

ANFORDERUNGEN AN DAS SEKUNDÄRLUFTSYSTEM NEUER, AUF DER ISOCHOREN VERBRENNUNG BASIERENDER FLUGANTRIEBE

M. Stricker, R. Mailach, K. Vogeler

Professur für Turbomaschinen und Flugantriebe, TU Dresden, 01067 Dresden, Deutschland

Zusammenfassung

Untersucht wurden die Anforderungen, die sich durch den Einsatz der isochoren Verbrennung für das Sekundärluftsystem einer zukünftigen Gasturbine ergeben. Auf der einen Seite wurden die Konsequenzen für die Kühlung der konventionellen Komponenten betrachtet. Dabei wurde besonderes Augenmerk auf die Umsetzung der erforderlichen Zusatzverdichtung der Kühlluft gelegt. Auf der anderen Seite wurden Möglichkeiten gesucht und bewertet, die neuen Komponenten zu kühlen. Für die Kühlung eines Wave-Rotors wurde ein konkretes Konzept untersucht.

Keywords

Sekundärluftsystem, Wave-Rotor, Kühlluftsystem, isochore Verbrennung

NOMENKLATUR UND ABKÜRZUNGEN

Zeichen	Größe	Zeichen	Bedeutung
		∞	Umgebung
		1	Komponenteneintritt
		2	Komponentenausritt
		3	Verdichterausritt
		4	Turbineneintritt
		718	Legierung 718
		A	Fläche, Kanalphase: Austritt offen
		a	außen-
		B	Rotor, Kanalphase: Ein-/Austritt offen
		BS	Brennstoff
		C	Kühl-, Kanalphase: Eintritt offen
		D	Kanalphase: geschlossen
		el	elektrisch
		eq	äquivalent
		HG	Heißgas
		i	innen-
		kin	kinetisch
		KL	Kühlluft
		KI	Wave-Rotor-Kanal
		LC	low conductivity
		M	mittel, Material
		p	polytrop, isobar
		R	Referenz-
		TBC	Wärmedämmschicht
		t	total
		tol	tolerabel
		u	Umfangskomponente
		V	Verdichter
		WR	Wave-Rotor
		ZK	Zwischenkühler
		Zyl	Zylinder
α	Wärmeübergangs-, Ausdehnungskoeffizient		
ε	Kühleffektivität, Emissionszahl		
δ	spezifischer Durchmesser, Schichtdicke		
η	Wirkungsgrad		
κ	Isentropenexponent		
λ	thermische Leitfähigkeit		
Π	Druckverhältnis		
σ	spez. Drehzahl, Stefan-Boltzmann-Konstante		
φ	Durchfluss-Kenngröße		
ψ	Druck-Kenngröße		
ω	Winkelgeschwindigkeit		
a	spezifische Arbeit		
C	Strahlungsaustauschzahl		
c	Abs.-geschwindigkeit, spez. Wärmekapazität		
D	Durchmesser		
l	Länge		
m	Masse		
n	Drehzahl		
P	Leistung		
p	Druck		
Q	Wärme		
R	spezifische Gaskonstante, Wärmewiderstand		
r	Radius		
T	Temperatur		
u	Umfangsgeschwindigkeit		
V	Volumen		
y	spezifische Strömungsarbeit		
z	Anzahl		

1 MOTIVATION

Die Flugantriebe der Zukunft spielen eine zentrale Rolle bei der Erfüllung der Emissionsziele der europäischen Luftfahrt [1], welche von der Europäischen Kommission formuliert wurden. Eine herausragende Stellung nimmt dabei die Reduktion der CO_2 -Emissionen ein [2]. Da der Schwerpunkt dieser Reduktion bei den Luftfahrtantrieben liegt, ist ein wesentliches Ziel die signifikante Steigerung des Wirkungsgrades bei der Schuberzeugung.

Es ist abzusehen, dass die aktuellen Instrumente wie die Erhöhung des Kompressionsverhältnisses, der Turbineneintrittstemperatur oder des Nebenstromverhältnisses oder der Übergang zum Open-Rotor in Zukunft an technische Grenzen (z. B. Materialeigenschaften) stoßen werden oder im Widerspruch zu anderen Zielen (z. B. Reduktion der Lärmemission) stehen werden. Damit ist ein Ende der evolutionären Weiterentwicklung vorherbestimmt. [1]

Somit sind völlig neue Ansätze erforderlich. Die Trennung von Vortrieb über viele verteilte Propulsoren und zentraler Leistungsbereitstellung ist einer davon [1]. Im Falle einer turboelektrischen Umsetzung befindet sich die Gasturbine im Rumpf und kann dadurch deutlich größer ausfallen als in der Luftfahrt gegenwärtig üblich. Dieser Ansatz erlaubt auch neue Konzepte für die Turbomaschine. Als vielversprechend hat sich dabei insbesondere die isochore Verbrennung erwiesen, da sie sich verglichen mit der isobaren Verbrennung durch einen höheren Wirkungsgrad auszeichnet [3]. Im Forschungsvorhaben TREVAP (Technologien REVolutionärer Arbeitsprozesse) werden zwei Triebwerkskonfigurationen mit isochorer Verbrennung auf Basis eines Kolbensystems und eines Wave-Rotors entwickelt. Die Gesamtaufgabe wird in Form von Arbeitspaketen durch die Projektpartnern bearbeitet. Dies betrifft die Leistungsrechnung und Konstruktion (ILA¹), die Folgen der instationären Strömung auf den Verdichter (LA²) und die Turbine (GLR³), die Verwirklichung der isothermen Verdichtung (ITLR⁴), die Auswahl des Kolbenprozesses (BHL⁵) und die Berechnung der Prozesse im Wave-Rotor (DLR-VT⁶). In besonderem Maße muss das Sekundärluftsystem der neuen Triebwerksarchitektur und dem Kreisprozess angepasst werden (TFA⁷), das den Gegenstand dieses Artikels bildet.

2 TRIEBWERKSKONFIGURATION

Grundlage der Arbeit ist die Triebwerkskonfiguration mit einem Wave-Rotor, wie sie durch das ILA im Rahmen des Projekts ausgelegt wurde. Die Herausforderungen beruhen dabei darauf, dass die Hauptströmung über den Wave-Rotor weiter komprimiert wird und somit das Heißgas auf einem höheren Druckniveau liegt als am Verdichteraustritt.

¹Institut für Luftfahrtantriebe, Uni Stuttgart

²Fachgebiet Luftfahrtantriebe, TU Berlin

³Fachgebiet Gasturbinen, Luft- und Raumfahrtantriebe, TU Darmstadt

⁴Institut für Thermodynamik der Luft- und Raumfahrt, Uni Stuttgart

⁵Bauhaus Luftfahrt e.V.

⁶Institut für Verbrennungstechnik, Deutsches Zentrum für Luft- und Raumfahrt e. V.

⁷Professur für Turbomaschinen und Flugantriebe, TU Dresden

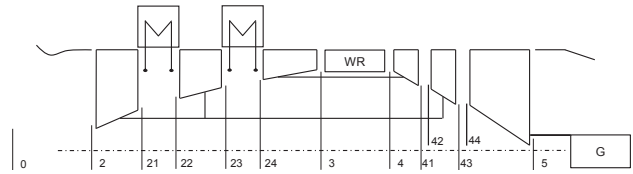


BILD 1: Schema des Wave-Rotor-Konzepts gemäß ILA

Dabei unterliegt die Hauptströmung hochfrequenten Druckschwankungen. Betroffen sind davon sowohl die konventionellen Komponenten als auch die neuen Bauteile. Der Aufbau des Referenzmodells wird in Abbildung 1 dargestellt. Die Maschine verfügt über einen jeweils vierstufigen Nieder- und Mitteldruckverdichter und einen zehnstufigen Hochdruckverdichter. In dessen Anschluss folgt der Wave-Rotor, welcher die konventionelle Brennkammer ersetzt, die jeweils zweistufige Hoch- und Mitteldruckturbine und die dreistufige Niederdruckturbine. Die Mitteldruckwelle koppelt den Nieder- und den Mitteldruckverdichter mit der Mitteldruckturbine und verläuft durch die Hochdruckwelle, welche Hochdruckverdichter und Hochdruckturbine verbindet. Die Niederdruckwelle verläuft in Strömungsrichtung von der Niederdruckturbine zur Kupplung für den Generator. Zwischen Nieder- und Mitteldruckverdichter sowie zwischen Mittel- und Hochdruckverdichter befindet sich jeweils ein Zwischenkühler. Die abgeführten Wärmeströme verlassen die Systemgrenzen und stehen dem Kreisprozess nicht weiter zur Verfügung. Der Kreisprozess ist in Tabelle 1 dargestellt. Mit Hinblick auf das Sekundärluftsystem ist dabei der mit $p_{t,3} = 11047kPa$ hohe Totaldruck am Austritt des Hochdruckverdichters (Triebwerksstation 3) bemerkenswert, der durch die isochore Verbrennung im Wave-Rotor unter dem Totaldruck am Eintritt der Turbine (Triebwerksstation 4) mit $p_{t,4} = 13263kPa$ liegt. An dieser Station herrscht mit $T_{t,4} = 1973,4K$ eine sehr hohe Totaltemperatur, woran sich die Notwendigkeit der Zwischenkühlung zwischen den Stationen 21 und 22 sowie zwischen 23 und 24 erkennen lässt.

