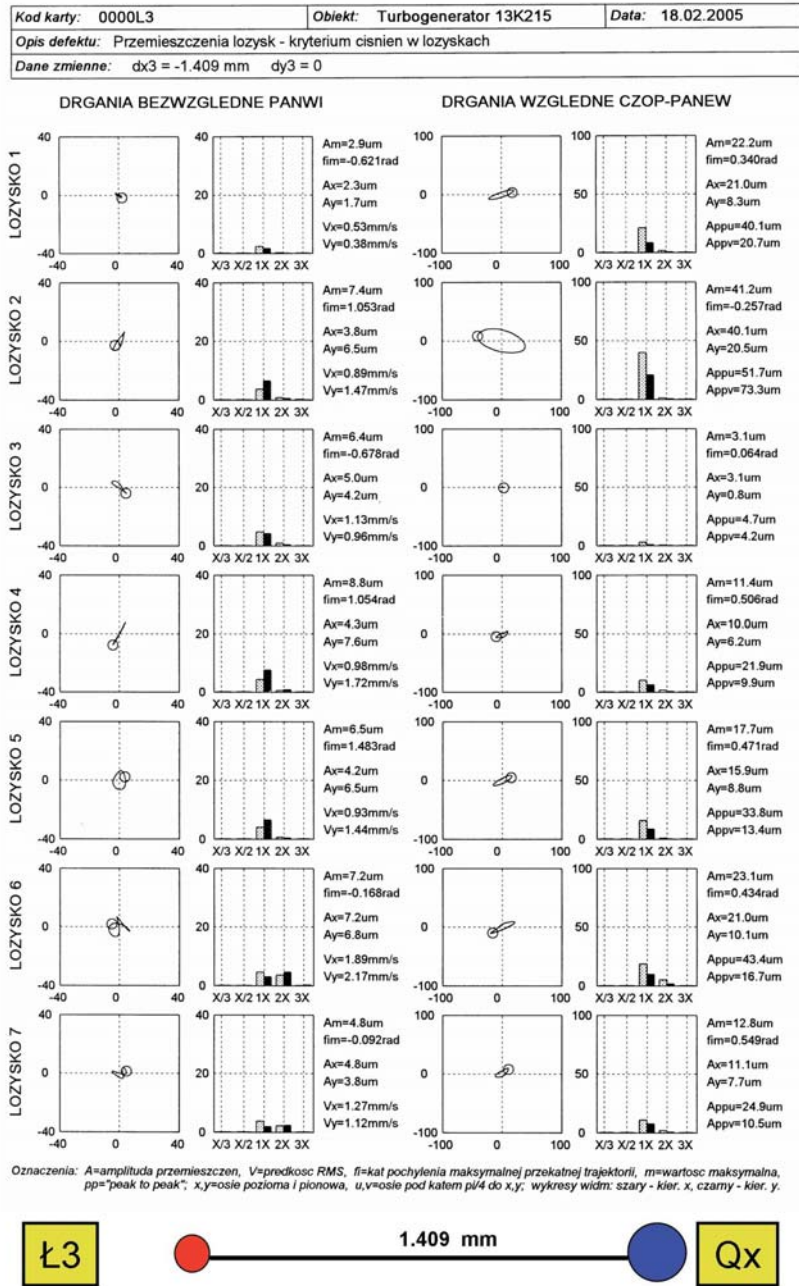
Warto zatem wrócić do dyskusji o kryteriach oceny stanu dynamicznego dużej maszyny energetycznej. Czy pojawienie się niewielkich składowych subharmonicznych w widmach drgań powinno być sygnałem ostrzegawczym, który w konsekwencji może doprowadzić do wyłączenia obiektu z ruchu? Czy też o wyłączeniu obiektu powinna decydować dopiero obecność dużych dominujących składowych subharmonicznych? Wiadomo też z praktyki eksploatacyjnej, że np. obecność wirów olejowych (małych drgań olejowych) w jednym z łożysk nie oznacza jeszcze sytuacji groźnej dla całego układu. Zbyt wczesne odłączenie maszyny to oczywiście znaczne koszty dla dysponenta obiektu. Z drugiej strony obecność dominujących subharmonicznych składowych w widmach drgań stwarza sytuację jednoznaczną: maszynę należy natychmiast wyłączyć z ruchu. Jakże jednakże kryterium przyjąć dla stanów przejściowych? Swego czasu autor niniejszej monografii w dyskusjach z przedstawicielami przemysłu turbinowego i służbami eksploatacyjnymi elektrowni zaproponował „kryterium stabilności technicznej”, według którego sytuacja staje się niebezpieczna, jeżeli wielkość składowych subharmonicznych w widmach drgań węzłów łożyskowych staje się porównywalna ze składowymi synchronicznymi typu 1X. Na obecnym etapie jest to jedynie propozycja do dyskusji na ten temat.



