

16/405

Štjastny, M. (Kand.d.techn.Wiss., "Škoda"-Werke, Pilsen, ČSSR)

Untersuchung des Betriebsverhaltens der Endstufe einer Dampfturbine bei Teillast

Deutsche Vollübersetzung aus:

Teploénergetika. Moskva, 23 (1976), Nr 5, S. 83 - 86.

Russ.: Исследование работы последней ступени паровой турбины при переменной нагрузке

Issledovanie raboty poslednej stupeni parovoj turbiny pri peremenoj nagruzke

Die Senkung der Leistung der Dampfturbine und die Druckerhöhung im Kondensator erfolgen bei gleichzeitiger Veränderung des Betriebsverhaltens der Endstufe, im Zusammenhang damit verringert sich die Zuverlässigkeit der Laufschaufeln (L 1, 2). Dieses kann einen Schaufelbruch im Außenbereich bewirken. An den Austrittskanten des Schaufelfußes kommt es zu Erosionen. Dadurch entstehen Verzahnungen, die ihrerseits Schaufelbrüche im Fußbereich hervorrufen. Dieses führt zu schweren Störungen der Turbine (L 3,4).

Im Betriebsverhalten, das dem Leerlauf der Turbine ähnelt, wird eine unregelmäßige Temperaturverteilung am Ausgang der Endstufe beobachtet. Die Temperatur im Außenbereich erreicht gelegentlich relativ hohe Werte (L 5-7).

Es gibt zahlreiche Veröffentlichungen über die Prozesse, die in der Endstufe bei verringertem Dampfverbrauch stattfinden. Die Möglichkeiten von Projektierungen der Endstufe unter Berücksichtigung der Teillast der Dampfturbine werden dargelegt (L 8,9).

In der vorliegenden Untersuchung wird das Verhalten der Endstufe bei veränderlichen Betriebsverbedingungen auf der Grundlage von Experimenten, die an Originalturbinen mit einer Schaufellänge der Endstufen von 840 mm durchgeführt wurden, beschrieben. Es wurden 2 Varianten der Endstufen mit verschiedenen Reaktionen am Schaufelfuß untersucht.

Für die Variante A wird von der Bedingung ausgegangen:

$$c_2 / v = \text{const}$$

Die Reaktion am Schaufelfuß $p = \text{fast Null}$.

Der Abdampfraum ist mit zwei Ringdeflektoren versehen. Diese Variante, die unter dem Gesichtspunkt der neuen Forschungsergebnisse modernisiert wurde, findet in den Turbinen der Firma Škoda Anwendung.

In der Variante B werden Statorschaufeln (Leitschaufeln) eingesetzt, die in die Drehrichtung des Rotors geneigt sind. Das Laufschaufelgitter wurde unter Beibehaltung der Form der Laufschaufel so verändert, daß damit eine beträchtliche Reaktionsgradsteigerung am Schaufelfuß erreicht wurde. Der Abdampfraum enthält ein Dampfleitblech.

Die Meßergebnisse der Veränderung des Wärmegefälles am Schaufelfuß und im Schaufelaußenbereich sind auf Abb. 1 angegeben. Die Messungen wurden an Turbinen mit 200 MW in den Sommermonaten vorgenommen. Infolge der Temperaturerhöhung des Kühlwassers konnte eine volle Auslastung der Endstufen nicht erreicht werden.

