ZESZYTY NAUKOWE POLITECHNIKI ŚLĄSKIEJ 1987

Seria: ENERGETYKA z. 98 Nr kol. 1022

Tadeusz CHMIELNIAK
Henryk ŁUKOWICZ

Institut für Maschinen und Energetische Anlagen
der Technischen Hochschule in Gliwice

BEITRAG ZUR ERMITTLUNG VON AUSDEHNUNG DER ABLÖSUNGSZONE BEI IN TEILLAST ARBEITENDEN TURBINENSTUFE

Zusammenfassung. In der Arbeit wurde die Bestimmungsmethode der Ausdehnung von Strömablösungszone in den bei Teillast arbeitenden Turbinenstufe dargestellt. Das Modell der Aufgabe stützt auf der genauen Gleichung des radialen Gleichgewichts, die für die Strömung des Nassdampfess formuliert wurde. Konkrete berechnungen wurden angegeben und mit zugänglichen Messergebnissen verglichen.

Bezeichnungen und Formelzeichen

a – Schallgeschwindigkeit, m/s

c – absolute Geschwindigkeit, m/s

c_{par} – Verdampfungswärme, J/kg

d – Durchmesser, m

F – Massenkraft, N

i – spezifische Enthalpie, J/kgK

j'' – $\frac{k}{k-1}\, p\, v''$, J/kg

k – Isentropenexponent,

$l = \frac{c_{par}}{j''}$,

$M = \frac{w_m}{a}$ – Machzahl,

m – Massenstromm, kg/s

p – statischer Druck, Pa

r – Radius, m

r_w, $r_{śr}$, r_z – Innenradius, Mittelradius, Aussenradius, m

R – individuelle Gaskonstante, J/kgK,

s – spezifische Entropie, J/kgK,

T – Temperatur, K

$t = \frac{d\,c_{par}}{dj''}$,

u - Umfangsgeschwindigkeit, m/s

v - spezifisches Volumen, m^3/kg

w - relative Geschwindigkeit, m/s

x - Trockenkeitsgrad von Nassdampf

y - Feuchtigkeitsgrad,

Z - Gasvollkommenheitkennziffer

α - Winkel des Absolutgeschwindigkeitsvektors, ^{o}, rd (Bild 1)

β - Winkel des Relitivgeschwindigkeitsvektors, ^{o}, rd (Bild 1)

β - Flächewinkel S_2' bei $r = const.$ ^{o}, rd (Bild 1)

γ - Neigungswinkel der meridialen Stromline zur Achse z, ^{o}, rd Bild

δ - Neigungswinkel der Fläche S_2, bei $z = const$, ^{o}, rd

ρ - Dichte, kg/m^3, Reaktionsgrad,

μ - Dursatzbeiwerte,

η - Wirkungsgrad,

τ - Versperrungsfaktor, der infloge der endlichen Dicke der Schaufeln wirksam wird

Φ - Stromfunktion, kg/s

ω - Winkelgeschwindigkeit, s^{-1}

Indexe

$(\ )'$ - flüssige Phase

$(\ )''$ - gasförmige Phase

i-1 - Parameter in Eintrittskantefläche

i - Parameter in Auftrittskantefläche

m - Komponente längs der meridionalen Stromlinie

n - Nominalwerte

r - Radiouskomponente

s - isentropische Zustandsänderung

u - Umfangskomponente

w - Parameter im Relativsystem, Parameter am Inneradius

z - Achsekomponente, Parameter am Aussenradius

1. Allgemeine Aufgabecharakteristik

Die Veränderung der Arbeitsbedingungen einem Kondensationsturbine (z.B. die Veränderung der Massenstrom in einer Turbine oder Vakuumveränderung im Kondensator) wird vor allem in der Arbeit letzter Stufe sichtbar. Allgemein wir angenommen, dass der charakteristische über die Arbeit der lezte Stufe entscheidende Parameter ist der relative Volumendurchsatz am Laufradaustritt

$$\bar{V}_2 = \frac{V_2}{V_{2n}} = \frac{(m\ v)_2}{(m\ v)_{2n}}$$

(V_{2n} - Nominalwerte von Volumendurchsatz).
Zahlreiche Versuchsuntersuchungen der realen Objekte, als auch der Modellturbinen, haben ergeben, dass man abhängig von Kennwert, $\bar{V}_2$ folgende charakteristische Arbeitsbereiche der Stufe unterscheiden kann:

1. $1 > \bar{V}_2 > \bar{V}_{2g}$ ($\bar{V}_{2g}$ - Grenzwerte von $\bar{V}_2$)

$$\eta_i \leqslant \eta_{in},\ \eta_i > 0$$

Die Stufe arbeitet im Bereich das hohen Wirkungsgrades, aber abnehmenden mit der Senkung $\bar{V}_2$. Die Innenarbeit der Stufe ist positiv längs der ganzen Stufenhöhe.

2. $\bar{V}_2 = \bar{V}_{2g},\quad \eta_i = 0$

Die erzeugte innere Stufenleistung ist gleich der Reibungs und Ventilationsleistung. Die effektive Leistung der Stufe ist gleich Null,

3. $\bar{V}_2 < \bar{V}_{2g},\quad \eta_i < 0$

Die Stufe arbeitet unter Leistungsentnahme im Bereich der Kompressionsarbeit.

Den durchgeführten Untersuchungen kommt hervor, dass sich zusammen mit der Abnahme des Kennwerts $\bar{V}_2$ wesentlich das Bild der Strömung in charakteristischen Stufequerschnitten ändert - hauptsächlich, im Zwischenkranzspalt als auch im Austrittquerschnitt vom Laufrad [1, 2]. Bei gewissen Wert $\bar{V}_2$ kommt zur Ablösung am Schaufelnabe. Samt der Abnahme des relativen Volumenstrom $\bar{V}_2$ steight die Grösse der Ablösungszone in der radialen Richtung und dringt immer tiefer im dem Stufenrand. Bei genügend kleinen Werten $\bar{V}_2$ zeigt sich die Ablösung in Zwischenkranzspaltzone (auch in Gipfelzone), die Ablösungzone am Schaufelnabe kann dagegen ins Tiefe des Leitrades oder sogar in die Zone der vorigen Stufe eindringen.

