

# NUMERISCHE UNTERSUCHUNG VON ZYKLONKÜHLUNGSKONFIGURATIONEN MIT AXIALEN LEITGITTERN ZUR DRALLERZEUGUNG

M. Göbel\*, D. Bicat\*, H.-J. Bauer\*

\* Institut für Thermische Strömungsmaschinen, Karlsruher Institut für Technologie,  
Straße am Forum 6, Karlsruhe, Deutschland

## Zusammenfassung

Die Zyklonkühlung ist eine vielversprechende Kühlmethode für technische Anwendungen mit thermisch hochbelasteten Komponenten wie den Turbinenschaufeln in den ersten Stufen einer Hochdruckturbinen. Im Rahmen dieser Arbeit wird die Zyklonkühlung für den Einsatz in Turbinenschaufeln numerisch mittels 3D RANS- und DES-Simulationen untersucht. Die Drallströmung im Kühlkanal wird über neu definierte axiale Leitgitter generiert. Der Kühlkanal wird als gerades Rohr modelliert. Neben der konventionellen Konfiguration mit einem einzelnen axialen Leitgitter am Turbinenschaufelfuß wird auch die Anordnung von mehreren in Reihe geschalteten Leitgittern untersucht. In einer Parameterstudie werden der Umlenkungswinkel und das Nabenverhältnis für zwei grundlegend unterschiedliche Leitgittergeometrien variiert. Jeweils ein Aufbau mit einem einzelnen Leitgitter und ein Aufbau mit mehreren Leitgittern wird unter erhöhtem Detaillierungsgrad mithilfe jeweils einer DES-Simulation untersucht. Die Validierung der Strömungssimulationen erfolgt an einem Referenzexperiment aus der Literatur. Der Einfluss der Turbulenzmodellierung auf die Genauigkeit der Simulationsergebnisse wird detailliert untersucht. Mit den innerhalb dieser Studie vorgestellten Geometrien kann gegenüber der rein axialen turbulenten Rohrströmung eine Erhöhung der Nusseltzahl von 2,5 bis 4,6 erzielt werden. Damit verbunden ist eine Erhöhung des Druckverlusts um einen Faktor von 15 bis 155. Durch die Installation mehrerer Leitgitter im Kühlkanal kann ein deutlich homogenerer Wärmeübergang sowie ein um bis zu 17 % reduzierter Druckverlust im Vergleich zu den konventionellen Konfigurationen erreicht werden. Die Kenntnisse aus dieser Arbeit unterstützen zukünftige Auslegungsprozesse von Leitgittern für Zyklonkühlungsapplikationen und tragen zum Verständnis des komplexen Strömungsfeldes im Drallkanal und dessen Simulation bei.

## Keywords

Detached-Eddy-Simulation; Zyklonkühlung; Drallströmung

## NOMENKLATUR

### Formelzeichen

$D$	Kanaldurchmesser	m	$Pr$	Prandtlzahl	-
$d$	Wandabstand	m	$\dot{q}$	Wärmestromdichte	W/m <sup>2</sup>
$D_i$	Nabendurchmesser	m	$R$	Kanalradius	m
$f$	Reibwert	-	$r$	radiale Koordinate	m
$\gamma$	Umlenkungswinkel	°	$Re$	Reynoldszahl	-
$L$	Kühlkanallänge	m	$\rho$	Dichte	kg/m <sup>3</sup>
$\lambda$	Wärmeleitfähigkeit	W m <sup>-1</sup> K <sup>-1</sup>	$T$	Temperatur	K
$\mu$	Dynamische Viskosität	kg s <sup>-1</sup> m <sup>-1</sup>	$t$	Zeit	s
$Nu$	Nusseltzahl	-	$u$	Geschwindigkeit	m s <sup>-1</sup>
$p$	statischer Druck	N/m <sup>2</sup>	$z$	axiale Koordinate	m
$PF$	Performancefaktor	-	<b>Indizes</b>		
			0	Referenz axiale Rohrströmung	
			adw	adiabate Wand	

bulk	Massenstrom gemittelt
c	Kanalmitte ( $r = 0$ )
$\phi$	Umfangsrichtung
w	Wand
z	axial

## Abkürzungen

CFL	Courant-Friedrichs-Lewy
DES	Detached-Eddy-Simulation
LES	Large-Eddy-Simulation
RANS	Reynolds-averaged Navier-Stokes

## 1. EINFÜHRUNG

Aufgrund zunehmend strengerer Emissionsbeschränkungen in der Luftfahrt ist die Entwicklung effizienterer Triebwerke notwendig. Die Steigerung des thermischen Wirkungsgrades einer Gasturbine kann durch eine Erhöhung des Druckverhältnisses und der Turbineneintrittstemperatur erfolgen. Dies wird maßgeblich begrenzt durch das Erreichen der Materialeinsatztemperaturgrenzen der Hochdruckturbinenschaufeln, die einer außerordentlich hohen thermischen Belastung ausgesetzt sind. Um die Schaufeln vor den steigenden Heißgastemperaturen unter Einsatz eines möglichst geringen Kühlluftmassenstroms zuverlässig schützen zu können, werden effizientere Kühlmethode entwickelt. Bei modernen Turbinenschaufeln werden mehrere Methoden, wie die Filmkühlung und unterschiedlich geformte interne Turbulatoren, gleichzeitig verwendet. Die Auslegung dieser kombinierten Kühlkonfigurationen muss für unterschiedliche Betriebspunkte unter Beachtung der Fertigungstoleranzen durchgeführt werden und ist daher sehr komplex. Eine neue, in der Auslegung womöglich simplere Kühlmethode, ist die Zyklonkühlung. Bei dieser wird im Inneren der Turbinenschaufeln eine Drallströmung erzeugt. Die Drallströmung ist gekennzeichnet durch hohe Geschwindigkeiten in Wandnähe. Außerdem wird für hohe Drallstärken aufgrund des Wirbelplatzens ein Rezirkulationsgebiet im Zentrum des Kühlkanals gebildet, woraus stark erhöhte Axialgeschwindigkeiten im Wandbereich resultieren. Die hohen Geschwindigkeitsgradienten im Bereich der Wand führen zu erhöhter Turbulenz, wodurch die Durchmischung und somit auch der Wärmeübergang ansteigt. Dies resultiert bei konstantem Kühlluftmassenstrom in einer Erhöhung des übertragenen Wärmestroms und somit in einer reduzierten Wandtemperatur. In frühen Untersuchungen zur Zyklonkühlung wurde hauptsächlich das thermische Verhalten von simplen, geraden Drallrohren untersucht [1–5]. In jüngeren Studien wurde im Detail die Strömungsstruktur im Drallkanal [6–8] sowie deren Beeinflussung durch

realistischere Kanalgeometrien analysiert. Beispiele hierfür sind die Untersuchung des Einflusses der Auslassgeometrie [8, 9], der Kanalneigung [10] sowie die Untersuchung von divergenten [11] bzw. konvergenten [12] Kanälen. Bei all diesen Untersuchungen wird die Drallströmung durch tangential Einlässe erzeugt. Diese gelten als leichter auszulegen und zu fertigen. Deren Integration in eine reale Turbinenschaufel ist aufgrund des begrenzten Bauraums eine anspruchsvolle Aufgabe. Aufgrund der drastischen Fortschritte in der additiven Fertigungstechnik ist es denkbar, dass die Erzeugung der Drallströmung innerhalb der Turbinenschaufel zukünftig durch in den Schaufelfuß integrierte axiale Leitgitter erfolgen kann [13]. Für diesen Ansatz existieren bisher wenige Untersuchungen, die detailliert die aerothermischen Eigenschaften solcher Konfigurationen mit hoher Drallstärke analysieren. Bisherige Untersuchungen beschränken sich auf Konfigurationen mit im Vergleich zu dieser Studie geringerer Drallstärke [14] oder führen keine ausführliche Analyse der resultierenden Strömung im Kühlkanal durch [15]. Innerhalb dieser Studie werden numerische Strömungssimulationen durchgeführt, um die Eigenschaften von Zyklonkühlkonfigurationen mit neu entwickelten axialen Leitgittern detailliert zu untersuchen und geeignete Maßnahmen zur Erhöhung des internen Wärmeübergangs abzuleiten. Dabei werden sowohl Konfigurationen mit einem einzelnen Leitgitter stromauf des Kühlkanals als auch Konfigurationen mit mehreren in Reihe geschalteten Leitgittern untersucht.

