

Šustorović, Ja. K. (Ing.)

11/271

SPANNUNG DER SCHEIBEN DER HALBOFFENEN RÄDER VON RADIAL-
STRÖMUNGSMASCHINEN

Deutsche Vollübersetzung aus:

Énergomašinstroenie. Moskva, 9 (1963), Nr 11, S. 18 - 22.

Russ.: **Растяжение дисков полуоткрытых колес
радиальных турбомашин**

Rastjaženie diskov poluotkrytych koles
radial'nych turbomašin

Es wird ein neues Verfahren zur Spannungs-
berechnung der Scheiben der halboffenen Räder
von radialen Gasturbinen und Radialverdich-
tern mit gebogenen oder geraden Schaufeln
aufgezeigt, wobei die Schaufeln auf der
Flanke des Rades beliebig angeordnet sind
und ihre Steifigkeit berücksichtigt wird.

Gegenwärtig werden die Zugspannungen in den Scheiben der halb-
offenen Räder von radialen Gasturbinen und Radialverdichtern
mit Seitenschaufeln nach Methoden berechnet, die für Scheiben
von Axialströmungsmaschinen aufgestellt wurden. Dabei rechnet
man die Masse der Seitenschaufeln zur Scheibe und erhält eine
Scheibe von variablem spezifischem Gewicht (/1/, /2/, /3/ u.a.).
Tatsächlich jedoch belasten die Seitenschaufeln nicht nur die
Scheibe, sondern verformen sich auch gleichzeitig mit ihr. Des-

Übersetzungsstelle
der Universitätsbibliothek Stuttgart

halb muß man in den Berechnungen über den Spannungs- und Verformungszustand von seitlich beschaukelten Scheiben die Zugsteifigkeit der Schaufeln berücksichtigen. Je nach Krümmung der Schaufeln und ihrer Abweichung von der Radialrichtung sind sie in geringerem oder größerem Maße an der Umverteilung der Last auf die Scheibenabschnitte beteiligt.

Die Berechnung von Gußrädern oder von Rädern mit eingefrästen Schaufeln, wie sie in Diesellaggregaten mit Abgasturboaufladung und dergleichen konstruierten Maschinen verwendet werden, ist in den Arbeiten von F. Jaburek /4/, I.A. Birger /5/ u.a. enthalten.

In der Arbeit /4/ werden einige Differentialgleichungen für eine Radscheibe mit geraden radial ausgerichteten Seitenschaufeln angegeben. Das Temperaturgefälle wird nicht berücksichtigt. I.A. Birger arbeitete ein Verfahren aus /5/, das zur Berechnung der Scheiben von ungleichmäßig erwärmten Rädern mit geraden radialen Seitenschaufeln benutzt werden kann.

Nachstehend wird ein Verfahren beschrieben, mit dem man die Zugspannungen in ungleichmäßig erwärmten Scheiben mit gebogenen oder geraden Schaufeln, die beliebig auf der Radflanke angeordnet sind, berechnen kann. Dieses Verfahren ist unkompliziert und ergibt eine Rechnung mit linearen Gleichungen für Spannungen, die zur Berechnung der Scheiben von Axialturbomaschinen eingesetzt werden kann (/1/, /3/ u.a.).

