

DRGANIA WŁASNE PAKIETÓW ŁOPATEK TURBINOWYCH Z NIECIĄGŁYM BANDAŻEM

ALFRED ZMITROWICZ

Institut Maszyn Przepływowych PAN, Gdańsk

Lopatki turbinowe wyfrezowane wraz z fragmentem bandaża mogą być zestawione ze sobą w pakiety. Wzajemne usytuowanie odcinków bandaża decyduje o własnościach dynamicznych układu. W niniejszej pracy porównano wyniki obliczeń numerycznych z badaniami eksperymentalnymi w zakresie częstości i form drgań własnych modelu pakietu łopatek z nieciągłym bandażem. Wskazano na zgodność wyników obliczeń z pomiarami eksperymentalnymi dla modelu teoretycznego zawierającego dodatkowe stopnie swobody w miejscach nieciągłości bandaża.

1. Wstęp

Turbiny, jak i inne urządzenia mechaniczne, posiadają konstrukcyjne nieciągłości w postaci połączeń, miejsc podparcia, powierzchni rozdziału. Typowym przykładem konstrukcyjnej nieciągłości są powierzchnie kontaktu odcinków bandaża.

Lopatki turbinowe wyfrezowane wraz z fragmentem bandaża, który stanowi "integralną" część łopatki, mogą być zestawiane ze sobą w pakiet. Zestawione ze sobą odcinki bandaża tworzą pierścień. Wzajemne usytuowanie odcinków bandaża wpływa na charakter pracy łopatek. Przy tym możliwe jest zachowanie luzu, monolityczne złączenie lub kontakt z zapewnionym dociskiem.

Istnieją różne sposoby wprowadzenia docisku technologicznego. Jednym ze sposobów jest takie wykonanie łopatek aby płaszczyzna końca bandaża była przesunięta względem płaszczyzny stopy łopatki. Inny sposób zapewnienia docisku polega na wprowadzeniu efektu skręcenia pióra łopatki. Po zestawieniu ze sobą łopatek osiąga się znaczny docisk na powierzchni nieciągłości bandaża. Pakiety łopatek turbinowych ze wstępnym napięciem bandaża są powszechnie stosowane w częściach wysoko- i średnioprężnych turbin parowych. Rzeczywista wielkość docisku w warunkach eksploatacyjnych zależy od naprężeń termicznych pochodzących od gorącej pary i sił masowych odpowiadających danej prędkości obrotowej turbiny. Wpływy termiczne i siły masowe mogą zmieniać również charakter pracy pa-

kietu, np. zmontowany pakiet z zapewnionym dociskiem może pracować jako układ pojedynczych łopatek bez docisku lub z możliwością luzu między nimi. Możliwe zużycie stykających się powierzchni można kompensować zapasem technologicznym.

Najczęściej powierzchnia nieciągłości jest prostopadła lub ukośna względem brzegu bandaża. Znane są również połączenia z uskokiem w środku szerokości bandaża. Styk odcinków bandaża jest stykiem powierzchniowym, w którym możliwe są względne ruchy translacyjne oraz ruch wirowy. W takich pakietach łopatek głównym mechanizmem tłumienia drgań jest tarcie między odcinkami bandaża.

Drgania złożonych układów konstrukcyjnych z powierzchniami nieciągłości opisywano zazwyczaj zastępczym układem o jednym stopniu swobody. Przemieszczenia łopatki sprężarki ze stykającymi się półkami, Earles i Williams [1] opisali za pomocą dynamicznych liczb wpływowych. Przy tym założono zlinearyzowaną postać siły tarcia. Analizę dynamicznych odpowiedzi smarowanego i suchego styku odcinków bandaża na wymuszenia od drgań dysku zaopatrzonego w łopatki zawiera praca [2]. W [3] omówiono wyniki badań eksperymentalnych i analitycznych własności styku ciernego bandaża i półek. Łopatkę wraz z bandażem lub półką modelowano układem o jednym lub dwóch stopniach swobody. Drgania prostych układów dynamicznych z różnymi typami równań tarcia analizowano w [4]. Proste modele składające się z pojedynczej masy i sprężyny nie oddają w pełni własności dynamicznych rzeczywistego pakietu łopatek z nieciąglym bandażem.

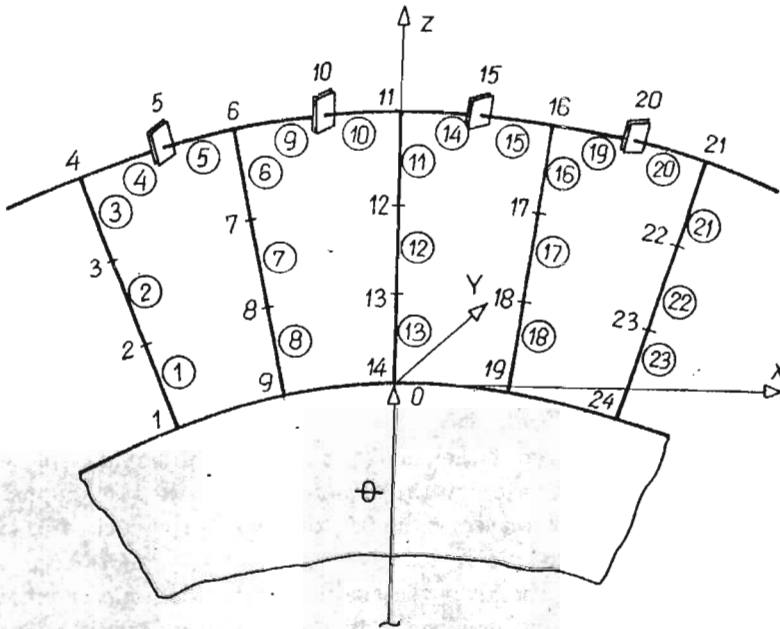
Wygodnym narzędziem analizy układów łopatkowych turbin są jednowymiarowe modele ciągłe. Korzystając z modelu pakietu łopatek w postaci ramy płaskiej, przedstawiono w [5] obliczenia drgań własnych pary łopatek z monolitycznym bandażem. Pełną analizę teoretyczną drgań pakietu łopatek z nieciąglym bandażem zawierają prace [6,7].

Wyniki badań eksperymentalnych pakietów, w których między odcinkami bandaża jest luz, kontakt z dociskiem lub są one zespawane, przeprowadzonych w warunkach laboratoryjnych i na pracującej turbinie zaprezentowano w [8]. Tam stwierdzono, że największe naprężenia dynamiczne podczas drgań występują w przypadku luzu między odcinkami bandaża oraz w przypadku zespawanego bandaża. Najkorzystniejszym dla turbiny jest przypadek pakietu z gwarantowanym dociskiem między odcinkami bandaża. W wyniku badań eksperymentalnych pary łopatek z kontaktującymi się odcinkami bandaża, podczas drgań rezonansowych z pierwszą formą [9], stwierdzono istnienie docisku zapewniającego optymalne warunki tłumienia drgań. W pracy [10] zaprezentowano wyniki pomiarów parametrów drgań własnych i tłumienia rzeczywistego i modelowego pakietu kilku łopatek z nieciąglym bandażem. Badano wpływ różnych warunków pracy w miejscach nieciągłości bandaża: luz, docisk, sklejenie, wkładki teflonowe, wkładki drutu srebrnego.

Nie udało się dotychczas przeprowadzić bezpośrednich pomiarów efektów występujących w styku bandaża (docisku, poślizgu, tarcia). Wszystkie te złożone zjawiska kontaktowe możemy poznawać jedynie pośrednio, poprzez badanie zachowania się pakietu jako całości. Olbrzymią rolę może odgrywać w tym zakresie symulacja komputerowa.

Niniejsza praca jest podsumowaniem doświadczeń z zastosowań programu obliczeniowego określania własności dynamicznych pakietu łopatek z nieciągłym bandażem [11]. Porównanie wyników obliczeń i badań eksperymentalnych daje możliwość poznania roli jaką odgrywa mechanizm nieciągłości bandaża. Ponadto, prezentowana praca stanowi rozszerzenie metody przedstawionej w [6,7] na obliczenia drgań pakietu wielu łopatek.

