

Włodzimierz Przyborowski
Politechnika Warszawska
Zdzisław Hryciów
Wojskowa Akademia Techniczna

ZAGADNIENIA OBLICZEŃ CZĘSTOŚCI DRGAŃ ODKUWKI WIRNIKA TURBOGENERATORA

PROBLEMS OF CALCULATIONS THE NATURAL FREQUENCY OF TURBO-GENERATOR ROTOR CORE

Streszczenie: W pracy rozpatrzono problem częstości drgań własnych odkuwki wirnika turbogeneratora o mocy znamionowej $P_N = 800$ MW. Przeanalizowano również wpływ zmiany struktury żłobkowo-zębowej magnesnicy na jej drgania własne. W pierwszym wariantcie zmieniono liczbę żłobków uzwojenia wzbudającego. W drugim przypadku obliczeń żłobki wirnika zostały zamknięte klinami. Podstawowym parametrem obliczeń drgań własnych rdzenia wirnika jest rozstaw stojaków łożyskowych turbogeneratora. Turbogenerator o określonej mocy można uznać za jednostkę limitacyjną zainstalowanych w kraju turbogeneratorów i charakterystyczną dla tej klasy maszyn pod względem konstrukcyjnym. Należy zauważyć, że turbogeneratory z przedziału wartości mocy <400, ..., 1600 MW> nieznacznie różnią się wieloma parametrami konstrukcyjnymi, poza oczywiście wymiarem poosiowym wirników.

Abstract: The paper presents the problems connected with calculations of the natural frequency of turbo-generator rotor with a nominal power 800 MW. An influence of modifications of magnet's slot-dent zone on natural frequency was analysed. In the first variant, the number of excitation winding slots were changed. In the second case of calculations, the rotor slots were closed with wedges. The basic parameter for calculating the natural vibration of the core of the rotor is the spacing of the turbo-generator bearings.

Słowa kluczowe: turbogeneratory, wirniki, częstości drgań własnych rdzenia wirnika

Keywords: turbo-generators, rotors, natural frequency of rotor's vibration

1. Wstęp

Problem wyznaczenia częstotliwości drgań własnych wirników maszyn elektrycznych jest jednym z podstawowych zagadnień elektromechanicznych z uwagi na procesy kinetyczne tych podzespołów konstrukcyjnych [1 - 4]. Podzespoły te mają również bardzo ważne znaczenie elektromagnetyczne [1, 4, 5]. A ponadto w ich konstrukcji należy wziąć pod uwagę efekty cieplne i wentylacyjne [4, 5, 6]. Problem ten jest szczególnie doniosły w odniesieniu do wirników - magnesnic turbogeneratorów, podstawowych jednostek energetyki, które odznaczają się mocami granicznymi rzędu <400 – 2000 MW>. Ważne jest bowiem odstrojenie tych podzespołów od efektów rezonansowych w procesach wibracji ustroju maszyn przy różnego rodzaju wymuszeniach [4, 7, 9, 10, 11]: sił elektromagnetycznych, mechanicznych i oddziaływań kinematycznych ruchu obrotowego. Nadrzędnym problemem jest oczywiście oddalenie, na etapie projektowania, częstości

rezonansowych od częstości (prędkości) synchronicznej (n_s) maszyny. W analizie kinetyki wirników, należy także mieć na uwadze stany rozruchowe oraz próby kontroli wysprzęgnięcia maszyny przy zwyżce prędkości obrotowej wirnika do wartości około $1,15 n_s$.

Sformułowanie modelu matematycznego opisującego drgania własne wirników turbogeneratorów jest bardzo trudne, ponieważ ich konstrukcja jest niejednorodna geometrycznie i materiałowo, cechują się ponadto anizotropią konstrukcyjną oraz trudno jest jednoznacznie ustalić parametry materiałowe i obszary stykania się elementów stanowiących konstrukcję magnesnicy. Elementami magnesnicy – wirnika jest odkuwka beczki wirnika i wału, przewody uzwojenia wzbudającego i pręty uzwojenia tłumiącego, umieszczone w żłobkach, oraz kliny zamykające żłobki i stanowiące jednocześnie obwody zwarte – tłumiące.

