

EINIGE FESTIGKEITSPROBLEME DER SCHEIBE DER REGELSTUFE VON DAMPFTURBINEN IN INSTATIONÄREN BETRIEBSVERHÄLTNISSEN

Von

A. DONKÓ und E. PÁSZTOR

Lehrstuhl für Wärmekraftmaschinen, Technische Universität, Budapest

(Eingegangen am 30. Juni 1969)

Vorgelegt von Prof. Dr. D. BRODSZKY

1. Verhältnisse und Bedeutung der Untersuchung des Problems

Zur Befriedigung der ansteigenden Spitzenbedürfnisse der Verbraucher von elektrischer Energie werden die nicht als Hauptkraftwerk arbeitenden Dampfturbinen täglich eventuell mehrmals angefahren. Jedes Anfahren verursacht — abgesehen von dem bei dem Schnellanfahren auftretenden sehr intensiv instationären Wärmezustand — eine instationäre Wärmebelastung in der Turbine (in diesem Falle im Läufer). Auch die oftmalige Laständerung von bedeutender Geschwindigkeit verursacht einen instationären Wärmezustand im Läufer. Diese Feststellung gilt besonders für Dampfturbinen mit Regelstufe, wo die Änderung der in die Turbine strömenden Dampfmenge bzw. der Belastung der Turbine notwendigerweise eine Änderung der Temperatur und des Dampfdruckes im die Regelstufe umgebenden Läufergehäuse verursacht. Bei einer Laständerung ändert sich zuerst die Temperatur des äußeren Umfanges der Regelstufe infolge der Temperaturänderung des durch die Drehschaufel strömenden Dampfes, dann die Temperatur der zentralen Teile der Scheibe durch die Wärmeleitung des Scheibenwerkstoffes bzw. durch die Wärmeübertragung des die Scheibe umströmenden Dampfes [1, 2, 3].

Im wesentlichen spielt sich dieselbe Erscheinung beim Anfahren der Turbinen ab. Die Drehscheibe erwärmt sich — in Abhängigkeit von der Anfahrsgeschwindigkeit — entlang ihrem Radius ungleichmäßig. Die Untersuchungen über Anfahren und Laständerung haben gezeigt, daß in einem solchen Betriebszustand ein Temperaturunterschied zwischen den äußeren und inneren Teilen auftritt, der in Abhängigkeit von der Zeit besonders in der ersten Phase der Änderung ein bedeutendes Maximum hat.

Die Temperaturänderungen des zur Turbine gelangenden Dampfes sind bei einer Betriebsstörung auch sehr bedeutend. Sie können oft einen instationären Betriebszustand verursachen, der die Beschädigung sowohl des Ständers als auch des Läufers der Maschine herbeiführt.

Eine ungleichmäßige Erwärmung der Turbinenscheiben führt zu thermischen Spannungen in der Scheibe, die im Verein mit der mechanischen Belastung, im ungünstigen Falle, die Beanspruchung der Scheibe bedeutend

steigern. Das Auftreten der Wärmespannungen ist besonders für durchbohrte, auf die Welle aufgeschrumpfte Scheiben gefährlich.

Die spannungserhöhende Wirkung der zentralen Bohrung und die Unsicherheit des Übermaßes können dazu führen, daß die sich periodisch ändernde Gesamtspannung in der Scheibe die Fließgrenze überschreitet und die sogenannte kleinzyklische Ermüdungserscheinung verursacht [4—7]; deren Zykluszahl annähernd gleich der Zahl der instationären Betriebszustände während der Betriebszeit der Dampfturbine ist.

In der vorliegenden Arbeit werden die Festigkeitsverhältnisse bei den oben erwähnten Betriebszustandsänderungen untersucht, unter besonderer Berücksichtigung der für die Regelstufen der Dampfturbinen verwendeten Scheiben, die in der Mitte durchbohrt und auf die Welle aufgeschrumpft sind.

2. Die Berechnungsmethode

Bei unseren Untersuchungen wurden die numerischen Berechnungen nach zwei, auf verschiedenen Prinzipien beruhenden Methoden durchgeführt.