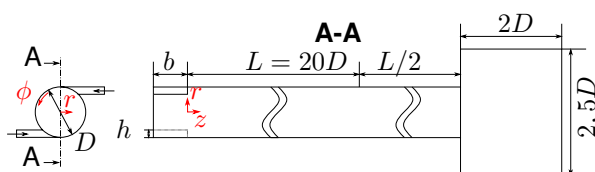
## 2. VORGEHENSWEISE

Die auf Basis vorheriger Studien neu entwickelten Leitgitter werden mithilfe von numerischen Strömungssimulationen untersucht. Die Eigenschaften von Drallströmungen sind aufgrund der hohen Turbulenz und des mit dem Wirbelaufplatzen verbundenen Rezirkulationsgebiets nur schwierig korrekt vorherzusagen [13]. Daher erfolgt zunächst eine ausführliche Voruntersuchung an einem generischen Referenzfall aus der Literatur, an dem die numerischen Methoden validiert werden. Die am Referenzfall validierten numerischen Methoden werden anschließend zur parametrischen Untersuchung der Konfigurationen mit den neu entwickelten Leitgittern verwendet. Hierfür wird für die einzelnen Leitgitter der Umlenkungswinkel der Leitgitterschaufeln und das Nabenverhältnis variiert. Außerdem werden zwei grundlegend unterschiedliche Leitgittergeometrien miteinander verglichen. Auch die Anordnung mehrerer in Reihe geschalteter Leitgitter, analog zum Prinzip der in der Literatur bereits diskutierten Konfigurationen mit mehreren tangentialen Einlässen entlang der Hauptströmungsrichtung [8, 16–18], wird untersucht. Für die parametrische Untersuchung der Leitgitter werden aufgrund der begrenzten Berechnungsressourcen stationäre RANS-Simulationen durchgeführt. Zwei ausgewählte Konfigurationen werden mittels einer Detached-Eddy-Simulation, kurz DES-Simulation, im

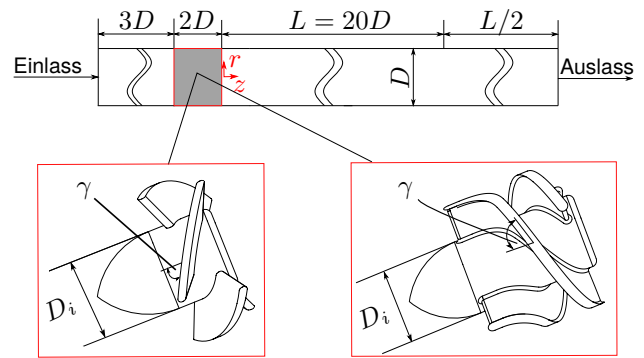
Detail untersucht. Die Eignung dieses Ansatzes zur Vorhersage der Eigenschaften von Drallströmungen in geraden Rohren konnte bereits nachgewiesen werden [7, 12]. Bei der DES-Methode handelt es sich um einen hybriden Ansatz, bei dem im Bereich der Wand ein RANS-Verfahren und im Freistromgebiet ein Grobstrukturansatz (LES) zur Modellierung der Turbulenz verwendet wird. Auf diese Weise kann die äußerst feine Auflösung der Grenzschicht, die die Anwendung von LES-Simulationen begrenzt, umgangen werden.

## 2.1. Geometrie

Zur Validierung der numerischen Methoden werden Vorstudien an dem in Bild 1 dargestellten Aufbau nach Biegger et al. [7] durchgeführt. Die geometrischen Maße und die Randbedingungen sind für diesen Aufbau klar dokumentiert. Außerdem wurden ausgiebige numerische und experimentelle Daten zu Strömung und Wärmeübergang veröffentlicht. Der Aufbau stellt eine vereinfachte Geometrie eines realen Kühlkanals mit kreisförmigem Strömungsquerschnitt des Durchmessers  $D = 50\text{ mm}$  dar. Die Drallströmung wird durch zwei tangentielle Einlässe mit einer Breite  $b = 33,5\text{ mm}$  und Höhe  $h = 5\text{ mm}$  erzeugt. Auf die tangentialen Einlässe folgt der eigentliche Kühlkanal mit einer Länge  $L = 20D$ . Um den Einfluss der am Auslass vorliegenden Bedingungen zu reduzieren, wird der Kühlkanal um das Auslassrohr mit der Länge  $10D$  sowie dem Auslassplenum mit einer Länge von  $2D$  ergänzt. Wie in Bild 2 zu sehen ist, wird der Versuchskanal für die axialen Leitgitter ausgehend vom Referenzexperiment definiert. Der Kühlkanal sowie das Auslassrohr werden unverändert übernommen. Der Rohrabschnitt mit den tangentialen Einlässen wird durch das axiale Leitgitter ersetzt. Der Aufbau wird um eine Einlaufstrecke mit der Länge  $3D$  ergänzt. In Voruntersuchungen stellte sich heraus, dass das Auslassplenum kaum einen Effekt auf die Ergebnisse hat. Daher wird dieses entfernt. Die zwei grundlegend verschiedenen Leitgittergeometrien, die untersucht werden, sind ebenfalls in Bild 2 dargestellt. Dabei ist links die Baseline-Geometrie abgebildet, für welche sich an den einfachen Leitgittergeometrien orientiert wurde, die von Ahmadvand et al. [14] untersucht wurden. Diese bestehen aus vier Leitgitterschaufeln mit konstantem Umlenkungswinkel sowie einer internen Nabe. Die Leitgitterschaufeln sind fest mit der Rohrwand verbunden. Auf der rechten Seite von Bild 2 ist das im Folgenden als Helix-Geometrie bezeichnete Leitgitter dargestellt. Dieses besteht aus



**BILD 1. Geometrie des Vergleichsexperiments (nach Biegger et al. [7]).**

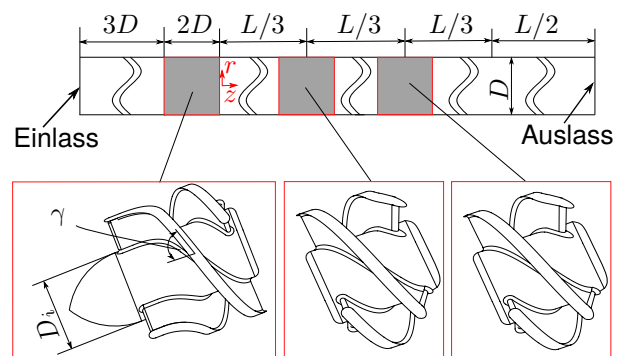


**BILD 2. Vereinfachte Zyklonkühlungskonfiguration mit axialem Drallerzeuger. Links die Baseline-Geometrie mit vier Leitgitterschaufeln und rechts die Helix-Geometrie mit drei Leitgitterschaufeln.**

drei sich überlappenden Leitgitterschaufeln, welche als Helix mit konstantem Vorschub ausgeführt sind. Ergänzt wird diese Helix durch einen an die Anströmung ausgerichteten Abschnitt. Eine konzeptionell ähnliche Geometrie wurde bereits experimentell unter realitätsnahen Bedingungen innerhalb einer skalierten Turbinenschaufel untersucht [15]. Die mit diesem Leitgitter erzeugte interne Strömung konnte nicht analysiert werden.

Die Strömungs- und Wärmeübergangseigenschaften der Konfigurationen werden maßgeblich durch das Nabenverhältnis  $D_i/D$  und den Umlenkungswinkel  $\gamma$  der Leitgitter bestimmt.

Ausgehend von den Ergebnissen mit einzelnen Leitgittern werden Anordnungen mit mehreren in Reihe geschalteten Leitgittern untersucht, mit dem Ziel einen gleichmäßigeren Wärmeübergang zu erreichen. Exemplarisch ist hierfür in Bild 3 eine Konfiguration mit drei helixförmigen Leitgittern dargestellt. Die Leitgitter werden gleichmäßig über die Länge des Kühlkanals verteilt. Die internen Leitgitter werden dabei ohne ein zur Anströmung ausgerichtetes Einlaufstück ausgeführt. Umlenkungswinkel und Nabendurchmesser ist für alle innerhalb einer Konfiguration verbauten Leitgitter identisch. Abschließend sind in Tabelle 1 die untersuchten Zyklonkühlungskonfigurationen mit den geometrischen Eigenschaften der jeweils verwendeten Leitgitter aufgelistet.



**BILD 3. Zyklonkühlungskonfiguration mit drei helixförmigen Drallerzeugern.**

Name	$\gamma$ [°]	$D_i/D$ [-]	Anordnung
H1	60	0,5	Einfach bis Dreifach
H2	67	0,5	Einfach bis Dreifach
H3	75	0,5	Einfach
H4	67	0,3	Einfach
H5	67	0,7	Einfach
B1	45	0,5	Einfach
B2	60	0,5	Einfach
B3	75	0,5	Einfach

TAB 1. Untersuchte Zyklonkühlungskonfigurationen.

## 2.2. Randbedingungen

Die Randbedingungen werden soweit möglich vom Referenzexperiment übernommen. Die Simulationen werden für eine mittlere Reynoldszahl  $Re_z = \frac{4\dot{m}}{\mu\pi D} = 10\,000$  durchgeführt. Dafür wird an den Einlässen ein Massenstrom von  $0,0071\text{ kg s}^{-1}$  aufgeprägt. Dies resultiert in der mittleren axialen Strömungsgeschwindigkeit  $\bar{u}_z = 3,23\text{ m s}^{-1}$ . Am Auslass liegt der Umgebungsdruck von  $101\,325\text{ N/m}^2$  vor. Die Wände des Kühlkanals werden analog zum Vergleichsexperiment als isotherm mit einer konstanten Oberflächentemperatur von  $293\text{ K}$  modelliert. Die tangentialen Einlässe sowie für die Konfigurationen mit axialen Leitgittern das Einlassrohr werden als adiabat angenommen. Als Kühlmedium wird Luft verwendet. Die Temperatur der Luft am Einlass beträgt für sämtliche Simulationen  $333\text{ K}$ . An den Einlässen wird eine turbulente Intensität von  $5\%$  vorgegeben. Die Temperaturabhängigkeit der Stoffeigenschaften wird berücksichtigt.

