

# EXPERIMENTELLE UNTERSUCHUNGEN DES DREI-DIMENSIONALEN STRÖMUNGSFELDES EINER SCRAMJET-DÜSE

C. Hirschen, A. Gülhan  
Deutsches Zentrum für Luft und Raumfahrt (DLR)  
Abteilung Windkanäle des Instituts für Aerodynamik und Strömungstechnik  
Linder Höhe, 51147 Köln, Deutschland

## Zusammenfassung

Eine experimentelle Untersuchung der Strömung einer asymmetrischen Expansionsdüse wurde am Deutschen Zentrum für Luft- und Raumfahrt (DLR) durchgeführt. Die Versuche wurden bei einer Anström-Mach-Zahl von 7 im hypersonischen Windkanal H2K in Köln durchgeführt. Die Reynolds-Zahl und das Düsen-druckverhältnis wurden verändert, um die Leistungsmerkmale der Scramjet-Düse bei verschiedenen Flughöhen und Strömungsbedingungen zu untersuchen. Die statische Druckverteilung entlang der Expansionsrampe wurde flächig mit der Pressure-Sensitive Paint (PSP) Methode und an diskreten Punkten mit Druckbohrungen (PSI) gemessen. Ein Pitot-Rechen wurde benutzt, um die Pitot-Druckverteilung im Nachlauf der Düse zu messen. Die gemessenen Daten aus den unterschiedlichen Messmethoden erlauben eine genaue Beschreibung der Strömungseigenschaften der asymmetrischen Expansionsdüse. Schub, Schubbeiwert und Schubvektorwinkel werden berechnet und für die unterschiedlichen Strömungsbedingungen verglichen, wobei die Daten der PSI und PSP-Druckmessungen benutzt und verglichen werden. Es zeigt sich, dass die Schubwerte aus den PSI-Druckmessungen überschätzt wurden, weil die Druckwerte nur an bestimmten, diskreten Punkten verfügbar sind und nicht auf der gesamten Fläche. Dadurch werden zu hohe Drücke in Bereichen angenommen, in denen der Druck tatsächlich niedriger ist. Mit der PSP Technik wird der Druck auf der ganzen Oberfläche gemessen und daher die gesamte Druckverteilung berücksichtigt. Die ermittelten Schubwerte sind deshalb genauer, wenn die PSP Technik verwendet wird.

## 1. EINLEITUNG

Um Gewicht zu sparen und die Nutzlast von Raumtransportsystemen zu erhöhen, verwenden luftatmende Triebwerke Sauerstoff aus der Umgebung zur Verbrennung des Treibstoffs. Luftatmende Triebwerke stellen eine Alternative zur existierenden Raketentechnik dar, bei der Sauerstoff an Bord mitgeführt werden muss [1]. Die aerodynamische Stabilität und ausreichend Schub sind die Hauptanforderungen an ein Hyperschallvehikel, das mit Scramjet-Technologie angetrieben wird. Die Düsenströmung und ihre Wechselwirkungen mit der Außenströmung beeinflussen diese beiden Gesichtspunkte. Deshalb ist es notwendig, die Einflüsse auf die Aerodynamik und die Leistungseigenschaften der Scramjet-Düse eingehend zu untersuchen.

Die vorliegende Arbeit ist im Rahmen des Graduiertenkollegs „Aero-Thermodynamische Auslegung eines Scramjet-Antriebsystems für zukünftige Raumtransportsysteme“ entstanden. Ziel dieses Graduiertenkollegs ist die Weiterentwicklung der Schlüsseltechnologien für die Auslegung eines Scramjet-Antriebs [2]. Im Rahmen dieser Arbeit wurde ein Auslegungstool für asymmetrische Düsen (SERN) entwickelt und experimentelle Untersuchungen an ihr durchgeführt. Mit den experimentellen Untersuchungen wurden die Wechselwirkungen zwischen Düsen- und Außenströmung einer Scramjet-Düse analysiert. Ebenso wurden die Effekte unterschiedlicher Strömungsparamete-

ter, wie Isentropenexponent, Düsendruckverhältnis, Anström-Reynolds-Zahl und Temperatur, auf die Druckverteilung entlang der Düse eingehend untersucht.

