

OCENA STANU DYNAMICZNEGO WIRNIKA WENTYLATORA W ZALEŻNOŚCI OD RODZAJU WYKORZYSTANEGO MODELU OBLICZENIOWEGO

EVALUATION OF CENTRIFUGAL FAN IMPELLER DYNAMIC STATES IN CASE OF TWO DIFFERENT DISCRETE MODELS

Eugeniusz Rusiński, Piotr Odyjas, Przemysław Moczko, Damian Pietrusiak – Wydział Mechaniczny, Politechnika Wrocławska

Problem oceny stanów dynamicznych wirników wentylatorów jest możliwy do rozwiązania z wykorzystaniem metod numerycznych. W artykule przedstawiono porównanie wyników analizy modalnej metodą elementów skończonych, dwóch modeli wirnika wentylatora promieniowego: modelu powłokowego oraz objętościowego. Uzyskane wyniki wskazują, że poprawne przygotowanie modelu obliczeniowego skutkuje uzyskaniem analogicznych wyników w obu przypadkach.

Preliminary evaluation of dynamic states in case of turbo machines is currently solved with use of numerical methods. In the article comparison of two models is presented. First model of impeller was discretized with use of shell elements and second with solid elements. For both models modal analysis was conducted. Thanks to received results comparison of both model was carried out. It should be stated that properly prepared models result in small differences in case of values of natural frequencies. On the other hand mode shapes can be transposed what was observed in case of third and fourth mode shapes.

Wstęp

Określenie podstawowych charakterystyk dynamicznych (częstotliwości i postacie drgań własnych) obiektów mechanicznych, w tym wirników wentylatorów oraz innych maszyn i urządzeń na etapie projektowania, odbywa się obecnie przede wszystkim za pomocą obliczeń numerycznych [1-4]. Najczęściej wykorzystuje się w tym przypadku metodę elementów skończonych, która pozwala rozwiązać równanie ruchu układów liniowych i nieliniowych metodami przybliżonymi [5].

Modele wykorzystywane do przeprowadzenia analiz w zakresie statycznym i dynamicznym mogą być zbudowane przede wszystkim z elementów objętościowych, powłokowych, belkowych bądź kombinacji ww. elementów [6-9].

Wykorzystanie określonych elementów dyskretnych niesie za sobą konieczność rozpatrzenia zasadności ich wyboru do budowy modelu. W przeciwnym razie może się okazać, że wybór danej grupy elementów może prowadzić do uzyskania wyników obarczonych dużym błędem, a co za tym idzie, do mylnych prognoz oceny stanu dynamicznego wentylatora.

Wirnik wentylatora promieniowego jest konstrukcją cienkościenną, której grubości blach w porównaniu z gabarytami są dużo mniejsze. W związku z tym, do budowy modelu dyskretnego wykorzystuje się przeważnie elementy powłokowe. Użycie tych elementów powoduje znaczną oszczędność czasu koniecznego do przeprowadzenia obliczeń, w porównaniu do modelu objętościowego. Niesie za sobą jednak pewne konsekwencje wynikające z teorii cienkich powłok. Aby zobrazować wpływ rodzaju zastosowanych elementów na otrzymane rezultaty, autorzy postanowili porównać wyniki obliczeń dynamicznych modeli zbudowanych z elementów powłokowych i objętościowych.

Przedmiotem analiz w prezentowanej pracy jest nowy dziewięciołopatkowy wirnik wentylatorów promieniowych WPK-5,3 (rys. 1). Wentylatory tego rodzaju są wykorzystywane do przewietrzania kopalń, co powoduje, że ich poprawna eksploatacja ma zasadniczy wpływ na bezpieczeństwo i jakość pracy w wyrobiskach podziemnych. Nominalne spiętrzenie

tych wentylatorów wynosi 4905 Pa przy natężeniu przepływu 458,3 m³/s, natomiast podstawowa prędkość obrotowa wirnika to 375 obr./min [10].