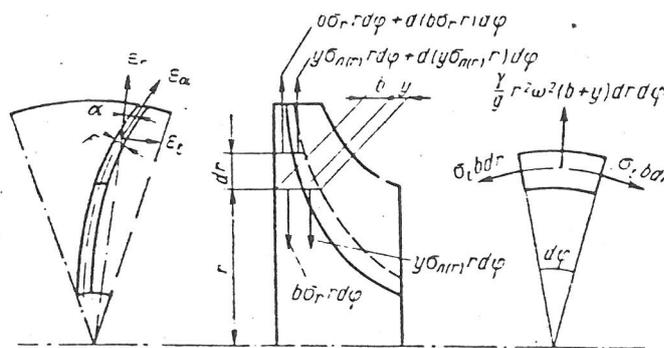


Abb. 1. Die auf ein Element des Radvolumens einwirkenden Kräfte

Abb. 1 zeigt ein Rad mit Seitenschaufeln und die Kräfte, die auf sein Grundelement einwirken, mit den Abmessungen dr , $b + y$, $r d\varphi$, in dem $y = \frac{zF}{2\pi r \cos \alpha}$ jeweilige Schaufeldicke; z Zahl der Schaufeln; F und α Querschnittsfläche und Winkel der Schaufel am Radius r . Die Ausdrücke für die Kräfte sind unter der Annahme geschrieben, daß die Tangentialspannungen σ_t die Ringfasern nur der Scheibe selbst belasten, die die Dicke b hat, und daß die Radialspannungen in der Scheibe σ_r und in den Schaufeln $\sigma_{A(r)}$ durch die jeweiligen Querschnitte mit der Dicke b und y übertragen werden.

Wir projizieren alle Kräfte auf den Radius und erhalten die Gleichgewichtsdifferentialgleichung

$$\begin{aligned} \sigma_t b dr d\varphi &= d(y \sigma_{A(r)} r) d\varphi + \\ &+ \frac{\gamma}{g} r^2 \omega^2 (b + y) dr d\varphi + d(b \sigma_r r). \end{aligned} \quad (1)$$

Die Spannung in der Schaufel in Radialrichtung $\sigma_{A(r)}$ ersetzen wir durch die Spannung σ_A , die längs des Schaufelkreises gerichtet ist

$$\sigma_{A(r)} = \sigma_A \cos^2 \alpha. \quad (2)$$

Wir schreiben die Kompatibilitätsbedingung der Verformungen von Schaufel und Scheibe

$$\varepsilon_\alpha = \frac{\sigma_A}{E} = \sqrt{1 + 2(\varepsilon_1 l^2 + \varepsilon_2 m^2 + \varepsilon_3 n^2)} - 1$$

an, wobei $\varepsilon_1, \varepsilon_2, \varepsilon_3$ die linearen Hauptdehnungen sind;

l, m, n die Zentrierkosinusse längs der Richtung der Schaufel.

Da $\varepsilon_1 = \varepsilon_r$; $\varepsilon_2 = \varepsilon_t$; $\varepsilon_3 = \varepsilon_z$; $l = \cos \alpha$; $m = \sin \alpha$; $n = 0$, erhalten wir

$$\varepsilon_\alpha = \sqrt{1 + 2(\varepsilon_r \cos^2 \alpha + \varepsilon_t \sin^2 \alpha)} - 1.$$

Wir entwickeln $[1 + 2(\varepsilon_r \cos^2 \alpha + \varepsilon_t \sin^2 \alpha)]^{1/2}$ in Reihe, vernachlässigen die Glieder mit den Quadraten der Verformungsgrößen und erhalten

$$\varepsilon_\alpha = (\varepsilon_r - \varepsilon_t) \cos^2 \alpha + \varepsilon_t.$$

Nach Ersetzen der relativen Verformungen $\varepsilon_\alpha, \varepsilon_r, \varepsilon_t$ schreiben wir nach den bekannten Spannungsgleichungen $\sigma_A, \sigma_r, \sigma_t$ schließ-

lich

$$\sigma_A = \sigma_r (\cos^2 \alpha - \mu \sin^2 \alpha) + \sigma_t (\sin^2 \alpha - \mu \cos^2 \alpha). \quad (3)$$

Wir setzen die Gleichungen (2) und (3) in (1) ein:

$$\begin{aligned} \sigma_t b \, dr \, d\varphi &= d [y \sigma_r (\cos^2 \alpha - \mu \sin^2 \alpha \cos^2 \alpha) r + \\ &+ y \sigma_t (\sin^2 \alpha \cos^2 \alpha - \mu \cos^4 \alpha) r] \, d\varphi + \\ &+ \frac{\gamma}{g} r^2 \omega^2 (b + y) \, dr \, d\varphi + d (b \sigma_r r) \, d\varphi. \end{aligned} \quad (4)$$

