ZESZYTY NAUKOWE POLITECHNIKI ŚLĄSKIEJ 1983

Seria: ENERGETYKA z. 83 Nr kol. 775

Gerard KOSMAN, Andrzej RUSIN
Instytut Maszyn i Urządzeń Energetycznych

PRZYKŁADY DOBORU CECH KONSTRUKCYJNYCH WIRNIKÓW OSIOWO-PROMIENIOWYCH

Streszczenie. W pracy przedstawiono przykłady doboru cech konstrukcyjnych tarczy nośnej wirnika osiowo-promieniowego. Zagadnienie sprowadzono do rozwiązania odpowiedniego zadania programowania matematycznego. Jako funkcję celu przyjęto masę wirnika. Jako ograniczenia przyjęto kryterium wytrzymałościowe. W podanych przykładach kształtowano tarczę nośną wirnika z uwagi na graniczną liczbę obrotów.

1. Wstęp

Tarcze nośne wirników sprężarek osiowo-promieniowych i turbin promieniowo-osiowych (rys. 1) wykonuje się najczęściej o zmiennej grubości $h = h(r)$. Cechy konstrukcyjne tarczy nośnej należy dobrać tak, by spełnione były kryteria wytrzymałościowe. Pożądane jest by kryteria te były także "wykorzystane", a więc by tarcza była należycie obciążona [1]. Takie postępowanie umożliwia uzyskanie konstrukcji możliwie najlżejszej, co jest zagadnieniem pierwszorzędnej wagi w maszynach wirnikowych w ogóle, a w sprężarkach i turbinach lotniczych w szczególności.

2. Sformułowanie problemu

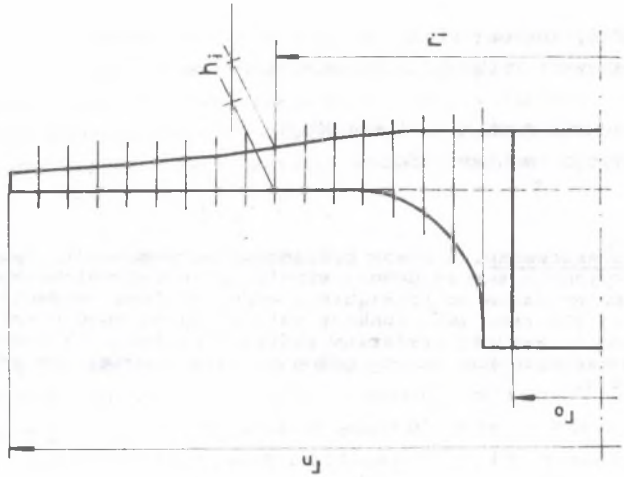
Rozpatrzmy wirnik osiowo-promieniowy z tarczą nośną o grubości zmiennej (rys. 1). Wirnik wiruje ze znaną prędkością kątową ω. Zakładamy, że w pierwszym etapie projektowania dobrano cechy konstrukcyjne układu przepływowego. W szczególności znamy promienie r_o, r_1, r_2, r_p, R, szerokość łopatki na wylocie b_2, kąt ϑ, szerokość piasty h_p.

2.1. Przestrzeń optymalizacji

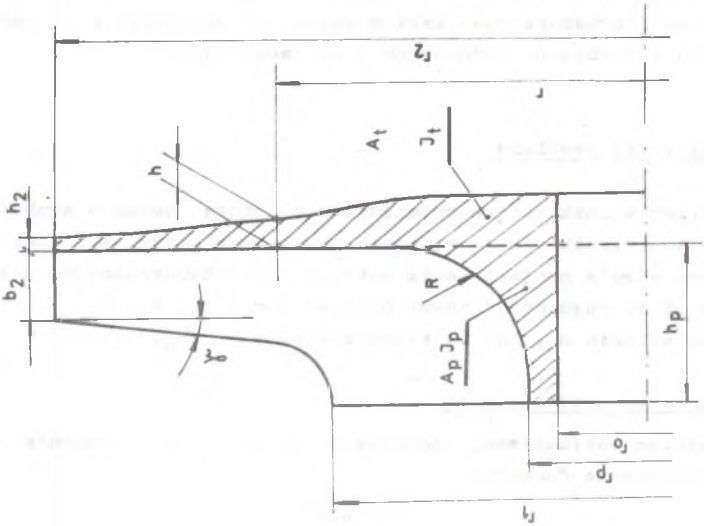
Przedmiotem optymalizacji pozostaje tarcza nośna. Zadanie sprowadza się do wyznaczenia funkcji:

$$h = h(r) \tag{1}$$

Rozpatrzmy dwa rozwiązania sformułowanego zadania.



Rys. 2. Dyskretny opis tarczy nośnej wirnika



Rys. 1. Wirnik osiowo-promieniowy z zaznaczeniem głównych cech geometrycznych

Rozwiązanie 1

Dobór postaci i wymiarów tarczy nośnej.

