

UNTERSUCHUNG DES EINFLUSSES VON RAUHEIT INNERHALB VON RECHTECKKANÄLEN BEI ASYMMETRISCHER WÄRMELAST

A. Gernoth, H. Behler, S. Schlechtriem

Deutsches Zentrum für Luft- und Raumfahrt e.V. (DLR)
Institut für Raumfahrtantriebe, 74239 Hardthausen, Deutschland

Zusammenfassung

Die Auslegung von Kühlkanälen im Bereich von Düsenweiterungen erfordert die genaue Kenntnis des notwendigen Kühlmittelmassenstroms. Aufgrund der hohen Reynoldszahlen in der Größenordnung von 10^5 bis 10^6 spielt hierbei die Rauheit innerhalb der Kühlkanäle eine wesentliche Rolle bei der Auslegung. Dieser Rauigkeitseinfluss bewirkt durch die Erhöhung des Wärmeübergangskoeffizienten innerhalb der Kühlkanäle eine Änderung der Quertemperaturverteilung auf der wärmebelasteten Oberfläche. Innerhalb vorliegender Arbeit wird dieser Einfluss mittels in der Rauheit unterschiedlicher Kühlkanalstrukturen untersucht. Zur Erzeugung der asymmetrischen Wärmelast wurde hierbei ein Hochleistungslaser mit definiertem Intensitätsprofil verwendet. Das sich aufgrund der asymmetrischen Wärmelast einstellende Temperaturprofil wurde mit Hilfe einer Wärmebildkamera vermessen. Bei geringen Rauheiten und Reynoldszahlen zeigte sich eine höhere Temperatur im Bereich der Kanalmitte im Vergleich zur Temperatur an den Stegen. Bei Steigerung der Rauheit und der Reynoldszahl konnte eine Verlagerung der höchsten Temperaturen in den Bereich der Stege festgestellt werden. Dieser Umschlag konnte anhand der vorliegenden Daten und unter Verwendung des Kühlrippenwirkungsgrads empirisch beschrieben werden. Zusätzlich führten numerische Analysen unter Verwendung des SST-Modells für die Modellierung des Turbulenzeinflusses zu einer übereinstimmenden Beschreibung des Phänomens. Aufbauend auf diesen Erkenntnissen kann der Einfluss rauer Kühlkanalströmungen innerhalb von Düsenweiterungsstrukturen auf den heißgasseitigen Wärmeübergang abgeschätzt werden.

1. LITERATURÜBERSICHT

Innerhalb von Raketenmotoren werden Kühlkanäle mit rechteckiger Querschnittsform eingesetzt (vgl. Düsenweiterung des Vulcain II: *Winterfeldt et al* [47]). Strömungen innerhalb der Kühlkanäle von Raketenmotoren sind durch hohe Reynoldszahlen gekennzeichnet, woraus ein nicht zu vernachlässigender Einfluss der Oberflächenrauheit resultiert (vgl. *Popp & Schmidt* [35]). Bis heute basiert die Beschreibung der Oberflächenrauheit auf dem Begriff der äquivalenten Sandrauheit von *Nikuradse* [29]. Er konnte anhand seiner experimentellen Daten den Einfluss der Rauheit auf die wandnahen Strömungsbereiche ableiten (bekannt als Townsend-Hypothese, vgl. *Flack et al.* [10]). Diese Hypothese wird bei im Verhältnis zur Kanalfläche geringen Rauheiten bestätigt (neue Messungen siehe *Allen et al* [1]). Zur Beschreibung des Rauheitseinflusses im Übergangsbereich zwischen hydraulisch glattem und rauem Strömungsgebiet werden derzeit zwei unterschiedliche Modelle verwendet. Das erste Modell basiert auf den experimentellen Ergebnissen von sandrauen Rohren (siehe hierzu *Ligrani & Moffat* [25]) und wird durch ein abruptes Einsetzen der Rauheitseinwirkungen auf die Strömung gekennzeichnet. Das zweite nutzt den Ansatz einer technischen Rauheit nach *Colebrook & White* [6] und führt zu einem über die

Reynoldszahl hinweg kontinuierlichen Einfluss der Rauheit im hydraulischen Strömungsbereich. Im vollrauen Strömungsbereich modellieren beide den konstanten Einfluss der Rauheit nahezu identisch. Die Übertragbarkeit der anhand von großskaligen Kanälen gewonnenen Aussagen auf kleine (sog. Minikanäle mit Abmessungen von wenigen Millimetern) und kleinste Kanäle (Mikrokanäle - wenige μm) wurde bestätigt (vgl. *Swanson* [41], *Kohl et al.* [21]).

Eine Ableitung dieser Größen anhand geometrischer Oberflächenkennwerte ist bis heute nur unzureichend möglich (vgl. *Flack & Schultz* [11]). Dies erfordert die Bestimmung der äquivalenten Sandrauheit mittels geeigneter Durchströmexperimente. Im Fall einer Strömung mit kompressiblem Medium erfordert es die Berücksichtigung des Dichteeinflusses bei konstantem Querschnitt. Für den Fall eines idealen Gases lässt sich für den Druckverlustbeiwert eine analytische Beziehung ableiten (vgl. *Truckenbrodt* [9]). Unter Berücksichtigung von Realgaseigenschaften ist eine Bestimmung nur unter Anwendung eines numerischen Verfahrens möglich (vgl. *Behler* [3], *Gernoth et al* [12]).

Die Übertragung der Druckverlustbeiwerte von runden Rohren auf komplexere Geometrien wie beispielsweise einem Rechteckkanal ist experimentell wie auch theoretisch untersucht worden. Im Bereich einer laminaren

Strömung innerhalb eines Rechteckkanals ergeben sich bei Verwendung der Theorie für Rohre eine Abweichung von bis zu 40%, im turbulenten Fall etwa 15% (vgl. *White* [46]). Auf Basis analytischer Beschreibungen konnte *Cornish* [7] den Druckverlustbeiwert rechteckiger Kanäle mit denen runder Rohre zur Deckung bringen. *Jones* [16] griff diese Theorie auf und führte für den turbulenten Strömungsbereich einen effektiven hydraulischen Durchmesser ein. Diese Modifikation berücksichtigt die Einflüsse von Sekundärströmungen (siehe hierzu *Hoagland* [15] bzw. *Leutheusser* [24]) auf den Druckverlustbeiwert. Durch experimentelle Untersuchungen konnten *Launder & Ying* [22] nachweisen, dass diese Strömungen innerhalb von rauen Rechteckkanälen denen in glatten Kanälen ähneln. Dies negiert den Einfluss der Rauheit auf diese Sekundärströmungen.

Die Beschreibung des Wärmeübergangs bei rauen Rechteckkanälen basiert ebenfalls auf den Erkenntnissen von Durchströmversuchen durch Rohre mit inkompressiblen Medien. Die Übertragung der gewonnenen Ergebnisse von glatten Rohren auf Kanäle wurde in experimentellen Studien überprüft (siehe z.B. *Washington & Marks* [44]). Die Formulierung des ähnlichen Wärmeübergangsgesetzes (engl. „Heat Transfer Similarity Law“) von *Dipprey & Sabersky* [8] bildet bis heute die Grundlage für die Modellierung (vgl. *Kays et al.* [18], *Calvo* [4]). Aufgrund der Komplexität des Wärmeübergangs bei unterschiedlichen geometrischen Formen der Rauheit ist jedoch bis heute keine einheitliche Darstellung des universellen Temperaturprofils in Wandnähe vorhanden (vgl. *Gersten & Herwig* [14]).

Zur Beschreibung des Wärmeübergangs innerhalb von Rohren und Kanälen bei kompressiblen Medien werden Kombinationen von verschiedenen Ansätzen verwendet. Im Fall eines glatten Kanals wird im Raumfahrtbereich meist die Gleichung von *Taylor* [42] eingesetzt. Für das Medium Stickstoff wurde von *Perkins & Worsoe-Schmidt* [32] ebenfalls eine Gleichung angegeben. Ein Vergleich anderer Korrelationen und eine Analyse der Unsicherheitsbereiche findet sich in *Locke & Landrum* [26].

Die Berücksichtigung des Einflusses von rauen Wandhaftbedingungen erfolgt hierbei meist über eine Linearkombination zwischen glattem Zustand und einem Faktor. Dieser Faktor ist beispielsweise in der Arbeit von *Norris* [31] angegeben. Durch die Verwendung einer Linearkombination können andere Einflüsse wie Krümmungseffekte ebenfalls miteinbezogen werden (vgl. *Woschnak* [48], *Torres* [43]).

