

P O L S K A A K A D E M I A N A U K
I N S T Y T U T M A S Z Y N P R Z E P Ł Y W O W Y C H

TRANSACTIONS
OF THE INSTITUTE OF
FLUID-FLOW MACHINERY

PRACE
INSTYTUTU MASZYN PRZEPLYWOWYCH

101



GDAŃSK 1996

THE TRANSACTIONS OF THE INSTITUTE OF FLUID-FLOW MACHINERY

exist for the publication of theoretical and experimental investigations of all aspects of the mechanics and thermodynamics of fluid-flow with special reference to fluid-flow machines

*

PRACE INSTYTUTU MASZYN PRZEPLYWOWYCH

poświęcone są publikacjom naukowym z zakresu teorii i badań doświadczalnych w dziedzinie mechaniki i termodynamiki przepływów, ze szczególnym uwzględnieniem problematyki maszyn przepływowych

Wydanie publikacji dofinansowane zostało przez PAN ze środków DOT uzyskanych z Komitetu Badań Naukowych

EDITORIAL BOARD – RADA REDAKCYJNA

TADEUSZ GERLACH * HENRYK JARZYNA * JERZY KRZYŻANOWSKI
WOJCIECH PIETRASZKIEWICZ * WŁODZIMIERZ J. PROSNAK
JÓZEF ŚMIGIELSKI * ZENON ZAKRZEWSKI

EDITORIAL COMMITTEE – KOMITET REDAKCYJNY

EUSTACHY S. BURKA (EDITOR-IN-CHIEF – REDAKTOR NACZELNY)
JAROSŁAW MIKIELEWICZ
EDWARD ŚLIWICKI (EXECUTIVE EDITOR – REDAKTOR) * ANDRZEJ ŻABICKI

EDITORIAL OFFICE – REDAKCJA

Wydawnictwo Instytutu Maszyn Przepływowych
Polskiej Akademii Nauk
ul. Gen. Józefa Fiszer 14, 80-952 Gdańsk, skr. poczt. 621,
☎ (0-58) 46-08-81 wew. 141, fax: (0-58) 41-61-44,
e-mail: esli@imppan.imp.pg.gda.pl

ISSN 0079-3205

MARIUSZ KRENSKI¹

Analiza numeryczna wpływu różnych stopni uproszczenia modeli węzłów łożyskowych na pracę dużej maszyny wirnikowej (turbozespół o mocy 200MW)

Praca zawiera wyniki weryfikacji programów dynamicznych (drżania swobodne) systemu MESWIR w oparciu o system ABAQUS dla rzeczywistego obiektu (turbozespół energetyczny o mocy 200 MW) oraz analizę wpływu różnych stopni uproszczenia modeli węzłów łożyskowych na pracę turbiny.

1. Wstęp

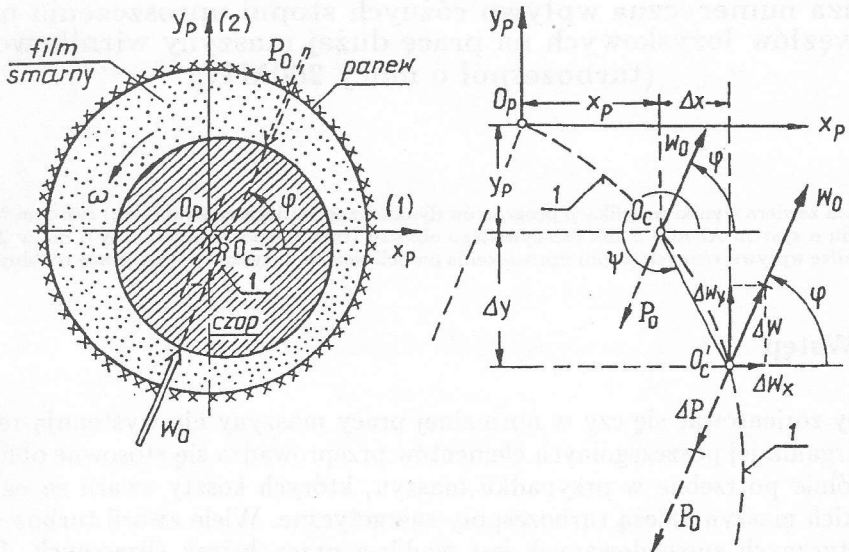
Aby zorientować się czy w normalnej pracy maszyny nie występują rezonansowe drżania jej poszczególnych elementów przeprowadza się stosowne obliczenia, szczególnie potrzebne w przypadku maszyn, których koszty awarii są ogromne. Do takich maszyn należą turbozespoły energetyczne. Wiele awarii turbozespołów energetycznych spowodowanych jest wadliwą pracą łożysk ślizgowych. Dlatego też w licznych ośrodkach naukowych na świecie podejmowane są intensywne i bardzo kosztowne badania teoretyczne i eksperymentalne własności łożysk ślizgowych. Opracowane zostały i wciąż są budowane nowe, złożone modele matematyczne, a następnie przeprowadzana jest ich weryfikacja na stanowiskach doświadczalnych modelowych i w skali naturalnej. Dotychczas stosowane metody obliczeniowe, w oparciu o proste modele, nie wystarczają już aby zaprojektować węzły łożyskowe współczesnych maszyn o niezwykle wysokich parametrach technicznych. Modelowanie tak złożonego obiektu jak turbozespół energetyczny jest bardzo trudne. Turbozespół składa się z kilku charakterystycznych pod względem mechaniczno-dynamicznym podukładów: linia wirników, łożyska, stojaki łożyskowe, fundamenty, uszczelnienia labiryntowe i sprzęgła. Każdy z wyżej wymienionych podukładów może stanowić odrębne, złożone zagadnienie. Tymczasem wszystkie one są wzajemnie sprzężone i nie można ich pracy analizować oddzielnie. W przedstawionej pracy wybrano jeden z podukładów turbozespołu

¹Instytut Maszyn Przepływowych, PAN, Zakład Mechaniki Tarcia i Smarowania, ul. Fiszerów 14, 80-952 Gdańsk.

energetycznego, jakim są węzły łożyskowe i zajęto się analizą wpływu sposobu ich modelowania na pracę turbiny.

2. Istota pracy poprzecznego łożyska ślizgowego

Łożysko ślizgowe stanowi pewnego rodzaju układ mechaniczny, składający się z elementów o różnych sztywnościach. O jego własnościach decyduje między innymi film smarny, jaki się tworzy pomiędzy obracającym się czopem i panwią.



Rys. 1. Zależność pomiędzy „skośnymi” współczynnikami filmu smarnego

Przyjmijmy prostokątny układ współrzędnych x_p, y_p związany ze środkiem panwi O_p (rys. 1). Na obracający się czop działa siła zewnętrzna P_0 pod dowolnym kątem φ w stosunku do płaszczyzny poziomej. Łożysko, za pośrednictwem panwi i warstwy oleju, reaguje siłą W_0 (przeciwną do P_0), która jest wypadkową elementarnych sił ciśnieniowych i tarcia lepkiego na powierzchni czopa. W rezultacie czop zajmuje położenie równowagi O_c . Przy zwiększaniu stopniowo i dostatecznie wolno siły P_0 , środek czopa przemieszcza się nie tylko w kierunku działania siły, ale i w kierunku prostopadłym do niej, tworząc półokrąg równowagi statycznej.

W warunkach równowagi statycznej zachodzi zależność:

$$W_0 = f(x_p, y_p),$$

gdzie x_p, y_p określają położenie środka czopa O_c .

Wprowadza się następującą definicję współczynników sztywności filmu smarnego:

$$c_{11} \cong \frac{\Delta W_x}{\Delta x} = \frac{\partial W_x}{\partial x} \quad c_{12} \cong \frac{\Delta W_x}{\Delta y} = \frac{\partial W_x}{\partial y},$$

$$c_{22} \cong \frac{\Delta W_y}{\Delta y} = \frac{\partial W_y}{\partial y} \quad c_{21} \cong \frac{\Delta W_y}{\Delta x} = \frac{\partial W_y}{\partial x},$$

gdzie $\Delta W_x, \Delta W_y$ oznaczają składowe reakcji filmu spowodowane małym przyrostem siły ΔP w punkcie równowagi statycznej, a $\Delta x, \Delta y$ – składowe przemieszczeń czopa spowodowane przyrostem siły ΔP liczone z punktu równowagi statycznej.

Warstwa oleju ma anizotropowe własności sprężyste, czyli

$$c_{11} \neq c_{22}.$$

Stosunek współczynników c_{21} i c_{12} wyraża się następującym związkiem:

$$\frac{c_{21}}{c_{12}} = \frac{\Delta W_y}{\Delta x} \frac{\Delta y}{\Delta x} = \frac{tg\varphi}{tg\psi}.$$