Rozwiązanie 2

Optymalizacja wymiarów tarczy dla założonej postaci konstrukcyjnej.

W pierwszym przypadku optymalizujemy i postać konstrukcyjną, i wymiary. Rozwiązania szczegółowe uzyskujemy stosując metody programowania matematycznego. Takie ujęcie problemu wymaga dyskretnego opisu konstrukcji. W tym celu przestrzeń ciągłych zmiennych niezależnych $r \in (r_o, r_2)$ odwzorowujemy w przestrzeń zmiennych dyskretnych r_i $(i = 1,2,\ldots,n)$, a w miejsce funkcji (1) szukamy jej wartości

$$h_i \quad (i = 1,2,\ldots,n) \tag{2}$$

w punktach r_i (rys. 2).

Niech zmienne (2) tworzą wektor

$$\vec{H} = \{h_1, h_2, \ldots, h_n\}, \tag{3}$$

gdzie n jest liczbą wszystkich zmiennych. Przyporządkowując każdej ze zmiennych oś układu współrzędnych, otrzymujemy n wymiarową przestrzeń jako przestrzeń optymalizacji.

W drugim przypadku (rozwiązanie 2) optymalizację prowadzi się tylko w odniesieniu do wymiarów przy założonej postaci konstrukcyjnej wirnika. Przykład takiego zdefiniowania przestrzeni optymalizacji zostanie pokazany w dalszej części pracy.

2.2. Funkcja celu

Jako funkcję celu (wskaźnik jakości) przyjmujemy masę wirnika m_w, przy czym:

$$m_w = m_p + zm_ł + m_t, \tag{4}$$

gdzie:

$m_p, m_ł, m_t$ - masa piasty, łopatki i tarczy,

z - liczba łopatek.

Jako kryterium optymalizacji przyjmujemy minimum funkcji celu. Ponieważ m_p i $m_ł$ nie zależą od wektora $\vec{H}$ a gęstość materiału wirnika jest stała, w miejsce masy wirnika m_w można minimalizować objętość tarczy V_t

$$V_t = 2\pi \int_{r_o}^{r_2} rhdr. \tag{5}$$

Dla dyskretnego opisu wirnika pokazanego na rys. 2 funkcja celu jest liniową funkcją zmiennych optymalizacji:

$$V_t = \pi \Delta r \sum_{i=1}^{n-1} (r_i h_i + r_{i+1} h_{i+1}) \tag{6}$$

2.3. Warunki ograniczające

W rozważaniach szczegółowych uwzględnimy dwie grupy ograniczeń:

a) ograniczenia wytrzymałościowe

$$g_\sigma = \sigma_{dop} - \sigma_{red,max} \geqslant 0 \tag{7}$$

lub

$$g_\omega = \frac{\omega_g}{k} - \omega \geqslant 0 \tag{8}$$

Pierwszy warunek postuluje utrzymanie maksymalnych naprężeń zredukowanych poniżej dopuszczalnych dla danego materiału. Drugi warunek dotyczy nośności granicznej wirnika, scharakteryzowanej przez graniczną liczbę obrotów ω_g, przy której następuje rozerwanie tarczy;

b) ograniczenia konstrukcyjno-technologiczne.

Przykładowymi ograniczeniami tego typu są:

- warunek ograniczający szerokość wirnika

$$g_l = l_{max} - (h_i + e_i + b_i) \geqslant 0 \quad (i = 1,2,\ldots,n) \tag{9}$$

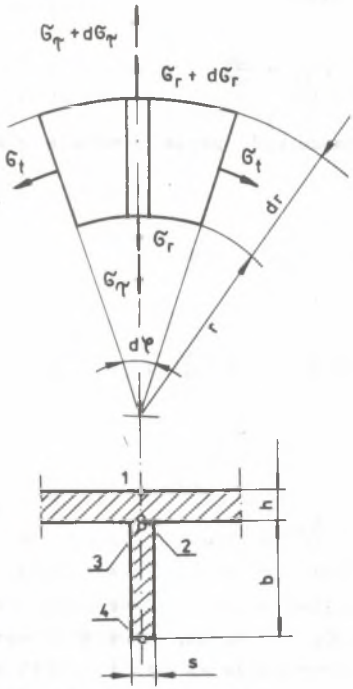
- warunek ograniczający minimalną grubość tarczy, ze względu na wykonanie

$$g_h = h_j - h_{min} \geqslant 0 \quad (j = 1,2,\ldots,m) \tag{10}$$

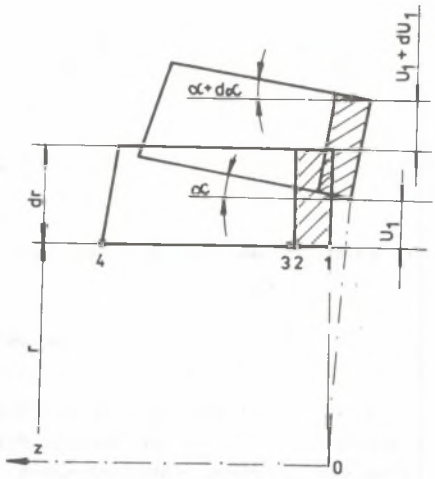
3. Model wytrzymałościowy wirnika

Efektywne rozwiązanie sformułowanego wcześniej zadania wymaga przyjęcia odpowiedniego modelu wytrzymałościowego wirnika w celu określenia warunku (7) lub (8).