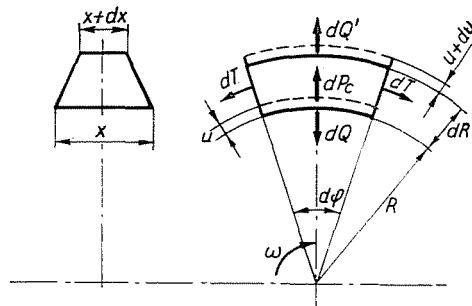


Abb. 1

Die eine Berechnungsmethode war die analytische von STOD (Bezeichnungen s. in Abb. 1), wo die Spannungen nicht mit zwei Berechnungen, sondern mit Hilfe von aus den Grenzbedingungen errechneten Integralkonstanten unmittelbar bestimmt werden [8]. Außerdem ist es charakteristisch für diese Methode, daß nicht die integrierte Form der Differentialgleichung den Ausgangspunkt bildet, sondern daß die Differentialgleichungen

$$d\sigma_r = -\sigma_r \left(\frac{dx}{x} + \frac{dR}{R} \right) + \sigma_t \frac{dR}{R} - \frac{\gamma}{g} \omega^2 R^2 \frac{dR}{R}$$

$$d\sigma_t = \sigma_t \left(\frac{dE}{E} - \frac{dR}{R} \right) + \sigma_r \left(\frac{dR}{R} - \frac{vdx}{x} - \frac{vdE}{E} - \right. \\ \left. - v \frac{\gamma}{g} \omega^2 R^2 \frac{dR}{R} - d(xt)E \right)$$

in Differenzgleichungen umgewandelt werden. Der Vorteil dieser Methode ist, daß die Scheibe nicht in Ringe von konstanter Breite sondern in kegelförmige Ringe unterteilt werden kann.

Die andere Berechnungsmethode stellt eine Abänderung der von JANOWSKIJ weiter entwickelten Donáthschen Methode dar [9]. Der Ausgangspunkt dieser Methode ist die integrierte Form der Differentialgleichungen

$$\sigma_r = \frac{C_1 E}{1 - \nu} - \frac{C_2 E}{(1 + \nu) R^2} - \frac{E}{R^2} \int_{R_1}^R \alpha t R dR - \frac{3 + \nu}{8} \frac{\gamma}{g} \omega^2 R^2$$

$$\sigma_t = \frac{C_1 E}{1 - \nu} + \frac{C_2 E}{(1 + \nu) R^2} + \frac{E}{R^2} \int_{R_1}^R \alpha \cdot t \cdot R \cdot dR - E \alpha t - \frac{1 + 3\nu}{8} \frac{\gamma}{g} \omega^2 R^2$$

und man bildet — unter Berücksichtigung der Wärmespannungen — die Summe der Spannungen für die einzelnen Ringe. Die tatsächlichen Spannungen für die Fälle $\omega \neq 0$ bzw. $\omega = 0$ sind aus den Ergebnissen der zwei Berechnungen unter Berücksichtigung der Grenzbedingungen zu bestimmen. Bei dieser Methode ist die Scheibe in Ringe von konstanter Breite zu unterteilen. Die gleichförmige Verteilung der Radialspannungen

$$\sigma_{rx_1} x_1 = \sigma_{rx_2} x_2$$

und die Gleichheit der Dehnungen

$$\frac{\sigma_{tx_1} - \nu_{x_1} \sigma_{rx_1}}{E_{x_1}} = \frac{\sigma_{tx_2} - \nu_{x_2} \sigma_{rx_2}}{E_{x_2}}$$

sichern den Übergang von einem Ring der Breite x_1 auf einen Ring der Breite x_2 .

Zur womöglich guten Näherung wurde die untersuchte Scheibe bei beiden Berechnungen in kegelförmige Ringe und in Ringe von konstanter Breite so unterteilt, daß die Verhältnisse $\frac{R_n}{R_{n-1}}$ und $\frac{x_n}{x_{n-1}}$, die in der Literatur empfohlenen Werte nicht überschreiten.

3. Ausgangsdaten der Untersuchungen, mit ihrer Einschränkung verbundene Überlegungen

Die Berechnungen wurden für die Scheibe der Regelstufe einer 50 MW Reaktionsdampfturbine durchgeführt, wobei der Druck des Frischdampfes der Turbine 90 at und seine Temperatur 535 °C betragen.