Sparrow et al. [40] betrachteten raue Kühlkanäle unter asymmetrischer Wärmebelastung. Neue experimentelle Untersuchungen innerhalb von High Aspect Ratio Cooling Channels (Kanäle mit großem Höhe-zu-Breite-Verhältnis) bestätigen einen Einfluss asymmetrischer Wärmelast auf den Wärmeübergang (vgl. *Schuff et al.* [37]).

Bei der Modellierung dieser Effekte stellt sich meist die Frage der Übertragbarkeit auf andere Geometrien und Stoffe. Um dies zu gewährleisten, werden diese experimentellen Studien mittels numerischer Methoden untersucht. Hierbei ist die Validierung der numerischen Verfahren ein essentieller Grundstein.

2. EXPERIMENTELLER AUFBAU

2.1. Prüflinge

Zur Untersuchung des Rauheitseinflusses wurden zwei Prüflinge eingesetzt. Folgende Abbildung zeigt den strukturellen Aufbau sowie die wichtigsten geometrischen Abmessungen.

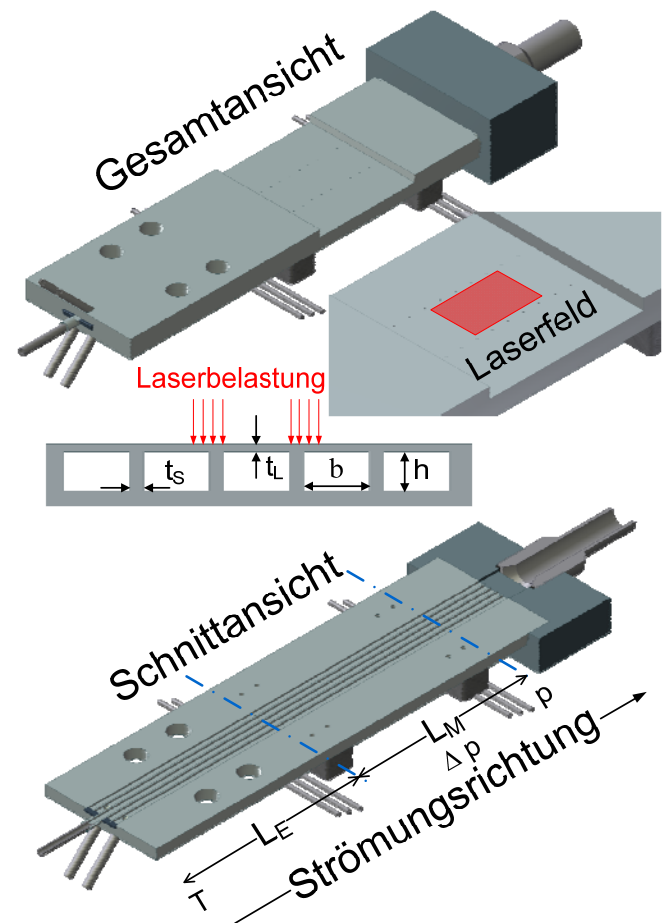


BILD 1. Prüflingsansicht

Im oberen Teil von BILD 1 ist die Gesamtansicht eines Prüflings erkennbar. Dieser besteht aus einer Platte aus Inconel 600 und einem Auslaufstück aus Edelstahl (dunkelgrau dargestellt). Der Zulauf zu den Kühlkanälen ist hierbei über je ein angeschweißtes Röhrchen realisiert. Dies ermöglicht eine exakte Messung jedes einzelnen Kühlkanalmassenstroms. Zusätzlich ermöglicht dies eine getrennte Regelung des Massenstroms in jedem Kanal. Darauf aufbauend konnte die Temperaturverteilung der innersten drei Kanäle auf $\pm 0,5$ K eingestellt werden. Diese geringe Temperaturdifferenz führt in Kombination mit einer moderaten Wärmeleitfähigkeit und geringen Wanddicken auf einen vernachlässigbaren Einfluss der Querschnittswärmeleitung bei der Auswertung. Dies ermöglicht eine getrennte Behandlung des mittleren Kanals.

Die erste Vergrößerung zeigt den Ausschnitt für die Laserbelastung. Innerhalb dieses Ausschnitts wurde die Wandstärke mittels eines Ultraschallmessgeräts bestimmt (kalibrierte Genauigkeit $\pm 50\mu\text{m}$). Der in TAB 1 angegebene Wert der Wandstärke t_L stellt hierbei den Mittelwert dar. Mit Hilfe eines auf der Oberfläche

außerhalb der Laserbelastung befindlichen Punktemusters wurden die Koordinaten des Laserfelds ermittelt. Im Vorfeld wurde die Intensitätsverteilung auf der unter einem Anstellwinkel von 5° bestrahlten Oberfläche bestimmt. In Kombination mit den Temperaturdaten einer Wärmebildkamera, die ebenfalls über das Punktemuster mit dem prüflingsbezogenen Koordinatensystem verknüpft wurden, kann der Wärmedurchgang örtlich aufgelöst werden.

Die zweite Vergrößerung stellt den Schnitt durch die im Prüfling mittels Drahtrodieren hergestellten Kühlkanäle dar. Diese weisen eine Höhe von 3mm sowie eine Breite von 5mm auf.

Anhand des Schnitts durch den Prüfling im unteren Teil der Abbildung ist die Fluidführung erkennbar. Der mittlere Kanal ist hierbei fluchtend angeschlossen. Die übrigen Kanäle sind unter einem Winkel von 45° mit dem Fluidfördersystem verbunden. Die Differenzdrücke der fünf Kanäle zeigten bei Durchströmexperimenten keine Abhängigkeit vom Winkel des Zulaufs. Zusätzlich sind die Messstreckenlänge L_M sowie die Einlaufänge L_E eingetragen. Die numerische Simulation der Einlaufströmung liefert bei der gewählten Einlaufänge bei Prüfling I eine auf den Differenzdruck bezogene Abweichung von 0,17% (Berechnung des experimentell ermittelten maximalen Differenzdrucks) zum voll ausgebildeten Strömungszustand. Die empirische Korrelation für die Einlaufänge nach *White* [46] bestätigt die Annahme vernachlässigbarer Einlaufeffekte für beide Prüflinge.

Größe	L_E	L_M	t_s	t_L	b	h
Prüfling I	175	170	1	0,4715	5	3
Prüfling II	175	170	1	0,495	5	3

TAB 1: Prüflingsparameter

Nach Abschluss der experimentellen Untersuchungen wurden die Prüflinge physikalisch im Ein- und Auslaufbereich aufgeschnitten. Die Aufnahmen eines Digitalmikroskops (VHX-1000 [19]) der Druckmessbohrungen lassen eine gratfreie Anströmung erkennen (BILD 2). Dies verhindert einen Einfluss von Störungen bei den Differenzdruckmessungen (vgl. hierzu *Nitsche & Brunn* [30]). Mit Hilfe eines Perthometers wurden die in Tabelle 2 dargestellten Rauheitskennwerte ermittelt.

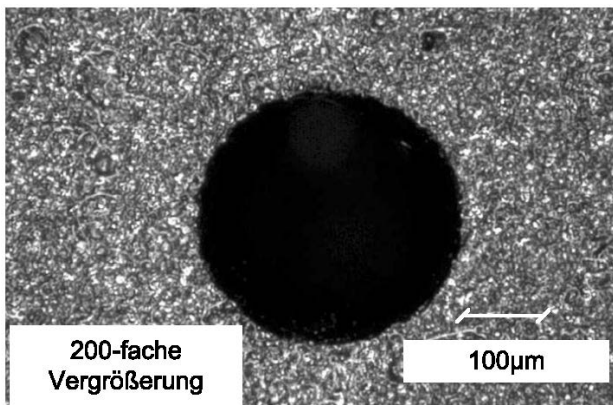


BILD 2. Aufnahme einer Druckmessbohrung

	R_a [μm]	R_q [μm]
Prüfling I	1,36	1,7
Prüfling II	0,84	1,3

TAB 2: Rauheitskennwerte

Die Bestimmung der Oberflächentemperaturen erfolgt mittels einer Wärmebildkamera (Typ SC7600 der Firma FLIR). Zur Messung wurde die laserbelastete Oberfläche mit einer speziellen Beschichtung versehen. Die spektralen Eigenschaften der Beschichtung wurden dabei bis zu Temperaturen von 1350 K vermessen (siehe [13]). Bei Temperaturen bis zu 800K zeigte sich ein temperaturunabhängiges Verhalten, resultierend in konstanten spektralen Eigenschaften. Tabelle TAB 3 fasst die für die Prüflinge ermittelten spektralen Eigenschaften zusammen.