Neben klassischen Druckmessungen und Schlierenbildern wurde mit der IR-Thermographie die flächige Temperaturverteilung auf der Expansionsrampe erfasst. Zusätzlich wurde die Pressure Sensitive Paint (PSP) Methode eingesetzt, um die flächige Druckverteilung auf der Expansionsrampe der Düse zu ermitteln. Die typischen Kennzahlen wie Schubbeiwert und Schubvektorwinkel werden für unterschiedliche Parameter aus der Druckverteilung bestimmt.

Die Experimente fanden im Hyperschallwindkanal H2K des DLR in Köln statt. Die Anström-Mach-Zahl beträgt  $Ma_\infty = 7$ , während die Anström-Reynolds-Zahl zwischen  $Re_U = 4 \cdot 10^6$  und  $8 \cdot 10^6$  variiert wird, um unterschiedliche Flughöhen zu simulieren.

## 2. EXPERIMENTELLE METHODEN

### 2.1. Windkanal und Testbedingungen

Die experimentellen Untersuchungen wurden im Hyperschallwindkanal H2K der Abteilung Windkanäle des Deutschen Zentrums für Luft- und Raumfahrt in Köln durchgeführt. Der Hyperschallwindkanal H2K ist ein blow-down Windkanal, der in [3] ausführlicher beschrieben wird. Er

erlaubt abhängig von den Testbedingungen eine Versuchszeit von bis zu 30 Sekunden. Er ist mit fünf konturierten Lavaldüsen ausgestattet, die einen Austrittsdurchmesser von 600 mm besitzen. Verschiedene Anström-Mach-Zahlen  $Ma_\infty$  von 5.3, 6, 7, 8.7 und 11.2 werden dadurch verwirklicht. Daneben gibt es eine kleinere Düse mit 360 mm Durchmesser und  $Ma_\infty = 4.8$ , bei der die Testzeit bis zu 40 Sekunden beträgt. Die vorliegenden Untersuchungen wurden ausschließlich bei einer Anström-Mach-Zahl  $Ma_\infty = 7$  durchgeführt [3]. In BILD 1 sind der Hyperschallwindkanal und seine Komponenten schematisch dargestellt.

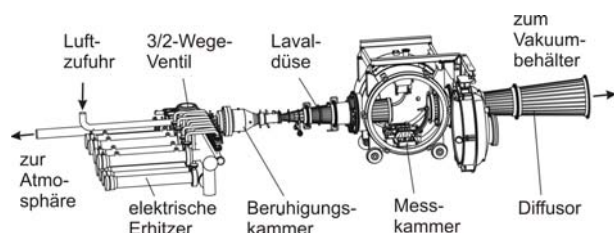


BILD 1. Schematischer Aufbau des Hyperschallwindkanals H2K

BILD 2 zeigt den Betriebsbereich des Hyperschallwindkanals abhängig von der Anström-Mach-Zahl  $Ma_\infty$  und der Einheits-Reynolds-Zahl  $Re_U$  (bezogen auf 1 m). Entsprechend der gewünschten Mach- und Reynolds-Zahl werden die entsprechenden Ruhedrucke  $p_0$  und Ruhetemperaturen  $T_0$  eingestellt, woraus sich der jeweilige Massenstrom  $\dot{m}$  der Kanalströmung ergibt. Die schwarzen Linien verkörpern die vorhandenen Windkanaldüsen. Für die Untersuchungen bei  $Ma_\infty = 7$  lassen sich Einheits-Reynolds-Zahlen im Bereich von  $Re_U = 2.5 \cdot 10^6$  und  $Re_U = 15 \cdot 10^6$  simulieren. Die beiden eingezeichneten Punkte markieren die beiden hier verwendeten Messpunkte bei  $Re_U = 4 \cdot 10^6$  und  $Re_U = 8 \cdot 10^6$ .

