Zeitschrift: Schweizerische Bauzeitung

Herausgeber: Verlags-AG der akademischen technischen Vereine

Band: 92 (1974)

Heft: 11: 19th Annual International Gas Turbine Conference and Products Show: March 31-April 4, 1974, Zürich, Kongresshaus

Artikel: Schaufelkühlung bei Industrie-Gasturbinen: ein Mittel zur Erhöhung von Wirkungsgrad und Leistungsdichte bei Industrie-Gasturbinen

Autor: Beglinger, V.

DOI: https://doi.org/10.5169/seals-72286

Nutzungsbedingungen

Die ETH-Bibliothek ist die Anbieterin der digitalisierten Zeitschriften auf E-Periodica. Sie besitzt keine Urheberrechte an den Zeitschriften und ist nicht verantwortlich für deren Inhalte. Die Rechte liegen in der Regel bei den Herausgebern beziehungsweise den externen Rechteinhabern. Das Veröffentlichen von Bildern in Print- und Online-Publikationen sowie auf Social Media-Kanälen oder Webseiten ist nur mit vorheriger Genehmigung der Rechteinhaber erlaubt. Mehr erfahren

Conditions d'utilisation

L'ETH Library est le fournisseur des revues numérisées. Elle ne détient aucun droit d'auteur sur les revues et n'est pas responsable de leur contenu. En règle générale, les droits sont détenus par les éditeurs ou les détenteurs de droits externes. La reproduction d'images dans des publications imprimées ou en ligne ainsi que sur des canaux de médias sociaux ou des sites web n'est autorisée qu'avec l'accord préalable des détenteurs des droits. En savoir plus

Terms of use

The ETH Library is the provider of the digitised journals. It does not own any copyrights to the journals and is not responsible for their content. The rights usually lie with the publishers or the external rights holders. Publishing images in print and online publications, as well as on social media channels or websites, is only permitted with the prior consent of the rights holders. Find out more

Download PDF: 02.07.2025

ETH-Bibliothek Zürich, E-Periodica, https://www.e-periodica.ch

Bild 16. Ansicht des europäischen Airbusses A 300 B

Tabelle 1. Technische Daten und garantierte Leistungen des Triebwerkes RB. 211-22B

Einlassdurchmesser	217 cm
Länge/Einlass bis Abgasflanschen	303 cm
Trockengewicht	2 882 kg
Max. Startschub bis zu ISA +14 °C Meereshöhe	19 050 kp
Max. Reiseflugleistung bis zu ISA +15 °C 10 700 m, Mach 0,85	4 286 kp
Spezifischer Brennstoffverbrauch (ISA) kg/kp Schub/h	0,64
Wellendrehzahl beim Start auf Meereshöhe (ISA):	
Gebläse, Niederdruckwelle	3 787 U/min
Mitteldruckwelle	6 700 U/min
Gasgenerator, Hochdruckwelle	10 152 U/min
Mantelstromverhältnis	5:1
Gesamtes Druckverhältnis, Meereshöhe, statisch	25:1

Weitere Anwendungen des RB.211

Demnächst werden Prüfstandversuche mit einer *Industrieausführung* dieses Triebwerkes aufgenommen. Im Herbst dieses Jahres wird das erste einsatzbereite Aggregat in den USA an der Trans-Canada pipeline in Betrieb gestellt. Es wird gegenüber Gasturbinen der ersten Generation eine um 60% erhöhte Leistung bei einem um 25% verringerten spezifischen Brennstoffverbrauch bieten. Das erste Aggregat wird eine Leistung von 26600 Wellen-PS aufweisen; später werden es fast 30000 WPS sein.

Zu diesem Zweck werden der Bläser und dessen Antriebsturbine entfernt; der Gasgenerator treibt eine Freistrahlturbine an. Es werden stärkere Lager eingebaut, um dem Dauerbetrieb in Meereshöhe Rechnung zu tragen. Ausserdem wird das Triebwerk mit einem Enteisungssystem versehen, damit es bei jeder Witterung eingesetzt werden kann.

Es laufen ferner Untersuchungen, das Triebwerk RB.211 in einer *Marineausführung* einzusetzen. Das japanische Unternehmen Kawasaki Heavy Industries prüft gegenwärtig die Einsatzmöglichkeiten von solchen Triebwerken für den Antrieb von Containerschiffen.

Schlusswort

Mit dem ehrgeizigen Projekt RB.211 hat sich zwar Rolls-Royce bis an den Rand des Abgrunds manövriert. Insbesondere trug dazu eine Verkettung von unvorhergesehenen Schwierigkeiten bei, die einzeln und zeitlich getrennt sicher ohne weiteres hätten gemeistert werden können. Doch scheinen die Hürden nunmehr überwunden zu sein. Die RB.211 soll von allen derzeitigen Gasturbinen den besten thermischen Wirkungsgrad aufweisen, und dies wird, neben den zahlreichen potentiellen Anwendungen auf dem Luftfahrtgebiet, auch das Geschäft der Industrieanwendungen beleben.

Die Entwicklung ist allerdings noch nicht abgeschlossen. Ist auch das RB.211 unbestrittenermassen das derzeitig leiseste Flugzeugtriebwerk auf dem Markt, so fühlt sich das Unternehmen heute in der Lage, noch mehr in dieser Richtung zu tun. So wurde der Entwurf einer ultraleisen Weiterentwicklung mit sehr hohem Durchsatzverhältnis in Angriff genommen, die für die achtziger Jahre bestimmt ist und die etwas über 12000 kp Schub erzeugen soll.

Mit dem Programm RB.211 schuf sich die Rolls-Royce die Grundlagen für die Durchführung von noch ehrgeizigeren Vorhaben. Man darf heute wohl sagen, dass die Entscheidung, im Grosstriebwerkbau mitzumachen, richtig war.

Schaufelkühlung bei Industrie-Gasturbinen

Ein Mittel zur Erhöhung von Wirkungsgrad und Leistungsdichte bei Industrie-Gasturbinen

Von Dr. **V. Beglinger**, Räterschen

DK 621.438:62–235.5:62–71

Die anhaltende Tendenz zur Vergrösserung der Einheitsleistung von Dampfturbinen hatte während der letzten Jahre einen starken Einfluss auf die Gasturbinen zur Spitzenenergieerzeugung. Eine Faustregel besagt, dass die optimale Einheitenleistung der in einem Netz eingesetzten Gasturbinen etwa 10% derjenigen von Dampfturbinen beträgt. Dementsprechend werden heute in den USA Gasturbinen mit Leistungen bis zu 120 MW bei 3600 U/min gebaut. Die Steigerung der Leistung lässt sich bei offenen Gasturbinen auf zwei Arten erreichen:

1. *Durch eine Vergrösserung der Durchsatzmenge, deren Begrenzung durch die ersten Stufen des Verdichters bestimmt wird.*
2. *Durch eine Erhöhung der Turbineneintrittstemperatur.*

In der Praxis wird sich kaum ein Turbinenhersteller nur auf eine der beiden Möglichkeiten beschränken. Die folgende Untersuchung bezieht sich jedoch auf die Temperatursteigerung, die sich – abgesehen von der spezifischen Leistung – auch auf den thermischen Wirkungsgrad günstig auswirkt.