Poprawnie zaprojektowany wirnik charakteryzuje się częstotliwościami drgań własnych, które nie pokrywają się z charakterystycznymi częstotliwościami pracy wentylatora. Są to częstotliwość drgań obrotowych wirnika oraz częstotliwość łopatkowa wirnika.

Częstotliwość drgań obrotowych wynika z jego prędkości obrotowej i określona jest zależnością (1-2) [11]:

$$f_n = \frac{\omega}{2\pi} = \frac{n}{60} \text{ [Hz]} \quad (1)$$

Częstotliwość łopatkowa wirnika jest określona zależnością (2) [11]:

$$f_{BPF} = N \cdot \frac{\omega}{2\pi} = N \cdot \frac{n}{60} \text{ [Hz]} \quad (2)$$

Zgodnie z powyższymi zależnościami, w przypadku rozpatrywanego wirnika, którego nominalna prędkość obrotowa wynosi n=375 obr./min zaś liczba łopatek N=9, to częstotliwość drgań obrotowych wynosi 6,25 Hz, natomiast częstotliwość łopatkowa wirnika wynosi 56,25 Hz.

Modele obliczeniowe

W celu rozwiązania równania ruchu wirnika wentylatora w dwóch rozpatrywanych przypadkach przygotowano dwa modele dyskretno: powłokowy oraz objętościowy (rys. 2).

Wykorzystanie elementów trójwymiarowych prowadzi do znacznego wzrostu liczby stopni swobody rozwiązywanych równań w porównaniu z modelem powłokowym. W związku z tym, obliczenia modelu dyskretnego zbudowanego z elementów objętościowych przeprowadzono z wykorzystaniem warunków symetrii kołowo cyklicznej 1/9 wirnika. Do jego budowy wykorzystano 457126 elementów typu HEXA20, TETRA10, PENTA15 oraz PENTA13, co w efekcie dało model o licznie węzłów równej 1689459. Model powłokowy przygotowano natomiast jako model całego wirnika. Składał się on z 412792



Rys. 1. Model dziewięciopatkowego wirnika WPK-5,3

elementów czworokątnych oraz trójkątnych niższego rzędu oraz łącznej liczbie węzłów 399855 [5, 14].

W obu rozpatrywanych przypadkach zastosowano analogiczne warunki brzegowe, poprzez odebranie odpowiednich stopni swobody na piaście wirnika, czyli miejscu jego oparcia na wale napędowym. Jedynie w przypadku modelu z elementami objętościowymi, dodatkowo zadano wspomniany warunek symetrii cyklicznej kołowo. Obliczenia zostały przeprowadzone z uwzględnieniem obciążenia wstępnego wirnika. Jako obciążenie uwzględniono działanie odśrodkowych sił bezwładności wynikających z ruchu obrotowego wirnika z prędkością 375 obr./min. Pominęto siły od ciśnienia, które praktycznie nie wpływają na częstotliwości drgań własnych oraz postaci drgań.

Zagadnienie własne zostało rozwiązane w obu przypadkach z wykorzystaniem algorytmu Lanczosa. Jako wynik symulacji uzyskano częstotliwości drgań własnych oraz odpowiadające im postacie drgań.

Wyniki obliczeń numerycznych

Przeprowadzona teoretyczna analiza modalna pozwoliła uzyskać wartości częstotliwości drgań własnych oraz

odpowiadające im postacie drgań wirnika bez obciążenia wstępnego oraz z obciążeniem wstępnym. Uzyskane wartości częstotliwości drgań własnych przedstawiono w tabeli 1, natomiast wybrane postacie drgań pokazane są na rysunkach 3-6. Należy zaznaczyć, że w tabeli porównano wartości kolejnych częstotliwości drgań uzyskanych w wyniku przeprowadzonych analiz, mimo, że w przypadku obliczeń modelu powłokowego trzecia częstotliwość drgań odpowiada czwartej postaci drgań z modelu objętościowego, natomiast czwarta częstotliwość drgań własnych odpowiada trzeciej postaci drgań modelu objętościowego. Wynika to z nieco innej sztywności modelu wirnika zbudowanego z elementów objętościowych, w którym, ze względu na zastosowaną symetrię cykliczną, w rozwiązaniu nie uzyskano 12 żeber usztywniających tarczę piasty wirnika (widoczne na rys. 5a).