## 2.3. Numerik

Die in dieser Studie vorgestellten RANS- und DES-Simulationen werden mit dem Strömungslöser Ansys Fluent durchgeführt. Für die DES-Simulationen wird das Turbulenzmodell von Shur et al. [19] verwendet. Dieses basiert auf dem Turbulenzmodell von Spalart-Allmaras [20]. Die den Abbau und die Produktion von turbulenter Wirbelviskosität kontrollierende charakteristische Längenskala der Turbulenz wird umformuliert zu

$$(1) \quad \tilde{d} = \min(d, C_{\text{DES}}\Delta),$$

und entspricht somit entweder dem Wandabstand  $d$  oder der maximalen Zellenabmessung  $\Delta$ , multipliziert mit der Konstante  $C_{\text{DES}} = 0,65$ . Um zu verhindern, dass bei einer feinen Auflösung der Grenzschicht in Strömungs- oder Umfangsrichtung der Wechsel zur LES-Formulierung bei einem zu geringen Abstand zur Wand stattfindet, wird die Delayed-DES Formulierung

$$(2) \quad \tilde{d} = d - f_d \max(0, d - C_{\text{DES}}\Delta),$$

verwendet [21]. Der Parameter  $f_d$  ist dabei eine strömungsabhängige Größe.

Für die RANS-Simulationen wird das  $k-\omega$ -SST Turbulenzmodell von Menter [22] mit der Krümmungskorrektur von Smirnov und Menter [23] angewendet. Die Krümmungskorrektur bewirkt, dass die Produktion turbulenter kinetischer Energie in Bereichen stark gekrümmter Stromlinien modifiziert wird. Die Stärke der Krümmungskorrektur wird mit dem Parameter  $C_{\text{CURV}}$  kontrolliert. Für die Simulationen wird  $C_{\text{CURV}} = 0,8$  vorgegeben.

Zur Diskretisierung der Erhaltungsgleichungen wird für die RANS-Simulationen ein Upwind-Verfahren zweiter Ordnung eingesetzt. Für die DES-Simulationen wird ein zentrales Differenzenverfahren zweiter Ordnung verwendet. Die Kopplung von Druck und Geschwindigkeit erfolgt mit dem SIMPLEC-Algorithmus. Für die Druckinterpolation wird der PRESTO!-Algorithmus verwendet. Das Kühlmedium wird als ideales Gas modelliert. Für die transienten Simulationen wird ein Zeitschritt von  $\Delta t = 2 \times 10^{-5}\text{ s}$  festgelegt, was in einer CFL-Zahl kleiner 1 für den Großteil des Rechengebiets resultiert. Für die zeitliche Integration der Gleichungen wird ein implizites Verfahren zweiter Ordnung verwendet. Für zeitlich gemittelte Ergebnisse werden die Strömungsgrößen nach Erreichen eines statistisch stationären Zustandes über einen Zeitraum von mindestens  $t = L/\bar{u}_z = 1,5$  gemittelt.

## 2.4. Rechennetze

Für die Validierung der Turbulenzmodellierung wurde ein strukturiertes Netz verwendet, wie es in Bild 4a zu sehen ist, um möglichst netzunabhängige Ergebnisse zu erhalten. Ein solches Netz ist für die Untersuchung der Konfigurationen mit axialen Leitgittern aufgrund derer komplexen Geometrie ungeeignet. Daher werden hierfür unstrukturierte Netze, bestehend aus Polyedern, wie in Bild 4b zu sehen, verwendet. Einige Parameter der strukturierten Netze sind in Tabelle 2 aufgelistet. Für die Durchführung der DES-Simulationen wurde sich an der in der Dissertation von Biegger [8] beschriebenen Netzauflösung orientiert. Die Grenzschicht wird beim strukturierten Netz mit einer Wachstumsrate von 1,05 besonders fein aufgelöst, um die großen Temperatur- und Geschwindigkeitsgradienten vollständig erfassen zu können.

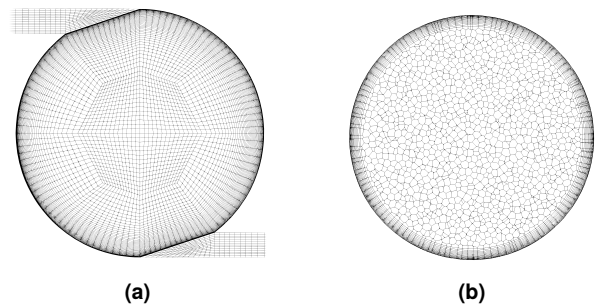


BILD 4. Verwendete Netze: (a) Strukturiertes Hexaederbasiertes Netz (b) Unstrukturiertes Polyederbasiertes Netz



Netz	Anzahl Zellen	$\Delta z$ [mm]	$\Delta r_c$ [mm]
RANS	$3,5 \times 10^6$	2,9	1,25
DES	$10,5 \times 10^6$	1,1	0,9

TAB 2. Netzeigenschaften der strukturierten Gitter.

Die Höhe der ersten Zelle in wandnormaler Richtung beträgt für beide Gittertypen  $\Delta y_1 = 0,02$  mm, was in einem dimensionslosen Wandabstand  $y_1^+ \approx 1$  resultiert. Die Wachstumsrate der Zellen innerhalb der Grenzschicht wird für das unstrukturierte Netz auf 1,15 erhöht. Für das Vergleichsexperiment wurden RANS-Simulationen mit beiden Gittertypen für eine unterschiedliche Anzahl von Zellen durchgeführt, um den Einfluss des verwendeten Netzes im Detail zu untersuchen. Es konnte dabei festgestellt werden, dass eine weitere Verfeinerung des strukturierten Netzes mit 3,5 Millionen Zellen zu nur noch einer geringfügigen Änderung der Ergebnisse führt. Zum strukturierten Netz um durchschnittlich etwa 5 % abweichende Ergebnisse konnten für das Referenzexperiment mit dem unstrukturierten Netz bei einer Kantenlänge von 1,4 mm und 4,5 Millionen Zellen erhalten werden. Die Kantenlänge von 1,4 mm stellte sich für die RANS-Simulationen als ausreichend heraus und wird auch für die unstrukturierte Vernetzung der Konfigurationen mit axialen Leitgittern verwendet. Innerhalb der Drallerzeugersegmente wird das Netz auf eine Kantenlänge von 0,7 mm verfeinert. Die resultierenden Rechennetze für die RANS-Simulationen bestehen je nach Geometrie aus 5 bis 7 Millionen Zellen. Für die DES-Simulationen zu den Konfigurationen mit axialem Leitgitter wird ein hybrides Poly-Hexcore-Gitter verwendet. Analog zu Bild 4b wird die Wand mit unstrukturierten Elementen aufgelöst. Das übrige Volumen wird mit Hexaedern mit einer Kantenlänge von 0,9 mm vernetzt. Dies resultiert je nach Geometrie in 14 bis 16 Millionen Zellen.

### 3. ERGEBNISSE UND DISKUSSION

#### 3.1. Validierung: Tangentiale Einlässe

Im folgenden Abschnitt werden zunächst die Ergebnisse der DES- und RANS-Simulationen zum Validierungsfall vorgestellt und mit den experimentellen Daten von Biegger et al. [7] verglichen. Hierfür werden die Verläufe der Nusseltzahl, die Geschwindigkeitsprofile und der Druckverlust betrachtet. In diesem Abschnitt wird der Fokus auf die mithilfe des strukturierten Netzes erhaltenen Ergebnisse gelegt. Für die DES-Simulation werden zeitliche gemittelte Ergebnisse gezeigt.

##### 3.1.1. Nusseltzahl

Der Vergleich der mit RANS- und DES-Simulation erhaltenen Verläufe der lokalen Nusseltzahl

$$(3) \quad Nu(z) = \frac{\dot{q}(z)D}{\lambda(T_w(z) - T_{\text{ref}}(z))},$$

mit dem Experiment ist in Bild 5 dargestellt. Zur Darstellung der Ergebnisse wird die Nusseltzahl normiert, mit der durch die Dittus-Boelter-Korrelation ermittelten Nusseltzahl  $Nu_0 = 0,023Re_z^{0,8}Pr^{0,3}$  einer turbulenten Rohrströmung. Die Nusseltzahlerhöhung  $Nu/Nu_0$  gibt demnach an, um welchen Faktor die Nusseltzahl durch den aufgeprägten Drall erhöht wird. Die Verläufe werden zeitlich sowie lokal in Umfangsrichtung gemittelt. Als Referenztemperatur  $T_{\text{ref}}$  wird die adiabate Wandtemperatur verwendet, die analog zum Vergleichsexperiment über den Zusammenhang

$$(4) \quad \left. \frac{T_{\text{adw}}}{T_c} \right|_{\dot{q}=0} = \left. \frac{T_{\text{adw}}}{T_c} \right|_{\dot{q} \neq 0},$$

berechnet wird [8]. Hierfür wird eine adiabate ( $\dot{q} = 0$ ) und eine diabate ( $\dot{q} \neq 0$ ) Simulation durchgeführt. Die Differenz der mit diesem Ansatz approximierten adiabaten Wandtemperatur  $T_{\text{adw}}$  zur Temperatur im Kanalzentrum  $T_c$  beträgt für die Reynoldszahl  $Re_z = 10\,000$  weniger als 1 K.

