

UNTERSUCHUNG DER WIRKUNG DER KÜHLUNG VON GASTURBINEN-SCHEIBEN

Endre PÁSZTOR

Lehrstuhl für Flugzeuge und Schiffe
Technische und Ökonomische Universität Budapest
H-1521 Budapest, Ungarn
Fax: +361-463-1097

Eingegangen: 14. September 2005

Abstract

Cooling of different part of gas turbines is essential. The possibilities of optimal cooling of blade disks are investigated in details. The cooling of blade disk are optimal if the safety factor of the disk is maximal beside the given conditions. The magnitude of stresses caused by cooling is significant and so the advantages of cooling and the safety factor of disk can be changed in a negative way. According to the result of recent investigation, the cooling of disk should be realised on such a way that the average temperature of the disk is decreased and the temperature distribution between the out and inner part of the disk should not be increased. The safety factor of disk is increased in this mode of cooling.

Keywords: Optimal Blade Cooling, Intensity of Cooling, Heat Stress, Equivalent Heat Stress, Maximum Allowable Stress, Safety Factor.

Verzeichnis der verwendeten Symbole und Abkürzungen (in Textreihenfolge)

Symbol	Einheit	Bezeichnung
T_e	K	Turbineneintrittstemperatur
r	cm	Radius der Scheibe
r_q	cm	Außenradius
σ_{r_q}	dN/cm ²	Radiale Spannung am Außenradius (dN=10N)
r_o	cm	Innenradius
σ_B	dN/cm ²	Zugfestigkeit
σ_{300}	dN/cm ²	Zeitfestigkeit bezügl. 300 Stunden
σ_{100}	dN/cm ²	Zeitfestigkeit bezügl. 100 Stunden
E	dN/cm ²	Elastizitätsmodul
α	1 / K	Linearer Wärmedehnungskoeffizient
μ	–	Poißon-Zahl
x	cm	Dicke der Scheibe
ρ	kg/cm ³	Dichte der Scheibe
ω	1 / s	Winkelgeschwindigkeit
t	°C	Werkstofftemperatur (Scheibetemperatur)
σ_r	dN/cm ²	Radialspannung

Symbol	Einheit	Bezeichnung
σ_r	dN/cm ²	Tangentialspannung
C_1	–	Integral-Konstante
C_2	cm ²	Integral-Konstante
σ_{tq}	dN/cm ²	Tangentialspannung am Aussenradius
$\sigma_{\text{äqu}}$	dN/cm ²	Äquivalentspannung
S	–	Sicherheitsfaktor ($\sigma/\sigma_{\text{äqu}}$)
S_B	–	Sicherheitsfaktor bezügl. der Zugfestigkeit $\sigma_B/\sigma_{\text{äqu}}$
S_{300}		Sicherheitsfaktor bezügl. 300 Stunden ($\sigma_{300}/\sigma_{\text{äqu}}$)
S_{100}		Sicherheitsfaktor bezügl. 100 Stunden ($\sigma_{100}/\sigma_{\text{äqu}}$)
n	1/min	Drehzahl
$R;R'$	dN	Radialkraft
T	dN	Tangentialkraft
F_c	dN	Zentrifugalkraft
U	cm	Dehnung

1. Die Bedeutung der Kühlung von Gasturbinen-Komponenten und ein Zielkonflikt

Die Kühlung der verschiedenen Teile der Gasturbinen ist von grundlegender Bedeutung. Die Aussage der ‚optimalen Kühlung‘ ist auf unterschiedlichste Weise zu definieren:

Bei einer Turbineneintrittstemperatur von $T_e \geq 1200$ K bis 1300 K ist eine Intensität der Schaufelkühlung mittels Verdichterluft notwendig. Die Vergrößerung der Intensität der Schaufelkühlung ermöglicht eine weitere Vergrößerung der Turbineneintrittstemperatur und damit des thermischen Wirkungsgrades. Die Erhöhung des Kühlluft-Massenstroms ist aber nur auf Kosten der Leistung und des thermischen Wirkungsgrades möglich. Dem zu Folge muß es eine optimale Schaufel-Kühlluftmenge, die einen optimalen (maximalen) thermischen Wirkungsgrad gewährleistet [1, 2, 3].