Die Ablösungerscheinungen sind nicht stationär [3] und führen zur Erhöhung der dynamischen Biegenkräfte und Veränderung des Schwingungsbilds des Systems. Das vergrösert die Wahrscheinlichkeit der mechanischen Beschädigung von Laufradschaufeln. Die Entstehung der beiden Ablösungszonen wird ihre Entwicklung je nach Abnahme von $\bar{V}_2$ verursachen auch sukzessive Verschlechterung der Profilumströmungsbedingungen, und in Zusammenhang damit die Senkung der Stufenleistung.

Bekannt sind zahlreiche Versuche der theoretischen Beschreibung der, in veränderlichen Arbeitsbedingungen der letzten Stufe einen Kondensationsturbine, auftretenden Erscheinungen [z.B: 4, 5, 6, 7].
Sie betreffen hauptsächlich:

- die Bestimjung der Gröse $\bar{V}_2$, bei der die Ablösung entsteht,
- das Festlegen der Ablösungszonegrösse längs der Schaufelhöhe,
- die Analyse der Stufenleistung im breiten Veränderungsbereich der Belastung von $\bar{V}_2$,
- die Bestimmung des Werts $\bar{V}_2$, bei dem die Kompressionsarbeit der Stufe beginnt,
- Die Diskussion des Einflusses der kinematischen und geometrischen Parameter auf das Entstehen und die Entwicklung der Ablösung.

Diese Versuche stützen im überwiegenden Masse auf das eindimensionale Strömungsmodell und die vereinfachte Gleichung des radialen Gleichgewichts.

In vorliegender Arbeit wurde die Methode der Bestimmung der Ablösungszonebreit in Anlehung an die Lösung der genauen Gleichung des radialen Gleichgewichts für den Strömung des Nassdampfes in der Stufe beschrieben.

Der Algorithmus der Aufgabelösung ermöglicht auch, neben der Bestimmung der Ablösungszonebreite, die Verteilungsbestimmung der thermodynamischen und kinematischen Grössen längs der Schaufelhöhe.

2. Formulierung der Aufgabe

2.1. Gleichungssystem

Wir untersuchen die Strömung Nassdampfes in der letzten Stufe der Dampfturbine, die arbeitet im Bereich veränderlicher Belasung. Der Bereich der betrachteten Lastveränderung ist nicht beliebig, der Unterwert des Massenstrom wird nämlich auf den Wert begrentz bei dem sich die Ablösung im Spitzbereich der Schaufel zeigt.
Es wurde ausserdem angenommen:

a. Die Flüssigkeit ist reibungsfrei. Die mechanische Verluste werden im Modell durch das Einführen der σ - Kennzifer

$$\sigma = \left(\frac{i_o}{i}\right)^{\frac{k-1}{k}}$$

i_o - Entalphie bei izentropischer Zustand bestimmt.

b. Die thermodynamischen Eigenschaften der Gasphase von Nassdampf beschreibt die Gleichung

$$p''v'' = ZRT'' \tag{1}$$

Isentropeexponent k und Kennziffer Z sind Funktionen der auf dem Mittelradius bestimmten thermodynamischen Parameter.

c. Die beiden Phasen, gasförmige und flüssige, sind im Zustand des mechanischen und thermodynamischen Gleichgewichts.

d. Spezifisches Volumen der flüssigen Phase v' wird als kleiner Wert vernachlässigt.

e. Schallwellen im Nassdampf verlagern sich mit der Geschwindigkeit

$$a = \sqrt{kp''v''} \tag{2}$$

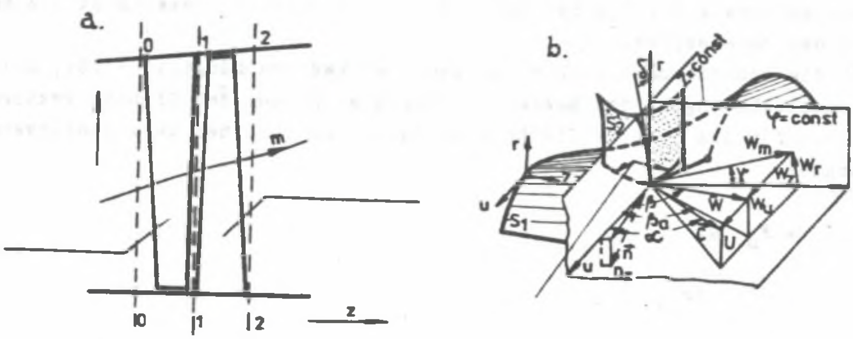

Bild 1
a) Der meridionale Querschnitt der Stufe, b) Die Bezeichnungen der Winkel
Rys. 1
a) przekrój merydionalny stopnia, b) oznaczenia kątów

Bei diesen Annahmen wird die Strömung des Nassdampfes im Laufrad durch das folgende Gleichungsystem beschrieben [8, 9]:

$$w_r \frac{\partial w_r}{\partial r} + w_z \frac{\partial w_r}{\partial z} - \frac{(w_u + w_r)^2}{r} = F_r - \frac{1}{\rho}\frac{\partial p}{\partial r} \tag{3}$$

$$w_r \frac{\partial w_u}{\partial r} + w_z \frac{\partial w_u}{\partial z} + \frac{w_r w_u}{r} + 2\omega w_r = F_u \tag{4}$$

$$w_r \frac{\partial w_z}{\partial r} + w_z \frac{\partial w_z}{\partial z} = F_z - \frac{1}{\rho}\frac{\partial p}{\partial z} \tag{5}$$

$$\frac{\partial(\mu\tau\rho r\, w_r)}{\partial r} + \frac{\partial(\mu\tau r\rho w_z)}{\partial z} = 0 \tag{6}$$

$$T ds'' = di'' - \frac{dp}{\rho''} \tag{7}$$

$$m''s'' + m's' = ms \tag{8}$$

$$\vec{n} \times \vec{F} = 0 \tag{9}$$

$$\vec{n} \cdot \vec{w} = 0 \tag{10}$$

Verbindungen (3), (4), (5) sind Impulsgleichungen, Abhängigkeit (6) ist Kontinuitätsgleichung. Gleichung (7) ist Ausdruck des ersten Hauptsatzes der Thermodynamik für die Gasphase, und die Formel (8) bezeichnet die Entropie des Nassdampfes.