Uzyskane wyniki przedstawione w tabeli 1 wskazują na dużą zgodność obliczonych częstotliwości drgań własnych. Jedynie trzecia częstotliwość różni się w przypadku obu modeli o prawie 15%, natomiast w pozostałych przypadkach różnice są maksymalnie na poziomie ok. 3,7%.

Postacie drgań własnych w przypadku obu rodzajów modeli wirnika są analogiczne, co widać na rysunkach 3-6.

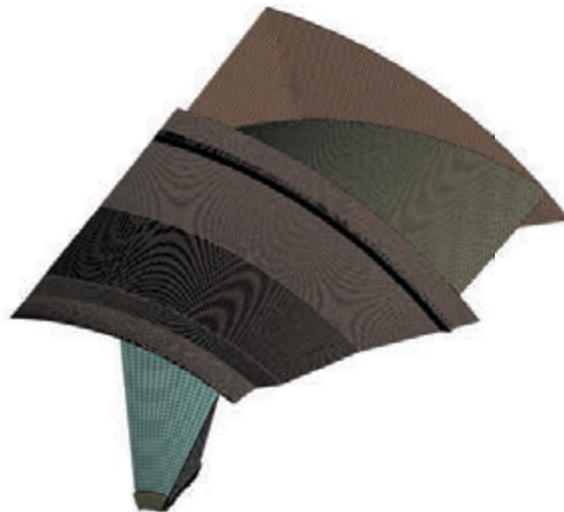
Tab. 1. Wartości częstotliwości drgań własnych w zależności od rodzaju modelu dyskretnego

Kolejne postacie drgań	Model powłokowy f_n [Hz]	Model objętościowy f_n [Hz]	Różnica [%]
1	9,652	9,978	3,265
2	9,663	9,978	3,157
3	14,385 ⁽¹⁾	12,523 ⁽¹⁾	-14,869
4	16,601 ⁽¹⁾	16,425 ⁽¹⁾	-1,072
5	44,514	42,944	-3,656
6	44,520	42,944	-3,670
7	48,034	47,001	-2,198
8	48,093	47,001	-2,323

⁽¹⁾ – trzecia postać drgań modelu powłokowego odpowiada czwartej modelu objętościowego, natomiast czwarta postać modelu powłokowego jest analogiczna z trzecią modelu objętościowego (wyjaśnienie w tekście)

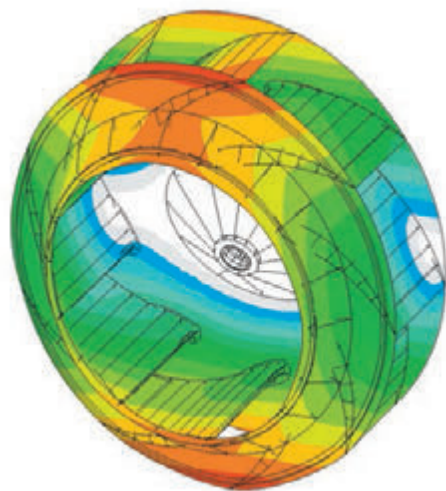


a)

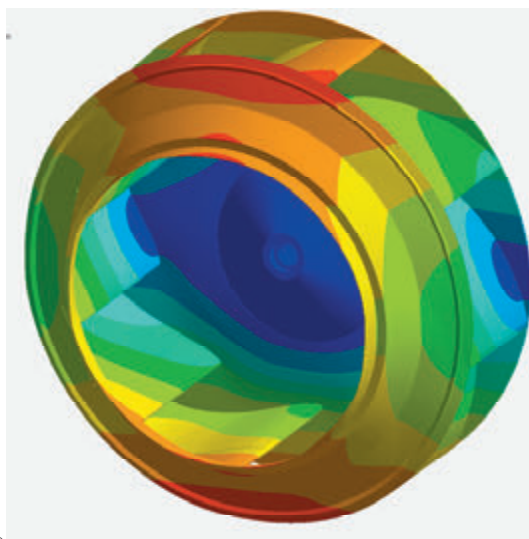


b)