In diesem Beitrag wird eine weitere Möglichkeit der Kühlungsoptimierung von Gasturbinen untersucht: Kühlung der Turbinen-Scheibe zur Erhaltung des maximalen Sicherheitsfaktors der Scheibe [4;5;6]. Bei Minderung der durchschnittlichen Scheibentemperatur, vergrößert sich zumeist der Temperaturunterschied zwischen den zentralen und äußeren Teilen der Turbinen- Scheiben. Dieser Temperaturunterschied verursacht eine beträchtliche Wärmespannung in der Scheibe, die den Sicherheitsfaktor der Scheibe vermindert.

Diese zwei Wirkungen (die durchschnittliche Temperaturminderung der Scheibe und die Wärmespannungs-Vergrößerung) ergeben den eigentlichen Belastungszustand der Scheibe. Hierzu werden folgende Untersuchungsschritte eingeleitet.

2. Die einzelnen Untersuchungsschritte

- Die Feststellung der Daten der untersuchten Scheibe (Geometrische Daten, mögliche Temperaturverteilungen).
- Die Feststellung der Materialdaten der Scheibe in Abhängigkeit von Temperatur und Radius.
- Die Bestimmung der tatsächlichen Spannungen der Scheibe in Abhängigkeit vom Radius.
- Die Festsetzung der Sicherheitsfaktoren der Scheibe in der Funktion von verschiedenen Temperaturverteilungen.
- Die Bewertung der Ergebnisse.

3. Die wichtigsten Eingangsgrößen der Untersuchung

Die maßstabgerechten Zeichnungen der untersuchten Scheibe werden in *Bild 1* dargestellt. Zwei unterschiedliche Scheiben wurden untersucht.

Die erste Scheibe (Scheibe A) ist ohne Zentralbohrung, die zweite Scheibe (Scheibe B) ist mit Zentralbohrung. Die radiale Spannung des Außenradius der beiden Scheiben beträgt $\sigma_{rq} = 1120 \text{ dN/cm}^2$ (gleichförmig verteilte Belastung der Schaufel).

In *Bild 1* wurden die verschiedenen Temperaturverteilungen (I;II;III;IV;) dargestellt.

Mit Zunahme der Kühlungs-Intensität (I=schwache Kühlung; IV=starke Kühlung) vergrößert sich der Temperaturunterschied zwischen den zentralen und den äußeren Teilen der Turbinen-Scheiben. Es ist eine grundlegende Gesetzmässigkeit [7, 8].

In *Bild 2* werden die verschiedenen Materialkonstanten der Scheibe in Abhängigkeit der Temperatur vorgestellt.

Die Scheibe ist aus warmfesten Stahl (Nimonic 125-132). Hier wird die Zugfestigkeit σ_B , die unterschiedlichen zulässigen Zeitfestigkeiten σ_{100} und σ_{300} und das Elastizitätsmodul E sowie der lineare Wärmeausdehnungskoeffizient α dargestellt.