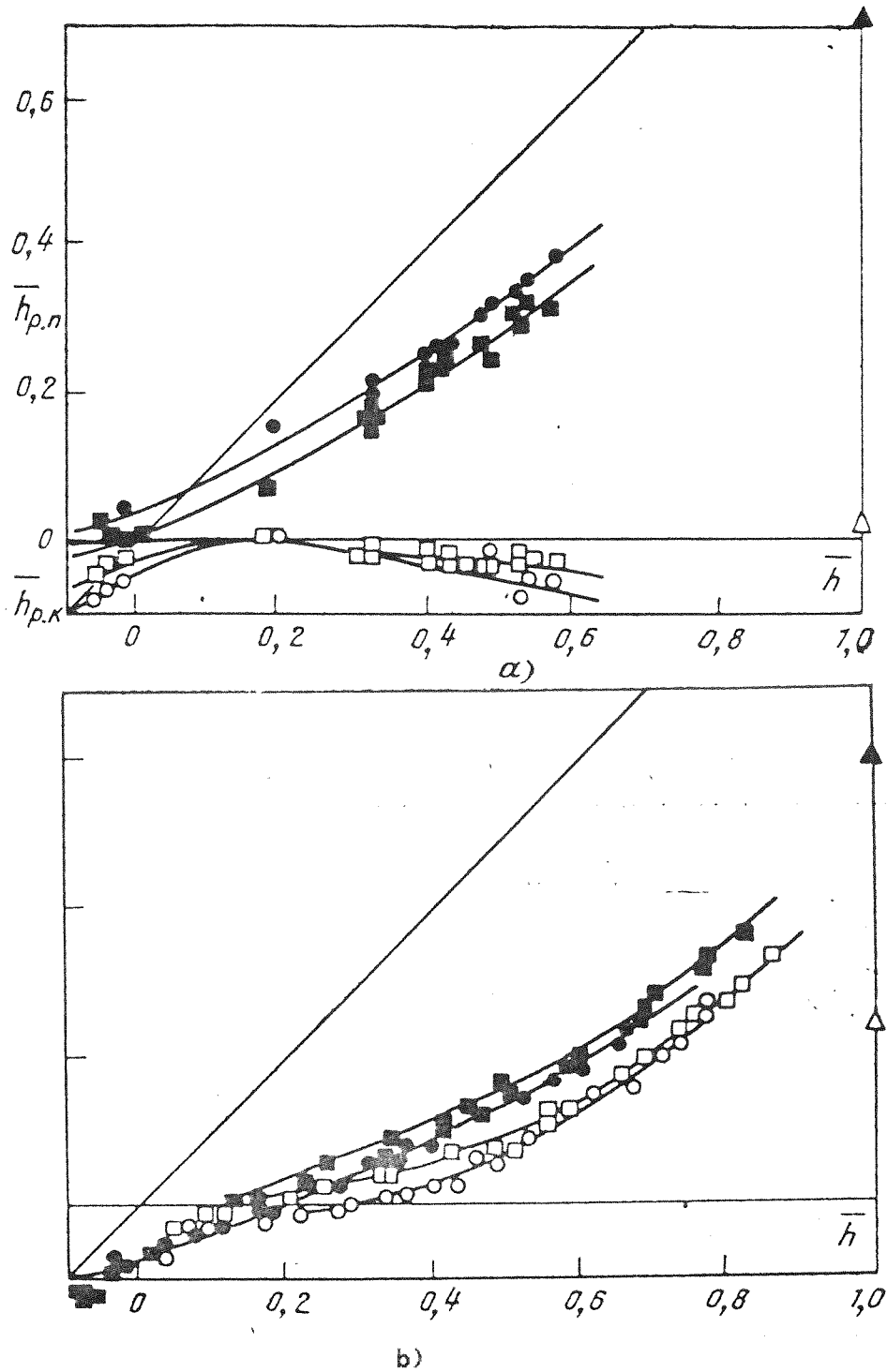


Abb. 1. Verteilung des Wärmegefälles in der Endstufe

a) Abhängigkeit der Wärmegefälle im Außenbereich $\bar{h}_{p,n}$ und am Fuß $\bar{h}_{p,k}$ vom Stufengefälle \bar{h} für die Variante A; b) gleiches für die Variante B.

In Abb. 1. a), b) wird die Abhängigkeit der Wärmegefälle am Gitter \bar{h}_p des Schaufelfusses vom Wärmegefälle der Stufe \bar{h} dargestellt. Alle Werte beziehen sich auf das Auslegungsgefälle der Stufe.

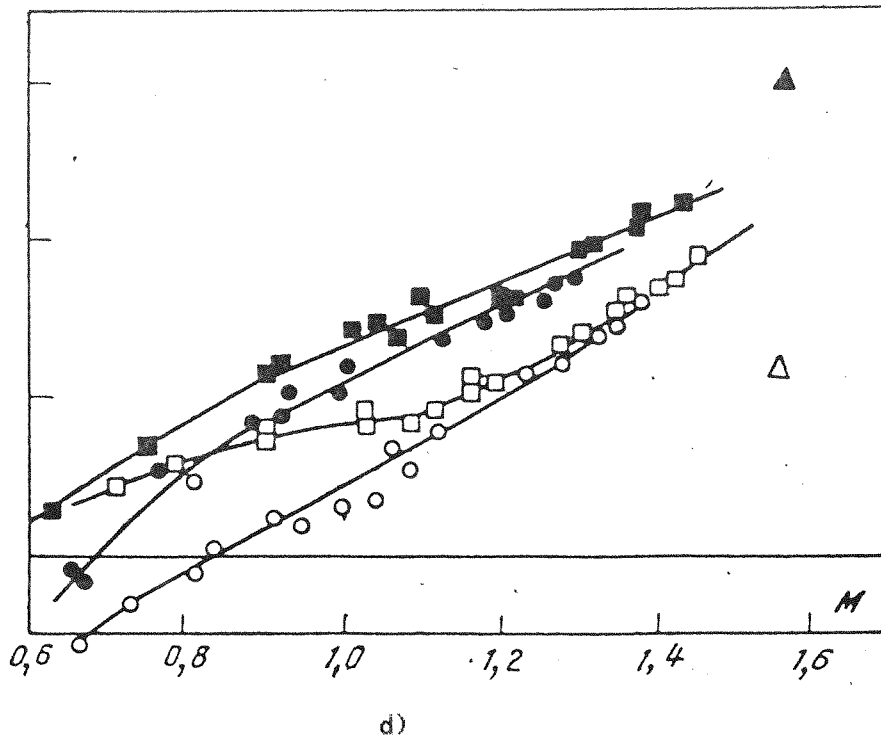
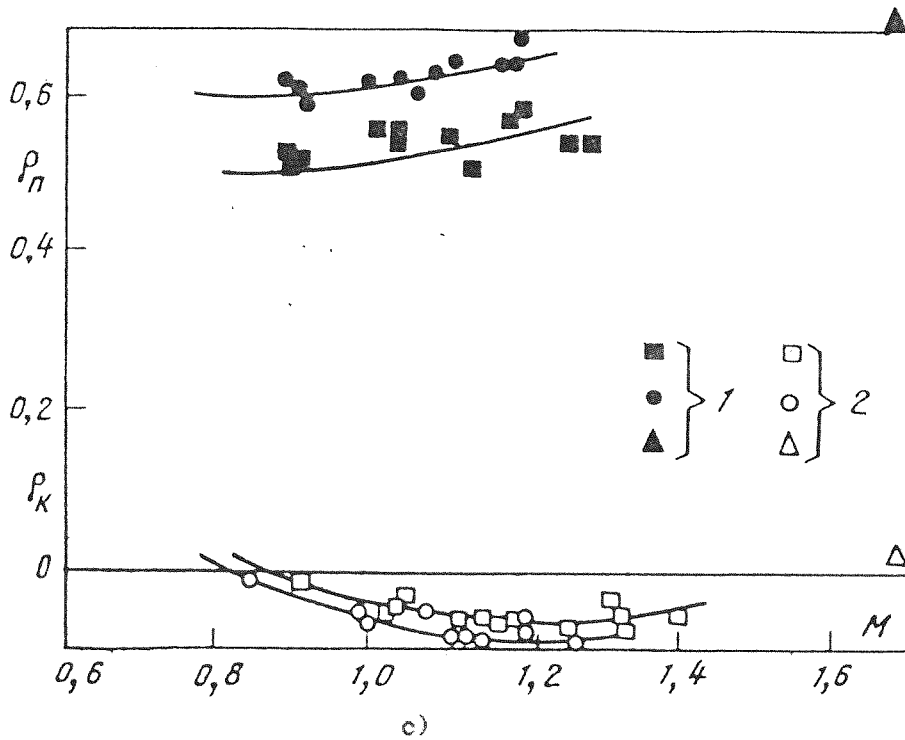
In der Variante A auf dem Diagramm Abb. 1 A ist das Wärmegefälle am Fuß der Schaufel $\bar{h}_{p,\kappa}$ im allgemeinen negativ. Wird der Wert h gesenkt, so erhöht sich anfänglich $\bar{h}_{p,\kappa}$, im Bereich von $0,1 \leq \bar{h} \leq 0,2$ nähert er sich an Null (der Druck vor und nach dem Gitter gleicht sich aus), danach senkt er sich wieder. Unter Arbeitsbedingungen der Turbine, die nahe dem Leerlauf liegen, ist das Wärmegefälle der Endstufen negativ.