Ze względu na tak złożoną i kompozytową konstrukcję wirnika wydaje się wskazane rozpatrzenie drgań własnych poszczególnych podzespołów. Poza poznaniem spektrum częstości drgań własnych podzespołów, w pełnym obrazie wibracyjnym wirnika, częstości te mogą stanowić również wartości kryterialne w ocenie stanu sprawności wirnika pod względem diagnostycznym.

Należy w tym miejscu stwierdzić, że tak szeroki zakres obliczeń częstości drgań własnych maszyn wirnikowych jest możliwy, dzięki rozwijającym się metodom modelowania numerycznego. Metody te umożliwiają uwzględnienie złożoności geometrycznej i materiałowej badanych konstrukcji.

W pracy rozpatrzono problem częstości drgań własnych odkuwki wirnika, a więc podstawowego rdzenia magneśnicy. Przeanalizowano również wpływ zmiany liczby żłobków (zębów) magneśnicy na jej drgania własne. Zbadano również wpływ klinów żłobkowych na obliczane wielkości. Sformułowany model obliczeniowy odniesiono do turbogeneratorsa o mocy znamionowej $P_N = 800$ MW. Generator o określonej mocy można uznać za jednostkę limitacyjną zainstalowanych w kraju turbogeneratorów i charakterystyczną dla tej klasy maszyn pod względem konstrukcyjnym, ponieważ turbogeneratory z przedziału wartości mocy $\langle 400, \dots, 1600 \text{ MW} \rangle$ nieznacznie różnią się wieloma parametrami konstrukcyjnymi.

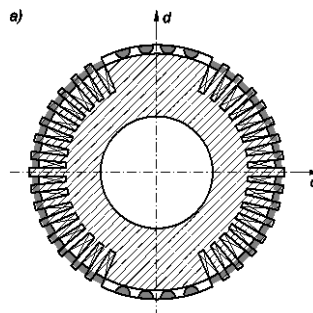
Prezentowana praca nawiązuje do pracy autorów [8], w której rozpatrzono ten problem w odniesieniu do kompletnej konstrukcji magneśnicy wskazanej jednostki prądotwórczej.

2. Charakterystyka konstrukcji magneśnic turbogeneratorów w odniesieniu do obliczeń mechanicznych

Głównymi podzespołami konstrukcyjnymi magneśnic – wirników turbogeneratorów są: odkuwka wirnika, w której wyróżnia się wał (z otworem centralnym), jarzmo wirnika i wieniec zębowo-żłobkowy w strefie przypowierzchniowej wirnika (rys. 1); obwód wzbudzący złożony z przewodów izolowanych ułożonych w żłobkach oddzielonych izolacją żłobkową; zespół klinów żłobkowych zamykających żłobki z uzwojeniem, a w części żłobków niezawierających uzwojenia wzbudzącego kliny stanowią tak zwane uzwojenie tłumiące. Również w strefie pod klinami żłobków

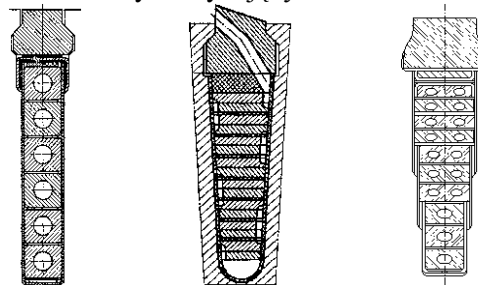
zawierających uzwojenie wzbudzące znajduje się uzwojenie tłumiące.

Liczby żłobków magneśnicy turbogeneratorów z określonego przedziału mocy można oszacować w przedziale $Q/Q_r \langle 52/36(40), \dots, 60/40 \rangle$, gdzie Q jest liczbą podziałek żłobkowych na obwodzie wirnika, Q_r liczbą żłobków uzwojonych. Liczba przewodów w żłobku przyjmuje wartości z przedziału $\langle 5 - 10 \rangle$ dla generatorów określonej mocy. Należy nadmienić, że zastosowane systemy chłodzenia oraz media chłodzące (powietrz, wodór, woda) powodują różnice konstrukcyjne w strukturze wirników. Dotyczy to kształtu żłobków (prostokątne lub trapezowe) i form kanałów wentylacyjnych w strefach żłobków uzwojonych i szerokich zębów (biegunów – w osi d).