3 WAVE-ROTOR

Der Aufbau und die Funktionsweise des Wave-Rotors wird beispielsweise von Akbari et al. in [4] beschrieben. Er besteht aus zwei parallelen, statischen Endplatten, die von Ein- und Auslässen unterbrochen sind. Zwischen den Platten befindet sich eine rotierende Trommel, über deren Umfang mehrere Kanäle in axialer Richtung angeordnet sind (vgl. Abbildung 2). Die Funktionsweise wird anhand Abbildung 3 erläutert. Ein geschlossener Kanal mit verbranntem Heißgas unter erhöhtem Druck erreicht den Beginn eines Auslasses, wodurch das Heißgas ausströmt und ein Expansionsfächer durch den Kanal stromaufwärts wandert. An der Stelle, an der dieser die gegenüberliegende Endplatte erreicht, öffnet sich ein Einlass. Die Position lässt sich aus Rotationsgeschwindigkeit, Kanallänge und Wellenausbreitungsgeschwindigkeit in Abhängigkeit vom Beginn des Auslasses bestimmen. Durch den niedrigeren Druck in Strömungsrichtung vor dem Expansionsfächer kann Gas in den Kanal strömen. Die Stelle, an der die Reflexion des Fächers die Austrittsplatte erreicht, bestimmt die Position, an der der Auslass geschlossen wird. Durch die Schließung des Aus-

Station	0	2	21	22	23	24	3	4	41	42	43	44	5
T_t in K	306,9	306,9	431,1	356,8	500,8	385,0	841,9	1973,4	1409,7	1409,7	1186,3	1186,3	660,2
p_t in kPa	106	105	316	302	907	867	11047	13263	3877	3760	1716	1664	1215
\dot{m} in $\frac{kg}{s}$	34,84	34,84	34,84	34,84	34,84	34,84	27,64	28,63	35,11	35,11	35,82	35,82	35,82

TAB 1: Auslegungsfall der Wave-Rotor-Konfiguration (Start auf Meereshöhe, warmer Tag, Ende der Startbahn) gemäß ILA

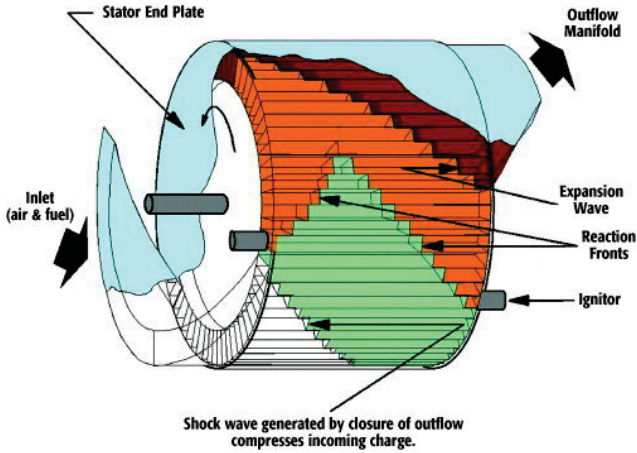


BILD 2: Aufbau eines einfachen Wave-Rotors [4]

lasses breitet sich eine Schockwelle aus, welche wiederum das Ende des Einlasses festlegt. Damit ist der Ladungswechsel abgeschlossen und im Kanal befindet sich größtenteils Frischgas und ein Teil Restgas. Sobald der Ein- und der Auslass geschlossen sind, findet die Zündung und die Verbrennung statt, welche im abgeschlossenen Kanal isochor abläuft. Die zur Verbrennung benötigte Zeit bestimmt über die Rotationsgeschwindigkeit die Lage des nächsten Auslasses. Prinzipiell sind bei entsprechender Auslegung mehrere Ein-/Auslasspaare möglich. Eine konstruktive Besonderheit ergibt sich durch Aufteilung des vollumfänglichen Ringraums nach dem Verdichter in mehrere diskrete Zuführungen zu den Einlässen und die Zusammenlegung der diskreten Abführungen von den Auslässen zum vollumfänglichen Ringraum vor der Turbine.

4 KÜHLLUFTVERDICHTER

Insbesondere die erste Stufe der Hochdruckturbinen ist von dem hohen Druck nach dem Wave-Rotor betroffen. Um eine zuverlässige Versorgung der Stufe mit Kühl- und Sperrluft in allen Betriebspunkten zu garantieren, muss die dafür vorgesehene Luft nach dem Hochdruckverdichter weiter verdichtet werden. Dazu bieten sich zwei Möglichkeiten an. Zum einen kann der Verdichter intern auf der Hochdruckwelle platziert werden. Vorteilhaft wäre bei dieser Umsetzung neben der fehlenden Notwendigkeit eines zusätzlichen Antriebes das kompakte Design. Nachteilig sind die Bauraum Einschränkungen, deren Einfluss auf die Komplexität eines fertigungsgerechten Designs und die mechanische Kopplung des Verdichters mit der Hochdruckwelle, welche für jeden Betriebspunkt die Drehzahl vorgibt und somit Druckverhältnis und Massenstrom nicht unabhängig voneinander eingestellt werden können. Dem gegenüber steht die externe Verdichtung, welche sich durch eine freie Wahl des Betrieb-

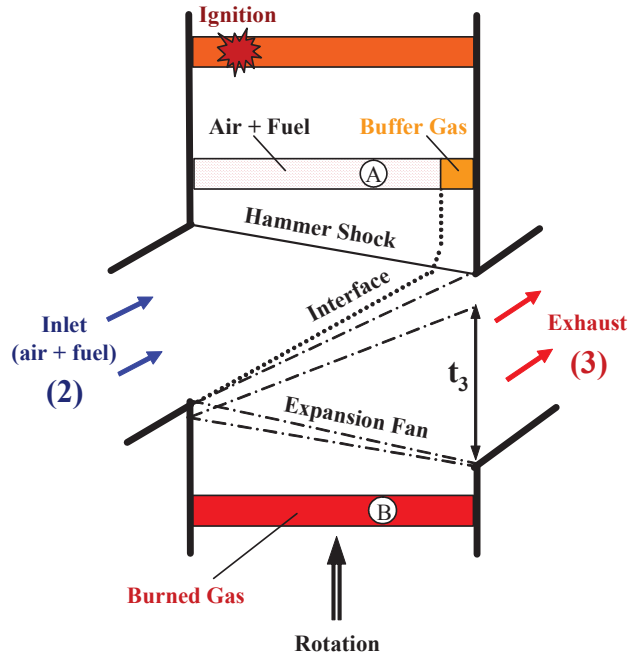


BILD 3: Verbrennung in einem Wave-Rotor-Kanal [4]

spunktes des Kühlluftverdichters auszeichnet. Unterstützt wird dies durch die turboelektrische Auslegung des Antriebskonzepts. Negativ fällt das zusätzliche Gewicht durch Rohre und den Motor in die Betrachtung. Auch die Effizienzeinbußen durch die elektrisch-mechanische Umwandlung müssen beachtet werden.

Interne Verdichtung Die Kühlluft muss in diesem Fall zwischen Hochdruckwelle und Wave-Rotor-Gehäuse geführt werden. Gemäß Seume et al. [5] ist ein wichtiges Hilfsmittel bei der frühen Auslegung von Strömungsmaschinen durch das Cordier-Diagramm gegeben, mit dessen Hilfe sich die Bauart bestimmen lässt. Dazu wird die spezifische Drehzahl und der spezifische Durchmesser benötigt:

$$(1a) \quad \sigma_M = \frac{n\sqrt{\dot{V}}}{|y_M|^{\frac{3}{4}}}(2\pi^2)^{\frac{1}{4}}$$

$$(1b) \quad \delta_M = \frac{D_B|y_M|^{\frac{1}{4}}}{\sqrt{\dot{V}}}\left(\frac{\pi^2}{8}\right)^{\frac{1}{4}}$$

Alternativ können die Druck-Kenngröße und die Durchfluss-Kenngröße genutzt werden:

$$(2a) \quad \psi_{y_M} = \frac{2y_M}{u_B^2} = \frac{2y_M}{\pi^2 n^2 D_B^2}$$

$$(2b) \quad \varphi_M = \frac{4\dot{V}}{\pi^2 n D_B^3}$$

Benötigt werden der maximale Durchmesser, die Drehzahl, der Volumenstrom und die spezifische Strömungsarbeit. Der