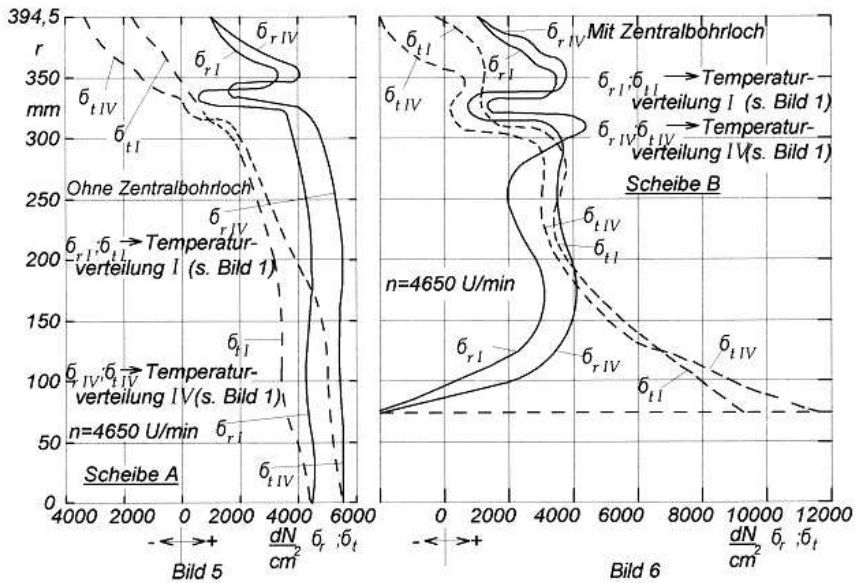
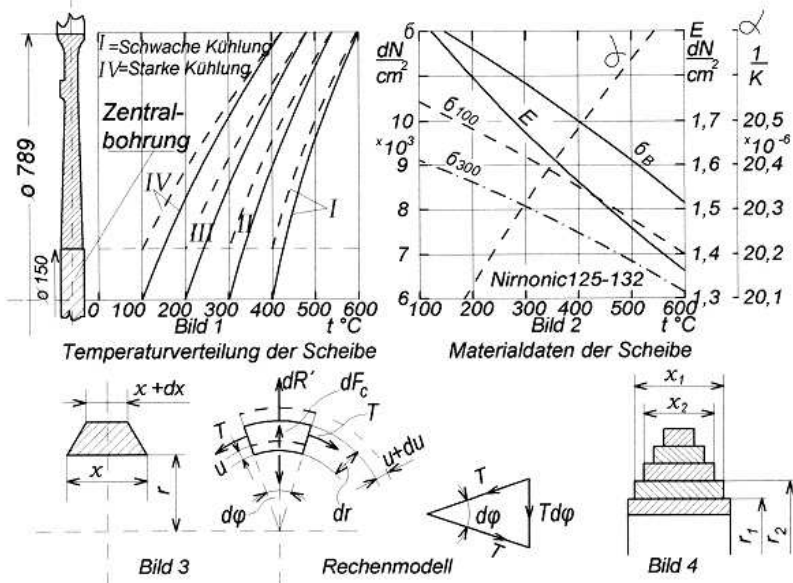
Die Poisson-Zahl μ ist mit sehr guter Annäherung konstant in diesem Bereich ($\mu=0,3$).

4. Verwendete Berechnungsmethoden

Bei den Untersuchungen wurden numerischen Berechnungen nach zwei unterschiedliche Methoden, im Interesse der Gegenüberstellung und Sicherheit, durchgeführt.

Die Grundlage der Berechnungsmethoden bilden das Gleichgewicht der Elemente von rotierenden Scheiben (*Bild 3*).

Eine von uns angewendete Berechnungsmethode ist die analytische Methode.



Die Veränderung der Spannung in den Scheiben

Bei dieser Methode werden nicht 2 Berechnungen (siehe später) angewendet, sondern mit Hilfe der Grenzbedingungen errechnete Konstanten unmittelbar bestimmt [9]. Für diese Methode ist charakteristisch, daß nicht die integrierte Form der Differenzialgleichung den Ausgangspunkt bildet, sondern daß die Differenzialgleichungen umgewandelt werden.

Die zwei Differenzgleichungen ($\Delta\sigma_r; \Delta\sigma_t$):

$$\Delta\sigma_r = -\sigma_r \left(\frac{\Delta x}{x} + \frac{\Delta r}{r} \right) + \sigma_t \frac{\Delta r}{r} - \rho\omega^2 r^2 \frac{\Delta r}{r}$$

$$\Delta\sigma_t = \sigma_t \left(\frac{\Delta E}{E} - \frac{\Delta r}{r} \right) + \sigma_r \left(\frac{\Delta r}{r} - \mu \frac{\Delta x}{x} - \mu \frac{\Delta E}{E} \right) - \rho\omega^2 r^2 \frac{\Delta r}{r} - \Delta(\alpha t) E$$

Der Vorteil dieser Methode ist, daß die Scheibe nicht in Ringe von konstanter Breite, sondern in kegelförmige Ringe unterteilt werden kann. Dieses Berechnungsverfahren läßt sich bevorzugt per Computer anwenden.