Wir zerlegen das Scheibenprofil und die jeweilige Dicke der Schaufeln in Abschnitte mit gleichmäßiger Dicke. Außerdem nehmen wir den Winkel α annäherungsweise konstant an, gleich seinem Wert im mittleren Radius des Plattenabschnitts. Dann ist innerhalb eines jeden Scheibenabschnitts

$$b = \text{const}, \quad y = \text{const}, \quad \alpha = \text{const}.$$

Wir führen folgende Bezeichnungen ein:

$$\Phi_1 = \cos^4 \alpha - \mu \sin^2 \alpha \cos^2 \alpha;$$

$$\Phi_2 = \sin^2 \alpha \cos^2 \alpha - \mu \cos^4 \alpha;$$

$$\chi = \frac{y}{b};$$

$$\lambda_0 = 1 + \chi (\Phi_1 + \mu \Phi_2);$$

$$\lambda_1 = \frac{1 + \chi (1 + \mu) (\Phi_1 + \Phi_2)}{1 + \chi (\Phi_1 + \mu \Phi_2)};$$

$$\lambda_2 = \frac{(1 + \mu) [1 + \chi (\Phi_1 + \Phi_2)]}{1 + \chi (\Phi_1 + \mu \Phi_2)};$$

$$\lambda_3 = \frac{(1 + \mu) \chi (\Phi_1 + \Phi_2)}{1 + \chi (\Phi_1 + \mu \Phi_2)};$$

$$\lambda_4 = \frac{1 + \chi}{1 + \chi (\Phi_1 + \mu \Phi_2)}.$$

Hier ist μ Poissonsche Zahl.

Danach setzen wir die Spannungen in Differentialgleichung (4) ein, drücken sie durch die Verschiebung u aus und ihre Ableitung dn/dr und die Temperaturverformung ϑ .

Nach Transformieren erhalten wir eine lineare inhomogene Differentialgleichung zweiter Ordnung mit variablen Koeffizienten

$$\begin{aligned} \frac{d^2 u}{dr^2} + \frac{\lambda_1}{r} \cdot \frac{du}{dr} - \frac{1}{\lambda_0} \cdot \frac{u}{r^2} &= \lambda_2 \frac{d\vartheta}{dr} + \lambda_3 \frac{\vartheta}{r} - \\ &- \frac{1 - \mu^2}{E} \cdot \frac{\gamma}{g} r \omega^2 \lambda_4. \end{aligned} \quad (5)$$

Die Lösung der Differentialgleichung (5) schreiben wir folgendermaßen:

$$\begin{aligned}
 u = & Ar^{s_1} + Br^{s_2} + \frac{\lambda_2}{S_1 - S_2} \left[r^{s_2} (1 - S_2) \int_{r_0}^r \vartheta r^{-s_2} dr - \right. \\
 & \left. - r^{s_1} (1 - S_1) \int_{r_0}^r \vartheta r^{-s_1} dr \right] + \frac{\lambda_3}{S_1 - S_2} \left[r^{s_1} \int_{r_0}^r r^{-s_1} \vartheta dr - \right. \\
 & \left. - r^{s_2} \int_{r_0}^r r^{-s_2} \vartheta dr \right] - \frac{(1 - \mu^2) \gamma \omega^2 \lambda_4 r^3}{Eg \left[9 + 3(\lambda_1 - 1) - \frac{1}{\lambda_0} \right]}. \quad (6)
 \end{aligned}$$

Desweiteren bestimmen wir u/r und du/dr und setzen sie in die Gleichungen für die Spannungen ein. Außerdem nehmen wir an, daß $\sigma_r = \sigma_{r_0}$, $\sigma_t = \sigma_{t_0}$ und $\vartheta = \vartheta_0$ im Anfangsradius $r = r_0$ bekannt sind.