Messbereich bzw. Messgerät	Emissivität [%]
Wärmebildkamera (2,5 - 5 μm)	98,5
Laser (940nm)	95,6

TAB 3: Beschichtungsparameter

Diese Parameter dienen einerseits der Umrechnung der Temperaturen der Wärmebildkamera (mittels Strahlungsgesetz: siehe *Baehr & Stephan* [2] bzw. *Carlomagno & Cardone* [5]), andererseits der Bestimmung der absorbierten Laserleistung. Die Laserleistung wurde unter Verwendung eines Leistungsmessgeräts (Primes PowerMonitor) bestimmt und die Intensitätsverteilung mit einer Spiegelreflex-Kamera aufgenommen. Aufbauend auf dieser Intensitätsverteilung und der jeweiligen Laserleistung wird die Bestimmung des lokalen Wärmestroms durchgeführt.

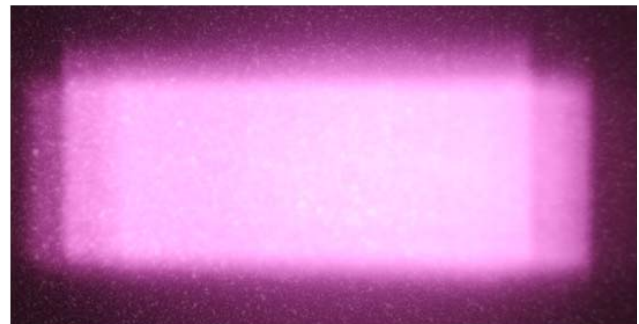


BILD 3. Laserfeldaufnahme

2.2. Prüfstand

Zur experimentellen Untersuchung des Rauheitseinflusses auf den Wärmeübergang wird das Kühlmedium Stickstoff verwendet. In BILD 4 ist der schematische Aufbau des Prüfstands dargestellt.

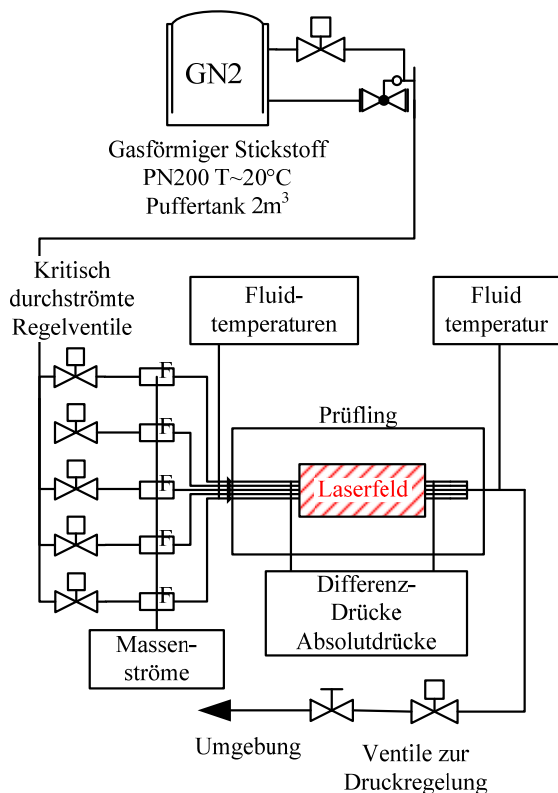


BILD 4. P&ID Plan des Prüfstands

Der gasförmige Stickstoff wird über Regelventile im Zulauf des Prüflings gesteuert. Diese Ventile werden zum Erreichen eines konstanten Massenstroms bei variabler Wärmestrombelastung kritisch durchströmt. Das Druckniveau im Prüfling wird mit dem im Nachlauf befindlichen Regelventil eingestellt. Eine Kopplung zwischen Wärmelast und Massenstrom liegt bei diesem Aufbau nicht vor. Nähere Informationen über die Messeinrichtungen, Ventile und Sensoren und deren Genauigkeiten sind in den beiden Veröffentlichungen von *Gernoth et al.* [12], [13] zu finden.

3. METHODIK

3.1. Empirische Auswertung

3.1.1. Druckverlustbestimmung

3.1.1.1. Druckverlustbeiwert

Die relative Rauheit lässt sich nach der Definitionsgleichung des Druckverlustbeiwerts (vgl. *Schlichting & Gersten* [36]) bestimmen.

$$(1) \quad -\frac{dp}{dz} = \frac{\xi}{D} \frac{\rho}{2} U^2$$

Innerhalb von Gleichung (1) ist für den Durchmesser D der effektive hydraulische Durchmesser nach *Jones* (Gleichung ist in *Jones* [16] bzw. *Cornish* [7] enthalten) einzusetzen. Die Messgenauigkeit beträgt im Mittel 5,5 %.

Die Ermittlung des Druckverlustbeiwerts basiert auf den experimentell bestimmten Massenströmen, Differenzdrücken und den Eingangstemperaturen in den Kanal. Zur Berücksichtigung der Realgaseigenschaften wird der Druckverlust über ein numerisches Modell innerhalb der

Software Ansys CFX bestimmt. Hierbei wird über eine Variation des Faktors ξ der Differenzdruck innerhalb des Modells an die experimentellen Ergebnisse angepasst.

3.1.1.2. Relative Rauheit

Die Gleichung von *Nikuradse* für den hydraulisch vollrauen Strömungsbereich lautet

$$(2) \quad \sqrt{\frac{1}{\xi}} = 2,0 \log \left(\frac{D}{2k_s} \right) + 1,74$$

Mit dieser Gleichung und unter der Annahme eines konstanten Druckverlustbeiwerts ξ kann die relative Rauheit k_s/D ermittelt werden. Der Durchmesser D ist wiederum der effektive hydraulische Durchmesser nach *Jones* [16].

3.1.1.3. Dimensionsloser Rauheitskennwert

Die Bestimmung des dimensionslosen Rauheitskennwertes k_s^+ kann unter Verwendung des effektiven hydraulischen Durchmessers, der effektiven hydraulischen Reynoldszahl sowie dem Druckverlustbeiwert folgendermaßen bestimmt werden

$$(3) \quad k_s^+ = \frac{k_s}{D} Re_{eff}^* \sqrt{\frac{\xi}{8}}$$

Dieser Wert dient der Beurteilung des Einflusses der Rauheit auf die Strömung. Nach *Schlichting & Gersten* [36] lässt sich dies in folgende Teilbereiche einteilen:

Strömungsbereich	Gültigkeitsbereich
Hydraulisch glatt	$k_s^+ \leq 5$
Übergang von glatt zu rau	$5 < k_s^+ < 70$
Vollrau	$70 \leq k_s^+$

TAB 4: Rauheitsklassifizierung

3.1.1.4. Reynoldszahl

Die Bestimmung der Reynoldszahl (Messgenauigkeit 2,8%) basiert auf der Mittelung der Viskosität η zwischen der ersten und zweiten Druckmessbohrung. Als Bezugsgröße wird der effektive hydraulische Durchmesser D verwendet. Die Geschwindigkeit U_M stellt hierbei den Massenstrom-gemittelten Wert innerhalb der durchströmten Fläche dar.

$$(4) \quad Re_{eff}^* = \frac{\rho U_M D}{\eta}$$

3.1.2. Wärmeübergangsbestimmung

Zur Bestimmung des Wärmeübergangs wird die Definitionsgleichung des Wärmeübergangskoeffizienten verwendet (vgl. *Baehr & Stephan* [2])

$$(5) \quad \dot{q} = \alpha (T_S - T_f)$$

Der Wärmestrom ist anhand der Laserleistung und der Intensitätsverteilung gegeben. Die Bestimmung der Wandtemperatur T_S und der Fluidtemperatur T_f wird im Folgenden kurz erläutert.

3.1.2.1. Wandtemperatur T_S

Die Bestimmung der Wandtemperatur T_S basiert auf den experimentell ermittelten Oberflächentemperaturen. Diese werden unter Verwendung des eindimensionalen Wärmetransports über die Oberflächentemperatur T_O ermittelt (Messgenauigkeit $\pm 1^\circ\text{C}$).

$$(6) \quad T_S = T_O \cdot \frac{\dot{q} \cdot t_L}{\lambda_S}$$

Die Oberflächentemperatur der Wärmebildkamera wurde vorher mit dem Emissionsgrad unter Verwendung des Strahlungsgesetzes berechnet (vgl. *Gernoth et al.* [13]). Der Wärmestrom entspricht dem Wert aus Gleichung (4). Die Wärmeleitfähigkeit λ_S ist hierbei temperaturabhängig modelliert. Die Wandstärke des jeweiligen Prüflings ist in TAB 1 gegeben.