Thermodynamische Prozessbetrachtungen

Es sei zu diesen Betrachtungen eine einfache, offene Gasturbine berücksichtigt, die unter CIMAC-Bedingungen arbeitet (Bild 1). Die Hauptparameter des Prozesses sind die Turbineneintrittstemperatur T_4, das Druckverhältnis π sowie die beiden isentropen Maschinenwirkungsgrade η_V und η_T. Diese werden als Variable behandelt. Im weiteren wird eine von der Heissgastemperatur abhängige Kühlluftmenge $\dot{m}_K$ berücksichtigt. Als feste Grössen liegen der Rechnung folgende Verluste zugrunde:

- Sperrluftmenge 0,7% der Verdichteransaugmenge
- Prozessdruckverluste 3,0% gesamthaft
- Abstrahlungsverluste 2,0% der Brennkammerleistung
- Mechanische Verluste 1,0% der Turbinenleistung.

Die Kühlluftführung moderner Gasturbinen ist ausgesprochen kompliziert; es wird Kühlluft in den Heisskanälen, im Rotor, im Stator und in den Leit- und Laufschaufeln

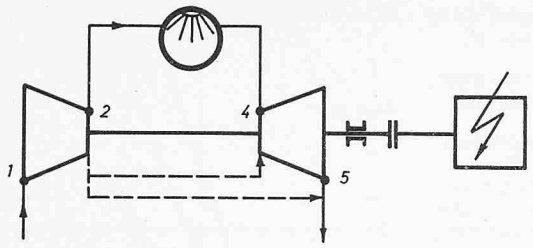


Bild 1. Schaltschema eines einfachen offenen Gasturbinenprozesses
1 Zustand am Verdichtereintritt
2 Zustand nach Verdichter
4 Zustand am Eintritt der Turbine
5 Zustand nach Turbine

eingesetzt. Je nach Verwendungszweck leistet diese in der Turbine noch mehr oder weniger Expansionsarbeit. Für Prozessrechnungen drängt sich eine stark schematisierte Erfassung auf. Im vorliegenden Falle wurde der Kühlluftstrom $\dot{m}_K$ aufgespalten in zwei Teilströme, von denen der eine, $\dot{m}_\gamma$, das ganze Turbinengefälle durchläuft, während der andere, $\dot{m}_\delta$, in der Turbine keinerlei Expansionsarbeit leistet. So kompliziert im praktischen Falle die Kühlluftführung auch immer sein mag, lässt sich stets eine Aufspaltung in die zwei genannten Teilströme finden, welche hinsichtlich der Prozessrechnerergebnisse korrekt ist. Bild 2 zeigt, welche Kühlluftmengen in Rechnung gesetzt wurden. In der unteren Bildhälfte ist in Abhängigkeit von der Eintrittstemperatur ansteigend derjenige Kühlluft-Teilstrom aufgetragen, der in der Turbine keine Arbeit leistet; mit eingeschlossen sind die 0,7% Sperrluft. In der oberen Bildhälfte ist der Kühlluftstrom dargestellt, der noch Expansionsarbeit leistet. Drei Varianten sind zu unterscheiden:

- Die ausgezogene Linie mit einem k-Wert von 0,06 entspricht einem sehr sparsamen Kühlluftverbrauch, wie er nur für grosse Turbinen (Leistungsklasse 100 MW) verwirklicht werden kann
- Die mittlere Linie dürfte repräsentativ sein für einen einen breiten Leistungsbereich etwa zwischen 20 und 80 MW
- Die oberste Linie sollte nur für kleine Maschinen im Bereich unterhalb 10 MW beansprucht werden. Sie entspricht einem hohen Kühlluftkonsum, führt sie doch für eine Heissgastemperatur von 1100 °C auf einen Kühlluftverbrauch von 17,5%.

Die Kurven sind aufgrund von vielen Erfahrungswerten entstanden. Um mit steigender Eintrittstemperatur den linearen Anstieg des Bildes 2 zu erreichen, ist eine mit wachsendem T_4 stetig verbesserte Kühltechnik vorausgesetzt. Diese Tendenz zu wirtschaftlicheren Kühlsystemen war während der letzten Jahre zu beobachten, und zukünftige Fortschritte sind durchaus zu erwarten. Wo dies nicht der Fall ist, steigt der Kühlluftverbrauch wesentlich stärker an als in Bild 2 dargestellt.

Damit sind die Voraussetzungen für die folgenden Ergebnisse aus Prozessrechnungen für Luft bzw. Rauchgas umschrieben. Bild 3 zeigt einen praktisch linearen Anstieg der spezifischen Leistung in Abhängigkeit von der Turbineneintrittstemperatur. Ausser den drei Varianten für den Kühlluftverbrauch sind bezüglich der Wirkungsgrade von Turbine und Verdichter – es handelt sich um isentrope, auf die Totalzustände bezogene Wirkungsgrade – drei Fälle unterschieden worden, nämlich:

- Eher bescheidene Werte von $\eta_V = 83\%$ und $\eta_T = 86\%$
- Ausgesprochen gute Maschinen mit $\eta_V = 85\%$ und $\eta_T = 89\%$
- Werte, die in absehbarer Zeit kaum jemand erreichen dürfte, nämlich $\eta_V = 87\%$ und $\eta_T = 92\%$.

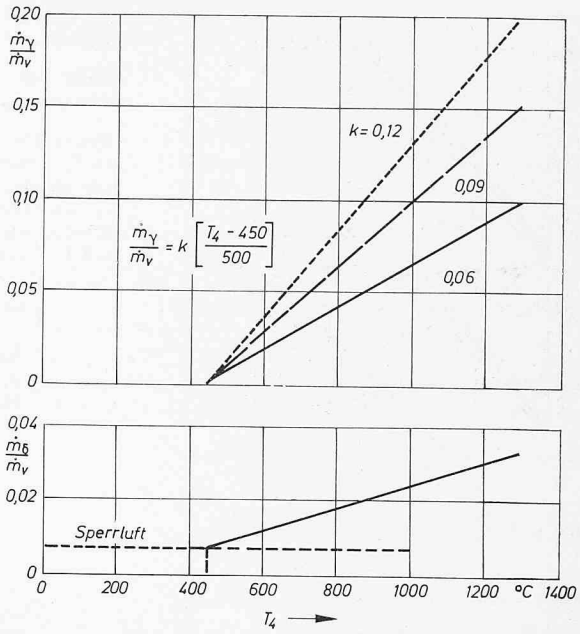


Bild 2. Kühlluftverbrauch in Abhängigkeit von der Turbineneintrittstemperatur
T_4 Temperatur am Eintritt in die Turbine
$\dot{m}_V$ Massenstrom durch Verdichter
$\dot{m}_\gamma$ Kühlluftanteil, der in der Turbine noch Expansionsarbeit leistet
$\dot{m}_\delta$ Kühlluftanteil, der keinerlei Expansionsarbeit leistet
k Parameter der Prozessbetrachtungen