Das Wärmegefälle im Außenbereich des Gitters $\bar{h}_{p,\pi}$ verringert sich ständig, wenn die Stufenbelastung gesenkt wird. Hier ist der Unterschied zwischen den Werten $\bar{h}_{p,\pi}$ auf der rechten und linken Seite zu sehen, der vor allem durch den Einfluß des Abdampfstutzens hervorgerufen wird. Im Bereich von $\bar{h}=0,1$ ist das Gefälle $\bar{h}_{p,\pi}$ auf der linken Seite nahe dem Wert h , d.h. der Druck vor und nach dem Leitgitter wird ausgeglichen. Auf der rechten Seite haben wir das gleiche, wenn $\bar{h}=0$ ist.

Aus den in Abb. 1. b) gezeigten Werten wird sichtbar, daß für die Variante B der Unterschied der Wärmegefälle der Gitter am Fuß und im Außenbereich niedriger als die Größe ist, von der bei der Berechnung ausgegangen wurde (durch eine feine Linie angedeutet).

Das Wärmegefälle ist am Fuß des Laufschaufelgitters groß, jedoch bei Belastungsverringerung der Stufe wird dieser Wert rasch kleiner. In den Intervallen $0,1 \leq \bar{h} \leq 0,2$ ist er Null und senkt sich bis auf negative Werte.

Bei der Verringerung der Stufenbelastung bleibt eine geringe Differenz zwischen den Werten $\bar{h}_{p,\pi}$ und $\bar{h}_{p,\kappa}$ aufgrund



(Fortsetzung Abb. 1:) c) Abhängigkeit der Reaktion im Außenbereich ρ_n und am Fuß ρ_k von der M -Zahl für die Variante A; d) gleiches für die Variante B. Die Berechnungswerte auf der linken und rechten Seite sind folgende: 1) Außenbereich; 2) Fuß.

des Einflusses der Neigung der Leitschaufeln. Am Fuß und im Außenbereich bleibt $\bar{h}_{p,n} = \bar{h}_{p,k} = 0$, die Druckwerte vor und hinter dem Laufschaufelgitter werden ausgeglichen.

Aus den Diagrammen der Abb. 1.c), d) sieht man die Abhängigkeit der Reaktionsgrade p von der Zahl M , die für die Isoentropengeschwindigkeit nach dem Stufengefälle definiert wurde. In der Variante A (Abb. 1.b) ist der Reaktionsgrad, wie vorauszusehen war, an der Wurzel ρ_k negativ, jedoch an der Peripherie ρ_n erheblich.

Für die Variante B (Abb. 1, 2) sind sowohl der hohe Reaktionsgrad am Fuß charakteristisch, der bei Verringerung der Stufenbelastung rasch fällt, als auch die geringe Differenz zwischen ρ_n und ρ_k .

Es wurde auch eine ausführliche Messung des Geschwindigkeitsfeldes am Ausgang der beiden zu erforschenden Stufen (Abb. 2) dargestellt. In Abb. 2.a) sieht man die Verteilung der Mach-Zahl gemäß der Achsenkomponenten der Ausgangsgeschwindigkeit M_z entlang dem Radius r auf der linken Seite bei Teillast der Stufe entsprechend der Varianten A. Sogar bei einer höheren Belastung ist der Einfluß der Sekundärströmungen am Fuß und im Außenbereich sichtbar. Bei einer Verringerung der Stufenlast verbreitert sich die Zone der Sekundärströmungen und verwandelt sich in eine umgekehrte Strömung ($M_z < 0$) um, die bei gewissen Arbeitsbedingungen ein breites Gebiet am Fuß der Stufe einnimmt. Bei Minimalbelastungen erscheint die umgekehrte Strömung ebenfalls im Außenbereich der Stufe.

In Abb. 2.b) wird für den gleichen Fall die Verteilung des Ausgangswinkel α_2 gezeigt. Auf dem Diagramm ist zu sehen, wie rasch sich der Winkel an der Grenze zur umgekehrten Bewegung verringert und in eine negative Größe übergeht.