Do wyznaczenia naprężeń w wirniku wykorzystuje się najczęściej teorię tarcz i płyt kołowych o ortotropii konstrukcyjnej. Dla uzyskania równań równowagi rozpatrujemy element wycięty dwoma przekrojami cylindrycznymi oddalonymi o dr i dwoma merydionalnymi oddalonymi o $\Delta\varphi = 2\pi/z$. Jeżeli



Rys. 3a. Wycinek wirnika



Rys. 3b. Opis odkształceń wirnika

przez σ_{r1}, σ_{r2}, σ_{t1} i σ_{t2} oznaczyć naprężenia promieniowe i obwodowe w punktach 1 i 2 (rys. 3a), a σ_3 i σ_4 naprężenia w punktach 3 i 4, to równanie równowagi sił przyjmuje postać:

$$\frac{d}{dr}\left[rh(\sigma_{r1} + \sigma_{r2})\right] + \frac{z}{2\pi}\frac{d}{dr}\left[bs(\sigma_3 + \sigma_4)\right] - h(\sigma_{t1} + \sigma_{t2}) + A(r) = 0, \quad (11)$$

gdzie:

$$A(r) = \varrho r\omega^2\left[2rh + \frac{bsz}{\pi r}\right].$$

W podobny sposób można uzyskać równanie równowagi momentów. Te dwa równania uzupełnione o związki fizyczne i geometryczne całkowicie opisują stan wytrzymałościowy wirnika.

Zakładając, że przekrój cylindryczny wirnika nieobciążonego przechodzi po odkształceniu w stożek, można przemieszczenie promieniowe dowolnego punktu przedstawić następująco (rys. 3b)

$$u = u_1 - \alpha z, \quad (12)$$

gdzie:

u_1 - przemieszczenie w płaszczyźnie z = 0 (punkt 1).

Odkształcenia względne w kierunku promieniowym i obrotowym są geometrycznie związane z przemieszczeniem związkami

$$\varepsilon_r = \frac{du}{dr}, \quad \varepsilon_t = \frac{u}{r}, \quad \varepsilon_l = \frac{du}{dr}, \tag{13}$$

Uwzględniając ostatnie zależności w równaniach prawa Hooke'a dla dwukierunkowego stanu naprężenia otrzymujemy:

$$\begin{aligned} \sigma_r &= \frac{E}{1-\vartheta^2}\left[\frac{du_1}{dr} - z\frac{d\alpha}{dr} + \vartheta\left(\frac{u_1}{r} - z\frac{\alpha}{r}\right)\right] \\ \sigma_t &= \frac{E}{1-\vartheta^2}\left[\frac{u_1}{r} - z\frac{\alpha}{r} + \vartheta\left(\frac{du_1}{dr} - z\frac{d\alpha}{dr}\right)\right] \end{aligned} \tag{14}$$

Naprężenie promieniowe w łopatkach

$$\sigma_l = E\left(\frac{du_1}{dr} - z\frac{d\alpha}{dr}\right) \tag{15}$$

Model odpowiadający wymienionym założeniom jest analizowany, np. w pracach [3, 4 i 5]. Wymienione prace różnią się przede wszystkim metodami rozwiązania równań różniczkowych. Są to przeważnie metody przybliżone, numeryczne. Badania własne w tym zakresie przedstawiono w pracach [6].

Do wyznaczenia granicznej liczby obrotów wykorzystujemy kryterium Robinsona [7], w myśl którego w czasie rozerwania zachodzi pełne wyrównanie naprężeń obwodowych do wartości średniej równej R_m.

Po scałkowaniu równania (11) w przedziale $(r_o - r_2)$ i uwzględnieniu, że $\sigma_t = R_m$ otrzymujemy [6]

$$\omega_g^2 = \frac{R_m \int_{r_o}^{r_2} h\,dr}{\varrho \int_{r_o}^{r_2} h r^2 dr + \frac{z m_1 r_s}{2\pi}} \tag{16}$$

4. Rozwiązanie sformułowanego zagadnienia metodami programowania matematycznego

W przypadku ogólnym sformułowane tu zagadnienie jest zagadnieniem nieliniowym programowania matematycznego. Należy wyznaczyć taki wektor (3)

$$\vec{H} = \vec{H}(h_1, h_2, \ldots, h_n),$$

że

$$V_t(\vec{H}) = V_{t,min} \tag{17}$$

przy jednoczesnym spełnieniu warunków

$$g_r(\vec{H}) \geqslant 0 \quad (r = 1, \ldots, R), \tag{18}$$

gdzie:

n jest liczbą zmiennych, a R liczbą warunków ograniczających.