Wir verwenden die angeschriebene Grenzbedingung, approximieren in jedem Scheibenabschnitt den Wert der Temperaturverformung durch die Abhängigkeit $\vartheta = \vartheta_0 + k(r - r_0)^2$, wobei ϑ_0 gleich Null sei, und erhalten nach einigen Transformationen die Ausdrücke für die Spannungen am Ende des Scheibenabschnittes mit den Seitenschaufeln

$$\sigma_r = \alpha_r \sigma_{r_0} + \alpha_t \sigma_{t_0} + \alpha_c T_c + \alpha_\vartheta T_\vartheta; \quad (7)$$

$$\sigma_t = \beta_r \sigma_{r_0} + \beta_t \sigma_{t_0} + \beta_c T_c + \beta_\vartheta T_\vartheta. \quad (8)$$

Hier sind $T_c = \frac{\gamma}{g} r^2 \omega^2$; $T_\vartheta = Ekr^2$; $\alpha_r, \dots, \beta_\vartheta$ Koeffizienten, die in Abhängigkeit von den Kennwerten $x = r_0/r$ bestimmt werden (r_0 und r Innen- und Außenradius des Scheibenabschnittes, x und a).

Die ermittelten linearen Gleichungen sind identisch mit den allgemeinbekannten (/1/, /3/ u.a.). Dementsprechend ändert sich die Berechnungsmethode formal nicht, auch wenn Seitenschaufeln vorhanden sind. Der Unterschied besteht allein darin, daß die Koeffizienten $\alpha_r, \dots, \beta_\vartheta$ nach Gleichungen berechnet werden, die sich von den für Scheiben für Axialströmungsmaschinen geltenden unterscheiden. Die Koeffizienten $\alpha_r, \dots, \beta_\vartheta$ berechnet man geeigneterweise zuvor für einige Werte von x, λ und a , indem man eine Tabelle oder ein Diagramm der Koeffizienten erstellt.