Die weitere Berechnungsmethode stellt eine Abänderung der von Beck weiterentwickelten „Gamel-Methode“ dar [10;11;12]. Der Ausgangspunkt dieser grafischen-numerischen Methode ist die integrierte Form der Differentialgleichung und bildet unter Berücksichtigung der Wärmespannungen die Spannungen für die einzelnen Ringe. Bei dieser Methode ist die Scheibe in Ringe von konstanter Breite ($x = \text{konst.}$) zu unterteilen.

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 (Methode der zwei Rechnungen).

$$\sigma_r = \frac{C_1 E}{1-\mu} - \frac{C_2 E}{(1+\mu)r^2} - \frac{E}{r^2} \int_{r_1}^r (\alpha t) r dr - \frac{3+\mu}{8} \rho\omega^2 r^2$$

$$\sigma_t = \frac{C_1 E}{1-\mu} + \frac{C_2 E}{(1+\mu)r^2} + \frac{E}{r^2} \int_{r_1}^r (\alpha t) r dr - E(\alpha t) - \frac{1+3\mu}{8} \rho\omega^2 r^2$$

Die gleichförmige Verteilung der Radialspannungen (*Bild 4*):

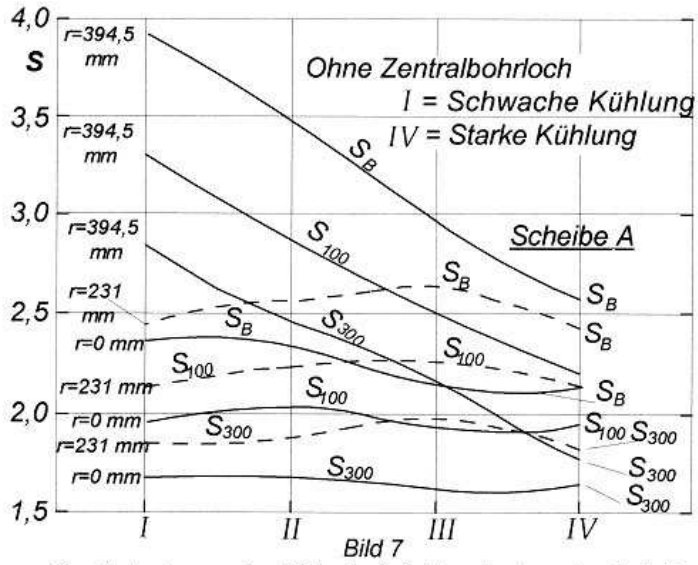
$$\sigma_{rx1} x_1 = \sigma_{rx2} x_2,$$

und die Gleichheit der tangentialen Dehnungen:

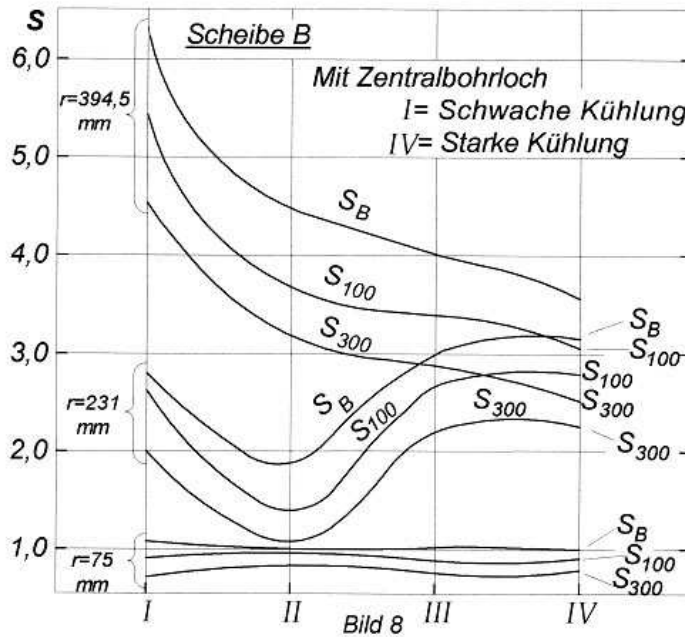
$$\frac{\sigma_{tx1} - \mu_{x1} \sigma_{rx1}}{E_{x1}} = \frac{\sigma_{tx2} - \mu_{x2} \sigma_{rx2}}{E_{x2}}$$