Do rozwiązania sformułowanego zagadnienia zastosowano iteracyjną, bezgradientową metodę poszukiwania ekstremum z ograniczeniami.

Metoda obliczeń opiera się na algorytmie Rosenbrocka [8], który jednak został zmodyfikowany i wzbogacony przez włączenie do niego szeregu pozytywnych cech właściwych innym algorytmom optymalizacyjnym, takich jak algorytm Powella czy Swanna-Daviesa-Compeya.

Program w języku FORTRAN, według którego przeprowadzono obliczenia podano w pracy [9]. Program ten wchodzi w skład pakietu procedur optymalizacyjnych systemu "OPTYMA".

Dla rozwiązania zagadnień dwuwymiarowych i prostych trójwymiarowych stosowano metodę graficzną. Metodę tę traktowano jako porównawczą dla metod iteracyjnych.

4.1. Procedura optymalizacyjna

Stosowana procedura optymalizacyjna oparta na algorytmie Rosenbrocka służy do wyznaczenia ekstremum lokalnego funkcji wielu zmiennych z ograniczeniami funkcyjnymi. Procedura nie wymaga znajomości pochodnych cząstkowych funkcji celu, dla której poszukiwane jest ekstremum. Nie wymaga się również jej ciągłości.

Z uwagi na iteracyjny charakter obliczeń należy przyjąć wstępną wartość szukanego wektora cech konstrukcyjnych tarczy (3). Ten punkt startowy $\vec{H}_0$ można w zasadzie przyjąć dowolnie ale tak, by znajdował się wewnątrz obszaru dopuszczalnego. Przyjmuje się, że ekstremum globalne funkcji celu, w przypadku gdy istnieją ekstrema lokalne można znaleźć przez wielokrotne zastosowanie procedury dla różnych punktów startowych $\vec{H}_0$.

W celu wykorzystania procedury optymalizacyjnej należy przygotować segment typu FUNCTION dla funkcji celu i segment typu SUBROUTINE dla ograniczeń funkcyjnych. Segment określający funkcję celu zawiera ciąg rozkazów precyzujących sposób liczenia wartości tej funkcji.

Segment SUBROUTINE uwzględnia ograniczenia (18) narzucone na obszar argumentów funkcji celu. Ograniczenia te należy przekształcić do postaci:

$$G'_j < G_j(\vec{H}) \leqslant G''_j \quad (j = 1,2,\ldots,R), \tag{19}$$

gdzie:

G'_j, G''_j - dolne i górne ograniczenia funkcji $G_j(H)$.

Procedura ograniczeń zawiera ciąg rozkazów precyzujących sposób liczenia wartości funkcji ograniczających $G_j(\vec{H})$ dla $j = 1,2,\ldots,R$.

Wielkościami danymi dla całej procedury optymalizacyjnej są:

N - liczba zmiennych optymalizacji,
$\vec{H}_o$ - wektor wartości startowych,
L1 - liczba warunków ograniczających,
E1 - minimalna długość kroku,
E2 - maksymalna długość kroku,
GBJ - wartości górnych ograniczeń,
GPJ - wartości dolnych ograniczeń.

Wielkościami wyjściowymi są:

VOPT - optymalna wartość funkcji celu,
$\vec{H}$ - wektor optymalnych cech konstrukcyjnych tarczy,
IT1 - liczba wykonanych iteracji,
IL - liczba wykonanych obliczeń funkcji celu.

Czas obliczeń i obszar zajmowanej pamięci zależą od wymiaru zadania, postaci funkcji celu i ograniczeń oraz żądanej dokładności wyznaczenia ekstremum.

5. Dobór cech konstrukcyjnych wirnika osiowo-promieniowego

W oparciu o kryteria termodynamiczno-przepływowe ustalono następujące wymiary (rys. 4).

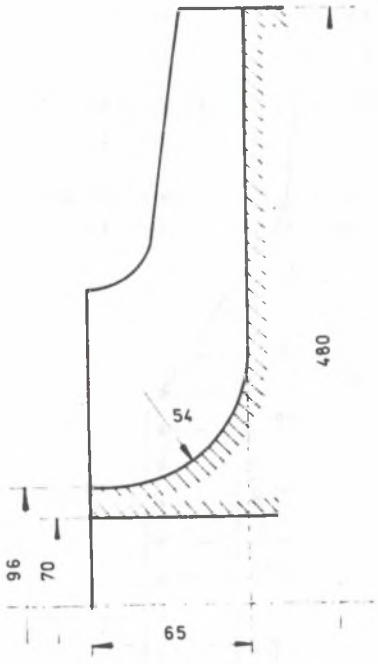
$r_z = 0{,}24$ m, $r_p = 0{,}048$ m, $r_o = 0{,}035$ m, $h_p = 0{,}065$ m
liczba obrotów $n = 8000$ obr/min, $B = zV_1 r_s/2\pi = 0{,}000061$.