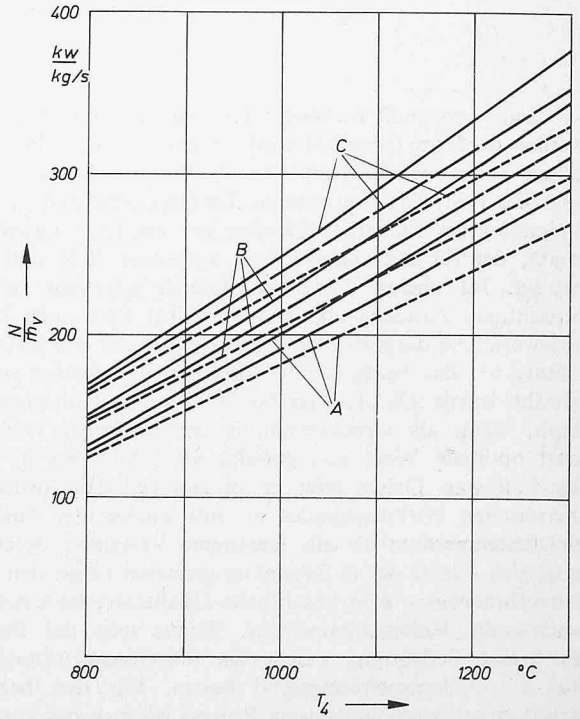


Bild 3. Maximale spezifische Leistung in Funktion der Turbineneintrittstemperatur für den einfachen offenen Gasturbinenprozess bei $\pi = \pi^*$
T_4 Eintrittstemperatur in die Turbine
N mechanische Leistung an der Kupplung
$\dot{m}_V$ Ansaugemenge des Verdichters
π^* Druckverhältnis, das bezüglich der spezifischen Leistung optimal liegt
A, B und C stellen qualitativ verschiedene Maschinenwirkungsgrade dar, nämlich
A $\eta_V = 0{,}83$, $\eta_T = 0{,}86$
B $\eta_V = 0{,}85$, $\eta_T = 0{,}89$
C $\eta_V = 0{,}87$, $\eta_T = 0{,}92$
——— $k = 0{,}06$ geringer Kühlluftverbrauch gemäss Bild 2
— — — $k = 0{,}09$ mittlerer Kühlluftverbrauch gemäss Bild 2
- - - - - $k = 0{,}12$ hoher Kühlluftverbrauch gemäss Bild 2

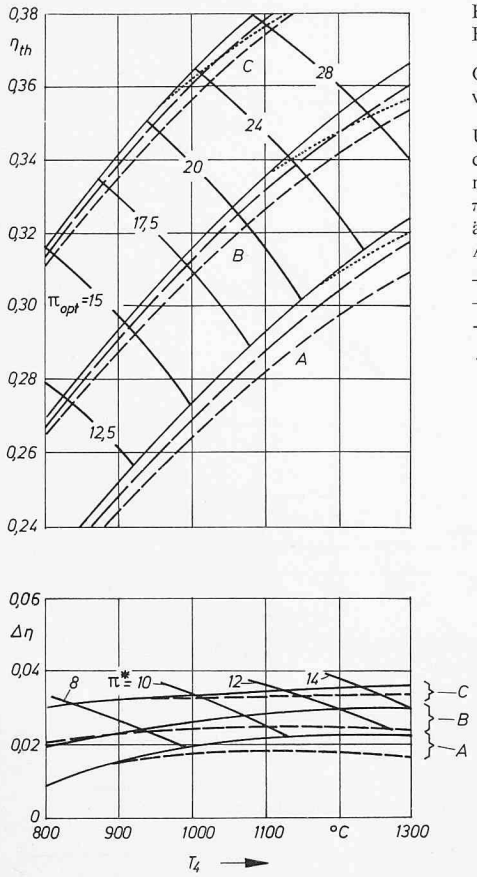


Bild 4, links. Thermischer Wirkungsgrad η_{th} in Funktion der Turbineneintrittstemperatur T_4

Oberer Teil: Maximaler Wert bei einem Druckverhältnis π_{opt}, das bezüglich η_{th} optimal liegt

Unterer Teil: Reduktion des Wirkungsgrades für den Fall eines Druckverhältnisses π^*, das maximale spezifische Leistung ergibt (π^* statt π_{opt})
π_{opt} ist im oberen Bildteil eingetragen für $k = 0{,}06$, ändert sich jedoch für andere k-Werte nur wenig
A, B, C siehe Bild 3

——— } siehe Bild 2
- - - - - }
- - - - - - }

..... Verlauf von η_{th}, wenn bei $k = 0{,}06$ das Druckverhältnis auf 20 beschränkt bleiben muss

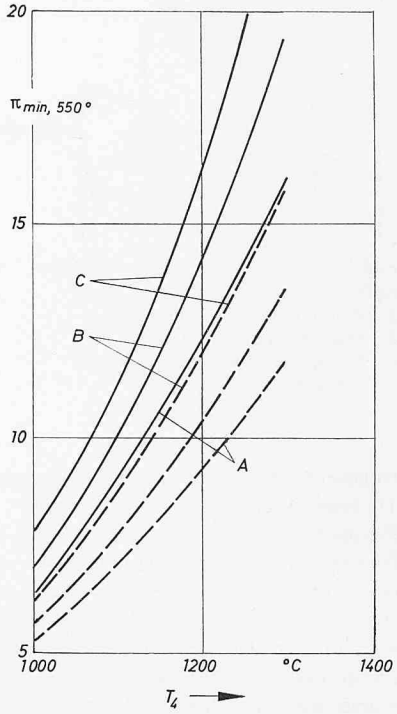


Bild 5. Minimal erforderliches Druckverhältnis π_{min} für eine Abgastemperatur $T_5 \leqq 550\,°C$, in Abhängigkeit von der Heissgastemperatur T_4, der Qualität der Prozessführung und dem Kühlluftverbrauch
A, B, C vgl. Bild 3
——— $k = 0{,}06$ — — — $k = 0{,}12$