2. Opis modelu obliczeniowego



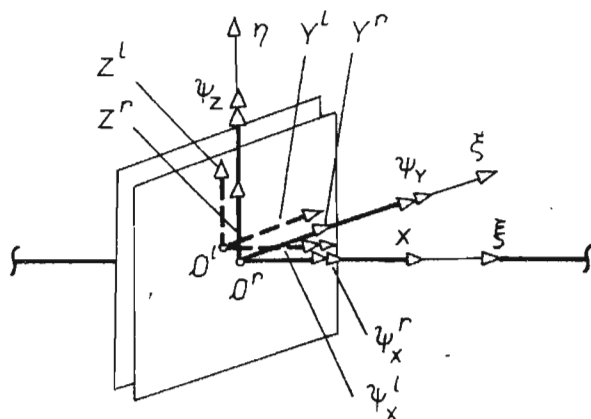
Rys. 1. Model obliczeniowy pakietu łopatek

Załóżmy teoretyczny model pakietu łopatek w postaci przestrzennego układu prętowego z powierzchniami nieciągłości i sztywnym podparciem, rys.1. Charakterystyki geometryczne i wytrzymałościowe prętów przyjętego modelu (tj.

stała sprężystości, współczynnik Poissona, pole przekroju poprzecznego, momenty bezwładności) odpowiadają własnościom wytrzymałościowym stali łopatkowej oraz geometrii rzeczywistej łopatki i bandaża. Układ modelowy opisujemy w układzie współrzędnych $OXYZ$ związanym z wieńcem tarczy wirnikowej. W przypadku wirującego pakietu łopatek wokół osi wału, jest on ruchomym układem nieinercyjnym.

Zakładamy, że docisk technologiczny zapewnia ciągły kontakt stykających się powierzchni bandaża. Ponadto rozpatrujemy takie ruchy pakietu podczas których przemieszczenia względne w miejscach styku bandaża są makropoślizgami czyli przekraczają wielkość odkształceń sprężystych nierówności powierzchni styku.

Kształt kanału przepływowego wymaga ukośnego usytuowania łopatek względem płaszczyzny tarczy wirnikowej. Stąd główne osie bezwładności przekrojów łopatek i bandaża nie są wzajemnie równoległe.



Rys. 2. Model węzła nieciągłości bandaża w przypadku pełnego poślizgu

Podziału układu prętowego na elementy skończone dokonuje się tak, aby w miejscach nieciągłości bandaża wystąpił węzeł. W węźle tym dopuszcza się względny ruch translacyjny w płaszczyźnie $O\zeta\eta$ oraz względny ruch wirowy wokół osi $O\xi$. Rys.2 przedstawia węzeł nieciągłości w stanie całkowitego poślizgu. Stanem zespolenia nazywa się przypadek gdy stykające się powierzchnie nie przemieszczają się względem siebie, zaś stanem poślizgu, gdy powierzchnie ślizgają się po sobie. Inne przypadki pośrednie zostały szczegółowo rozważone w [6,7]. Pokazane na rys.2 symbole X, Y, Z oznaczają składowe wektora przemieszczenia zaś ψ_x, ψ_y, ψ_z składowe wektora obrotu przekroju pręta. Wskaźniki l, r oznaczają lewą i prawą stronę miejsca nieciągłości. W zależności od liczby możliwych poślizgów w miejscach styku bandaża zmienia się odpowiednio liczba stopni swobody układu. Styk typu idealnie gładkiego jak również typu idealnie chropowatego (pełne zespolenie)

można realizować poprzez dopuszczenie lub ograniczenie liczby stopni swobody w miejscach nieciągłości bandaża.

Dzieląc pełny wieniec łopatki na skończone elementy prętowe i dopuszczając ruchy względne w miejscach nieciągłości bandaża otrzymalibyśmy układ o bardzo dużej liczbie stopni swobody. Analiza numeryczna tak dużego układu jest związana z licznymi niedogodnościami. Mimo to, w ramach formułowanej procedury, można określić niektóre częstości i formy drgań dla pełnego wieńca. W tym celu należy wykonać obliczenia dla wybranego fragmentu wieńca biorąc pod uwagę pewną, niedużą liczbę łopatek i odcinków bandaża. Na skrajnych końcach odcinków bandaża z wydzielonego fragmentu wieńca zakładamy warunki symetrii lub antysymetrii. Sprowadzają się one do tego, że dla skrajnych końców bandaża muszą być spełnione następujące warunki więzów:

w przypadku symetrii

$$\{\psi_Y, \psi_Z, X\} = 0 \quad (2.1)$$

w przypadku antysymetrii

$$\{Y, Z, \psi_X\} = 0 \quad (2.2)$$

Im większy fragment wieńca będzie wzięty pod uwagę, tym mniej częstości i form drgań własnych typowych dla całego wieńca zostanie pominiętych w obliczeniach.

Postępując zgodnie z formalizmem metody elementów skończonych i korzystając z jednowymiarowych elementów prętowych o 12 stopniach swobody [12], dokonuje się dyskretnego opisu analizowanego układu. Przyjęto, że deformację prostych, o stałym polu przekroju, prętowych elementów skończonych określają równania teorii zginania wokół dwóch głównych osi bezwładności oraz równania teorii skręcania swobodnego wokół osi centralnej. Z rozwiązań równań różniczkowych pręta ściskanego (rozciąganego), zginanego i skręcanego określa się elementy macierzy funkcji kształtu, macierzy mas i sztywności [12]. Przy tym w konsystentnej macierzy mas uwzględniono wyrazy odpowiadające bezwładności obrotowej i skrętnej. Założono, że rozkład przemieszczeń dynamicznych na długości prętowego elementu skończonego może być przedstawiony za pomocą równoważnych przemieszczeń statycznych. Stąd te same funkcje kształtu interpolują przemieszczenia statyczne i dynamiczne na długości skończonego elementu prętowego.

Ogólne równania ruchu wirującego pakietu łopatek można wyprowadzić z zasady Hamiltona, d'Alemberta lub z równań Lagrange'a II rodzaju. Zgodnie z [13] pełny opis równania ruchu wirującego ciała sprężystego dyskretyzowanego elementami skończonymi jest następującej postaci

$$\mathbf{M}\ddot{\mathbf{X}} + (\mathbf{K}_c + \mathbf{C})\dot{\mathbf{X}} + (\mathbf{K} + \mathbf{K}_Q + \mathbf{K}_D + \mathbf{K}_e)\mathbf{X} = \mathbf{F}_f + \mathbf{F}_p \quad (2.3)$$

gdzie, \mathbf{M} jest macierzą mas, \mathbf{K}_c jest macierzą giroskopową, \mathbf{C} jest macierzą tłumienia, \mathbf{K} jest macierzą sztywności, która w ogólnym przypadku zawiera

składniki liniowego i nieliniowego opisu sprężystego zachowania się ciała, \mathbf{K}_Q jest macierzą sztywności zależną od naprężeń początkowych, \mathbf{K}_Ω jest macierzą sztywności zależną od kwadratu prędkości wirowania Ω , \mathbf{K}_ε jest macierzą sztywności zależną od przyspieszenia kąowego ε , \mathbf{F}_f jest wektorem sił objętościowych, \mathbf{F}_p jest wektorem sił powierzchniowych, \mathbf{X} jest wektorem przemieszczeń uogólnionych. Są to globalne macierze i wektory. Ogólne postacie macierzy w układzie lokalnym, tj. związane z elementem skończonym są podane np. w [13]. Macierze mas i sztywności sprężystej jednowymiarowych elementów prętowych o 12 stopniach swobody przedstawiono w [12]. Korzystając z macierzy funkcji kształtu podanej w [12] można wygenerować te macierze elementu prętowego które są związane z ruchem wirowym.

Wektor sił objętościowych \mathbf{F}_f zawiera składniki związane z siłami odśrodkowymi zależnymi od prędkości wirowania Ω . Wektor sił powierzchniowych \mathbf{F}_p posiada składniki odnoszące się do sił tarcia zwnętrznego dla tych stopni swobody układu w których siły te rzeczywiście działają, tj. na powierzchniach nieciągłości bandaża.

W niniejszej pracy dokonano uproszczeń równania ruchu. Zaniedbano wpływ sił giroskopowych, tłumienia materiałowego i naprężeń własnych. Ograniczono się do liniowego modelu sprężystego zachowania się ciała. Uproszczone równanie ruchu ma postać

$$\mathbf{M}\ddot{\mathbf{X}} + (\mathbf{K} + \mathbf{K}_\Omega + \mathbf{K}_\varepsilon)\mathbf{X} = \mathbf{F}_f + \mathbf{F}_p \quad (2.4)$$

Zapostulowano, że drgania pakietu łopatek odbywają się wokół jego konfiguracji zdeformowanej wskutek działania sił odśrodkowych. Konfigurację tą opisuje wektor \mathbf{X}_{st} będący rozwiązaniem następującego równania statyki

$$(\mathbf{K} + \mathbf{K}_\Omega + \mathbf{K}_\varepsilon)\mathbf{X}_{st} = \mathbf{F}_f(\Omega^2) \quad (2.5)$$

gdzie, $\mathbf{F}_f(\Omega^2)$ jest wektorem sił odśrodkowych. Założono, że ruch wirowania odbywa się wokół stałej osi obrotu ze znaną, stałą prędkością kątową Ω i ze znanym, stałym przyspieszeniem kąowym ε . Wówczas macierze i wektory zależne od Ω i ε mają współczynniki o stałych wartościach. Rozwiązania równania (2.5) poszukuje się metodą eliminacji Gaussa.