Przedmiotem optymalizacji jest tarcza nośna wg opisu podanego na rys.2. Podprogram FUNCTION (zob. punkt 4.1), określający funkcję celu (6) przyjmuje postać:

$$\Delta r = \frac{r_z - r_o}{n - 1}$$

$$r_i = r_o + i\Delta r \quad (i = 1,2,\ldots,n) \tag{20}$$

$$\bar{V}_t = \frac{V_t}{\pi\Delta r} = \sum_{i=1}^{n-1} (r_i h_i + r_{i+1} h_{i+1})$$



Rys. 4. Cechy geometryczne wirnika ustalone w oparciu o kryteria termodynamiczno-przepływowe

Uwzględniamy następujące ograniczenia:
- ograniczenie (8) dla k = 2,
- ograniczenie (10) dla h_{min} = 0,004 m.

Pierwsze ograniczenie, po uwzględnieniu (10) i dyskretyzacji wg rys. 2 przyjmuje postać

$$A - (I + B)\frac{\omega^2 k^2 \varrho}{R_m} \geqslant 0, \tag{21}$$

gdzie:

$$A = \frac{\Delta r}{2} \sum_{i=1}^{n-1} (h_i + h_{i+1}) + A_p$$

$$I = \frac{\Delta r}{2} \sum_{i=1}^{n-1} (h_i r_i^2 + h_{i+1} r_{i+1}^2) + I_p.$$

Stąd postacie funkcji ograniczających G_j w podprogramie SUBROUTINE (zob. pkt 4.1) są następujące:

$$G_1 = A - (I + B)\frac{\omega^2 k^2 \varrho}{R_m} \tag{22}$$

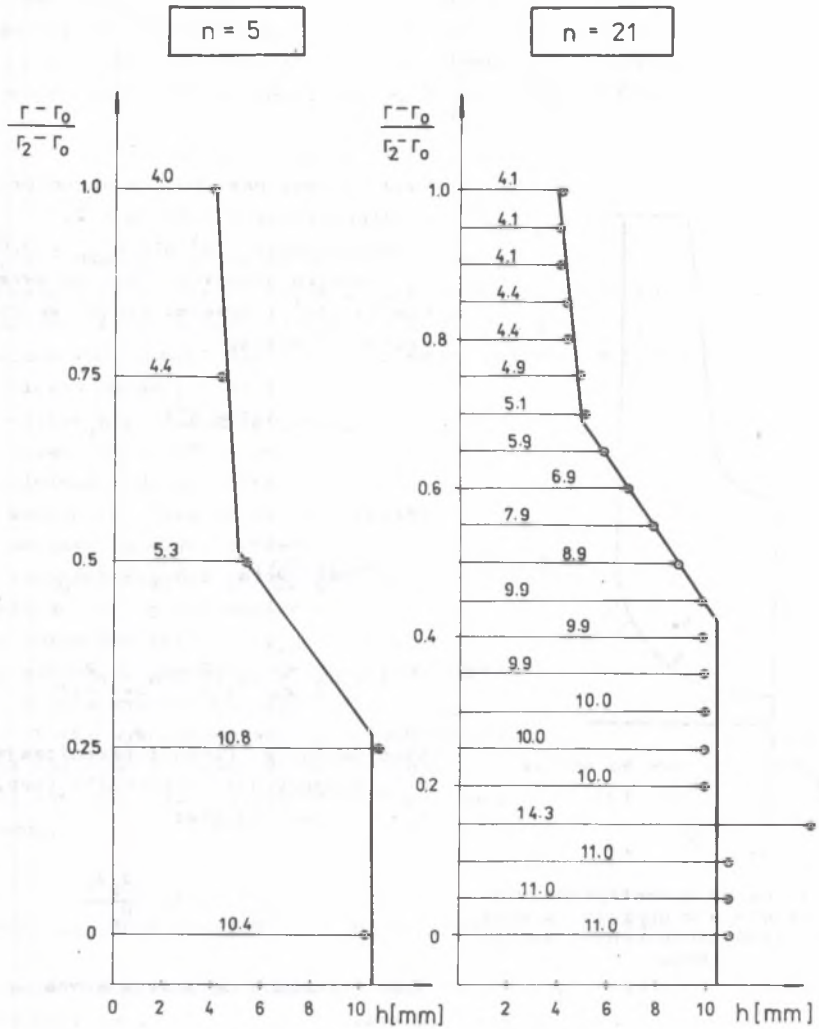
oraz n funkcji ograniczających o postaci:

$$G_i = h_i \quad (i = 2,\ldots,n+1) \tag{23}$$

Na wartość funkcji G_j zgodnie z wymogami programu optymalizacyjnego nałożono ograniczenia (19)

$$0 < G_1 < 2 \tag{24}$$

$$0{,}004 < G_i < 0{,}1 \quad (i = 2,3,\ldots,n+1)$$



Rys. 5. Profile tarcz wyznaczone metodą Rosenbrocka (punkty) oraz profile zastępcze (linie ciągłe). W celu uwypuklenia różnic skalę grubości powiększono pięciokrotnie