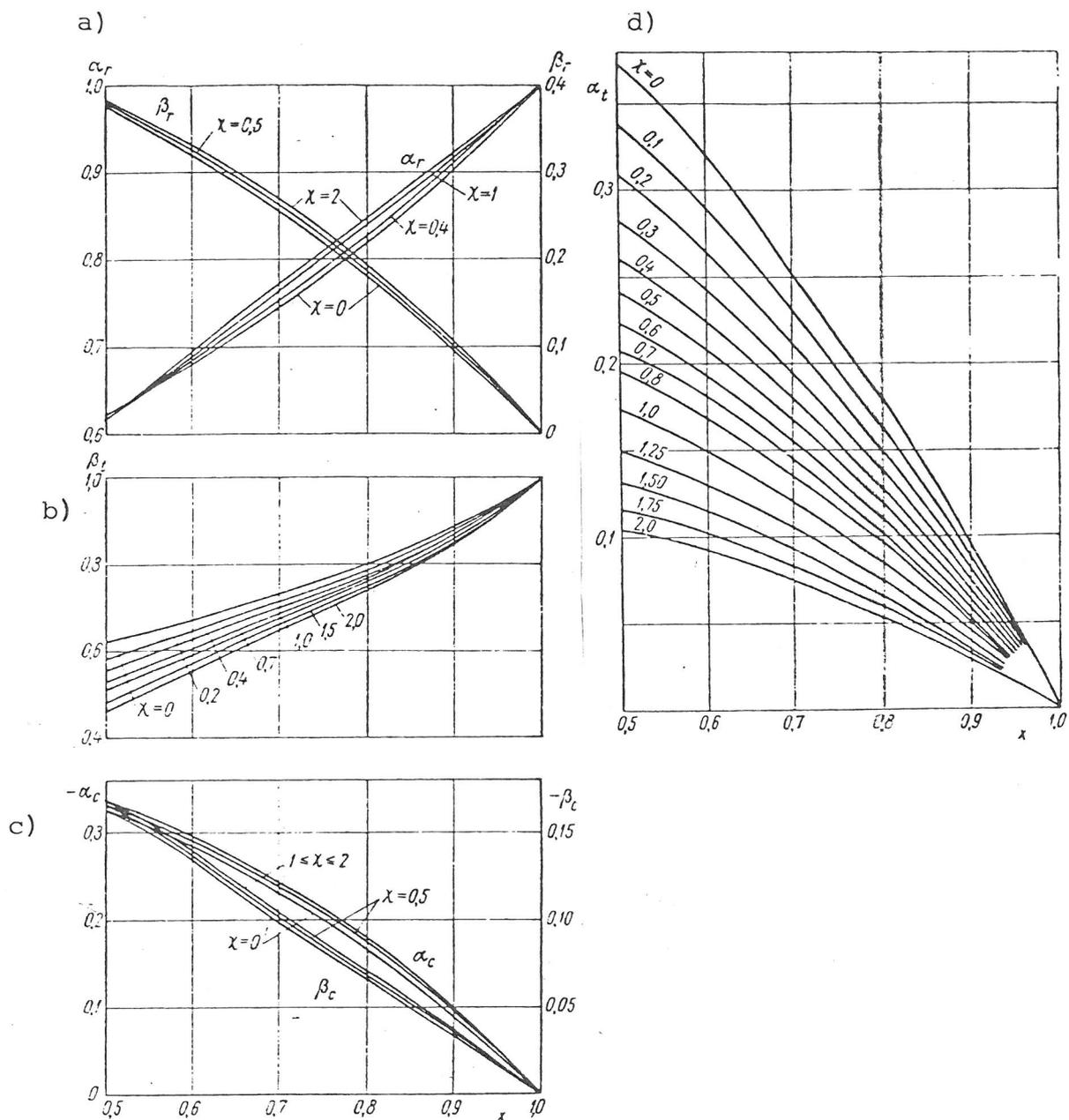


Abb. 2. a) Koeffizienten α_r und β_r ;
 b) Koeffizient α_t ; c) Koeffizient β_t ;
 d) Koeffizienten α_c und β_c .

In Abb. 2 sind nur die Diagramme der Koeffizienten $\alpha_r, \alpha_t, \alpha_c, \beta_r, \beta_t, \beta_c$ bei $0,5 \leq x \leq 1,0$; $0 \leq \chi \leq 2,0$ für $\alpha = 0$ angegeben (radial ausgerichtete gerade Schaufeln), da der geringe Umfang des Aufsatzes eine ausführlichere Darlegung unserer Ergebnisse nicht gestattet.

Somit wird die Berechnung von seitlich beschaukelten Scheiben folgendermaßen durchgeführt.

Die Schaufeln werden an der Scheibe "angebracht", nachdem die Scheibe in Abschnitte mit der konstanten Dicke b und die Schaufeln in Abschnitte mit der konstanten Dicke y zerlegt sind. Für alle Abschnitte wurden $x = r_0/r$, $\chi = y/b$ und α bestimmt.

Der Elastizitätsmodul wird über die Scheibenabschnitte gemittelt. Es wird $\vartheta = \vartheta(r)$ aufgezeichnet.

Es wird eine Tabelle der Koeffizienten erstellt, in die für jeden Scheibenabschnitt x, χ, α und die Werte der Koeffizienten $\alpha_r, \alpha_t, \dots, \beta_\vartheta$ und T_c, T_ϑ eingetragen werden. Nach den Gleichungen (7) und (8) werden danach durch Doppelberechnung die Spannungen σ_r und σ_t am Ende des Scheibenabschnittes berechnet. Der Übergang von Abschnitt zu Abschnitt erfolgt nach den Formeln

$$\sigma_r^* = \frac{b}{b^*} \cdot \frac{1 + \chi}{1 + \chi^*} \sigma_r; \quad (9)$$

$$\sigma_t^* = \frac{E^*}{E} (\sigma_t - \mu \sigma_r) + \mu \sigma_r^*, \quad (10)$$

wobei die Werte mit den Sternchen sich auf den Abschnitt beziehen, der auf den vorhergehenden Abschnitt folgt.

Nachfolgend seien einige Berechnungsbeispiele nach dem dargelegten Verfahren genannt.

Beispiel 1. Es sollen die Spannungen in der Scheibe eines Rades berechnet werden, wie es in Abb. 3 dargestellt ist, mit geraden radialen Schaufeln und der konstanten Dicke $t = 0,3$ cm.

Das spezifische Werkstoffgewicht ist $\gamma = 8 \cdot 10^{-3} \text{ kg/cm}^3$, die Winkelumdrehungsgeschwindigkeit $\omega = 2240 \text{ 1/sec}$, die Schaufelzahl $z = 19$.

Das Temperaturgefälle ist gering und braucht nicht berücksichtigt zu werden.