Rys. 1. Szkic poprzecznego przekroju wirnika – magneśnicy turbogeneratorsa dwubiegunowego

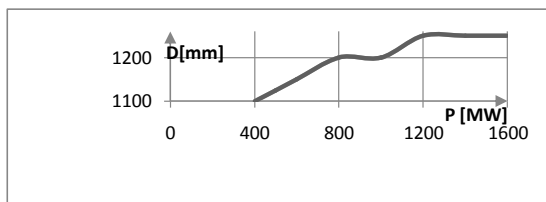
Z tego powodu zróżnicowane są liczby przewodów w żłobku i formy kanałów wentylacyjnych w żłobkach i w przewodach, jak również kliny, które również spełniają funkcję wentylacyjną (rys. 2.). Na rysunku 2. przedstawiono różne formy żłobków z przewodami i klinami. Są to podobszary ustroju wirnika, które najtrudniej modeluje się elementami dyskretyzującymi.



Rys. 2. Szkic przekrojów żłobków z przewodami uzwojenia wzbudzącego i klinami zamykającymi żłobki

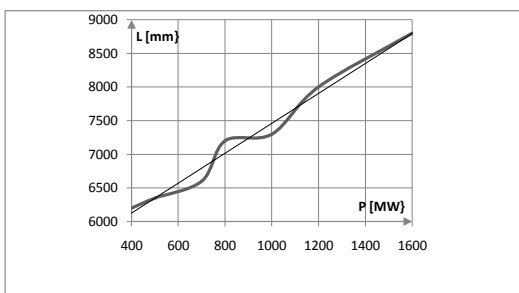
Należy zauważyć, że stosunek długości beczki wirnika do jego średnicy dla turbogeneratorów dwubiegunowych z wskazanego przedziału mocy znamionowej $P_N \langle 400 - 1600 \text{ MW} \rangle$,

zawiera się w przedziale $\langle 5 - 7 \rangle$, a są to parametry wymiarowe magnesy wyznaczające moc turbogenerators współ z prędkością obrotową, która z kolei limituje wymiar średnicowy wirnika. Wymiar beczki wirnika jest nieznacznie zróżnicowany dla wskazanego przedziału mocy turbogeneratorów (rys. 3).

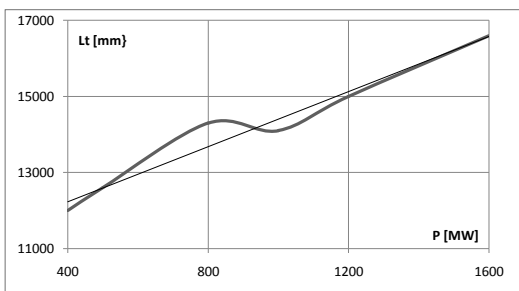


Rys. 3. Charakterystyka zależności średnicy beczki wirnika od mocy turbogenerators

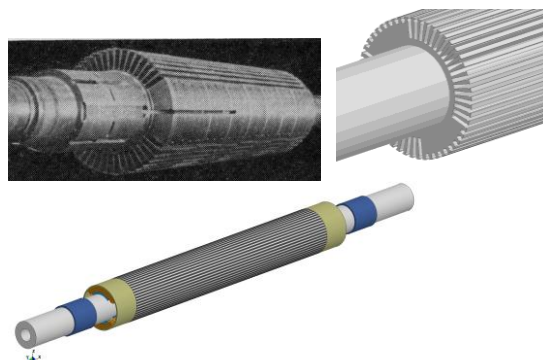
Znacznie zróżnicowane są całkowite długości wałów wirników turbogeneratorów (rys. 4., rys. 5.), co niewątpliwie ma znaczący wpływ na ich kinetykę i również stanowi trudność w formułowaniu dyskretnego modelu wirnika. W związku z przedstawionymi podobieństwami konstrukcyjnymi przy jednocześnie zróżnicowaniu posoiowych wymiarów wirników, lecz ich podobieństwem w znaczeniu izometrycznym, należałoby wprowadzić pewien stopień unifikacji modeli numerycznych tych podzespołów.



Rys. 4. Charakterystyka zależności czynnej długości beczki wirników od mocy turbogeneratorów.