Selbstverständlich hängt das, was als gut bezeichnet werden darf, im Einzelfall wieder stark von der Maschinengrösse und weiteren Parametern ab. Wesentlich am Ergebnis aus Bild 3 ist, dass im unteren Temperaturbereich je 100 °C Steigerung der Eintrittstemperatur sich ein Leistungszuwachs ergibt, der für alle dargestellten Varianten 20% und mehr beträgt. Im oberen Temperaturbereich schwächt sich der prozentuale Zuwachs ab, ist aber selbst dort noch bemerkenswert. Die dargestellten Kurven gelten für ein Druckverhältnis π^*, das bezüglich der spezifischen Leistung optimal gewählt wurde. Die Aussage behält aber ihre Gültigkeit auch dann, wenn als Druckverhältnis der bezüglich Wirkungsgrad optimale Wert π_{opt} gewählt wird, wie dies in Bild 4 der Fall war. Dieses zeigt im oberen Teil den Anstieg des thermischen Wirkungsgrades η_{th} mit wachsender Turbineneintrittstemperatur für alle genannten Varianten. Auch hier zeigt sich – trotz des in Rechnung gesetzten steigenden Kühlluftverbrauches – eine beachtliche Qualitätsverbesserung mit wachsender Heissgastemperatur. Weiter zeigt das Ergebnis die grosse Bedeutung, welche die Maschinenwirkungsgrade für den Anlagenwirkungsgrad haben. Für den bezüglich Kühlluftverbrauch günstigsten Prozess ist auch das vorausgesetzte Druckverhältnis (π_{opt}) in Bild 4 eingezeichnet. Dieses liegt bedeutend höher als der für die spezifische Leistung optimale Wert, was gegenüber Bild 3 zu einer Verminderung der spezifischen Leistung führt, welche für alle Varianten und den gesamten Temperaturbereich zwischen 10 und 15% liegt .Eine solche wird im allgemeinen eher in Kauf genommen, als die Wirkungsgradeinbusse infolge zu tiefen Druckverhältnisses. Im unteren Teil von Bild 4 ist sie aufgetragen für den Fall, dass mit dem für die Leistung optimalen Druckverhältnis gearbeitet wird. Der dadurch entstehende Verlust ($\Delta\eta$) wird absolut gesehen um so grösser, je höher die Qualität der Prozessführung; die Temperaturabhängigkeit ist gering.

Im allgemeinen wird man das Druckverhältnis zwischen die beiden Optima legen. Für grosse Maschinen mit Komponentenwirkungsgraden der Klasse B wird man ab etwa 1050 °C Eintrittstemperatur auf Werte über 20 geführt. Dadurch entstehen verschiedene ernstzunehmende Schwierigkeiten, auf die nicht im einzelnen eingegangen werden kann. Die punktierten Linien im oberen Teil von Bild 4 deuten die Wirkungsgradeinbusse an, wenn das Druckverhältnis beispielsweise auf 20 beschränkt wird. Ein notwendiger Mindestantieg mit wachsender Temperatur folgt anderseits aus der Forderung, dass die Abgastemperatur (T_5) aus konstruktiven bzw. materialtechnischen Gründen einen Höchstwert nicht überschreiten darf. Bild 5 zeigt das für eine maximal zulässige Abgastemperatur von 550 °C mindestens einzuhaltende Druckverhältnis.

Zusammengefasst lauten die Argumente für eine Steigerung der Eintrittstemperatur also:

1. Vergrösserung der spezifischen Leistung und damit entweder eine Erhöhung der Grenzleistung der Gasturbine überhaupt oder eine Verminderung der Maschinengrösse für eine vorgeschriebene Leistung. Für eine gegebene Maschine mit fester Durchsatzmenge ergibt sich eine Leistungssteigerung und damit eine Verbilligung des kW-Preises (uprating).
2. Erhöhung des Anlagenwirkungsgrades in einem Zeitpunkt, wo die wirtschaftlich vertretbaren Möglichkeiten zur strömungstechnischen Verbesserung der Komponenten sich erschöpfen. Gelingt es, den Wirkungsgrad von Gasturbinen wesentlich zu steigern, so dürfte dies den optimalen durch Gasturbinen erzeugten Leistungsanteil eines Netzes spürbar vergrössern.

Dass die Schaufelkühlung hinsichtlich Temperatursteigerung in Gasturbinen den entscheidenden Beitrag geleistet hat bzw. noch leisten wird, zeigt Bild 6. Aufgezeichnet ist die

Steigerung der Eintrittstemperatur von Triebwerken bzw. Industriegasturbinen im Laufe der Jahre. Dass die Fluggasturbinen dabei eine führende Rolle spielen, hängt einerseit mit der hohen Priorität zusammen, die Wirkungsgrad und Leistungsdichte bei Flugmotoren einnehmen, anderseits aber auch damit, dass bezüglich Korrosion bedeutend günstigere Verhältnisse vorliegen. Deutlich ist beim Übergang von ungekühlten auf gekühlte Schaufeln ein Sprung zu höheren Temperaturen und zusätzlich ein Ansteigen des zeitlichen Gradienten zu beobachten. Bei den Industrieturbinen ohne Schaufelkühlung ist die Steigerung im wesentlichen auf die Verbesserung der Schaufelwerkstoffe zurückzuführen. Die dadurch ermöglichte mittlere jährliche Erhöhung der Eintrittstemperatur wird von verschiedenen Autoren als zwischen 7 und 4,5 °C liegend angegeben. Mit den heute vorliegenden hochwarmfesten Superlegierungen scheint aber ein Maximum erreicht zu sein, und zukünftige Temperatursteigerungen mittels Legierungsverbesserung dürften sich in engen Grenzen halten. So ist es nicht verwunderlich, wenn gekühlte Schaufeln in zunehmendem Masse auch in Industriegasturbinen zum Einsatz gelangen – um so mehr, als ein grosser Teil der physikalischen Grundlagen sowie die Herstellungstechnik von den Fluggasturbinen her vorliegen. Ob der Gemeinsamkeit dürfen aber anderseits die spezifischen Hindernisse nicht unterschätzt werden, die einer Temperatursteigerung bei Industriegasturbinen im Wege stehen. Im folgenden werden diese näher erläutert.

Hindernisse für die Temperatursteigerung

Die Steigerung der Eintrittstemperatur kann grundsätzlich an allen mit Heissgas in Berührung stehenden Teilen ernst zu nehmende Probleme stellen – angefangen bei den Brennkammerelementen und aufhörend beim Abgasgehäuse. Hier ist eine Beschränkung auf die kritischsten Komponenten angezeigt, also auf die Lauf- und Leitschaufeln der Turbine.

Moderne Gasturbinen zeichnen sich aus durch hohe Umfangsgeschwindigkeiten, die an der Nabe 300 m/s deutlich übersteigen können. Hohe Durchsatzmengen und die Forderung, grosse Druckgefälle mit wenigen Stufen zu verarbeiten, führen zu dieser Lösung. Dementsprechend sind grosse fliehkraftbedingte Beanspruchungen in den Laufschaufeln die Folge. Weiter sind stationäre und pulsierende Gaskräfte wirksam. Letztere können gefährliche Schwingungsbeanspruchungen erzeugen, die quantitativ oft schwierig zu erfassen sind. Auch mit Schlagbeanspruchung durch Schweissperlen usw. muss gerechnet werden. Zu diesen mechanischen Beanspruchungen kommen thermische Spannungen hinzu, die überall dort entstehen, wo thermische Dehnungen durch äussere oder innere Behinderungen verunmöglicht bzw. eingeschränkt werden. Auch hier sind stationäre und instationäre Anteile zu unterscheiden; letztere treten auf während des Anfahrens, des Abschaltens sowie während Laständerungen.

