

Usačev, I.P.; Neujmin, V.M.; Tichomirov, A.N. (Ingenieure)  
(K.E. Vorosilov-Ural-Turbomotorenfabrik)

**Verfahung zur Bestimmung der Erwärmung des NDZ-Durchströmteils bei  
sehr kleinen Dampfdurchsätzen**

aus: Energomašinostroenie. Leningrad, 23 (1977), Nr 2, S. 12 - 15.

Russ.:       Метод определения разогрева проточной части ц.н.д. при очень  
              малых расходах рабочего пара  
              Metod opredelenija razogreva protočnoj časti c.n.d. pri očen' malych  
              raschodach rabočego para

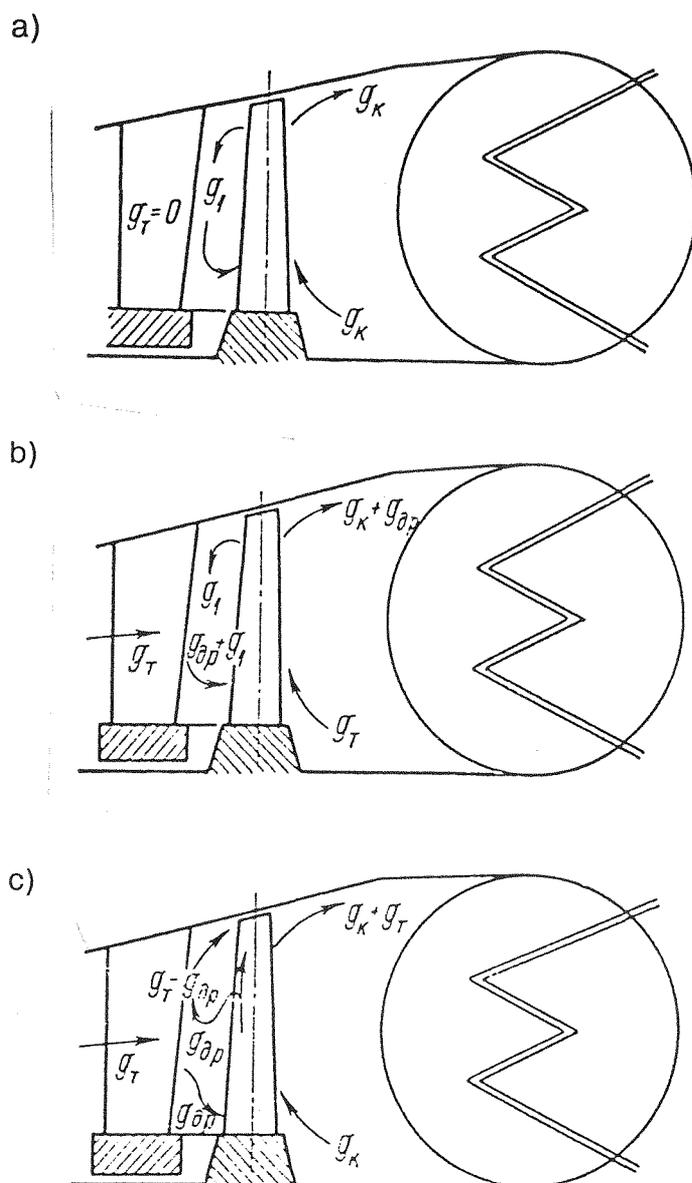
In den NDZ (Niederdruckzylindern) von Hochleistungsdampfturbinen tritt der Arbeitsdampf bei Fernwärmeauskopplung, im Motorenbetrieb und im Leerlauf in geringen Mengen ein und ist nicht in der Lage, die Ventilationsverluste zu kompensieren, weshalb es aufgeheizt wird. Die Erwärmungen des NDZ-Durchströmteils aufgrund des Dampfes können ganz beträchtlich sein, was eine Verbesserung der Zylinderkonstruktion erschwert und seine Betriebsbedingungen einschränkt.

Für Planung und Konstruktion bedarf es unbedingt einer physikalisch begründeten Methode zur Bestimmung des Wärmezustands im NDZ-Durchströmteils bei Ventilationsbetrieb unter geringen Dampfdurchsätzen. Dieser Methode bedarf es auch zur Erreichung der Maximalausnutzung von Turbinenanlagen im Betrieb.