Rys. 5. Charakterystyka całkowitej długości wałów wirników w funkcji mocy turbogeneratorów



Rys. 6.: a) fotografia odkuwki wirnika turbogenerators, b) model fragmentu części skrajnej żelaza beczki wirnika turbogenerators przystosowany do obliczeń numerycznych, c) model numeryczny wirnika.

3. Metodyka obliczeń drgań własnych wirnika turbogenerators

Odkuwka wirnika turbogenerators jest podstawowym podzespołem magnesy stanowiącym o mocy elektrycznej maszyny, przez który doprowadzana jest moc z jednostki napędowej (turbiny). Zatem odkuwka wirnika jest w możliwie ścisły i wszechstronny sposób zaprojektowana, przede wszystkim pod względem elektromagnetycznym i termicznym, ale również pod względem mechanicznym – wytrzymałościowym. Obliczenia mechaniczne obejmują zarówno siły i naprężenia statyczne jak i dynamiczne. Trudnością w obliczeniach tego podzespołu są niespójności geometryczne w strefie wieńca żłobkowo-zębowego oraz otwory i kanały wentylacyjne. Jednym z ważnych obliczeń mechanicznych jest odstrojenie częstości drgań własnych wirnika od jego charakterystycznych częstości kinematycznych.

Obliczenia częstotliwości modalnych odkuwki wirnika przeprowadzono dla modelu turbogenerators o mocy rzędu 800 MW, bez odniesienia do typu obecnie produkowanych turbogenerators tej mocy.

Model struktury odkuwki wirnika, który poddano dyskretyzacji przedstawiono na rys. 6b. Przyjęto podparcie odkuwki wirnika na obu końcach przez dwa jednakowe łożyska.

Do analizy modalnej odkuwki wirnika turbogenerators wykorzystano oprogramowanie LS-DYNA. Jest ono wszechstronnym programem do analizy zjawisk fizycznych i procesów technicznych metodą elementów skończonych. Oprogramowanie to umożliwia rozwiązywanie zagadnień nieliniowej statyki i

dynamiki, oraz modelowanie procesów obróbki plastycznej i wytrzymałości konstrukcji, oraz dynamiki brył sztywnych.

W programie LS-DYNA obliczenia częstości własnych wirników przeprowadza się metodą Lanczosa. Umożliwia ona obliczenie zarówno częstotliwości jak i postaci drgań własnych analizowanych konstrukcji. Sformułowany problem sprowadza się do rozwiązania równania stanu opisującego tzw. uogólnione zagadnienie na wartości własne, które w postaci macierzowej ma postać

$$(\mathbf{K} - M\omega_0^2) \cdot \Psi = 0 \quad (1)$$

gdzie: ω_0 – częstość kołowa drgań własnych, Ψ – wektor postaci drgań, \mathbf{K} – macierz sztywności układu, \mathbf{M} – macierz bezwładności.

Jak podkreślono, odkuwka wirnika turbogeneratorsa jest podstawowym jego podzespołem, ponieważ na niej opierają się i w niej są zawarte pozostałe elementy funkcjonalne i konstrukcyjne (uzwojenie, kliny, pierścienie centrujące, wirniki wentylatorów). Tak więc procedurę obliczeń drgań własnych wirnika turbogeneratorsa należy rozpoczynać od niewyposażonej odkuwki. Tworzenie również wariantowych modeli obliczeniowych jest w tym przypadku łatwiejsze i ma walor poznawczy w badaniu tych zagadnień. W tym etapie obliczeń interesujące byłoby wprowadzenie zamierzonych deformacji fragmentów odkuwki, jako zabiegów symulacyjnych ewentualne stany niesprawnościowe.

Oddzielnym etapem obliczeń powinno się objąć wariantowe zmiany konstrukcyjne odnośnie do liczby i kształtu zębów i żłobków uzwojenia wzbudzającego. Pomijając jednak te kwestie zasadnicza metodyka obliczeń częstości drgań własnych wirników powinna obejmować parametryczną zmianę układów podparcia wału wirnika – łożysk.

4. Obliczenia i analiza drgań modalnych odkuwki wirnika

W ramach badań numerycznych odkuwki wirnika turbogeneratorsa przeanalizowano wpływ sposobu jego podparcia na częstości drgań własnych. Rozpatrzono bowiem wpływ długości panwi łożysk, a także rozstawu stojaków łożyskowych. Do obliczeń przyjęto następujące długości panwi łożysk: <600, 800,

1000 mm>. Rozstaw stojaków zmieniano od wartości 9,6 m, co 1 m do 12,6 m.