Turbine	Stufe	\dot{m}_{KL} in $\frac{kg}{s}$	p_t in $10^5 Pa$
–	–	–	–
HDT	1 Stator	2,282	132,6
HDT	1 Rotor	2,086	127,2
HDT	2 Stator	1,174	73,1
HDT	2 Rotor	0,940	69,9
MDT	1 Stator	0,409	37,6
MDT	1 Rotor	0,306	37,0
Σ	–	7,197	–

TAB 2: Kühlluftbedarf der Hoch- und Mitteldruckturbinstufen gemäß ILA

Volumenstrom ergibt sich anhand des Massenstroms aus der idealen Gasgleichung:

$$(3) \quad \dot{V} = \frac{\dot{m}RT}{p}$$

Gemäß Tabelle 1 herrscht hinter der letzten Stufe des Hochdruckverdichters ein Totaldruck von $p_{t,3} = 110,47 \cdot 10^5 Pa$ bei $T_{t,3} = 841,9K$ und vor der Hochdruckturbine ein Totaldruck von $p_{t,4} = 132,6 \cdot 10^5 Pa$. Beachtet man einen Überdruck von 3%, um die Strömungsverluste auszugleichen, erhält man ein Kompressionsverhältnis von $\Pi_{KLV,t} = 1,24$. Die für die Kühlung der beiden Hochdruckturbinstufen und der ersten Mitteldruckturbinstufe benötigten Kühlluftmassenströme und die dort herrschenden Totaldrücke sind in Tabelle 2 dargestellt. Es wird ersichtlich, dass für die erste Hochdruckturbinstufe ein Kühlluftmassenstrom von $\dot{m}_{KL,HDT1} = 4,37 \frac{kg}{s}$ zusätzlich verdichtet werden muss. Wie in Abschnitt 5.1 dargestellt steht für die Kühlung des Wave-Rotors ein maximaler Kühlluftmassenstrom von $\dot{m}_{KL,WR,max} \approx 10,7 \frac{kg}{s}$ zur Verfügung. Somit muss der Kühlluftverdichter für einen Massenstrom im Bereich $\dot{m}_{KLV} = 4,37 - 15,07 \frac{kg}{s}$ ausgelegt werden. Der Bauraum lässt einen maximalen Durchmesser von $D_{B,max} = 0,14m$ zu. Die Drehzahl der Hochdruckwelle liegt bei $n = 37000 \frac{1}{min} = 616,67 \frac{1}{s}$. Die spezifische Verdichterarbeit

$$(4) \quad a_{KLV} = \bar{c}_p|_{t,3}^{t,KL} \cdot T_{t,3} \cdot \left(\Pi_{KLV,t}^{\frac{\kappa-1}{\kappa \cdot \eta_{V,p}}} - 1 \right)$$

unterscheidet sich nur durch den polytropen Wirkungsgrad von der spezifischen Strömungsarbeit:

$$(5) \quad y_M = \bar{c}_p|_{t,3}^{t,4} \cdot T_{t,3} \cdot \left(\Pi_{KLV,t}^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} - 1 \right)$$

Diese wird beispielsweise durch P. P. Walsh und P. Fletcher in [6] gegeben. Für die spezifische Gaskonstante und die mittlere Wärmekapazität finden sich in [6] analytisch angenäherte oder durch R. Span in [7] tabellarische Stoffwerte. Nach der iterativen Berechnung ergeben sich bei einem geschätzten polytropen Wirkungsgrad $\eta_{KLV,p} = 0,85$ für die Verdichtung der Kühlluft die in Tabelle 3 aufgelisteten Werte. Da das oben genannte Druckverhältnis mit einstufigen Verdichtern erzielt werden kann, lässt sich deren Lage mit diesen Werten direkt im Cordier-Diagramm (Abbildung 4) bestimmen. Da die Druck-Kennzahl $\psi_{y_M} = 1,43$ unabhängig vom Volumenstrom ist, liegen alle Verdichter auf der entsprechenden Gerade im Diagramm. Man kann erkennen, dass die Anforderungen einen Radialverdichter nahelegen.

Größe	Zeichen	Wert	Einh.
Kühllufttemperatur	$T_{t,KLV,1}$	841,9	K
	$T_{t,KLV,2}$	897,9	K
Spez. Strö.arbeit	$y_{M,KLV}$	52800	$\frac{m^2}{s^2}$
Spez. Verd.arbeit	a_{KLV}	62400	$\frac{m^2}{s^2}$
Volumenstrom min	$\dot{V}_{KLV,1,min}$	0,0956	m^3
Volumenstrom max	$\dot{V}_{KLV,1,max}$	0,3296	m^3
Spez. Drehzahl	$\sigma_{M,V,min}$	0,12	–
	$\sigma_{M,V,max}$	0,21	–
Spez. Durchmesser	$\delta_{M,V,min}$	7,23	–
	$\delta_{M,V,max}$	3,89	–
Druck-KG	ψ_{y_M}	1,43	–

TAB 3: Dimensionslose Kühlluftverdichterkennzahlen

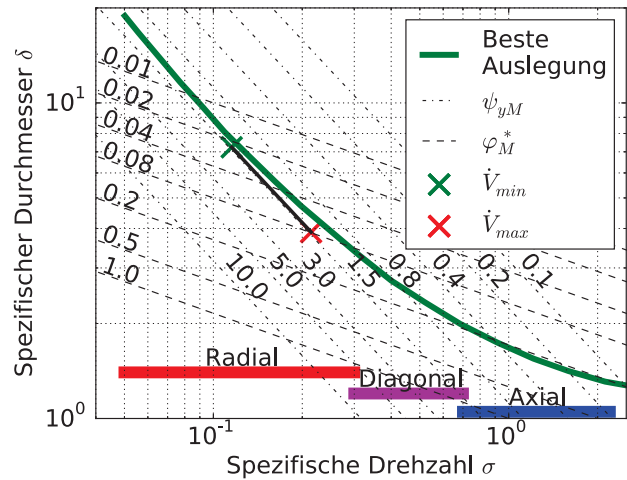


BILD 4: Cordier-Diagramm des internen einstufigen Kühlluftverdichters

Die Strömungsarbeit muss dabei auch aus der Eulergleichung

$$(6) \quad y_M = u_2 c_{u2} - u_1 c_{u1} = \omega^2 r_B^2$$

hervorgehen. Im einfachsten Fall (*) gelangt das Medium drallfrei ($c_{u1} = 0$) in den Radialverdichter und verlässt ihn mit $u_2 = c_{u2}$. Damit lässt sich aus den gegebenen Größen Drehzahl und Strömungsarbeit der benötigte Rotordurchmesser berechnen. Da $D_B = 0,12m \leq D_{B,max}$ gilt, ist die Verdichtungsaufgabe intern lösbar. Dennoch wird die externen Verdichtung weiterverfolgt. Der Grund hierfür ist vor allem die oben genannte Einschränkung bei der Regelbarkeit. Die unabhängige Einstellung des Druckverhältnisses ist allerdings unbedingt notwendig, um die Druckdifferenz zwischen Kühlluft und Hauptstrom an der HDT richtig einstellen zu können. Dies wird durch den pulsierenden Hauptstrom erschwert. Liegt der Druck im Hauptgaspfad höher als an der entsprechenden Stelle im Sekundärluftsystem, bricht beispielsweise der Sperrluftstrom zusammen. Liegt im umgekehrten Fall der Druck im Sekundärluftsystem zu weit über dem Druck im Hauptgaspfad, verliert beispielsweise die Filmkühlung ihre Funktion, da sich Freistrahlen bilden, die nicht in die Grenzschicht einsickern. Daher wird eine externe Verdichtung der Kühlluft für die erste Stufe der Hochdruckturbine ausgelegt. Die Kühlluftversorgung der

Größe	Zeichen	Wert	Einheit
Länge	l_{WR}	0,5	m
Innenradius	$r_{WR,i}$	73,5	mm
Außenradius	$r_{WR,a}$	177,5	mm
Kanalzahl	z_{WR}	30	—
Drehzahl	n_{WR}	3000	$\frac{1}{min}$
Temperatur \overline{AD}	$T_{\overline{AD}}$	2000	K

TAB 4: Kanalgeometrie sowie die zeitlich und örtlich gemittelte Temperatur

restlichen Stufen erfolgt durch Abzapfung nach dem Hochdruckverdichter (vgl. Abbildung 6a). Der Kühlluftverdichter wird elektrisch über den Hauptgenerator mit einem sehr hohen elektrischen Wirkungsgrad $\eta_{el} = 0,99$ versorgt.

5 WAVE-ROTOR KÜHLUNG

Der Wave-Rotor ist das wesentliche Bauteil, welches diese Konfiguration von bekannten Triebwerken unterscheidet. Dadurch gibt es für diese Komponente bislang keine Kühlkonzepte.