Obliczenia szczegółowe wykonano dla n = 5 i n = 21. Wyniki optymalizacji przedstawiono na rys. 5 i w tablicy 1. Uzyskane profile tarczy mogą być z dobrym przybliżeniem zastąpione profilami trapezowymi (rys. 5) w wykonaniu daleko prostszym. Różnice w wartościach ω_g i k są nieznaczne (tablica 1). W związku z tym do dalszych rozważań przyjmujemy profile zastępcze.

Tablica 1

Porównanie ω_g i k dla tarcz przedstawionych na rys. 5

	Profil	ω_g [1/s]	k
n = 5	Obliczony	1637	1,996
	Zastępczy	1670	1,993
n = 21	Obliczony	1668	1,991
	Zastępczy	1666	1,990

6. Optymalizacja wymiarów tarczy nośnej wirnika dla założonej postaci konstrukcyjnej

Przyjmujemy takie same dane wejściowe jak w punkcie 5. Przedmiotem optymalizacji jest tarcza nośna wg opisu podanego na rys. 6. Należy dobrać wartości h_2, h_3 i r_3. Dla tak określonej przestrzeni optymalizacji funkcja celu (5) przyjmuje postać:

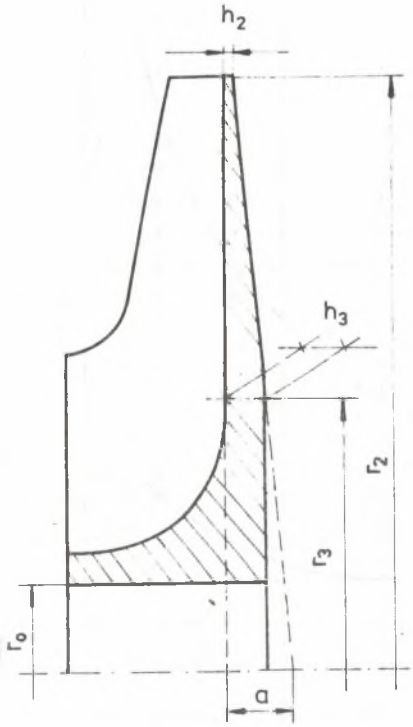
$$V_t = \pi h_2 r_2^2 + \frac{1}{3}\pi r_2^2(a - h_2) - \frac{1}{3}\pi r_3^2(a - h_3) - \pi h_3 r_o^2 \qquad (25)$$

Ograniczenie (8) po uwzględnieniu (16) i wprowadzeniu wymiarów z rys. 6, można sprowadzić do analogicznej postaci jak formuła, (21)

$$A - (I + B)\frac{\omega^2 k^2 \varrho}{R_m} \geqslant 0, \qquad (26)$$

przy czym obecnie

$$A = A_p + h_2(r_2 - r_o) + (h_3 - h_2)(r_3 - r_o) + \frac{h_3 - h_2}{2}(r_2 - r_3)$$



Rys. 6. Optymalizacja wymiarów tarczy dla założonej postaci konstrukcyjnej

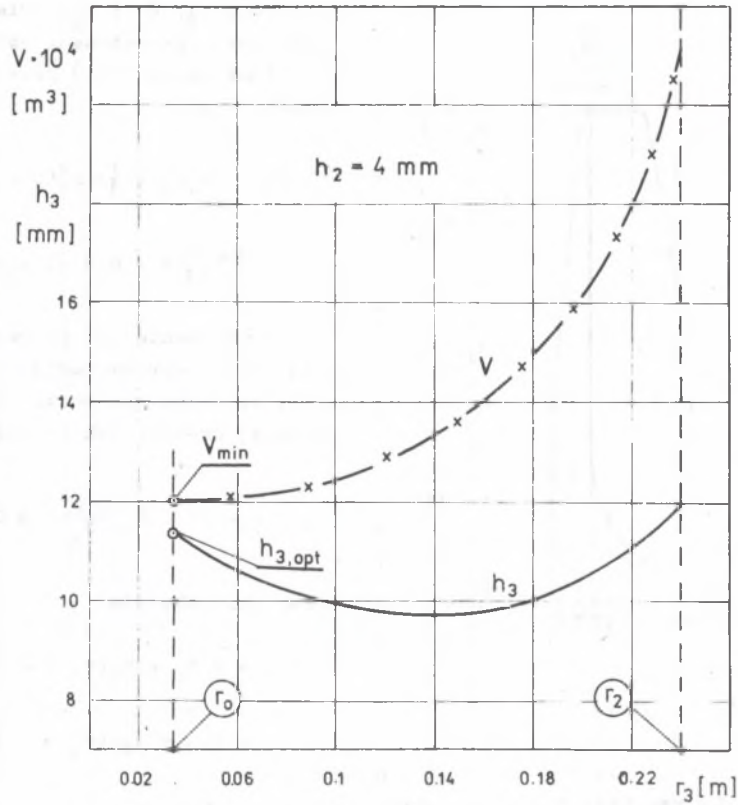
$$I = I_p + \frac{h_2}{3}(r_2^3 - r_o^3) + \frac{h_3 - h_2}{3}(r_3^3 - r_o^3) + \frac{h_3 - h_2}{r_2 - r_3}\,\frac{r_2^4 - 3r_3^4 - 4r_3^3 r_2}{12}.$$