W wyniku przeprowadzonych obliczeń wyznaczono dziesięć pierwszych wartości częstości drgań własnych. W tabeli 1 zestawiono pięć najniższych częstotliwości drgań własnych dla kolejnych wariantów. Najniższa wartość 19,5 Hz wystąpiła dla rozstawu stojaków łożysk 12,6 m i jego długości 600 mm. Zmniejszenie rozstawu do 9,6 m, przy jednoczesnym zwiększeniu długości panwi łożyska, spowodowało zwiększenie częstości do 34,2 Hz. Analizując otrzymane rezultaty należy stwierdzić, że spośród analizowanych czynników największy wpływ na częstości drgań własnych ma rozstaw łożysk (rys. 7). Zdecydowanie mniejszy wpływ ma długość łożyska. W szczególności dla pierwszej częstości różnice nie przekraczają kilku procent.

Na rys. 8. przedstawiono pierwszą i czwartą postać drgań własnych wirnika. Dwie pierwsze postaci są drganiami giętnymi. Odbywają się one w płaszczyźnie XY (oś d) oraz XZ (oś q). Ich częstości nieznacznie różnią się między sobą, spowodowane jest to brakiem pełnej symetrii. Trzecia postać odpowiada drganiom skrętnym wału. W zależności od przyjętych zmiennych ta postać jest obserwowana dla drgań o częstościach od 46,2 do 59,5 Hz. Tak więc zbliżona jest do częstości synchronicznej maszyny.

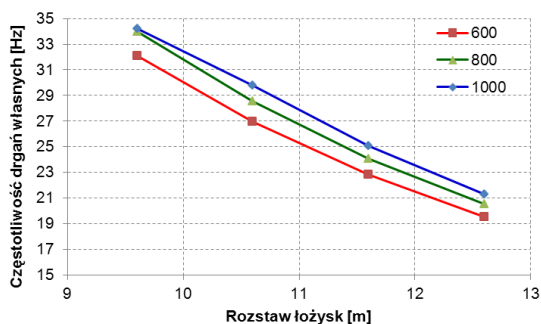
Dwie kolejne stanowią drugą postać drgań giętnych. W tym przypadku również częstości drgań w dwóch prostopadłych płaszczyznach różnią się nieznacznie

Nieznaczne różnice częstości drgań w płaszczyznach prostopadłych świadczą o znaczeniu sztywności jarzma wirnika w efektach drganiowych odkuwki.

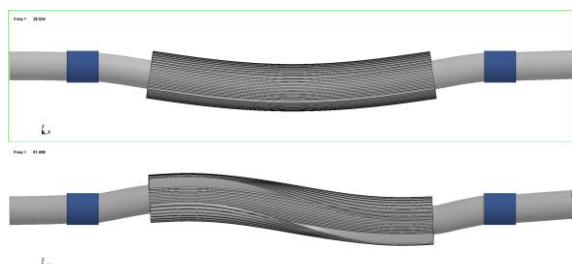
Tabela 1. Częstości drgań własnych

Nr częstości	Długość panwi łożyska [mm]	Rozstaw stojaków łożysk [m]			
		9,6	10,6	11,6	12,6
		Częstotliwość drgań własnych [Hz]			
1	600	32,1	27,0	22,8	19,5
	800	34,0	28,5	24,1	20,5
	1000	34,2	29,8	25,1	21,3
2	600	34,2	28,7	24,2	20,6
	800	36,2	30,4	25,6	21,7
	1000	36,5	31,7	26,6	22,5
3	600	53,1	50,5	48,2	46,2

	800	57,5	54,3	51,5	49,0
	1000	59,5	57,1	53,9	51,1
4	600	80,5	76,8	64,5	54,6
	800	90,5	81,7	68,1	57,3
	1000	97,6	85,5	71,1	59,6
5	600	81,1	78,9	66,3	56,0
	800	91,0	83,7	70,0	58,8
	1000	98,5	87,4	73,1	61,2