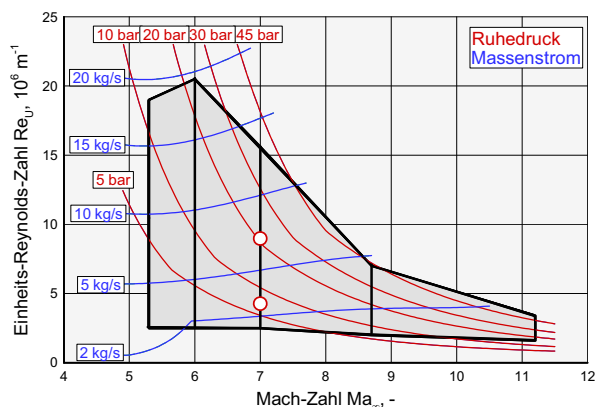


BILD 2. Betriebsbereich des Hyperschallwindkanals

Die Bedingungen der Windkanalströmung für die experimentellen Untersuchungen mit dem Düsenmodell sind in TAB 1 zusammengefasst; die Genauigkeit der Messungen ist wie folgt:  $\Delta Ma/Ma = 0.5 \%$ ,  $\Delta T_0/T_0 = 0.75 \%$ , und  $\Delta p_0/p_0 = 0.02 \%$ .

Anström-Mach-Zahl $Ma_\infty$ [-]	7	7
Ruhetemperatur $T_0$ [K]	650	650
Ruhedruck $p_0$ [Pa]	$10 \cdot 10^5$	$21 \cdot 10^5$
Einheits-Reynolds-Zahl $Re_U$ [-]	$4 \cdot 10^6$	$8 \cdot 10^6$

TAB 1. Strömungsparameter

## 2.2. Modell und experimenteller Aufbau

Für den Scramjet-Antrieb des Graduiertenkollegs wurde ein neues Düsenmodell ausgelegt, das den Bedingungen am Austritt der Brennkammer des Graduiertenkolleg-Scramjets angepasst ist. Da mit diesem Modell Versuche bei aufgeheizter Düsenströmung durchgeführt werden, müssen besondere Anforderungen an Material und Dichtungen berücksichtigt werden. Das Düsenmodell ist bis zu einem maximalen Ruhedruck von 10 bar und einer maximalen Ruhetemperatur von 1000 K der Düsenströmung ausgelegt. Es ist modular aufgebaut und besteht aus mehreren Einzelteilen. Für die experimentellen Untersuchungen wurden zwei Expansionsrampen gefertigt: eine aus PEEK (Poly-Ether-Ether-Keton) zur Untersuchung der Temperatur- und Wärmeflussverteilung mittels IR-Thermographie und eine aus Stahl für Untersuchungen zur Druckverteilung auf der Expansionsrampe. Die Druckverteilung wurde sowohl flächig mit der Pressure Sensitive Paint (PSP) Methode als auch diskret mit statischen Druckbohrungen bestimmt.

Der Grundaufbau des Modells ist in BILD 3 dargestellt: Das zentrale Element ist die Druck- bzw. Beruhigungskammer, die nicht ausgewechselt wird. Sie leitet das Strömungsmedium zur Modelldüse und bildet gleichzeitig die Unterseite des Gesamtmodells. Die Beruhigungskammer muss gut isoliert sein und darf nur wenig Wärme an die Umgebung abgeben, um die Wärmeverluste bei den Versuchen mit aufgeheizter Düsenströmung gering zu halten und damit die Versuche mit heißer Düsenströmung überhaupt zu ermöglichen. Aufgrund der hohen Wärmelast ist die Beruhigungskammer aus mehreren einzelnen Teilen aus hochwarmfestem Chrom-Nickel-Stahl (X15CrNiSi25-21) zusammengeschweißt.

Das Strömungsmedium der Düsenströmung wird über eine Zuleitung von außen zugeführt (BILD 3). Um Asymmetrieffekte zu vermeiden, wird es mittig in die Beruhigungskammer eingespeist. Kurz hinter der Einspeisung ist ein Gleichrichter platziert, um den Turbulenzgrad der Strömung zu verringern. Hinter dem Gleichrichter befinden sich zwei Thermoelemente, eine Pitot-Druck-Sonde und eine statische Druckbohrung in der gleichen Ebene, um die Ruhebedingungen für Druck und Temperatur der Düsenströmung zu messen. Die nachfolgende symmetrische, ebene Lavaldüse beschleunigt die Strömung auf Überschall, bevor sie die asymmetrische Expansionsdüse des Scramjet-Antriebs erreicht. Die Konstruktion erlaubt es, die Lavaldüsen-Einsätze auszuwechseln, um so verschiedene Mach-Zahlen am Brennkammeraustritt zu simulieren.