Für beide Simulationsverfahren ist in Bild 5 analog zum Experiment stromab der Einlässe eine Abnahme der lokalen Nusseltzahl festzustellen. Diese ist auf die reibungsbedingte Abnahme der Drallstärke zurückzuführen [1]. Mit der DES-Simulation kann die Nusseltzahl mit Ausnahme des Bereichs unmittelbar stromab der Einlässe innerhalb der experimentellen Messunsicherheit von 13 % vorhergesagt werden. Mit der RANS-Simulation wird die Nusseltzahl für  $z/D < 5$  deutlich überschätzt. Stromab von  $z/D = 5$  ist eine hohe Übereinstimmung mit dem Experiment festzustellen. Hinsichtlich des erheblich reduzierten Berechnungsaufwands weist die RANS-Simulation eine ausreichende Genauigkeit für folgende Parameterstudien auf. Die Abweichungen unmittelbar stromab der Einlässe sind bei der RANS-Simulation maßgeblich auf die verwendete

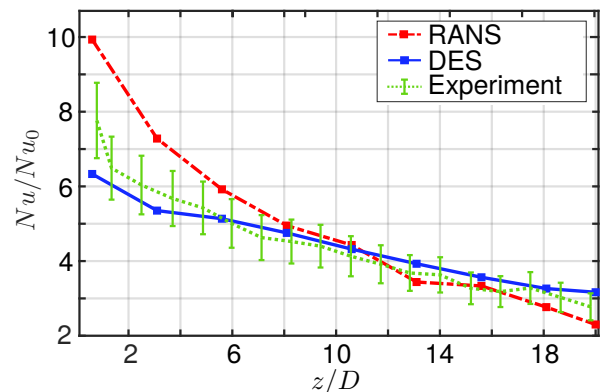
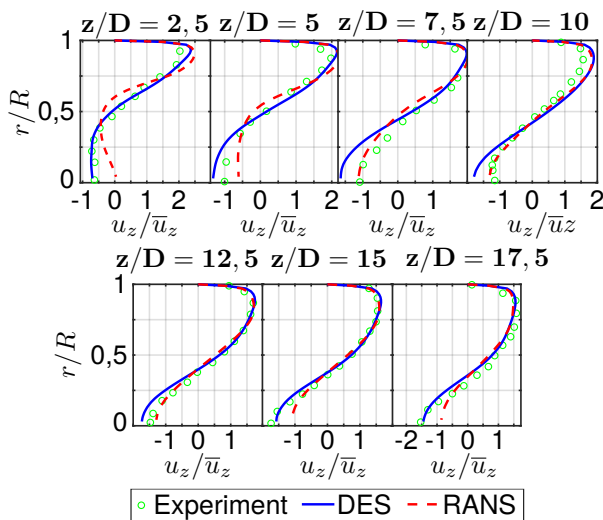


BILD 5. Normierte Nusseltzahl entlang des Kühlkanals.

Referenztemperatur ( $T_{\text{ref}} = T_{\text{adw}}(z) \approx T_c(z)$ ) zurückzuführen. Diese wird mit der RANS-Simulation im ersten Drittel des Kanals unterschätzt, was dort folglich in einer erhöhten Nusseltzahl resultiert. Für die Temperatur im Kanalzentrum  $T_c(z)$  konnte eine hohe Sensitivität gegenüber der verwendeten Krümmungskorrektur festgestellt werden. Mit stärker werdender Krümmungskorrektur ( $C_{\text{CURV}} > 0,6$ ) wird diese zunehmend unterschätzt. Eine zu geringe Krümmungskorrektur ( $C_{\text{CURV}} < 0,8$ ) äußert sich dahingegen in einer schlechteren Übereinstimmung der vorhergesagten Geschwindigkeitsprofile mit dem Experiment. Um die Sensitivität der Nusseltzahl gegenüber Ungenauigkeiten bei der Berechnung der Referenztemperatur zu verringern, wird bei den Konfigurationen mit axialen Leitgittern die über den Massenstrom gemittelte lokale Fluidtemperatur  $T_{\text{bulk}}(z)$  als Referenztemperatur verwendet. Aus der Verwendung dieser Referenztemperatur resultiert im Bereich  $z/D \leq 4$  eine um bis zu 65% reduzierte Abweichung zwischen RANS- und DES-Simulation, die aus einer Abnahme der mit der RANS-Simulation vorhergesagten Nusseltzahl folgt. Im übrigen Kanal verringert sich die Nusseltzahl für diese Wahl der Referenztemperatur bei beiden Modellierungsansätzen geringfügig, im Mittel um etwa 5%.

### 3.1.2. Axialgeschwindigkeit

Der Vergleich der axialen Geschwindigkeitsprofile entlang des Kanalradius ist in Bild 6 an sieben Positionen stromab der Einlässe dargestellt. Die Geschwindigkeitsprofile sind über die Umfangsrichtung gemittelt und mit der mittleren axialen Geschwindigkeit  $\bar{u}_z$  normiert. Für beide Simulationsverfahren ist an allen Auswertungsebenen eine gute bis sehr gute Übereinstimmung mit dem Experiment festzustellen. Auch mit der RANS-Simulation kann das Rezirkulationsgebiet, im Gegensatz zu vorherigen Untersuchungen mit RANS-Ansätzen wie beispielsweise Yang et al. [10],

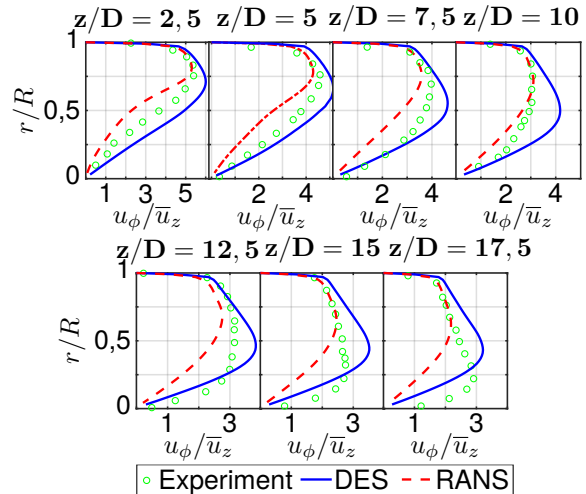


**BILD 6. Axialgeschwindigkeitsprofile an verschiedenen Positionen im Kühlkanal.**

über die komplette Kanallänge qualitativ korrekt vorhergesagt werden. Deutliche Unterschiede zwischen den Verläufen sind bis  $z/D = 7,5$  zu erkennen, woraufhin sich die Verläufe zunehmend ähneln. Besonders im Wandbereich ist eine hohe Übereinstimmung mit dem Experiment zu beobachten, was genaue Vorhersagen für den Wärmeübergang sowie den reibungsbedingten Druckverlust ermöglicht. Die DES-Simulation weist besonders in der vorderen Kanalhälfte eine im Vergleich zur RANS-Simulation verbesserte Übereinstimmung mit dem Experiment auf.

### 3.1.3. Umfangsgeschwindigkeit

Die Profile der Umfangsgeschwindigkeit sind in Bild 7 dargestellt. Analog zu den axialen Geschwindigkeitsprofilen wird die Umfangsgeschwindigkeit in Umfangsrichtung gemittelt und mit  $\bar{u}_z$  normiert. Ähnlich zu den Verteilungen der axialen Geschwindigkeit ist in Wandnähe für beide Simulationen eine hohe Übereinstimmung mit dem Experiment festzustellen. Im Kanalzentrum ist dahingegen eine beträchtliche Abweichung zum Experiment zu erkennen. Mit der RANS-Simulation kann der Transport des Umfangsgeschwindigkeitsmaximums hin zum Kanalzentrum nicht korrekt vorhergesagt werden. Grund hierfür ist möglicherweise der dort durch die Krümmungskorrektur stark reduzierte turbulenzbedingte Impulsaustausch in radiale Richtung. Mit der DES-Simulation können die Verläufe zwar qualitativ besser vorhergesagt werden, das Geschwindigkeitsmaximum im Kanalinneren wird jedoch entlang des gesamten Kanals überschätzt.



**BILD 7. Umfangsgeschwindigkeitsprofile an verschiedenen Positionen im Kühlkanal.**

### 3.1.4. Druckverlust

Der entdimensionalisierte Druckverlust

$$(5) \quad \Delta p_{w, \text{norm}}(z) = \frac{p_w(z) - p_{w, z/D=20}}{\frac{1}{2} \rho \bar{u}_z^2},$$

und der Reibwert  $f = \Delta p_{w, \text{norm}} D / L$  werden im folgenden zur Bewertung des Druckverlusts herangezogen. Hierfür wird der statische Druck entlang der Wand, an mehreren Positionen stromab der Einlässe ausgewertet, in Umfangsrichtung gemittelt und mit dem dynamischen Druck  $\frac{1}{2} \rho \bar{u}_z^2$  normiert. An dieser Stelle wird lediglich der sich über den Kühlkanal einstellende Druckverlust betrachtet. Dieser enthält nicht den Druckverlust, der bei der Erzeugung der Drallströmung innerhalb der tangentialen Einlässe entsteht. Der Druckverlust ist in Form des normalisierten Reibwerts  $f/f_0$  in Tabelle 3 dargestellt. Zur Normierung wird die Blasius-Korrelation  $f_0 = 0,3164 Re_z^{-0,25}$  verwendet, die den Reibwert für eine axiale Rohrströmung beschreibt.