Die Rückströmung am Fuß der Stufe ist eine Fortsetzung der Sekundärströmung. Der Eintritt der Strömung ins Schaufel-

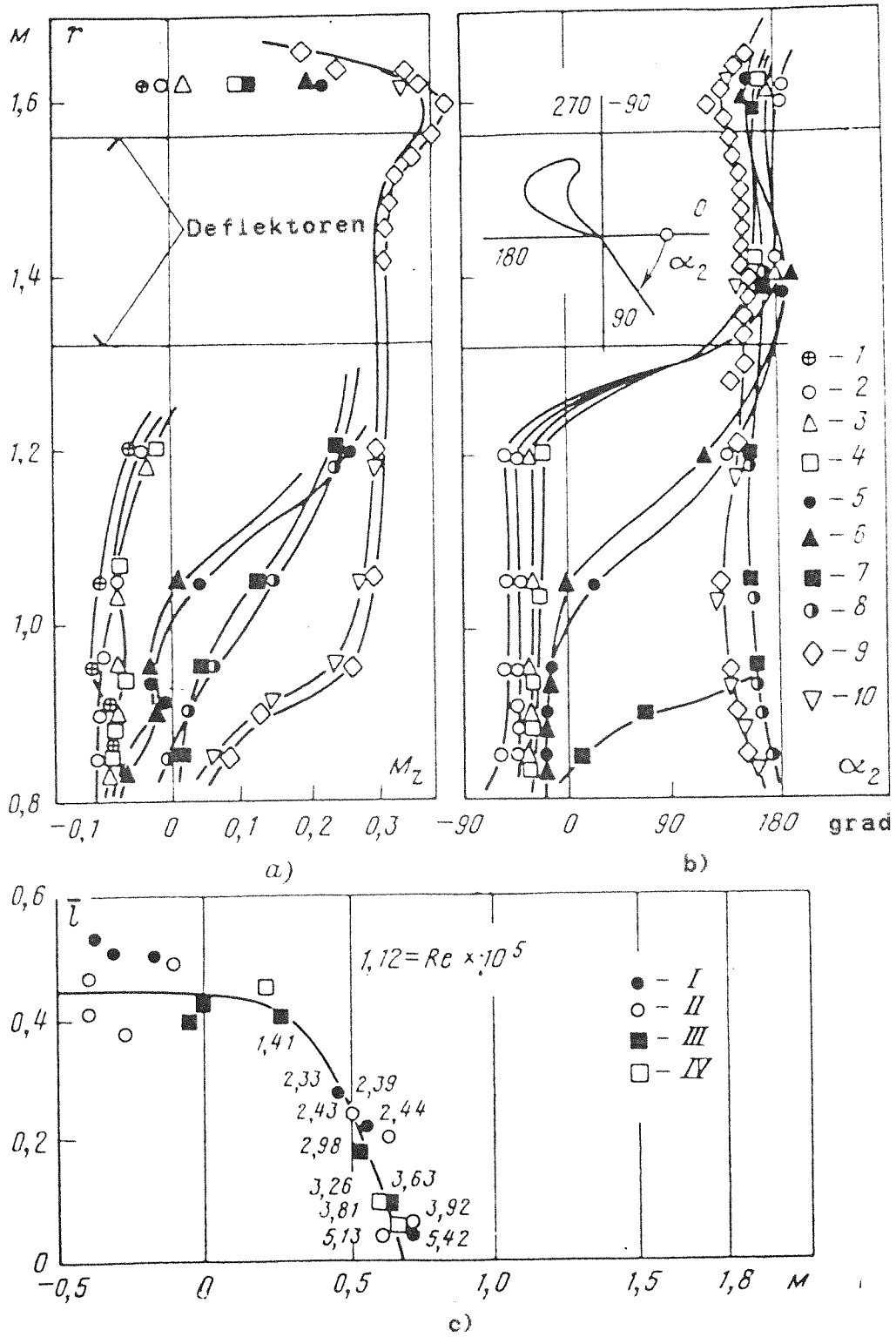


Abb. 2. Feldgeschwindigkeit am Ausgang der Endstufe
 a) Zahl M der Axialkomponente der Ausgangsgeschwindigkeit M_2
 in Abhängigkeit vom Radius r ; b) Ausgangswinkel der Strömung α_2

gitter erfolgt unter dem Winkel $-60^\circ \leq \alpha_2 \leq -20^\circ$ in der Richtung, die entgegengesetzt der Drehung der Schaufeln ist. Dieser Umstand bewirkt eine Steigerung der relativen Geschwindigkeit der umgekehrten Strömung im Verhältnis zu den Schaufeln. Falls der Dampf Wassertropfen enthält, kann auf diese Weise eine Erosion der Außenkanten entstehen.

Aus den beschriebenen Untersuchungen geht hervor, daß die umgekehrte Strömung der Endstufe von ihrer Belastung abhängt. Für eine qualitative Bewertung dieses Phänomens wurde die Abhängigkeit der relativen Größe des Abschnittes \bar{l} , wo die umgekehrte Strömung stattfindet, von den Größen M und Re (Abb. 2,b) ausgewählt.

Die Rückströmung macht sich am Fuß der Stufe bei $M=0,7$ bemerkbar. Bei Verringerung der Größe M erweitert sich das Gebiet der Rückströmung und bei $M=0,2$ ist sie ungefähr $\bar{l}=0,45$. Die Rückströmung ist unabhängig von der Reynold-Ziffer und der Geometrie der untersuchten Varianten der Stufen A und B. Aufgrund der Messungen wurde der Versuch unternommen, eine schematische Darstellung der Strömung in den Endstufen bei geringen Belastungen vorzunehmen.

(Fortsetzung Abb. 1:)

in Abhängigkeit vom Radius r ; c) Breite des Umkehrstroms am Fuß der Stufe, bezogen auf die Schaufellänge l , in Abhängigkeit von den Zahlen M und Re (Variante A: I) linke Seite, II) rechte Seite; Variante B: III) linke Seite; IV) rechte Seite); 1) Turbinenleistung, $P = 0$, $M = -0,38$; 2) $P = 10$ MW, $M = -0,38$; 3) $P = 20$ MW, $M = -0,30$; 4) $P = 30$ MW, $M = -0,17$; 5) $P = 50$ MW, $M = 0,57$; 6) $P = 70$ MW, $M = 0,48$; 7) $P = 104$ MW, $M = 0,70$; 8) $P = 147$ MW, $M = 0,72$; 9) $P = 184$ MW, $M = 1,07$; 10) $P = 200$ MW, $M = 1,01$.