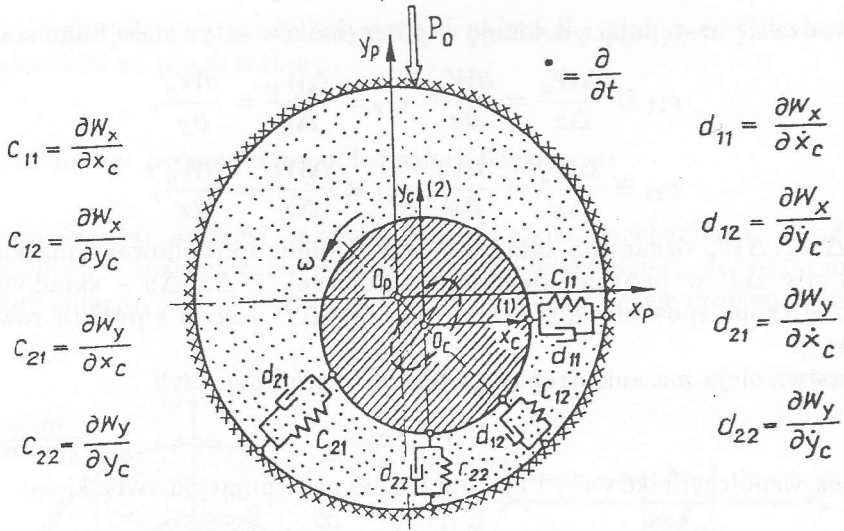
Przy dowolnym stałym kierunku działania siły zewnętrznej stosunek sztywności c_{21}/c_{12} zależy od funkcji $tg\psi$. W szczególnym przypadku współczynniki te są sobie równe co do znaku, a nawet co do wartości. Przypadek ten bardzo rzadko zachodzi biorąc pod uwagę typowe warunki pracy łożyska. W przypadku poprzecznych łożysk ślizgowych wszystkie współczynniki sztywności są różne co do wartości:

$$c_{21} \neq c_{12}, \quad c_{11} \neq c_{22}.$$

Nierówność „skośnych” stosunków reakcji i przemieszczeń, czyli nierówność współczynników sztywności $c_{12} \neq c_{21}$ jest charakterystyczną cechą poprzecznych łożysk ślizgowych. Właściwości tej nie posiadają liniowo-sprężyste układy mechaniczne, a w przypadku łożysk ślizgowych jest ona główną przyczyną tzw. niestabilności hydrodynamicznej. Ponadto układ cechujący się nieliniowymi charakterystykami statycznymi oraz anizotropią skośnych sztywności $c_{12} \neq c_{21}$ może zmieniać energię kinetyczną ruchu obrotowego wirnika w energię drgań giętych, tzn. w celu pobudzenia, np. drgań własnych. W warunkach słabego tłumienia oznacza to ciągły, niebezpieczny wzrost amplitudy drgań. Łożysko będzie miało tym lepsze własności dynamiczne, im charakterystyki statyczne będą bardziej zbliżały się do liniowych i tym samym mniejsza będzie różnica pomiędzy c_{12} i c_{21} .

Film smarny oprócz własności sprężystych posiada również własności tłumiące drgania; x_c i y_c oznaczają współrzędne oscylacji jakie wykonuje środek czopa wokół równowagi statycznej $(O_c)_{st}$ (rys. 2). Wskutek oporów ruchu w lepkim ośrodku smarnym powstają dodatkowe składowe reakcji W_x, W_y . Dla podobnych ułożeń jak w przypadku sztywności filmu smarnego, jego własności tłumiące opisują również cztery współczynniki:

$$d_{11} = \frac{\partial W_x}{\partial \dot{x}_c}, \quad d_{12} = \frac{\partial W_x}{\partial \dot{y}_c}, \quad d_{21} = \frac{\partial W_y}{\partial \dot{x}_c}, \quad d_{22} = \frac{\partial W_y}{\partial \dot{y}_c},$$



Rys. 2. Model filmu smarnego dla małych przemieszczeń czopa [1]

gdzie \dot{x}_c, \dot{y}_c są prędkościami środka czopa w kierunku osi układu odniesienia.

Z fizycznych własności oleju wynika, że w przypadku tłumienia nie zachodzi anizotropia „skośnych” współczynników, czyli $d_{12} = d_{21}$. Przy założeniu małych przemieszczeń x_c, y_c , sprężyste i tłumiące własności filmu smarnego opisać można za pomocą czterech współczynników sztywności: $c_{11}, c_{12}, c_{22}, c_{21}$, oraz czterech (a właściwie trzech) współczynników tłumienia: $d_{11}, d_{12} = d_{21}, d_{22}$. Składowe reakcje filmu W_x, W_y można zatem przedstawić za pomocą następujących liniowych zależności (rys. 2):

$$W_x = c_{11}x_c + c_{12}y_c + d_{11}\dot{x}_c + d_{12}\dot{y}_c, W_y = c_{21}x_c + c_{22}y_c + d_{21}\dot{x}_c + d_{22}\dot{y}_c.$$

Składowe dynamiczne W_x, W_y zależą nie tylko od chwilowego położenia środka czopa x_c, y_c , ale i od prędkości zmian tego położenia \dot{x}_c, \dot{y}_c . Dla zadanej geometrii łożyska wartości współczynników:

$$c_{11}, c_{12}, c_{22} = c_{i,k}$$

oraz

$$d_{11}, d_{12}, d_{21}, d_{22} = d_{i,k}$$

zależą od położenia x_p, y_p punktów równowagi statycznej, czyli:

$$c_{i,k} = F_1(x_p, y_p), \quad d_{i,k} = F_2(x_p, y_p),$$

przy czym funkcje F_1 i F_2 są nieliniowe.

Związki pomiędzy składowymi W_x, W_y stanowią podstawę dla liniowego opisu własności dynamicznych filmu smarnego oraz układów łożyska-maszyna. Opis liniowy, właściwy przy założeniu małych przemieszczeń czopa szeroko przedstawiany jest w literaturze [1]. Pozwala on w szybki i prosty sposób określić szereg

bardzo istotnych charakterystyk. Opis liniowy, ze względu na nieliniowe charakterystyki statyczne łożyska może odzwierciedlić rzeczywiste własności łożyska i związanego z nim układu tylko w ograniczonym zakresie. Sprężysto-tłumiące własności filmu smarnego, a także dynamiczne własności całego układu przy dużych przemieszczeniach czopa w obrębie luzu łożyskowego opisywane są w sposób nieliniowy. Tego typu opis stwarza większe możliwości teoretycznej analizy pracy łożyska i związanego z nim układu. Ograniczeniem jest tu jedynie czas obliczeń numerycznych i wymagana pamięć komputera.

3. Cel pracy

Przeprowadzone badania mają na celu ocenę wpływu powszechnie wykorzystywanych uproszczeń w analizie drganiowej, polegających na odrzuceniu tzw. skośnych współczynników sztywności i tłumienia w węzłach łożyskowych na częstotliwości własne w przypadku dużej maszyny wirnikowej jaką jest turbozespół energetyczny dużej mocy (200 MW). W tym celu wykonano szereg obliczeń numerycznych za pomocą programu używanego w IMP PAN w Gdańsku – systemu MESWIR i stosowanego powszechnie na świecie systemu ABAQUS.

Obliczenia wykonano w dwóch etapach. W pierwszym dokonano weryfikacji systemu MESWIR w oparciu o system ABAQUS. System MESWIR stanowi obszerny system komputerowy do analizy drgań giętnych wielopodporowych wirników łożyskowych ślizgowo. System ten stanowi główne narzędzie badań symulacyjnych i wymaga kompleksowej weryfikacji dotyczącej przede wszystkim modułów dynamicznych. Dokładna weryfikacja tak rozbudowanego systemu komputerowego jakim jest MESWIR, to zagadnienie niezwykle trudne i złożone. W IMP PAN Gdańsk przeprowadzono wiele badań porównawczych mających na celu weryfikację stosowanych programów systemu MESWIR w oparciu o dane otrzymane na drodze eksperymentalnej. Zbudowane w tym celu, największe w kraju, stanowisko pomiarowe daje jedynie możliwość weryfikacji dla prostych układów typu wirnik jednomasowy dwupodporowy łożyskowy ślizgowo [2]. Znalezienie odpowiedniego wzorca w literaturze również jest bardzo trudne gdyż podawane dane są na ogół niepełne, a rozrzut wyników poszczególnych programów bardzo znaczny. W tej pracy analizie poddano rzeczywistą turbinę. Weryfikacja rzeczywistego obiektu jakim jest turbozespół energetyczny jest zadaniem znacznie bardziej skomplikowanym. Wiąże się to z trudnością modelowania tak złożonego obiektu, jak również uzyskania wszystkich niezbędnych do obliczeń danych. Ze względu na mało rozbudowaną część łożyskową programu ABAQUS ograniczono się do obliczeń dla dwóch przypadków (przypadek I i II), w których założono sztywności podpór w kierunkach głównych. W etapie drugim zajęto się analizą wpływu skośnych współczynników tłumienia na częstotliwość giętnych drgań własnych i odpowiadające im formy drgań (przypadek III i IV).

Etap 1

Przypadek I – wszystkie podpory sztywne $c_{11} = c_{22} = 5 \times 10^{15}$ N/m (model przedstawiony na rys. 3.)

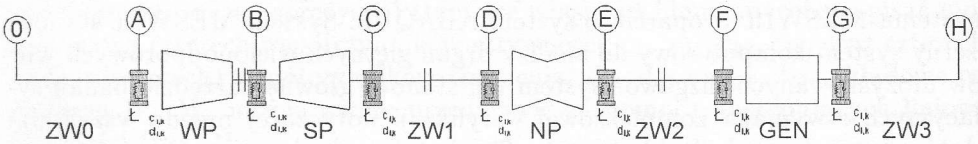
Przypadek II – wszystkie podpory o jednakowych założonych sztywnościach $c_{11} = c_{22} = 1 \times 10^9$ N/m (model przedstawiony na rys. 3.)

Etap 2

Przypadek III – podpory o pomierzonych wartościach sztywności i tłumienia (model przedstawiony na rys. 3, wartości sztywności i tłumienia dla podpór w tab. 1.)

Przypadek IV – podpory o pomierzonych wartościach sztywności i tłumienia (model przedstawiony na rys. 3, wartości sztywności i tłumienia dla podpór w tab. 1.)

W celu sprawdzenia poprawności przygotowania danych przeprowadzono obliczenia częstości drgań własnych (trzy pierwsze częstości) dla fragmentów wirnika turbiny odpowiadających przeszłom międzyłożyskowym (przypadek I).



Rys. 3. Model obliczeniowy turbinespółu energetycznego

4. Przedmiot badań

Jako przedmiot wybrano turbinespół energetyczny 13K215 o mocy 200MW, najbardziej rozpowszechniony w naszym kraju, dla którego IMP posiada kompletną bazę danych.