Historisch gesehen sind die Untersuchungen über die Ventilationsbetriebe erst einige Jahrzehnte alt und hängen ursprünglich mit der Einrichtung von Partialstufen zusammen. Die Untersuchungen reduzierten sich auf die Bestimmung der Verluste Reibung - Ventilation [1]. Die zunehmenden Aggregatleistungen der Turbinen führten zur Herstellung von NDZ mit noch längeren Laufschaufeln, die im Ventilationsbetrieb an das mechanisch inerte Medium die Rotationsenergie abgeben, welche die Enthalpie dieses Mediums dissipativ erhöht [2 - 4]. Beim Betrieb unter kleinen Dampfdurchsätzen werden von der Ventilation alle NDZ-Stufen erfaßt, weshalb die Strömungen dort die Elemente des Durchströmteils äußerst stark erwärmen kann [5, 6]. Infolgedessen bekamen die Untersuchungen einen neuen Trend: die Bestimmung des Temperaturzustands des NDZ bei geringen Dampfdurchsätzen [7].

Gegenwärtig gibt es recht viele Arbeiten, über die man sich ein genaueres physikalisches Bild der Ventilationserscheinungen im NDZ verschaffen kann. Dies gibt uns die Möglichkeit, eine Methode zur Berechnung der Ventilationsverluste aufzustellen [9]. Die Versuchsangaben bestätigen die rechnerisch ermittelten Werte [2 - 4].

Der Belüftungsdampf ist neben dem Arbeitsdampf der Wärmeträger der dissipierenden mechanischen Wellenenergie. Der Unterschied zwischen der Arbeits- und Belüftungsströmung besteht in der Turbinenaktivität der ersteren, die mit seinem zunehmenden Durchsatz größer wird. Anzumerken bleibt, daß die Anwendung der Eulerschen Turbinengleichung auf den Arbeitsdampf und eine Vernachlässigung der Ventilationsströmungen dabei zu falschen Vorstellungen und Schlußfolgerungen führt, weil der physikalische Prozeß diesem im wesentlichen einfach widerspricht. So haben die Erwärmungen des NDZ nach [7] keine inneren Limits. Dies ist jedoch nur dann richtig, wenn keine Kondensator Kühlung stattfindet.



**Abb. 1. Schematische Darstellung der Dampfventilation in einem einstufigen Zylinder**

In Abb. 1 sind die rechnerischen Bewegungen der Betriebs- und Ventilationsströmung in einem Einstufenzylinder schematisch dargestellt. Abb. 1a) entspricht dem Nullverbrauch an Betriebsdampf ( $g_r = 0$ ), Abb. 1b) einem sehr geringen Durchsatz ( $g_r = g_{dp}$ ), wo dieser Durchsatz keine positive mechanische Funktion besitzt und nur mit dem mechanisch inerten Dampf in den Drehbereichen der Laufschaufeln in die Ventilation gelangt, wobei er den entsprechenden Durchsatz  $g_1$  verdrängt. Abb. 1c) gibt die Strömung bei geringem Betriebsdampf-Durchsatz wieder. Dabei wird ein Teil dieses Dampfes  $g_{dp}$  in den Drehbereich der Laufschaufeln hineingesogen und ersetzt den inerten Dampf  $g_1$ , der andere Teil  $g_r - g_{dp}$  geht über die Peripherie und hat dabei eine positive mechanische Funktion.