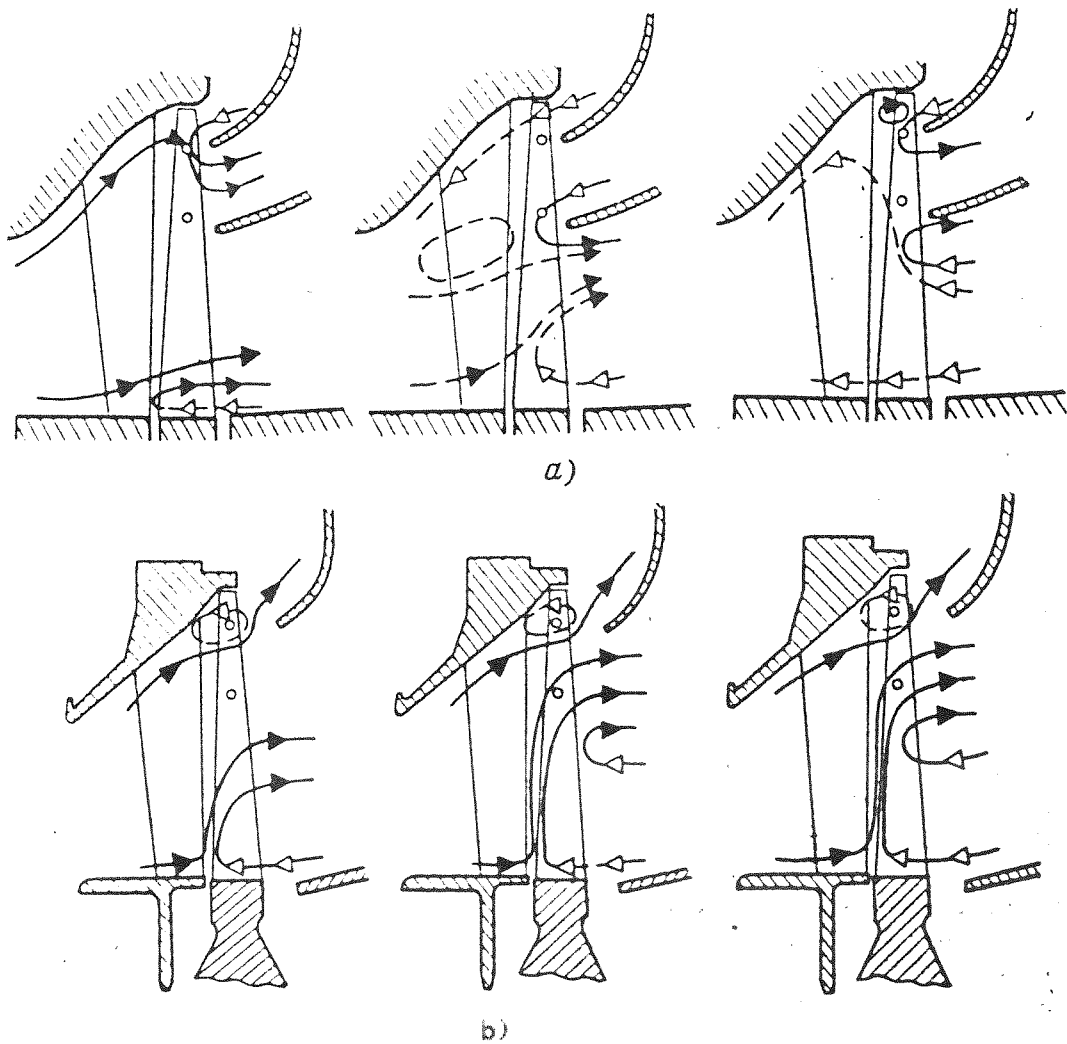


Abb. 3. Strömungsverlauf in der Endstufe bei geringen Belastungen
a) Variante A bei $M = 0,70; 0,50; -0,38$; b) Variante B bei $M = 0,67; 0,24; -0,09$.

Abb. 3 a zeigt das Strömungsbild für die Variante A bei nach rechts abnehmender Belastungen. Die Pfeile zeigen die Richtung der Strömung.

In den Bereichen, wo der Druck vor und hinter dem Gitter gleich ist, zeigen die Pfeile in beide Richtungen. Die Strömungsformlinie entspricht dem Druckgefälle und den Strömungsrichtungen.

Die Zahl $M=0,70$ gibt die Rückströmung (Strömung mit Vorzeichenumkehr) am Stufenfuß und im Außenbereich an. Die Rückströmung wird offenbar durch zwei Leitbleche hervorgerufen, die als Diffusoren wirken und durch die der Dampf aus der Umgebung angesaugt wird. Bei $M=50$ ist die Rückströmung am Fuß bereits vorhanden. Die Strömungsrichtung zwischen den Strahlablern verändert sich, es entsteht eine Wirbelströmung in den Außenbereichen der Leitschaufeln. Ein Außenwirbel am Leitgitter wird durch die meridionale Erweiterung des Gitters bewirkt. Bei geringen Geschwindigkeiten wird aus dieser Strömung deutlich ein Erweiterungsstrom, es findet eine Strömungsablösung an der Wand statt.

Im Leerlauf, wenn $M = -0,38$, erfolgt die Rückströmung auf der gesamten Stufe. Im Außenbereich der Laufschaufel entsteht wieder der Rückstrom und es bildet sich eine Wirbelbewegung. Die Rückströmung an der Stufe wird durch den Überlauf einer großen Dampfmenge in den Kondensator durch das BROU erklärt. Es findet ein beträchtlicher Druckanstieg in der Endstufe statt, ein Teil des Dampfes durchströmt die Endstufe im Rückstrom zur regenerativen Auswahl.