5. Krótki opis użytych programów**5.1. System MESWIR**

Podstawę analizy zagadnień dynamiki układów wirnik-podpory-fundament w systemie MESWIR stanowi metoda elementów skończonych (MES). Model

Tabela 1

Współczynniki sztywności i tłumienia filmu olejowego łożysk w kolejnych podporach (c [N/m], d [Ns/m])							
	łożysko nr 1	łożysko nr 2	łożysko nr 3	łożysko nr 4	łożysko nr 5	łożysko nr 6	łożysko nr 7
Podpory sztywne przypadek I							
$c_{11} = c_{22}$	$5 \cdot 10^{15}$	$5 \cdot 10^{15}$	$5 \cdot 10^{15}$	$5 \cdot 10^{15}$	$5 \cdot 10^{15}$	$5 \cdot 10^{15}$	$5 \cdot 10^{15}$
Podpory o jednakowych założonych sztywnościach przypadek II							
$c_{11} = c_{22}$	$1 \cdot 10^9$	$1 \cdot 10^9$	$1 \cdot 10^9$	$1 \cdot 10^9$	$1 \cdot 10^9$	$1 \cdot 10^9$	$1 \cdot 10^9$
Podpory o łożyskowych sztywnościach i tłumieniach dla kierunków głównych przypadek III							
c_{11}	$1.03 \cdot 10^8$	$1.23 \cdot 10^8$	$3.27 \cdot 10^8$	$3.11 \cdot 10^8$	$7.10 \cdot 10^8$	$1.85 \cdot 10^8$	$1.01 \cdot 10^8$
c_{22}	$9.71 \cdot 10^8$	$1.11 \cdot 10^9$	$2.74 \cdot 10^9$	$1.96 \cdot 10^9$	$7.06 \cdot 10^9$	$1.85 \cdot 10^9$	$1.48 \cdot 10^9$
d_{11}	$3.25 \cdot 10^5$	$7.60 \cdot 10^5$	$9.76 \cdot 10^5$	$1.75 \cdot 10^6$	$1.67 \cdot 10^6$	$1.98 \cdot 10^6$	$4.32 \cdot 10^6$
d_{22}	$3.21 \cdot 10^6$	$4.28 \cdot 10^6$	$8.27 \cdot 10^6$	$7.74 \cdot 10^6$	$1.78 \cdot 10^7$	$8.84 \cdot 10^6$	$1.64 \cdot 10^7$
Podpory o pełnych łożyskowych sztywnościach i tłumieniach przypadek IV							
c_{11}	$1.03 \cdot 10^8$	$1.23 \cdot 10^8$	$3.27 \cdot 10^8$	$3.11 \cdot 10^8$	$7.10 \cdot 10^8$	$1.85 \cdot 10^6$	$1.01 \cdot 10^9$
c_{12}	$1.93 \cdot 10^6$	$4.36 \cdot 10^8$	$41.04 \cdot 10^8$	$5.34 \cdot 10^8$	$2.21 \cdot 10^7$	$8.99 \cdot 10^8$	$5.11 \cdot 10^8$
c_{21}	$3.80 \cdot 10^8$	$3.25 \cdot 10^8$	$1.12 \cdot 10^9$	$7.86 \cdot 10^8$	$2.60 \cdot 10^9$	$5.49 \cdot 10^8$	$2.57 \cdot 10^9$
c_{22}	$9.71 \cdot 10^8$	$1.11 \cdot 10^9$	$2.74 \cdot 10^9$	$1.96 \cdot 10^9$	$7.06 \cdot 10^9$	$1.85 \cdot 10^9$	$1.48 \cdot 10^9$
d_{11}	$3.25 \cdot 10^5$	$7.60 \cdot 10^5$	$9.76 \cdot 10^5$	$1.75 \cdot 10^6$	$1.67 \cdot 10^6$	$1.98 \cdot 10^6$	$4.32 \cdot 10^6$
d_{12}	$2.08 \cdot 10^5$	$7.55 \cdot 10^5$	$4.50 \cdot 10^5$	$8.29 \cdot 10^5$	$1.24 \cdot 10^6$	$2.63 \cdot 10^6$	$3.77 \cdot 10^6$
d_{21}	$2.07 \cdot 10^5$	$7.59 \cdot 10^5$	$4.47 \cdot 10^5$	$8.31 \cdot 10^5$	$1.21 \cdot 10^6$	$2.64 \cdot 10^6$	$3.81 \cdot 10^6$
d_{22}	$3.21 \cdot 10^6$	$4.28 \cdot 10^6$	$8.27 \cdot 10^6$	$7.74 \cdot 10^6$	$1.78 \cdot 10^7$	$8.84 \cdot 10^6$	$1.64 \cdot 10^7$

dyskretny wirnika składa się z elementów różnego typu. Wał modelowany jest belkowym elementem skończonym o dwóch węzłach i czterech stopniach swobody w węźle. Macierz bezwładności elementu przyjęta została jak dla elementu Bernoulliego-Eulera. Natomiast macierz sztywności może przyjmować postać zarówno elementu Bernoulliego-Eulera jak również elementu Timoshenki uwzględniającego dodatkowo deformacje wywołane ścinaniem. Macierz tłumienia przyjęto w postaci liniowej kombinacji macierzy bezwładności i sztywności. Tarcze sztywne osadzone na wale dyskretyzowane są sztywnymi elementami skończonymi o jednym węźle i czterech stopniach swobody. Macierze charakterystyczne opisują ich bezwładność oraz efekty żyroskopowe nimi wywołane. Łożyska, na których spoczywa wał wirnika dyskretyzowane są punktowymi elementami skończonymi o dwóch węzłach i czterech stopniach swobody w węźle. Do zamodelowania jednego łożyska stosowane są dwa elementy: jeden opisujący jego właściwości w kierunku poziomym, a drugi w kierunku pionowym.

Ogólną koncepcję modelu wirnika przedstawia rys. 4.

Wirnik wraz z tarczami przedstawiony został jako szereg brył sztywnych skupionych w węzłach. Do dowolnego węzła przyłożyć możemy dowolnie zmienne siły i momenty wynikające z symulacji różnego rodzaju oddziaływań (np: sprzęgieł). W zagadnieniach dynamiki wpływ podparć wirnika i uszczelnień labiryntowych modelowany jest poprzez tzw. współczynniki sztywności i tłumienia filmu olejowego łożysk ślizgowych ($c_{i,k}, d_{i,k}$), stojaków łożyskowych i fundamentu ($\lambda_{i,k}, \Lambda_{i,k}$) oraz współczynniki sztywności i tłumienia uszczelnień labiryntowych ($\delta_{i,k}, \Delta_{i,k}$). Do opisu sprężysto-tłumiących własności filmu olejowego, stojaków i uszczelnień wykorzystano punktowe elementy skończone o dwóch węzłach i czterech stopniach swobody w każdym.

Do analizy pracy łożysk ślizgowych wykorzystano przestrzenny (tzw. elastodiatermiczny) model cieplny, uwzględniający wymianę ciepła w filmie smarnym, panwi oraz w układzie łożysko otoczenie, co oznacza konieczność jednoczesnego rozwiązania „trójwymiarowego” równania Reynoldsa, równania energii i równania przewodnictwa, rys. 5.

Termosprężyste deformacje panwi określono przy użyciu izoparametrycznych, przestrzennych 21-węzłowych elementów skończonych.

5.1.1. Zagadnienia kinetostatyki i dynamiki

System MESWIR stanowi bardzo rozbudowany program komputerowy, którego istotną cechą jest podział na obliczenia kinetostatyczne i dynamiczne, które realizują podsystemy KINWIR i DYNWIR. Spośród jego możliwości obliczeniowych do realizacji zamierzonych badań wykorzystano:

- określenie współczynników sztywności i tłumienia podpór realizowane przez podsystem KINWIR03-D,
- opis drgań swobodnych (częstości i formy drgań własnych) realizowany przez podsystem DYNWIR03-S.

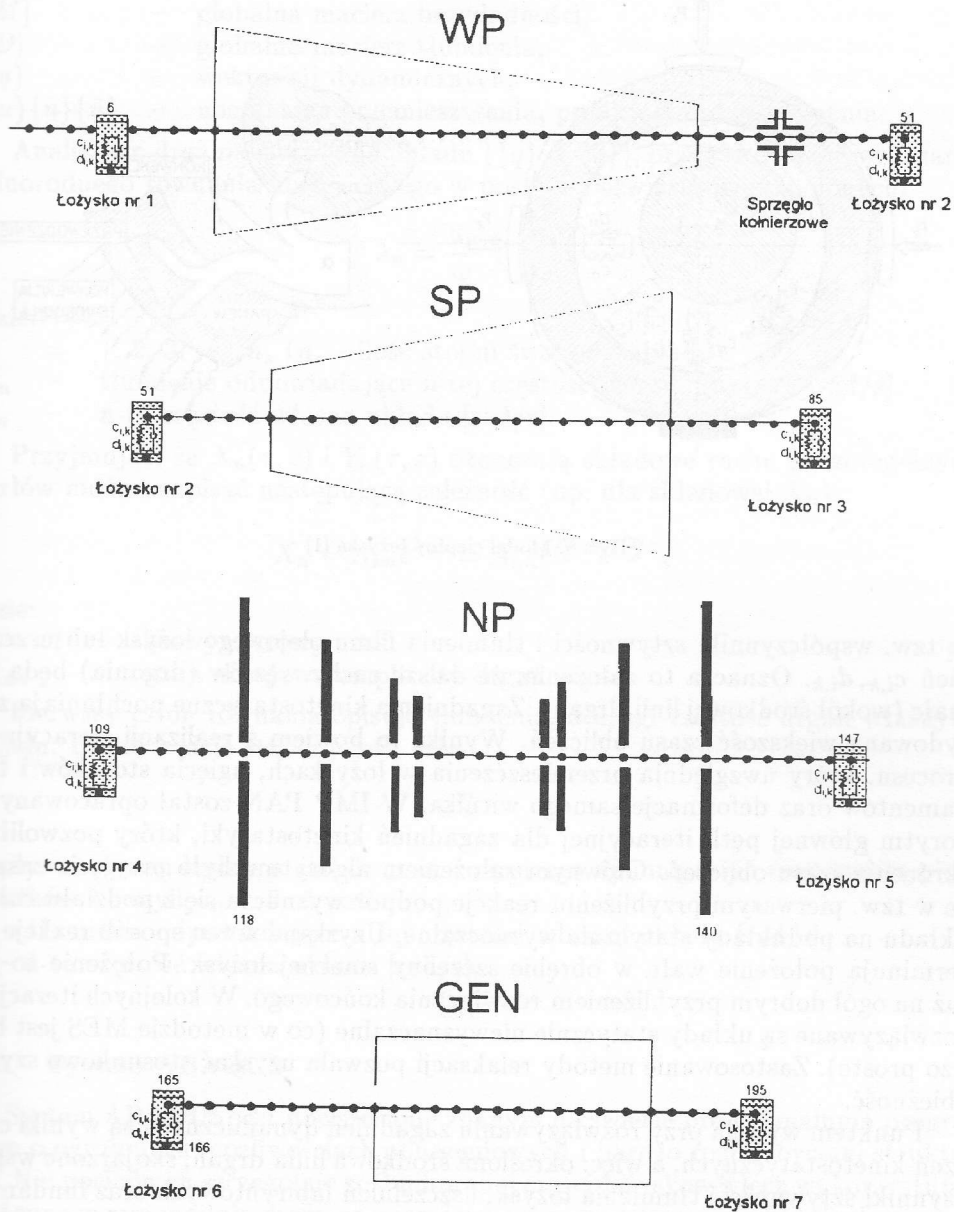
W zagadnieniach kinetostatyki obliczenia prowadzone są z uwzględnieniem silnie nieliniowych własności łożysk ślizgowych i uszczelnień labiryntowych. Fakt ten narzuca postępowanie iteracyjne. W każdym kroku tego postępowania oblicza się położenie czopa w łożyskach i tarcz w uszczelnieniach w oparciu o związki nieliniowe, a następnie określa się deformacje całego wirnika w oparciu o liniowe już zależności typu:

$$[K]\{u\} = \{q_0\},$$

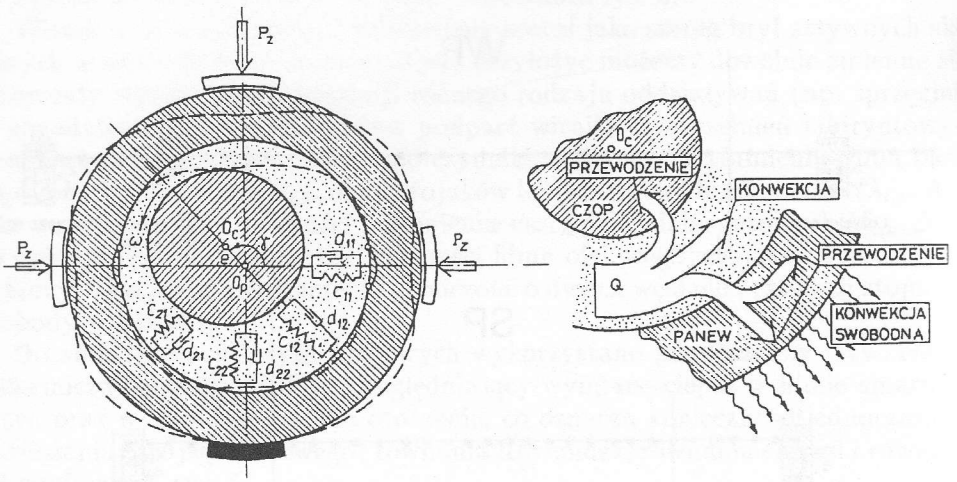
gdzie:

- $[K]$ – globalna macierz sztywności,
- $\{u\}$ – wektor przemieszczeń węzłowych,
- $\{q_0\}$ – wektor sił węzłowych.

Postępowanie powyższe prowadzi się aż do ustalenia przemieszczeń wszystkich węzłów, czyli określenia środkowej linii drgań. Dla wyznaczonych w ten sposób przemieszczeń czopów w łożyskach i tarcz w uszczelnieniach obliczane



Rys. 4. Dyskretyzacja wirnika turbiny



Rys. 5. Model cieplny łożyska [1]

są tzw. współczynniki sztywności i tłumienia filmu olejowego łożysk lub uszczelnień $c_{i,k}$, $d_{i,k}$. Oznacza to założenie, że dalsze ruchy węzłów (drżania) będą już małe (wokół środkowej linii drgań). Zagadnienia kinetostatyczne pochłaniają zdecydowaną większość czasu obliczeń. Wynika to bowiem z realizacji iteracyjnego procesu, który uwzględnia przemieszczenia w łożyskach, ugięcia stojaków i fundamentów oraz deformacje samego wirnika. W IMP PAN został opracowany algorytm głównej pętli iteracyjnej dla zagadnień kinetostatyki, który pozwolił na skrócenie czasu obliczeń. Głównym założeniem algorytmu było przyjęcie zasady, że w tzw. pierwszym przybliżeniu reakcje podpór wyznacza się z podziału całego układu na podukłady statycznie wyznaczalne. Uzyskane w ten sposób reakcje determinują położenie wału w obrębie szczeliny smarnej łożysk. Położenie to jest już na ogół dobrym przybliżeniem rozwiązania końcowego. W kolejnych iteracjach rozwiązywane są układy statycznie niewyznaczalne (co w metodzie MES jest bardzo proste). Zastosowanie metody relaksacji pozwala uzyskać stosunkowo szybką zbieżność.

Punktem wyjścia przy rozwiązywaniu zagadnień dynamicznych są wyniki obliczeń kinetostatycznych, a więc: określona środkowa linia drgań, skojarzone współczynniki sztywności i tłumienia łożysk, uszczelnień labiryntowych oraz fundamentów. W zagadnieniach dynamiki wszystkie podukłady traktowane są jako człony liniowe, a drżania odbywają się wokół środkowej linii drgań. Z uwagi na liniowy charakter zagadnienia czasochłonność obliczeń jest znacznie mniejsza niż w kinetostatyce. W tym przypadku równanie drgań wymuszonych przyjmie następującą postać:

$$[M]\{\ddot{u}\} + [D]\{\dot{u}\} + [K]\{u\} = \{q\},$$

gdzie:

- $[M]$ – globalna macierz bezwładności,
- $[D]$ – globalna macierz tłumienia,
- $\{q\}$ – wektor sił dynamicznych,
- $\{u\}\{\dot{u}\}\{\ddot{u}\}$ – uogólnione przemieszczenia, prędkości i przyspieszenia.

Analizując drgania swobodne układu ($\{q\} = \{0\}$), przewiduje się rozwiązanie jednorodnego równania macierzowego w postaci pierwiastków zespolonych:

$$\lambda_n = \frac{u_n}{\omega} + i \frac{v_n}{\omega},$$

gdzie:

- $n = 1, 2, 3, \dots, n_s$ (n_s – ilość stopni swobody układu),
- u_n – tłumienie odpowiadające n -tej częstotliwości własnej układu [rad/s],
- v_n – n -ta częstotliwość własna układu [rad/s].

Przyjmując, że $X_n(\tau, z)$ i $Y_n(\tau, z)$ oznaczają składowe ruchu poszczególnych węzłów można napisać następującą zależność (np: dla składowej X_n):

$$X_n = A_{xn} e^{\lambda_n \tau} = A_{xn} e^{\frac{u_n}{\omega} \tau} e^{i \frac{v_n}{\omega} \tau},$$

gdzie:

- $\tau = \omega t$ – bezwymiarowy czas,
- A_{xn} – stała składowa amplitudy drgań węzła.

Pierwszy człon równania opisuje tłumienia, a drugi częstotliwość drgań własnych układu. Układ będzie stabilny jeśli człon

$$e^{\frac{u_n}{\omega} \tau}$$

z upływem czasu będzie malał do zera, co oznacza ujemną część rzeczywistą pierwiastków λ_n czyli $u_n < 0$. A zatem:

- u_n – tłumienie odpowiadające n -tej częstotliwości własnej układu [rad/s],
- v_n – n -ta częstotliwość własna układu [rad/s].

5.2. System ABAQUS

System ABAQUS jest powszechnie znanym na świecie profesjonalnym programem o ogromnych możliwościach obliczeniowych i bardzo rozbudowanej strukturze. Nie posiada on szczególnie rozbudowanej części łożyskowej lecz wykorzystując dostępne w nim moduły można z powodzeniem zamodelować węzły łożyskowe turbiny i wykonać obliczenia częstotliwości drgań własnych.

Wał wirnika zamodelowano elementami belkowymi Timoshenki, dwuwęzłowymi o czterech stopniach swobody w węźle wykorzystując moduł *BEAM GENERAL SECTION, dla którego podano: charakterystyki geometryczne (pole przekroju A , momenty bezwładności na zginanie $I_{11}, I_{12}, I_{21}, I_{22}$ i moment bezwładności na skręcanie J_0), charakterystyki materiałowe (moduł Younga E , moduł

sprężystości postaciowej G , współczynnik rozszerzalności liniowej α i temperaturę otoczenia T).

Tarcze łopatkowe zamodelowano elementami skończonymi, jednowęzłowymi, zadając modułem *MASS wartość masy skupionej w węźle. Węzły łożyskowe zamodelowano elementami skończonymi, jednowęzłowymi, zadając sztywność modułem *SPRING a modułem *DASHPOT tłumienie w dwóch kierunkach.

6. Przygotowanie danych do obliczeń

Dyskretyzacji wirnika dokonano zgodnie z wymaganiami systemu MESWIR. ABAQUS w oparciu o rysunki techniczne wałów wirnika turbiny 13K215 rys. 4. Dane opisujące geometrię i fizyczne własności wirnika oraz parametry dyskretyzacji:

MESWIR:

Charakterystyki geometryczne:

długość elementu	L ,
średnica zewnętrzna dla obliczeń masowych	DZM
średnica wewnętrzna dla obliczeń masowych	DWM
średnica zewnętrzna dla obliczeń bezwładności	DZB
średnica wewnętrzna dla obliczeń bezwładności	DWB

Charakterystyki materiałowe:

moduł Younga	$E=2.1 \cdot 10^{11}$
liczba Poissona	$\nu=0.3$
gęstość	$\rho=7850$

Charakterystyki modelowania:

liczba i rozmieszczenie węzłów łożyskowych	7
liczba elementów	185
liczba węzłów	186
liczba i rozmieszczenie mas dodatkowych (tarcze łopatkowe)	8
wartości współczynników sztywności i tłumienia	tab. 1.

