

XIII MIĘDZYNARODOWE KOŁOKWIUM
"MODELE W PROJEKTOWANIU I KONSTRUOWANIU MASZYN"

13th INTERNATIONAL CONFERENCE ON
"MODELS IN DESIGNING AND CONSTRUCTIONS OF MACHINES"

25-28.04.1989 r. ZAKOPANE

Wacław SZYC
Zygmunt SEKULSKI

Instytut Mechaniki Stosowanej
Politechnika Poznańska

METODA OCENY WYTRZYMAŁOŚCIOWEJ WIRNIKÓW WENTYLATORÓW
PROMIENIOWYCH

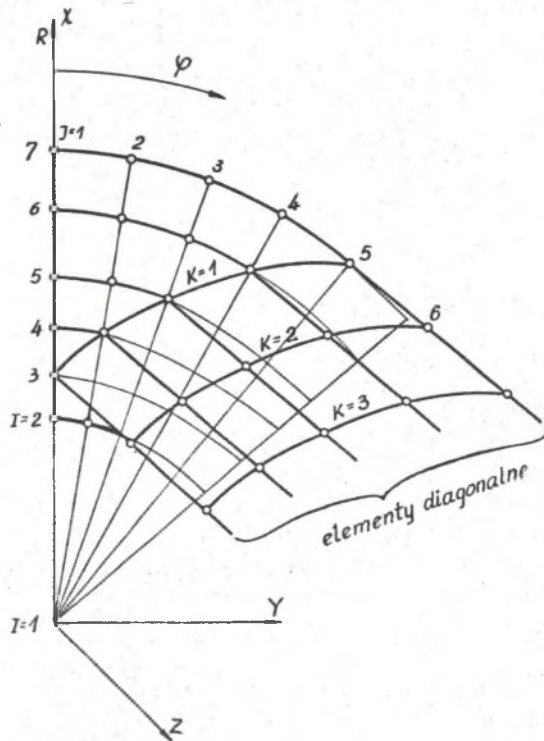
Streszczenie. W pracy zaprezentowano metodę oceny wytrzymałościowej wirników w oparciu o analizę naprężeń bazującą na komputerowym systemie metody elementów skończonych. Omówiono podstawowe zasady modelowania obiektu zapewniające dużą wierność odwzorowania w systemie SESAM. Podano zależności określające graniczne i dopuszczalne prędkości obrotowe. Podano przykład zastosowania metody do oceny wirnika dużego wentylatora.

1. Wprowadzenie

Typowy wirnik wentylatora promieniowego to konstrukcja cienkościenna, najczęściej spawana, składająca się z tarczy nośnej, łopatek i tarczy nakrywającej. Tradycyjne metody obliczeń wytrzymałościowych polegały na oddzielnym traktowaniu każdej części wirnika, np. tarcza nośna modelowana była jako tarcza wirująca z kołowo symetrycznym stanem naprężeń i odkształceń i dodatkowym obciążeniem ciągłym od części masy łopatek [3]. W rzeczywistości należałoby traktować wirnik jako całość - cienkościenną konstrukcję powłokową, której części wzajemnie oddziałują na siebie, a także uwzględnić mocowanie tarczy nośnej do sztywnej płyty. Analiza wytrzymałościowa takiego modelu wymaga metody dyskretyzacji gwarantującej wystarczającą wierność geometrycznego i fizycznego odwzorowania rzeczywistego wirnika. Postulaty te spełnia metoda elementów skończonych [2] oparta o odpowiedni system komputerowy. Autorzy wykorzystali tu system SESAM [3] zawierający procedury ułatwiające przygotowanie danych i automatycznie generujący elementy skończone. Wybrano w ramach tego systemu program analizy cienkościennych konstrukcji powłokowych NV 331, który operuje elementami powłokowymi czworokątnymi i trójkątnymi oraz elementami belkowymi o sześciu stopniach swobody w każdym węźle.