Rys. 7.6. Karta diagnostyczna – obraz drgań węzłów łożyskowych. Dopuszczalne przeszczenie łożyska nr 6 w prawo o 1,395 mm ze względu na kryterium obciążen łożysk Q (rys. 7.5). Przykład stabilnej pracy turbozespołu [7.1],[7.3]-[7.5]



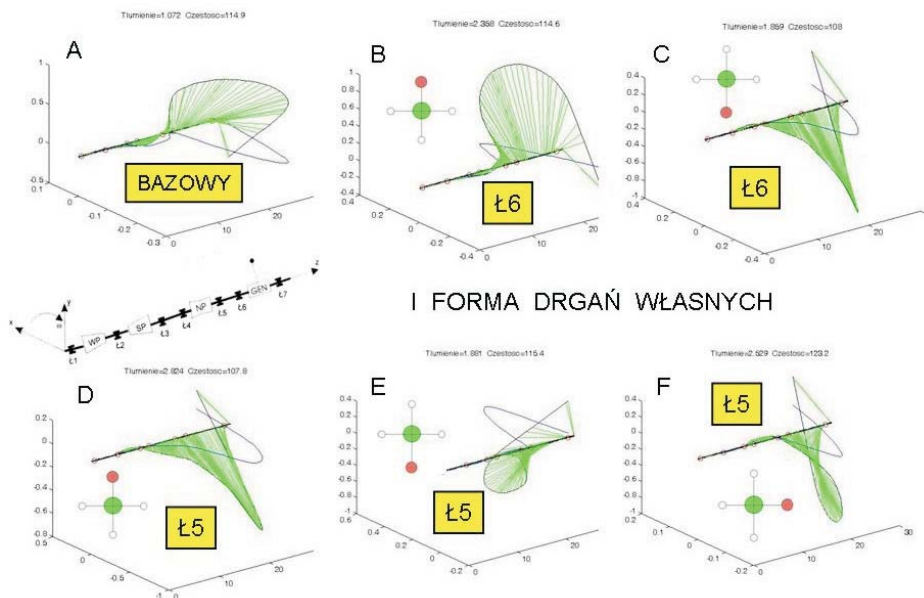
Rys. 7.7. Karta diagnostyczna – obraz drgań węzłów łożyskowych. Dopuszczalne przemieszczenie łożyska nr 5 w prawo o 1,689 mm ze względu na kryterium drganiowe łożysk D (rys. 7.5). Przykład niestabilnej pracy turbopozostu [7.1],[7.3]-[7.5]



Rys. 7.8. Karta diagnostyczna – obraz drgań węzłów łożyskowych. Dopuszczalne przeszaczenie łożyska nr 3 w lewo o 1,409 mm ze względu na kryterium obciążen łożysk Q (rys. 7.4). Przykład stabilizującego wpływu przeszaczenia [7.1],[7.3]-[7.5]