5.1 Verfügbarer Kühlluftmassenstrom

Die Funktionsweise und der Aufbau des Wave-Rotors führt dazu, dass die verschiedenen Verbrennungsphasen in triebwerksfesten Koordinaten immer an der selben Stelle ablaufen. In rotorfesten Koordinaten werden alle Phasen nacheinander durchlaufen. Dies führt dazu, dass für den Rotor in gewissem Umfang gemittelte Heißgastemperaturen angenommen werden dürfen. Für die Bildung des Mittelwerts kann entweder ein vollständiger Zyklus, verschiedene Zusammenfassungen von Phasen oder jede einzelne Phase gewählt werden. In Abbildung 5 werden für einen Kanal die

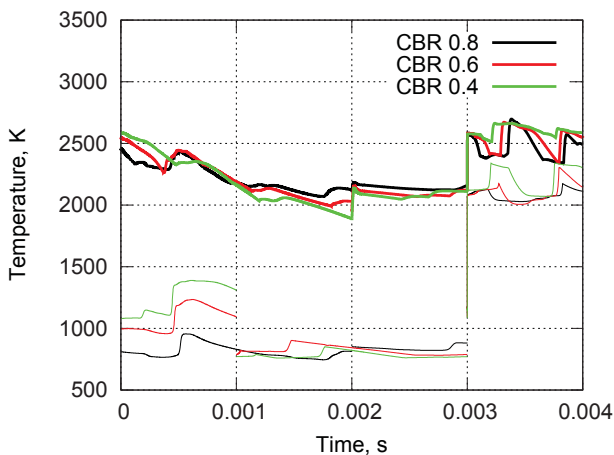


BILD 5: Minimale (dünne Linien) und maximale (dicke Linien) Temperatur im Kanal, channel blockage ratio: $CBR = \frac{A - A_{Throat}}{A}$ gemäß DLR-VT

Verläufe der maximalen und minimalen Temperatur im Kanal dargestellt. Die vier Phasen der Verbrennung (A-D) dauern gemäß DLR-VT jeweils $1ms$. In jeder Umdrehung des

Wave-Rotors muss eine ganzzahlige Anzahl an Zyklen absolviert werden. Durch Wellenlaufzeiten und die Kanallänge sind die zeitlichen Längen der Phasen A-C vorgegeben. Da die Positionen der Ein- und Auslässe triebwerksfest sind, ist auch die Drehzahl vorgegeben. Somit bleibt nur die Verlängerung der Phase D, um eine restfreie Anzahl an Zyklen pro Umdrehung zu verwirklichen. Dies ist allerdings auch die heißeste Phase. Daher wird eine über den Zyklus gemittelte Heißgastemperatur $T_{\overline{AD}} = 2000K$ angenommen. Gleichzeitig ist die verfügbare zusätzlich Kühlluft für den Wave-Rotor durch den tolerierten Wirkungsgradverlust von $\Delta\eta_{tol} = -1,5\%$ -Punkten beschränkt. Die Referenzkonfiguration ist in Abbildung 6a dargestellt. Nach dem Hochdruckverdichter wird vom Hauptgaspfad nach innen die Kühlluft für die zweite Stufe der Hochdruckturbine und für die erste Stufe der Mitteldruckturbine abgezapft und nach außen die Kühlluft für die erste Stufe der Hochdruckturbine abgezapft. Die Letztgenannte wird im Kühlluftverdichter verdichtet, welcher über einen Elektromotor angetrieben wird. Dieser wird elektrisch direkt über den Generator versorgt. Abbildung 6b zeigt die Konfiguration mit Wave-Rotor-Kühlung. Dazu wird ein größerer Massenstrom nach außen abgeführt. Diese Kühlluft muss auf dem gleichen Druckniveau vorliegen wie die Kühlluft für die erste Leitreihe der Hochdruckturbine. Daher wird diese Kühlluft ebenfalls durch den Kühlluftverdichter aufbereitet. Nach der Verdichtung wird ein Teil weiterhin für die Kühlung der ersten Turbinenstufe genutzt. Der Rest kühlt den Wave-Rotor, indem er dessen Gehäuse im Gegenstromprinzip durchströmt. Das hohe Druckgefälle zwischen Kühlluft- und Hochdruckverdichteraustritt ermöglicht dabei eine Rückspeisung der Wave-Rotor-Kühlluft (vgl. Abbildung 6b) vor dem Wave-Rotor. Durch die Rückspeisung des Kühlluftmassenstroms des Wave-Rotors wird auch der von ihm transportierte und im Wave-Rotor abgeführte Wärmestrom dem Prozess wieder zugeführt. Daher wird für den Wirkungsgradverlust

$$\begin{aligned}
 \Delta\eta_{tol} &= \eta_{neu,min} - \eta_{ref} \\
 (7) \quad &= \frac{P_{Nutz} - \frac{P_{KLV,WR}}{\eta_{el}}}{\dot{Q}_{BS}} - \frac{P_{Nutz}}{\dot{Q}_{BS}} \\
 &= -\frac{P_{KLV,WR}}{\eta_{el} \cdot \dot{Q}_{BS}}
 \end{aligned}$$

zunächst ausschließlich die zusätzlich benötigte Kompressionsleistung

$$(8) \quad P_{KLV,WR} = \dot{m}_{KL,WR} \cdot a_{KLV}$$

betrachtet, deren Berechnung auf der in Tabelle 3 angegebenen spezifischen Kühlluftverdichtungsarbeit basiert. Die beiden Modelle, auf denen die Berechnung basiert, werden unter Abbildung 6 dargestellt. Der zusätzliche Kühlluftmassenstrom ist somit gemäß

$$(9) \quad \dot{m}_{KL,WR} \leq -\frac{\Delta\eta_{tol} \cdot \eta_{el} \cdot \dot{Q}_{BS}}{a_{KLV}}$$

$$\dot{m}_{KL,WR,max} \approx 10,7 \frac{kg}{s}$$

5.2 Kühlung im Gegenstromprinzip

Zunächst werden ausschließlich der Innen- und der Außenradius, also die Außenflächen, des Wave-Rotors als zu kühlende Flächen betrachtet. Die Kammerwände bleiben bei

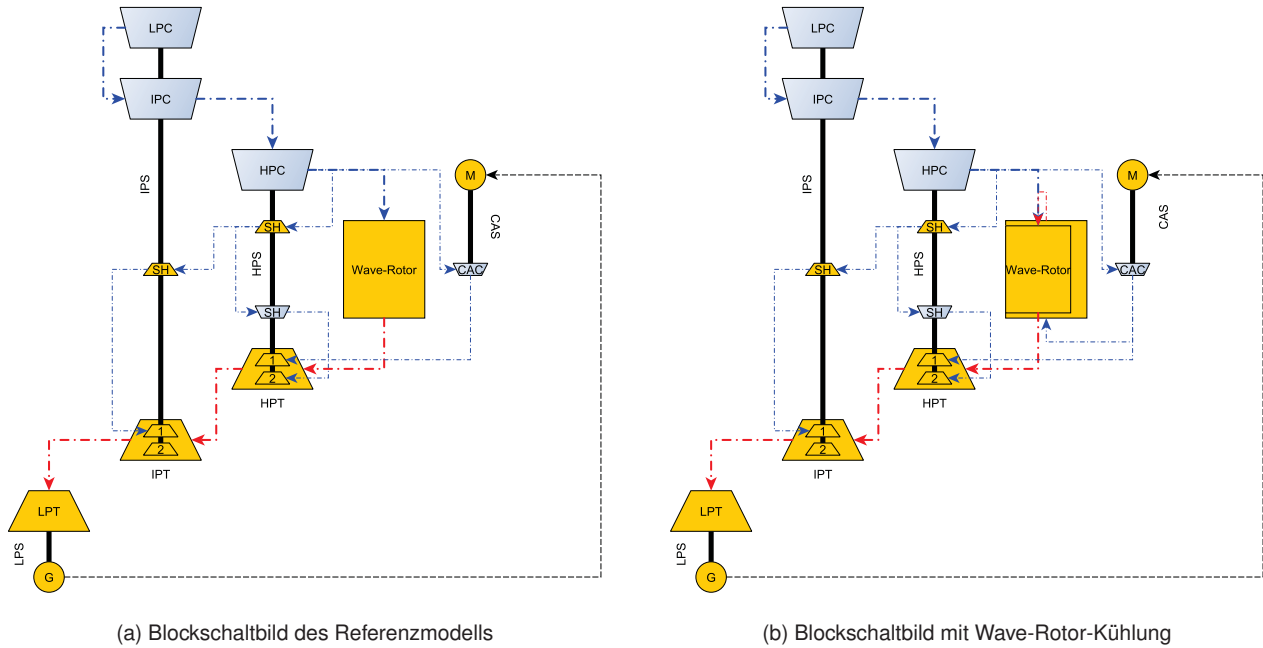


BILD 6: Zur Bestimmung des zulässigen, zusätzlichen Kühlluftmassenstrom genutzte Blockschaubilder (Welle: durchgezogene Linie, El. Leitung: gestrichelte Linie, Gaspfad: Strich-Punkt-Linie)

dieser Betrachtung außen vor. Die Außenwände werden im Gegenstromprinzip gekühlt. Dazu wird der Wave-Rotor zwischen zwei konzentrischen Rohren platziert, sodass sich zwei Ringspalte ausbilden. Die Wärmeübertragung darin wird mittels eines modifizierten Verfahrens nach Gnielinski [7] berechnet. Aus dem 1D-Wärmeübertragerdiagramm für gekühlte Schaufeln in Abbildung 7 lässt sich als Bewertungskriterium für Kühltechnologien der Kühlwirkungsgrad

$$(10) \quad \eta_C = \frac{T_{KL,2} - T_{KL,1}}{T_M - T_{KL,1}}$$

ableiten. Er stellt die von der Kühlluft aufgenommene Wärme ins Verhältnis zur unter gegebenen Temperaturbedingungen maximal aufnehmbaren Wärme. Auf der Abszisse