Rys. 2. Modele obliczeniowe wirnika: a) model zbudowany z elementów powłokowych, b) model 1/9 wirnika zbudowany z elementów objętościowych

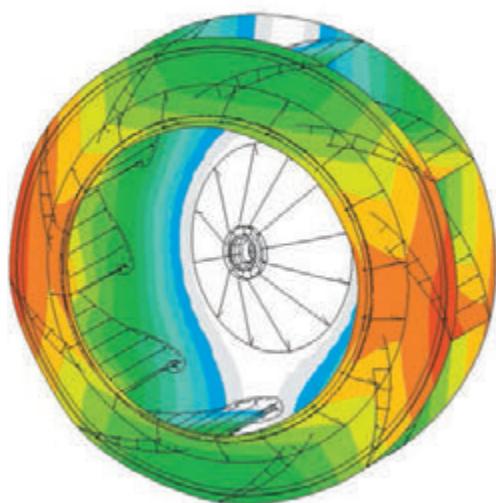


a)

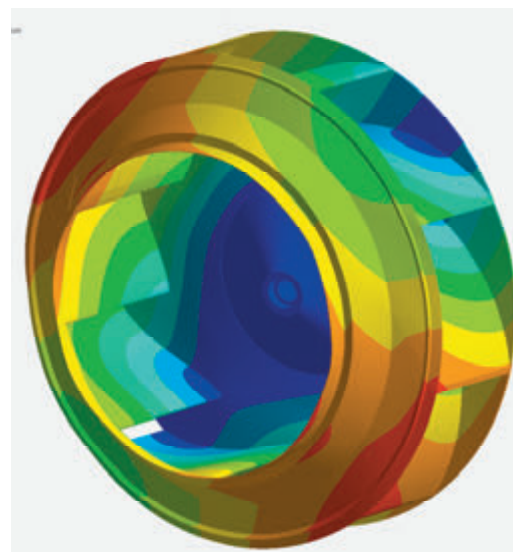


b)

Rys. 3. Pierwsza postać drgań wirnika: a) model powłokowy, b) model objętościowy

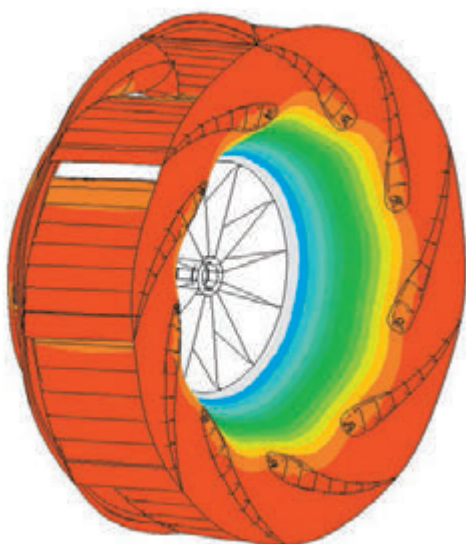


a)

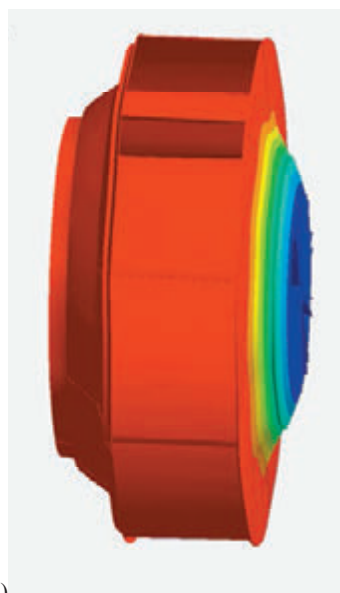


b)