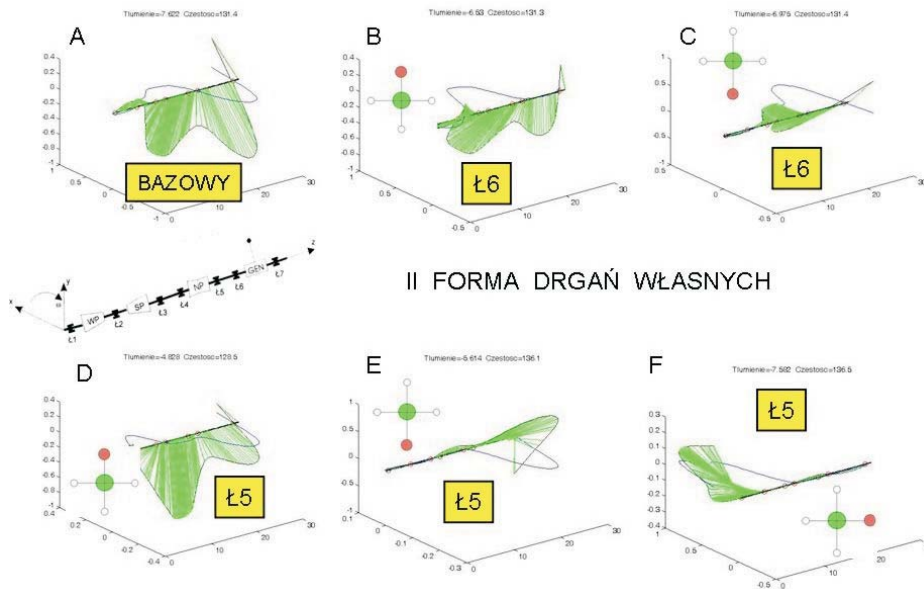
7.2.3 Analiza modalna

Opracowane narzędzia badawcze w postaci systemu MESWIR umożliwiają przeprowadzenie analizy form i częstości drgań własnych obiektu z realnymi łożyskami i imperfekcjami typu rozosiowania linii wirników czy pęknięcia wałów. Takich możliwości nie stwarzają znane komercyjne programy do analizy modalnej ogólnego przeznaczenia. Pozostając przy tym samym modelu układu dostrojonym do obiektu rzeczywistego, co określiliśmy jako przypadek bazowy/referencyjny, przeprowadzimy teraz analizę modalną dla kilku wybranych przemieszczeń środków panwi w stosunku do linii eksploatacyjnej wirników. Obliczenia przeprowadzone zostały dla granicznych, z uwagi na przyjęte kryteria przeciążeniowe i drganiowe, przemieszczeń pionowych i poziomych jednej z dwóch, najbardziej niewralgicznych pod względem dynamicznym par łożysk, a mianowicie łożysk nr 5 i 6. Wyniki dla trzech pierwszych form drgań własnych przedstawione zostały na rys. 7.9-7.11. Są to przestrzenne formy drgań rysowane wzdłuż całej linii wirników.



Rys. 7.9. Zestawienie I formy drgań własnych turbosespołu 13K215 obliczonej dla przypadku bazowego (A), dla przemieszczeń granicznych łożyska nr 6 pionowo w górę (B) i pionowo w dół (C) oraz dla łożyska nr 5 pionowo w górę (D) pionowo w dół (E) i poziomo w prawo (F)

Jak widać, przemieszczenia środków panwi powodują mniejszą lub większą deformację formy bazowej, a nawet większy udział innych elementów linii wirników (patrz: przemieszczenia poziome łożyska nr 5). Warto jednakże zauważyć, że nawet tak silne, graniczne przemieszczenia środków panwi powodują dość umiarkowane

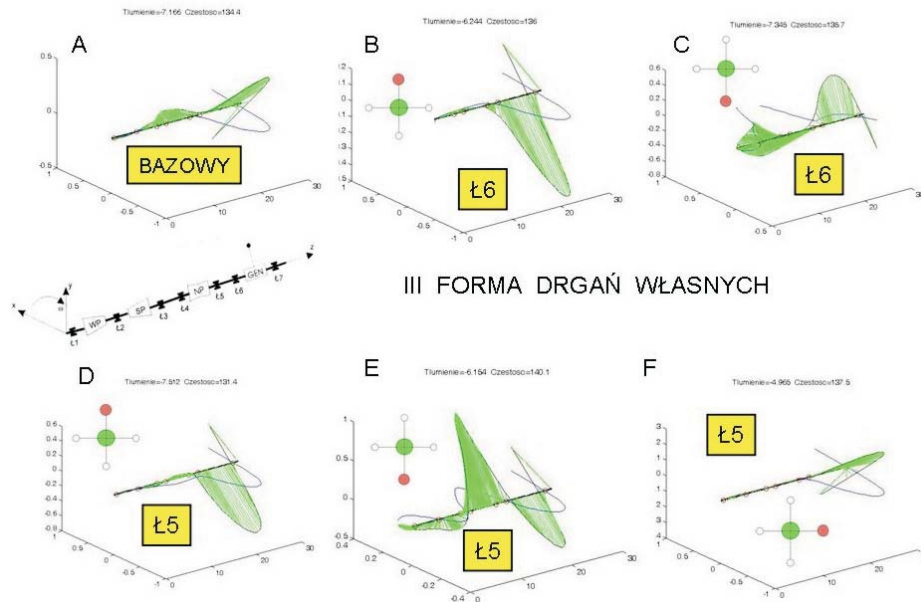


Rys. 7.10. Zestawienie II formy drgań własnych turboszespołu 13K215 obliczonej dla przypadku bazowego (A), dla przemieszczeń granicznych łożyska nr 6 pionowo w górę (B) i pionowo w dół (C) oraz dla łożyska nr 5 pionowo w górę (D) pionowo w dół (E) i poziomo w prawo (F)

zmiany w częstościach drgań własnych układu. Dla I formy wszystkie te zmiany mieszczą się w przedziale 108-123 rd/s, dla II formy w przedziale 128-136 rd/s a dla III formy w przedziale 131-140 rd/s. W niektórych przypadkach przedziały te nachodzą na siebie, co utrudnia identyfikację właściwej kolejności form. Praktyczna użyteczność analizy modalnej w przypadku tego rodzaju defektów może być więc ograniczona.