Nach dem in [9] dargestellten Verfahren kann man die Enthalpiezunahme des Ventilationsgases bei einmaligem Durchgang durch den Drehbereich der Laufschaufeln sowie die Relation der Massendurchsätze von Betriebs- und Ventilationsströmung berechnen. Diesem Verfahren liegt die Vorstellung zugrunde, daß die Strömungen (im gesamten Bereich) bis zu dem Moment gemischt seien, wo sich ihre gemeinsame Strömung teilt. Damit kann man die vollständige Enthalpiezunahme des aus der Stufe austretenden Dampfes bezüglich der Enthalpie des Dampfes bestimmen, der in den Drehbereich der Laufschaufeln aus dem Kondensator-Dampfraum angesaugt wird. Dafür genügt es, das Verhältnis der vollständigen Enthalpiezunahme zur einmaligen  $\alpha = \Delta i / \delta i$  zu berechnen. Dementsprechend wird die Überhöhung der Enthalpie des Betriebsdampfes über die Kondensatordampf-Enthalpie  $\alpha_\tau = \Delta i_\tau / \delta i$  berechnet. Die Werte  $\alpha$  und  $\alpha_\tau$  bezeichnen die Häufigkeit der Erwärmung des gemischten und des Betriebsdampfes.

Im ersten Fall (Abb. 1) ist der Kondensatordampf die einzige Kühlungsquelle der Stufe. Aus dem Gleichgewicht der Wärmeströme folgt

$$\alpha = 1 + \frac{g_1}{g_K},$$

wobei  $g_1$  und  $g_K$  die Massendurchsätze des Ventilationsdampfes von Dampfeintritts- und Kondensatorseite her bezeichnen.

Bei gleichen Durchsätzen ist die Häufigkeit der Erwärmung  $\alpha = 2$ , d.h. die volle Enthalpiezunahme des Dampfes in der Stufe ist gleich der doppelten Einheitszunahme  $\delta i$ . Analog erhalten wir die Lösung für den in Abb. 1b) dargestellten Fall

$$\alpha = 1 + \frac{g_1 + \alpha_\tau g_{dp}}{g_K + g_{dp}},$$

wobei  $g_{dp}$  den Massendurchsatz des drosselnden Betriebsdampfes bezeichnet, der  $g_1$  verdrängt.

Angemerkt sei, daß dieser Dampf sowohl zum Kühlen als auch zum Erwärmen der Stufe benutzt werden kann. Die Lösung von Abb. 1c) hat folgende Gestalt:

$$\alpha = 1 + \frac{g_{dp} + (\alpha_\tau - g_{dp})}{g_K + g_\tau},$$

wobei  $g_\tau$  der Massendurchsatz des Betriebsdampfes.

Bei Mehrstufenzylindern schreibt man die Lösung besser in rekursiver Abhängigkeit der entsprechenden Erwärmungshäufigkeiten:

$$\begin{aligned}
& g_1 + g_{dp1} - g_\tau + \beta_1(g_2 + g_3 + g_{dp3}) + \beta_1\beta_2 \times (g_4 + g_5 + g_{dp5}) + \dots + \beta_1 \dots \beta_{n-2} \times \\
& \quad \times (g_{2n-2} + g_{2n-3} + g_{dp2n-3}) + \beta_1 \dots \beta_{n-1} \times \\
& \quad \alpha_1 = 1 + \frac{\times (g_{2n-2} + g_{2n-1} + g_{dp2n-1} + \alpha_\tau g_\tau)}{g_K + g_\tau}; \\
& \quad \alpha_2 = \frac{\alpha_1 g_1 g_2}{\beta_1 (g_1 + g_\tau) (g_2 + g_\tau)} + [g_2 + g_3 + g_{dp3} + \beta_2 \times \\
& \quad \times (g_4 + g_5 + g_{dp5}) + \dots + \beta_2 \dots \beta_{n-2} (g_{2n-4} + g_{2n-3} + g_{dp2n-3}) + \beta_2 \dots \beta_{n-1} (g_{2n-2} + g_{2n-1} + g_{dp2n-1}) + \\
& \quad + a_\tau g_\tau] \left( \frac{g_1 + g_2 + g_\tau}{(g_1 + g_\tau) (g_2 + g_\tau)} \right); \\
& \quad \dots \dots \dots \\
& \quad \alpha_m = \frac{\alpha_{m-1} g_{2m-3} g_{2m-2}}{\beta_{m-1} (g_{2m-3} + g_\tau) (g_{2m-2} + g_\tau)} + [g_{2m-2} + g_{2m-1} + g_{dp2m-1} + \beta_m (g_{2m} + g_{2m-1} + g_{dp2m+1}) + \\
& \quad + \dots + \beta_m \dots \beta_{n-2} (g_{2n-2} + g_{2n-1} + g_{dp2n-1}) + a_\tau g_\tau] \left( \frac{g_{2m-3} + g_{2m-2} + g_\tau}{(g_{2m-3} + g_\tau) (g_{2m-2} + g_\tau)} \right); \\
& \quad \dots \dots \dots \\
& \quad \alpha_n = \frac{\alpha_{n-1} g_{2n-3} g_{2n-2}}{\beta_{n-1} (g_{2n-3} + g_\tau) (g_{2n-2} + g_\tau)} + (g_{2n-2} + g_{2n-1} + g_{dp2n-1} + \alpha_\tau g_\tau) \frac{g_{2n-3} + g_{2n-2} + g_\tau}{(g_{2n-3} + g_\tau) (g_{2n-2} + g_\tau)},
\end{aligned}$$