3.1.2.2. Fluidtemperatur T_{fl}

Die Bestimmung der Fluidtemperatur verwendet die experimentell ermittelten Temperaturen im Zulauf des Prüflings. Diese werden zuerst in eine statische Temperatur umgerechnet. Anschließend wird die örtliche Temperatur über eine Integration der aufgenommenen Leistung in Abhängigkeit der Lauflänge z bestimmt.

$$(7) \quad T_{fl}(z) = T_{fl}(z=0) + \int_{A(z)=0}^{A(z)} \frac{\dot{q}}{c_{p,fl} \cdot \dot{m}} dA_z$$

Als Bezugsgröße wurde die spezifische Wärmekapazität $c_{p,fl}$ aus Realgastabellen zwischen der ersten und zweiten Druckmessbohrung gemittelt.

Zur Überprüfung dieses Vorgehens wurde die angenommene Laserleistung mit der experimentell ermittelten kalorisch aufgenommenen Leistung verglichen. Beide Werte unterscheiden sich hierbei im Schnitt um 0,7% mit einer Standardabweichung von 2,8%.

3.1.2.3. Prandtlzahl

Die Prandtlzahl ist wie die Reynoldszahl der Mittelwert der Stoffeigenschaften an der ersten und zweiten Druckmessbohrung.

3.1.2.4. Nusseltzahl

Die Definitionsgleichung der Nusseltzahl lautet:

$$(8) \quad Nu = \frac{\alpha D}{\lambda_{fl}}$$

Die Größe D stellt hierbei wiederum den effektiven hydraulischen Durchmesser dar. Die Größe λ_{fl} beinhaltet ebenfalls die Realgaseigenschaften und wird über die Realgastabelle bestimmt. Eine Analyse der Genauigkeit der Tabelle in Relation zur direkten Auswertung ist in *Behler* [3] gegeben. Der mittlere Wert der Messungenauigkeit für die Nusseltzahl beträgt für Prüfling I 6,1% und bei Prüfling II 5,3%.

3.1.2.5. Kühlrippenwirkungsgrad

Zur Beurteilung der Temperaturänderung auf der Oberfläche wird der Kühlrippenwirkungsgrad verwendet. Bei Betrachtung des Kühlkanals als Platte mit zwei Kühlstegen und bei vernachlässigbarem Wärmetransport an den Enden der Stege lässt sich der charakteristische Parameter m (vgl. *Baehr & Stephan* [2]) nach folgender Gleichung ableiten

$$(9) \quad m = \sqrt{\frac{2\alpha}{\lambda_S t_S}}$$

Dieser Wert stellt das Verhältnis zwischen konvektivem Wärmeübergang und der Wärmeleitung über das Stegmaterial dar.

3.2. Numerisches Verfahren

Zur Beurteilung des Rauheitseinflusses werden ebenfalls Simulationen mit der kommerziellen Software Ansys CFX dargestellt. Hierbei wird der mittlere Kanal vom Einlass in den Kanal (Länge $L_E + L_M$) bis hin zur zweiten Druckmessbohrung simuliert.

3.2.1.1. Randbedingungen

Die Randbedingungen sind durch die experimentellen Ergebnisse gegeben.

Randbedingung	Messwert
Einlass	Massenstrom sowie Totaltemperatur
Auslass	Absolutdruck an der zweiten Messbohrung
Kanaloberfläche	Laserleistung, Intensitätsverteilung sowie Absorptionsgrad
Restliche Ränder	Adiabate Randbedingung

TAB 5: Randbedingungen für die Simulationen

3.2.1.2. Fluidmodellierung

Zur Modellierung der Stoffdaten wurde das Programm RefProp 7 eingesetzt. Diese wurden mittels Realgastabellen in das Programm Ansys CFX integriert. Die Modellierung der notwendigen Größen basiert auf den Veröffentlichungen von *Span et al.* [39] bzw. *Younglove* [49].

3.2.1.3. Turbulenzmodellierung

Zur Modellierung der turbulenten Einflüsse wird das SST-Modell von *Menter* [27] verwendet. Dies basiert auf dem $k-\epsilon$ -Modell in wandfernen Bereichen sowie auf dem $k-\omega$ -Modell in Wandnähe.

3.2.1.4. Rauheitsmodellierung

Die Modellierung der Rauheitseinflüsse basiert auf der Definition der technischen Rauheit (vgl. *Schlichting & Gersten* [36]). Die Beschreibung des universellen Temperaturprofils im glatten sowie rauen Wandreibungsfall basiert auf der Beschreibung von *Kader* [17]. Die notwendigen Konstanten sowie deren Anpassung an die experimentellen Ergebnisse bei Plattenströmungen von *Pimenta et al.* [33] ist in *Lechner* [23] beschrieben.

4. EXPERIMENTELLE ERGEBNISSE

4.1. Rauheitsbestimmung

Die Bestimmung der relativen Rauheit basiert auf der experimentellen Bestimmung des Druckverlustbeiwerts. Hierbei wurden die experimentellen Ergebnisse mittels eines auf der Fanno-Strömung aufbauenden Verfahrens

ermittelt. In diesem Verfahren wird als thermodynamische Zustandsgleichung ebenfalls das Realgasmodell verwendet. Mit Hilfe eines iterativen Optimierungsverfahrens wird der Druckverlustbeiwert bis zu einem übereinstimmenden Druckverlust variiert. Die experimentellen Ergebnisse beider Prüflinge im Vergleich zu den Ergebnissen von *Nikuradse* [29], *Allen et al.* [1] und der Korrelation nach *Colebrook & White* [6]) ist in BILD 5 dargestellt.

Die experimentellen Ergebnisse beider Prüflinge zeigen eine deutliche Abhängigkeit von der Rauheit. Im Gegensatz zu den Ansätzen einer technischen Rauheit nach *Colebrook & White* [6]) ist bei beiden Prüflingen ein Rohrreibungszahlverlauf ähnlich dem von sandrauen Rohren nach *Nikuradse* [29] festzustellen. Eine Modellierung dieses Verlaufs innerhalb des Übergangsbereichs ist bei Verwendung des Ansatzes einer technischen Rauheit nur bedingt gegeben.

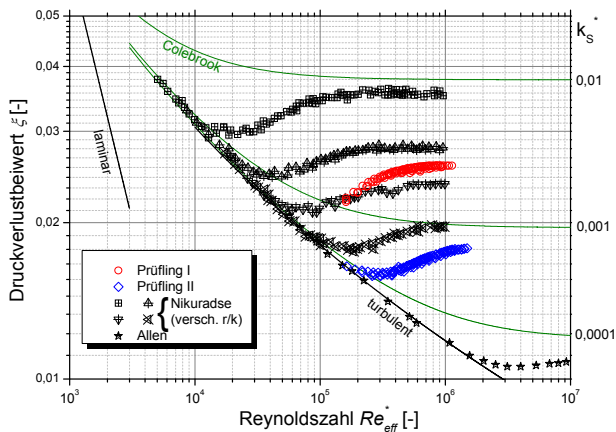


BILD 5. Druckverlustbeiwerte (Graphische Darstellung nach *Moody & Princeton* [28])

Prüfling I ist hierbei signifikant rauer als Prüfling II. Prüfling II liegt bei den experimentell geringsten Reynoldszahlen im Bereich des glatten Strömungszustands. Bei Prüfling I hingegen liegen alle Druckverlustbeiwerte deutlich oberhalb des glatten Referenzfalls. Bei Prüfling II ergibt sich aufgrund der geringen relativen Rauheit eine Unsicherheit bei ihrer Bestimmung. Hier wären experimentelle Daten bei höheren Reynoldszahlen notwendig gewesen, um diese Unsicherheit zu minimieren, was prüfstandsbedingt nicht möglich war. Die ermittelten relativen Rauheiten k_s^* sind in Tabelle 4 zusammengefasst.

	Relative Rauheit k_s^*
Prüfling I	11,4 μm
Prüfling II	2,67 μm

TAB 6: Relative Rauheiten der Prüflinge

Zur zusätzlichen Überprüfung des Rauheitscharakters innerhalb des Übergangsbereichs wird Gleichung (2) nach der Konstanten 1,74 umgeformt. Als Abszisse dient hierbei der dimensionslose Rauheitskennwert nach Gleichung (3).