W przypadku niewirującego pakietu łopatek ($\Omega = 0$, $\varepsilon = 0$), równanie ruchu redukuje się do następującej postaci

$$\mathbf{M}\ddot{\mathbf{X}} + \mathbf{K}\mathbf{X} = \mathbf{F}_p \quad (2.6)$$

Rozwiązania równania drgań pakietu z udziałem sił tarcia w miejscach nieciągłości bandaża poszukiwano metodą przybliżonego, bezpośredniego całkowania układu równań różniczkowych. Wybrano metodę jednokrotnego całkowania równań różniczkowych metodą N.M.Newmarka. Przy tym zredukowano wymiar zadania korzystając z form drgań własnych układu nietłumionego, tj. przechodząc

ze współrzędnych uogólnionych do współrzędnych normalnych. Skorzystano przy tym ze znanego faktu, że w przypadku drgań z udziałem tarcia Coulomba, okres drgań tłumionych jest równy okresowi drgań układu zachowawczego, przy tych samych charakterystykach sprężystych i bezwładnościowych. W pracach [6,7] zaprezentowano wyniki analizy nieliniowych drgań tłumionych pakietu złożonego z pary łopatek.

Celem niniejszej pracy jest porównanie wyników pomiarów [14,15] drgań pakietu łopatek z nieciągłym bandażem z wynikami obliczeń. Ponieważ przeprowadzone pomiary częstości i form drgań własnych dotyczyły nieruchomego pakietu łopatek, dlatego podano wyniki obliczeń dla tego właśnie przypadku. W badaniach doświadczalnych [14,15] nie pomierzono efektów tłumienia drgań, dlatego w prezentowanych obliczeniach nie rozpatrzono sił tarcia na powierzchniach nieciągłości bandaża. Natomiast uwagę skupiono na oszacowaniu efektów związanych ze sztywnością takiego pakietu łopatek.

Nietłumione drgania swobodne niewirującego pakietu łopatek opisuje równanie

$$\mathbf{M}\ddot{\mathbf{X}} + \mathbf{K}\mathbf{X} = 0 \quad (2.7)$$

Na macierzowe równanie ruchu nakłada się warunki brzegowe sztywnego zamocowania pakietu w tarczy wirnikowej. Ponieważ liczba stopni swobody układu zależy od liczby możliwych poślizgów w węzłach nieciągłości bandaża, należy analizować różne przypadki współpracy kontaktujących się powierzchni.

Charakteryzujące drgania własne częstości ν_i oraz formy Φ_i są nietrywialnymi rozwiązaniami zagadnienia na wartości własne

$$(\mathbf{K} - \nu_i^2 \mathbf{M})\Phi_i = 0 \quad i = 1, \dots, n \quad (2.8)$$

Rozwiązania zagadnienia własnego poszukuje się z pomocą standardowych metod [16]. Przyjęto następujący tok postępowania. Równanie (2.8) sprowadza się do postaci standardowej korzystając z symetrycznego rozkładu macierzy \mathbf{M} na macierze trójkątne \mathbf{L} zgodnie z metodą Cholesky-Banachiewicza [16]

$$\mathbf{M} = \mathbf{L}\mathbf{L}^T \quad (2.9)$$

Po redukcji równanie (2.8) ma postać

$$\mathbf{A}\mathbf{W} = \lambda\mathbf{W} \quad (2.10)$$

gdzie

$$\mathbf{A} = \mathbf{L}^{-1}\mathbf{K}(\mathbf{L}^T)^{-1} \quad \mathbf{W} = \mathbf{L}^T \Phi_i \quad \lambda = \nu_i^2 \quad (2.11)$$

Następnie macierz \mathbf{A} przedstawia się w postaci trójdzielnej za pomocą procedury Hausholdera [16]. Korzystając z własności ciągów Sturm, metodą bisekcji

określa się przybliżone wartości własne [16]. Z pomocą odwrotnych iteracji wyznacza się przybliżone wektory własne macierzy trójdiagonalnej. Zgodnie z przyjętą transformacją (2.11) postacię drgań własnych układu określa równanie

$$\Phi_i = (L^T)^{-1}W \quad (2.12)$$

Wektory własne są ortogonalne względem macierzy mas i unormowane tak, że

$$\Phi_i^T M \Phi_i = I \quad (2.13)$$

$$\Phi_i^T K \Phi_i = D \quad (2.14)$$

gdzie I jest macierzą jednostkową zaś D jest macierzą diagonalną której elementami są ν_i^2 .

Dopuszczenie względnego ruchu na kierunkach możliwego poślizgu w węzłach nieciągłości bandaża daje znaczenie niższe wartości niektórych częstości drgań własnych w porównaniu z tym samym pakietem o ciągłym bandażu. Fakt zmiany sztywności układu i częstości drgań własnych na skutek ruchu względnego w miejscu nieciągłości został zaobserwowany w [17] dla drgań układu podobnego do pary łopatek z bandażem "integralnym". W tym samym doświadczeniu wykazano niezależność częstości drgań układu z tarciem od amplitudy drgań, dla ustalonego stanu współpracy stykających się powierzchni.

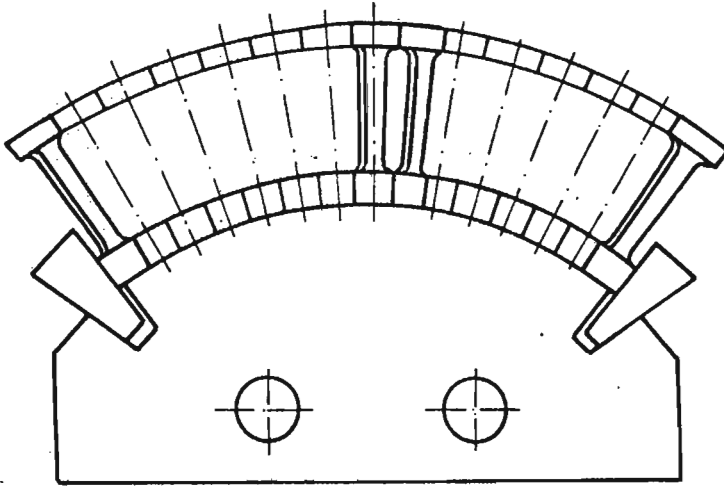
W celu przeprowadzenia obliczeń numerycznych częstości i form drgań własnych pakietu złożonego z kilku łopatek zbudowano odpowiedni program komputerowy [11]. Wyniki obliczeń zestawiono na rysunkach i w tablicach (patrz rozdział 4).

3. Pomiary drgań pakietu łopatek modelowych

W Ośrodku Naukowo-Badawczym Zakładów Mechanicznych ZAMECH wykonano model pakietu łopatek turbinowych z bandażem "integralnym" i przeprowadzono pomiary częstości i form drgań własnych [14]. Pakiet składał się z 15 łopatek ustawionych w odpowiednim uchwycie łopatkowym, który przymocowano do masywnego fundamentu. Za pomocą klinów rozpierających zagwarantowano docisk wzajemny stopek łopatek. Schemat pakietu przedstawiono na rys.3 [14].

Docisk elementów bandaża uzyskano przez wprowadzenie wstępnego skręcenia pióra łopatki. Realizowano je poprzez odpowiedni kształt i ustawienie bandaża, przyjmując skos bandaża równy 75° oraz naddatek bandaża na skręcenie $0.145 \cdot 10^{-3}$ m.

Poprzez obcinanie kolejnych, skrajnych łopatek w zmontowanym w stoisku doświadczalnym pakiecie, uzyskano zmianę liczby łopatek. Obcinane były na przemian łopatki skrajne. Warunki zamocowania pakietu pozostawały niezmiennione. Tym sposobem badano pakiet złożony z różnej liczby łopatek, od 15 do 1.



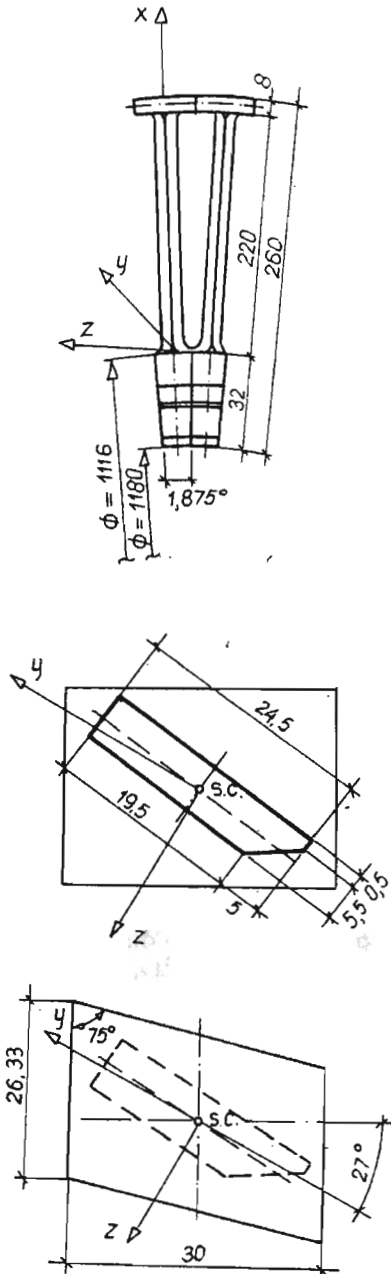
Rys. 3. Schemat pakietu łopatek modelowych badanych w sposób doświadczalny (reprodukowano z [14])

Jako model łopatki wzięto pręt o przekroju prostokątnym z wyfrezowaną stopką i odcinkiem bandaża. Ze względu na planowaną technikę pomiarową na wirującym stoisku doświadczalnym [15] ścięto, na całą długość łopatki, jeden z narożników jej prostokątnego przekroju poprzecznego. Wobec tego przekroje badanych łopatek modelowych odbiegały kształtem od prostokąta. Wymiary geometryczne łopatek modelowych, ich przekroju poprzecznego i bandaża, przedstawiono na rys.4 (Oxyz jest lokalnym układem współrzędnych związanym z łopatką; s.c. oznacza środek ciężkości przekroju poprzecznego łopatki).