Wie in Tabelle 3 zu erkennen ist, wird der Reibwert mit der DES-Simulation um ca. 9 % überschätzt. Aus den RANS-Simulationen resultiert im Vergleich zum Experiment ein um 13 % bis 15 % reduzierter Reibwert. Für die RANS-Simulationen konnte von der Art des verwendeten Gitters, sowie dessen Feinheit nur eine geringe Abhängigkeit festgestellt werden. Der Unterschied zwischen dem strukturierten Gitter ( $\square$ ) und dem unstrukturierten Gitter ( $\circ$ ) beträgt lediglich etwa 2,5 %.

-	Exp.	DES	RANS ( $\square$ )	RANS ( $\circ$ )
$f/f_0$	44,4	48,42	37,9	38,9

**TAB 3. Vergleich des berechneten Reibwerts mit dem Vergleichsexperiment.**

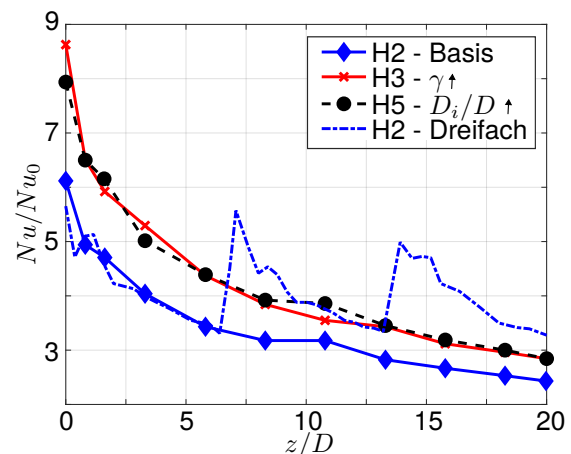
Abschließend kann zu den Validierungsrechnungen festgehalten werden, dass sowohl die RANS- als auch die DES-Simulationen bezüglich der betrachteten Größen eine gute bis sehr gute Übereinstimmung mit dem Experiment aufweisen. Mit der RANS-Simulation kann für die zeitlich gemittelten Größen trotz der hochturbulenten dreidimensionalen Strömung eine erstaunlich hohe Übereinstimmung mit dem Experiment festgestellt werden. Die grundlegende Strömungsstruktur kann im Mittel größtenteils korrekt wiedergegeben werden. Daher kann mit dem RANS-Ansatz die Parameterstudie für die axialen Drallerzeuger mit guter Genauigkeit durchgeführt werden.

### 3.2. Konfigurationen mit axialen Leitgittern

Die Ergebnisse zu den Konfigurationen mit axialen Leitgittern werden im Folgenden dargestellt. An dieser Stelle werden nur ausgewählte Konfigurationen im Detail analysiert. Dafür werden die Verläufe der normierten Nusseltzahl, des normierten Druckverlusts sowie Geschwindigkeitsverteilungen vorgestellt. Für die an dieser Stelle nicht im Detail betrachteten Konfigurationen wird lediglich die über die Kanallänge gemittelte Erhöhung der Nusseltzahl  $\bar{Nu}/Nu_0$  und die damit verbundene Erhöhung des Reibwerts  $f/f_0$  zusammenfassend betrachtet.

#### 3.2.1. Nusseltzahl

Es werden zunächst nur die Ergebnisse der RANS-Simulationen vorgestellt. Die Verläufe der umfangsgemittelten und normierten Nusseltzahl sind in Bild 8 dargestellt. Als Referenztemperatur wird die mittlere lokale Fluidtemperatur  $T_{\text{bulk}}(z)$  verwendet. Ausgehend von der Geometrie H2 werden der Umlenkungswinkel  $\gamma$  (H3), der Nabendurchmesser  $D_i$  (H5) und die Anzahl der Leitgitter im Kühlkanal (H2-Dreifach) erhöht (vgl. Tab. 1). Für die Konfigurationen mit individuellem axialen Leitgitter in Bild 8 ist analog zum Referenzexperiment eine stetige Abnahme der normierten Nusseltzahl zu beobachten. Wie an den Verläufen der Geometrie H3 und H5 zu erkennen ist, ist durch die Erhöhung des Nabenverhältnisses sowie des Umlenkungswinkels eine beträchtliche Steigerung der Nusseltzahl möglich. Zwischen den beiden durch die Variation unterschiedlicher Parameter erhaltenen Verläufen der Nusseltzahl ist nahezu kein Unterschied festzustellen. Wie auch schon beim Referenzexperiment ist die Verteilung der Nusseltzahl stark inhomogen. Ein gleichmäßiger Wärmeübergang ist durch das Hinzufügen mehrerer Leitgitter im Kühlkanal möglich, wie an dem Verlauf der Geometrie H2-Dreifach ersichtlich ist. Durch die zwei zusätzlichen Leitgitter kann das Niveau der normierten Nusseltzahl jeweils wieder auf einen Wert von etwa fünf angehoben werden. Stromab von allen drei Leitgittern ist eine vergleichbare Abnahme der Nusseltzahl festzustellen. Eine signifikante Beeinflussung durch die stromab gelegenen Leitgitter bleibt aus. Wie anhand von Tabelle 4 zu erkennen ist, führen alle drei Modifikationen der Geometrie H2 im Mittel zu einer beinahe identischen Erhöhung der global gemittelten Nusseltzahl.



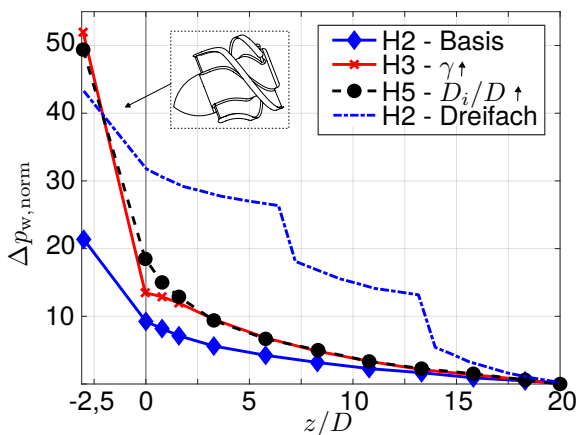
**BILD 8. Einfluss der Parametervariation auf die Verläufe der normierten Nusseltzahl.**

-	H2	H3	H5	H2-Dreifach
$\bar{Nu}/Nu_0$	3,28	4,08	4,11	4,05

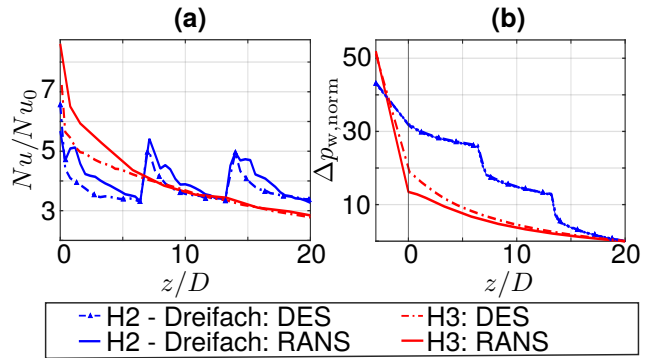
**TAB 4. Global gemittelte Nusseltzahl  $\bar{Nu}/Nu_0$ .**

### 3.2.2. Druckverlust

Die Steigerung des Wärmeübergangs ist mit einer Erhöhung des Druckverlusts verbunden. Um dies zu veranschaulichen, werden in Bild 9 die Verläufe des anhand von Formel 5 berechneten, normierten Druckverlusts  $\Delta p_{w, \text{norm}}$  gezeigt. Für sämtliche Konfigurationen mit einzelner Leitgitter ist zu erkennen, dass über die Hälfte des gesamten Druckverlusts bereits vor dem eigentlichen Kühlkanal innerhalb des axialen Leitgitters ( $z/D < 0$ ) verursacht wird. Der Druckgradient entlang der Wand des Kühlkanals ist im Vergleich zu innerhalb des Drallerzeugersegments deutlich geringer und nimmt mit zunehmendem Abstand zum Leitgitter kontinuierlich ab. Die Steigerung des Wärmeübergangs durch die Erhöhung des Umlenkungswinkels  $\gamma$  als auch durch eine vergrößerte Nabe führt zu einem ca. 2,5-mal höheren Druckverlust als bei der Ausgangsgeometrie H2. Der Druckverlust innerhalb des Leitgitters wird dabei nahezu verdreifacht, der Druckverlust im Kühlkanal in etwa verdoppelt. Die Vergrößerung der Nabe hat bei gleicher Erhöhung der Nusseltzahl einen geringfügig niedrigeren Druckverlust zur Folge als die Erhöhung des Umlenkungswinkels. Im Kühlkanal unterscheiden sich die Verläufe des normierten Druckverlusts für beide Geometrien nur geringfügig. Ein im Vergleich zu den Geometrien H3 und H5 um über 15 % reduzierter Druckverlust kann bei gleicher Erhöhung der Nusseltzahl durch die Integration von drei Leitgittern der Geometrie H2 innerhalb des Kanals erreicht werden. Die Strömung wird bei dieser Konfiguration mehrfach, jedoch jeweils weniger stark beschleunigt, woraus der gestufte Verlauf des normierten Druckverlusts resultiert. Die bei der Beschleunigung entstehenden Verluste können auf diese Weise reduziert werden. Der Druckverlust über das zweite und dritte Leitgitter ist nahezu übereinstimmend und im Vergleich zum ersten Leitgitter stromauf von  $z/D = 0$  um ca. 30 % reduziert. Dies kann darauf zurückgeführt werden, dass aufgrund der bereits drallbehafteten Anströmung der hinteren Leitgitter eine geringere Beschleunigung durch diese erforderlich ist.