mit  $m = 1, 2, \dots, n$  Nummer der Stufe, berechnet vom Kondensator zum Dampfeintritt;  $\alpha_m = \Delta i_m / \delta i_m$  und  $\beta_m = \delta i_{m+1} / \delta i_m$  entsprechen der  $m$ -ten Stufe; die Durchsätze  $g$  sind vom Kondensator her durchnummeriert.

Turbine	Nr der Stufe	Fuß-	Laufschaufel-	Ventilations-	Einmalige
		durchmesser			
		mm		$g_\tau \approx 0; V_K = 15 \text{ m}^3/\text{kg}$	
T-100-130	XXIV/XXVI	1384	360	99	10,4
T-250/300-240	XXIX/XXXVIII	1450	420	208	13,7
T-100-130	25/27	1365	550	427	19,1
T-250/300-240	30/39	1450	650	425	22,1
T-250/300-240	31/40	1450	940	1595	40,5

Wichtig bleibt hinzuzufügen, daß die Häufigkeit der Erwärmung des Betriebsdampfes bei seinem konstanten Volumendurchsatz von der NDZ proportional ist zur Häufigkeit der Erwärmung des Dampfes in der  $m$ -ten Stufe.

Wir untersuchen den Wärmestrom des NDZ-Durchströmteils der Turbinen des Typs T-100/120-130 und T-250/300-240 der K.E. Vorošilov-Ural-Turbomotorenfabrik bei "sehr geringen" Betriebsdampfdurchsätzen. In der Tabelle sind die wichtigsten Eigenschaften der Stufen dieser Zylinder angegeben. Diese Charakteristika wurden auf der Grundlage von [9] ermittelt. Um zur Relation aller Massendurchsätze zu gelangen, muß man die Verdünnung der Dampfdichte vor der  $m$ -ten Stufe bestimmen, wenn kein Betriebsdampfdurchsatz vorliegt. Der

Verdünnungsbetrieb im Drehbereich der Laufschaufeln wird bestimmt durch die Umlaufgeschwindigkeit und den Koeffizienten  $\psi^2$  des Profilballens. Die Berechnung von  $\psi^2$  ist in [9] angegeben. Die mittlere integrale Axialprojektion des Einflusses der Umlaufgeschwindigkeit auf das Laufschaufelprofil ist eine Ableitung von  $\psi^2$  und wird folgendermaßen berechnet:

$$\psi_a^2 = \frac{1}{2B} \sum_{i=0}^{i=n} \left( \sin^2 \delta_{i+1} - \sin^2 \delta_i \right) \frac{\sin^2 \delta_{i+1} - \sin^2 \delta_i}{\delta_{i+1} - \delta_i} r_{i,i+1},$$

wobei  $B$  die Axialbreite des Profils;  $r_{i,i+1}$  der Radius des  $i$ -ten Bogens des Profilballens;  $\delta_i$  der Winkel zwischen der Drehrichtung und der Lage  $r_i$  im entsprechenden Verbindungspunkt der Bögen.