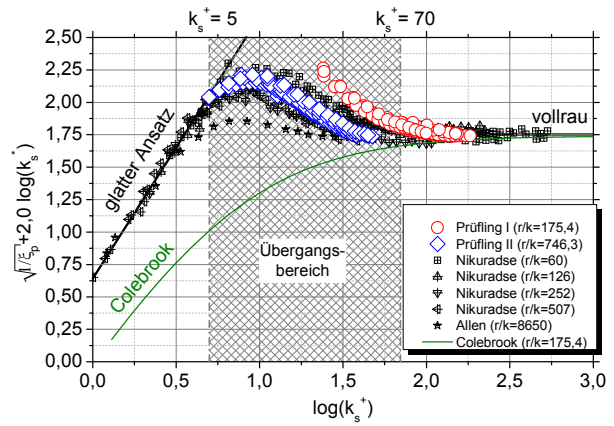


BILD 6. Übergangsbereich beider Prüflinge

In BILD 6 ist der Einfluss der Rauheit innerhalb des Übergangsbereichs von glatter zu rauer Strömung dargestellt. Eingetragen sind die beiden Extremwerte einer glatten sowie vollrauen Strömung nach Tabelle 4. Die experimentellen Ergebnisse von Prüfling I erstrecken sich vom Übergangsbereich bis deutlich in den vollrauen Bereich bei hohen Reynoldszahlen. Die Ergebnisse von Prüfling II hingegen liegen nahezu vollständig im Übergangsbereich und grenzen lediglich an den vollrauen Bereich an. Erkennbar ist jedoch, dass beide Prüflinge dem Übergangsmodell von sandrauen Rohren entsprechen. Der Vergleich zwischen dem Modell für sandraue Rohre nach *Ligrani & Moffat* [25] und dem Modell einer technischen Rauheit nach *Colebrook & White* [6] liefert für den Prüfling II bei einem dimensionslosen Rauheitskennwert von 60 eine Differenz von 4% für die additive Konstante im Geschwindigkeitsprofil. Dies muss beim Vergleich numerischer Modelle berücksichtigt werden.

4.2. Wärmeübergangsbestimmung

Die experimentelle Bestimmung des Wärmeübergangs erfolgt an einer diskreten Stelle auf der Prüflingsoberfläche (Maximum der Intensität bei $z=30,3$ mm). Die Auswertung erfolgt in der Kanalmitte. Als Abszisse wird der Temperaturunterschied zwischen Wandtemperatur und Fluidtemperatur verwendet. Die Ordinate bildet hierbei das auf die Reynoldszahl und die Prandtlzahl (Potenzen nach *Taylor* [42] bzw. *Perkins & Worsoe-Schmidt* [32]) bezogene Produkt aus Nusseltzahl und Temperaturdifferenz.

BILD 7 stellt die für beide Prüflinge ermittelten Nusseltzahlverläufe dar. Zusätzlich sind die Ergebnisse beider Korrelationen (*Taylor* [42] bzw. *Perkins & Worsoe-Schmidt* [32]) bei glatten Wandhaftbedingungen dargestellt. Deutlich erkennbar ist bei beiden Prüflingen in Relation zur Korrelation nach *Taylor* [42] ein deutlich erhöhter Wärmeübergang. Die Korrelation nach *Perkins & Worsoe-Schmidt* [32] zeigt ebenfalls einen geringeren Wärmeübergang bei Prüfling I, bei Prüfling II hingegen kann es den Wärmeübergang nahezu übereinstimmend darstellen. Dies ist jedoch auf den geringen Einfluss der Rauheit bei Prüfling II zurückzuführen.

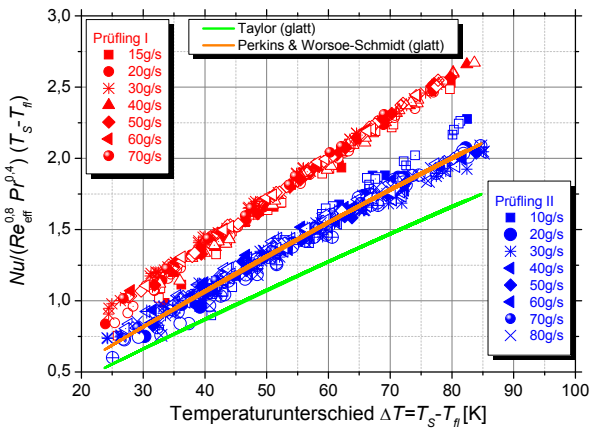


BILD 7. Nusseltzahlverlauf beider Prüflinge

Die Kompensation des erhöhten Wärmeübergangs bei Berücksichtigung der Modifikation nach Norris [31] führt auf eine bessere Übereinstimmung. Die Darstellung erfolgt hierbei in der gewohnten Form von Nusseltzahl über Reynoldszahl.

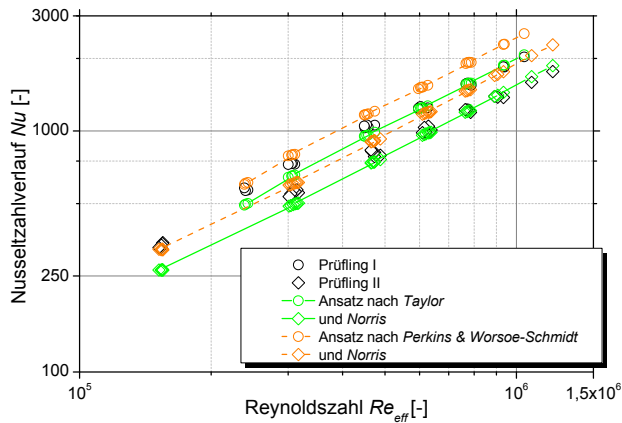


BILD 8. Korrelationsvergleich mit Kompensation nach Norris [31]

BILD 8 zeigt den Vergleich zwischen den experimentellen und den mittels Korrelationen unter Berücksichtigung des Rauheitseinflusses ermittelten Nusseltzahlen. Zu bemerken ist, dass beide Korrelationen im Vergleich zu den experimentellen Ergebnissen eine unterschiedliche Steigung aufweisen. Zu beobachten ist dies beispielsweise anhand von Prüfling II, bei dem bei geringen Reynoldszahlen eine übereinstimmende Beschreibung mit dem Modell von Perkins & Worsoe-Schmidt [32] und Norris [31] gegeben ist. Bei Steigerung der Reynoldszahl steigt der Wert der Korrelation stärker an als die experimentellen Ergebnisse. Dies führt zu einer ansteigenden Differenz zwischen den Experimenten und der Korrelation.

Zusätzlich zum Wärmeübergang in Kühlkanalmittle wird die Oberflächentemperaturverteilung betrachtet. Die graphische Darstellung beinhaltet zur besseren Verdeutlichung eine Konturlinie bei konstanter Temperatur. Als weiße gestrichelte Linie ist die Mitte des Stegs dargestellt.

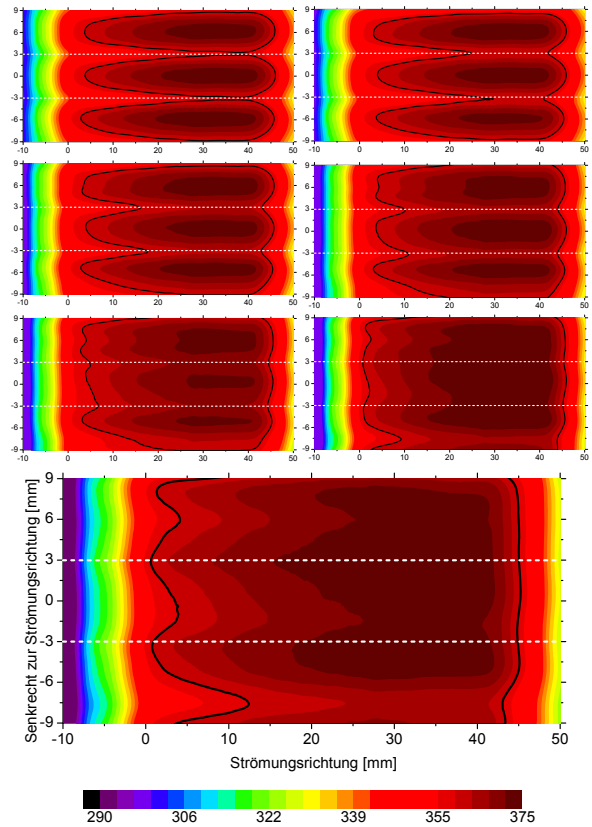


BILD 9. Oberflächentemperaturverteilung bei Prüfling I
Von oben links nach unten rechts: 15g/s, 20g/s, 30g/s, 40g/s, 50g/s, 60g/s und 70g/s. Strömungsrichtung ist von links nach rechts

Anhand der Konturlinie ist die Änderung der Oberflächentemperaturverteilung erkennbar. Bei geringen Massenströmen krümmt sich die Konturlinie im Bereich der Kanalmitte stromab. Dies ändert sich bei Vergrößerung des Massenstroms. Die Krümmung der Konturlinie ändert sich in Richtung stromauf. Bei Prüfling II ergibt sich keine Änderung der Krümmung (nicht als 2D-Plot dargestellt). Die Darstellung der Oberflächentemperaturverteilung bei einer maximalen Temperatur von 370K senkrecht zur Strömungsrichtung ($z=30,3 \text{ mm}$) verdeutlicht den Zusammenhang. Hierbei ist die Oberflächentemperatur auf die Temperatur in der Mitte des Kanals normiert und prozentual angegeben. Für beide Prüflinge ergeben sich die Verläufe aus BILD 10 und 11.