Główne osie bezwładności łopatki są nachylone względem osi symetrii pełnego prostokątnego przekroju poprzecznego. Ponadto, łopatki modelowe ustawiono ukośnie względem płaszczyzny tarczy wirnikowej. Dlatego kąt usytuowania głównych osi bezwładności względem normalnej do tarczy wynosił $\gamma = 27^\circ$. Główne osie bezwładności przekroju poprzecznego bandaża pokrywają się lub są normalne do płaszczyzny tarczy wirnikowej.

Łopatkę modelową zaprojektowano tak aby jej pierwsza częstość drgań własnych mieściła się w przedziale $50 \div 100$ Hz, a stopka pasowała do wrębu w posiadanym uchwycie łopatkowym. Korzystano z dwóch kompletów łopatek zawierających po 15 sztuk. Rozrzut pierwszej częstości drgań własnych łopatek modelowych wynosił 2.7% [14].

Pojedyncze łopatki wykonują drgania giętne w kierunku głównych osi bezwładności, drgania skrętne i wzdłużne. Łopatki sprzężone poprzez bandaż posiadają formy drgań odmienne od form pojedynczej łopatki. W badaniach eksperymentalnych drgań pakietów często rozróżnia się przypadek drgań synchronicznych (gdy



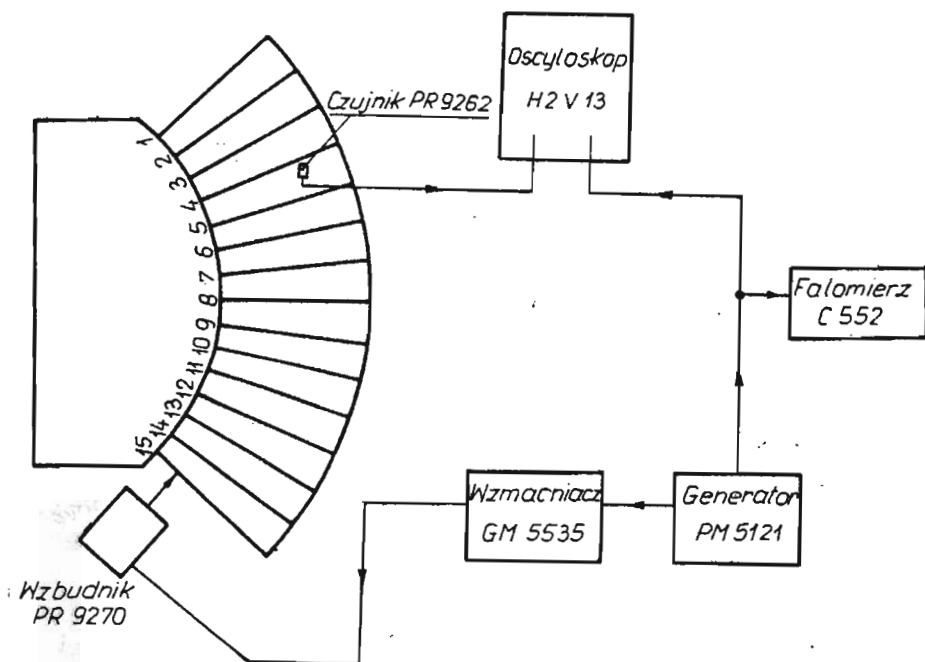
Rys. 4. Łopatkki modelowe. Wymiary podano w mm

wszystkie łopatki drgają synchronicznie w tym samym kierunku) i drgań asynchronicznych (gdy pojedyncze łopatki lub ich grupy drgają w przeciwnych kierunkach). Gdy kąt ustawienia głównych osi bezwładności łopatki wynosi $\gamma = 0^\circ$, jest możliwe wyróżnienie drgań stycznych pakietu (stycznych do tarczy wirnikowej) i drgań osiowych (równoległych do osi wału).

W celu scharakteryzowania techniki pomiaru przytaczamy za autorami badań eksperymentalnych [14] informacje o zastosowanych przyrządach pomiarowych.

- "W skład zestawu aparatury użytej podczas badań pakietu wchodzi: oscyloskop typu H2V13 firmy Hottinger, wzбудnik typu PR 9270/01 firmy Philips, generator typu PM121 firmy Philips, czujnik indukcyjny PR 9262/02 firmy Philips, wzmacniacz typu GM 5535 firmy Philips, falomierz typu C552 firmy ELPO. Błąd pomiaru częstotliwości w/w zestawem aparatury wynosi $\pm 2\%$."

Schemat blokowy stanowiska pomiarowego przedstawiono na rys.5 [14].



Rys. 5. Schemat blokowy stanowiska pomiarowego (reprodukowano z [14])

Zastosowaną technikę wzбудzenia i pomiaru drgań autorzy eksperymentu [14] opisują w następujący sposób.

- "W przypadku drgań stycznych wzбудnik ustawiony był stycznie w odległości 20 mm od stopki łopatki. Określenie formy drgań stycznych polega na

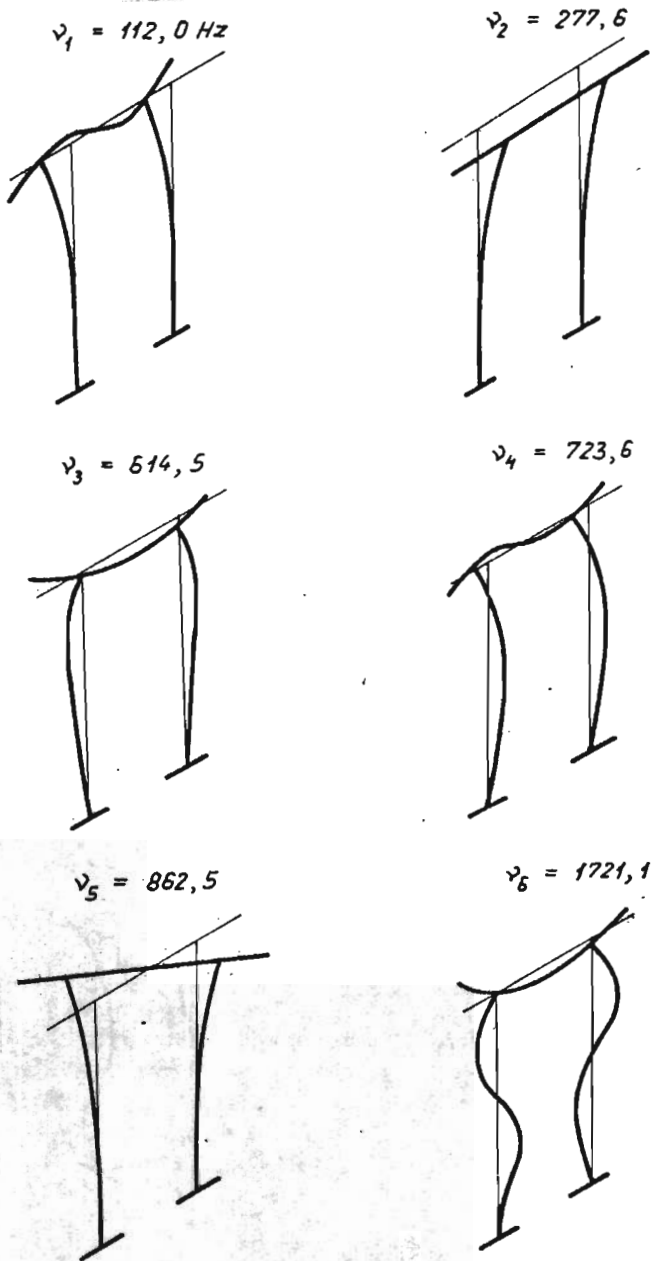
sprawdzeniu czujnikiem indukcyjnym, czy największe drgania łopatek mają kierunek styczny. Następnie wzbudza się pakiet na częstotliwości rezonansowej i utrzymuje stałą siłę wzbudzenia. Przesuwając czujniki wzdłuż łopatki pakietu, obserwuje się elipsę na ekranie oscyloskopu. Jeżeli czujnik przesunie się z jednej strony linii węzłowej na drugą, wtedy kąt nachylenia elipsy zmieni się z ostrego na rozwarty (lub odwrotnie). Drgania osiowe pakietu wzbudzane były siłą prostopadłą do płaszczyzny pakietu.”