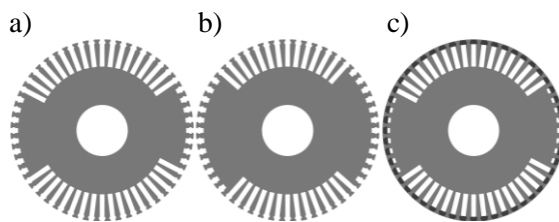
Rys. 7. Wpływ rozstawu stojaków łożysk na częstotliwość drgań własnych wirnika przy parametrycznej zmianie długości panwi (pierwsza postać drgań)



Rys. 8. Postaci drgań własnych wirnika

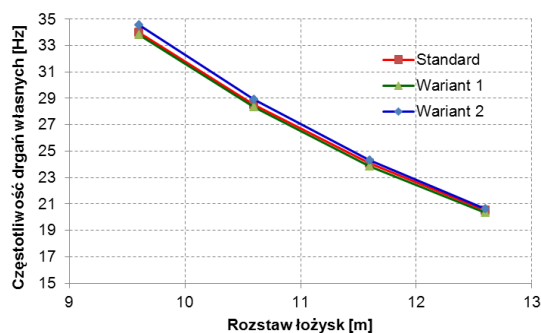
5. Analiza wpływu zmiany konstrukcji strefy żłobkowo-zębowej wirnika na jego drgania własne

W ramach wariantowania rozwiązań konstrukcyjnych wirnika generatora przeprowadzono również obliczenia, których celem było określenie wpływu struktury żłobkowo-zębowej na częstotliwości drgań własnych odkuwki. Przyjęto dwa warianty obliczeniowe. W pierwszym zmniejszono o osiem liczbę żłobków uzwojenia wzbudzającego magnesu, natomiast w drugim wprowadzono kliny zamykające żłobki. Zmiany konstrukcyjne strefy żłobkowo-zębowej wirnika przedstawiono schematycznie na rys. 9. Do obliczeń przyjęto wał podparty na łożyskach o długości 800 mm.



Rys. 9. Schemat wariantów konstrukcji obliczeniowych wirnika: a) konstrukcja wyjściowa, b) wirnik ze zmniejszoną liczbę żłobków, c) wirnik z klinami zamykającymi żłobki.

W zakresie tych obliczeń zmieniano również parametrycznie odległość między łożyskami. Przeprowadzone obliczenia nie wykazały istotnych różnic pomiędzy konstrukcją wyjściową i wariantem ze zmniejszoną liczbą żłobków. Wyznaczone częstotliwości drgań własnych dla różnych rozstawów łożysk dla porównywanych wariantów nie różniły się o więcej niż 1%. Z jednej strony zmniejszenie stopnia uzłobkowania odkuwki spowodowało wzrost jej sztywności, jednakże spowodowało również wzrost jej masy. Podobny wpływ zaobserwowano dla rdzenia wirnika z klinami. Wprowadzenie klinów spowodowało wzrost częstotliwości o około 2%, głównie dla najmniejszego rozstawu łożysk.



Rys. 11. Wpływ konstrukcji wirnika i rozstawu stojaków łożysk na częstotliwość drgań własnych (pierwsza postać drgań)

Tabela 2. Częstotliwości drgań własnych dla wariantowych zmian konstrukcyjnych

Wariant	Rozstaw stojaków łożysk [m]			
	9,6	10,6	11,6	12,6
	Częstotliwość drgań własnych [Hz]			
Standard	34,0	28,5	24,1	20,5
Wariant 1	33,8	28,3	23,9	20,3
Wariant 2	34,6	28,9	24,3	20,6

6. Wnioski i uwagi końcowe

Porównując wyniki obliczeń drgań własnych *całkowitego* wirnika turbogeneratorsa [8] z wynikami obliczeń rdzenia odkuwki można stwierdzić, że o częstotliwościach drgań własnych tego ustroju decyduje zdecydowanie rdzeń rotora. Również zmiana wieńca żłobkowo-żębowego nieznacznie wpływa na wartości częstotliwości drgań własnych. Jest to niewątpliwie korzystne od strony możliwości ustalania tej strefy magnetycznej pod względem elektromagnetycznym i termicznym. Nieznaczny wpływ na częstotliwości drgań własnych ma zmiana liczby żłobków nawet o 20%-owym różnicowaniu. Znaczący wpływ na obliczane parametry ma rozstaw podpór łożyskowych.