Für die achsensymmetrischen Strömung der Vektorabhängigkeit (9), die der Parallelbedingung des Massenkraftwektors $\vec{F}$ und des Einheitsvektors $\vec{n}$ normal für die Schaufelfläche bezeichnet, entsprechen zwei Skalarverbindungen:

$$\begin{aligned} F_r &= F_u \operatorname{tg}\delta \\ F_z &= -F_u \operatorname{ctg}\beta_a \end{aligned} \tag{11}$$

Anstatt der Impulsgleichung, die für die Richtung z im Gestalt (5) aufgeschrieben wurde, wird in der Regel die Energiegleichung für konkreten Strömungsfaden verwertet

$$m''\left(i'' + \frac{w^2}{2} - \frac{u^2}{2}\right) + m'\left(i' + \frac{w^2}{2} - \frac{u^2}{2}\right) = \text{const} \tag{12}$$

Im Bereich der Zwischenkranzspalten sind die folgenden Gleichungen wichtig

$$\frac{\partial \mu}{\partial m} = \frac{\partial \tau}{\partial m} = \frac{\partial s}{\partial m} = \frac{\partial(c_u\, r)}{\partial m} = \frac{\partial x}{\partial m} = F_r = 0 \tag{13}$$

Nach ihrer Berücksichtigung bekommt man folgendes System zweier gewöhnlicher Differentialgleichungen, die Strömung des Nassdampfes in Kontrollschnitten der Stufe beschreiben [8, 10] :

$$\frac{dw}{dr} = \frac{1}{Aw}\Bigg\{-\frac{1-ty}{x}\Bigg[\Big(\frac{(w\cos + \omega_r)^2}{r} - \frac{w\sin\beta}{\cos\gamma}\frac{\partial\gamma}{\partial m}\Big) \times \frac{1-E\cos^2\gamma}{1-E} +$$

$$+ \frac{(w\sin\beta)^2\cos^2\gamma}{2r^2(1-E)}\frac{d(r\,tg\gamma)^2}{dr} + \frac{(1-ty)w^2}{2\eta^2}\frac{d\eta}{dr} +$$

$$+ \left[1 + (1-t)y + \frac{(1-\eta)w^2}{2\eta j''}\right]\Big(\frac{d\Phi}{dr}\frac{dh_{w,i-1}}{d\Phi} + \omega^2 r\Big) +$$

$$+ (1-ty)\frac{d\Phi}{dr}\left[\frac{d\ln\Big(\frac{p}{j''^{\frac{k-1}{k}}}\Big)_{i-1}}{d\Phi} + \frac{d}{d\Phi}\Big(\frac{y\,c_{par}}{j''}\Big)_{i-1}\right] +$$

$$+ \left[yl + \frac{(1-\eta)w^2}{2\eta j''}\right]c_{par}\frac{dy}{dr}\Bigg\} \qquad (14)$$

$$\frac{d\Phi}{dr} = \frac{\frac{k}{k-1}\mu rw\sin\beta\cos\gamma\, p_{i-1}\xi\sigma}{x j_{i-1}}\Big(\frac{j''}{j''_{i-1}}\Big)^{\frac{1}{k-1}} \qquad (15)$$

wo:

$$h_{w,i-1} = \Big(j'' - yc_{par} + \frac{w^2}{2} - \frac{u^2}{2}\Big)_{i-1}$$

$$j'' = h_{w,i-1} + \frac{u^2}{2} - \frac{w^2}{2} + y\,c_{par}$$

$$A = yl + \frac{1-ty}{\eta} + \frac{(1-\eta)w^2}{2\eta j''}$$

$$E = \frac{1 + ky(1-t)}{1-yt}M_m^2$$

$$\xi = \left\{\exp - \frac{k}{k-1}\left[\frac{y\,c_{par}}{j''} - \Big(\frac{y\,c_{par}}{j''}\Big)_{i-1}\right]\right\}$$

$$6 = \exp\left[-\frac{\frac{k}{k-1}w^2}{2\,j}\left(\frac{1}{\eta}-1\right)\right]$$

Neigungswinkel γ und Krümmung $\frac{\partial\gamma}{\partial m}$ der meridionalen Stromlinien als auch der Wirkungsgrad im Schaufelkanal werden in Berechnungsquerschnitten als stetige Radiusfunktionen angegeben.

Bei Annahme dass $\omega = 0$ und der formalen Zeichenanderung $w \to c$ bekommt man die Aufgabebeschreibung der absoluten Strömung.

Das System (14-15) ist nicht abgeschlossen. Es muss ergänzt werden durch das Berechnungsverfahren der thermodynamischen Parameter des Endpunkts is Strömung, durch die Verbindungen zwischen Geschwindigkeit und geometrischen Schaufelwinkeln, und auch durch die Verteilung von Trockenheitsgrad entlang Schaufelhöhe [11].