Jak stwierdzają autorzy badań [14], w trakcie pomiarów dużo kłopotów sprawiły łopatki skrajne pakietu. Obserwowano zjawisko ”odrywania” łopatek skrajnych, tzn. ich amplitudy drgań znacznie odbiegły od amplitud drgań pozostałych łopatek.

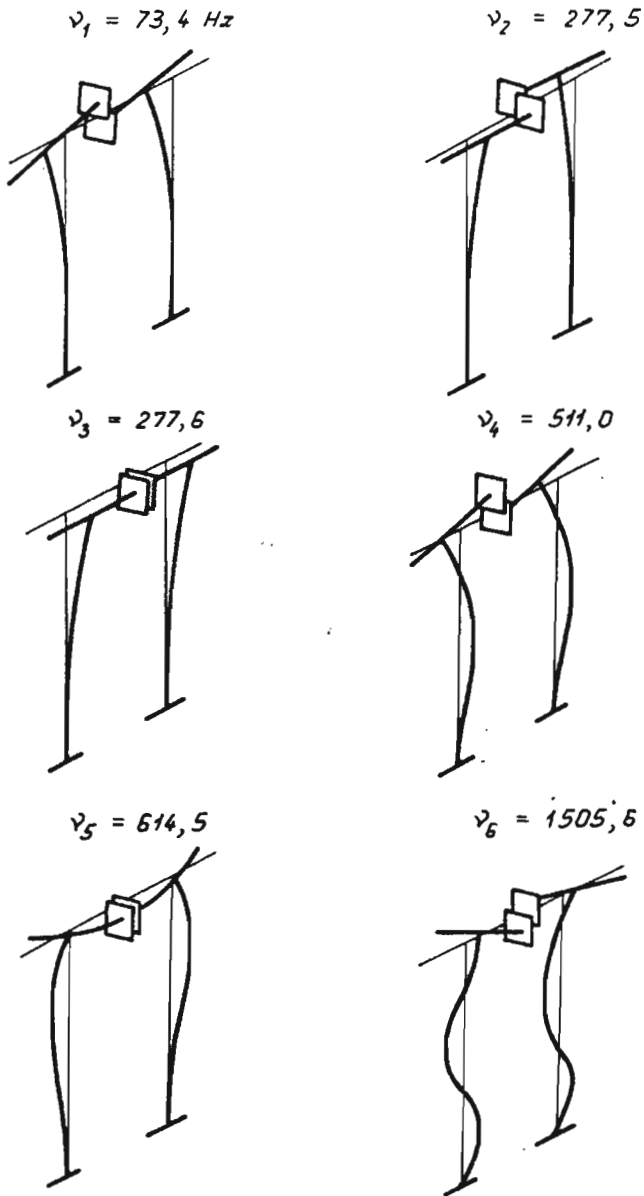
W Zakładach Mechanicznych ZAMECH wykonano również pełną tarczę próbną zaopatrzoną w łopatki modelowe z bandażem ”integralnym” w liczbie 192 sztuk. Cały wieniec zamknięto dwoma łopatkami zamkowymi [15]. Na specjalnym stanowisku do badania tarcz wirnikowych przeprowadzono wstępne pomiary drgań własnych nieruchomej, zaopatrzonej w łopatki tarczy próbnej. W pracy [15] przedstawiono wyniki pomiarów częstości i form drgań osiowych układu tarcza – łopatki oraz częstości i formy drgań stycznych pełnego wieńca łopatek. Ponieważ przeprowadzone obliczenia numeryczne dotyczyły tylko pakietu łopatek, dlatego w celu porównania z obliczeniami korzystano w niniejszej pracy jedynie z wyników pomiarów częstości drgań własnych w płaszczyźnie tarczy wirnikowej.

4. Porównanie obliczeń numerycznych z wynikami badań eksperymentalnych

Przeprowadzono obliczenia numeryczne pakietu złożonego z dwóch łopatek dla przypadków pełnego zespolenia i pełnego poślizgu w miejscu nieciągłości bandaża. Założono po trzy elementy skończone na długości każdej łopatki i dwa elementy na bandażu. W celu zilustrowania form drgań własnych i ich wzajemnych sprzężeń wykonano obliczenia dla rzeczywistego kąta usytuowania łopatek modelowych względem tarczy wirnikowej (tj. $\gamma = 27^\circ$) i dla kąta $\gamma = 0^\circ$. Rys.6 przedstawia sześć pierwszych form drgań własnych gdy $\gamma = 0^\circ$ i w miejscu nieciągłości bandaża panuje pełne zespolenie. Rys.7 pokazuje formy drgań własnych pakietu gdy $\gamma = 0^\circ$ i w miejscu nieciągłości bandaża panuje pełny poślizg. Na rysunkach pokazano schematycznie formy pochodzące od zginania, nie było możliwe pokazanie, na tym samym rysunku, form drgań wzdłużnych i skrętnych, które jednocześnie występują. Częstości drgań własnych, podane na rysunkach form drgań własnych, odpowiadają przypadkowi $\gamma = 0^\circ$ i różnią się od częstości własnych gdy $\gamma = 27^\circ$.



Rys. 6. Formy drgań własnych pakietu dwóch łopatek w przypadku pełnego zespolenia w miejscu nieciągłości bandaża i $\gamma = 0^\circ$



Rys. 7. Formy drgań własnych pakietu dwóch łopatek w przypadku pełnego poślizgu w miejscu nieciągłości bandaży i $\gamma = 0^\circ$

W Tablicy 1 zestawiono sześć pierwszych częstości drgań własnych pakietu dwóch łopatek gdy $\gamma = 27^\circ$, w przypadku pełnego zespolenia (oznaczonego symbolem $V = 2$) i pełnego poślizgu (oznaczonego $V = 1$) w miejscu nieciągłości bandaża. Dla porównania zamieszczono wyniki pomiarów, według [14]. Obliczone częstości własne w przypadku pełnego poślizgu w miejscu nieciągłości bandaża są zbliżone do wartości pomierzonych dla pierwszych pięciu częstości. Z Tablicy 1 wynika, że model ciągłego bandaża (przypadek pełnego zespolenia w miejscu nieciągłości) daje wartości częstości różniące się od pomierzonych. Na tej podstawie można sądzić, że w przypadku badanego pakietu dwóch łopatek występują dodatkowe stopnie swobody w miejscu nieciągłości bandaża i model pakietu z poślizgiem w miejscu styku może opisywać zachowanie się tego układu. Również podczas badań eksperymentalnych [14] stwierdzono, że w tym przypadku pomiędzy odcinkami bandaża nie było zapewnionego docisku.

Tablica 1. Częstości drgań własnych pakietu dwóch łopatek gdy $\gamma = 27^\circ$

nr częs- tości	Częstość własna pakietu 2 łopatek [Hz]		
	metoda doświadczalna	metoda numeryczna	
		poślizg $V = 1$	zespolenie $V = 2$
1	75	73.3	182.4
2	215	248.7	248.7
3	324	277.8	622.3
4	568	511.3	680.2
5	662	622.3	904.1
6	777	1504.1	1723.6

Wskutek ukośnego usytuowania łopatek względem tarczy występują sprzężenia form drgań w płaszczyźnie tarczy z formami z płaszczyzny tarczy. Rys.6 i 7 przedstawiają formy drgań rozsprężone. Uzyskano to wprowadzając do obliczeń kąt $\gamma = 0^\circ$. W Tablicy 2 zestawiono typy form drgań własnych rozsprężone ($\gamma = 0^\circ$) i następnie ich wzajemne sprzężenia ($\gamma = 27^\circ$). Te formy drgań, które są wyższe niż X nie zostały szczegółowo zdefiniowane w Tablicy 2 lecz oznaczono je symbolem $> X$.

Pomiary [14] nie uwzględniały sprzężeń drgań o przemieszczeniach w płaszczyźnie tarczy z drganiami o przemieszczeniach z płaszczyzny tarczy. Celem Tablicy 2 jest pokazanie jakiego typu są to efekty.