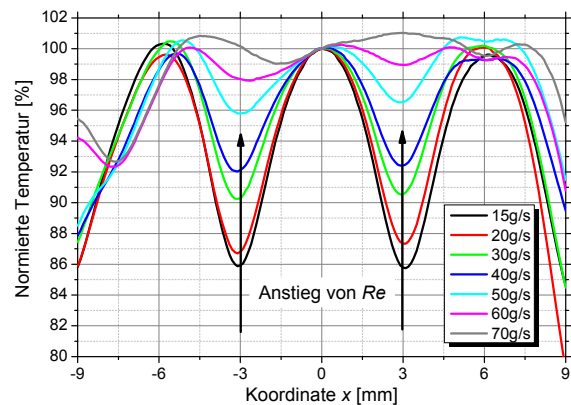


BILD 10. Oberflächentemperaturverlauf (Prüfling I)

Bei Prüfling I (BILD 10) zeigt sich eine deutliche Verlagerung der maximalen Temperatur vom Steg hin zur Kanalmitte bei steigenden Massenströmen. Während bei 15g/s eine maximale Temperatur von nahezu 86% erreicht wird, liegt die maximale Temperatur am Steg bei 70g/s leicht oberhalb der Temperatur in Kanalmitte. Bei Prüfling II (BILD 11) zeigt sich zwar ebenfalls eine Erhöhung der Temperatur am Steg, jedoch steigt diese nicht über die Temperatur in Kanalmitte.

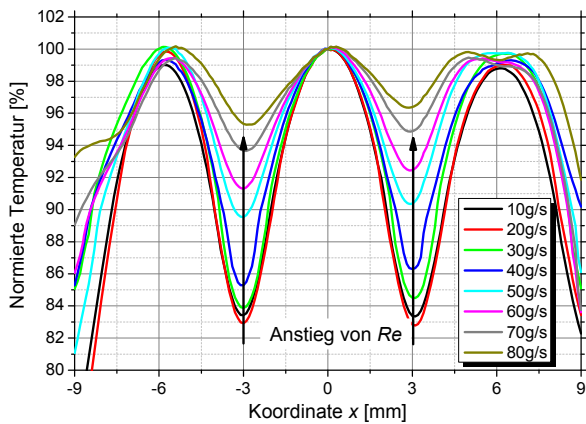


BILD 11. Oberflächentemperaturverlauf (Prüfling II)

Die Beschreibung des Temperaturverhältnisses erfolgt unter Verwendung der Theorie für Kühlrippen (Gleichung (8)). Unter Verwendung der experimentellen Ergebnisse des Wärmeübergangs und der Auswertung des charakteristischen Parameters m auf der gesamten Oberfläche des innersten Kanals beider Prüflinge ergibt sich ein linearer Zusammenhang zwischen Temperaturverhältnis und charakteristischem Parameter (BILD 12).

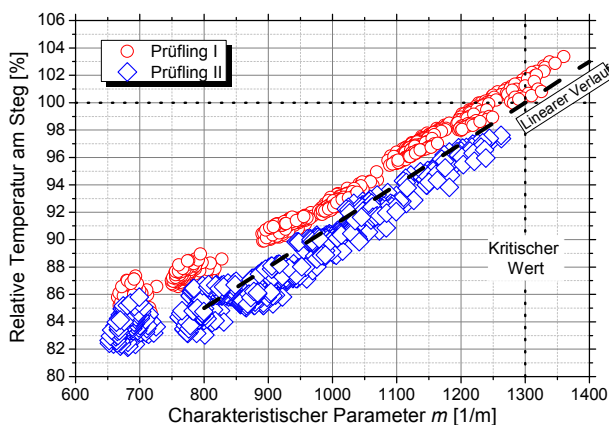


BILD 12. Oberflächentemperaturverlauf (Prüfling II)

Die graphische Darstellung der Oberflächentemperatur in Relation zum charakteristischen Parameter zeigt einen linearen Verlauf. Bei Steigerung des charakteristischen Parameters steigt die Oberflächentemperatur am Steg nahezu linear an. Bei einem Wert von 1300 [1/m] (bezeichnet als kritischer Wert) liegt in der Mitte des Stegs eine höhere Temperatur als in der Mitte des Kanals vor.

Anhand dieser Ergebnisse ist ein deutlicher Einfluss der Rauheit auf den Wärmeübergang erkennbar. Bei einer Steigerung der Rauheit innerhalb der Kühlkanäle wird der Wärmeübergang erhöht. Dies führt im Fall einer

asymmetrischen Wärmebelastung zu einer Änderung der Oberflächentemperaturverteilung. Bei geringen Wärmeübergangskoeffizienten in Relation zur Wärmeleitung im Stegbereich bewirkt dies eine Steigerung des Wärmeübergangs, da die Wärme in Richtung der Stege abgeleitet wird. Bei Vergrößerung des konvektiven Wärmeübergangs wird dieser Effekt reduziert und führt auf eine Reduktion des Wärmeübergangs in Kanalmitte. Dies verdeutlicht, dass lediglich CFD-Verfahren, die das gesamte Gebiet innerhalb des Kanals auflösen können, diese Phänomene und den Wärmeübergang adäquat darstellen können. Eine Anpassung der Nusseltkorrelation aufbauend auf den experimentellen Ergebnissen ist zwar möglich, diese deckt jedoch immer nur den Sonderfall der vorliegenden Geometrie ab. Für eine allgemeine Beschreibung erfordert es numerische Verfahren.

5. NUMERISCHE ERGEBNISSE

Die numerische Untersuchung der experimentellen Ergebnisse wird anhand des mittleren Kanals vollzogen. Hierbei wird dieser fluiddynamisch sowie strukturmechanisch modelliert. Die maximalen Residuen der Berechnungen sind geringer als 10^{-5} . BILD 13 verdeutlicht das für die Simulationen eingesetzte Gitter im Einlassbereich.

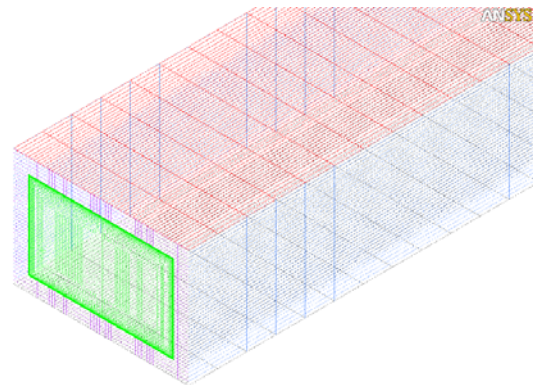


BILD 13. Rechengitter

Als Randbedingungen werden die experimentellen Daten verwendet. Im Einlaufbereich dient der Massenstrom als Randbedingung, im Auslass wird der Absolutdruck verwendet. Die Wärmebelastung wird mittels der Intensitätsverteilung und der jeweiligen Laserleistung modelliert. Die relativen Rauheiten aus Tabelle 4 dienen als Rauheitsparameter innerhalb des Modells. Die Abbildung der turbulenten Einflüsse erfolgt auf Grundlage des SST-Modells. Eine Überprüfung des Druckverlusts ohne thermische Belastung führt bei Prüfling I auf eine mittlere Abweichung zwischen numerischem und experimentell ermitteltem Wert von 0,14 %. Bei Prüfling II liegt eine mittlere Abweichung von 10% vor. Dies beruht auf der Verwendung eines Modells auf Basis einer technischen Rauheit statt einer Sandrauheit. Eine Analyse des Verhaltens im Übergangsbereich zwischen glattem und rauem Strömungsverhalten ist daher nicht möglich. Auf eine Darstellung der Ergebnisse des zweiten Prüflings wird daher verzichtet.

Die Modellierung des Wärmeübergangs in Kanalmitte führt bei Verwendung des SST-Modells auf eine mittlere Abweichung von 9,0% und liefert somit vergleichbare Ergebnisse wie die Korrelationen.