7.3 Nierównoległości panwi

W rozdziale 2 niniejszej monografii (a ściślej w rozdziale 2.2.2.4) wyprowadzone zostały związki określające kształt szczeliny smarnej dla panwi nierównoległych do osi czopa, czyli tzw. panwi „przekoszonych” lub inaczej „zukosowanych”. Podstawowe zależności geometryczne przedstawiają rys. 2.29 i 2.30, a zależności matematyczne zw. (2.53) i (2.54). Wszystkie moduły łożyskowe systemu MESWIR (rozdział 3 – rys. 3.1) uwzględniają te zależności, stwarzając tym samym możliwości opisu układu, w którym tego typu defekty występują. Nierównoległość osi panwi w stosunku do osi czopa wyznaczają dwa główne parametry, a mianowicie kąt α określający wielkość „przekoszenia” w przyjętej płaszczyźnie oraz kąt β



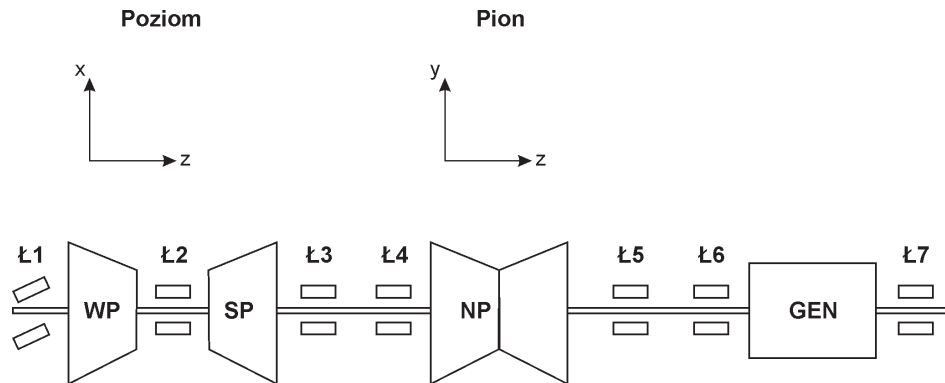
Rys. 7.11. Zestawienie III formy drgań własnych turbosespołu 13K215 obliczonej dla przypadku bazowego (A), dla przemieszczeń granicznych łożyska nr 6 pionowo w górę (B) i pionowo w dół (C) oraz dla łożyska nr 5 pionowo w górę (D) pionowo w dół (E) i poziomo w prawo (F)

określający położenie tej płaszczyzny w stosunku do przyjętego układu współrzędnych – rys. 2.29. Brak „przekoszenia” oznacza zawsze wartość $\alpha = 0$, niezależnie od wartości kąta β . Przypadek bazowy/referencyjny odnosi się do sytuacji, kiedy panew jest idealnie równoległa do osi czopa ($\alpha = 0$).

Przedstawimy teraz wybrane wyniki badań pozwalających na ocenę czułości przyjętego obiektu na tego rodzaju defekty. Założymy przy tym, że interesują nas wyłącznie maksymalne wartości „przekoszeń” w danych warunkach pracy maszyny, tzn. wartości możliwe jeszcze do zaakceptowania z uwagi na niebezpieczeństwo zatarcia krawędziowego łożyska. Prześledzimy najpierw wpływ „przekoszeń” kolejnych łożysk turbosespołu tak jak to przedstawia rys. 7.12.

Defekt w postaci zukosowania panwi przyjęty został zarówno w płaszczyźnie poziomej ($X-Z$, $\beta = 0^\circ$) jak i pionowej ($Y-Z$, $\beta = 90^\circ$) dla każdego z siedmiu łożysk. Dla każdego łożyska obliczono maksymalną wartość zukosowania (kąt $\alpha = \alpha_{\max}$) w obu tych płaszczyznach.

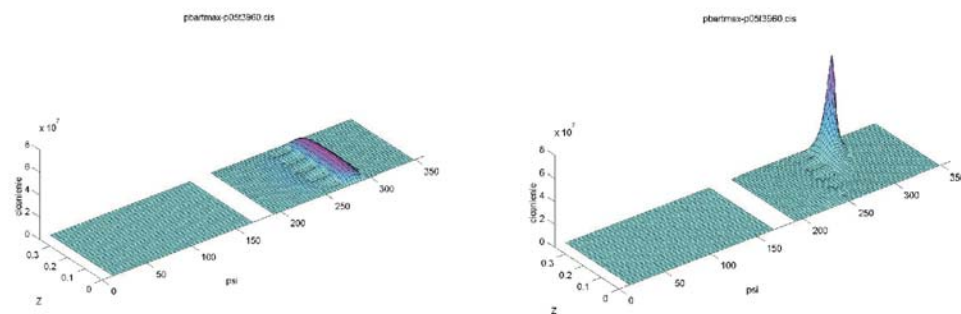
Wyznaczenie wartości maksymalnych „przekoszeń” panwi dla każdego z siedmiu łożysk w dwu płaszczyznach i dwu kierunkach (dodatnim i ujemnym) z wykorzystaniem programów serii KINWIR i NLDW jest niezwykle czasochłonne i wymaga zastosowania specjalnych algorytmów obliczeniowych. W związku z po-



Rys. 7.12. Objaśnienie analizowanych przypadków „przekoszenia” panwi w płaszczyźnie poziomej (X-Z) i pionowej (Y-Z). Na rysunku widać symboliczne „przekoszenie” łożyska 1. W analogiczny sposób „przekaszane” były kolejne łożyska [7.1],[7.6]-[7.8]

wyższym obliczenia przeprowadzone zostały w Centrum Informatycznym Trójmiejskiej Akademickiej Sieci Komputerowej na 256 procesorowym klastrze HOLK w trybie obliczeń rozproszonych.