Die Veränderung des Strömungsfeldes im linken Teil der Stufe ist für die Variante B auf Abb. 3b dargestellt. Bei $M=0,67$ findet eine Rückströmung am Fuß statt. Gleichzeitig entsteht ein Peripheriewirbel. Die Entstehung dieses Wirbels hängt offenbar mit der Neigung der Leitschaufeln zusammen. Schaufeln dieser Art lenken den Strom von der Außenwand ab und rufen somit eine Strömungsablösung hervor.

Bei den folgenden Leistungsverringerungen bis $M=0,24$ und weiter bis $M= -0,09$ verändert sich der Charakter der Strömung im wesentlichen nicht. Es findet lediglich eine Erweiterung des Gebiets der Rückströmung am Fuß statt. Im diesem Fall entsteht keine Rückströmung an der Peripherie, da ein Leitblech keinen Diffusor schaffen kann. Die Rückströmung,

die die ganze Stufe erfaßt, wurde ebenfalls nicht erfaßt, da beim Übertritt einer geringeren Dampfmenge in den Kondensator das negative Druckgefälle nicht die Größe erreicht, wie bei der Stufe der Varianten A.

Der Strömungsverlauf in der Endstufe wird ausreichend charakterisiert von der Mach-Zahl für die Stufe und das Geschwindigkeitsverhältnis u_k/c , die gemäß der Umfangsgeschwindigkeit) am Fuß errechnet wird. Die Größe des Ablösungsbereichs \bar{l} verhält sich umgekehrt proportional zu M , wobei der Proportionalitätskoeffizient durch das Verhältnis zwischen Umfangsgeschwindigkeit und Schallwellengeschwindigkeit definiert wird. Das Verhältnis der Geschwindigkeiten untereinander wird für die Charakteristik des Wechselzustands der Stufen verwendet, wie z.B. für die Änderung des Wirkungsgrads η . Dies läßt sich für die Bestimmung der Grenze des Ventilationsbetriebs der Endstufe verwenden. η_{cs} wird davon ausgegangen, daß die Stufe keine Leistung ($\eta = 0$) ungefähr bei $u_k/c = 1,1$ mehr abgibt.

Öfters werden die Strömungszustände der Endstufe durch das Verhältnis des Dampfvolumentverbrauchs zum Auslegungsverbrauch $\overline{Gv_2}$ charakterisiert. Auf die gleiche Weise kann der Mittelwert der Achskomponenten der Ausgangsgeschwindigkeit, der mittels der Zahl M_{zc} definiert wird, eingesetzt werden. Die Volumenkurven können aufgrund der gemessenen Geschwindigkeitsverteilung nach der Stufe oder durch direkte Messung der Dampfmenge bestimmt werden.

Es stellt sich heraus, daß die Abhängigkeit von M_{zc} von M für beide untersuchten Stufen, wenn man die Streuung von Meßergebnissen berücksichtigt, ungefähr gleich ist (Abb. 4).

Auf Abb. 4 sind die wichtigsten Betriebsarten der Stufe dargestellt. Wenn die Zahl "Mach" bis auf $M=0,7$ gesenkt wird, so beginnt am Schaufelfuß eine Rückströmung. Der relative Volumenverbrauch erreicht bei dieser Betriebsweise folgende Werte:

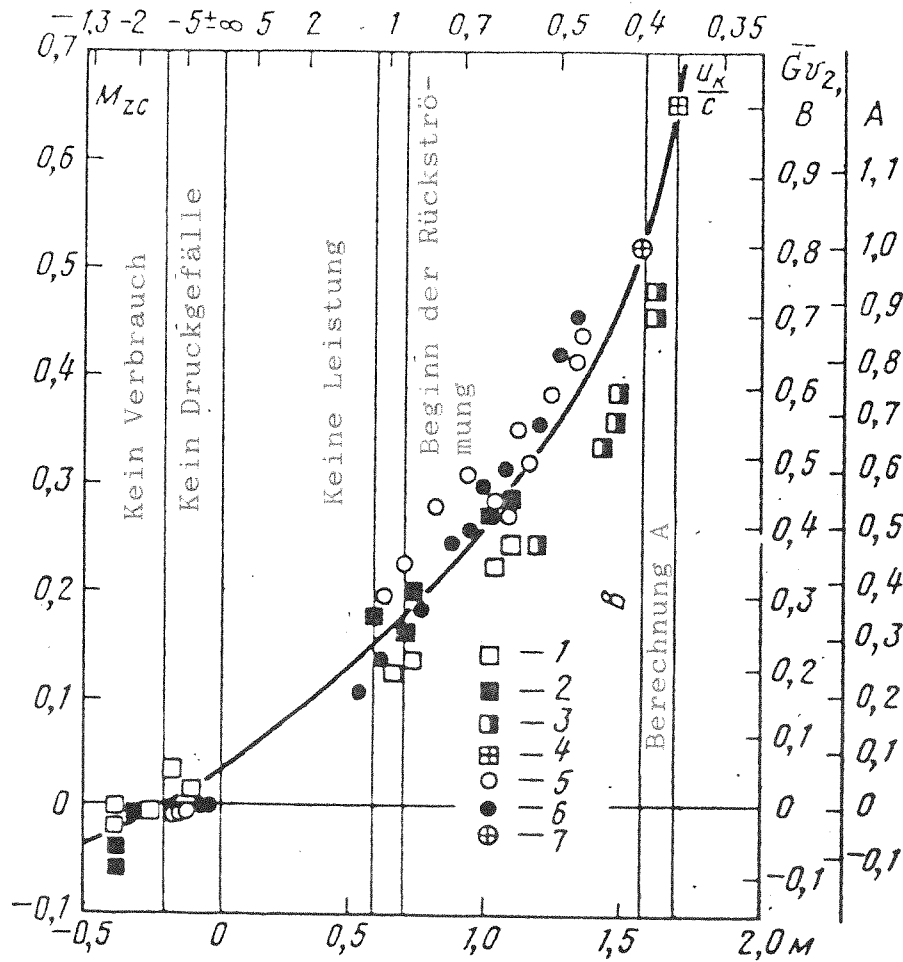


Abb. 4. Verbrauchskennlinie der Endstufe

Variante A: 1) rechte Seite; 2) linke Seite; 3) Verbrauchsmessung; 4) Berechnung; Variante B: 5) rechte Seite; 6) linke Seite; 7) Berechnung.

in der Variante A die Größe $\overline{Gv_2} = 0,28 \pm 0,08$
 in der Variante B die Größe $\overline{Gv_2} = 0,35 \pm 0,10$.