Die hohen Materialtemperaturen verringern die Festigkeitseigenschaften der Werkstoffe. Neben dem Fliessen ist mit zeitabhängiger plastischer Verformung, dem Kriechen, zu rechnen. Bei der Beurteilung auf Zeitstandbeanspruchung ist zu unterscheiden zwischen Spannungen, deren Resultierende sich trotz des Kriechens nicht verändert (mechanische Beanspruchung) und Spannungen, die durch Kriechen abgebaut werden (thermische Beanspruchungen). Für die Beurteilung auf Zeitfestigkeit (Low Cycle Fatigue) dürfen letztere allerdings nicht ausser acht gelassen werden, denn die zyklischen Dehnungsbeanspruchungen können durchaus Beträge annehmen, welche die Startzahl einer Maschine einschränken.

Zu diesen Schwierigkeiten kommt die Korrosion hinzu. Das Rauchgas enthält kondensierbare Phasen, die in flüssiger oder teigiger Form an den Schaufeln haften. Hauptaggressor ist das Natriumsulfat, dessen Wirkung verstärkt wird durch

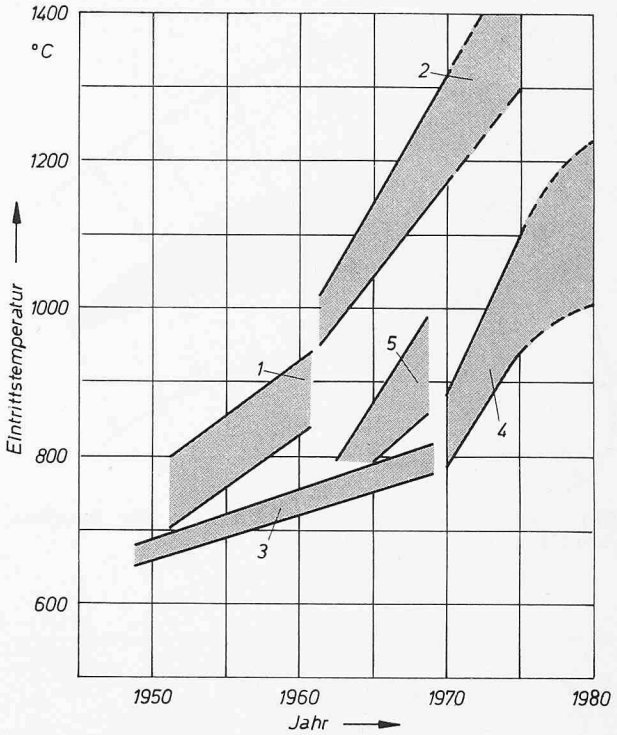


Bild 6. Steigerung der Eintrittstemperatur bei Flugtriebwerken und Industriegasturbinen

1 Flugtriebwerke ohne Schaufelkühlung
2 Flugtriebwerke mit Schaufelkühlung
3 Industriegasturbinen ohne Schaufelkühlung
4 europäische Industriegasturbinen mit gekühlten Schaufeln
5 US-Industriegasturbinen mit Schaufelkühlung

Vanadium und Chlor. Das Natriumsulfat verändert die Zusammensetzung der Oberfläche so, dass diese schneller oxydiert. Als Folgen sind zu nennen:

- eine Verringerung der aerodynamischen Qualität der Beschaufelung infolge Rauhigkeit und Änderungen der Profilform
- eine Verminderung der Kriech- und Ermüdungsfestigkeit, die insbesondere den hochbeanspruchten Laufschaufeln gefährlich werden kann
- Leckagemöglichkeiten bei gekühlten Schaufeln.

Durch Eindiffundieren korrosionsbeständiger Elemente wie Chrom oder Silicium in die Schaufeloberfläche gelingt es meist, das Korrosionsproblem zwar nicht zu lösen, aber zumindest hinauszuschieben. Mit Schutzschichten konnten bedeutende Fortschritte erzielt werden. Trotzdem muss zusammenfassend festgestellt werden, dass die stark temperaturabhängige Erscheinung der Korrosion einerseits und die Verschlechterung der Materialeigenschaften mit wachsender Temperatur anderseits die Entwicklung der Gasturbine in nicht voraussehbarem Masse gebremst haben. Neue Technologien waren notwendig, um die 800-°C-Hürde zu nehmen und die Gradienten in Bild 6 zu erzielen.

Die Möglichkeiten der Schaufelkühlung

Mittels Schaufelkühlung gelingt es, die Heissgastemperaturen zu steigern und gleichzeitig die Schaufeltemperaturen tief zu halten. Bei abgewogener Anwendung werden damit die wirtschaftlichen Ziele – also hohe spezifische Leistung und guter Wirkungsgrad – erreicht, ohne dass seitens der Betriebssicherheit und Zuverlässigkeit dafür bezahlt werden müsste.

Drei Kühlverfahren lassen sich unterscheiden, nämlich

- Konvektionskühlung
- Filmkühlung
- Effusionskühlung.

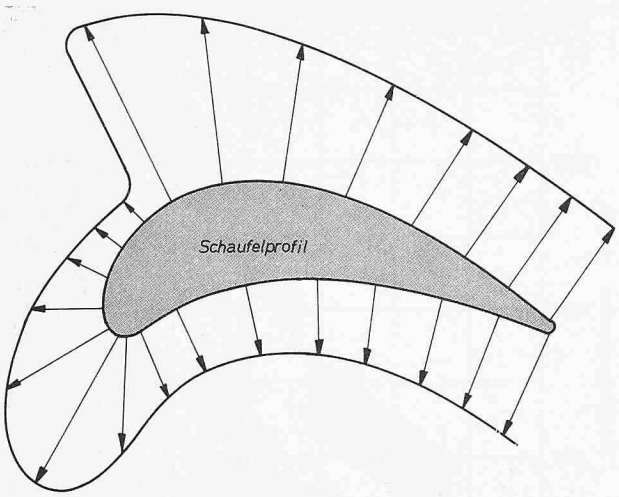


Bild 7. Verlauf der Wärmeübergangszahl an der Oberfläche einer Gasturbinenschaufel