Tablica 2. Sprzężenia form drgań własnych o przemieszczeniach w płaszczyźnie tarczy wirnikowej z drganiami o przemieszczeniach z płaszczyzny tarczy dla pakietu dwóch łopatek (w - w płaszczyźnie tarczy, z - z płaszczyzny tarczy)

nr formy	metoda numeryczna			
	$\gamma = 0^\circ$		$\gamma = 27^\circ$	
	poślizg $V = 1$	zespoleenie $V = 2$	poślizg $V = 1$	zespoleenie $V = 2$
I	w	w	I + II	I + V
II	z	z	III + V	II + III
III	z	w	II + I	III + VIII
IV	w	w	IV + IX	IV + V
V	w	z	V + IX	IV + X
VI	w	w	VI + (> X)	VI + (> X)

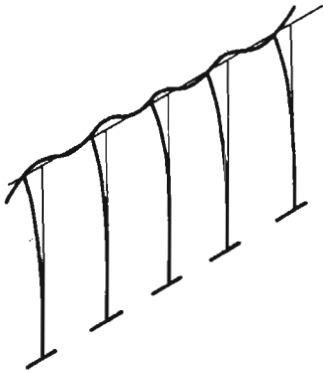
Przeprowadzono obliczenia numeryczne pakietu złożonego z pięciu łopatek gdy $\gamma = 27^\circ$ dla przypadków pełnego zespolenia, pełnego poślizgu i wszystkich kombinacji zespolenia i poślizgu w miejscach nieciągłości bandaża. W pakiecie tym występują 4 miejsca nieciągłości bandaża. Rozpatrzone w sumie 10 różnych kombinacji stanów poślizgu i zespolenia występujących w różnych miejscach styku bandaża. Ponadto, wykonano obliczenia gdy $\gamma = 0^\circ$ dla przypadków pełnego poślizgu i pełnego zespolenia we wszystkich miejscach nieciągłości bandaża. Rys.1 przedstawia przyjętą do obliczeń dyskretyzację elementami skończonymi pakietu pięciu łopatek (numery elementów skończonych podano w kółkach).

Rys.8 pokazuje formy drgań własnych gdy $\gamma = 0^\circ$ i we wszystkich miejscach kontaktu bandaża panuje pełne zespolenie. Rys.9 przedstawia formy gdy $\gamma = 0^\circ$ i we wszystkich miejscach nieciągłości bandaża są względne poślizgi. Jeden przypadek pośredni pokazano na Rys.10. Dopuszczono w nim dodatkowe stopnie swobody między skrajnymi łopatkami i pełne zespolenie między środkowymi łopatkami ($\gamma = 0^\circ$).

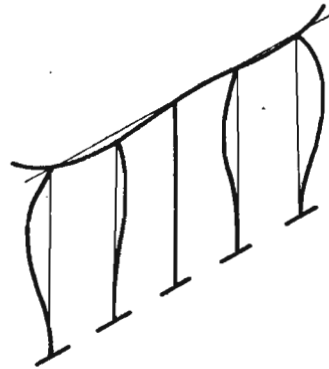
W Tablicy 3 zestawiono częstości drgań własnych pakietu pięciu łopatek gdy $\gamma = 27^\circ$, dla 10 kombinacji stanów poślizgu i zespolenie w miejscach nieciągłości bandaża. Schemat przyjętych w Tablicy 3 oznaczeń jest następujący: $V = 1$ oznacza poślizg, $V = 2$ oznacza zespolenie, dla węzłów o numerach 5, 10, 15, 20 według Rys.1, przy zachowaniu kolejności ciągu miejsc nieciągłości bandaża. Przy tych oznaczeniach, pierwsza kolumna ($V = 1, 1, 1, 1$) Tabl.3 odpowiada poślizgowi we wszystkich miejscach nieciągłości bandaża. Ostatnia kolumna ($V = 2, 2, 2, 2$) odpowiada zespoleniu we wszystkich miejscach kontaktu bandaża.

Dopuszczenie dodatkowych stopni swobody w miejscach nieciągłości bandaża sprawia, że pojawiają się liczne częstości własne wielokrotne, co widać na rysunkach form drgań i w Tablicy 3. W przypadku pełnego zespolenia w miejscach nieciągłości bandaża nie występują tak liczne częstości wielokrotne.