2. Tworzenie modelu geometrycznego wirnika

Przestrzeń przepływu czynnika w wirniku ograniczona jest najczęściej z jednej strony płaską tarczą nośną połączoną z płaską na wale wentylatora, z drugiej tarczą nakrywającą w kształcie powierzchni obrotowej (często stożkowej). Między tarczami leżą przyspawane do nich łopatki o kształcie odpowiednio wyprofilowanych powierzchni walcowych, których tworzące są równoległe do osi wirnika. Odwzorowanie takiego wirnika wymaga przede wszystkim odpowiedniego zorganizowania przestrzeni, w której wymodelowany zostanie nie cały wirnik, ale jego segment kątowy zawierający powtarzalny na obwodzie moduł konstrukcyjny i tzw. strefy buforowe z obu stron promieniowych brzegów modułu. Układ współrzędnych prostokątnych (Z - oś wirnika, X - oś biegnąca wzdłuż promieniowego brzegu segmentu) łatwo przekształcić w układ współrzędnych walcowych R, φ, Z , a w nim utworzyć przestrzenną sieć powierzchni: I - powierzchni walcowe ($R=\text{const}$), J -pek płaszczyzn promieniowych ($\varphi=\text{const}$), K - stos płaszczyzn normalnych do osi wirnika ($Z=\text{const}$). Między kolejnymi powierzchniami I, J, K deklaruje się wartości odstępów $\Delta R, \Delta \varphi, \Delta Z$. Każde dwie kolejne powierzchnie I, J oraz K tworzą sześciocianową komórkę, której ściany są automatycznie elementami czworokątnymi, zaś jej naroża, to węzły. Dalszy etap modelowania, to: „wycięcia” -



Rys.1. Odwzorowanie łopatki jako powierzchni diagonalnej
Fig.1. Mapping of the blade as a diagonal surface

usuniecie z przestrzeni odpowiednich grup węzłów (wycięcie jednego węzła ze środka sieci usuwa 8 elementów czworokątnych zawierających ten węzeł); „skalowanie” - przesuwanie węzłów sieci o dowolny wektor w przestrzeni X, Y, Z lub R, φ, Z ; „dopisywanie” elementów - deklaruwanie dwóch, trzech lub czterech węzłów sieci, między którymi ma być utworzony dodatkowo element belkowy, trójkątny lub czworokątny. Elementy skończone tworzące łopatkę można uzyskać poprzez utworzenie modelu powierzchni diagonalnej w stosunku do I, J , w której automatycznie generują się elementy skończone (rys.1). Poza geometrią modelu określone są jego cechy fizyczne: stałe sprężyste materiału (moduł Younga i liczba Poissona), grubości elementów czworokątnych i trójkątnych, charakterystyki przekrojów elementów belkowych.

Tak utworzony model wymaga jeszcze uzupełnienia o działające obciążenia oraz warunki brzegowe.

3. Warunki brzegowe i określenie obciążeń

Zasadniczym obciążeniem wirnika są promieniowo skierowane siły masowe (odśrodkowe) wynikające z jego jednostajnego obrotu wokół osi. Pomijalnie małe są siły oddziaływania czynnika, jak też obwodowe siły masowe ruchu niejednostajnego. Mimo promieniowego kierunku sił, problem nie jest osiowo symetryczny, gdyż kształt łopatek symetrię tę zaburza. Przewidziane w modelu geometrycznym strefy buforowe stanowią „ochronę” przed zaburzającym wpływem warunków symetrii przyjmowanych na brzegach segmentu. Przy odpowiednio szerokich strefach buforowych zaburzenia te nie przenoszą się na obszar analizowanego modułu. Postępowanie takie jest niezbyt ścisłe - jednak konieczne jako ograniczenie zbyt dużej ilości elementów modelu.

Warunki brzegowe w programie NV 331 wprowadza się deklarując zerowe lub zadane wartości składowych stanu przemieszczenia w odpowiednich węzłach. Poza warunkami symetrii należy jeszcze odwzorować warunki zamocowania, najczęściej tarczy nośnej do piasty z wałem.