In dem Gebiet

$$u_k/c = 1,1 \quad (M = 0,58)$$

kann man erwarten, daß die Stufe keine Leistung mehr abgibt und bei gleichzeitiger Dampfexpansion ventiliert.

Nach der Bildung des Rückstroms am Fuß der untersuchten Endstufen findet ein Übergang zum Ventilieren statt. Die Strömungsbedingungen bei dieser Betriebsweise sind von den Auslegungsbedingungen weit entfernt. Im Zusammenhang mit der Abweichung von den Auslegungsbedingungen (z.B. Reaktions-erhöhung) wird es offensichtlich nicht gelingen, die Entstehung eines Rückstroms zu verhindern.

Auf dem Gebiet $0 \leq M \leq 0,58$ ventiliert die Endstufe bei gleichzeitiger Dampfexpansion. Bei $-0,2 \leq M \leq 0$ wirkt die Endstufe wie ein Ventilator bei Druckerhöhung. Bei weiterer Verringerung des Vakuums, z.B. bei Übertritt einer großen Dampfmenge in den Kondensator ($M < -0,2$) verändert sich die Strömungsrichtung in der Endstufe und der Dampf kann aus dem Kondensator in die erste Regenerationsentnahme entweichen.

Aus oben genannten Gründen ist es nicht wünschenswert, daß die Endstufe längere Zeit bei Betriebsbedingungen mit Rückströmung und Wirbelbewegung aktiv ist. Die Rückströmung ist die Quelle für Erregungskräfte, insbesondere in dem Fall, wenn der Rückstrom an den Außenkanten der Laufschaufel entsteht. Ebenfalls gefährlich sind Wirbelströme, die im Außenbereich der Stufe auftreten.

In der Varianten A der Endstufe wurde die Gefahr einer Entstehung der Rückströmung im Außenbereich gebannt und es wurde die Entstehung von Wirbelströmung im Außenbereich der Stufe durch Veränderung des Austrittsstützens unmöglich gemacht. Es ist erstrebenswert, eine kontinuierliche Betriebsweise der Stufe unter den Bedingungen $\overline{Gv_2} < 0,36$ zu vermeiden.

Bei Kondensationsturbinen mit zeitweiliger Vorwärmung und hohen Eintrittsparametern des Dampfes kann man für die relative Leistung ungefähr die Proportionalität von Leistung, Verbrauch und Druck annehmen:

$$\bar{P} = \bar{G} = \bar{p}_a,$$

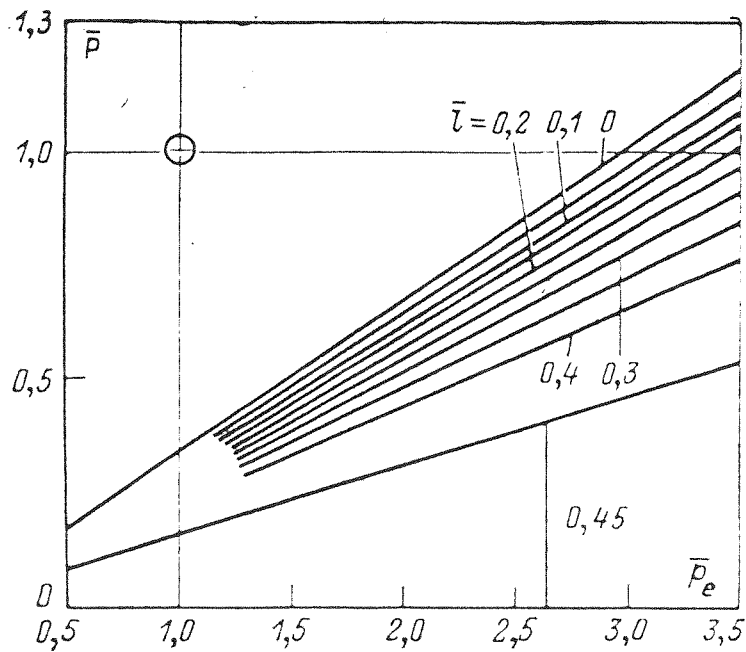


Abb. 5. Abhängigkeit der Breite des Rückstroms am Fuß der Endstufe der Variante A von der Turbinenleistung und dem Druck im Kondensator (die Berechnungswerte sind durch Punkte gekennzeichnet).

wobei \bar{p}_a das Verhältnis zwischen Druck vor dem Tiefdruckgebiet und dem Auslegungswert darstellt. So kann die Abhängigkeit, die auf Abb. 2 b gezeigt ist, für die Stufe A in die Abhängigkeit der Breite der Rückströmung am Stufenfuß 1 von der Leistung \bar{P} und dem relativen Druck im Kondensator \bar{p}_e (Abb.5) umgewandelt werden. Offenbar beginnt die Rückströmung bereits bei einem Drittel der Leistung der Turbine, wenn der Druck im Kondensator den Auslegungsdruck ums dreifache übersteigt. Der Betrieb der Turbine mit Rückstrom in der Endstufe ist gefährlich, besonders bei erhöhtem Druck im Kondensator.