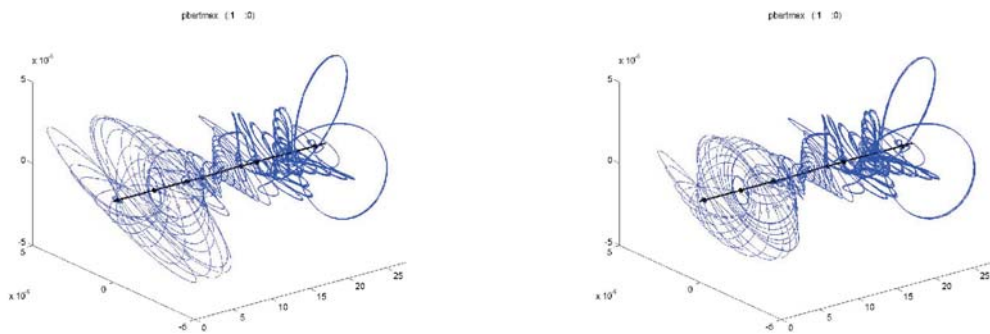
Obliczenia wstępne wykazały, że „przekoszenia” panwi w płaszczyźnie poziomej ($\alpha = \alpha_{max}$, $\beta = 0$) wywierają największy wpływ na drgania względne filmu olejowego. Z tego też względu przedstawimy wyniki odnoszące się tylko do tego przypadku. Rysunek 7.13-7.15 przedstawiają przykładowe wyniki odnoszące się do rozkładów ciśnienia w łożysku nr 5 oraz trajektorii drgań bezwzględnych i względnych filmu olejowego w łożysku nr 2.



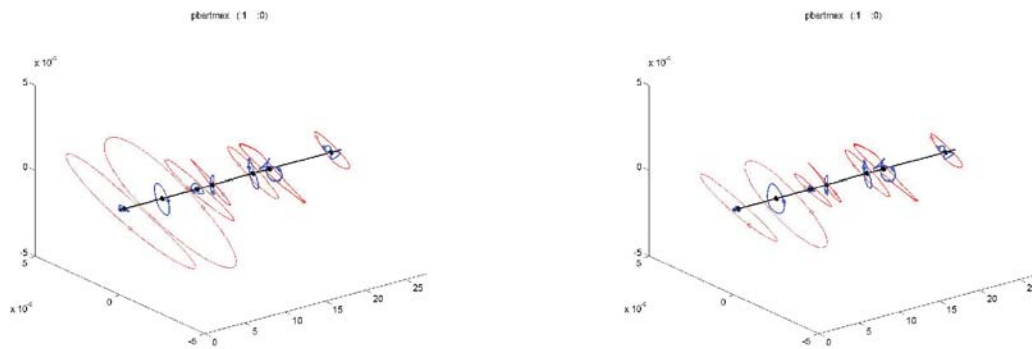
Rys. 7.13. Przykładowe porównanie przestrzennych rozkładów ciśnienia w łożysku 5 dla przypadku bazowego (po lewej) oraz dla przypadku „przekoszenia” panwi w płaszczyźnie poziomej(po prawej) [7.1],[7.6]-[7.8]

Więcej informacji dostarczają rys. 7.16-7.22. Przedstawiają one amplitudy drgań względnych filmu olejowego przy „przekoszeniach” kolejnych łożysk w zestawieniu z przypadkiem referencyjnym, czyli bez „przekoszeń”. Rysunki te pozwalają na szybką i wygodną ocenę wpływu tego typu defektu na stan dynamiczny przyjętego obiektu. Zaskakującym wynikiem jest tu stosunkowo mały wpływ „przekoszeń” łożysk uznanych wcześniej za niewrażliwe z punktu widzenia dynamiki obiektu, a więc łożysk 3,4 oraz 5,6. Jak się okazało największy wpływ wywiera jeszcze łożysko nr 2. Przekoszenie tego łożyska zmienia amplitudę drgań w nim samym, co jest oczywiste, ale także wywiera wpływ na inne sąsiednie łożyska. Ponadto, wpływ ten wyraża się na ogół zmniejszeniem amplitudy drgań, co wynika z nieliniowych własności samych łożysk, i w tym aspekcie jest korzystny.