Obciążenie masowymi siłami bezwładności musi także ulec dyskretyzacji, tj. sprowadzeniu do sił skupionych przyłożonych w węzłach modelu. Jeśli i -ty węzeł leży na promieniu r_i , a „przynależna” doń masa wynosi m_i , to przy prędkości kątowej ω siła promieniowa w tym węźle wynosi

$$F_i = r_i \cdot m_i \cdot \omega^2 \quad (1)$$

Dla elementów powłokowych o określonej grubości h zależność (1) ma postać

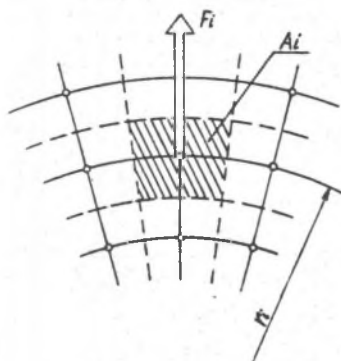
$$F_i = r_i^2 \cdot h \cdot A_i \cdot \rho \cdot \omega^2 \quad (2)$$

gdzie: A_i - „przynależne” węzłowi pole powierzchni, ρ - gęstość materiału. Ilustruje to rysunek 2.

System SESAM umożliwia też deklarację obciążenia ciągłego działającego wzdłuż wybranej linii węzłów, automatycznie rozkładanego na siły w poszczególnych węzłach tej linii. Tak więc dla linii węzłów leżących na jednakowym promieniu r , tarczy płaskiej lub stożkowej wartość promieniowego obciążenia ciągłego jest określona

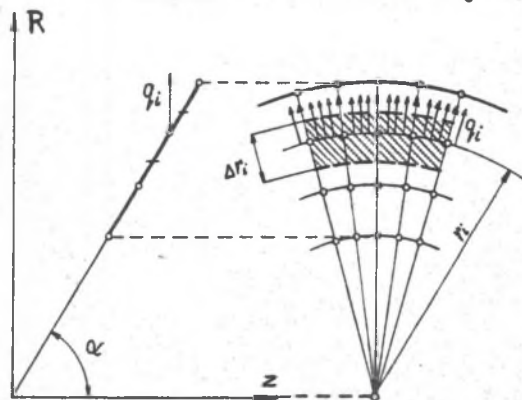
$$q_i = \frac{h \cdot r_i \cdot \Delta r_i \cdot \rho \cdot \omega^2}{\sin \alpha} \quad (3)$$

gdzie Δr_i jest szerokością pierścienia „przynależnego” do linii węzłów (rys.3). Należy zauważyć, że wartości obciążeń są proporcjonalne do ω^2 , co w układzie liniowo sprężystym prowadzi do proporcjonalnego uzależnienia przemieszczeń i naprężeń od ω^2 .



Rys.2. Siła bezwładności w węźle

Fig.2. Force of inertia in a node



Rys.3. Obciążenie ciągłe linii węzłów

Fig.3. Continuous load of a node line

4. Podstawy oceny wytrzymałościowej wirnika w oparciu o wyniki obliczeń

Na rezultaty obliczeń komputerowych składają się wartości:

- sześciu składowych przemieszczenia w każdym węźle,
- reakcji w węzłach z ograniczonymi stopniami swobody,
- składowych (stanu błonowego i zgięciowego) tensora naprężenia w środku ciężkości każdego elementu oraz wartości naprężenia zredukowanego wg hipotezy energii odkształcenia postaciowego.

Znajomość stanu przemieszczeń pozwala na szczegółową analizę odkształcenia obiektu i ocenę jego sztywności. Pozwala to na podjęcie decyzji o ewentualnym usztywnieniu lub uelastycznieniu poszczególnych części wirnika.

Znajomość stanu naprężenia umożliwia określenie stref przeciążonych i niedociążonych, co stanowi przesłankę do odpowiednich zmian wymiarowych. Pozwala to również na przewidywanie miejsca zniszczenia w tzw. próbach odwirowania stosowanych w badaniach prototypowych. Zniszczenie wirnika wykonanego z materiału plastycznego inicjowane jest lokalnym uplastycznieniem, co jest powodem powstania niewyważenia i następnie szybkiego zniszczenia. Założyć zatem należy, że maksymalna wartość naprężenia zredukowanego $\sigma_{red\ max}$ nie powinna przekroczyć granicy plastyczności R_e materiału. Przy założonej w obliczeniach prędkości obrotowej n_o graniczne obroty wirnika wynoszą

$$n_{gr} = n_o \sqrt{\frac{R_e}{\sigma_{red\ max}}} \quad (4)$$

Eksploatacyjna prędkość obrotowa musi być niższa. Przy współczynniku bezpieczeństwa k (wystarcza $k = 1,2 \div 1,3$) dopuszczalne obroty wirnika