Bei Turbinen mit großen Leistungen erhöhen sich die Anforderungen an den Leistungsarbeitsbereich. Kürzlich betrug die unterste Anforderung \bar{P} noch 0,6-0,7. Gegenwärtig liegt die Mindestanforderung bei kontinuierlichem Betrieb bei $\bar{P}=0,3\div 0,4$. Es ist äußerst schwierig, diesen Anforderungen

bei Ausschluß eines Betriebs mit Rückströmung in der Endstufe zu genügen. Die Anforderungen an die Dichte der Kondensationsanlagen erhöhen sich. Bei der Auslegung der Endstufe muß die Vorbeugung von Rückströmung besonders beachtet werden.

Aus Abb. 4 folgt, daß es wichtiger ist, die Endstufe für eine höhere Ausgangsgeschwindigkeit M_2 und für ein stärkeres Wärmegefälle M auszulegen. Man muß vorerst eine vorzeitige Strömungsablösung am Fuß des Laufschaufelgitters, die bei einem starken negativen Reaktionsgrad entsteht, verhindern. Der negative Reaktionsgrad kann als Folge unzureichender Berechnungsmethoden, Nichtbeachtung von Entwindung beim Rotieren der Laufschaufeln usw. hervorgerufen werden. Deshalb ist es ratsam, einen höheren Reaktionsgrad am Schaufelfuß zu wählen. Besondere Aufmerksamkeit verdient der Austrittsstutzen, der die Bildung einer Rückströmung und eines Wirbels an der Stufenkante bewirken kann.

L i t e r a t u r v e r z e i c h n i s

1. Драги И., Юза Я. Большие паровые турбины марки «Шкода». — «Чехословацкая тяжелая промышленность», 1967, № 8.

Drahý, Josef; Júza, Jan: Skoda steam turbines for large outputs.
In: Czechoslovak heavy industry. Praha, 1967, Nr 8, S. 20 bis 28.

2. Влияние режимных факторов на величину динамических напряжений в рабочих лопатках турбинной ступени. — «Теплоэнергетика», 1974, № 1. Авт.: Я. И. Шнеэ, В. Н. Пономарев, О. Н. Слабченко и др.

Šneé, Ja. I.; Ponomarev, V. N.; Slabčenko, O. N.; Zajcev, M. V.; Fedorov, M. F.: Vlijanie režimnych faktorov na veličinu dinamičeskich naprjaženij v rabočich lopatkach turbinnoj stupeni.

In: Teploenergetika. Moskva, 21 (1974), Nr 1, S. 49 - 52.
Engl.: Influence of the operational factors on dynamic stresses in moving blades of a turbine stage.
In: Thermal engineering. New York, 21 (1974), Nr 1, S. 70 bis 74.

3. Hauke, W.: Schaufelbrüche durch Erosion an den Laufschaufelaustrittskanten von Dampfturbinenendstufen.
In: Maschinenbautechnik. Berlin, 16 (1967), Nr 1, S. 25 bis 29.

4. Кириллов И. И., Фаддеев И. П., Радик С. В. Эрозия выходных кромок рабочих лопаток осевых турбин, работающих на влажном паре. — «Теплоэнергетика», 1972, № 4.

Kirillov, I.I.; Faddeev, I.P.; Radik, S.V.: Érozija vychodnykh kromok raboĉich lopatok osevykh turbin.
In: Teploenergetika. Moskva, 19 (1972), Nr 4, S. 38 - 41.
Engl.: Erosion of the trailing edges of moving blades in axial turbines operating on wet steam.
In: Thermal engineering. New York, 19 (1972), Nr 4, S. 55 bis 59.

5. Ecker, R.: Last L.P. blades for large steam turbines.
In: Prace Instytutu maszyn przepływowych. Warszawa, 35 (1969), Nr 42 - 44, S. 39 - 67.

6. Štastný, Miroslav; Falout, František: Experimentelle Untersuchungen über die Strömung in der letzten Stufe einer 200-MW-Dampfturbine.
In: Škoda-Revue. Praha, 1971, Nr 1, S. 37 - 48.

7. Лагун В. П., Симою Л. Л. Газодинамические исследования мощных паровых турбин. — В кн.: Котельные и турбинные установки энергетических блоков. Опыт освоения. М., «Энергия», 1971.

Lagun, V.P.; Simoju, L.L.: Gazodinamiĉeskie issledovanija moŉnykh parovykh turbin.
In: Kotel'nye i turbinnye ustanovki énergetičeskich blokov. Opyt osvoenija.
Moskva: Verlag "Énergija", 1971.
/Gasdynamische Untersuchungen an Hochleistungs-Dampfturbinen; russ./

8. О проектировании последних ступеней паровых турбин. — «Теплоэнергетика», 1970, № 2. Авт.: Б. М. Трояновский, В. П. Лагун, Е. В. Майорский и др.

Trojanovskij, B.M.; Lagun, V.P.; Majorskij, V.V.; Nojman, K.; Simoju, L.L.: O proektirovanii poslednich stupenej parovykh turbin.

In: Teploenergetika. Moskva, 17 (1970), Nr 2, S. 16 - 20.
Engl.: Designing steam turbine last stages.
In: Thermal engineering. New York, 17 (1970), Nr 2, S. 22
bis 27.

9. Štastný, M.; Brieh, J.; Turinský, M.: Aerodynamic
project design of the last stage of a large steam turbine.
In: Proceedings of the sixth conference on steam turbines of
large output. Pízeň, 16. - 19.9.1975.
Pízeň, 1975, S. 12 - 31.

(Czech scientific and technical society. Mechanical
engineering branch. - College of mechanical and electrical
engineering at Pízeň. - Škoda National Corporation)

Stuttgart, den 4. Februar 1994

Übersetzt von

(Andrea Ulrich-von Oertzen)
Dipl.-Übersetzerin

Ottmar Pertschi

(Ottmar Pertschi)
Dipl.-Übersetzer