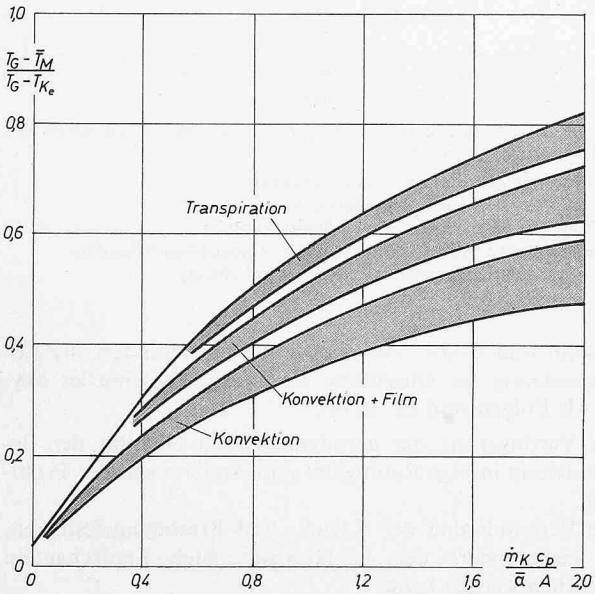


Bild 8. Vergleich der Leistungsfähigkeit verschiedener Kühlverfahren

m_K Kühlluftmenge, die zur Kühlung der betrachteten Schaufel eingesetzt wird
c_p spezifische Wärme der Kühlluft
α mittlere Wärmeübergangszahl an der Schaufeloberfläche
A Schaufeloberfläche
T_G spürbare Heissgastemperatur
T_M mittlere Metalltemperatur im gefährdeten Querschnitt der Schaufel
T_{Ke} Kühlufttemperatur am Eintritt in die Schaufel

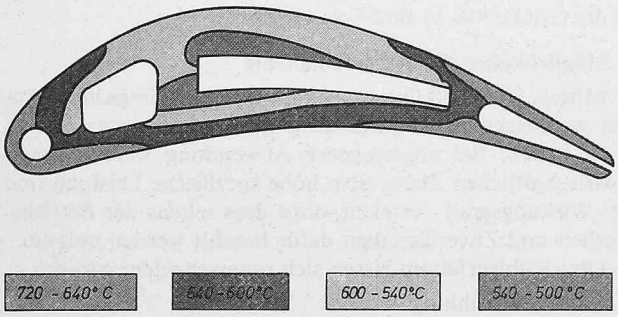


Bild 9. Instationäre Temperaturverteilung einer konvektionsgekühlten Leitschaufel bei Schnellstart

Bei der *Konvektionskühlung* wird der zu schützende Metallteil von einem in seinem Inneren strömenden Medium gekühlt. Besonders intensive Kühlung wird erzielt, wenn man das Kühlmedium auf die Metalloberfläche aufprallen lässt (Prallkühlung). Dies ist insbesondere dort angezeigt, wo auf der Schaufeloberfläche das Heissgas durch Aufprall ebenfalls hohe Wärmeübergangswerte erzeugt, somit besonders entlang der Schaufeleintrittskante. Bild 7 zeigt eine typische Wärmeübergangsverteilung an einer Turbinenschaufel, aus der die erwähnten Spitzenwerte im vorderen Staupunkt ersichtlich sind.

Bei der *Filmkühlung* strömt das Kühlmedium durch Lochreihen oder Schlitze in der Schaufelwand auf die Schaufeloberfläche und schützt diese stromabwärts gebietsweise vor dem Kontakt mit den heissen Rauchgasen. Solange es nur um Kühlung geht, ist ein kontinuierlicher und zusammenhängender Film nicht notwendig, da die Wärmeleitung in der Schaufel intensiv ist und den erwünschten Temperaturausgleich besorgt. Steckt man jedoch das Ziel höher, indem man den Kühlfilm auch zur Vermeidung des Korrosionsangriffes einsetzt, so muss er kontinuierlich über die ganze Fläche den Kontakt zwischen Rauchgas und Metall unterbinden.

Mit der *Effusionskühlung* liesse sich das letztgenannte hohe Ziel theoretisch am besten erreichen. Sie unterscheidet sich in ihrer Wirkung nicht grundsätzlich von der Filmkühlung. Der Unterschied liegt im Verfahren, mit dem der schützende kontinuierliche Film erzeugt wird. Statt durch Lochreihen oder Schlitze wird das Kühlmedium durch eine poröse Matrix an die Oberfläche geführt.

Bild 8 zeigt für eine bestimmte Anwendung einen Vergleich der Wirksamkeit der beschriebenen Kühlprinzipien. Als Abszisse wurde ein dimensionsloses Verhältnis gewählt, das gebildet wird mit der Schaufelkühlluftmenge ($\dot{m}_K$), der spezifischen Wärme des Kühlmediums (c_p), der mittleren Wärmeübergangszahl ($\bar{\alpha}$) an der Schaufeloberfläche und der Schaufeloberfläche (A). Mit dem Ausdruck $\bar{\alpha}A$ ist gewissermassen die «Schwierigkeit der Kühlaufgabe» erfasst, während das Produkt $\dot{m}_K\ c_p$ den kühlmittelseitigen Aufwand darstellt, den man treibt und der verlustbestimmend wirkt. Als Ordinate wird ein Kühlwirkungsgrad angegeben. Er wird gebildet mit der Differenz zwischen der spürbaren Heissgasgemperatur (T_G) und der mittleren Metalltemperatur (T_M), welche bezogen wird auf die Differenz zwischen der Heissgastemperatur und der Kühlufttemperatur am Eintritt in die Schaufel (T_{Ke}). Dieser Wirkungsgrad stellt somit das Verhältnis dar zwischen dem, was man an Kühlwirkung erzielt, und dem, was sich im idealen Grenzfall erreichen liesse. Man beachte jedoch, dass dieser ideale Grenzfall bei der Konvektionskühlung unter anderem unendlich grosse Kühlluftmengen voraussetzen würde. Die Rangordnung ist klar ersichtlich: Konvektionskühlung liefert die bescheidensten Ergebnisse; kombiniert man sie mit Filmkühlung, so erzielt man eine deutliche Verbesserung. Die Effusionskühlung ist das leistungsfähigste Verfahren.

Die Schwierigkeiten der Verwirklichung weisen allerdings noch eine bedeutend ausgeprägtere Rangfolge auf als die Kühlwirkungsgrade. Konvektionsgekühlte Schaufeln, die wahre Kunstwerke darstellen, lassen sich mit den modernen Feingusstechniken ohne grundsätzliche Schwierigkeiten herstellen; auch hinsichtlich deren Betriebssicherheit sind grundsätzliche Bedenken nicht angebracht. Die Technik zur Herstellung feinster Löcher für Filmkühlungsanwendungen hat einen beachtlichen Stand erreicht. Hingegen ist es bis heute nicht gelungen, eine für Effusionskühlung brauchbare Matrix mit kontrollierbarer Porosität herzustellen, die für die schwierigen Bedingungen in Industriegasturbinen in Frage kommt. Geringe Wechselfestigkeit, bedeutende aerodynamische Zusatzverluste und das schwer überblickbare Problem der Verschmutzung oder gar Verstopfung im Betrieb kom-

men als zusätzliche Schwierigkeiten hinzu. Es ist deshalb wenig wahrscheinlich, dass für Industriegasturbinen in absehbarer Zukunft mit Effusionskühlung gerechnet werden kann. Aber auch ohne dieses Verfahren eröffnet die Schaufelkühlung bedeutende Möglichkeiten. Kühlwirkungsgrade von 50% sind nach Bild 8 durchaus im Bereich des Möglichen. Dies bedeutet immerhin, dass die Metalltemperatur das arithmetische Mittel zwischen Kühllufttemperatur und Heissgastemperatur darstellt. Letztere lässt sich somit bedeutend steigern, ohne dass man mit den Metalltemperaturen in gefährliche Zonen vorzustossen braucht.