sichern den Übergang von einem Ring der Breite x_1 auf einen Ring der Breite x_2 , während der Radius (r) der Ringe konstant bleibt.

Zur Näherung wird die untersuchte Scheibe in Ringe von konstanter Breite so unterteilt, daß die Verhältnisse r_n/r_{n-1} und x_n/x_{n-1} die Werte von 1,08 bis 1,1 (in reziprok: 0,93 bis 0,91) nicht überschreiten. Diese Regel ist für beide Berechnungsmethoden gültig.



Die Veränderung des Sicherheitsfaktors in der voller Scheibe



Die Veränderung des Sicherheitsfaktors in der löcheriger Scheibe

5. Auftreten verschiedener Spannungen in den Scheiben aufgrund Unterschiedlicher Randbedingungen

Die beiden Berechnungsmethoden ergaben die gleichen Ergebnisse innerhalb der Fehlertoleranz, daher werden wir nur eins der Ergebnisse darstellen. In der ersten vollen Scheibe kann man die entstehenden

Spannungen mit unterschiedlichen Temperaturverteilungen (Scheibe A, ohne Zentralbohrung) in Abhängigkeit vom Radius betrachten, (*Bild 5*). Den Randbedingungen gemäß, $\sigma_{r0} = \sigma_{r0}(r = 0)$ und am Außenrand $\sigma_{rq} = 1120 \text{ dN/cm}^2$. Es ist wichtig zu beachten, daß beide Spannungen ($\sigma_r; \sigma_t$) durch die Temperaturverteilung IV bedeutend größer sind.

Hinweis:

Bei der Temperaturverteilung IV = starke kühlung, wird die Scheibe Durchschnittlich kälter, aber der Temperaturunterschied zwischen dem innen-und Außenradius wird auch größer.

Die Spannungen der Scheibe B (mit Zentralbohrung) sind auf *Bild 6* zu erkennen. Die äußeren Randbedingungen sind identisch. Die Tangentialspannung steigt aufgrund der gelochten Scheibe stark an $\sigma_{r0} = 0$; $\sigma_t > 0$; besonders bei der Temperaturverteilung IV.

Es ist einsehbar daß die starke Kühlung sowohl Vor – als auch Nachteile hat.

6. Bestimmung der Sicherheitsfaktoren von Scheiben

Vor Bestimmung der Sicherheitsfaktoren müßen vor allem die äquivalenten Spannungen defindert werden, weil die den Bezug für den Sicherheitsfaktor darstellen.

Es gibt mehrere mögliche Definitionen. Nehmen wir zum Beispiel die folgende:

$$\sigma_{\text{äqu}} = \sqrt{\sigma_r^2 - \sigma_r \sigma_t + \sigma_t^2}$$

Mit dieser Definition bestimmen wir den Sicherheitsfaktor: $S = \frac{\sigma}{\sigma_{\text{äqu}}}$,

wo σ im Material zulässige maximale Spannung darstellt.

In der vollen Scheibe (Scheibe A) entstehen bei unterschiedlichen Radien verschiedene Sicherheitsfaktoren in Abhängigkeit von der Kühlungsintensität, (*Bild 7*). Es ist bemerkenswert, daß die Erhöhung der Kühlungsintensität beim Außenradius, zu einer Verringerung des Sicherheitsfaktors führt. Die Ursache dafür ist der Anstieg der Wärmespannungen.

Die Sicherheitsfaktoren sind bei den mittleren und kleinen Radien der Scheibe annäherungsweise Konstant. Hier gleichen sich die Wärmespannungsveränderungen und die Änderungen der zuläßigen Spannung approximativ aus.