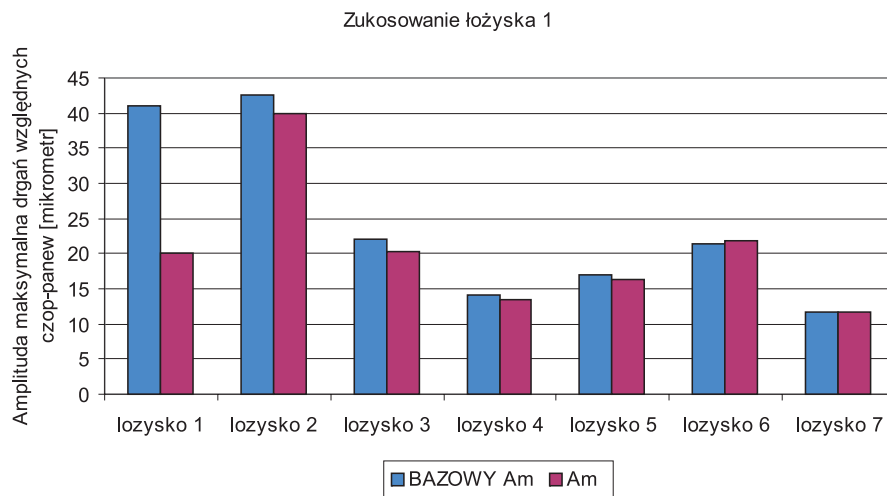
Generalnie jednak, analizując rys. 7.14 do rys. 7.22, a także w oparciu o dane nie zamieszczone w tej monografii, można stwierdzić, że przyjęty układ jest stosunkowo odporny na defekty typu „przekoszenia” panwi. Jest to oczywiście wniosek korzystny z punktu widzenia eksploatacji dużych obiektów energetycznych. Pozostaje jednak kwestia niebezpieczeństwa zatarcia krawędziowego łożyska i wzrostu temperatury oleju.



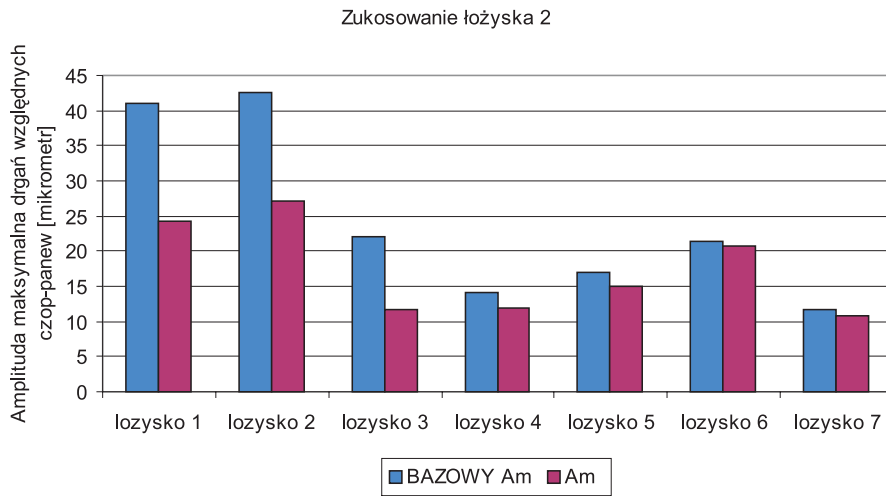
Rys. 7.14. Przykładowe porównanie przestrzennych trajektorii drgań bezwzględnych wybranych węzłów linii wirników dla przypadku bazowego (po lewej) oraz dla przypadku „przekoszonej” panwi w płaszczyźnie poziomej w łożysku 2 [7.1],[7.6]-[7.8]



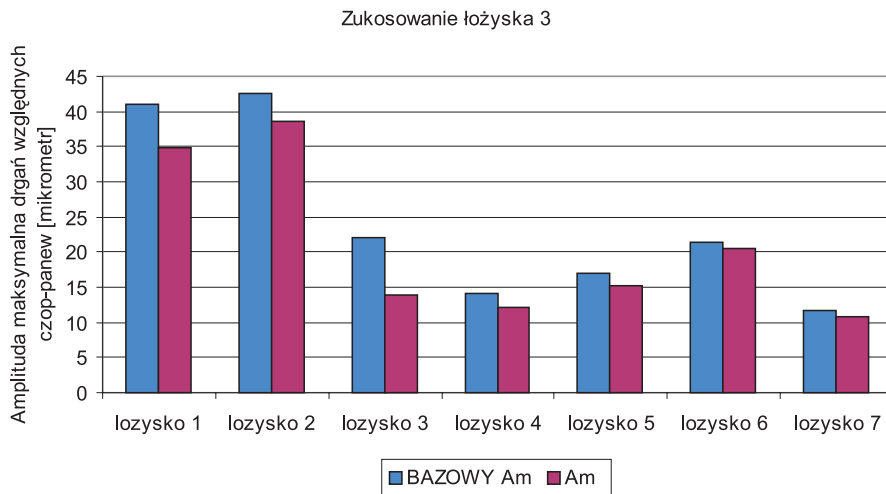
Rys. 7.15. Przykładowe porównanie trajektorii drgań bezwzględnych panwi (linia czarna) i drgań względnych filmu smarnego (linia szara) dla łożyska 2 dla przypadku bazowego (po lewej) oraz dla przypadku „przekoszonej” panwi w płaszczyźnie poziomej (po prawej) [7.1],[7.6]-[7.8]