ABAQUS:

Charakterystyki geometryczne:

pole przekroju poprzecznego elementu	A
momenty bezwładności na zginanie	$I_{11}, I_{12}, I_{21}, I_{22}$
moment bezwładności na skręcanie	J_0

Charakterystyki materiałowe:

moduł Younga	$E = 2.1 \cdot 10^{11}$
moduł sprężystości postaciowej	$G = 7.92 \cdot 10^{10}$
współczynnik rozszerzalności liniowej	$\alpha = 1.15 \cdot 10^{-5}$
temperatura otoczenia	$T = 20$

Charakterystyki modelowania:

liczba i rozmieszczenie węzłów łożyskowych	7
liczba elementów	185
liczba węzłów	186
liczba i rozmieszczenie mas dodatkowych (tarcze łopatkowe)	8
wartości współczynników sztywności i tłumienia	tab. 1.

7. Obliczenia sprawdzające

W celu sprawdzenia poprawności przygotowanych danych wykonano obliczenia sprawdzające. Porównano obliczone masy całkowite zdyskretyzowanych odcinków wirnika z masami rzeczywistymi, a także obliczono częstości giętych drgań własnych (trzy pierwsze częstości). Zestawienie obliczonych częstości zamieszczono w tabelach 2, 3 i 4. Analiza otrzymanych wyników potwierdza poprawność przyjętych danych i metody obliczeń.

8. Weryfikacja programów dynamicznych systemu MESWIR w oparciu o system ABAQUS – Etap 1

8.1. Porównanie wyników obliczeń uzyskanych programami MESWIR i ABAQUS dla identycznych założeń – przypadek I i II

Obliczenia wykonano za pomocą programu DYNWIR03-S. Współczynników sztywności i tłumienia nie obliczano programem KINWIR03-D lecz przyjęto ich wartości zgodnie z tabelą 1.

Przypadek I – wszystkie podpory sztywne (przyjęto sztywność w kierunkach głównych równą 5×10^{15} N/m).

Wartości obliczonych częstości znajdują się w tabeli 5. Różnica obliczonych wartości częstości nie przekracza 1%, co świadczy o doskonałej zgodności programu MESWIR i programu ABAQUS. Porównanie przebiegu obliczonych za pomocą obu programów form drgań również potwierdza zgodność – zgodny kształt form dla odpowiednich częstości (rys. 6).

Przypadek II – podpory o jednakowych założonych sztywnościach dla kierunków głównych $1 \cdot 10^9$ N/m.

Tabela 2

Częstości giętnych drgań własnych części wirnika Podpory sztywne. Częstość I [1/min]								
Części wirnika	ZWO (0-A)	WP (A-B)	SP (B-C)	ZW1 (C-D)	NP (D-E)	ZW2 (E-F)	GEN (F-G)	ZW3 (G-H)
MESWIR	–	1895	1974	15344	3633	11193	1353	19525
ABAQUS	53177	1870	1963	15309	3668	11392	1349	19449

Tabela 3

Częstości giętnych drgań własnych części wirnika Podpory sztywne. Częstość II [1/min]								
Części wirnika	ZWO (0-A)	WP (A-B)	SP (B-C)	ZW1 (C-D)	NP (D-E)	ZW2 (E-F)	GEN (F-G)	ZW3 (G-H)
MESWIR	–	7882	8044	35892	9029	33540	4133	67103
ABAQUS	161310	7683	8141	35199	9268	34483	4116	69216

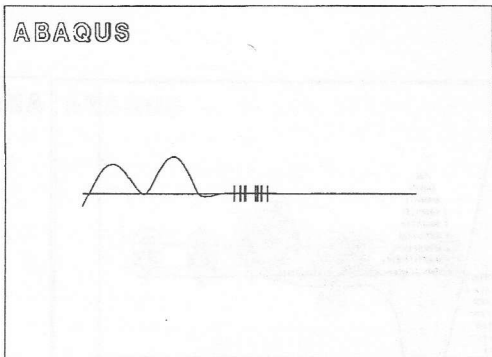
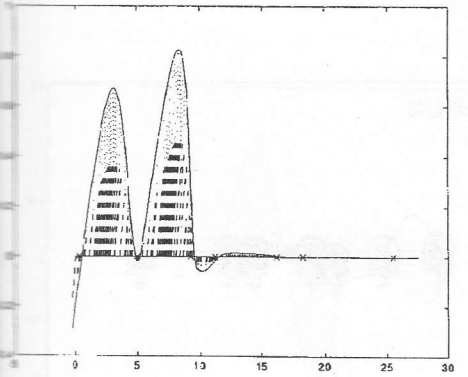
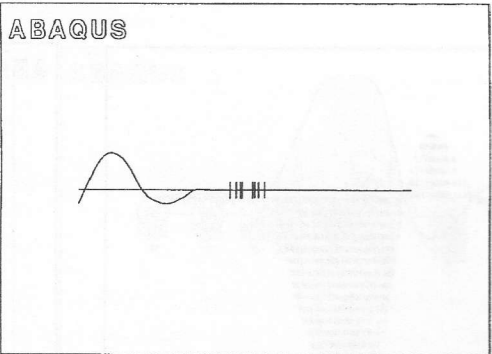
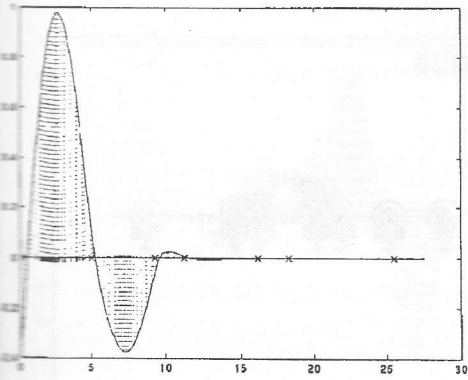
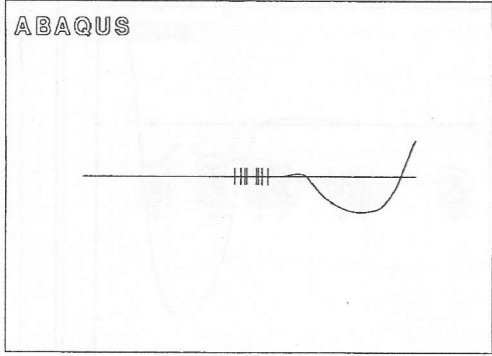
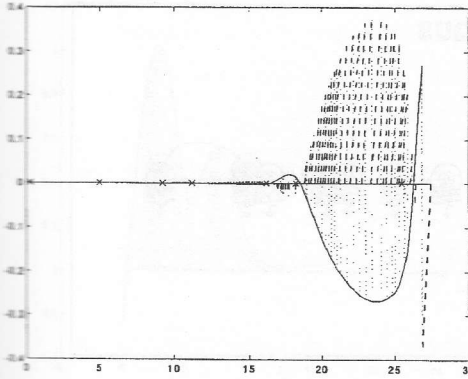
Wartości obliczonych częstości znajdują się w tabeli 5. Różnica obliczonych wartości częstości dla tego przypadku nie przekracza 2%. Obliczone formy wykazują zgodny kształt dla obu programów (rys. 7).

8.2. Wnioski

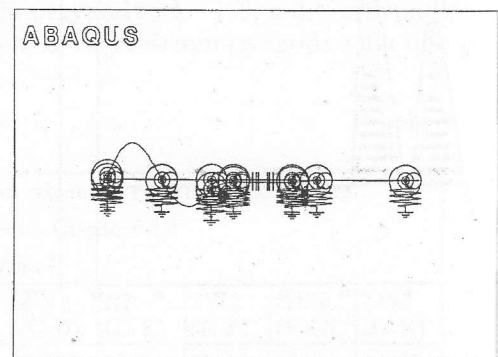
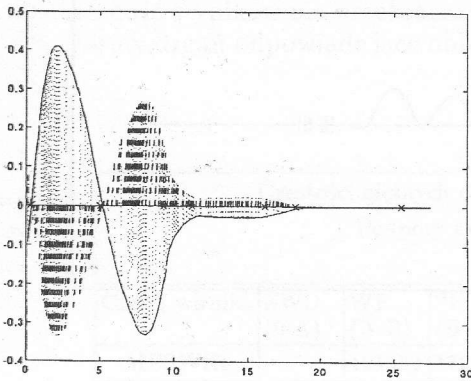
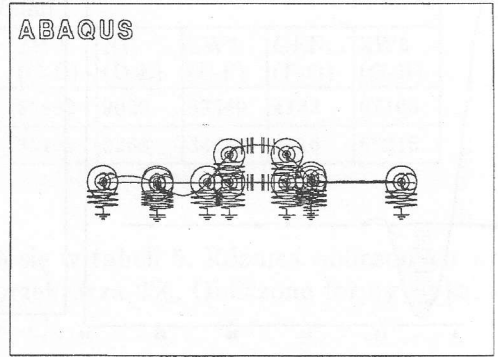
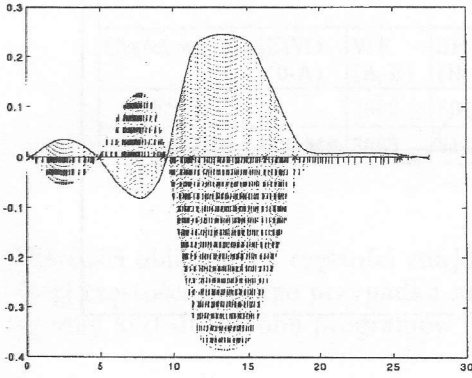
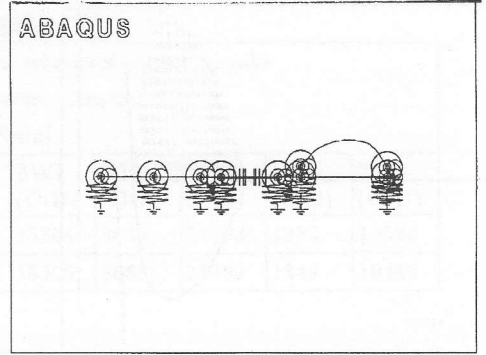
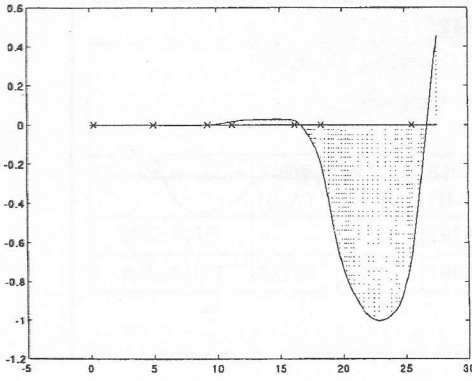
Porównanie obliczonych wartości częstości własnych wskazuje na doskonałą zgodność wyników otrzymanych za pomocą programu MESWIR jak i ABAQUS. Rozbieżność wyników nie przekracza: dla przypadku I – 1%, a dla przypadku II – 2%. Formy drgań odpowiadające obliczonym częstościom są zgodne dla obu programów.