Anwendungen

Abschliessend einige Bemerkungen zu den Entwicklungs- und Auslegungsarbeiten für gekühlte Schaufeln sowie einige Hinweise auf praktische Erfahrungen in Industriegasturbinen.

Die Auslegemethoden haben zum Ziel, die Strömungsverhältnisse an der Oberfläche und im Inneren der Schaufel vorauszubestimmen. Grenzschichttheoretische Methoden und experimentelle Unterlagen führen auf die Verteilung der Wärmeübergangszahlen am Profil (Bild 7), welche ihrerseits der Berechnung der stationären und instationären Temperatur- und Spannungsverteilungen dienen. Bild 9 zeigt das Rechnungsergebnis einer extremen instationären Temperaturverteilung bei Schnellstart, welche zusammen mit dem entsprechenden Ergebnis für das Abschalten auf die zyklische Dehnungsbeanspruchung führt. Diese wieder bildet die Grundlage für die Bemessung auf Zeitfestigkeit. Bei aller Zuverlässigkeit der theoretischen Verfahren wird man aber nicht auf experimentelle Überprüfungen verzichten wollen. Bei gekühlten Laufschaufeln – Bild 10 zeigt schematisch ein Beispiel, das die komplizierten Strömungsvorgänge im Inneren illustrieren möge – muss auch das Durchströmverhalten von Rotor und rotierender Schaufel (Fliehkrafteinfluss) im Modellversuch überprüft werden.

Um volle Übertragbarkeit (Turbulenzgrad) zu gewährleisten, sind zusätzliche Versuche in Gasturbinen erforderlich. Bild 11 zeigt ein konvektionsgekühltes Leitschaufelsegment, dessen Kühlluftverbrauch und Temperaturverteilung anlässlich von Prototypmessungen ermittelt wurde. Die Kühlluftführung geht aus Bild 12 hervor, und auf Bild 13 werden die Messergebnisse mit der vorausberechneten Temperaturverteilung verglichen. Die Übereinstimmung darf als befriedigend bezeichnet werden; nennenswerte Abweichungen sind nur an der Profilunterseite festzustellen. Die gleiche Beobachtung konnte jedoch an einer anderen Prototypmaschine wiederholt werden. Sie ist auf die – den Triebwerkherstellern schon früher bekannte – Tatsache zurückzuführen, dass die üblichen Grenzschichtverfahren für die Druckseite des Profils zu tiefe Wärmeübergangswerte liefern. Das kann heute als Erfahrungstatsache für die Konstruktion berücksichtigt werden. Damit erzielt man zuverlässige Prognosen für die Metalltemperaturen gekühlter Leitschaufeln. Im übrigen zeigt die Messung ein ausgeglichenes Temperaturprofil, was hinsichtlich der Wärmespannungen günstig ist.

Das vorgestellte präzisionsgegossene Leitschaufelsegment ist in einem Maschinentyp in Betrieb, der alternativ auch mit geschweissten Segmenten ausgerüstet werden kann. Während die geschweissten Segmente bei gleichen Betriebszeiten und -bedingungen Risse aufweisen und teilweise sogar ersetzt werden müssen, konnten in den gegossenen Schaufeln anlässlich mehrerer Inspektionen bis heute keinerlei Risse festgestellt werden.

Schlussfolgerungen

Zusammenfassend kann die Lage wie folgt beurteilt werden:

1. Die offene Gasturbine hat noch ein ganz bedeutendes Entwicklungspotential. Die Grenzleistung, und in etwas be-

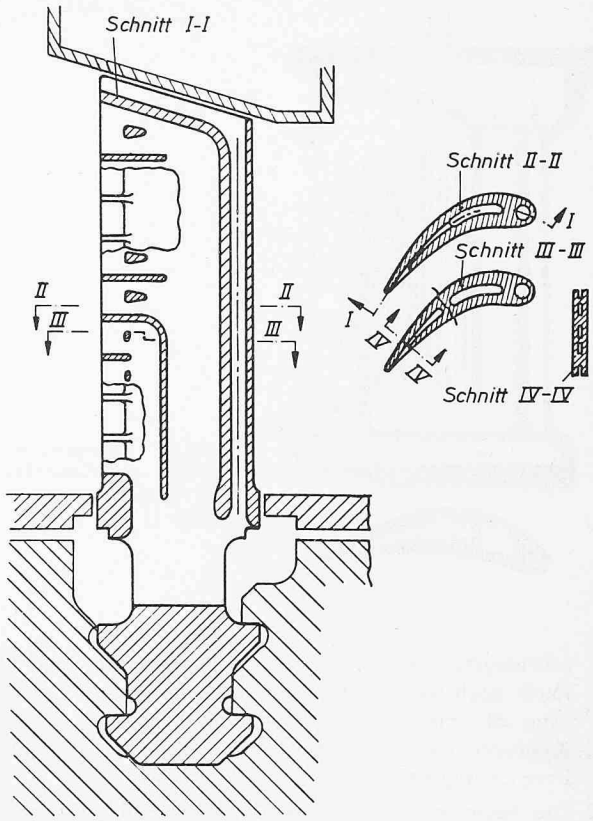
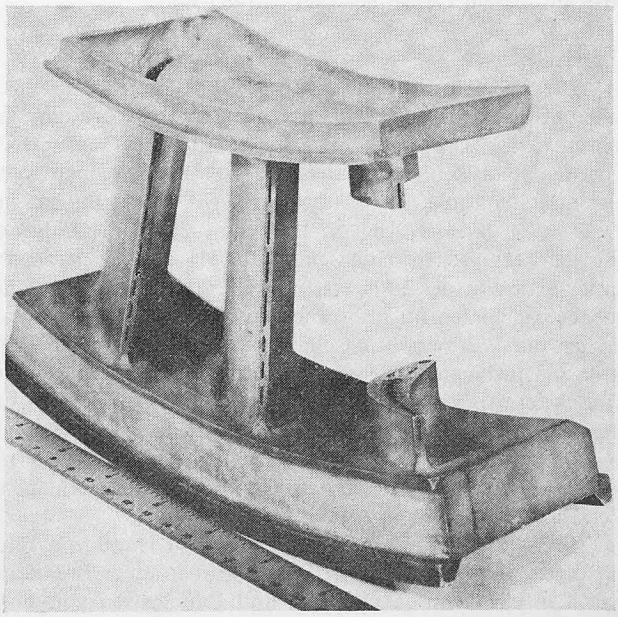


Bild 10. Luftgekühlte Laufschaufel einer Industriegasturbine (schematisch)