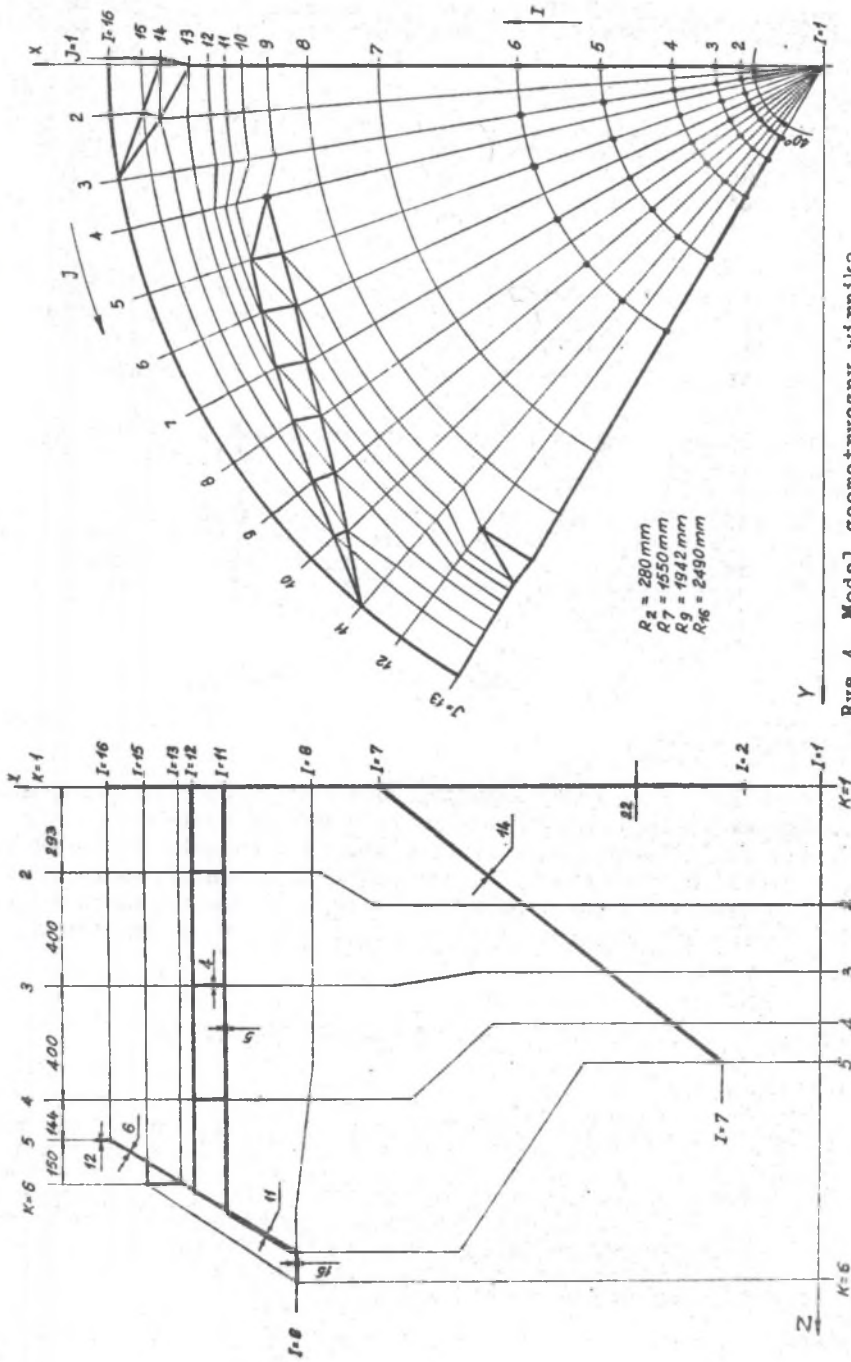
$$n_{dop} = \frac{n_{gr}}{k} \quad (5)$$

Zauważmy, że $k = 1,2$ gwarantuje stan wytężenia niższy od $0,7R_e$.