Wir schließen die Tabelle und führen die erste Berechnung durch.

Angenommen, $\sigma_{r_0} = \sigma_{t_0} = 1000$, erhalten wir

$$\sigma_{r_1} = \alpha_r \sigma_{r_0} + \alpha_t \sigma_{t_0} + \alpha_c T = 0,5 \cdot 1000 + 0,5 \cdot 1000 - 89,2 \approx 911;$$

$$\sigma_{t_1} = \beta_r \sigma_{r_0} + \beta_t \sigma_{t_0} + \beta_c T = 0,5 \cdot 1000 + 0,5 \cdot 1000 - 51,4 \approx 949.$$

Zu Beginn des zweiten Abschnitts ($\chi = \chi^* = 0; E = E^*$) ist

$$\sigma_{r_1}^* = \frac{b}{b^*} \sigma_{r_1} = \frac{7,0}{6,5} \cdot 911 = 981;$$

$$\sigma_{t_1}^* = \sigma_{t_1} + \mu (\sigma_{r_1}^* - \sigma_{r_1}) = 949 + 0,3 (981 - 911) = 970.$$

Am Ende des zweiten Abschnitts ist dann

$$\sigma_{r_2} = 0,775 \cdot 981 + 0,225 \cdot 970 - 78,8 = 895;$$

$$\sigma_{t_2} = 0,225 \cdot 981 + 0,775 \cdot 970 - 32,3 = 924 \text{ usw.}$$

Unter Fortsetzung der ersten Berechnung erhalten wir

$$\sigma_{r_{10}} = 0,96 \cdot 2680 + 0,044 \cdot 1904 - 672 = 1987;$$

$$\sigma_{t_{10}} = 0,131 \cdot 2680 + 0,844 \cdot 1904 - 244 = 1715.$$

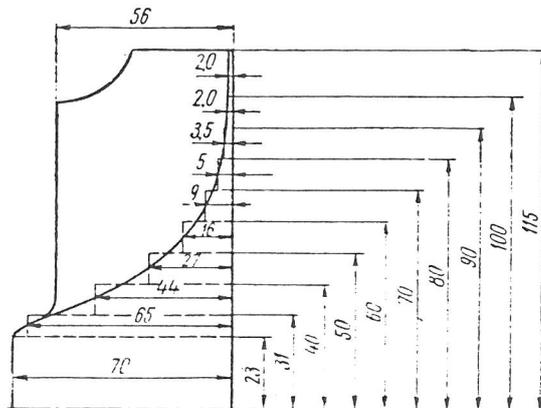


Abb. 3. Rechenschema eines Turbinenrads

Wir führen die zweite Berechnung durch. Angenommen sei

$$\sigma_{r_0} = \sigma_{t_0} = 400$$

$$\sigma_{r_1} = \alpha_r \sigma_{r_0} + \alpha_t \sigma_{t_0} = 0,5 \cdot 400 + 0,5 \cdot 400 = 400;$$

$$\sigma_{t_1} = \beta_r \sigma_{r_0} + \beta_t \sigma_{t_0} = 0,5 \cdot 400 + 0,5 \cdot 400 = 400;$$

$$\sigma_{r_1}^* = \frac{7,0}{6,5} 400 = 431; \quad \sigma_{t_1}^* = 400 + 0,3 (431 - 400) = 409 \text{ usw.}$$

T a b e l l e

Nr. Abschn.	r cm	x	x	a _r	a _t	a _c
1	2,3	0,00	0,00	0,50	0,50	-0,412
2	3,1	0,742	0,00	0,775	0,225	-0,200
3	4,0	0,776	0,070	0,802	0,188	-0,190
4	5,0	0,800	0,216	0,824	0,149	-0,170
5	6,0	0,834	0,412	0,855	0,108	-0,146
6	7,0	0,858	0,730	0,880	0,077	-0,132
7	8,0	0,875	1,235	0,898	0,050	-0,121
8	9,0	0,889	1,600	0,911	0,035	-0,109
9	10,0	0,900	2,580	0,926	0,024	-0,095
10	11,5	0,870	1,480	0,860	0,044	-0,124