2.2. Bestimmung der thermodynamischen Parameter des Endpunkts von Dampfentspannungsprozess

Den realen Entspannungsprozess (Bild 2) kennzeichnet eine Entropiezunahme

$$\Delta s(\Phi = \text{const}) = s_i - s_{i-1} \tag{16}$$

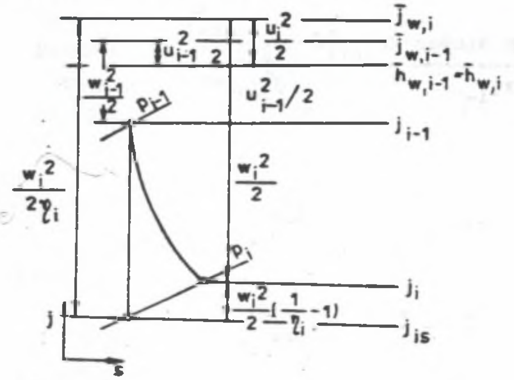

Bild 2. Der Dampfentspannungsprozess im Laufrad
Rys. 2. Proces ekspansji pary w wieńcu wirnikowym

Verwendet man

$$i_i - i_{is} = \frac{1}{2}w_i^2\left(\frac{1}{\eta}-1\right)$$

und die Beziehung (16) findet man

$$\Delta s = \frac{\frac{k}{k-1}\ ZR\ w_i^2}{2\ j_i''}\left(\frac{1}{\eta} - 1\right) \tag{17}$$

Die Parameter von Endpunkt des Entspannungsprozess werden nach die Lösung der Gleichungen (8), (12) und (17) bestimmt. Diese Gleichungen soll man mit den Beziehungen

$$\begin{aligned} c_{par} &= c(T) \\ s' &= s'(T) \\ s'' &= s''(T) \\ T &= T(p) \end{aligned} \tag{18}$$

zusammen betrachten.

Die Lösungsmethode dieses Problems wurde auf Bild 3 dargestellt. Die Genaugkeit der Formeln (13) ist sehr wichtig für Bestimungsexaktheit der Nassdempfparameters (p,x) und des Wertes von Differential $\frac{dc_{par}}{dj''}$.

In dieser Arbeit, wurde folgende Approximation der Grenzkurvedampfparametern bearbeitet

$$y(z) = \sum_{j=0}^{2} \frac{\dfrac{\prod_{k=0}^{2}(z - a_k)}{z - a_j}}{\dfrac{d}{dz}\prod_{k=0}^{2}(z - a_k)\Big|_{z=a_j}} f(a_j) \tag{19}$$

Der Wert von Differentiale

$$\frac{d\ c_{par}}{dj''},\quad \frac{d\bar{h}_{w\ i-1}}{d\Phi},\quad \frac{d}{d\Phi}\left[\ln\frac{(\bar{p}_{w\ i-1})^{\frac{k-1}{k}}}{j''_{i-1}}\right],\quad \frac{dx}{dr}$$

man kann nach der Diefferenzierung von Gleichung (19) bestimmt werden

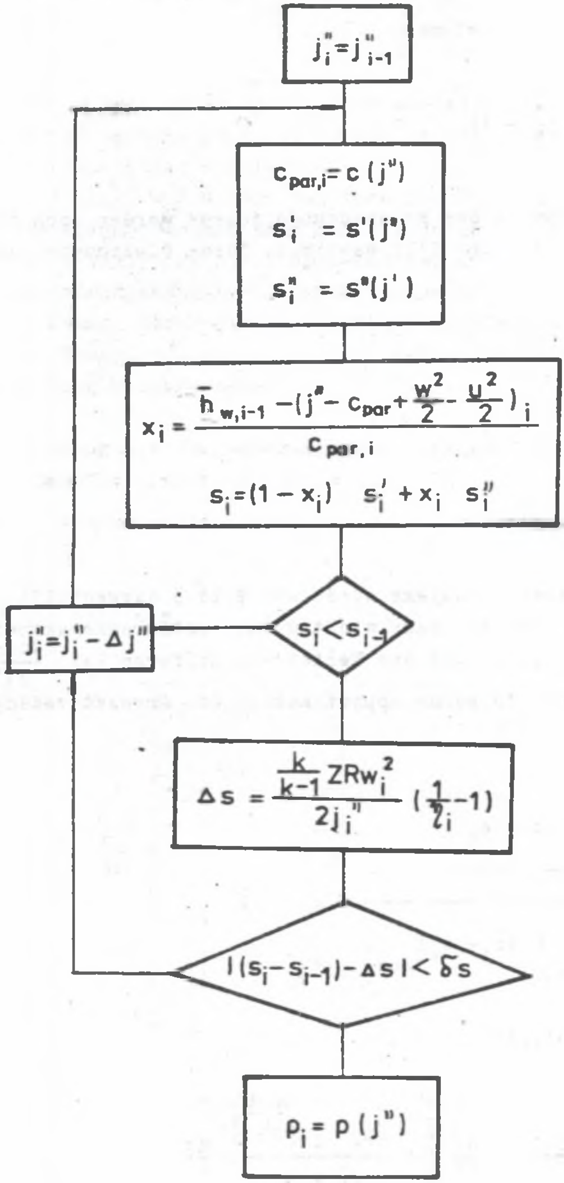

Bild 3. Das allgemeine Blockschaubild der Berechnung den Parametern des Endpunkts von Dampfentspannungsprozess

Rys. 3. Ogólny schemat obliczeń parametrów końcowego punktu ekspansji

$$\frac{dy}{dz} = \sum_{j=0}^{2} \frac{\frac{d}{dz} \frac{\prod_{k=0}^{2} (z - a_k)}{(z - a_j)}}{\frac{d}{dz} \prod_{k-0}^{2} (z - a_j)_{x=a_j}} f(a_j) \tag{20}$$

Ausführliche Beschreibung dieser Verfahrensmethode wurde in [11] dargestellt.

3. Lösungsmethode der Aufgabe

Aufgabedaten für die Aufgabelösung der Bestimmung der Strömungsstruktur und der Ablösungszone im Anlehnung an das im vorigen Punkt beschriebene Strömungsmodell sind: das Ergebnis der Thermodynamisch-strömungstechnischeberechnung der Stufe in nominalen Arbeitspunkte und das Kenntnis seiner geometrischen Konstruktionseigenschaften.

In Einführungsetappe der Berechnungen für den neuen Wert $m = m_1$ werden der Dampfdruck p_2 und sein Trockenheitsgrad x_2 im Kontrollquerschnitt hinter der Stufe am Mittelradius ermitellt. Im vorgeschlagenen Algorithmus wurde zu diesem Zweck das Mengedruckgesetz von Linnecken ausgenutzt [12].