5. Przykład zastosowania metody

Weźmy przykładowo wirnik wentylatora WPG-400/1,245 o średnicy zewnętrznej 5000 mm. Wirnik spawany ze stali O9G2 składa się z tarczy nośnej (22 mm) usztywnionej stożkiem piasty (14 mm), stożkowej tarczy nakrywającej (11 i 6 mm) usztywnionej na brzegach płaskownikami i kątownikiem, dziewięciu kesonowych łopatek (poszycie 5 mm i dwukierunkowe zebra 4 mm). Model geometryczny wirnika pokazano na rysunku 4. Moduł konstrukcyjny mieści się między $J=3$ i $J=11$. Model zawiera niewidoczne elementy belkowe: rurę usztywniającą w nosku łopatki i pierścień zewnętrzny tarczy nakrywającej. Łącznie mamy tu 502 elementy skończone o 403 węzłach. Matematycznie problem sprowadza się do rozwiązania układu równań liniowych z 2418 niewiadomymi. Obciążenia wg (2), (3) przygotowano dla obrotów $n_o = 500$ obr./min co odpowiada prędkości kątowej $\omega = 52,36$ s⁻¹.

Obliczenia zrealizowano na komputerze RIAD-32 w ZETO-Poznań, a ich rezultaty stanowią obszerny zbiór wyjściowy [4]. Tu przytoczymy krótko jedynie wartości maksymalne naprężeń zredukowanych w poszczególnych częściach wirnika. Wynoszą one: w tarczy nośnej 212,7 MPa, w stożku piasty 48,8 MPa, w tarczy nakrywającej 377,8 MPa,



Rys.4. Model geometryczny wirnika
 Fig.4. Geometrical model of the rotor

w poszyciu łopatki 332,0 MPa, w żebrach łopatki 478,3 MPa. Ta ostatnia wartość jest maksymalna dla całego wirnika i na podstawie (4) przy $R_e = 305$ MPa mamy $n_{gr} = 399,3$ obr/min, a przy $k = 1,25$ wg (5) otrzymamy $n_{dop} = 314,4$ obr/min.

Szczegółowa analiza stanu przemieszczenia i naprężenia pozwala na sformułowanie szeregu propozycji zmian konstrukcyjnych zmierzających do bardziej równomiernego wykorzystania materiału i podwyższenia prędkości obrotowej wirnika.

LITERATURA

- [1] G. KOSMAN: Badania wentylatorów i współpraca z przemysłem w tym zakresie, Zeszyty Naukowe Politechniki Śląskiej, seria: Energetyka z.72, Gliwice 1979.
- [2] O.C. ZIENKIEWICZ: Metoda elementów skończonych, Arkady, Warszawa 1972.
- [3] Instrukcja użytkownika programu. System SESAM 69. Biblioteka Programów Polskiego Przemysłu Okrętowego, Centrum Techniki Okrętowej, Gdańsk 1974.
- [4] Ocena wytrzymałościowa wirników wentylatorów promieniowych w oparciu o komputerową metodę analizy pól naprężeń i przemieszczeń. Opracowanie wewnętrzne Instytutu Mechaniki Stosowanej Politechniki Poznańskiej nr 21-406/86, Poznań 1987.

МЕТОД ОЦЕНКИ ПРОЧНОСТИ РОТОРОВ РАДИАЛЬНЫХ ВЕНТИЛЯТОРОВ

Р е з ю м е

В работе предложен метод оценки прочности роторов использующий анализ напряжений в компьютерной системе метода конечных элементов. Обсуждены основные правила моделирования объекта обеспечивающие точность отображения в системе СЭСАМ. Даны зависимости определяющие предельные и допустимые скорости вращения. Представлен пример применения метода на оценке ротора крупного вентилятора.

THE METHOD OF STRENGTH VALUATION OF RADIAL FAN ROTORS

S u m m a r y

The paper presents the method of strength valuation of the rotors basing on the stress analysis and on the computer system of the finite element method. The essential rules of modelling of the object are shown with regard to the high fidelity of mapping in the SESAM system. The values of the limiting and the allowable rotational speed are expressed. An application example of this method to the valuation of the big fan rotor is presented.

Recenzent: prof. dr inż. A Jakubowicz