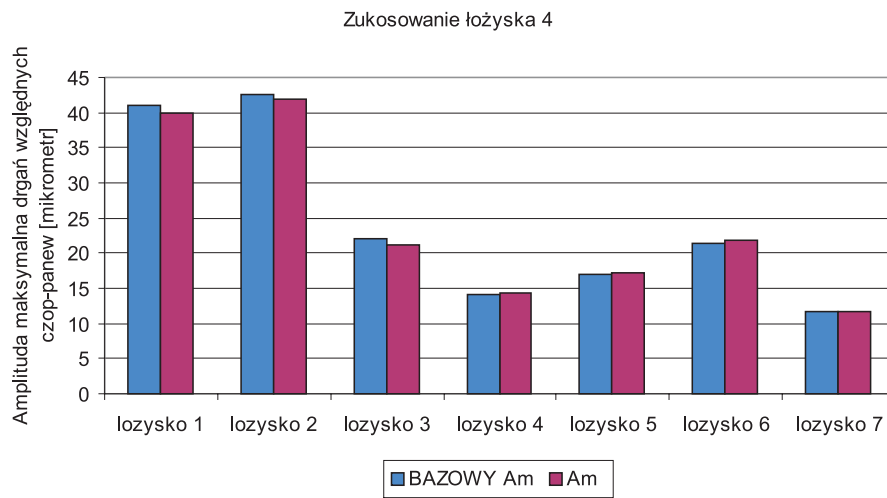
Rys. 7.16. Wpływ zukosowania **łożyska 1** w płaszczyźnie poziomej na poziom maksymalnych wartości amplitud drgań względnych w łożyskach 1÷7 [7.1],[7.6]-[7.8]



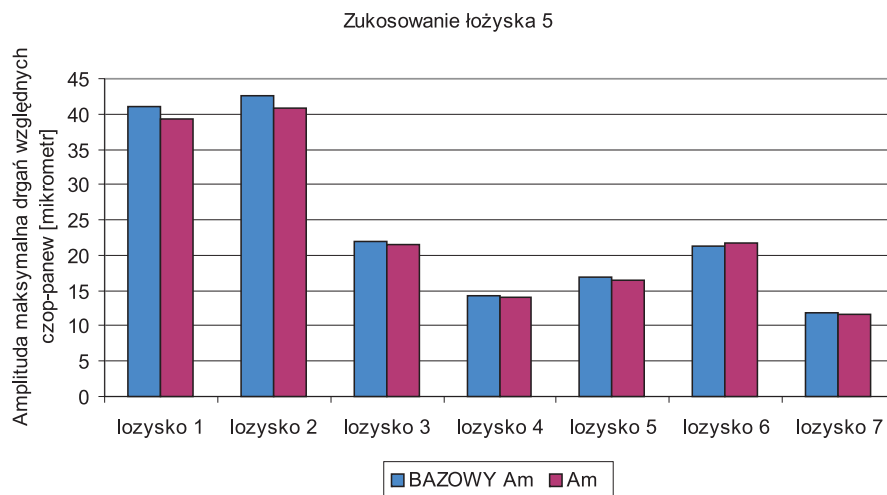
Rys. 7.17. Wpływ zukosowania **łożyska 2** w płaszczyźnie poziomej na poziom maksymalnych wartości amplitud drgań względnych w łożyskach 1÷7 [7.1],[7.6]-[7.8]



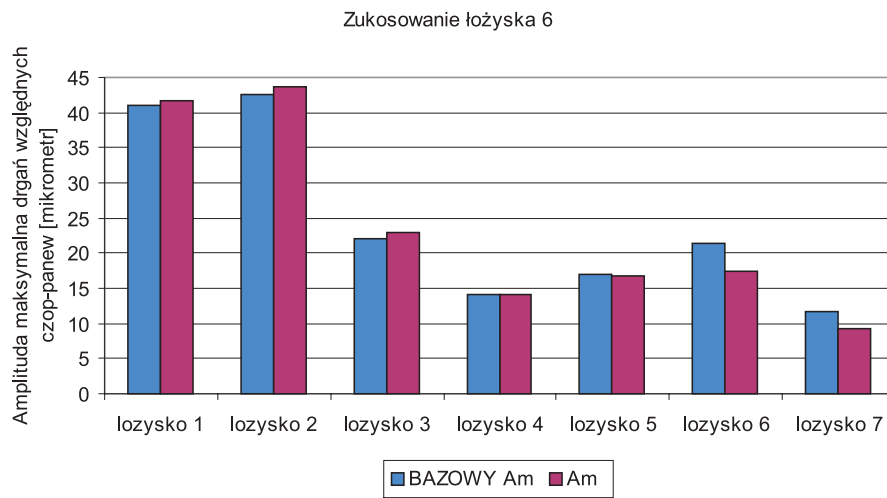
Rys. 7.18. Wpływ zukosowania **łożyska 3** w płaszczyźnie poziomej na poziom maksymalnych wartości amplitud drgań względnych w łożyskach 1÷7 [7.1],[7.6]-[7.8]