Tabela 4

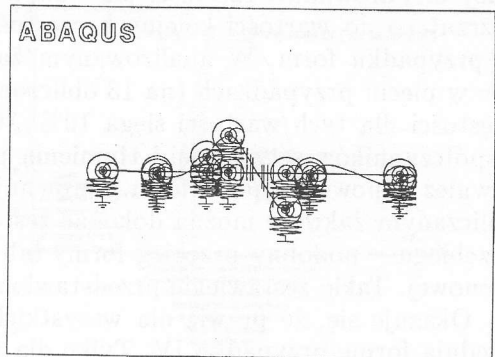
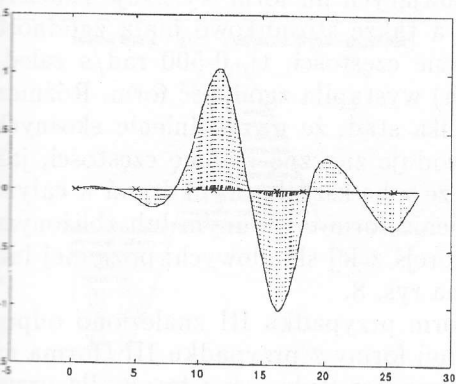
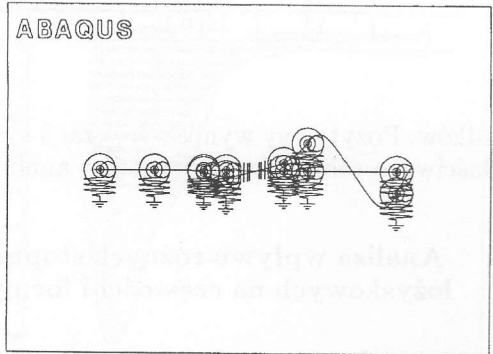
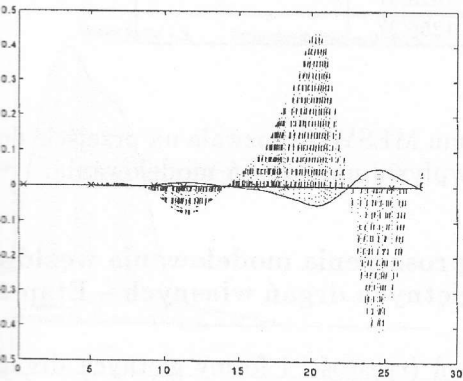
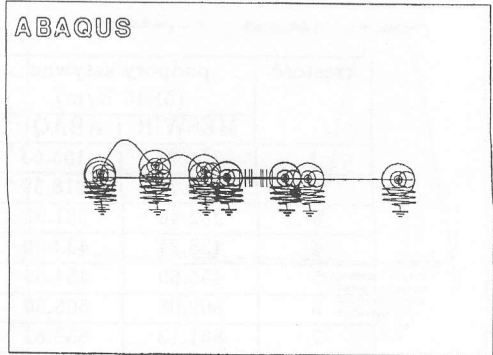
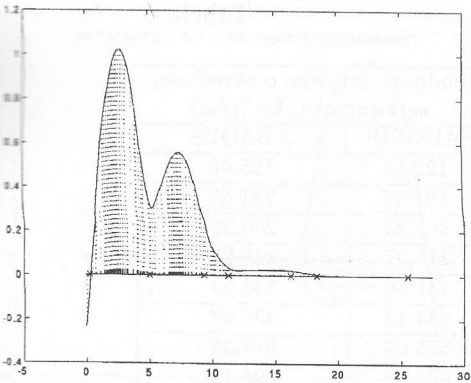
Częstości giętnych drgań własnych części wirnika Podpory sztywne. Częstość III [1/min]								
Części wirnika	ZWO (0-A)	WP (A-B)	SP (B-C)	ZW1 (C-D)	NP (D-E)	ZW2 (E-F)	GEN (F-G)	ZW3 (G-H)
MESWIR	–	164532	17935	61350	22561	65300	10474	123224
ABAQUS	364818	15839	18356	63276	25308	67020	10537	136440



Rys. 6. Formy drgań własnych. Zestawienie wyników obliczeń uzyskanych programami MESWIR ABAQUS - Przypadek I



Rys. 7. Formy drgań własnych. Zestawienie wyników obliczeń uzyskanych programami MESWIR ABAQUS – Przypadek II



Rys. 7 cd. Formy drgań własnych. Zestawienie wyników obliczeń uzyskanych programami MESWIR ABAQUS – Przypadek II

Tabela 5

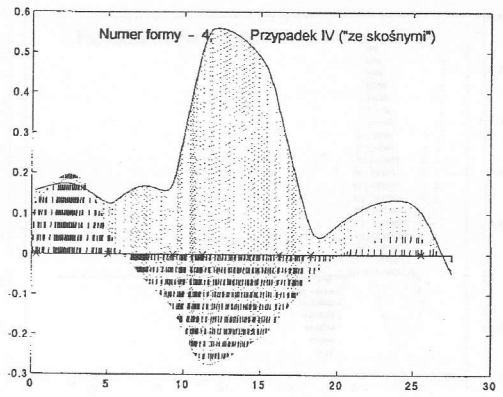
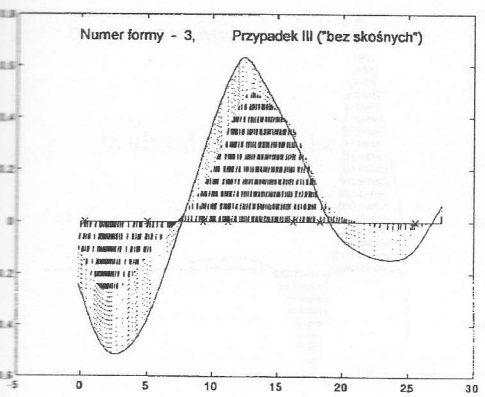
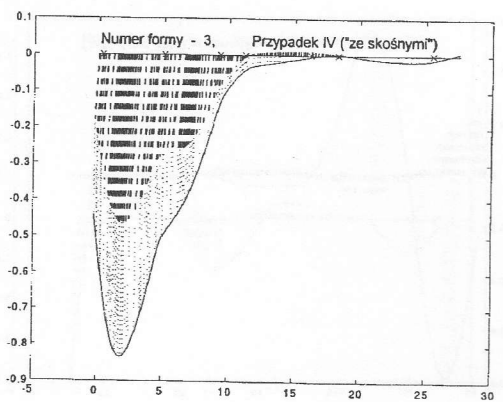
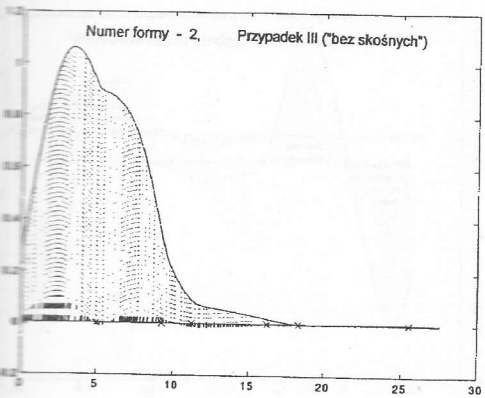
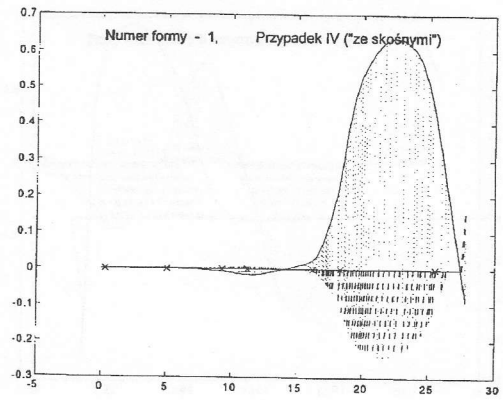
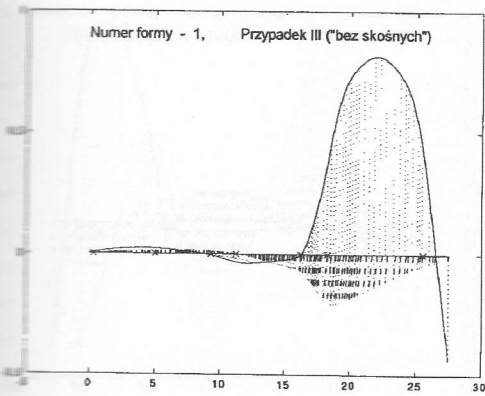
częstość	podpory sztywne (5E15 N/m)		podpory sztywne o określonej sztywności (1E9 N/m)	
	MESWIR	ABAQUS	MESWIR	ABAQUS
1	154.03	153.63	125.95	125.68
2	220.76	218.59	181.57	181.67
3	282.46	281.36	202.23	200.99
4	428.24	433.60	218.07	216.66
5	455.60	454.56	331.66	330.83
6	809.08	805.50	384.12	388.42
7	861.13	853.82	575.06	571.35
8	976.20	985.41	604.98	598.14
9	1006.89	1036.3	714.59	701.13
10	1168.32	1177.2	772.95	776.03
11	1591.64		928.58	
12	1797.73		1020.57	
13	1960.15		1256.27	

padków. Pozytywny wynik weryfikacji systemu MESWIR pozwala na przejście do właściwego celu pracy którym jest analiza wpływu uproszczeń modelowania.