Anhand von BILD 14 sind die numerischen als auch experimentell ermittelten Oberflächentemperaturverläufe für Prüfling I dargestellt. Auf der linken Seite ist für die Vergleichbarkeit die Bezeichnung der experimentellen Daten auf Höhe der experimentellen Daten übernommen worden. Erkennbar ist, dass das SST-Modell das Temperaturverhältnis zwischen Steg und Kanalmittemtemperatur übereinstimmend darstellt. Die Abweichungen bei hohen Massenströmen können ebenfalls durch die Messungengenauigkeit in diesem Bereich erklärt werden. Dies beruht darauf, dass bei einer nahezu konstanten Temperatur auf der Oberfläche die Fehler aufgrund der Regelung auf eine gleichmäßige Temperaturverteilung nahezu linear eingehen. Für eine genauere Auflösung dieser Punkte war die Regelgenauigkeit der Massenströme unzureichend.

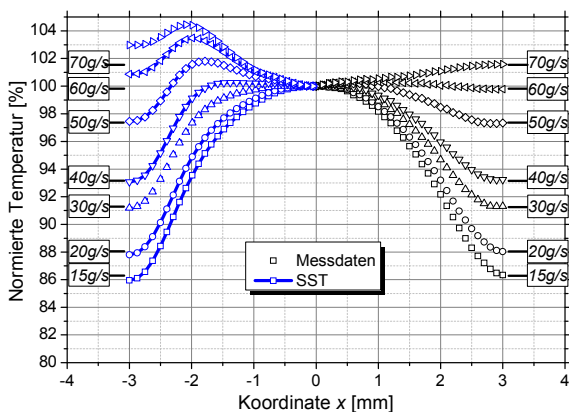


BILD 14. Vergleich der Oberflächentemperaturverläufe des numerischen Modells und der experimentellen Ergebnisse

Aufbauend auf der numerischen Übereinstimmung der Oberflächentemperaturverteilung innerhalb des SST-Modells kann die relative Rauheit eines Kanals indirekt über die Modellierung der Oberflächentemperaturverteilung erfolgen. Dies ermöglicht vor allem bei Mikrokanälen die indirekte Bestimmung der Rauheit innerhalb der Kanäle. In diesem Fall war eine Bestimmung der relativen Rauheit nur bedingt bzw. überhaupt nicht möglich.

Ein zusätzlicher Aspekt der Rauheit ist für den Bereich von Raketenmotoren zu nennen. Aufbauend auf den Erkenntnissen zur Oberflächentemperaturverteilung ergibt sich bei Verwendung eines rauhen anstelle eines glatten Kanals ein erhöhter Wärmeübergang. Dies führt im Fall von Verlustkühlungen zu einer drastischen Reduktion des notwendigen Kühlmittelmassenstroms. Aufgrund der Kopplung der Oberflächentemperaturverteilung mit dem erhöhten Wärmeübergang führt eine Steigerung der Rauheit bei konstanter Reynoldszahl zu einer Änderung der Oberflächentemperaturverteilung. Unter Annahme eines konstanten heißgasseitigen Wärmeübergangskoeffizienten führt dies zu einer Änderung der Wärmestrombelastung. Im Fall einer Verlustkühlung wird durch die Änderung der Oberflächentemperaturverteilung der Wärmestrom weiter reduziert. Bei der Verwendung innerhalb von Raketenmotoren für Expander-Zyklen (bspw. VINCI [20]) resultiert aus der Änderung der Oberflächentemperaturverteilung ebenfalls eine Reduktion der Wärmelast. Der erwartete Zuwachs an thermischer Energie aufgrund der Verwendung von rauhen Kanälen mit

höherem Wärmeübergang für die Turbine ist folglich geringer.

6. SCHLUSSFOLGERUNGEN

Aufbauend auf den experimentellen wie auch numerischen Ergebnissen lassen sich einige Schlussfolgerungen für die Beschreibung von vollrauen Kanälen ziehen.

- 1) Die experimentellen Ergebnisse des Übergangsbereichs verdeutlichen, dass drahtgeschnittene Kanäle im Basismaterial Inconel 600 sich über den Ansatz einer sandrauen Oberfläche beschreiben lassen. Der Ansatz einer technischen Rauheit ist lediglich im Bereich des vollrauen Bereichs zulässig. Neue Fertigungsverfahren stellen somit eher den Fall eines sandrauen Verhaltens als einer technischen Rauheit dar. Dies deckt sich mit den Erkenntnissen von gehonten Oberflächen (vgl. *Allen et al.* [1], *Shockling et al.* [38])
- 2) In Kanalmitte ist der Wärmeübergang bei kompressibler Strömung über die Gleichung von *Taylor* [42] bzw. *Perkins & Worsoe-Schmidt* [32] und der Korrektur von *Norris* [31] darstellbar. Beide Korrelationen geben den Wärmeübergang mit einem mittlerem Fehlerbereich von 11% wieder.
- 3) Die Oberflächentemperaturverteilung zeigt eine deutliche Beeinflussung durch die Rauheit. Eine größere Rauheit führt auf einen vergrößerten Wärmeübergang und verändert bei asymmetrischer Wärmelast die Temperaturverteilung. Der Wärmeübergang in Richtung der Wärmebelastung steigert sich, im Bereich der Stege reduziert er sich.
- 4) Unter Verwendung des Kühlrippenwirkungsgrads lässt sich der Einfluss auf die Temperaturverteilung beschreiben. Eine Ableitung für den allgemeinen Fall ist durch die Verwendung der vorliegenden Geometrie nicht möglich. Es ist jedoch in der Arbeit von *Schuff et al.* [37] erkennbar, dass dies ebenfalls im Bereich von High Aspect Ratio Cooling Channels Bestand hat.
- 5) Mit Hilfe des numerischen Modells zeigt sich bei Verwendung des SST-Modells und der Rauheitsbestimmung unter Verwendung des effektiven hydraulischen Durchmessers nach *Jones* [16] eine übereinstimmende Beschreibung der Oberflächentemperaturverteilung im vollrauen Bereich. Im Bereich geringer relativer Rauheiten zeigt sich der Einfluss des für diesen Bereich unzureichenden numerischen Modells bei der Beschreibung des Druckverlusts. Es zeigt sich jedoch deutlich, dass bei vollrauer Strömung unter Verwendung des Modells eine indirekte Bestimmung der relativen Rauheit ermöglicht wird. Dies kann für den Fall von Mikrokanälen genutzt werden.
- 6) Bei der gekoppelten Simulation von Heißgas- sowie Kühlmittelströmungen innerhalb von Raketenmotoren (siehe hierzu z.B. *Werling* [45] bzw. *Pizzarelli et al.* [34]) ist der Kühlkanal zweidimensional zu berechnen. Die mittels des SST-Modells berechneten Oberflächentemperaturverläufe sind hierfür einsetzbar. Eine numerische Simulation ohne

Berücksichtigung der zweidimensionalen Effekte führt auf eine fehlerhaft bestimmte Wärmestrombelastung.

Zukünftige Arbeiten im Bereich der Rauheitsbeschreibung könnten verschiedene Materialien einsetzen, um eine allgemeine Aussage über den charakteristischen Parameter m zu erlangen. Ebenfalls könnten die experimentellen Ergebnisse unter Verwendung des numerischen Modells zur Rauheitsbeschreibung mit TAU berechnet werden (vgl. Calvo [4]). Dies könnte die Aussage über die Modellierung der Oberflächen-temperaturverteilung für den Übergangsbereich bestätigen. Zusätzlich könnten andere Geometrien unter Verwendung des Prüfstandsystems untersucht werden.

7. DANKSAGUNG

Der Autor möchte allen Beteiligten am Prüfstands-aufbau und der Durchführung der Experimente danken. Hier gilt vor allem großer Dank dem am Prüfstand M51 eingesetzten Techniker Ingo Dörr. Zusätzlich möchten sich die Autoren bei den Herren Dirk Greuel, Jörg Riccius sowie Ralf Stark für ihre Mithilfe bedanken.