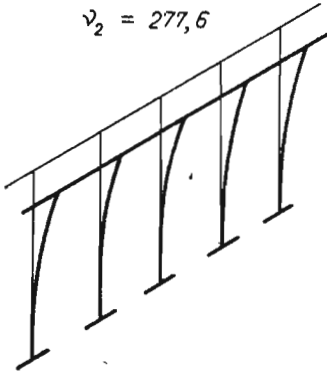
$$\nu_1 = 113,7 \text{ Hz}$$



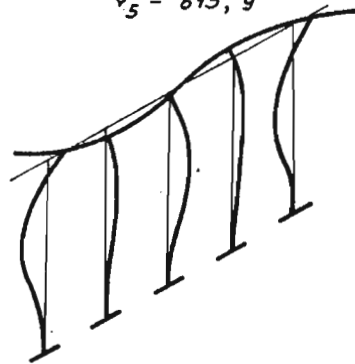
$$\nu_4 = 513,2$$



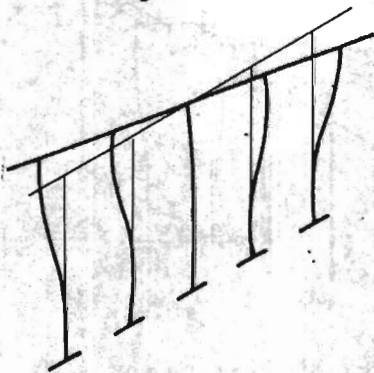
$$\nu_2 = 277,6$$



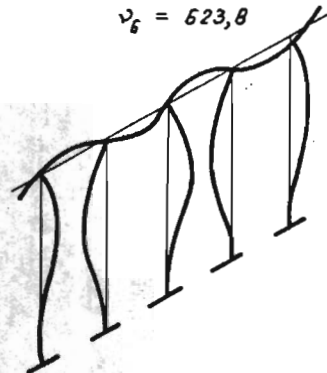
$$\nu_5 = 615,9$$



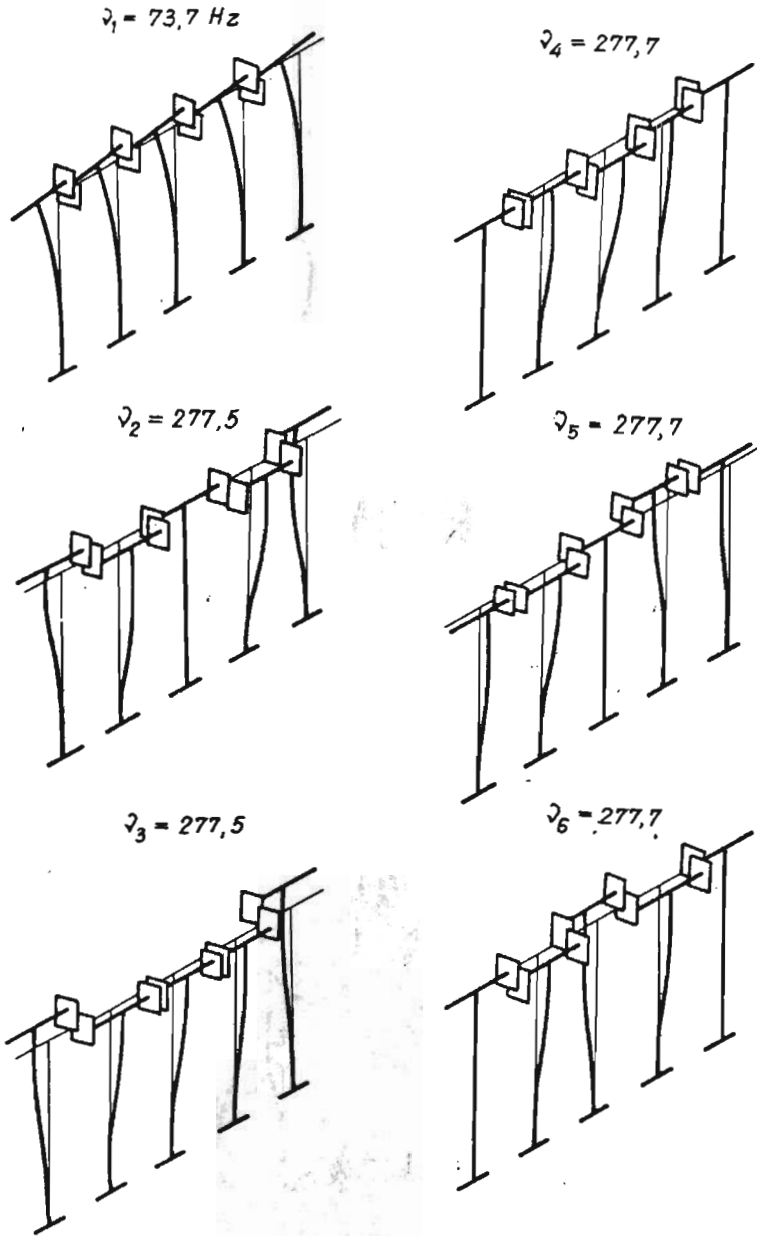
$$\nu_3 = 437,6$$



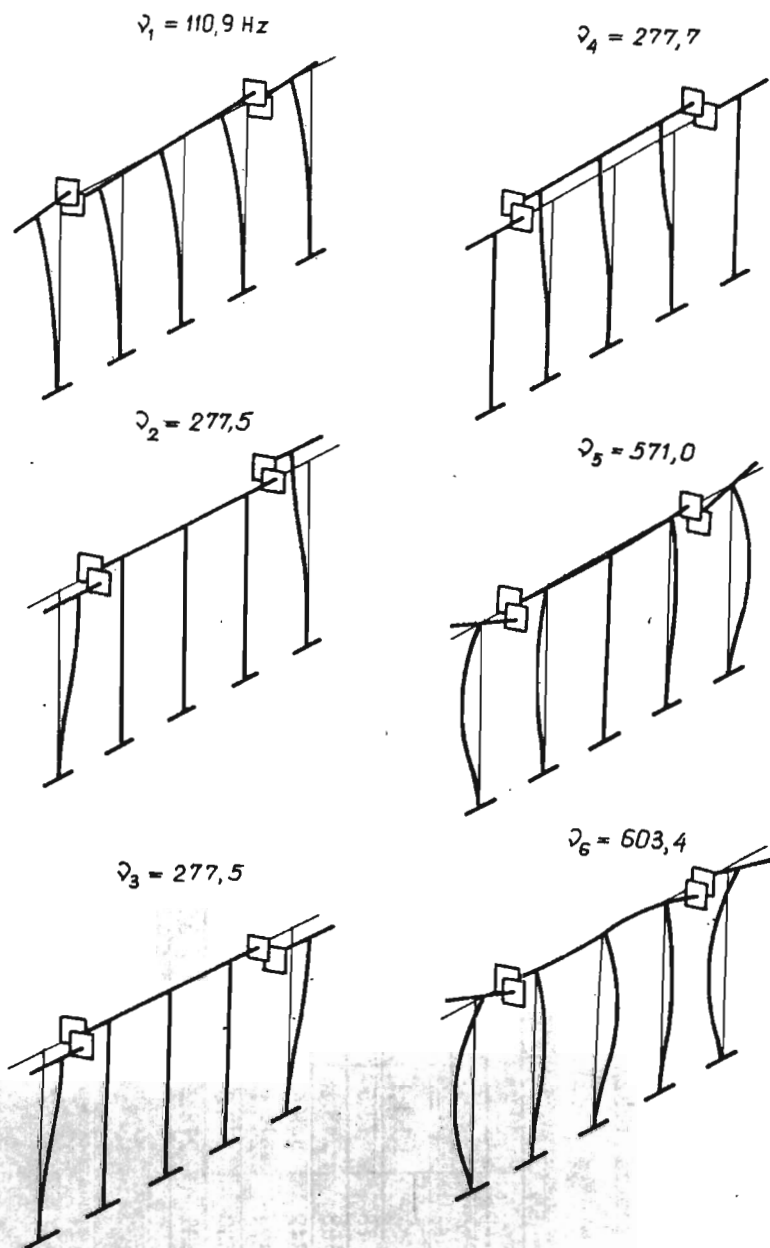
$$\nu_6 = 623,8$$



Rys. 8. Formy drgań własnych pakietu pięciu łopatek w przypadku pełnego zespolenia we wszystkich miejscach nieciągłości bandaży i $\gamma = 0^\circ$



Rys. 9. Formy drgań własnych pakietu pięciu łopatek w przypadku pełnego poślizgu we wszystkich miejscach nieciągłości bandaża i $\gamma = 0^\circ$



Rys. 10. Formy drgań własnych pakietu pięciu łopatek w przypadku poślizgu między łopatkami skrajnymi i zespolenia między łopatkami środkowymi, $\gamma = 0^\circ$

Tablica 3. Częstości drgań własnych pakietu pięciu łopatek gdy $\gamma = 27^\circ$
 ($V = 1$ oznacza poślizg w węźle nieciągłości, $V = 2$ oznacza zespolenie)

nr częs- tości	metoda dośw.	częstość własna pakietu 5 łopatek [Hz]									
		metoda numeryczna									
		$V =$	$V =$	$V =$	$V =$	$V =$	$V =$	$V =$	$V =$	$V =$	$V =$
1	78	1,1,1,1	1,1,1,2	1,1,2,1	1,1,2,2	1,2,2,1	1,2,1,2	1,2,2,2	2,1,1,2	2,1,2,2	2,2,2,2
2	198	73.5	101.2	104.1	107.0	108.7	108.9	110.3	139.3	140.9	149.3
3	342	248.1	248.3	248.2	248.3	248.3	248.4	248.5	248.7	248.7	263.4
4	374	248.6	248.7	248.6	248.7	248.6	248.7	281.1	248.7	272.1	415.4
5	530	248.7	248.8	248.8	280.8	280.9	281.0	482.3	271.8	564.5	615.0
6	631	248.8	280.3	280.5	559.4	560.2	589.1	595.0	603.1	616.6	622.7
		278.2	552.9	561.0	582.5	597.6	607.8	619.1	615.2	622.1	623.9

Przeprowadzone obliczenia pokazują, że dla pierwszych 4 częstości drgań własnych, wielkości obliczone są zbliżone do pomierzonych, dla modelu z pełnym poślizgiem we wszystkich miejscach nieciągłości. Wartości 5 i 6 częstości są zbliżone do pomierzonych dla przypadków, gdy w niektórych miejscach nieciągłości bandaża wystąpi pełne zespolenie w innych zaś pełny poślizg.

Rys.8, 9 i 10 przedstawiają rozsprężone formy drgań pakietu pięciu łopatek dla ruchu z płaszczyzny tarczy i w płaszczyźnie tarczy. W Tablicy 4 zestawiono typy form drgań własnych rozsprężone ($\gamma = 0^\circ$) i następnie ich wzajemne sprzężenia ($\gamma = 27^\circ$). Te formy drgań, które są wyższe niż X nie zostały zdefiniowane w Tablicy 4.

Tablica 4. Sprzężenia form drgań własnych o przemieszczeniach w płaszczyźnie tarczy wirnikowej z drganiami o przemieszczeniach z płaszczyzny tarczy dla pakietu pięciu łopatek (w – w płaszczyźnie tarczy, z – z płaszczyzny tarczy)

nr formy	metoda numeryczna			
	$\gamma = 0^\circ$		$\gamma = 27^\circ$	
	poślizg $V = 1, 1, 1, 1$	zespolenie $V = 2, 2, 2, 2$	poślizg $V = 1, 1, 1, 1$	zespolenie $V = 2, 2, 2, 2$
I	w	w	I + III	I + II
II	z	z	VII + ($> X$)	II + I
III	z	z	($> X$) + VI	III + V

Dobrą zbieżność wyników obliczeń i pomiarów otrzymano analizując pakiet złożony z sześciu łopatek, Tablica 5. Również i w tym przypadku widać, że model obliczeniowy z dodatkowymi stopniami swobody w miejscach nieciągłości bandaża daje wyniki bardziej zbliżone do pomierzonych niż model z ciągłym bandażem (pełnym zespoleniem w miejscach nieciągłości).

Tablica 5. Częstości drgań własnych pakietu pięciu łopatek gdy $\gamma = 27^\circ$

nr czę- stości	Częstość własna pakietu 6 łopatek [Hz]		
	metoda doświadczalna	metoda numeryczna	
		poślizg $V = 1, 1, 1, 1$	zespolenie $V = 2, 2, 2, 2$
1	80	73.2	142.8
2	198	247.6	265.7
3	205	248.1	378.0
4	260	248.6	621.5
5	295	248.8	623.4
6	313	248.8	624.8

W tablicy 6 zestawiono wyniki obliczeń przeprowadzonych dla pakietów złożonych z różnej liczby łopatek, od 1 do 6. Zestawienie to wykazuje, że pierwsza częstość drgań własnych pakietu w przypadku pełnego poślizgu w miejscach nieciągłości bandaża jest taka sama, niezależnie od liczby łopatek w pakiecie i

zbliżona do wartości częstości pojedynczej łopatki z bandażem. W przypadku pełnego zespolenia częstość ta ma największą wartość dla pakietu złożonego z dwóch łopatek i wraz ze wzrostem liczby łopatek w pakiecie, częstość ta przyjmuje malejące wartości.

Tablica 6. Pierwsza częstość drgań własnych pakietu złożonego z różnej liczby łopatek gdy $\gamma = 27^\circ$

ilość łopatek w pakiecie	Pierwsza częstość własna [Hz]		
	metoda doświadczalna	metoda numeryczna	
		poślizg $V = 1, \dots$	zespolenie $V = 2, \dots$
1	75	-	-
2	75	73.3	182.4
3	77	73.4	168.7
4	77	73.4	156.8
5	78	73.5	149.3
6	80	73.2	142.8

W pracy [14] stwierdzono, że łopatki skrajne pakietu podczas drgań "odrywały się" zakłócając charakter drgań układu. Przyczyn tego upatrywano w małym docisku odcinków bandaża tych łopatek. Przeprowadzone obliczenia numeryczne wskazują, że pakiet posiada formy drgań własnych w przypadkach z pełnym lub częstościowym poślizgiem (Rys.9, 10), w których łopatki skrajne przemieszczają się inaczej niż wszystkie pozostałe i z większymi amplitudami drgań. W świetle przeprowadzonych obliczeń zjawisko: "odrywania" skrajnych łopatek można tłumaczyć jako "fizyczną" cechę tego typu układów dynamicznych.