Rys. 4. Druga postać drgań wirnika: a) model powłokowy, b) model objętościowy

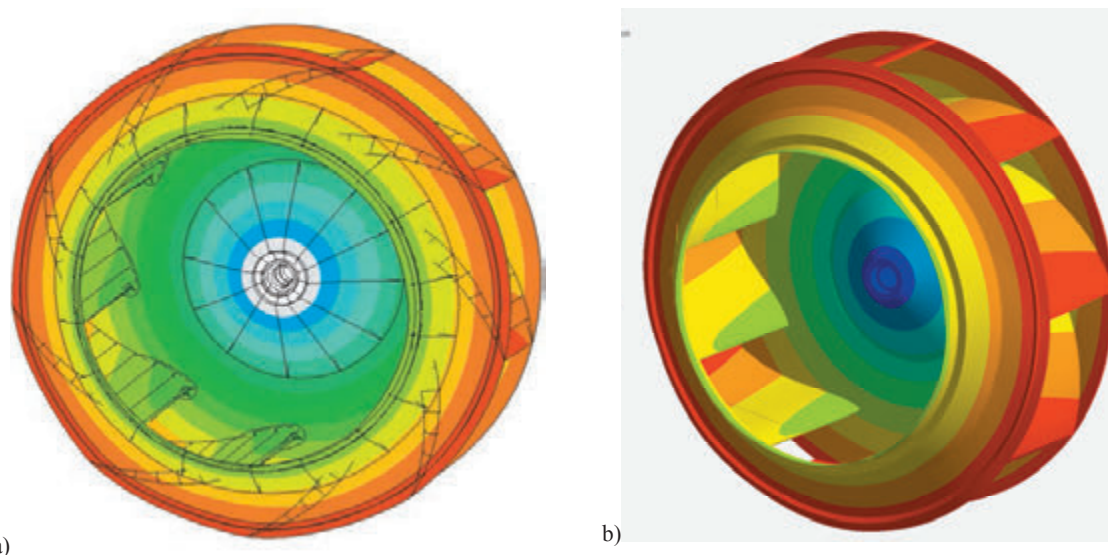


a)



b)

Rys. 5. Trzecia postać drgań modelu powłokowego wirnika (a) i odpowiadająca jej czwarta postać drgań modelu objętościowego wirnika (b)



Rys. 6. Czwartą postać drgań modelu powłokowego wirnika (a) i odpowiadająca jej trzecia postać drgań modelu objętościowego wirnika (b)

Podsumowanie

W ramach przeprowadzonych prac wykonano obliczenia numeryczne dwóch rodzajów modelu wirnika. Jednego, wykonanego z elementów powłokowych oraz drugiego, wykonanego z elementów objętościowych. Pozwoliło to określić zgodność obu modeli, ale również zobrazować problemy, które są napotymane podczas przygotowania modeli oraz obliczeń. Przede wszystkim, ze względu na staranne przygotowanie bazowych modeli geometrycznych i późniejszy dobór wielkości oraz rodzaju elementów użytych do dyskretyzacji wirnika, uzyskano dość dużą zgodność wartości kolejnych częstotliwości drgań własnych. Widać to w tabeli 1 w przypadku wszystkich częstotliwości drgań poza trzecią. Maksymalna różnica wynosi w przypadku tych częstotliwości zaledwie 3,7%. Poza pierwszymi dwoma częstotliwościami, stwierdzono, że model przygotowany z elementów objętościowych ma niższe częstotliwości drgań własnych. Wynika to z faktu zastosowania teorii powłok i mniejszej sztywności elementów powłokowych w stosunku do elementów objętościowych.