**BILD 9.** Einfluss der Parametervariation auf die Verläufe des normierten Druckverlusts.



**BILD 10.** Vergleich von RANS- und DES-Simulationen für zwei unterschiedliche Leitgitterkonfigurationen.

### 3.2.3. Vergleich von DES- und RANS-Simulationen

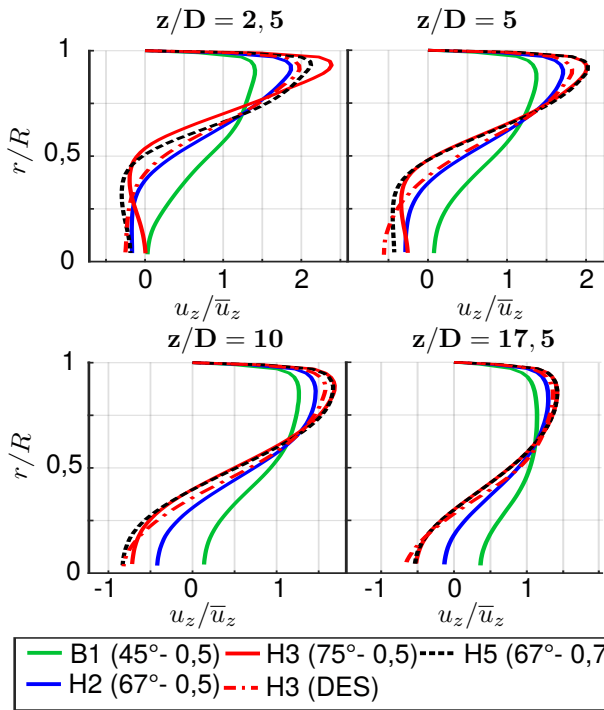
Um die Unsicherheit bezüglich der RANS-Simulationen genauer quantifizieren zu können, sind in Bild 10 die Verläufe der normierten Nusseltzahl und des normierten Druckverlusts für RANS- und DES-Simulationen der Geometrien H3 und H2-Dreifach dargestellt.

Für die Geometrie H3 ist eine ausgezeichnete Übereinstimmung für die Nusseltzahlerhöhung ab  $z/D = 7$  zu erkennen. Unmittelbar stromab der Leitgitter wird für beide Geometrien mit der RANS-Simulation eine höhere Nusseltzahl vorhergesagt. Dies konnte zuvor bereits bei den Validierungsrechnungen beobachtet werden. Die Abweichung zwischen RANS- und DES-Simulation liegt für beide Geometrien im Mittel bei ca. 7 %. Für die Verläufe des Druckverlusts kann besonders bei der Konfiguration H2-Dreifach eine ausgezeichnete Übereinstimmung zwischen den beiden Simulationen festgestellt werden. Für die Geometrie H3 ist die Summe aus den Druckverlusten im Leitgitter und Kühlkanal für beide Simulationen ebenfalls nahezu identisch. Unterschiede zwischen den beiden Verläufen fallen in der Aufteilung der beiden Abschnitte des Druckverlusts auf. Mit der RANS-Simulation wird ein höherer Druckverlust im Leitgitter ( $z/D < 0$ ) und ein niedriger Druckverlust im Kühlkanal ( $z/D > 0$ ) vorhergesagt. Die Unterschiede zwischen RANS- und DES-Simulation sind vor allem im Leitgitter sowie im Bereich hoher Drallstärke festzustellen. Bei der Geometrie H2 mit geringerer maximaler Drallstärke sind die Unterschiede im Druckverlustverlauf vernachlässigbar gering.

### 3.2.4. Axialgeschwindigkeit

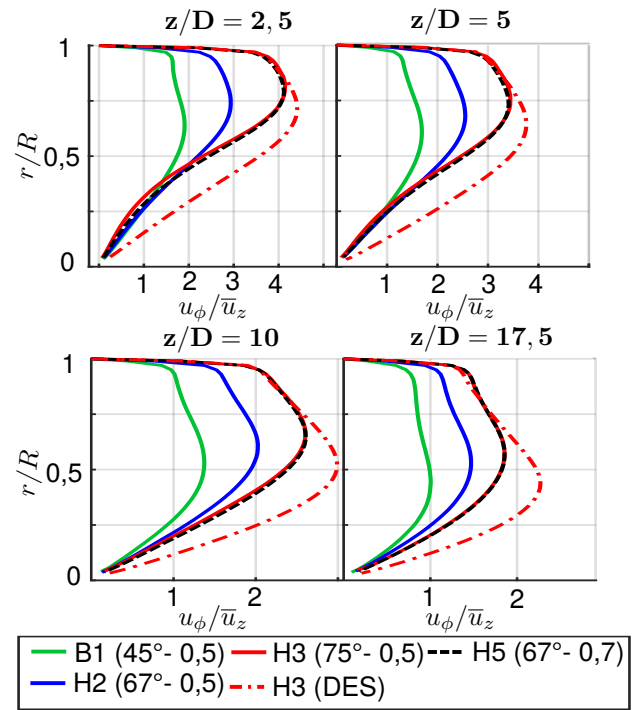
Die Verläufe der umfangsgemittelten Axialgeschwindigkeit sind für vier Leitgittergeometrien an vier Positionen entlang des Kühlkanals in Bild 11 dargestellt. Die Geometrie B1 mit einem Umlenkungswinkel  $\gamma = 45^\circ$  ist die einzige Geometrie, bei der keine Rückströmung im Kanalzentrum vorliegt. Für die übrigen Geometrien ist mit Zunahme des Umlenkungswinkels und des Nabendurchmessers eine erhöhte Geschwindigkeit im Wandbereich sowie eine verstärkte Rückströmung im Kanalzentrum festzustellen. Die Geschwindigkeitsprofile sind qualitativ





**BILD 11. Axialgeschwindigkeitsprofile für verschiedene Leitgittergeometrien.**

vergleichbar mit dem Referenzexperiment mit tangentialen Einlässen (vgl. Bild 6). Die Erhöhung des Umlenkungswinkels von  $67^\circ$  auf  $75^\circ$  wirkt sich ab  $z/D = 5$  in gleichem Maße aus wie die Erhöhung des Nabenverhältnisses von 0,5 auf 0,7. Für die Geometrie H3 wurde eine RANS- und eine DES-Simulation durchgeführt. Stromab des Leitgitters wird das Maximum der axialen Geschwindigkeit mit der RANS-Simulation im Vergleich zur DES-Simulation in Wandnähe deutlich überschätzt. Für  $z/D \geq 10$  sind nur noch geringfügige Unterschiede zu erkennen. Die Analyse des Geschwindigkeitsfeldes für die Konfigurationen mit mehreren Leitgittern soll lediglich qualitativ erfolgen. Hierfür ist in Bild 12 die Kontur der axialen Geschwindigkeit für die Geometrie H2-Dreifach abgebildet. Dabei handelt es sich um die zeitlich gemittelte Geschwindigkeitsverteilung, die aus der DES-Simulation resultiert. Deutliche Unterschiede sind zwischen dem Strömungsfeld stromab der ersten beiden Leitgitter und dem Strömungsfeld stromab des dritten Leitgitters zu erkennen. Stromab des dritten Leitgitters wird ein zu den bisher betrachteten Konfigurationen vergleichbares Geschwindigkeitsprofil mit einem klar erkennbaren Rückströmungsgebiet im Kanalzentrum gebildet. Dahingegen ist stromab der

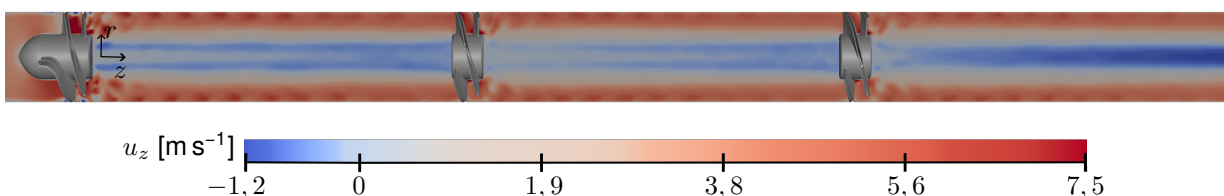


**BILD 13. Umfangsgeschwindigkeitsprofile für verschiedene Leitgittergeometrien.**

ersten beiden Leitgitter ein ringförmiges Rückströmungsgebiet mit positiver Geschwindigkeit im Kanalzentrum zu beobachten. Die stromab gelegenen Leitgitter begünstigen einen Wechsel der Strömungsregime. Dies verdeutlicht die hohe Sensitivität der Struktur der Drallströmung gegenüber den stromab gelegenen Randbedingungen [9]. Dieses Verhalten kann sowohl mithilfe der RANS- als auch der DES-Simulation zu dieser Konfiguration beobachtet werden.