Aus der Gleichung folgt, daß die Drehbereiche der Laufschaufeln eigentümliche Trennwände darstellen, die dem mechanisch inerten Dampf kein Überspringen derselben gestatten. Die Berechnung zeigt, daß die relative Verdünnung der Dichte von Dampfeintrittsseite her, wenn kein Betriebsdampfdurchsatz stattfindet, durch den Betrieb der Profilperipherie der Laufschaufeln bestimmt wird. Diese Verdünnung berechnen wir nach [8]:

$$\bar{\delta\rho} = \psi_a^2 \left( 1 - e^{-\psi^2 \frac{u^2}{2gpV}} \right),$$

wobei  $p$  und  $V$  den Druck und das spezifische Volumen hinter der Stufe bezeichnen;  $u$  die periphere Umlaufgeschwindigkeit;  $\psi^2$  und  $\psi_a^2$  die Profilkoeffizienten der Laufschaufel in der Peripherie.

In Abb. 2 sind die Rechenschemata dargestellt, wie sie nach den oben genannten Vorstellungen (für Trockendampf) konstruiert wurden. Daraus folgt, daß, wenn kein Durchsatz von Betriebsdampf stattfindet, die Arbeitsmitteldichte vor der 1. NDZ-Stufe der Turbine T-100/120-130 um 10,5 % geringer ist als die Dichte im Kondensator. Derselbe Wert beträgt bei der Turbine T-250/300-240 18,1 %.

Der Maximalwert sehr geringer Durchsätze wird bestimmt durch den Moment, wo der Dampf aus dem Drehbereich der 1. NDZ-Stufe zur Dampfeintrittsseite hin austritt. In diesem Moment wird die Dampfdichte in den umgebenden Bereichen dieser Stufe in Axialrichtung ausgeglichen. Die Veränderung des Wärmezustands im NDZ-Durchströmteil der Turbinen T-100/120-130 und T-250/300-240 wurde nach der beschriebenen Methode bestimmt und ist in Abb. 3 graphisch dargestellt.

Die Auswertung dieser Graphiken läßt folgende Schlußfolgerungen zu:

1. Weil die Laufschaufeln länger und mehr Stufen vorhanden sind, ist der Erwärmungspegel im NDZ der Turbine T-250/300-240 doppelt bis dreimal so groß wie der im NDZ der Turbine T-100/120-130.