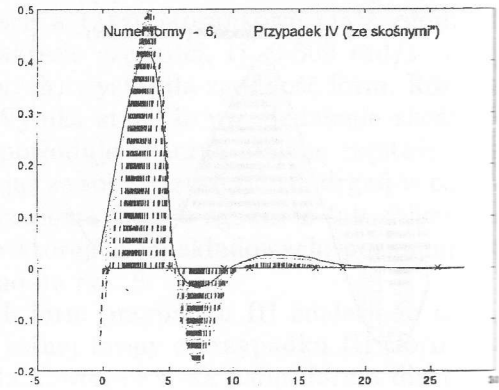
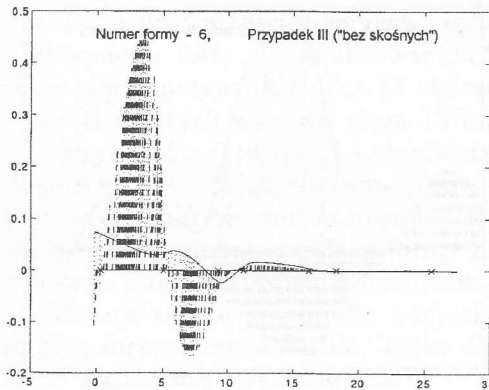
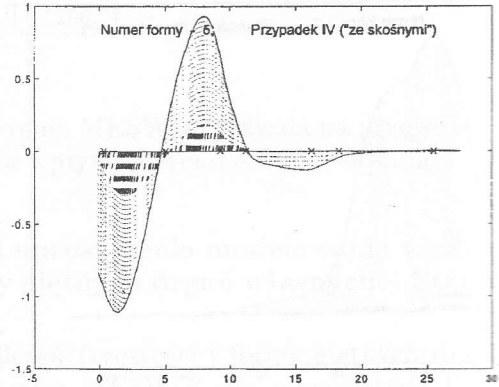
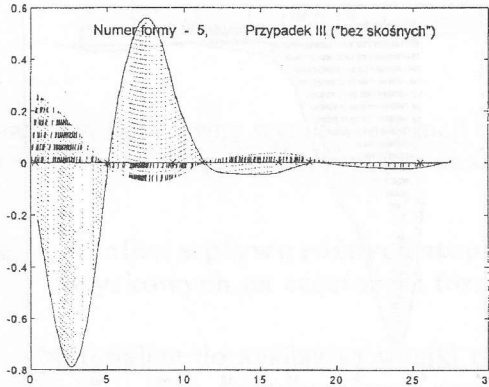
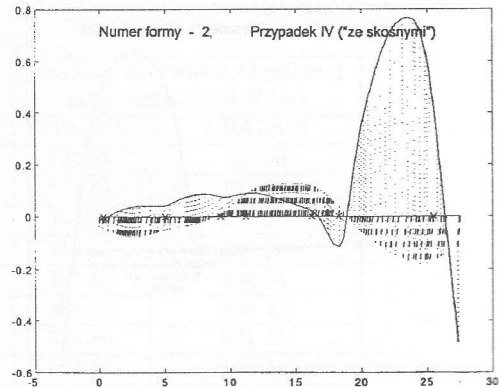
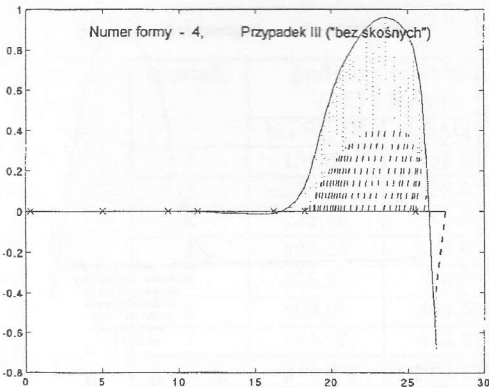
9. Analiza wpływu różnych stopni uproszczenia modelowania węzłów łożyskowych na częstości i formy giętych drgań własnych – Etap 2

Materiałem do analizy są wyniki obliczeń (częstości i formy giętych drgań własnych), jakie przeprowadzono programem MESWIR dla przypadków: III – bez uwzględnienia „skośnych” współczynników sztywności i tłumienia i IV – z uwzględnieniem tychże współczynników. Zamieszczono je i porównano w tabelicy 6. Porównanie częstości jak i odpowiadających im form wykazuje znaczny rozrzut co do wartości kolejnych częstości, a także stosunkowo małą zgodność w przypadku form. W analizowanym zakresie częstości, tj. 0-500 rad/s zaledwie w pięciu przypadkach (na 13 obliczonych) wystąpiła zgodność form. Różnica częstości dla tych wartości sięga 10%. Wynika stąd, że uwzględnienie skośnych współczynników sztywności i tłumienia powoduje znaczną zmianę częstości, jak również odpowiadających form. Porównując ze sobą kształty form drgań w całym obliczanym zakresie można dokonać zestawienia form o zgodnym lub zbliżonym przebiegu – podobny przebieg formy lub którejś z jej składowych: poziomej lub pionowej. Takie zestawienie przedstawiono na rys. 8.

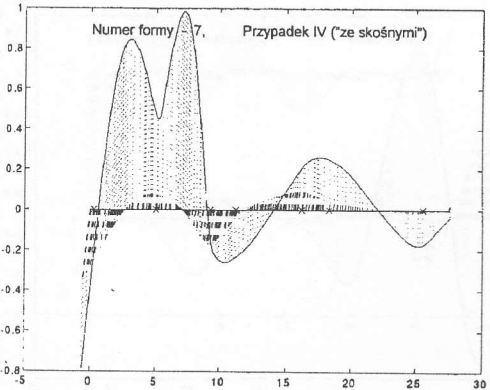
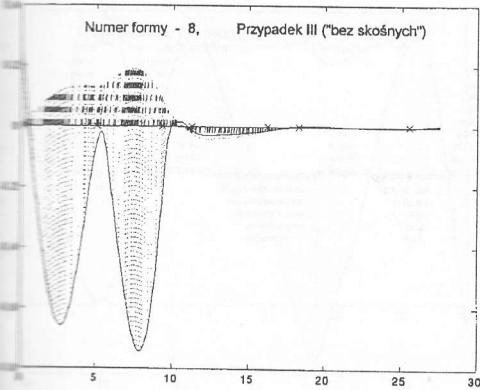
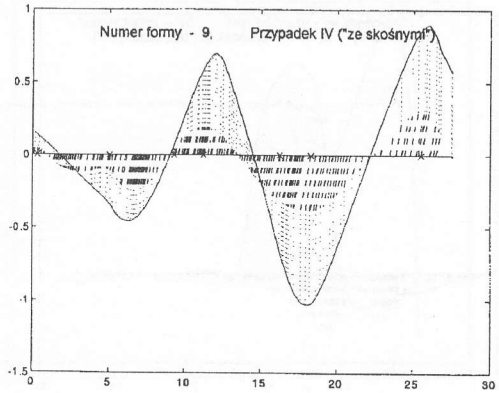
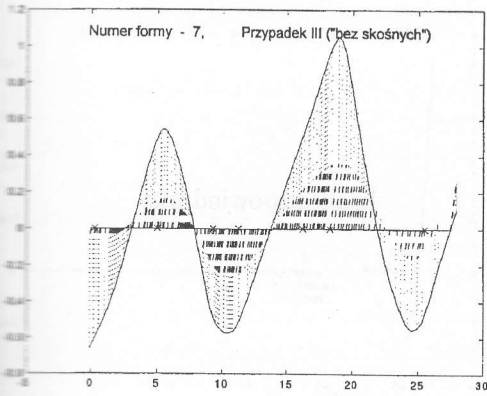
Okazuje się, że prawie dla wszystkich form przypadku III znaleziono odpowiednią formę przypadku IV. Tylko dla jednej formy z przypadku III (forma nr 9) nie znaleziono jej odpowiednika i dodatkowo powstała jedna forma dla przypadku IV (forma nr 8), która nie wystąpiła dla przypadku bez współczynników skośnych. Porównanie wartości częstości drgań własnych odpowiadających tak



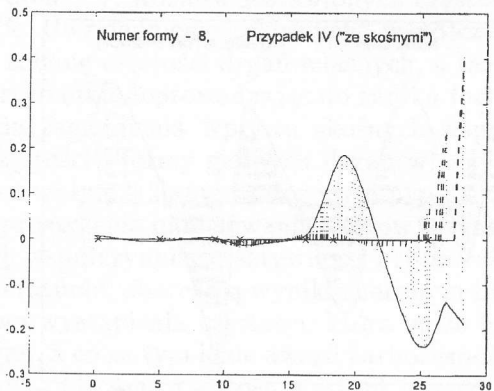
Rys. 8. Zestawienie form giętych drgań własnych dla przypadku III i przypadku IV

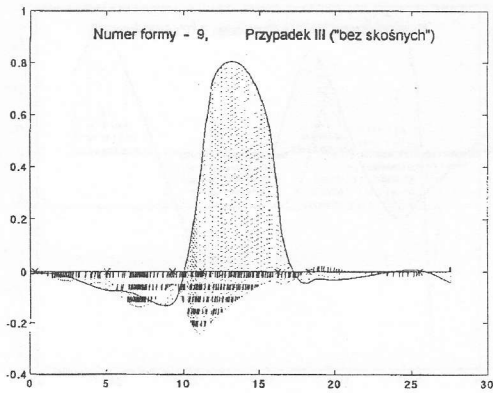


Rys. 8 cd. Zestawienie form giętnych drgań własnych dla przypadku III i przypadku IV