Nr. Abschn.	T _c	a _c T _c	β _r	β _t	β _c	β _c T _c
1	216,5	-89,2	0,50	0,50	-0,2375	-51,4
2	394,0	-78,8	0,225	0,775	-0,082	-32,3
3	655,0	-124,3	0,200	0,796	-0,074	-48,4
4	1023	-174,0	0,182	0,806	-0,067	-68,5
5	1473	-215,0	0,156	0,828	-0,0565	-83,3
6	2005	-264,0	0,140	0,844	-0,0485	-97,4
7	2620	-317,0	0,126	0,854	-0,0435	-114,0
8	3315	-362,0	0,116	0,864	-0,039	-129,0
9	4050	-389,0	0,0855	0,878	-0,033	-135,0
10	5420	-672,0	0,131	0,844	-0,045	-244,0

Wir setzen die zweite Berechnung fort und erhalten

$$\sigma_{r_{10}} = 0,96 \cdot 3440 + 0,044 \cdot 1881 = 3383;$$

$$\sigma_{t_{10}} = 0,131 \cdot 3440 + 0,844 \cdot 1881 = 2037.$$

Die tatsächlichen Spannungen $\sigma_{r_{\partial}}, \sigma_{t_{\partial}}$ werden nach den Gleichungen

$$\sigma_{r_{\partial}} = \sigma_{r_I} + c\sigma_{r_{II}}$$

$$\sigma_{t_{\partial}} = \sigma_{t_I} + c\sigma_{t_{II}}$$

ermittelt.

Die römischen Zahlen bezeichnen hierbei die Nummer der Berechnung.

An der Felge ist $\sigma_{r_{\partial}} = 0$, wonach $c = -\frac{1987}{3383} = -0,586$.

Die Druckfiguren in der Scheibe, berechnet unter und ohne Berücksichtigung der Schaufelsteifigkeit, sind in Abb. 4 dargestellt. Vergleicht man sie, stellt man fest, daß der - durch eine genauere Berechnung ermittelte - Spannungszustand sehr stark von dem auf gewöhnliche Weise ermittelten abweicht. Im vorliegenden Beispiel beschränkt sich die Festigkeit des Rades auf die größte Radialspannung, die bei genauerer Berechnung ungefähr zweimal geringer ist. Bei Rädern mit Mittelloch kann sich eine Zunahme der rechnerischen Tangentialspannung an der Bohrung jedoch äußerst stark auswirken, wo sie normalerweise in der Scheibe am größten ist und folglich deren Festigkeit bestimmt.

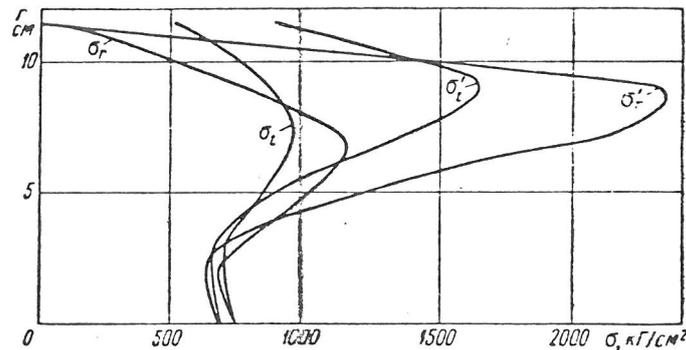


Abb. 4. Spannungen in der Scheibe eines Turbinenrades:

σ_r und σ_t unter Berücksichtigung,
 σ'_r , σ'_t ohne Berücksichtigung der Schaufelsteifigkeit.

Man kann die Genauigkeit der Berechnung (innerhalb der angenommenen Zulässigkeiten) nach der Gleichgewichtsgleichung überprüfen, die man geeigneterweise folgendermaßen darstellt:

$$\sum_{i=1}^n \sigma_{t_i} F_i = \sum_{i=1}^n \frac{\gamma (1 + \chi)}{g} \theta_i \omega^2,$$

- wobei σ_{t_i} mittlere Tangentialspannung des i-ten Scheibenabschnitts;
 F_i Radialquerschnittsfläche des Abschnitts;
 θ_i Trägheitsmoment des Abschnitts bezogen auf die Radumdrehungsachse.