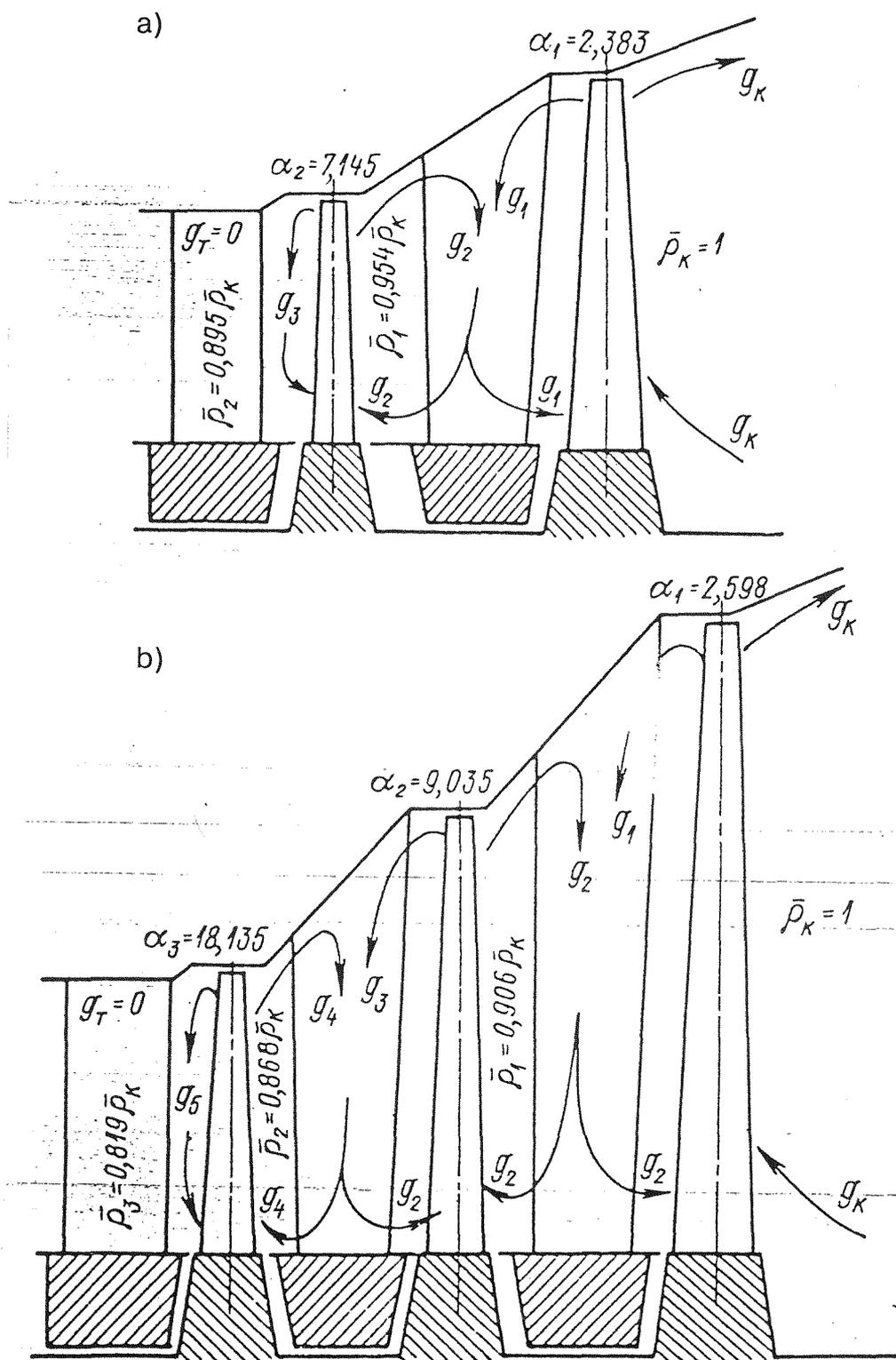
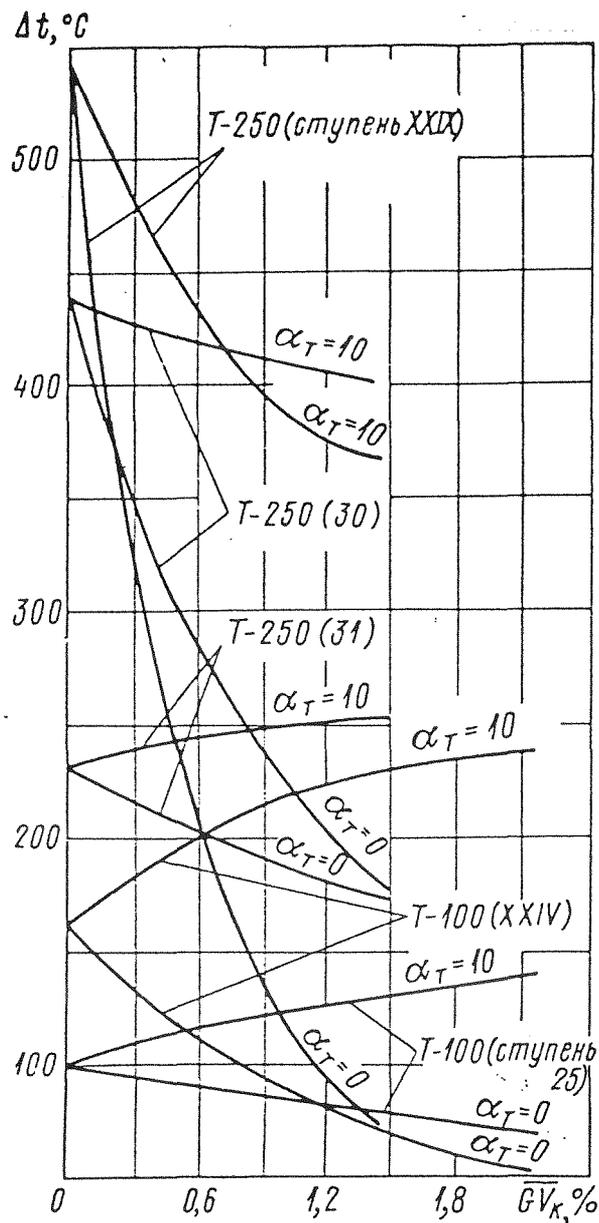