Diese Werte sind hoch genug, um ihre Änderungen, besonders bei plötzlicher Änderung, für die Bestimmung der Beanspruchung der Scheibe nicht

zu vernachlässigen. Neben dem Düsenkasten liegt die höchste Temperatur im Raum der Regelstufe (Läuferschrank) vor und hier ist auch die höchste Temperaturänderung während der Laständerung zu verzeichnen [1]. Bei rascher Laständerung (schnelles Anfahren + plötzliches Abstellen) entstehen bedeutende Temperaturunterschiede sowohl im Gehäuse als auch in der Scheibe, die dann die Beanspruchung des Werkstoffes des Gehäuses bzw. der Scheibe durch die Wärmespannung steigern.

Die untersuchte Scheibe ist in der Mitte durchbohrt und auf die Welle aufgeschrumpft. Durch diesen Umstand wird die (zentrifugale) Grundbeanspruchung des Scheibenwerkstoffes gesteigert.

Im weiteren wird untersucht, welche Temperaturunterschiede zwischen den inneren und äußeren Teilen der Scheibe entstehen können, ferner wie hoch die aus dem Aufschrumpfen entstehende Beanspruchung zweckmäßig anzusetzen ist.

Bei der Untersuchung der stoßweisen Laständerung wurden unter Berücksichtigung von Überlegungen und Daten der Literatur zwei instationäre Betriebszustände angenommen.

Der eine Betriebszustand stellt eine sprunghafte Lasterhöhung dar, die einer Zunahme des Dampfdurchsatzes von 48% auf 100% entspricht. Nach der Annahme war die Temperatur in der ganzen Masse der Scheibe im Beharrungszustand (Dampfdurchsatz von 48%) gleich 420 °C, und annähernd gleich der im Läuferschrank herrschenden Dampftemperatur. Nach der Lastzunahme steigt die Temperatur in dem Läuferschrank auf 488 °C.

Nach Literaturangaben [2] nähert sich die Temperatur des äußeren Scheibenumfanges (bis auf 2—3 °C) sehr schnell der Dampftemperatur, während der Innenteil der Scheibe nur mit bedeutender Verzögerung folgt.

So kann sich 5—6 Minuten nach Beginn der Laststeigerung zwischen dem inneren und äußeren Teil der Scheibe der maximale Temperaturunterschied einstellen. Der Temperaturunterschied nimmt nach dem Erreichen des Maximums rasch ab und beträgt nach etwa 120—140 Minuten nur 2—3 °C.

Die Kurve *a* in Abb. 2 zeigt den Temperaturverlauf nach der Annahme bei sprunghafter Lastzunahme, im Moment des maximalen Temperaturunterschiedes.

Die andere Laständerung stellt eine plötzliche, stoßweise Lastabnahme dar, wo der Dampfdurchsatz von 100% auf 35% sinkt. Bei einem Dampfdurchsatz von 100% beträgt die Temperatur der Scheibe dem Vorstehenden entsprechend ~485 °C. Nach der angesetzten Lastabnahme wird die Dampftemperatur im Läuferschrank etwa 410 °C betragen.

Der äußere Umfang der Scheibe wird infolge der intensiven Wärmeübertragung in kurzer Zeit abgekühlt.

Wegen der stoßweisen Lastabnahme wird die Temperatur der Scheibe vorübergehend nach der Kurve *b* in Abb. 2 verlaufen, d. h. die Temperatur

des Scheibenwerkstoffes wird bei der zentralen Bohrung 485°C und am äußeren Umfang 410°C betragen.

Die von uns angenommene stoßweise Lastzunahme, ferner die Annahme der Temperaturen scheinen in beiden Fällen nach den jetzigen Erkenntnissen etwas übertrieben zu sein, aber wir wollten damit die Möglichkeit einer Extrapolation bei der Einschränkung der realen Betriebsverhältnisse ausweichen.

Leider haben wir in der Literatur keine Versuchsergebnisse für die Temperaturverteilung in den Scheiben der Dampfturbine gefunden. Zur Durchführung von Versuchen hatten wir keine Möglichkeit, deshalb konnten wir uns bei unseren Überlegungen lediglich auf die Temperatur-Meßergebnisse im Trommelläufer, der Dampfturbine bzw. in den Scheiben der Gasturbine stützen [10—12].