Die Prüfung an unserem Rechenbeispiel nach dieser Gleichung ergab in beiden vergleichbaren Fällen eine Übereinstimmung der Lasten, wie sie nach den Gleichungen der linken und rechten Seite errechnet wurden.

Beispiel 2 (aus I.A. Birgers Arbeit /5/). Es soll die Tangentialspannung an der Bohrung $r = a$ des Mittellochs einer Platte mit der Dicke $h_0/2$ bestimmt werden, die an den Seitenflächen Radialrippen besitzt. Die Rippenbreite beträgt $h_0/2$; der Füllgrad der orthotropen Schicht $\kappa_r = 0,5$ ($\chi = 1$); die Relation von Innendurchmesser der Platte zum Außendurchmesser $x = a/b = 0,2$.

Die berippte Platte wird durch eine am Außenkreis verteilte Last gedehnt. Die Lastgröße pro Längeneinheit bezeichnen wir mit N_{re} .

Angenommen sei, daß die Last N_{re} gleichmäßig über die Breite der Zylinderfläche im Radius $r = b$ verteilt ist.

Dann ist $\sigma_{re} = N_{re}/h_0$. Außerdem nehmen wir $\sigma_{ra} = 0$ an (der Innenkreis der Platte sei frei).

Falls keine Trägheitsfliehkräfte vorhanden und keine ungleichmäßige Erwärmung der Platte stattfindet, sieht Gleichung (7) nach den gewählten Bezeichnungen im vorliegenden Beispiel folgendermaßen aus:

$$\sigma_{re} = \alpha_r \sigma_{ra} + \alpha_t \sigma_{ta}.$$

Wir setzen die Werte σ_{ra}, σ_{re} ein und erhalten für $x = 0,2, \chi = 1$ und $\alpha_t \approx 0,2$

$$\sigma_{ta} = \frac{1}{\alpha_t} \cdot \frac{N_{re}}{h_0}.$$

Hieraus folgt: $\sigma_{ta} = 5 \frac{N_{re}}{h_0}$, was mit der Lösung in /4/ übereinstimmt.

Die ermittelte Spannung ist die größte, festigkeitsbestimmende Spannung der Platte.

L i t e r a t u r

1. Рис В. Ф. Расчет дисков турбомашин. Машгиз, 1959.

Ris, V. F.

Rasčet diskov turbomašin.

Moskva: Verlag "Mašgiz", 1959.

<Berechnung der Scheiben von Strömungsmaschinen; russ.>

2. Скубачевский Г. С. Авиационные газотурбинные двигатели. Конструкция и расчет деталей. Оборонгиз, 1955.

Skubačevskij, G. S.

Aviacionnye gazoturbinnye dvigateli. Konstrukcija i rasčet detalej.

Moskva: Verlag "Oborongiz", 1955.

<Gasturbinen-Flugzeugmotoren. Konstruktion und Berechnung der Bauteile; russ.>

3. Пономарев С. Д., Бидерман В. Л., Личарев К. К. и др. Расчеты на прочность в машиностроении. Т. 3. Машгиз, 1959 г.

Ponomarev, S.D., Biderman, V.L., Licharev, K.K. u.a.

Rasčety na pročnost' v mašinostroenii. Tom 3.

Moskva: Verlag "Mašgiz", 1959.

<Festigkeitsberechnungen im Maschinenbau; russ.>

4. Jaburek, F.: Die Festigkeit von radial beschaufelten Laufrädern. In: Österreichisches Ingenieur-Archiv. Wien, 7 (1953), Nr 3, S. 214 bis 230.

5. Биргер И. А. Круглые пластинки и оболочки вращения. Оборонгиз, 1961.

Birger, I. A.

Kruglye plastinki i oboločki vraščeniija.

Moskva: Verlag "Oborongiz", 1961.

<Runde Platten und Rotationsschalen; russ.>

Stuttgart, den 27. September 1983

übersetzt von

Ottmar Pertschi
(Ottmar Pertschi)
Dipl.-Übersetzer