Abb. 2. Schematische Darstellungen der Dampfventilation im NDZ ohne Betriebsdampfdurchsatz in den Turbinen T-100/120-130 a) und T-250/300-240 b)



**Abb. 3. Graphische Darstellung der Erwärmung der NDZ-Stufen bei sehr geringen relativen Volumendurchsätzen des Betriebsdampfes  $\overline{GV}_K$  und unterschiedlichen Häufigkeiten der Anfangserwärmung dieses Dampfes (als Einheit wurde der nominale Volumendurchsatz angenommen)**

2. Liegt kein Durchsatz an Betriebsdampf vor, tritt die maximale Erwärmung in den ersten NDZ-Stufen auf und erreicht (im Trockendampf) 163 °C bei der Turbine T-100/120-130 und 542 °C bei der Turbine T-250/300-240.

3. Unter Betriebsbedingungen kühlt der Betriebsdampf praktisch immer die ersten Zylinderstufen.
4. Die Wirkung des Betriebsdampfes auf den Wärmezustand der Stufen nimmt zur Kondensatorseite hin ab.
5. Neben den radialen Temperaturgefällen in den Laufschaufeln treten in den Fußquerschnitten beträchtliche Temperaturgefälle auch in axialer Richtung auf: dieses Gefälle ist besonders groß in der letzten Stufe.

Abschließend sei bemerkt, daß man den allgemeinen Temperaturpegel in den genannten Fällen so begrenzen kann, daß die Dampferte von Kondensatorseite  $g_K$  her auf Sättigungsniveau gehalten werden, dies auch durch Verminderung von  $\alpha_t$ . Liegt kein Betriebsdampfdurchsatz vor und ist der Sättigungsdampfdruck im Kondensator zulässig, betragen die maximalen Temperaturen im NDZ der Turbine T-100/120-130 243 °C und der Turbine T-250/300-240 602 °C. Sie stellt man im Bereich der Endstufen fest.

#### Literatur

1. Stodola, Aurel: Steam and gas turbines. With a supplement on the prospects of the thermal prime mover. <Übers.> Louis C. Loewenstein. New York: Peter Smith, 1945, Bd 1, XVIII + 763 S.
2. Шапиро Г.А., Захаров Ю.В. и др.: Экспериментальное определение потерь мощности на трение и вентиляцию в турбине ЛМЗ типа ПТ-60-130. - Электрические станции. 1971, № 5, стр. 24 - 28.  
Šapiro, G.A.; Zacharov, Ju.V. u.a.: Eksperimental'noe opredelenie poter' moščnosti na trenie i ventiljaciju v turbine LMZ tipa PT-60-130. - In: Električeskie stancii. Moskva, 42 (1971), Nr 5, S. 24 - 28.  
<Experimentelle Bestimmung der Leistungsverluste an Reibung und Ventilation in einer LMZ-Turbine des Typs PT-60-130; russ.>
3. Шапиро Г.А., Трубилов М.А., Захаров Ю.В., Гуторов В.Ф., Бойко И.И.: Экспериментальное исследование потерь мощности на трение и вентиляцию в турбине УТМЗ типа Т-50-130. - Теплоэнергетика. 1972, № 1, стр. 63 - 66.  
Šapiro, G.A.; Trubilov, M.A.; Zacharov, Ju.V.; Gutorov, V.F.; Bojko, I.I.: Eksperimental'noe issledovanie poter' moščnosti na trenie i ventiljaciju v turbine UTMZ tipa PT-50-130. - In: Teploenergetika. Moskva, 19 (1972), Nr 1, S. 63 - 66.  
Engl. Übers.: Experimental investigation of power loss due to friction and windage in a UTZM T-50-130 turbine. - In: Thermal engineering. Oxford/New York, 19 (1972), Nr 1, S. 84 - 88
4. Аракелян Э.К., Ведяев Б.А., Киселев, Г.П.: Определение потерь на трение и вентиляцию в турбине К-200-130 ЛМЗ при работе ее в моторном режиме. - Известия Вузов. Энергетика. 1974, № 10, стр. 139 - 143.