Przyjmując w (26) w miejsce nierówności znak równości można wyrazić grubość h_3 jako funkcję r_3 i h_2

$$h_3 = f(r_3, h_2). \tag{27}$$

Łącząc formuły (25) i (27) uzależniamy V_t tylko od dwóch zmiennych r_3 i h_2

$$V_t = \varphi(r_3, h_2) \tag{28}$$



Rys. 7. Zależność V_t i h_3 od promienia r_3 dla h_2 = 4 mm

Przebieg zależności (27) i (28) dla $h_2 = 4$ mm pokazano na rys. 7. Z podanych przebiegów wynika, że V_t osiąga minimum dla $r_3 = r_o = 0,035$ m. Podobna sytuacja występuje również dla innych wartości h_2, przy czym ze wzrostem h_2 rośnie V_{tmin}.
Najmniejszą objętość tarczy uzyskujemy zatem dla możliwie najmniejszej, wynikającej z ograniczania (19), grubości h_2

$$h_2 = h_{min} = 4 \text{ mm}.$$

Ta minimalna objętość tarczy jest równa (rys. 7)

$$V_t = 0,0012 \text{ m}^3$$

a optymalne wymiary tarczy (rys. 6 i 7) wynoszą:

$$r_3 = r_o = 0,035 \text{ m}$$
$$h_3 = 0,0114 \text{ m}$$
$$h_2 = 0,004 \text{ m}.$$

7. Podsumowanie

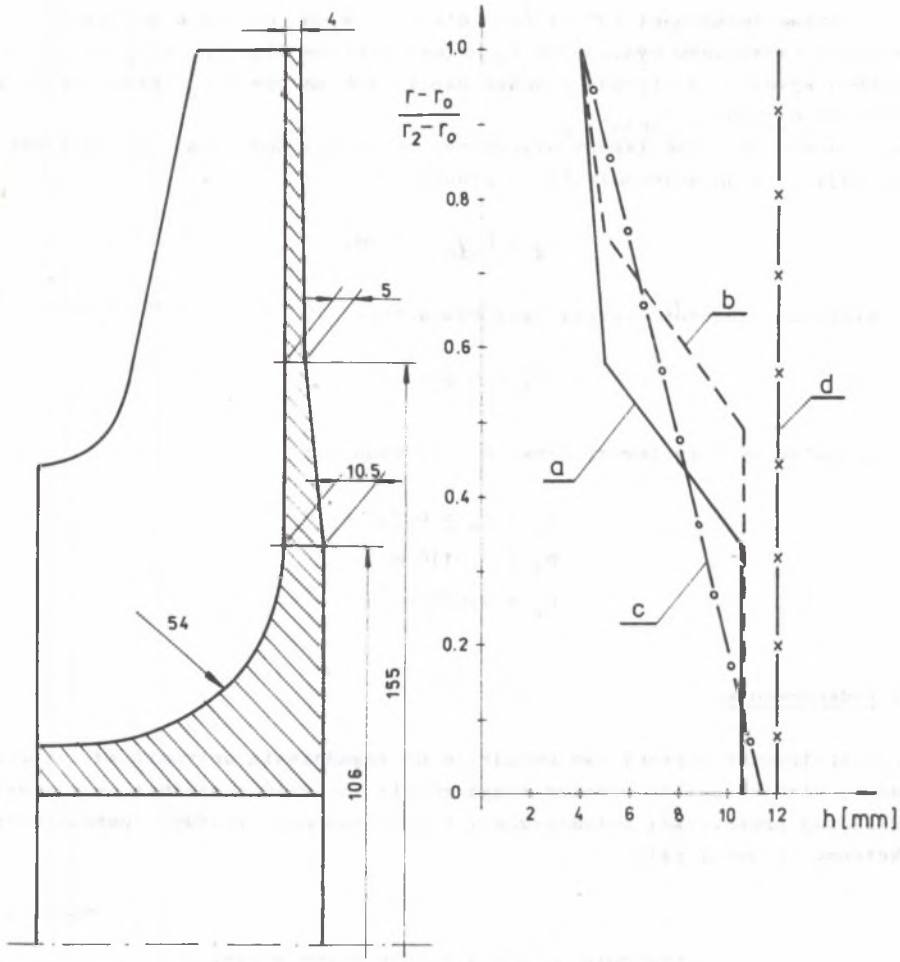
Rozpatrywane w pracy dwa podejścia do zagadnienia optymalizacji tarczy nośnej wirnika osiowo-promieniowego różnią się dość istotnie w zakresie przyjętej przestrzeni optymalizacji i zastosowanej metody poszukiwania ekstremum funkcji celu.