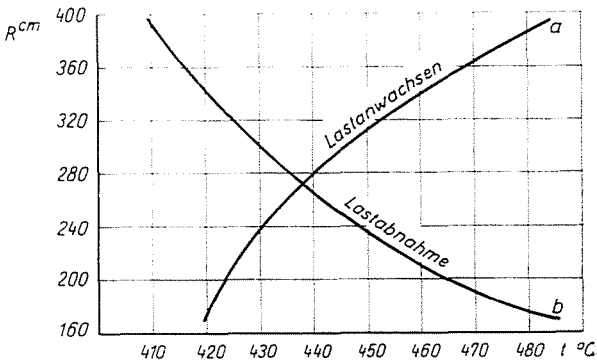


Abb. 2

Die Spannungen in den Querschnitten der Scheibe sind in einem zwischen den beiden angenommenen extremen Fällen liegenden Betriebszustand durch Interpolation zu bestimmen. Zur höheren Genauigkeit der Interpolation haben wir die Spannungen auch für Scheiben in ihrer ganzen Masse von gleicher Temperatur, wo keine Wärmespannung auftritt, berechnet.

Bei den Untersuchungen haben wir die radiale Druckspannung, die als mechanische Grenzbedingung an der Fläche der zentralen Bohrung der Scheibe aus dem Aufschrumpfen entsteht, angesetzt und als unabhängigen Parameter in den Berechnungen verwendet. Ihr Maximalwert ist mit der aus dem Aufschrumpfen entstehenden Druckspannung gleich, die dann auftritt, wenn zwischen der Welle und der auf diese aufgeschrumpten Scheibe kein Temperaturunterschied besteht, und die Welle sich nicht dreht.

Die maximale Druckspannung an der Oberfläche der zentralen Bohrung wurde aus der Passung der untersuchten Scheibe mit Hilfe der Gleichung des mittleren Passungsdruckes von Rankine bestimmt. Dieser Wert ergibt sich zu $p = -690 \text{ kp/cm}^2$.

Die Spannungsverteilung in der Scheibe wurde für Druckspannungen $p = -690 \text{ kp/cm}^2$, $p = -345 \text{ kp/cm}^2$ und $p = 0$ bestimmt. So ergab sich die Spannungsverteilung in der Scheibe als Funktion des Druckes (unabhängiger Parameter), aus der die Spannungen in den fraglichen Querschnitten der Scheibe durch Interpolation für die im instationären Betriebszustand tatsächlich auftretenden Passungsdrücke bestimmt werden.

Die Grenzbedingung am äußeren Umfang der Scheibe wurde aus der Fliehkraft des die Laufschaufel und die Füllspalten enthaltenden Ringes, als aus verteilte Belastung berechnet. Daraus ergibt sich die Beanspruchung an der äußeren ununterbrochenen Fläche zu $\sigma_{r1} = 195 \text{ kp/cm}^2$.

4. Berechnungsergebnisse, Schlussfolgerungen

Die Berechnungen wurden mit Hilfe der unter Punkt 3 besprochenen Methoden und der Grenzbedingungen durchgeführt. Die Definitionen der einzelnen Laständerungen sind zum leichteren Verfolgen der Berechnungsergebnisse tabellarisch angegeben.

	Temperatur in der Mitte der Scheibe	Temperatur am äußeren Umfang der Scheibe
Belastung	420 °C	485 °C
Stationärer Zustand	470 °C	470 °C
Entlastung	485 °C	410 °C

In der Mitte der Scheibe betragen die aus dem Aufschrumpfen entstandenen Radialspannungen $\sigma_{r0} = 0; -345; -690 \text{ kp/cm}^2$. In Abb. 3 ist der Verlauf der radialen (σ_r) und tangentialen (σ_t) Spannungen, die bei der Belastung in der Scheibe entstehen, als Funktion des Scheibenradius R für verschiedene σ_{r0} -Spannungen zu sehen. Die in der Scheibe entstehende σ_t -Spannung, die ihren Maximalwert in der zentralen Bohrung der Scheibe erreicht, wächst eindeutig mit der Zunahme der aus dem Aufschrumpfen entstehenden σ_{r0} -Spannung.

Es ist zu beobachten, daß eine negative σ_t -Spannung am äußeren Umfang der Scheibe wegen der Wirkung der auftretenden Wärmespannungen nur bei 0 bzw. bei sehr kleinen σ_{r0} -Belastungen entstehen kann.