Die Reaktion der Sicherheitsfaktoren in Scheibe B mit Zentralbohrung, (*Bild 8*), ist im Wesentlichen identisch mit Scheibe A, (*Bild 7*). Mit dem Unterschied, daß bei mittleren Radien die intensivere Kühlung ein schwaches Optimum zeigt. In

der Nähe der Bohrung sind die Sicherheitsfaktoren von der Kühlung weitestgehend unabhängig, wie es auch in *Bild 7* dargestellt wird.

7. Schlußfolgerung

Die Überlegungen haben gezeigt, daß die Vergrößerung der Kühlungsintensität alleine nicht ausreicht um die Sicherheitsfaktoren zu verbessern. In großen Bereichen der Scheibe bleiben die Sicherheitsfaktoren annäherungsweise konstant, am Außenradius fallen die sogar ab, weil hier die thermische Spannung und damit auch die Äquivalente Spannung stark zunimmt.

Bedeutet diese Ableitung, daß wir die Scheiben gar nicht kühlen sollten?

Ganz und gar nicht. Vielmehr wird es klar, daß die Qualität der Kühlung in Vordergrund gestellt werden muß.

Das Ziel muß es sein, die durchschnittliche Temperatur der Scheibe so zu reduzieren, daß dabei die Temperaturunterschiede zwischen Außen- und Innendurchmesser mindestens konstant oder sogar kleiner werden.

Die Entwicklung einer solchen Kühlung ist nicht trivial und sicherlich sehr aufwendig. Zur Vergrößerung der Scheibensicherheit müssen allerdings diese Anstrengungen in Kauf genommen werden.

Literatur

- [1] MAY, 99H., Neuere Untersuchungen über die Kühlung von Gasturbinenschaufeln mit Luft und Flüssigkeiten. BWK 1967, Bd. 19, Nr. 5.
- [2] HALLS, G. A., Air Colling of Turbine Blades and Vanes. Aircraft Eng. 1967, Vd. 39, Nr. 8.
- [3] PÁSZTOR, E., The Determination of the Optimum Cool Air Mass Flow of Turbine Blades at Gas Turbine Airrafts. *Periodica Polytechnica, Ser. Transp. Eng.* Budapest, 2006.
- [4] HAWTHORNE, W. R., Thermodynamics of cooled Turbines, Part II, Trans ASME. Nr. 78, 1956, Seite 1765–81.
- [5] COHEN, H. – ROGERS, G. F. – SARAVANAMUTTO, H. I. H. Gas Turbine Theory. Longmann, London, 2nd Edition 1989.
- [6] KERREBROCK, J. L., Aircraft Engines and Gas Turbines. MIT-Press, Cambridge Massachussets and London, 1977.
- [7] BAUMANN, A., Bestimmung der Temperaturverteilung in Gasturbinenrotoren und Zylindern mit dem elektrolytischen Trog. B. B.Mitt., Seite 189, 1953.
- [8] KUZNECOV, A. L., Temperaturnoe sostoianie rotora i korpusa gazovoj turbini GT-750-6. *Energomashinostroenie* 12, 1967, pp. 15–19.
- [9] STOD, A. B., Konstrukcia aviacionnih gazoturbinnih dvigatelej, Voenizdat, 1961.
- [10] BECK, F., Spannungen in umlaufenden Scheiben-eine Vereinfachung der Berechnung mittels grafischen Verfahren. *Konstruktion* 1950, Heft 2.
- [11] PÁSZTOR, E., Baustatische Berechnungen von Radial beschauelten Laufrädern mittels der ‚Beck‘-schen-Methode. Acta Technica Academiae Scientiarum Hungaricae. 1964. Tomus 49. Fasciculi 1–2.
- [12] DONKO, A. – PÁSZTOR, E., Einige Festigkeitsprobleme der Scheibe der Regelstufe von Dampfturbinen in instationären Betriebsverhältnissen. Budapest, *Periodica Polytechnica*, 1969, 13, No. 4.