Tablica 2

Porównanie ω_g, k i V_t dla tarcz z rys. 8

Profil tarczy wg rys. 8	ω_g [1/s]	k	$V_t/V_{t,d}$
a	1670	1,993	0,476
b	1666	1,990	0,666
c	1674	2,000	0,571
d	1674	2,000	1,000

Na rys. 8 porównano profile tarcz wyznaczone w poprzednich punktach pracy. W celu uwypuklenia różnic skalę grubości powiększono pięciokrotnie. Dla porównania na tym samym rysunku (linia d) zaznaczono profil tarczy o



Rys. 8. Porównanie profili tarcz

stałej grubości (zob. rys. 7 dla $r_3 = r_2 = 0{,}24$ m). Optymalne grubości tarczy dla tego przypadku wynosi:

$$h_2 = 0{,}012 \text{ m}.$$

W tablicy 2 porównano graniczną liczbę obrotów, współczynnik bezpieczeństwa i objętość liczoną względem tarczy o stałej grubości dla wirników pokazanych na rys. 8. Z tablicy tej wynika, że najlepszy wynik uzyskano stosując procedurę optymalizacyjną dla n = 5 (profil na rys. 8). Szkic całego wirnika z tak zaprojektowaną tarczą nośną pokazano na rys. 8 (lewa część rysunku).

Podana w pracy metodyka doboru cech konstrukcyjnych wirników nadaje się do zastosowań praktycznych. Pewne sprawy wymagają jednak dalszych badań. Dotyczy to zwłaszcza zastosowanej procedury optymalizacyjnej. Zakres przeprowadzonych obliczeń jest jeszcze zbyt ubogi, by można było wyciągać ogólniejsze wnioski, dotyczące np. wymiaru przestrzeni optymalizacyjnej, dokładności wyznaczania ekstremum funkcji celu czy liczby iteracji.

LITERATURA

[1] Seireg A., Suroma K.S.: Optimal Design of Rotating Disks. Trans of ASME, ser. B, J. of Eng. for Industr. vol 92, nr 1, 1970.

[2] Kosman G.: Optymalne kształtowanie tarcz wirnikowych turbin akcyjnych z uwagi na graniczną liczbę obrotów. ZN Pol. Śl., Energetyka z. 66, 1978.

[3] Ho B.P.: A Procedure for Calculating the Stresses in a Centrifugal Impeller Wigh Cover Disk. Journal of Engineering for Power. 1966.

[4] Schilhansl M.J.: Stress Analysis of Radial-Flow Roter. Journal of Engineering for Power. Trans. ASME nr 1, 1962.

[5] Traupel W.: Thermische Turbomaschinen. Springer-Verlag, Wyd. I, Berlin 1960.

[6] Kosman G.: Termowytrzymałość maszyn przepływowych. Skrypt Politechniki Śląskiej, Gliwice 1982.

[7] Robinson E.: Bursting Tests of Steam turbine Disc Wheels. Trans of ASME, Vol. 60, nr 5, 1944.

[8] Findeisen W., Szymański J., Wierzbicki A.: Metody obliczeniowe optymalizacji. Wydawnictwo Politechniki Warszawskiej, Warszawa 1973.

[9] Kern F., Serafin D.: Program metody Rosenbrocka w języku FORTRAN, Gliwice 1976.

Recenzent: doc. dr hab. Jerzy [illegible]szkowski

ПРИМЕРЫ ВЫБОРА КОНСТРУКЦИОННЫХ СВОЙСТВ АКСИАЛЬНО-РАДИАЛЬНЫХ РОТОРОВ

Р е з ю м е

В статье представлено примеры подбора конструкционных свойств рабочего диска аксиально-радиального ротора. Задача сводится к решению соответственной задачи из области математического программирования. В качестве функции цели принято массу ротора. В качестве ограничения принято условие прочности. В поданных примерах рабочий диск формировался с учётом граничного числа оборотов.

EXAMPLES OF THE CHOICE OF CONSTRUCTION PROPERTIES
FOR PADDLE WHEEL RADIAL ROTORS

S u m m a r y

Examples of construction properties choice for a disk of a paddle wheel radial rotor are presented. The problem is led to a solution of a mathematical programming task. The performance index takes a form of a rotor mass. Strenght criterion is considered as a constraint. The disk of a rotor is shaped taking into account a limited number of revolutions.