Arakeljan, E.K.; Vedjaev, B.A.; Kiselev, G.P.: Opredelenie poter' na trenie i ventiljaciju v turbine K-200-130 LZM pri rabote ee v motornom režime. - In: Izvestija. Vysšie učebnye zavedenija. Energetika. Moskva, 17 (1974), Nr 10, S. 139 - 140.

<Bestimmung der Reibungs- und Ventilationsverluste in einer K-200-130 LMZ-Turbine bei Motorbetrieb; russ.>

5. Лагун В.П., Симою Л.Л., Фрумин, Ю.З.; Поволоцкий Л.В., Сухарев Ф.М.: Особенности работы последних ступеней ц.н.д. на малых нагрузках и холостом ходу. - Теплоэнергетика. 1971, № 2, стр. 21 - 24.  
Lagun, V.P.; Simoju, L.L., Frumin, Ju.Z.; Povolockij, L.V.; Sucharev, F.M.: Osobennosti raboty poslednich stupenej c.n.d. na malych nagruzkach i cholostom chodu. - In: Teploenergetika. Moskva, 18 (1971), Nr 2, S. 21 - 24.  
Engl. Übers.: Distinguishing feature of the operation of LPC last stages at low loads and under no-load conditions. - In: Thermal engineering. Oxford/New York, 18 (1971), Nr 2, S. 30 - 34.
6. Кириллов И.И., Носовицкий А.И., Рахманина В.Д.: Особенности течения пара в турбинной ступени на режиме холостого хода. - Энергомашиностроение. 1968, № 8, стр. 37 - 38.  
Kirillov, I.I.; Nosovickij, A.I.; Rachmanina, V.D.: Osobennosti tečenija para v turbinnoj stupeni na režime cholostogo choda. - In: Energomašinostroenie. Leningrad, 14 (1968), Nr 8, S. 37 - 38.  
<Besonderheiten der Dampfströmung in der Turbinenstufe im Leerlauf; russ.>
7. Бененсон Е.И.: Работа последних ступеней конденсационной турбины при малых объемных расходах пара. - Энергомашиностроение. 1960, № 12, стр. 33 - 36.  
Benenson, E.I.: Rabota poslednich stupenej kondensacionnoj turbiny pri malych ob'ennyx raschodach para. - In: Energomašinostroenie. Leningrad, 6 (1960), Nr 8, S. 33 - 36.  
<Funktion der letzten Stufen einer Kondensationsturbine bei geringen Dampfolumendurchsätzen; russ.>
8. Ландау Л/ев/ Д/авидович/, Лифшиц Е/вгений/ М/ихайлович/: Теоретическая физика. Т. 5: Статистическая физика. Москва: Наука, 1964, 568 стр.  
Landau, L/ev/ D/avidovič;/ Lifšic, E/vgenij/ M/ičajlovič/: Teoretičeskaja fizika. Tom 5: Statističeskaja fizika. Moskva: Nauka, 1964, 568 S.  
Dt.: Lehrbuch der theoretischen Physik. Bd 9: Statistische Physik. In dt. Sprache hrsg.v. Gerhard Heber. Berlin: Akademie-Verlag, 1987, 7., ber.u.erg.Aufl., 517 S.
9. Усачев И.П., Неуймин В.М., Тихомиров А.Н.: Расчет и анализ установившихся режимов ц.н.д. паровых турбин. - Энергомашиностроение. 1976, № 10, стр. 11 - 13.  
Usačev, I.P.; Neujmin, V.M.; Tichomirov, A.N.: Rasčet i analiz ustanovivšichsja režimov c.n.d. parovyx turbin. - In: Energomašinostroenie. Leningrad, 22 (1976), Nr 10, S. 11 - 13.  
<Berechnung und Analyse des stationären NDZ-Betriebs von Dampfturbinen; russ.>

Stuttgart, den 22. April 1998

übersetzt von



(Ottmar Pertschi)

Dipl.-Übersetzer