- [1] J.J. Allen, M.A. Shockling, G.J. Kunkel, und A.J. Smits, *Turbulent flow in smooth and rough pipes*, Philosophical Transactions of the Royal Society of London, Series A, 365:699–714, 2007.
- [2] H.D. Baehr und K. Stephan, *Wärme und Stoffübertragung*, Volume 6. Springer-Verlag, 2008.
- [3] H. Behler, *Experimentelle und numerische Auswertung der Druckverlust- und Wärmeübergangsmessungen am TMF-prüfling*, Diplomarbeit IRS-12-D10, pages 1–196, 2012.
- [4] J.B. Calvo, *Numerical simulation of liquid rocket engine cooling channels*, Dissertation, 2012.
- [5] G.M. Carlomagno und G. Cardone. *Infrared thermography for convective heat transfer measurements*, Experiments in Fluids, 49:1187–1218, 2010.
- [6] C.F. Colebrook und C.M. White, *Experiments with fluid friction in roughened pipes*, Proceedings of the Royal Society of London, Series A, 161:367–381, 1937.
- [7] R.J. Cornish, *Flow in a pipe of rectangular cross-section*, Proceedings of the Royal Society of London, Series A, 120:691–700, 1928.
- [8] D.F. Dipprey und R.H. Sabersky, *Heat and momentum transfer in smooth and rough tubes at various prandtl numbers*, International Journal of Heat and Mass Transfer, 6:329–353, 1963.
- [9] E.Truckenbrodt, *Fluidmechanik*, Volume 2, Springer-Verlag, 1980.
- [10] K.A. Flack, M.P. Schultz, und T.A. Shapiro, *Experimental support to townsend's reynolds number similarity hypothesis on rough walls*, Physics of Fluids, 17:1–9, 2005.
- [11] K.A. Flack und M.P. Schultz, *Review of hydraulic roughness scales in the fully rough regime*, Journal of Fluids Engineering, 132:041203–1 – 041203–10, 2010.
- [12] A. Gernoth, D. Greuel, und S. Schleichtriem, *Experimental validation of numerical simulations of flows in cooling channels of liquid rocket engines*, 4th European Conference for Aerospace Sciences (EUCASS), 2011.
- [13] A. Gernoth, M. Wurdak, J.R. Riccius, S. Schleichtriem, D. Wiedmann, W. Schwarz und L. Brummer, *Tmf test based validation of numerical methods for the analysis of heat-loaded walls*, 46th AIAA/ASME/SAE/ASEE Joint Propulsion Conference & Exhibit, 2010.
- [14] K. Gersten und H. Herwig, *Strömungsmechanik*, Vieweg, 1992.
- [15] L. C. Hoagland, *Fully developed turbulent flow in straight rectangular ducts – secondary flow, its cause and effect on primary flow*, Doctoral Thesis, Massachusetts Institute of Technology, 1960.
- [16] O. C. Jones Jr, *An improvement in the calculation of turbulent friction in rectangular ducts*, Journal of Fluids Engineering, 98:173–181, 1976.
- [17] B.A. Kader, *Temperature and concentration profiles in fully turbulent boundary layers*, International Journal of Heat and Mass Transfer, 24:1541–1544, 1981.
- [18] W. M. Kays, M. E. Crawford, und B. Weigand, *Convective heat and mass transfer*, McGraw-Hill, 2005.
- [19] Keyence. Datenblatt VHX1000, http://www.keyence.de/products/microscope/microscope/vhx1000/vhx1000_specifications_1.php, 2012.
- [20] O. Knab, A. Fröhlich, D. Wennerberg, und W. Haslinger, *Advanced cooling circuit layout for the vinci expander cycle thrust chamber*, Joint Propulsion Conference & Exhibit, 38:1–15, 2002.
- [21] M.J. Kohl, S.I. Abdel-Khalik, S.M. Jeter, und D.L. Sadowski, *An experimental investigation of microchannel flow with internal pressure measurements*, International Journal of Heat and Mass Transfer, 48:1518–1533, 2005.
- [22] B.E. Launder und W.M. Ying, *Secondary flows in ducts of square cross-section*, Journal of Fluid Mechanics, 54:289–295, 1972.
- [23] R. Lechner, *Development of a rough wall boundary condition for omega-based turbulence models*, Technical Report ANSYS, TR-04-04:34, 2004.
- [24] H.J. Leutheusser, *Turbulent flow in rectangular ducts*, Journal of the Hydraulics Division – Proceedings of the ASME, 89:1–19, 1963.
- [25] P.M. Ligrani und R.J. Moffat, *Structure of transitionally rough and fully rough turbulent boundary layers*, Journal of Fluid Mechanics, 162:69–98, 1986.
- [26] J.M. Locke und D.B. Landrum, *Study of heat transfer correlations for supercritical hydrogen in regenerative cooling channels*, Journal of Propulsion and Power, 24, 2008.
- [27] F.R. Menter, *Two-equations eddy-viscosity turbulence models for engineering applications*, AIAA Journal, 32(8):1598–1605, 1994.
- [28] L.F. Moody und N.J. Princeton, *Friction factors for pipe flow*, Transactions of the ASME, 66:671–684, 1944.
- [29] J. Nikuradse, *Laws of flow in rough pipes [Übersetzung von strömungsgesetze in rauhen rohren , VDI-Forschungsheft 361, (1933)]*, NACA Technical Memorandum, TM 1292, 1950.
- [30] W. Nitsche und A. Brunn, *Strömungsmesstechnik*, Auflage 2. Springer-Verlag, 2006.
- [31] R.H. Norris, *Augmentation of convection heat and mass transfer*, American Society of Mechanical Engineers, 1971.
- [32] H.C. Perkins und P.Worsoe-Schmidt, *Turbulent heat and momentum transfer for gases in a circular tube at wall-to-bulk temperature ratios to seven*, Technical Report SU247-7, 1964.
- [33] M.M. Pimenta, R.J. Moffat, und W.M. Kays, *The turbulent boundary layer: An experimental study of the transport of momentum and heat with the effect of roughness*, Department of Mechanical Engineering, Stanford University, Report No.HMT-21, 1975.
- [34] M.Pizzarelli, F.Nasuti, und M.Marcello Onofri, *Coupled wall heat conduction and coolant flow analysis for*

- liquid rocket engines*, Journal of Propulsion and Power, 2013.
- [35] M. Popp und G. Schmidt, *Heat transfer investigations for high pressure rocket combustion chambers*, AIAA Joint Propulsion Conference, 30:1–14, 1994.
- [36] H. Schlichting und K. Gersten, *Grenzschicht Theorie*, Springer-Verlag, 2006.
- [37] R.Z. Schuff, H. Jung, C.L. Merkle, und W.E. Anderson, *Experimental investigation of asymmetric heating in a high aspect ratio cooling channel with supercritical nitrogen*, 43rd AIAA/ASME/SAE/ASEE Joint Propulsion Conference & Exhibit, 2007.
- [38] M.A. Shockling, J.J. Allen, und A.J. Smits, *Roughness effects in turbulent pipe flow*, Journal of Fluid Mechanics, 564:267–285, 2006.
- [39] R. Span, E.W. Lemmon, R.T. Jacobsen, W. Wagner, und A. Yokozeki, *A reference equation of state for the thermodynamic properties of nitrogen for temperatures from 63.151 to 1000K and pressures to 2200MPa*, Journal of Physical and Chemical Reference Data, 29:1361–1433, 2000.
- [40] E.M. Sparrow, J.R. Lloyd, und C.W. Hixon, *Experiments on turbulent heat transfer in an asymmetrically heated rectangular duct*, Journal of Heat Transfer, 170–174, 1966.
- [41] C.J. Swanson, B. Julian, G.G. Ihas, und R.J. Donnelly, *Pipe flow measurements over a wide range of reynolds numbers using liquid helium and various gases*, Journal of Fluid Mechanics, 461:51–60, 2002.
- [42] Maynard F. Taylor, *Correlation of local heat-transfer coefficients for single-phase turbulent flow of hydrogen in tubes with temperature ratios to 23*, NASA Technical Note, 1968.
- [43] Y. Torres, *Heat and mass transfers in curved cooling channels of rocket engines*, Dissertation, 2008.
- [44] L. Washington und W.M. Marks, *Heat transfer and pressure drop in rectangular air passages*, Industrial and Engineering Chemistry, 29:337–345, 1937.
- [45] L. Werling, *Numerische Untersuchung des heißgas- und kühlmitteleitigen Wandwärmeübergangs in konvektiv gekühlten Düsenweiterungen von Flüssigtreibstoff-Raketentriebwerken*, Diplomarbeit, 2011.
- [46] F.M. White, *Fluid Mechanics*, Auflage 4, McGraw-Hill, 1998.
- [47] L. Winterfeldt, B. Laumert, R. Tano, P. James, F. Geneau, R. Blasi, und G. Hagemann, *Redesign of the vulcain2 nozzle extension*, 41st AIAA/ASME/SAE/ASEE Joint Propulsion Conference & Exhibit, AIAA 2005-4536:1–8, 2005.
- [48] A. Woschnak, *Untersuchung des Wärmeübergangs in regenerativ gekühlten Schubkammern kryogener Raketentriebwerke*, Dissertation, 2009.
- [49] B.A. Younglove, *Thermophysical properties of fluids. i. argon, ethylene, parahydrogen, nitrogen, nitrogen trifluoride, and oxygen*, Journal of Physical and Chemical Reference Data, 11:1–11, 1982.