Die in stationärem Betriebszustand entstehenden Spannungen (Abb. 4) weichen von dem Belastungsbetriebszustand darin ab, daß sich σ_t bedeutend mäßiger ändert und, hauptsächlich, daß mäßiger Tangentialspannungen in der zentralen Bohrung der Scheibe entstehen. Die Scheibe ist vom Gesichtspunkt der Spannungen σ_t aus gewissermaßen eine Scheibe gleicher Festig-

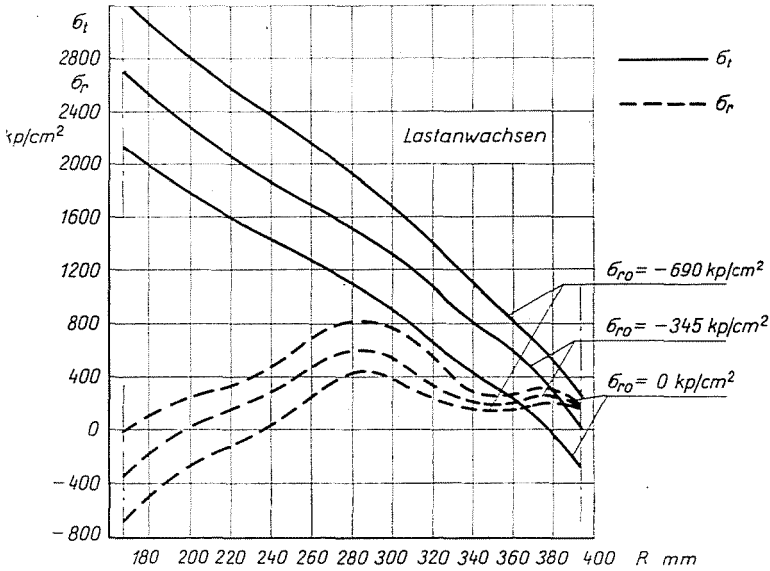


Abb. 3

keit geworden, weil der tangentielle Festigkeitsunterschied zwischen innerer Bohrung und äußerem Umfang infolge der Zunahme der am äußeren Umfang auftretenden σ_t -Spannungen bedeutend abnimmt.

Im Entlastungsbetriebszustand (Abb. 5) macht sich die obige Tendenz noch schärfer geltend, sie ändert sogar ihr Vorzeichen. Am äußeren Umfang der Scheibe entsteht eine höhere Tangentialspannung als im Zentrum. Die

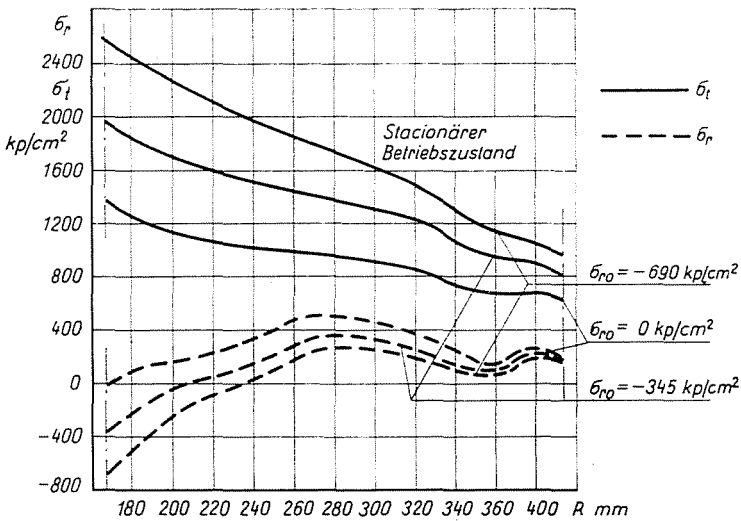


Abb. 4

Radialspannung kann neben der tangentialen mit guter Näherung vernachlässigt werden. Die im Verlauf der σ_t -Spannungen eintretenden, sehr bedeutenden Änderungen lassen auf das Auftreten der kleinzyklischen Ermüdung schließen. Die Änderung der tangentialen Spannungen ist besonders in der