Randbedingungen für die Gleichungen (14), (15) werden auf Grund der Annahme festgesetzt, dass für die gemäsigte Änderung des Massenstroms, der Ablösungsanfang am Laufschaufelnabe erscheint (erst in Bedingungen, die von nominalen Zustand weit abweichen, beobachtet man das Enstehen der Ablösung am Schaufelgipfel). Das bestätigen zahlreiche Experimentaluntersuchungen [13]. Man kann also in diesem Fall annehmen dass die Stromfunktion an Aussenfläche, die den Strömungskanal begrenzt, beträgt:

$$\Phi_1 = \left[\left(\frac{m_1}{2\pi}\right)_{r=r_z} \right]_i \qquad i = 1,2 \tag{21}$$

Die zweite Randbedingung in Querschnitt 1-1 nimmt die Gestalt an:

$$(\Phi_1)_{r_w} = 0 \tag{22}$$

Im Austrittquerschnitt der Stufe 2-2, am Schaufelnabe, kann die Ablösung erscheinen, und dann wird die Bedingung (22) nicht erfüllt.

Die Handlungsweise ist in diesem Fall folgend. Von dem am Aussenradius gelegenen Punkt Querschnitt 2-2 ausgehend führt man die Berechnungen nach

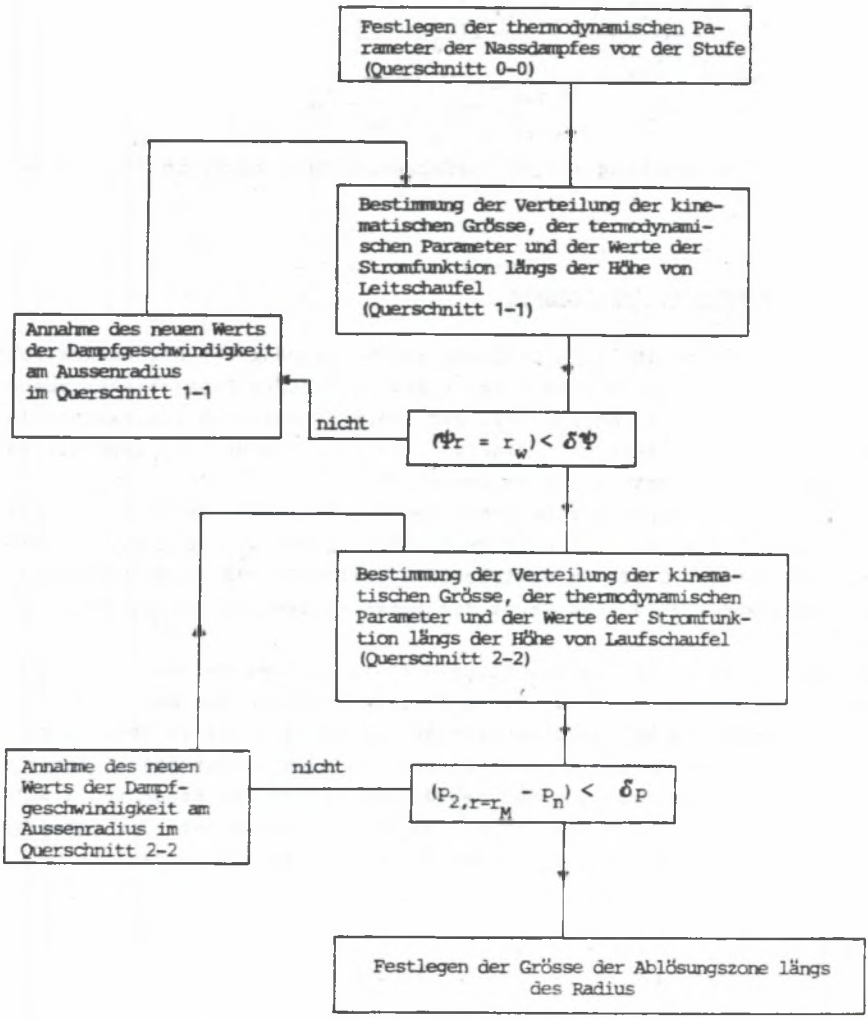

Bild 4. Dass allgemeine Blockschaubild von Berechnungsalgorithmus der Strömung in der Stufe bei Teilast

Rys. 4. Ogólny algorytm obliczeń przepływu w stopniu przy jego częściowym obciążeniu unten der Schaufel bis $\Phi_2 = 0$. Der Process der aufeinanderfolgenden Annäherungen den Geschwindigkeitswert am Aussenradius ist so lange durchgeführt, wie der aus Berechnungen Druckwert hinter der Stufe (am Mittelradius) dem gegebenen Wert gleich ist. Die Ablösungszone wird aus der Abhängigkeit bestimmt

$$\Delta l_{od} = (r)_{\Phi_2=0} - r_w \qquad (23)$$

In Strömung die von der ekonomischen Bedingungen abweicht, wachsen die Verluste der mechanischen Energie. Weiter wurde ihre Beschreibung aus [14] angenommen:

$$\frac{\zeta_{2n} - \zeta_2}{\zeta_2} = A\left(\frac{\beta_1 - \beta_{1-n}}{180 - \beta_{1-n}}\right)^2 \qquad (24\ 4)$$

wo

$A = 1,2$ für $\beta_1 > \beta_{1-n}$

$A = 0,18$ für $\beta_1 < \beta_{1-n}$

Dass algemeine Blockschaltbild der Lösung des betrachteten Problems der der Ablösungszone und der Bestimmung der Strömungsstruktur bei Veränderung der Stufenbelastung wurde auf Bild 4 dargestelt. Zur numerischen Lösung des Gleichungsystems (14) und (15) wurde die Methode von Runge--Kutt gewählt.

4. Berechnungsergebnisse

Die Berechnungen der Strömungsstruktur in der Stufe die bei veränderlichen Bedingungen arbeitet, wurden für folgende Werte $\overline{V}_2$ durchgeführt $\overline{V}_2 = 0,88,\ 0,74,\ 0,66$.