Obliczenia modelu konstrukcji cienkościennej, takiej jak wirnik wentylatora promieniowego z wykorzystaniem elementów objętościowych niesie za sobą pewne konsekwencje. Ponieważ czas obliczeń całego wirnika byłby zbyt duży, zastosowana symetria kołowo cykliczna spowodowała konieczność wprowadzenia pewnych uproszczeń w modelu 1/9 wirnika. Uproszczenia te polegające na nieuwzględnieniu rzeczywistej liczby żeber usztywniających tarcze piasty wirnika spowodowały zamianę trzeciej i czwartej postaci drgań obu modeli. W wyniku zmiany sztywności trzecia postać drgań modelu powłokowego odpowiada czwartej z modelu objętościowego, zaś trzecia postać modelu objętościowego odpowiada czwartej modelu powłokowego. Należy przy tym zauważyć, że różnica częstotliwości drgań w tym przypadku jest największa z zaobserwowanych i wynosi 14,87%.

Istotnym elementem oceny obu modeli jest porównanie postaci drgań własnych. Jak widać na rysunkach 3-6, poza przesunięciem postaci nr 3 i 4 w przypadku obu modeli, co do wartości częstotliwości, uzyskane postacie drgań są analogiczne.



KAPITAŁ LUDZKI
NARODOWA STRATEGIA SPÓJNOŚCI

UNIA EUROPEJSKA
EUROPEJSKI
FUNDUSZ SPOŁECZNY



Badania współfinansowane ze środków Unii Europejskiej w ramach Europejskiego Funduszu Społecznego

Literatura

- [1] Red. Malcolm J. Crocker, *Handbook Of Noise And Vibration Control*, John Wiley & Sons, Inc., Hoboken, New Jersey 2007
- [2] Uhl T., *Komputerowo wspomaganą identyfikacją modeli konstrukcji mechanicznych*, WNT, Warszawa 1997
- [3] Wolfram D., Carolus T., *Experimental and numerical investigation of the unsteady flow field and tone generation in an isolated centrifugal fan impeller*. Journal of Sound and Vibration 2010; 329: 4380-4397
- [4] Bošnjak, S., Zrnić, N., Dragović, B., *Dynamic Response of Mobile Elevating Work Platform under Wind Excitation*, Strojniški Vestnik – Journal of Mechanical Engineering, 55(2), 104-113, 2009
- [5] Rusiński E., Czmochoński J., Smolnicki T., *Zaawansowana metoda elementów skończonych w konstrukcjach nośnych*. Oficyna Wydawnicza Politechniki Wrocławskiej, Wrocław 2000

- [6] Karliński J., Ptak M., Działak P. *Simulation tests of roll-over protection structure*. Archives of Civil and Mechanical Engineering 2012. Volume 13 Issue 1 Pages: 57-63
- [7] Rusiński E., Dragan S., Moczko P., Pietrusiak D., *Implementation of experimental method of determining modal characteristics of surface mining machinery in the modernization of the excavating unit*. ARCHIVES OF CIVIL AND MECHANICAL ENGINEERING 2012 Volume 12 Issue: 4 Pages: 471-476
- [8] Derlukiewicz D., Karliński J., *Static and dynamic analysis of telescopic boom of self-propelled tunneling machine*. Journal of Theoretical and Applied Mechanics 2012. Volume 50 Issue 1 pages: 47-59
- [9] Derlukiewicz D., Karliński J., Iluk A., *The Operator Protective Structures Testing for Mining Machines*. MECHATRONIC SYSTEMS AND MATERIALS: MATERIALS PRODUCTION TECHNOLOGIES Book Series: Solid State Phenomena Volume: 165 Pages: 256-261 DOI: 10.4028/www.scientific.net/SSP.165.256 Published: 2010
- [10] Pawiński J., Roszkowski J., Strzeziński J., *Przewietrzanie kopalń*, Śląskie Wydawnictwo Techniczne, Katowice 1995
- [11] Cory W. T. W., *Fans & Ventilation – A Practical Guide*, Elsevier, 2005
- [12] Randall R. B., *Vibration-based Condition Monitoring*, A John Wiley and Sons, Ltd., 2011
- [13] Kuczewski S., *Wentylatory*. WNT, Warszawa 1978
- [14] Zienkiewicz O. C., Taylor R. L., Zhu J. Z., *The Finite Element Method: Its Basis and Fundamentals*, 7th Edition, Elsevier 2013