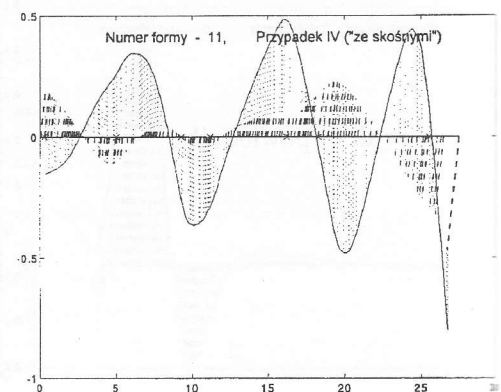
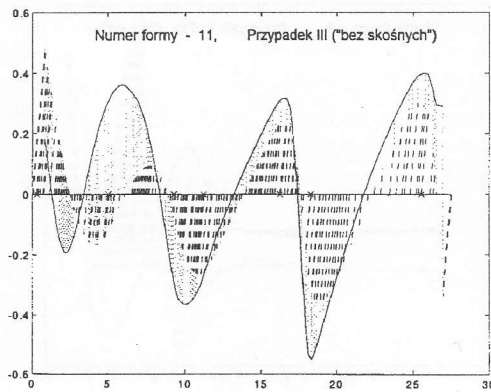
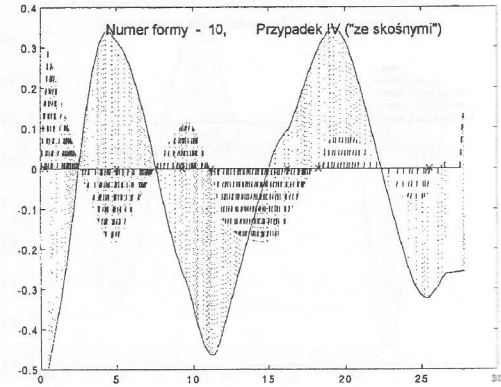
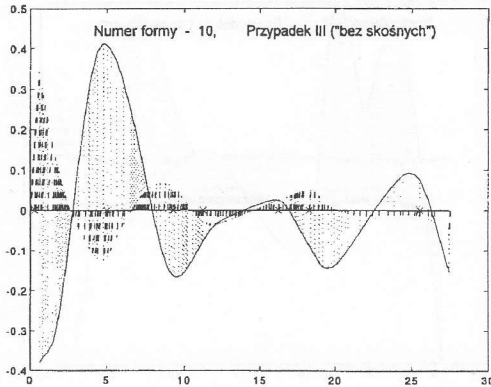


brak odpowiednika

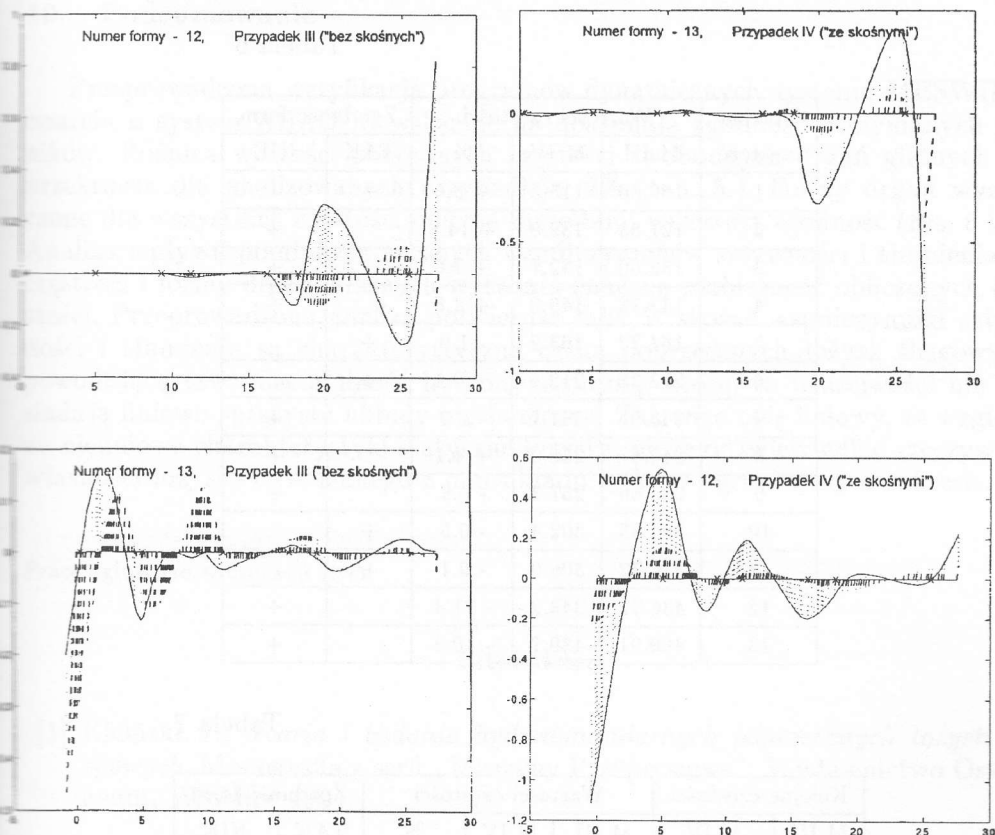




brak odpowiednika



Rys. 8 cd. Zestawienie form giętych drgań własnych dla przypadku III i przypadku IV



Rys. 8 cd. Zestawienie form giętnych drgań własnych dla przypadku III i przypadku IV

zestawionym formom przedstawiono w tabelicy 7. Różnica zestawionych częstości osiąga dla kilku przypadków ponad 10%. Uwzględnienie „skośnych” współczynników sztywności i tłumienia powoduje zmianę częstości drgań własnych, a także modyfikuje kształt formy w skrajnym przypadku doprowadzając do zaniku formy lub powstania nowej. Próba uogólnienia zagadnienia wpływu skośnych współczynników sztywności i tłumienia na częstości i formy giętnych drgań własnych nie jest możliwa, gdyż trudno określić ten wpływ w danym założonym przedziale. Jak wynika z przeprowadzonej analizy uproszczenia modelowania węzłów łożyskowych, polegające na pominięciu skośnych współczynników sztywności i tłumienia, powszechnie stosowane i opisywane w literaturze, obarczają wyniki znacznym błędem. Niesie to za sobą niebezpieczeństwo wystąpienia częstości, która może być przyczyną nagłego wzrostu poziomu drgań, a co za tym idzie awarii turbozespołu. Osobnym zagadnieniem jest to, czy dana obliczona częstość wystąpi w rzeczywistych warunkach pracy maszyny. Odpowiedzią na takie pytanie będą wyniki badań opisane w oddzielnej pracy.

Tabela 6

Kolejna częstość	Wartości częstości			Zgodność form	
	M III	M IV	%	TAK	NIE
1	106.36	115.5	+ 8.6	+	
2	121.83	139.8	+ 14.8		+
3	132.60	142.7	+ 7.6		+
4	142.18	149.0	+ 4.8		+
5	164.73	163.2	- 1.0	+	
6	212.38	212.4	+ 0.1	+	
7	243.96	241.7	- 1.0		+
8	246.87	256.9	+ 4.1		+
9	285.60	257.3	- 9.9		+
10	304.35	302.4	- 0.6	+	
11	336.72	306.0	- 9.1	+	
12	436.72	343.2	- 21.4		+
13	490.91	439.7	- 10.4		+

Tabela 7

Kolejne częstości		Wartości częstości			Zgodność form	
M III	M IV	M III	M IV	%	TAK	NIE
1	1	106.36	115.5	+ 8.6	+	
2	3	121.83	142.7	+ 17.1	+	
3	4	132.60	149.0	+ 12.4	+	
4	2	142.18	139.8	- 1.7	+	
5	5	164.73	163.2	- 1.0	+	
6	6	212.38	212.4	+ 0.1	+	
7	9	243.96	257.5	+ 5.6	+	
8	7	246.87	241.7	- 2.1	+	
*	8	-	256.9	-	-	
9	*	285.60	-	-	-	
10	10	304.35	302.4	- 0.6	+	
11	11	336.72	306.0	- 9.1	+	
12	13	436.72	439.7	+ 0.7	+	
13	12	490.91	343.2	- 30.0	+	

* - brak odpowiednika

10. Podsumowanie

Przeprowadzona weryfikacja programów dynamicznych systemu MESWIR w oparciu o system ABAQUS wskazuje na doskonałą zgodność otrzymanych wyników. Różnica wartości obliczonych częstości swobodnych drgań giętych nie przekracza dla analizowanych przypadków 2% (tab. 5.). Formy drgań wyznaczone dla wszystkich częstości obrotami metodami wykazują zgodność (rys. 6 i 7). Analiza wpływu pominięcia skośnych współczynników sztywności i tłumienia na częstości i formy drgań własnych wykazała znaczną rozbieżność obliczonych częstości. Przeprowadzona analiza potwierdza fakt, iż skośne współczynniki sztywności i tłumienia są charakterystyczną cechą poprzecznych łożysk ślizgowych, powodującą tzw. niestabilność hydrodynamiczną, której to właściwości nie posiadają liniowo-sprężyste układy mechaniczne. Tak więc opis liniowy, ze względu na nieliniowe charakterystyki statyczne łożyska, może odzwierciedlać rzeczywiste własności łożyska i związanego z nim układu tylko w ograniczonym zakresie.

Pracę zgłoszono w czerwcu 1995

Literatura

- [1] Kiciński J.: *Teoria i badania hydrodynamicznych poprzecznych łożysk ślizgowych*, Monografia z serii „Maszyny Przepływowe”, Wydawnictwo Ossolineum, Wrocław 1994.
- [2] Kiciński J., Drozdowski R., Materny P.: *Weryfikacja programów dynamicznych systemu MESWIR oparta na jednomasowym modelu wirnika*, Zesz. Nauk. IMP PAN, nr 382/1349/93, Gdańsk 1993.

Numerical analysis of an impact of different degrees of bearing nodes simplification on operation of large rotormachine (turbogenerator 200MW)

Summary

The first part of the paper presents the results of verification of dynamic programs of the MESWIR computer system. The analysis was carried out of the base of ABAQUS computer system. The subject of verification was a model of the real turbogenerator 200MW. The second part contains a comparative study of different simplification degrees of the bearing model.