Die Verteilung der thermodynamischen und kinematischen Parameter in charakteristischen Stufequerschnitten (für ekonomische Bedingungen) wurde aus der Lösung der Auslegungsaufgabe Strömung von Nassdampf durch die lezte Stufe der Kondensationsturbine bestimmt (gemäss der in [11] beschriebenen Methodologie). Die Berechnungen wurden unter der Annahme des konstanten Vakums im Kondensator und des konstanten Enthalpiewerts am Stufeneintritt durchgefürt (Bild 5). Die anderen die im Beispiel ausgenutz wurde zeigt Tab. 1.

Die Berechnungsresultate für verschiedenen Werte $\overline{V}_2$ werden auf Bildern 6÷8 dargestellt. Die Bilder 6 und 7 veranschaulichen die Verteilung

Tabelle 1

Grösse \ τ_2	0,0	0,1	0,2	0,3	0,4	0,5	0,6	0,7	0,8	0,9	1,0
η_1	0,880	0,937	0,954	0,959	0,962	0,962	0,962	0,962	0,958	0,937	0,886
η_2	0,810	0,865	0,909	0,923	0,933	0,933	0,929	0,927	0,919	0,871	0,810
μ_1	0,994	1,010	1,018	1,023	1,027	1,029	1,027	1,020	1,015	1,000	0,991
μ_2	0,984	1,008	1,016	1,019	1,020	1,020	1,020	1,019	1,014	1,000	0,992
α_{1g}, °	20,23	19,70	19,49	19,39	19,32	19,39	19,86	20,28	20,83	21,86	23,10
β_{2g}, °	138,20	143,13	145,60	147,76	149,89	152,02	154,14	156,22	158,25	159,97	161,83

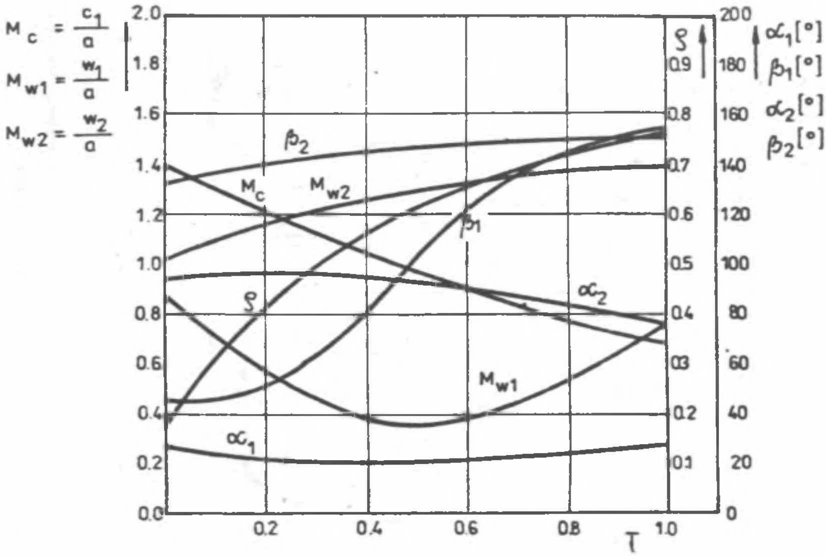

Bild 5. Verteilung der Geschwindigkeiten, der Winkel und Stufenreaktion in verschiedenen Ebenen bei der nominalen Stufenarbeit

Rys. 5. Rozkłady prędkości, kątów oraz stopnia reakcyjności w różnych przekrojach stopnia dla obciążenia nominalnego

der thermodynamischen und kinematischen Parameter in characteristischen Querschnitten. Auf der Abbildung 8 wurde dagegen die Grösse der Strahlablösungszone gezeigt.
Es wurden darauf auch die zugänglichen Ergebnisse der experimentalen Untersuchungen und Berechnungen dieser Zone in letzten Stufen der Kondensationsturbinen bei Veränderung des Werts $\bar{V}_2$ eingetragen [13, 15]. Die Ergebnisse der experimentalen und analytischen Versuche betreffen leider nicht dieselben Abmessungen. Es kommt daraus hervor, dass in den zugänglichen Veröffentlichungen die ausführlichen Informationen über die untersuchten Stufen fehlen.

5. Schlussbemerkungen

Es wurde die Methode der Strömungsparameterbestimmung in der Stufe einer Dampfturbine beschrieben, die unter der von der nominalen unterschiedlichen Belastung arbeitet. Ihre Idee besteht in der Lösung der genauen Gleichung des radialen Gleichgewichts (die für den Nassdampf formuliert wurde) unter der Berücksichtig der entsprechenden Randbedingungen.