W kolejnych etapach obliczeń należy rozszerzyć model obliczeniowy o składnik dyssypacyjny we wzorze (1). Nasuwa się również uwaga, że ważne są obliczenia częstotliwości drgań własnych całego zespołu elektroenergetycznego, ponieważ jest to szereg sprzęgniętych wirników turbiny (z poszczególnymi stopniami sprężania czynnika energetycznego) z wirnikiem turbogeneratorsa.

W końcowej uwadze, odnośnie do artykułów dotyczących prezentowanego zagadnienia, a publikowanych w różnych periodykach naukowych o profilu elektrycznym i mechanicznym, można zauważyć różnorodność podejścia, pod względem metodycznym i warsztatowym [8-12]. Stosowane są różne programy obliczeniowe nie tylko o bazie mechanicznej oraz bardzo różny jest schemat prezentowanych wyników, co przy enigmatyczności parametrów konstrukcyjnych i energetycznych analizowanych konstrukcji, utrudnia przeprowadzenie analiz porównawczych. Trzeba również zauważyć, że prezentowane są artykuły przedstawiające kompleksowe obliczenia mechaniczne autonomicznych jednostek prądotwórczych małej mocy [12].

7. Literatura

- [1]. Titow W. W. i in.: "Turbogeneratory" Energija Leningrad 1967.
- [2]. Tondl A.: "Dynamika rotorów turbogeneratorów", przekł. z jęz. ang. Energia, Leningrad 1971.
- [3]. Pr. zbiorow. "Dynamika maszyn. Modelowanie i analiza dynamiczna wirników", Ossolineum 1979.

- [4]. Latek W.: "Turbogeneratory" WNT, Warszawa 1968.
- [5]. Glebow I.A., Danilewicz Ja.B.: "Naucznyje osnovy projektowania turbogeneratorów", Nauka, Leningrad 1986.
- [6]. Pennacchi P., Vania A., "Accuracy in the identification of a generator thermal bow", Journal of Sound and Vibration, 274 (1-2) (2004), pp. 273-295.
- [7]. Przyborowski W.: "Elektromagnetyczne naprężenia radialne oddziałujące na wirnik turbogeneratorsa", Rozd. 11. pt. "Wpływ pola turbogeneratorsa na wirnik turbozespołu". W monografii pt. "Dynamika turbozespołów energetycznych" pod red. Z. Walczyka, Wydawnictwa Politechniki Gdańskiej, Gdańsk 2005.
- [8]. Przyborowski W. Hryciów Z. "Problemy obliczeń częstotliwości drgań własnych wirników turbogeneratorów o mocach granicznych, na przykładzie maszyny o mocy 800MW", *Przegląd Elektrotechniczny* nr 2 str. 100-103, 2017.
- [9]. Szolc T, Tuzowski P., Knabel J., Stocki R., "Nonlinear and parametric coupled vibrations of the rotor-shaft system as fault identification symptom using stochastic methods", Nonlinear Dynamics, September 2009, Volume 57, Issue 4, pp 533-557
- [10]. Neeraj Gochar, Dharmendra Kumar Jain, "Vibration Analysis of Turbo Generator in Kota Super Thermal Power Station", International Journal of Science and Research, Volume 4 Issue 8, August 2015, pp. 1612-1615.
- [11]. N. Bachschmid, P. Pennacchi, A. Vania, "Identification of multiple faults in rotor systems", Journal of Sound and Vibration, 254 (2) (2002), pp. 327-366.
- [12]. S. Kulig, L. Gołębiowski, D. Mazur Analiza termiczno-dynamiczna generatorów do elektrowni wiatrowych bez przekładni mechanicznej *Zeszyty problemowe Komel* nr 104, 4, 2014 str. 84- 89.

Autorzy

Dr hab. inż. Włodzimierz Przyborowski, Politechnika Warszawska, Instytut Sterowania i Elektroniki Przemysłowej, Pl. Politechniki 1, 00-662 Warszawa E-mail: Włodzimierz.Przyborowski@ime.pw.edu.pl.

Dr inż. Zdzisław Hryciów, Wojskowa Akademia Techniczna, Wydział Mechaniczny, ul. Kaliskiego 2, 00-908 Warszawa, E-mail: zdzislaw.hryciow@wat.edu.pl.