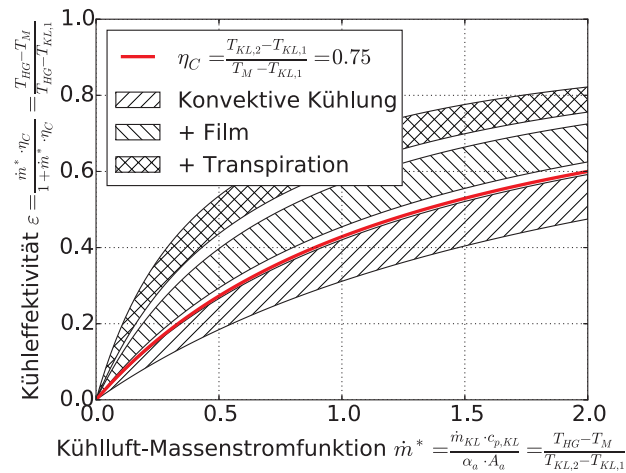


BILD 7: 1D-Wärmeübertragerdiagramm für Schaufeln nach [8]

wird üblicherweise die Kühlluft-Massenstromfunktion aufge-

tragen, welche sich aus der Umsortierung der Wärmestrombilanz an der Schaufelinnenseite und der -außenseite ergibt. Für mittlere Materialtemperaturen, lässt sie sich wie folgt darstellen:

$$(11) \quad \dot{m}^* = \frac{\dot{m}_{KL} \cdot c_{p,KL}}{\alpha_a \cdot A_a} = \frac{T_{HG} - T_M}{T_{KL,2} - T_{KL,1}}$$

Auf der Ordinate wird die Kühleffektivität

$$(12) \quad \varepsilon = \frac{T_{HG} - T_M}{T_{HG} - T_{KL,1}} = \frac{\dot{m}^* \cdot \eta_C}{1 + \dot{m}^* \cdot \eta_C}$$

aufgezeichnet, welche die für den gewählten Kühlluft- und Kühltechnologieeinsatz erzielbare mittlere Materialtemperatur darstellt. Für sie existieren ebenfalls zwei Formulierungen. V. Berlinger gab bereits 1974 in [8] die Leistungsfähigkeit verschiedener Kühltechnologien an. Aufgrund des abgeschlossenen Volumens während der Verbrennung bildet sich dabei keine dominierende Hauptströmungsrichtung aus. Da die Filmkühlung auf dem Einsickern der Kühlluft in Strömungsrichtung in die Grenzschicht basiert, kann diese für den Wave-Rotor nicht eingesetzt werden. Die Transpirationsskühlung beruht auf einem effusivem Austritt einer Kühlfüssigkeit aus einer porösen Oberfläche mit anschließendem Phasenübergang in den gasförmigen Zustand. Dies erfordert also die Mitführung einer Kühlfüssigkeit, die im Moment nicht vorgesehen ist. Daher ist die rein konvektive Kühlung das Mittel der Wahl. Unter Beachtung des technischen Fortschritts und aufgrund der fehlenden Referenzwerte wird davon ausgegangen, dass die Kühltechnologie der Schaufelkühlung bei gleichbleibender Kühleffizienz $\eta_C = 0,75$ auf die Wave-Rotor-Kühlung übertragen werden kann. Durch Einsetzen der Eintritts- ($T_{KL,1} \approx 900,0K$) und der zulässigen Materialtemperatur für die Legierung 718 gemäß ILA ($T_{718} \approx 1100,0K$) und Umstellen kann die maximal erreichbare Austrittstemperatur $T_{KL,2} \approx 1050,0K$ der Kühlluft

TBC	δ_{TBC}	λ_{TBC}	\dot{Q}_{WR}	$\frac{\dot{Q}_{WR}}{\dot{Q}_{WR,max}}$
–	in mm	in $\frac{W}{m \cdot K}$	in kW	in %
Ohne	–	–	3551,3	194,8
SoA	0,3	0,7	1129,9	62,0
LC	0,5	0,3	380,5	20,9
CMC	1,0	5,0	1775,6	97,4

TAB 5: Bei exemplarischen Dämmschichten abzuführende Wärmeströme verglichen mit dem maximal abführbaren Wärmestrom

errechnet werden. Mithilfe der spezifischen Wärmekapazität im genannten Temperaturbereich für trockene Luft und dem verfügbaren Kühlluftmassenstrom lässt sich der maximal abführbare Wärmestrom

$$(13) \quad \dot{Q}_{WR} = \dot{m}_{KL,WR} \cdot \bar{c}_p \Big|_{T_{KL,1}}^{T_{KL,2}} \cdot (T_{KL,2} - T_{KL,1})$$

bestimmen. Dieser liegt mit den genannten Parametern bei $\dot{Q}_{WR,max} = 1,82 MW$. Die Aufgabe ist es nun, die Geometrie und den Wandaufbau derart zu gestalten, dass dieser Wärmestrom nicht überschritten wird. Im Kanal bildet sich aufgrund der Verbrennung und des Ladungswechsels eine hochgradig turbulente Strömung aus. Daher kann von ähnlichen Wärmeübergangskoeffizienten wie bei einer Prallströmung ausgegangen werden. Bei den vorläufig gültigen Annahmen aus der Konstruktion, die die Oberflächen ($A_i = 0,231 m^2$, $A_a = 0,558 m^2$) und die Temperaturverteilung im Material (dünne Metallschicht mit vernachlässigbarem thermischen Widerstand führt zu einer mittleren Materialtemperatur $T_M = T_{718}$) betreffen, und aus der Verbrennungssimulation ($\alpha_{HG} = 5,0 \frac{kW}{m^2 \cdot K}$) ergibt sich wie in Tabelle 5 dargestellt, dass eine Wärmedämmung nötig ist. Forschungsbemühungen zu Hochleistungsdämmschichten haben zum Ziel, Keramiken mit extrem niedrigen Wärmeleitfähigkeiten und großen Schichtdicken zu entwickeln. Diese werden hier als LC-TBC geführt. Dabei kommt es neben dem Schichtmaterial auch erheblich auf die Verarbeitung an. Für Yttriumstabilisiertes Zirkonoxid simuliert C. Jiang in [9], dass selbst bei gleicher Porosität (10 Vol.-%) die räumliche Ordnung der Porosität die Wärmeleitfähigkeit auf weniger als ein Zehntel sinken lassen kann (Gleichverteilung: $1,942 \frac{W}{m \cdot K}$, lineare Anordnung: $0,176 \frac{W}{m \cdot K}$). In Abbildung 8 sind die nach Gnielinski [7] abführbaren Wärmeströme im äußeren und im inneren Ringspalt dargestellt. Die schwarze Strichpunktlinie markiert die Kombinationen aus Spalthöhe und Kühlluftmassenstrom, bei denen sich der Kühlwirkungsgrad $\eta_C = 0,75$ ergibt. Links davon wäre eine höherer Kühlwirkungsgrad nötig und rechts davon genügt ein niedrigerer. Da zu jeder Dämmschicht je ein Wärmestrom außen und innen gehört, folgt somit für jeden Wärmestrom eine optimale Kombination mit niedrigst möglichem Kühlluftbedarf. Im äußeren Spalt ist nach Abbildung 8a die Kühlung ohne TBC nicht zu verwirklichen. Im inneren Spalt ist es gemäß Abbildung 8b auch ohne TBC möglich, die nötigen Wärmeströme abzuführen.