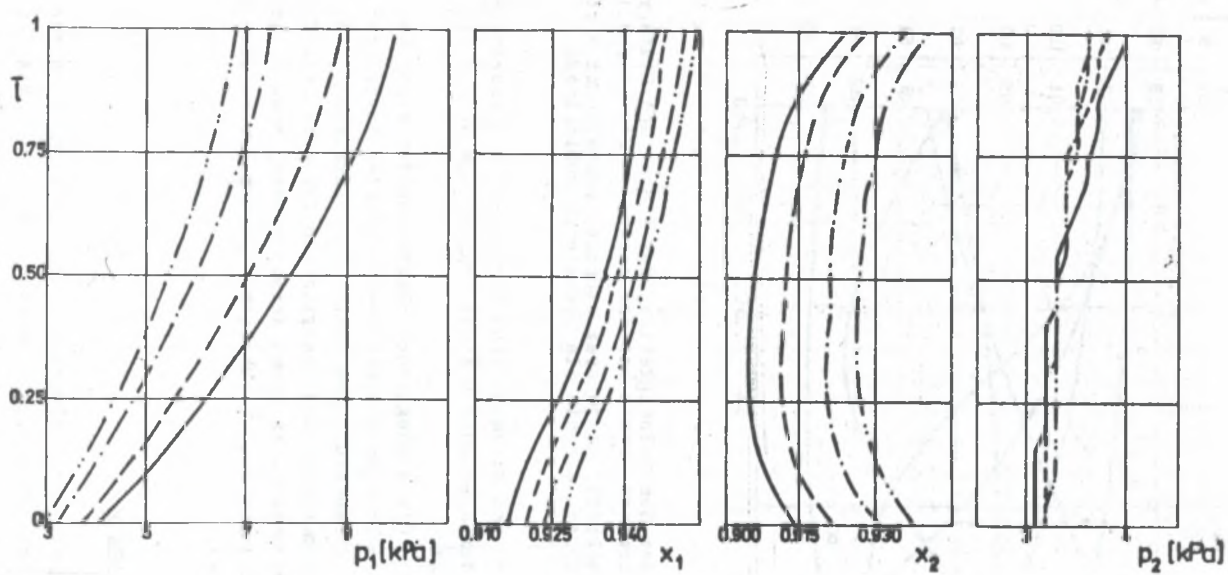

Bild 6. Verteilung der thermodynamischen Parameter in Berechnungsebenen der Stufe für verschiedene Werte
——— - $\bar{V}_2$ = 1, – – – – – $\bar{V}_2$ = 0,88, –·–·–·– $\bar{V}_2$ = 0,74, –··–··– $\bar{V}_2$ = 0,66

Rys. 6. Rozkłady parametrów termodynamicznych w przekrojach obliczeniowych stopnia dla różnych wartości
——— - $\bar{V}_2$ = 1, – – – – - $\bar{V}_2$ = 0,88, –·–·– - $\bar{V}_2$ = 0,74, –··–··– $\bar{V}_2$ = 0,66

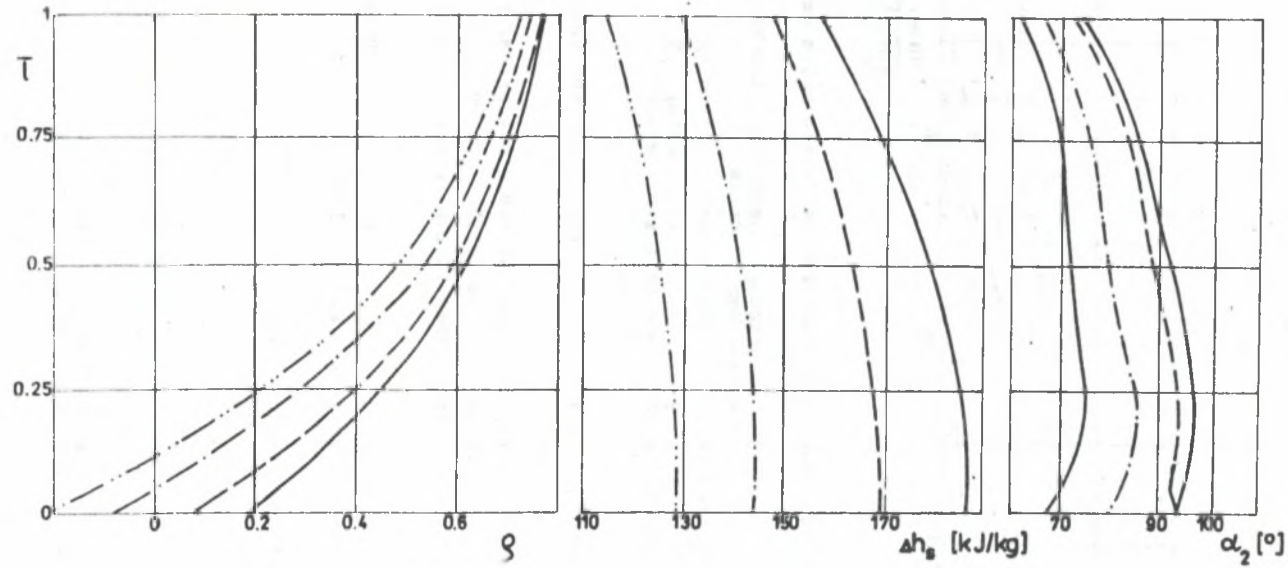

Bild 7. Verteilung der Stufenreaktion ρ, Δi_s und des Winkels α_2 für verschiedene Werte $\overline{V}_2$ (Bezeichnungen wie auf Bild 6)

Rys. 7. Rozkłady stopnia reakcyjności ρ, izentropowego spadku entalpii Δi_s oraz kątów α_2 dla różnych wartości $\overline{V}_2$ (oznaczenia jak na rys. 6)

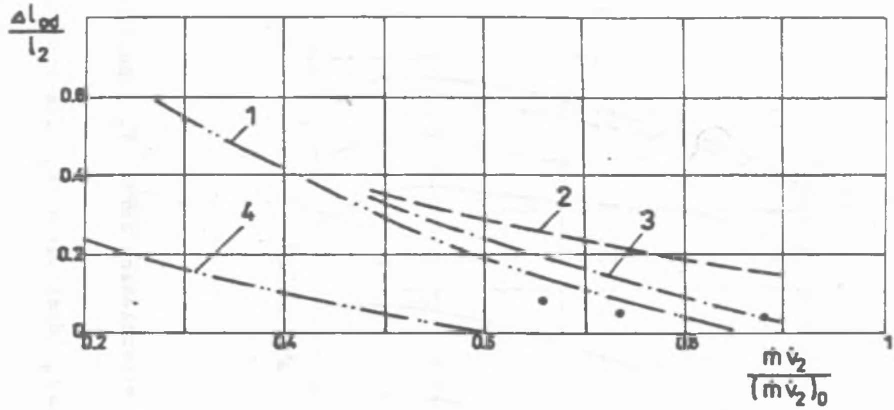

Bild 8. Die Grösse der Strömmungsablösungszone im Nabenbereich der lezten Stufe
1 - Versuchskurve [13], 2 und 3 - Berechnungen nach [13], 4 - Versuchskurve [15], o - eigene Berechnungen

Rys. 8. Wielkość strefy oderwania u stopy łopatki ostatniego stopnia
1 - krzywa ekserymentalna [13], 2 i 3 - obliczenie według [13], 4 - krzywa eksperymentalna [15], ● - obliczenia własne

Der bearbeitete Algorithmus ermöglicht die Berechnung von folgenden Grössen:

- des Volumendurchflusses $(m\,V_2)$, bei der Nabenablösung in der Endstufe,
- der Breite dieser Ablösung längs der Schaufelhöhe bei $m\,V_2\;(m\,V_2)_n$
- der Dampfparameter in charakteristischen (dem gegebenen $m\,V_2$ entsprechenden) Stufenquerschnitten.