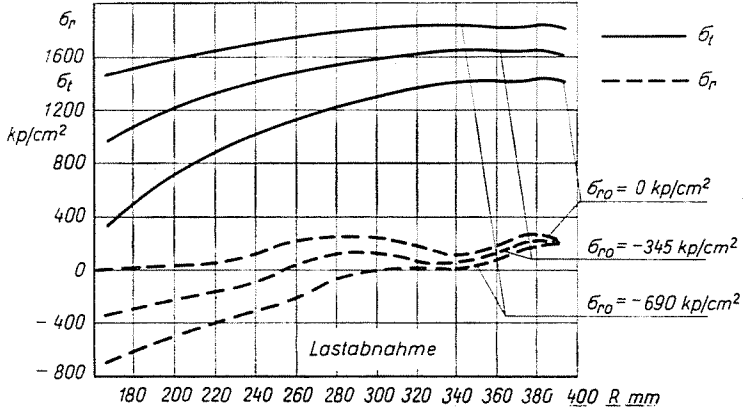


Abb. 5

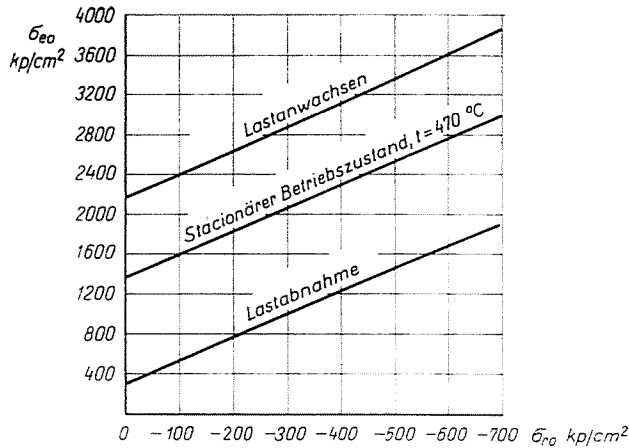


Abb. 6

zentralen Bohrung der Scheibe bedeutend, deshalb wird im weiteren dieses Problem untersucht.

Die in der inneren Bohrung der Scheibe entstehenden Spannungen σ_t und σ_r wurden nach der »Arbeitstheorie« summiert und der Verlauf der so bestimmten gleichwertigen Spannungen σ_{e0} als Funktion der in der zentralen Bohrung der Scheibe entstehenden Spannung σ_{r0} untersucht (Abb. 6). Der Abb. 6 ist eindeutig zu entnehmen, daß die in der Bohrung entstehende gleichwertige Spannung infolge des Aufschumpfens bedeutend ansteigt. Die

Laständerung ändert die Spannung σ_{e0} etwa um den Wert $\Delta\sigma_{e0} = 2000 \text{ kp/cm}^2$, was für das Auftreten der kleinzyklischen Ermüdung von entscheidender Bedeutung ist.

In Abb. 7 ist die in der zentralen Bohrung der Scheibe entstehende gleichwertige Spannung σ_{e0} als Funktion des zwischen dem äußeren und dem inneren Umfang der Scheibe entstehenden Temperaturunterschiedes Δt dargestellt, der die Laständerung zur Folge hat. Die Spannung σ_{e0} ändert sich als Funktion des Temperaturunterschiedes Δt nahezu linear.

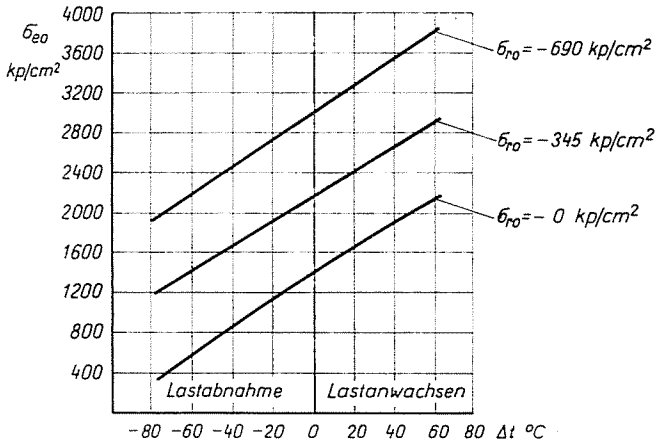


Abb. 7

Der Gradient des Spannungszunahme ist

$$\frac{\Delta\sigma_{e0}}{\Delta t} \approx 14-15 \text{ kp/cm}^2 \text{ } ^\circ\text{C}.$$

Das Maß des Aufschrumpfens und die Temperaturverteilung bestimmen also in entscheidendem Maße den Spannungszustand der in der Mitte durchbohrten Scheibe. Beide Faktoren wirken im Eintreten der kleinzyklischen Ermüdung wesentlich mit.