5.3 Beachtung der Materialstärke

Unter Beachtung der mechanischen Lasten ergibt sich eine Materialstärke in der Größenordnung $\delta_{718} \approx 1 cm$. Dadurch ist der Wärmewiderstand des Metalls nicht mehr vernachlässigbar. Wie schon im Kapitel 5.2 können auch hier

die Zylinder durch Ebenen angenähert werden. Damit ergibt sich für den flächenbezogenen Wärmestrom folgendes Gleichungssystem:

$$(14) \quad \begin{aligned} \dot{q} &= \alpha_{Prall} \cdot (T_{HG} - T_{TBC,1}) \\ &= \frac{\lambda_{TBC}}{\delta_{TBC}} \cdot (T_{TBC,1} - T_{TBC,2}) \\ &= \frac{\lambda_{TBC}}{\delta_{TBC}} \cdot (T_{TBC,1} - T_{718,1}) \\ &= \frac{\lambda_{718}}{\delta_{718}} \cdot (T_{718,1} - T_{718,2}) \end{aligned}$$

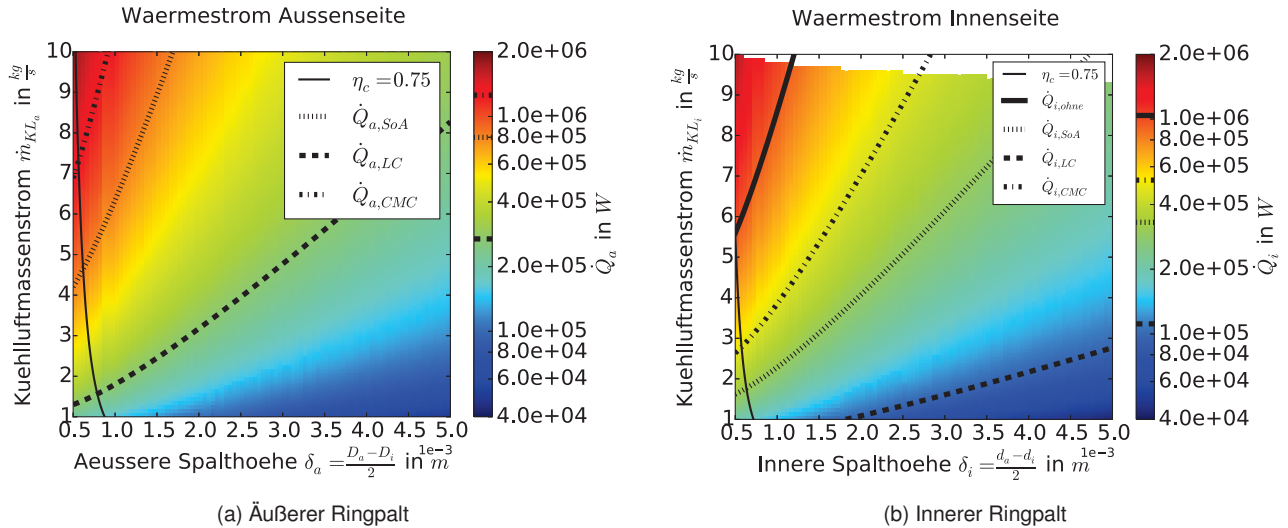
Dabei sind die beiden Temperaturen $T_{HG} = 2000,0 K$ und $T_{718,1} = 1100,0 K$ bekannt. Geht man von einer TBC mit $\lambda_{TBC} = 0,3 \frac{W}{m \cdot K}$ und $\delta_{TBC} = 0,5 mm$ aus, ergibt sich mit einer Wärmeleitfähigkeit $\lambda_{718} = 24,2 \frac{W}{m \cdot K}$ bei $800^\circ C$ [10] eine kaltseitige Metalltemperatur von $T_{718,2} \approx 900 K = T_{KL,1}$. Da die Kühlaufgabe damit nicht zu erfüllen ist, eröffnen sich zwei Optionen: Eine weitere Verbesserung der Wärmedämmung oder eine Kühlung der Kühlluft. Der thermische Kontaktwiderstand zwischen TBC, Bindschicht und Metall ist dabei nicht beachtet und führt zu einem erhöhten Wärmewiderstand vor der Metallschicht. Dadurch stellt sich bei gleichem Temperaturgefälle zwischen Heißgas $T_{HG} = konst.$ und heißer Metallseite $T_{718,1} = konst.$ ein geringerer Wärmestrom ein, wodurch das Temperaturgefälle zwischen heißer und kalter Metallseite abnimmt. Dadurch steigt die kaltseitige Metalltemperatur $T_{718,2}$ an, was eine Reduktion des Kühlluftmassenstroms ermöglicht.

5.4 Brennkammereinschubkästen

Die Grundidee dieses Konzeptes ist ein modularer Aufbau des Wave-Rotors, wie es in Abbildung 9 gezeigt wird. In das Metallgerüst, welches die mechanischen Lasten aufnimmt, werden CMC-Brennkammern eingeschoben, welche die thermische Lasten aufnehmen. Der Vorteil dieser Variante ist neben der Modularität, die eine einfache Produktion und Wartung ermöglicht, dass sowohl die hohe Hitzebeständigkeit als auch die geringe Wärmeleitfähigkeit der Keramik genutzt wird. Des Weiteren wird das Problem der ungekühlten Kammerwände gelöst. Zwischen Brennkammer und Metallgerüst wird sich aufgrund unterschiedlicher Ausdehnungskoeffizienten ($\alpha_{\epsilon,718} = 17,4 \frac{10^{-6}}{K}$ bei $900^\circ C$ [10] und $\alpha_{\epsilon,CMC} \approx 2,5 \frac{10^{-6}}{K}$ [11]) ein Spalt ausbilden. Dieser wird zur Vermeidung eines struktur- und heißgaskritischen Unterdrucks durch den Kühlluftverdichter geflutet. Aufgrund des deutlich höheren Ausdehnungskoeffizienten des Metalls wird sich das Gerüst trotz der geringeren Temperaturdifferenz mit steigenden Betriebstemperaturen weiter ausdehnen als die Brennkammer. Das hat den vorteilhaften Effekt, dass gerade bei hohen Temperaturen die isolierende Luftschicht im Spalt besonders stark ausfällt und den Wärmestrom begrenzt. Für eine vereinfachte Berechnung werden die Kanäle in ein Rohrprofil umgewandelt. Dazu werden Kreisquerschnitte mit dem gleichen Umfang wie im Originalkanal gewählt. Somit sind die Flächen für den Wärmeübergang ähnlich (15).

$$(15) \quad D_{eq,A} = \frac{U}{\pi}$$

Da die Heißgasseite für den Wärmestrom relevant ist, wird diese für die Bildung des Referenzdurchmessers gewählt:



(a) Äußerer Ringpalt

(b) Innerer Ringpalt

BILD 8: Benötigte Massenströme und Spalthöhen, um die Kühlung bei oben genannten Dämmungen (siehe Tabelle 5) zu gewährleisten

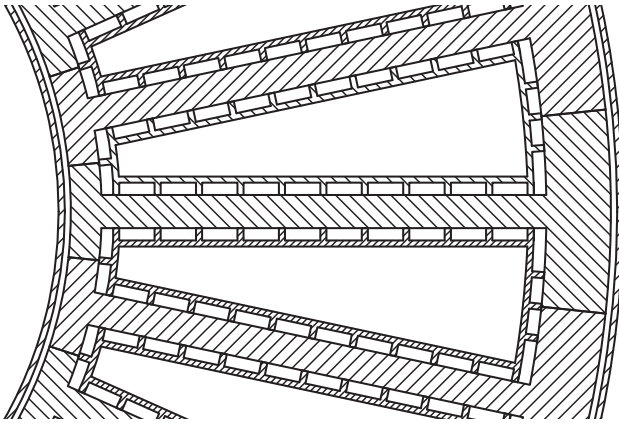


BILD 9: Modularer Aufbau der Einschubkästen

$D_R = 55\text{mm}$. Die Materialstärke der CMC-Brennkammer soll bei $\delta_{CMC} = 1\text{mm}$ liegen. Schmücker [12] folgend ist die Wärmeleitfähigkeit senkrecht zur Faserebene mit $\lambda_{CMC} \leq 5,0 \frac{\text{W}}{\text{m}\cdot\text{K}}$ eine sehr konservative Annahme. Im kalten Zustand existiert kein Luftspalt zwischen CMC-Brennkammer und Metallrahmen. Die Spaltstärke

$$(16) \quad \delta_{Luft} = r_R (\alpha_{\epsilon,718} (\bar{T}_{718} - T_\infty) - \alpha_{\epsilon,CMC} (\bar{T}_{CMC} - T_\infty)) + \delta_{CMC} \cdot \alpha_{\epsilon,718} (\bar{T}_{718} - T_\infty)$$

ist von den Oberflächentemperaturen der einschließenden Wände abhängig $\delta_{Luft} = f(\bar{T}_{CMC}, \bar{T}_{718})$. Die den Spalt flutende Kühlluft hat den unter Kapitel 4 berechneten Zustand. Dabei ist die Wärmeleitfähigkeit der Luft λ_{Luft} bei konstantem Druck abhängig von der mittleren Temperatur:

$$(17) \quad \bar{T}_{Luft} = \frac{T_{CMC,2} + T_{718,1}}{2}$$

Die geringe Spalthöhe und die Fixierungselemente der CMC-Brennkammer verhindern weitestgehend die Zirkulation der Luft, sodass der Spalt ohne freie Konvektion als