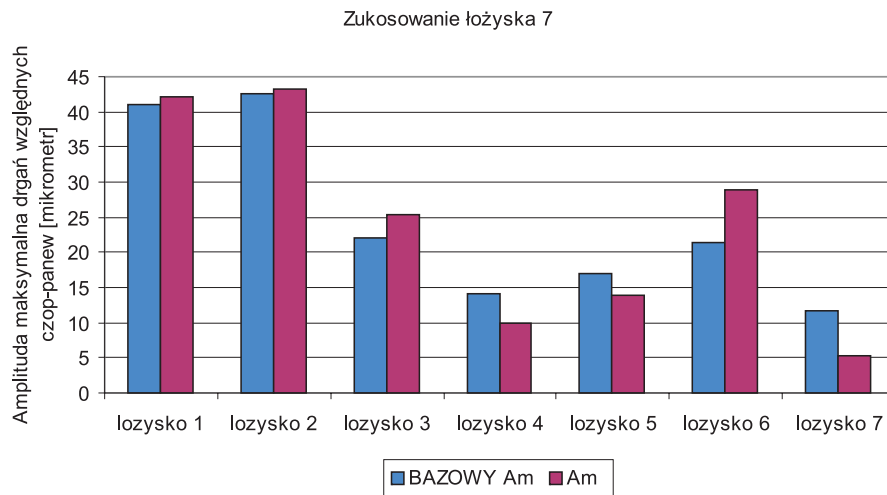
Rys. 7.19. Wpływ zukosowania **łożyska 4** w płaszczyźnie poziomej na poziom maksymalnych wartości amplitud drgań względnych w łożyskach 1÷7 [7.1],[7.6]-[7.8]



Rys. 7.20. Wpływ zukosowania **łożyska 5** w płaszczyźnie poziomej na poziom maksymalnych wartości amplitud drgań względnych w łożyskach 1÷7 [7.1],[7.6]-[7.8]



Rys. 7.21. Wpływ zukosowania **łożyska 6** w płaszczyźnie poziomej na poziom maksymalnych wartości amplitud drgań względnych w łożyskach 1÷7 [7.1],[7.6]-[7.8]



Rys. 7.22. Wpływ zukosowania **łożyska 7** w płaszczyźnie poziomej na poziom maksymalnych wartości amplitud drgań względnych w łożyskach 1÷7 [7.1],[7.6]-[7.8]

Bibliografia do rozdziału 7

- [7.1] *Modelowanie i diagnostyka oddziaływań mechanicznych, aerodynamicznych i magnetycznych w turbozespołach energetycznych*, praca zbiorowa pod redakcją Jana Kicińskiego, PAN Wydział IV Nauk Technicznych, Wydawnictwa IMP PAN, Gdańsk 2005, 1326 stron.
- [7.2] Kiciński J., Prońska A.: *Identyfikacja modelu obliczeniowego turbozespołu 13K215*, Oprac. wew. IMP PAN w Gdańsku nr arch. 4068/2004.
- [7.3] Rybczyński J.: *Przemieszczenia termiczne i montażowe podpór łożyskowych. Klasa defektu I*, Oprac. wew. IMP PAN, Gdańsk 2004, nr arch. 4155/2004.
- [7.4] 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, Poznań, Sept. 6-9, 2004.
- [7.5] Rybczyński J.: *Dopuszczalne przemieszczenia pary sąsiadujących łożysk turbozespołu w stosunku do konstrukcyjnej linii wałów*, Tribologia, Vol. 4/2004 (196), pp. 142-150, referat na konferencji XXVII Jesienna Szkoła Tribologiczna oraz Inżynieria Łożyskowania '04, Stare Jabłonki, 22-24.09.04.
- [7.6] Łuczak M. *Wpływ wybranych parametrów geometrycznych i eksploatacyjnych łożysk na własności dynamiczne maszyny wirnikowej*, Praca doktorska IMP PAN 3252/2003, Gdańsk 2002.
- [7.7] Łuczak M. *Badania wpływu imperfekcji panwi (zukosowania) na własności dużej maszyny energetycznej*, Tribologia, nr 1/2002 (181), 351-364, SIMPRESS, Warszawa 2002.
- [7.8] Łuczak M. *Wpływ defektu w postaci zukosowania panwi na własności dynamiczne turbozespołu 200 MW*, Tribologia ISSN 0208 7774 Rok XXXV, Nr 4/2004 (196), 51-59.