Bild 11. Luftgekühltes Leitschaufelsegment aus Präzisionsguss



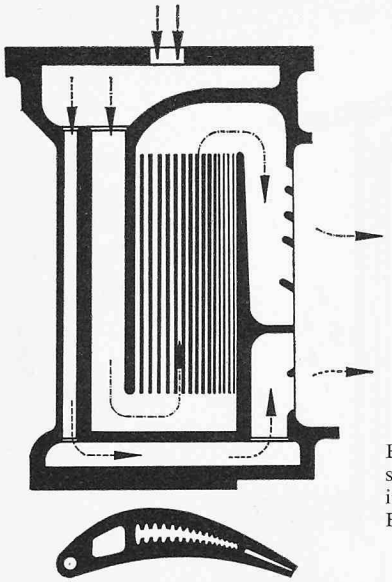


Bild 12. Schematische Darstellung der Kühlluftführung im Leitschaufelsegment des Bildes 11

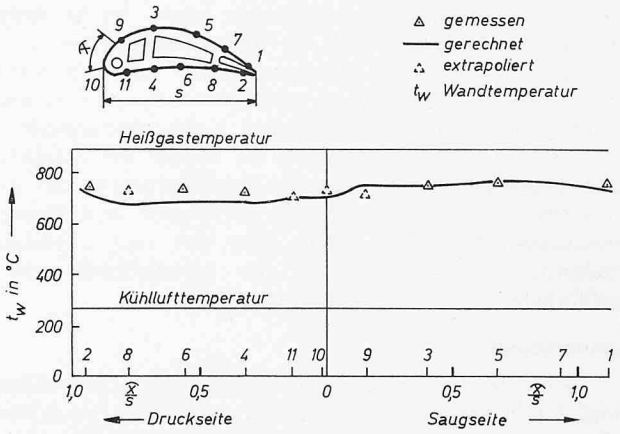


Bild 13. Vergleich der an einer Prototypmaschine gemessenen Temperaturverteilung mit den vorausberechneten Werten für das Leitschaufelsegment des Bildes 11

scheidenerem Masse auch der Wirkungsgrad, wird in Zukunft noch wesentlich erhöht werden können. Die Steigerung der Eintrittstemperatur, kombiniert mit wirksamen Kühlsystemen, stellt einen der Pfeiler dar, auf denen diese Entwicklung beruht.

2. Die heute zum Einsatz gelangenden Kühlsysteme bieten gute Gewähr für Betriebssicherheit, indem sie erlauben, die Metalltemperaturen unterhalb der durch Festigkeit und Korrosion gegebenen Grenzen zu halten. Letztere dürften sich nur noch unwesentlich steigern lassen, da die modernen Superlegierungen bereits hochentwickelte Produkte darstellen und die heutige Schutzschichttechnik einen guten Stand erreicht hat. Die Verfahren zur Schaufelkühlung hingegen können hinsichtlich Wirksamkeit noch entscheidend verbessert werden.

Adresse des Verfassers: Dr.-Ing. *V. Beglinger,* Leiter Entwicklung, in Firma BST Brown Boveri-Sulzer Turbomaschinen AG, Escher-Wyss-Platz, Postfach, 8023 Zürich.

Wir danken der VGB, Technische Vereinigung der Grosskraftwerkbetreiber e. V., Essen, für die freundliche Genehmigung zur Wiedergabe dieses Aufsatzes, der in der «VGB Kraftwerkstechnik», *54* (1974), Heft 1, S. 46–52, erschienen ist.

Über schweizerische Beiträge zur Gasturbinenentwicklung

DK 621.438

Im Hinblick auf die Gasturbinentagung, welche *The American Society of Mechanical Engineers* (ASME) in Zusammenarbeit mit dem SIA vom 31. März bis 4. April 1974 im Kongresshaus in Zürich veranstaltet, dürfte es angezeigt sein, an die Arbeiten zu erinnern, welche in schweizerischen Forschungsstätten und Unternehmungen der Maschinenindustrie auf diesem Gebiet geleistet worden sind.

1. Grundlagenforschung

Die Arbeiten betrafen zunächst die Klärung der theoretischen Grundlagen und das Ausarbeiten von Berechnungsverfahren. Das geschah hauptsächlich auf den Gebieten der Thermodynamik und der Strömungslehre. Zu nennen wären hier in erster Linie die bahnbrechenden Untersuchungen von Prof. Dr. *A. Stodola,* der von 1892 bis 1929 an der Eidgenössischen Technischen Hochschule (ETH) in Zürich gewirkt hatte. Schon in der 1905 erschienenen dritten Auflage seines epochemachenden Buches «Die Dampfturbinen und die Aussichten der Wärmekraftmaschinen» findet sich ein Abschnitt über Gasturbinenprobleme. Bedeutungsvoll wurde die von Stodola entworfene Entropietafel (T, s-Tafel) für Luft- und Rauchgasgemische, die genauere Untersuchungen verschiedener Prozessabläufe erlaubt. In den späteren Auflagen (die sechste erschien 1925) werden die damals vorgeschlagenen Verfahren durchgerechnet und beurteilt.

Das einfachste Verfahren lässt sich an Hand von Bild 1 verfolgen. Bei ihm wird verdichtete Luft in einer Brennkammer 4 in ein Gemisch von Luft und Rauchgasen von hoher Temperatur umgesetzt, das anschliessend in einer Turbine 2 unter Arbeitsleistung auf den Umgebungsdruck expandiert. Zur Verdichtung der Luft ist ein Kompressor 1 erforderlich, dessen Antrieb bei den heute üblichen Arbeitsbedingungen etwa $^2/_3$ der Turbinenleistung erfordert. Eine Verbesserung dieses offenen Prozesses lässt sich dadurch erzielen, dass die verdichtete Luft in einem Wärmeaustauscher 5 durch die heissen Abgase der Turbine vorgewärmt wird. Es ist leicht einzusehen, dass eine auf diese Weise arbeitende Gasturbinenanlage nur dann wirtschaftlich konkurrenzfähig sein kann, wenn es gelingt, die Luft *mit geringen Verlusten* zu verdichten, wenn also der Kompressor aerodynamisch optimal durchgebildet ist. Dazu bedurfte es einer eingehenden Grundlagenforschung.

Hiefür waren die Untersuchungen bedeutungsvoll, die über die Luftströmung um Flugzeugtragflügel im Institut für Strömungsforschung der Universität Göttingen unter der Leitung von Prof. Dr. *Ludwig Prandtl* durchgeführt worden waren. Sie hatten schon 1918/19 zur Aufstellung einer Tragflügeltheorie geführt. Einer der Mitarbeiter Prandtls in der Zeit von 1921 bis 1927 war *Jakob Ackeret,* der an der ETH in Zürich studiert, 1920 bei Stodola diplomiert hatte und von 1931 bis 1967 als Professor für Aerodynamik an der ETH tätig war. Im gleichnamigen ETH-Institut, dem er vorstand, entstand 1933/34 der erste grosse Überschall-Windkanal mit kontinuierlichem Betrieb, in welchem unter anderem auch Strömungsvorgänge, wie sie in den Schaufelgittern von Turbomaschinen vorkommen, untersucht wurden.