W celu zidentyfikowania częstości i form drgań własnych pełnego wieńca łopatek, wykonano obliczenia pakietu pięciu łopatek, zakładając warunki symetrii i antysymetrii na skrajnych końcach odcinków bandaża. Wyznaczone częstości zestawiono w Tablicy 7. Rozważono osobno przypadek z pełnym poślizgiem we wszystkich miejscach nieciągłości bandaża ($V = 1, 1, 1, 1$) i przypadek z pełnym zespoleniem miejsc styku bandaża ($V = 2, 2, 2, 2$). Dla porównania, przedstawiono w Tablicy 7 wartości pomierzonych częstości drgań własnych dla pakietu złożonego z 15 łopatek [14] i dla pełnego wieńca [15]. W przypadku drugim podano tylko dwie częstości drgań pakietu w płaszczyźnie tarczy. Porównanie wyników obliczeń z tymi dwoma częstościami, wskazuje na możliwość wystąpienia dodatkowych stopni swobody w miejscach nieciągłości bandaża.

Nałożenie dodatkowych więzów (w postaci warunków symetrii i antysymetrii) na skrajne odcinki bandaża sprawia, że model obliczeniowy jest sztywniejszy od rzeczywistego. Dlatego obliczona pierwsza częstość jest wyższa od pomierzonej. Następne częstości (tj. 2,3,4 i 5) są zbliżone do wyników uzyskanych dla pakietu z dodatkowymi stopniami swobody w miejscach nieciągłości bandaża. Wo-

Tablica 7. Częstości drgań własnych pakietu pięciu łopatek z warunkami symetrii i antysymetrii na skrajnych odcinkach bandaża gdy $\gamma = 27^\circ$

nr częstości	pomiar dla pakietu 15 łopatek	pomiar dla całego wieńca	częstość własna pakietu 5 łopatek [Hz]					
			poślizg $V = 1, 1, 1, 1$		zespolenie $V = 2, 2, 2, 2$			
			symetria	antysymetria	symetria	antysymetria		
1	120-145	124	191.6	248.4	253.2	248.8		
2	199	-	248.7	248.7	620.5	617.5		
3	244	-	248.8	248.8	622.9	622.6		
4	284	-	283.7	248.8	623.9	624.1		
5	371	-	603.9	248.8	627.3	624.5		
6	438	793	607.4	566.5	740.7	637.0		

bec tego, badany doświadczalnie pakiet 15 łopatek można modelować dopuszczając dodatkowe stopnie swobody w miejscach nieciągłości bandaża. Model z ciągłym bandażem daje wyniki różniące się od pomierzonych.

5. Wnioski

1. Porównanie obliczeń numerycznych z eksperymentem pokazało, że teoretyczny model pakietu łopatek z dodatkowymi stopniami swobody w miejscach nieciągłości daje wyniki porównywalne z pomiarami doświadczalnymi. Dowodem na to są zbliżone wartości częstości drgań własnych w tym przypadku i formy drgań z "odrywającymi się" łopatkami skrajnymi, co obserwowano w eksperymencie. Zastosowanie modelu pakietu z ciągłym bandażem daje wyniki różniące się od pomierzonych, tak co do częstości drgań własnych jak i form własnych.

2. Porównanie obliczeń z eksperymentem wskazuje, że badany pakiet z nieciągłym bandażem, mimo wprowadzonego technologicznie docisku, ma znacznie mniejszą sztywność niż pakiet z monolitycznym bandażem. Oznacza to, że dodatkowe stopnie swobody w miejscach nieciągłości bandaża występują w rzeczywistym układzie.

3. Wykonując obliczenia numeryczne można z pewnym stopniem dokładności symulować drgania rzeczywistego pakietu łopatek turbinowych z nieciągłym bandażem. Wyniki analiz numerycznych mogą przyczynić się do trafniejszego konstruowania tego typu układów, np. poprzez optymalny dobór parametrów styku bandaża. Formułowane modele obliczeniowe i dobrane techniki pomiarowe muszą uwzględniać różne możliwości zachowania się rzeczywistego pakietu łopatek.

Niniejsza praca omawia sposób modelowania sztywności układu konstrukcyjnego z powierzchniami nieciągłości. Dalszym etapem analizy może być modelowanie tłumienia w tego typu układach. W pracach [6,7] zaproponowano model tłumienia, lecz pomiary efektów tłumienia nie były przedmiotem prowadzonych badań doświadczalnych [14,15].

Literatura

1. EARLES S.W., WILLIAMS E.J., *A Linearized analysis for frictionally damped systems*, J.Sound Vibrations, 24, no.4, 1972, 445-458
2. MENQ C.H., J.H. GRIFFIN J.H., BIELAK J., *The Forced response of shrouded fan stages*, J.Vibration, Acoustics, Stress and Reliability in Design, 108, no.1, 1986, 50-55
3. SRINIVASAN A.V., CUTTS D.G., *Dry friction damping mechanisms in engine blades*, J.Engineering for Power, 105, no.2, 1983, 332-341

4. SRINIVASAN A.V., CASSENTI B.N., *A nonlinear theory of dynamic systems: with dry friction forces*, J.Engineering for Gas Turbines and Power, **108**, 1986, 525-530
5. THOMAS J., BELEK H.T., *Free vibration of blade packets*, J.Mech.Engng.Sci., **19**, no.1, 1977, 13-21
6. ZMITROWICZ A., *Drgania układu prętowego z tarciem Coulomba na powierzchni nieciągłości*, Mech.Teor.i Stos., **18**, no.3, 1980, 475-505
7. ZMITROWICZ A., *A vibration analysis of a turbine blade system damped by dry friction forces*, Int. J.Mech.Sci., **23**, no.12, 741-761, 1981
8. RŽAVIN L.N., *Issledovanie vibracionnych naprjažennosti bandažirovanych turbinnych lopatok aviacionnych dvigatelej*, Problemy Pročnosti, no.2, 1970, 3-7
9. MATVEEV V.V. I INNI, *Issledovanie dempfirujuščej sposobnosti poparno bandažirovanych turbinnych lopatok v zavisimosti ot uslovi soprjaženia ich bandažnych polok*, Problemy Pročnosti, no 8, 1978, 93-97
10. KLEMETH M., *Einfluss unterschiedlicher Koppelbedingungen auf das Schwingungsverhalten von Modellschaufelpaketen*, Studienarbeit vom Institut für Thermische Strömungsmaschinen und Maschinenlaboratorium, Stuttgart 1990
11. ZMITROWICZ A., PIOTROWSKA M., *Program komputerowy obliczania parametrów drgań swobodnych pakietów łopatek wirnikowych turbin parowych z nieciągłym bandażem "integralnym"*, Opracowanie IMP PAN, nr. 60/89, Gdańsk 1989
12. PRZEMIENIECKI J.S., *Theory of matrix structural analysis*, New York, Mc Graw-Hill, 1968
13. BOSSAK M., *Dynamika układów wstępnie obciążonych*, Rozprawy 12, Seria: Prace własne, Wydawnictwo Uczelniane Pol.Rzeszowskiej, Rzeszów 1977
14. PIETKIEWICZ H., DUDEK W., TOMCZAK J.P., *Pomiary drgań swobodnych w warunkach statycznych pakietów łopatek modelowych z bandażem integralnym*, Opracowanie ZAMECH, nr 9140458, Elbląg 1989
15. PIETKIEWICZ H., DUDEK W., *Przygotowanie pomiarów drgań wieńca łopatek modelowych z bandażem integralnym na wirującym stoisku doświadczalnym*, Opracowanie ZAMECH, nr 9140459, Elbląg 1989
16. WILKINSON J.H., REINSCH C., *Linear Algebra, Hadbook for Automatic Computation*, Springer, Berlin 1971
17. KALININ N.G. I INNI, *Konstrukcionnoe demfirovanie v nepodvižnych soedinenijach*, Izd.ANLSSR, Ryga 1960

Natural vibrations of a turbine blade system with non-continuous shroud ring

Summary

Turbine blades milled with an element of a shroud ring may be grouped into packets. A relative position of the shroud ring elements determines dynamical properties of the system. In this report, results of numerical calculations are compared with the effects of experimental investigations in the range of natural frequencies and natural mode shapes for a blade packet model with non-continuous shroud ring. A good agreement of calculations and experimental measurements was emphasized for a theoretical model with additional degrees of freedom at contact places of the shroud ring.

Praca wpłynęła do Redakcji dnia 20 sierpnia 1990 roku