### 3.2.5. Umfangsgeschwindigkeit

Analog zu den Profilen der Axialgeschwindigkeit sind in Bild 13 die Profile der Umfangsgeschwindigkeit dargestellt. Für alle Leitgittergeometrien ist eine einem Rankine-Wirbel ähnliche Geschwindigkeitsverteilung zu beobachten. Die Sensitivität der Drallströmung gegenüber der Art der Drallerzeugung kann daher als gering angenommen werden. Die Umfangsgeschwindigkeit ist für alle Konfigurationen höher als die Axialgeschwindigkeit. Die Erhöhung des Umlenkungswinkels führt im gesamten Kanal zu einem deutlichen Anstieg der Umfangsgeschwindigkeit. Durch die Erhöhung des Nabenverhältnisses von 0,5 auf 0,7 steigt die Umfangsgeschwindigkeit



**BILD 12. Kontur der Axialgeschwindigkeit für die Konfiguration H2-Dreifach mit drei Leitgittern.**

in gleichem Maße an wie durch die Erhöhung des Umlenkungswinkels von  $67^\circ$  auf  $75^\circ$ . Ähnlich zur Axialgeschwindigkeit in Bild 11 werden mit zunehmenden Parametern die Geschwindigkeitsmaxima verstärkt. Beim Vergleich zwischen RANS- und DES-Simulation ist wie schon bei den Validierungsrechnungen (vgl. Bild 7) zu erkennen, dass die Umfangsgeschwindigkeit im Kanalzentrum mit der RANS-Simulation unterschätzt wird, die Geschwindigkeit im Bereich der Wand aber eine sehr gute Übereinstimmung aufweist.

### 3.2.6. Finale Bewertung der Konfigurationen

In Bild 14 ist für sämtliche untersuchten Konfigurationen die über die Kanallänge gemittelte Nusseltzahlerhöhung  $\overline{Nu}/Nu_0$  und die damit verbundene Erhöhung des Reibwerts  $f/f_0$  aufgetragen. Der Reibwert  $f$  inkludiert dabei den Druckverlust über das axiale Leitgitter sowie den Druckverlust im Kühlkanal. Um die Vergleichbarkeit der Ergebnisse zu gewährleisten, werden hier nur die Daten der RANS-Simulationen berücksichtigt. Zusätzlich ist der thermische Performancefaktor PF, der definiert ist, durch den Ausdruck

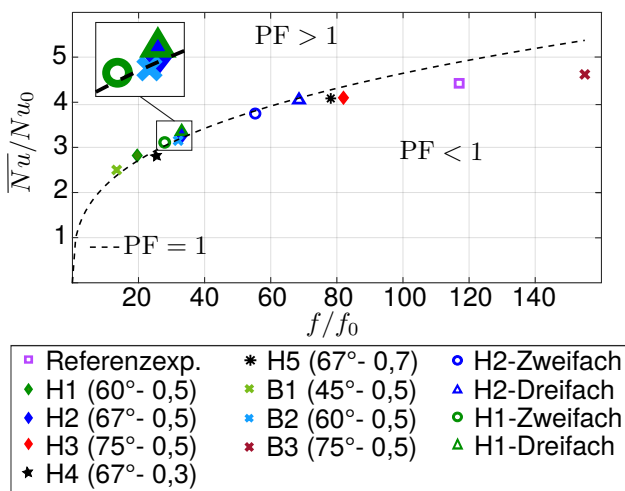
$$(6) \quad PF = \frac{\frac{\overline{Nu}}{Nu_0}}{\left(\frac{f}{f_0}\right)^{\frac{1}{3}}},$$

als Isolinie mit dem Wert 1 abgebildet. Der thermische Performancefaktor PF wird zur Bewertung der thermischen Leistungsfähigkeit der Konfigurationen verwendet. Eine im Vergleich zur axialen Rohrströmung verbesserte thermische Leistungsfähigkeit liegt für  $PF > 1$  vor. Wie anhand von Bild 14 zu erkennen ist, ist mit den innerhalb dieser Studie untersuchten Zyklonkühlungskonfiguration eine Erhöhung der Nusseltzahl von 2,5 bis 4,6 gegenüber der axialen Rohrströmung erreichbar. Ein thermischer Performancefaktor  $PF > 1$  kann lediglich für Konfigurationen mit einer mittleren normierten Nusseltzahl

$\overline{Nu}/Nu_0 < 3,4$  erzielt werden. Zur Steigerung der Nusseltzahl muss die Strömungsgeschwindigkeit innerhalb der Leitgitter zunehmend erhöht werden. Daraus resultieren überproportional hohe Druckverluste im Leitgitter selbst, die zu einer Reduktion der thermischen Leistungsfähigkeit führen. Durch das Hinzufügen zusätzlicher Leitgitter kann die Erhöhung des Wärmeübergangs im Vergleich zur Erhöhung des Umlenkungswinkels oder Nabenverhältnisses um bis zu 17% verlustärmer erfolgen. Deutlich ist dies für die Geometrien mit einer Nusseltzahlerhöhung von ungefähr 4 zu erkennen. Für die Konfigurationen H1-Dreifach und H2 mit einer moderaten Erhöhung der Nusseltzahl von ungefähr 3,3 ist die Erhöhung des Reibwerts nahezu gleich. Für das thermische Verhalten der Baseline-Geometrien B1 bis B3 ist nur ein geringer Unterschied zu den Konfigurationen mit Helix-Leitgittern zu erkennen. Auch für diese ist mit zunehmender Nusseltzahlerhöhung eine Abnahme der thermischen Leistungsfähigkeit festzustellen. Die Geometrien B2 und H2 resultieren in einer nahezu identischen Erhöhung der Nusseltzahl. Der thermische Performancefaktor der Geometrie H2 beträgt 1,02 und ist im Vergleich mit der Geometrie B2 um etwa 3% erhöht. Bei gleichem Umlenkungswinkel ist für die Baseline-Geometrien eine stärkere Erhöhung von Nusseltzahl und Reibwert zu beobachten. Dies resultiert aus einer höheren Übereinstimmung zwischen Umlenkungswinkel der Leitgitterschaufeln und tatsächlichem Drallwinkel der resultierenden Strömung. Mit Ausnahme der Geometrie B3 ist für alle untersuchten Konfigurationen eine im Vergleich zum Referenzexperiment mit tangentialen Einlässen reduzierte Nusseltzahl festzustellen. Auch für das Referenzexperiment führen die hohen Verluste im Drallerzeugersegment zu einem thermischen Performancefaktor kleiner 1. Die Reduktion des Nabenverhältnisses führt, wie an Geometrie H4 ersichtlich ist, zu einer deutlichen Verschlechterung der thermischen Leistungsfähigkeit. Für die Leitgitter kann daher ein Nabenverhältnis  $D_i/D \geq 0,5$  empfohlen werden.

## 4. ZUSAMMENFASSUNG

In dieser Studie wurden verschiedene Zyklonkühlungskonzepte mit neu entwickelten axialen Leitgittern zur Drallerzeugung für den Einsatz in Turbinenschaufeln mithilfe von RANS- und DES-Simulationen numerisch untersucht. Dafür wurden zwei grundlegend unterschiedliche Leitgittergeometrien erstellt. Für die Leitgittergeometrien wurde der Umlenkungswinkel der Leitgitterschaufeln und das Nabenverhältnis variiert. Mithilfe von RANS-Simulationen wurde eine Parameterstudie durchgeführt, um den Einfluss der einzelnen geometrischen Größen auf den Wärmeübergang an den Wänden des Kühlkanals sowie die Strömung zu bestimmen. Mit dem Ziel den Wärmeübergang zu vergleichmäßigen wurde zusätzlich die Anordnung von mehreren in Reihe geschalteten Leitgittern innerhalb des Kühlkanals untersucht. In einer