Infolge des Aufschrumpfens, besonders bei einer falschen Wahl des Übermaßes des Aufschrumpfens bzw. bei ungenauer Ausführung, können die in der Scheibe entstehenden Spannungen die Fließgrenze erreichen, wenn die bei der Laständerung entstehende Wärmespannung eine kleinzyklische Ermüdung verursacht.

Die Zykluszahl der den Schaden verursachenden kleinzyklischen Ermüdung ist in der Größenordnung gleich der Zahl der bedeutenden Laständerungen während der Lebensdauer einer Turbine (dazu zählen auch Anfahren und Abstellen). So kann die kleinzyklische Ermüdung bedeutend zur Zerstörung von Turbinenscheiben beitragen.

Zusammenfassung

Die Verfasser untersuchten die infolge von Laständerungen entstehenden Spannungsänderungen in der auf die Welle aufgeschumpften und am äußeren Umfang durch Zentrifugalkraft belasteten Scheibe der Regelstufe der Dampfturbine unter besonderer Berücksichtigung der kleinzyklischen Ermüdungserscheinung.

Die aus der Laständerung entstehenden und in der Scheibe auftretenden Temperaturunterschiede stellten Verfasser aufgrund thermisch-strömungstechnischer Überlegungen unter Berücksichtigung der Literaturangaben fest.

Nach der Untersuchung hängt die in der zentralen Bohrung der Scheibe auftretende gleichwertige Spannung σ_{e0} in bedeutendem Maße vom Temperaturunterschied Δt zwischen dem äußeren und inneren Umfang der Scheibe ab

$$\Delta\sigma_{e0}/\Delta t \approx 14-15 \text{ kp/cm}^2 \text{ } ^\circ\text{C.}$$

Infolge der in der Scheibe entstehenden hohen Spannungen kann leicht die Fließgrenze der Scheibe angenähert werden. In einem solchen Falle können die durch kleinzyklische Ermüdung auftretenden Spannungsänderungen in bedeutendem Maße zur Beschädigung der Scheibe beitragen. Auf die Wellen aufgeschumpfte hochbelastete Turbinenscheiben sind womöglich maximal vor einem instationären Betriebszustand zu schützen.

Literatur

1. PROKOPENKO, A. G., TRAVIN, N. N.: Erfahrungen beim An- und Abfahren einer Hochdruckturbine BWK 1. S. 18. 1958.
2. Селезнев, К. П.: Тепловое состояние роторов и цилиндров паровых и газовых турбин. Издательство «Машиностроение». Москва—Ленинград. 1964.
3. STODOLA, A.: Dampf- und Gasturbinen. Verlag von Julius Springer, Berlin. 1922.
4. YAO, J. T. P., MUNSE, W. H.: Low-cycle fatigue of metals. Welding Journal **41**, 1243 (1962).
5. ARTINGER, I.: A ferrit-perlites hőerőművi acélok fejlődése és alkalmazásuk problémái. Energia és Atomtechnika **11—12**, 642—647 (1967).
6. GILLEMOT, L.: Conference on Fracture, Sendai (Japan) Vol. 3, 1966.
7. GILLEMOT, L.: A kifáradás jelensége és a kifáradásra való méretezés. Gép **9**, 315—318 (1967).
8. Скубачевский, Г. С.: Авиационные газотурбинные двигатели, конструкция и расчет деталей. Оборонгиз. 1955.
9. Пономарев, С. А.: Основы современных методов расчет на прочность в машиностроении. Машгиз. 1952.
10. BAUMANN, A.: Bestimmung der Temperaturverteilung in Gasturbinenrotoren und -Zylindern mit dem elektrolytischen Trog. B. V. Mitt. S. 189, 1953.
11. Кузнецов, А. Л.: Температурное состояние ротора и корпуса газовой турбины ГТ—750—6 Энергомашиностроение. **12**, 15—19 (1967).
12. Селезнев, К. П.: Определение температурных полей в элементах паровых и газовых турбин методом электромоделирования. Энергомашиностроение. **10**, 1—5 (1963).

András DONKÓ

Dr. Endre PÁSZTOR

Budapest XI., Műegyetem rkp. 3., Ungarn