Dämmschicht betrachtet wird. Sie liegt etwa bei $\lambda_{Luft} \approx 0,08 \frac{\text{W}}{\text{m}\cdot\text{K}}$. Die heiße Metallseite darf die zulässige Temperatur $T_{718,1} = 1100,0\text{K}$ nicht überschreiten. Über den berechneten Wärmestrom kann die kalte Metallseite $T_{718,2}$ berechnet werden. Die Vereinfachung des ebenen Wärmeübergangs wird aufgrund des geringen Referenzdurchmessers aufgegeben. Aus dem Gleichungssystem (14) wird damit:

$$(18) \quad \begin{aligned} \frac{\dot{Q}_{Kl}}{2\pi l} &= r_R \cdot \alpha_{Prall} \cdot (T_{HG} - T_{CMC,1}) \\ &= \frac{\lambda_{CMC}}{\ln(1 + \frac{\delta_{CMC}}{r_R})} \cdot (T_{CMC,1} - T_{CMC,2}) \\ &= \frac{\lambda_{Luft}}{\ln(1 + \frac{\delta_{Luft}}{r_R + \delta_{CMC}})} \cdot (T_{CMC,2} - T_{718,1}) \\ &= \frac{\lambda_{718}}{\ln(1 + \frac{\delta_{718}}{r_R + \delta_{CMC} + \delta_{Luft}})} \cdot (T_{718,1} - T_{718,2}) \end{aligned}$$

Der sich einstellende Wärmestrom wird über die Kammerwände, den Innen- und den Außenradius des Wave-Rotors abgeführt. Die Kammerwände führen den von ihnen aufgenommenen Wärmestrom wiederum ebenfalls an den Innen- und den Außenradius ab. Diese Kühlfächen werden wie unter Kapitel 5.2 beschrieben im Gegenstromprinzip durch zwei Ringspalte gekühlt. Die sich einstellenden Größenverhältnisse und Temperaturverteilung sind in Tabelle 6 Fall 1 aufgelistet und in Abbildung 10 dargestellt.

Wärmestrahlung Die Wärmeleitung über den Luftspalt bildet nur einen Teil der an der Wärmeübertragung beteiligten Vorgänge. In diesem Fall spielt aufgrund der hohen Temperaturdifferenz zwischen $T_{CMC,2}$ und $T_{718,1}$ auch die Wärmestrahlung eine entscheidende Rolle. Die Wärmeübertragung durch Strahlung ist durch Stephan et al. in [5] beschrieben. Dabei ist der Nettowärmestrom

$$(19) \quad \dot{Q}_{rad,12} = C_{12} \cdot A \cdot (T_1^4 - T_2^4)$$

unter der Bedingung $T_1 \geq T_2$ gegeben. Die Strahlungsaustauschzahl C_{12} ist eine Geometriegröße, die für konzentrische Rohre mit der Oberfläche A_1 des Innenrohres durch

Größe	Fall 1	Fall 2	Fall 3	Einh.
\dot{Q}_{KL}	22,5	49,9	23,3	kW
\dot{Q}_{WR}	674,1	1496,3	699,6	kW
T_{HG}	2000,0	2000,0	2000,0	K
$T_{CMC,1}$	1948,0	1884,5	1946,0	K
$T_{CMC,2}$	1896,9	1771,1	1893,0	K
$T_{718,1}$	1100,0	1100,0	1100,0	K
$T_{718,2}$	1011,8	904,1	1008,5	K
$T_{KL,1}$	900,0	900,0	900,0	K
$T_{KL,2}$	983,9	903,1	981,4	K
δ_{Luft}	2,6	2,4	2,6	$10^{-4}m$
$\dot{m}_{KL,KL}$	234,5	14198,5	250,8	$\frac{g}{s}$
$\dot{m}_{KL,WR}$	7,0	426,0	7,5	$\frac{kg}{s}$

TAB 6: Maßgebliche Größen des CMC-Kanals

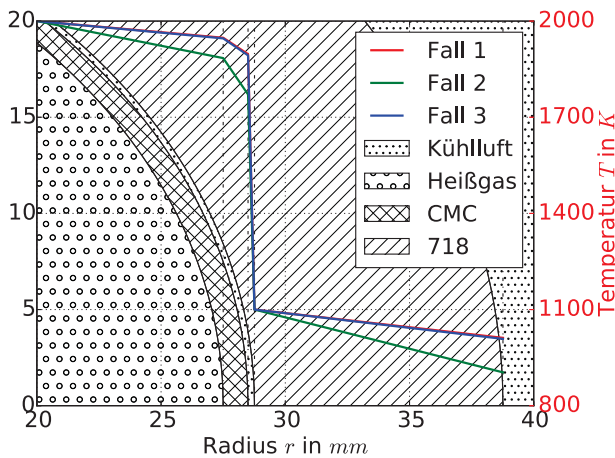


BILD 10: Ausschnitt eines CMC-Kanals mit radialem Temperaturverlauf

Gleichung (20) gegeben ist. Dabei ist $\sigma = 5,67 \cdot 10^{-8} \frac{W}{m^2 \cdot K}$ die Stefan-Boltzmann-Konstante und ε sind die Emissionszahlen. Die Letztgenannten sind vom Material, der Oberflächenbeschaffenheit und der Temperatur abhängig und nehmen Werte zwischen $\varepsilon = 0 \dots 1$ an.

$$(20) \quad C_{12} = \sigma \cdot \left(\frac{1}{\varepsilon_1} + \frac{A_1}{A_2} \cdot \left(\frac{1}{\varepsilon_2} - 1 \right) \right)^{-1}$$

Für nichtmetallische Materialien beziehungsweise Metalle werden diese zunächst mit den typischen Werten $\varepsilon_{CMC} = 0,9$ und $\varepsilon_{718} = 0,75$ für unbehandelte Oberflächen angenähert. Da sich aufgrund der Strahlung der Gesamtwärmestrom erhöht, ändern sich auch die Materialtemperaturen. Daher ist eine iterative Berechnung nötig. Das Ergebnis ist in Tabelle 6 Fall 2 eingetragen. Es ist ersichtlich, dass der Einfluss der Strahlung das Kühlkonzept unbrauchbar macht. Werden allerdings die Oberflächen beschichtet und poliert können die Emissionszahlen erheblich reduziert werden. Für poliertes Messing bei $300^\circ C$ liegt die Emissionszahl beispielsweise bei $\varepsilon = 0,031$ [5]. Damit wäre die Kühlung wieder möglich (vgl. Tabelle 6 Fall 3). Selbstverständlich ist Messing aufgrund des Temperaturbereichs ungeeignet. Außerdem muss sichergestellt sein, dass diese Oberflächengüte erhalten bleibt. Trotzdem kann gesagt werden, dass bei Beachtung zukünftiger Fortschritte bei CMC-

Materialien als Dämmschicht dieser Ansatz erfolgversprechend ist, sofern man die Wärmestrahlung dauerhaft unterdrücken kann. Durch die Luftschicht wird die abzuführende Wärme (Fall 1) verglichen mit der CMC-Schicht aus Tabelle 5 unter den Randbedingungen aus 5.2 trotz der Heißgasfläche der Kammerwände um 62,0% verringert. Der Kühlluftbedarf sinkt im gleichen Vergleich von 97,4% auf 65,7% des verfügbaren Kühlluftmassenstroms. Hier zeigt sich der Vorteil nicht so deutlich, da trotz der Luftschicht die kalte Metalltemperatur mit $T_{718,2} = 1011,8K$ geringer sein muss als die mittlere Materialtemperatur $T_{718,M} = 1100,0K$ aus Kapitel 5.2, wodurch sich der aufnehmbare Wärmestrom verringert. Aufgrund der Vereinfachungen und der Tatsache, dass der größte Teil der Kühlluft benötigt wird, werden die Brennkammereinschubkästen allein nicht genügen, da die Kühlung des Schwannenhalses zwischen Wave-Rotor und Turbine noch nicht abgedeckt ist.