**BILD 14. Globale Erhöhung der Nusseltzahl und des Reibwerts für alle untersuchten Konfigurationen.**

Voruntersuchung an einem Referenzfall mit tangentialen Einlässen konnte gezeigt werden, dass mithilfe von RANS-Simulationen mit dem  $k\text{-}\omega$ -SST Turbulenzmodell mit zusätzlicher Krümmungskorrektur Simulationsergebnisse mit hoher Übereinstimmung zum Experiment erhalten werden können. Mithilfe von DES-Simulationen konnte die Übereinstimmung mit dem Experiment weiter verbessert werden, jedoch auf Kosten eines deutlich erhöhten Berechnungsaufwands. Sowohl mit steigendem Umlenkungswinkel der Leitgitter als auch erhöhtem Nabendurchmesser konnte ein deutlicher Anstieg des Wärmeübergangs an der Wand des Drallkanals festgestellt werden. Mit den untersuchten Leitgittern ist es möglich, die Nusseltzahl im Vergleich zur turbulenten Rohrströmung um einen Faktor von 2,5 bis 4,6 zu steigern. Damit verbunden ist eine Erhöhung des Reibwerts um einen Faktor von 15 bis 155. In Abhängigkeit der Leitgittergeometrie resultieren 50 % bis 70 % des gesamten Druckverlusts aus der Beschleunigung der Strömung im Leitgitter. Eine gegenüber der turbulenten Rohrströmung erhöhte thermische Leistungsfähigkeit konnte nur für Designs mit einer Erhöhung der Nusseltzahl kleiner als 3,4 festgestellt werden. Mit steigender Nusseltzahl konnte aufgrund des zunehmenden Druckverlusts im Leitgitter eine tendenziell abnehmende thermische Leistungsfähigkeit gezeigt werden. Die Erhöhung der Nusseltzahl durch eine vergrößerte Nabe sowie mehrere zusätzliche interne Leitgitter stellte sich um bis zu 17 % verlustärmer heraus, als die Erhöhung des Umlenkungswinkels der Leitgitterschaufeln. Außerdem konnte gezeigt werden, dass durch das Hinzufügen von zusätzlichen internen Leitgittern ein deutlich gleichmäßigerer Wärmeübergang erzielt werden kann. Auf Basis dieser Studie kann gezeigt werden, dass mithilfe von axialen Leitgittern zur Drallerzeugung aerothermische Eigenschaften erzielt werden können, die mit den bisher untersuchten Konfigurationen mit tangentialen Einlässen vergleichbar sind. Unter der Voraussetzung der fertigungstechnischen Umsetzbarkeit stellen axiale Leitgitter somit eine alternative Art der Drallerzeugung für zukünftige Zyklonkühlungsapplikationen dar.

## 5. DANKSAGUNG

Die numerischen Berechnungen dieser Studie wurden auf dem Hochleistungsrechencluster bwUniCluster2.0 durchgeführt. Das Cluster wird vom Ministerium für Wissenschaft, Forschung und Kunst Baden-Württemberg gefördert. Die Autoren honorieren die Unterstützung des Landes Baden-Württemberg über bwHPC.

### Kontaktadresse:

[marco.goebel@kit.edu](mailto:marco.goebel@kit.edu)

## Literatur

- [1] N. Hay and P. D. West. Heat transfer in free swirling flow in a pipe. *Journal of Heat Transfer*, 97(3):411–416, 1975. ISSN: 0022-1481. <https://doi.org/10.1115/1.3450390>.
- [2] C.R. Hedlund, P.M. Ligrani, B. Glezer, and H.-K. Moon. Heat transfer in a swirl chamber at different temperature ratios and reynolds numbers. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 42(22):4081–4091, 1999. ISSN: 0017-9310. [https://doi.org/10.1016/S0017-9310\(99\)00086-1](https://doi.org/10.1016/S0017-9310(99)00086-1).
- [3] F. Chang and V.K. Dhir. Mechanisms of heat transfer enhancement and slow decay of swirl in tubes using tangential injection. *International Journal of Heat and Fluid Flow*, 16(2):78–87, 1995. ISSN: 0142-727X. [https://doi.org/10.1016/0142-727X\(94\)00016-6](https://doi.org/10.1016/0142-727X(94)00016-6).
- [4] F. Chang and V.K. Dhir. Turbulent flow field in tangentially injected swirl flows in tubes. *International Journal of Heat and Fluid Flow*, 15(5):346–356, 1994. ISSN: 0142-727X. [https://doi.org/10.1016/0142-727X\(94\)90048-5](https://doi.org/10.1016/0142-727X(94)90048-5).
- [5] P. Ligrani, C. Hedlund, B. Babinchak, R. Thambu, H.-K. Moon, and B. Glezer. Flow phenomena in swirl chambers. *Experiments in Fluids*, 24:254–264, 1998. <https://doi.org/10.1007/s003480050172>.
- [6] C. Biegger, B. Weigand, and A. Cabitza. Three Components- and Tomographic-PIV Measurements of a Cyclone Cooling Flow in a Swirl Tube. In *Proceedings of the ASME Turbo Expo 2013: Turbine Technical Conference and Exposition. Volume 3A: Heat Transfer. San Antonio, Texas, USA. June 3–7, 2013. V03AT12A012. ASME., Jun.* <https://doi.org/10.1115/GT2013-94424>.
- [7] C. Biegger, C. Sotgiu, and B. Weigand. Numerical investigation of flow and heat transfer in a swirl tube. *International Journal of Thermal Sciences*, 96:319–330, 2015. ISSN: 1290-0729. <https://doi.org/10.1016/j.ijthermalsci.2014.12.001>.
- [8] C. Biegger. *Flow and heat transfer investigations in swirl tubes for gas turbine blade cooling*. PhD thesis, Universität Stuttgart, Stuttgart, Deutschland, 2017.
- [9] M. Bruscheckski, S. Grundmann, and H.-P. Schiffer. Considerations for the design of swirl chambers for the cyclone cooling of turbine blades and for other applications with high swirl intensity. *International Journal of Heat and Fluid Flow*, 86:108670, 2020. ISSN: 0142-727X. <https://doi.org/10.1016/j.ijheatfluidflow.2020.108670>.
- [10] X. Yang, F. Seibold, Z. Feng, and B. Weigand. Effects of blade lean on internal swirl cooling at turbine blade leading edges. *International Journal*

- of *Heat and Mass Transfer*, 194:123111, 2022. ISSN: 0017-9310. <https://doi.org/10.1016/j.ijheatmasstransfer.2022.123111>.
- [11] Y. You, F. Seibold, S. Wang, B. Weigand, and U. Gross. Urans of turbulent flow and heat transfer in divergent swirl tubes using the k- $\omega$  sst turbulence model with curvature correction. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 159:120088, 2020. ISSN: 0017-9310. <https://doi.org/10.1016/j.ijheatmasstransfer.2020.120088>.
- [12] F. Seibold and B. Weigand. Numerical analysis of the flow pattern in convergent vortex tubes for cyclone cooling applications. *International Journal of Heat and Fluid Flow*, 90:108806, 2021. ISSN: 0142-727X. <https://doi.org/10.1016/j.ijheatfluidflow.2021.108806>.
- [13] F. Seibold, P. Ligrani, and B. Weigand. Flow and heat transfer in swirl tubes — a review. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 187:122455, 2022. ISSN: 0017-9310. <https://doi.org/10.1016/j.ijheatmasstransfer.2021.122455>.
- [14] M. Ahmadvand, A.F. Najafi, and S. Shahidinejad. An experimental study and cfd analysis towards heat transfer and fluid flow characteristics of decaying swirl pipe flow generated by axial vanes. *Meccanica*, 45:111–129, 2010. <https://doi.org/10.1007/s11012-009-9228-9>.
- [15] Maximilian Elfner. *Bewertung neuer Verfahren zur Kühlung von Turbinenrotorschaukeln*. Dissertation, Karlsruher Institut für Technologie (KIT), Karlsruhe, Deutschland, 2019.
- [16] Y. Rao, C. Biegger, and B. Weigand. Heat transfer and pressure loss in swirl tubes with one and multiple tangential jets pertinent to gas turbine internal cooling. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 106:1356–1367, 2017. ISSN: 0017-9310. <https://doi.org/10.1016/j.ijheatmasstransfer.2016.10.119>.
- [17] B. Glezer, H. K. Moon, J. Kerrebrock, J. Bons, and G. Guenette. Heat Transfer in a Rotating Radial Channel With Swirling Internal Flow. In *Proceedings of the ASME 1998 International Gas Turbine and Aeroengine Congress and Exhibition. Volume 4: Heat Transfer; Electric Power; Industrial and Cogeneration. Stockholm, Sweden. June 2–5, 1998. V004T09A055. ASME*. <https://doi.org/10.1115/98-GT-214>.
- [18] X. Fan, L. Li, J. Zou, J. Wang, and F. Wu. Local heat transfer of vortex cooling with multiple tangential nozzles in a gas turbine blade leading edge cooling passage. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 126:377–389, 2018. ISSN: 0017-9310. <https://doi.org/10.1016/j.ijheatmasstransfer.2018.06.018>.
- [19] M. Shur, P. Spalart, M. Strelets, and A. Travin. Detached eddy simulation of an airfoil at high angle of attack. *Engineering Turbulence Modelling and Experiments*, 4:669–678, Dec. 1999. <https://doi.org/10.1016/B978-008043328-8/50064-3>.
- [20] P. Spalart and S. Allmaras. A one-equation turbulence model for aerodynamic flows. In *30th Aerospace Sciences Meeting and Exhibit*, Reno, USA, Jun. 1992. <https://doi.org/10.2514/6.1992-439>.
- [21] P. Spalart, S. Deck, M. Shur, K. Squires, M. Strelets, and A. Travin. A new version of detached-eddy simulation, resistant to ambiguous grid densities. *Theoretical and Computational Fluid Dynamics*, 20:181–195, 07 2006. <https://doi.org/10.1007/s00162-006-0015-0>.
- [22] F. R. Menter. Two-equation eddy-viscosity turbulence models for engineering applications. *AIAA Journal*, 32(8):1598–1605, 1994. <https://doi.org/10.2514/3.12149>.
- [23] P.-E. Smirnov and F.-R. Menter. Sensitization of the SST Turbulence Model to Rotation and Curvature by Applying the Spalart–Shur Correction Term. *Journal of Turbomachinery*, 131(4):041010, Jul. 2009. ISSN: 0889-504X. <https://doi.org/10.1115/1.3070573>.