Die betrachtete Methode kann auch ihre Verwendung in der Diskussion des Einflusses werschiedenen Parameter, auf das Entstehen und die Entwicklung der Ablösung finden.
Die angenommenen Berechnungsverfahren sind leicht im Optimierungsprozess der Stufe zu verwenden.

LITERATURVERZEICHNIS

[1] Šneé J.I., Ponomarev V.N., Fedorov M.V., Bystrickij L.N.: Osobennosti raboty turbinnoj stupeni c malym D_{sr}/l v režimach malych nagruzok. Teploenèrgetika, 1971, Nr 1.

[2] Dudzisz J., Krzyżanowski J., Krupa A., Marcinkowski S., Weigle B.: Niektóre problemy badania turbin w skali naturalnej. ZN Politechniki Śląskiej, Energetyka z. 66, Gliwice 1978.

[3] Ablamski W.A., Giršber A.N.: O pričinach povyšenija dynamičeskich napraženij v lopatkach parovych turbin pri malych nagruzkach. Problemy pročnosti, 1974, Nr 4.

[4] Trojanowskij B.M., Bogomolova T.V.: Analiz vlijania turbinnoj stupeni bol'šoj veernosti na ustojčivost ee raboty. Teploenèrgetika. 1976, nr 12.

[5] Grečanienko J.V., Grabovskij M.J.: O rabote turbinnoj stupeni na peremennom režime. Teploènergetika, 1976, Nr 5.

[6] Goloscapov V.N.: Opredelenie radiusa privtuločnogo otryva za kol'cevymi rešetkami. Energetičeskoe mašinostroenie, vypusk 25, Char'kov 1978.

[7] Błażko E.: Obliczenia przepływu przestrzennego w zmiennych warunkach pracy ostatniego stopnia turbiny kondensacyjnej. Zbiór prac III Konferencji naukowo-technicznej, Technologia przepływowych maszyn wirnikowych, Rzeszów 1973,

[8] Sirotkin J.A.: Aèrodinamičeskij rasčet lopatok osevych turbomašin. Mašinostroenie, Moskva 1972.

[9] Kirillov I.I.: Teorija turbomašin. Masinostroenie, Leningrad 1972.

[10] Chmielniak T., Łukowicz H.: Rozwiązanie odwrotnego zagadnienia dla przepływu pary mokrej w stopniu turbiny. ZN Pol. Śl., Energetyka z. 60, Gliwice 1977.

[11] Łukowicz H.: Praca doktorska, Gliwice 1984.

[12] Linnecken H.: Die Mengendruckgleichung für eine Turbinen - Stufengruppe. BWK. Bd 9, M. 2, 1957, s. 53-56.

[13] Abramov V.I., Filippov G.A., Frolov V.V.: Teplovoj rasčet turbin. Mašinostroenie, Moskva 1974.

[14] Tuliszka E.: Turbiny cieplne. Zagadnienia termodynamiczne i przepływowe. WNT, Warszawa 1973.

[15] Nosovickij A.I., Špenzer G.G.: Gazodinamika vlažnoparovych turbinnych stupenej. Mašinostroenie, Leningrad 1977.

Recenzent: Doc. dr inż. Jan RADWAŃSKI

Wpłynęło do Redakcji w marcu 1987

PRZYCZYNEK DO OCENY ROZLEGŁOŚCI STREFY ODERWANIA STRUMIENIA PRZY MAŁYCH OBCIĄŻENIACH STOPNIA TURBINOWEGO

S t r e s z c z e n i e

W pracy przedstawiono metodę wyznaczania rozległości strefy oderwania strumienia w stopniach turbinowych pracujących przy niepełnym obciążeniu.

Matematyczny model przepływu pary mokrej przez osiowe wieńce wirnikowe określa: dokładne równanie równowagi promieniowej zapisane dla szczeliny międzywieńcowej (zależność (14)), równanie ciągłości (zależność (15)), równania stanu dla fazy ciekłej i gazowej oraz odpowiednio określone warunki brzegowe. Efekty dyssypacyjne uwzględniono energetycznie. Strefy w przepływie wynikające ze zmiany warunków pracy określono za pomocą zależności (24)

Ogólny schemat blokowy algorytmu rozwiązania rozpatrywanego zagadnienia przedstawiono na rys. 4. Równanie (14) i (15) rozwiązano wykorzystując metodę Runge-Kutty.

Przedstawiono rezultaty obliczeń ostatniego stopnia turbiny kondensacyjnej, dla którego strumienia w nominalnych warunkach pracy pokazano na rys. 5 (pozostałe wielkości podano w tabl. 1). Otrzymane rezultaty porównano z eksperymentem.

К ВОПРОСУ ВЕЛИЧИНЫ ОТРЫВНОЙ ЗОНЫ ПОТОКА ПРИ УМЕНЬШЕНИИ НАГРУЗКИ ТУРБИННОЙ СТУПЕНИ

Р е з ю м е

В работе рассматривается методика оценки величины отрывной зоны потока в турбинной ступени, работающей при переменной нагрузке.

Математическую модель течения определяют: точное уравнение радиального равновесия в случае осесимметричного течения влажного пара (формула [14]), уравнение неразрывности (формула [15]), уравнения состояния газовой и жидкой фаз а также соответственно определённые граничные условия. Диссипативные явления учтены энергетическим способом. Дополнительные потери, которые возникают при отклонении от номинальных условий работы, определены при помощи зависимости [24]. Общее описание алгоритма решения рассматриваемой задачи представляется на рис. 4. Решение уравнений [14] и [15] ведётся при использовании метода Рунге-Кутты.

В работе представляются результаты примерных расчётов последней турбинной ступени, для которой номинальный режим работы показан на рис. 5 (другие величины даны в таб. 1). Полученные результаты сравниваются с экспериментом.