5.5 Kühlluftkühlung

Ein weiterer Ansatz für die Kühlung des Wave-Rotors sieht die Zwischenkühlung der Wave-Rotor-Kühlluft nach dem Kühlluftverdichter vor. Eine Senkung der Kühllufttemperatur reduziert den Kühlluftbedarf. Dadurch wird für die Kühlluftverdichtung weniger Leistung benötigt und damit das Gewicht des Systems zur Kühlluftverdichtung verringert. Auf der anderen Seite wird ein komplexeres und schwereres Wärmeübertragungssystem benötigt, welches seinerseits energetisch versorgt werden muss und Totaldruckverluste verursacht. Diese beiden Seiten müssen gegeneinander abgewogen werden, wozu eine Bewertungszahl benötigt wird, welche die genannten Effekte wichtet und vereint. Komplexität, Gewicht, Leistungsbedarf und Druckverluste des Zwischenkühlers stehen im Verhältnis zum abzuführenden Wärmestrom

$$(21) \quad \dot{Q}_{ZK} = \bar{c}_{p,ZK} \cdot \dot{m}_{KL,WR} \cdot (T_{KL,ZK,1} - T_{KL,ZK,2})$$

und dem zu kühlenden Luftmassenstrom. Die zusätzlich benötigte Leistung des Kühlluftverdichters berechnet sich gemäß (8). Beide Größen sind vom Kühlluftmassenstrom $\dot{m}_{KL,WR}$ abhängig. Dabei ist der Wärmestrom aus dem Wave-Rotor zu beachten. Dieser ist, wie in den vorausgehenden Kapiteln beschrieben, von der eingesetzten Dämstechnologie bestimmt. Mit der eingesetzten Kühltechnologie ist bei bekannter Eintrittskühllufttemperatur $T_{KL,WR,1}$ die Austrittskühllufttemperatur $T_{KL,WR,2}$ bekannt. Durch Gleichung

$$(22) \quad \dot{m}_{KL,WR} = \frac{\dot{Q}_{WR}}{c_{p,WR} \cdot \eta_c (T_{718,2} - T_{KL,ZK,2})}$$

lässt sich damit der benötigte Kühlluftmassenstrom bestimmen. Die Masse des Zwischenkühlers steht nach der durch Klein und Staudacher [13] vorgeschlagenen Abschätzung (23) in folgendem Zusammenhang zum Kühlluftvolumenstrom und damit auch zum Kühlluftmassenstrom:

$$(23) \quad \frac{m_{ZK}}{m_{ZK,R}} = \left(\frac{\dot{V}_{ZK}}{\dot{V}_{ZK,R}} \right)^{0,3} \approx \left(\frac{\dot{m}_{ZK}}{\dot{m}_{ZK,R}} \right)^{0,34}$$

Die Referenzwerte $m_{ZK,R}$ und $\dot{V}_{ZK,R}$ entnehmen sie dabei der Arbeit von Zhao et al. [14]

6 ZUSAMMENFASSUNG

Der Einsatz revolutionärer Konzepte bei Flugantrieben hat großen Einfluss auf die gesamte Triebwerkskonfiguration. Im vorliegenden Artikel wurden Probleme, die sich durch den Einsatz eines Wave-Rotors anstelle einer konventionellen Brennkammer für das Sekundärluftsystem ergeben, dargestellt und Lösungsansätze aufgezeigt. Für die benötigte Verdichtung der Kühlluft wird ein elektrisch angetriebener, externer Verdichter aufgrund der fehlenden Bauraumbeschränkungen und des zusätzlichen Freiheitsgrades der Drehzahl als sinnvoll erachtet. Gründe hierfür sind der hohe Regelbedarf des Kühlluftdrucks in Verbindung mit der grundsätzlich Auslegung der Gasturbine für ein turboelektrisches Antriebskonzept. Die Kühlung des Wave-Rotors erfordert aufgrund der hohen Temperaturen und der turbulenten Strömung ein aufwändiges Kühlkonzept. Aufgrund der Rückspeisung der Kühlluft in den Hauptstrom vor dem Wave-Rotor steht die komprimierte Luft dem Prozess weiter zur Verfügung. Dadurch kann bei moderatem Einfluss auf den Wirkungsgrad der Maschine ein verhältnismäßig hoher Kühlluftmassenstrom genutzt werden. Dennoch muss für die Dämmung ein hoher konstruktiver Aufwand betrieben werden. Mit Blick auf den stromabwärts liegenden Schwannenhals wird auch eine Zwischenkühlung der Kühlluft in Betracht gezogen.

Es wurden verschiedene Schlüsseltechnologien identifiziert, die für die Umsetzung eines Kühlsystems erforderlich sind. Stärker noch als bei den konventionellen Triebwerken sind Low Conductivity TBCs, die bei hohen Umgebungstemperaturen eine sehr niedrige Wärmeleitfähigkeit aufweisen, notwendig, obwohl sie im Wave-Rotor selbst und im Schwannenhals nicht ausreichend sein werden. An diesen Stellen ist ein hoher, konstruktiver Aufwand erforderlich (vgl. Kapitel 5.4). Diese Elemente müssen eine hohe Hitzebeständigkeit und niedrige Wärmeleitfähigkeit aufweisen. Diese Merkmale werden durch CMC-Bauteile erfüllt. Gleichzeitig müssen allerdings mechanische Lasten aufgenommen werden. Dies sind konstante Biege-, Zug- und Druckspannungen durch Zentrifugalkräfte aber auch Stoßbelastungen durch die periodische Verbrennung. Es scheint zweckmäßig, diese an den stützenden Metallrahmen abzuführen. Allerdings erfordert dies eine Anpassung der Wärmeausdehnungskoeffizienten auf Metall- oder CMC-Seite, um die Passungen im gesamten Betriebsbereich konstant zu halten. Es wurde gezeigt, dass die laminare Luftschicht essentiell für die Wärmedämmung im Wave-Rotor ist. Diesbezüglich müssen sowohl Untersuchungen zu Strömungsphänomene ausgelöst durch thermische Dichteunterschiede und die Rotation angestellt werden, als auch Maßnahmen erforscht werden, um die laminare Temperaturschichtung zu erhalten.

7 DANKSAGUNG

Die Untersuchungen wurden im Rahmen des LUFO V Verbundvorhabens TREVAP durchgeführt und aufgrund eines Beschlusses des Deutschen Bundestages mit Mitteln des Bundesministeriums für Wirtschaft und Energie (BMWi) unter dem Förderkennzeichen 20E1505C gefördert, wofür sich die Autoren ausdrücklich bedanken.

Literatur

- [1] J. SIEBER: Roadmap Antriebe. In: *Informationstag zum Luftfahrtforschungsprogramm des Bundes*, 2014. – Bundesverband der Deutschen Luft- und Raumfahrtindustrie e.V.
- [2] EUROPÄISCHE KOMMISSION (Hrsg.): *Flightpath 2050 - Europe's Vision for Aviation*. Publications Office of the European Union, 2011
- [3] S. STAUDACHER u. a.: REVAP - REvolutionäre Arbeitsprozesse / Institut für Luftfahrtantriebe, Universität Stuttgart. 2014. – Forschungsbericht
- [4] P. AKBARI ; M. NALIM ; H. LI: Analytic Aerothermodynamic Cycle Model of the Combustion Wave Rotor in a Gas Turbine Engine. In: *4th International Energy Conversion Engineering Conference and Exhibit (IECEC)*, 2006. – AIAA 2006-4176
- [5] K. GROTE (Hrsg.) ; J. FELDHUSEN (Hrsg.): *Dubbel: Taschenbuch für den Maschinenbau*. Springer Vieweg, Berlin, Heidelberg, 2014
- [6] P. WALSH ; P. FLETCHER: *Gas Turbine Performance*. Blackwell Science, Oxford, 2004
- [7] VEREIN DEUTSCHER INGENIEURE, VDI-GVC (Hrsg.): *VDI-Wärmeatlas*. Springer-Verlag, Berlin, Heidelberg, 2013
- [8] V. BERLINGER: Schaufelkühlung bei Industrie-Gasturbinen: Ein Mittel zur Erhöhung von Wirkungsgrad und Leistungsdichte bei Industrie-Gasturbinen. In: *Schweizerische Bauzeitung* (1974), Nr. 11, S. 248–254
- [9] C. JIANG: *Low Thermal Conductivity YSZ-based Thermal Barrier Coatings with Enhanced CMAS Resistance*, University of Connecticut, Diss., 2015
- [10] VDM METALS: *VDM® Alloy 718 - Werkstoffdatenblatt Nr. 4127*, 2016
- [11] B. HEIDENREICH ; J. GÖRING: Die CMC-Werkstoffe des DLR und ihre Einsatzmöglichkeiten / Institut für Bauweisen- und Konstruktionsforschung, Institut für Werkstoffforschung, Deutsches Zentrum für Luft- und Raumfahrt (DLR) e.V. 2008. – Forschungsbericht
- [12] M. SCHMÜCKER: Faserverstärkte keramische Werkstoffe: Leichtbauwerkstoffe für hohe Temperaturen. In: *TUC Contact* (2004), Nr. 14, S. 63 – 68
- [13] F. KLEIN ; S. STAUDACHER: Plausibility Study of Hecto Pressure Ratio Concepts in Large Civil Aero Engines. In: *Proceedings of ASME Turbo Expo 2017*, 2017. – GT2017-64214
- [14] X. ZHAO ; O. THULIN ; T. GRÖNSTEDT: First and Second Law Analysis of Intercooled Turbofan Engine. In: *Proceedings of ASME Turbo Expo 2015*, 2015. – GT2015-43187