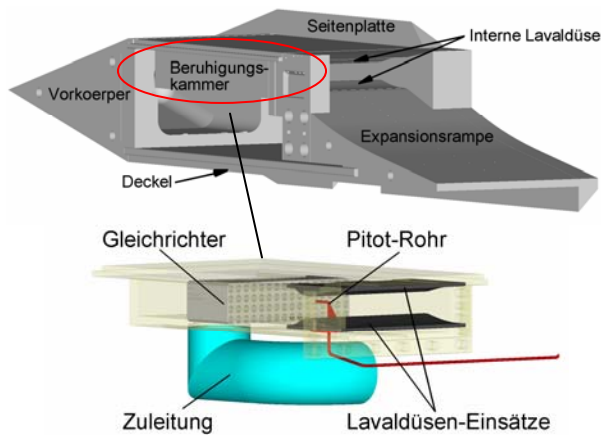
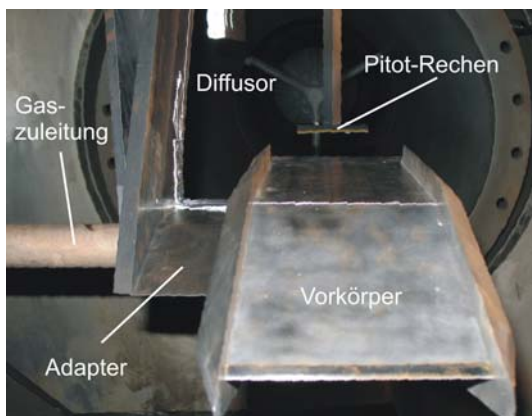


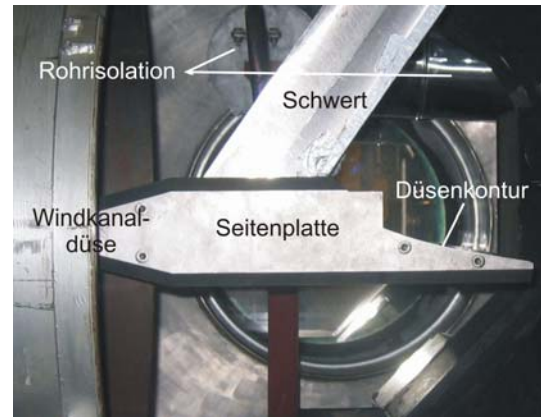
BILD 3. Modularer Aufbau des Heißgasmodells und Innenansicht der Beruhigungskammer

An der Beruhigungskammer werden die Heckklappe, die Expansionsdüse und der keilförmige Vorkörper befestigt. Diese Bauteile werden von zwei Seitenplatten und einem Deckel zusammengehalten. Der generische Vorkörper erzeugt ein Außenströmungsfeld, das ähnlich dem eines realen Hyperschallflugkörpers ist. Die Seitenplatten stehen auf Ober- und Unterseite des Modells 15 mm über und vermeiden eine Ab- oder Zuströmung der Außenströmung. Deshalb wird die Außenströmung im Bereich von Klappe und Expansionsrampe als zweidimensional angenommen.

Das Düsenheißgasmodell wird mit einem Adapter und einem Schwert an der Winkelverfahrenseinheit des H2K befestigt (BILD 4). Der Adapter sorgt für einen ausreichend großen Abstand zwischen Modell und Schwert, um Störungen, ausgehend von der Vorderkante des Schwerts, auf die Düsenströmung zu vermeiden.



a. Frontansicht



b. Seitenansicht

BILD 4. Einbau des Düsenheißgasmodells im H2K

Das Windkanalmodell ist 586 mm lang, 117 mm hoch und 110 mm breit und ist mit insgesamt 27 Druckbohrungen ausgestattet: 14 entlang der Mittelachse der Expansionsrampe, vier 20 mm rechts der Mittelachse, vier 35 mm links der Mittelachse, drei entlang der Mittelachse der Klappe und jeweils eine außen auf Klappe und Deckel in der Außenströmung (BILD 5).

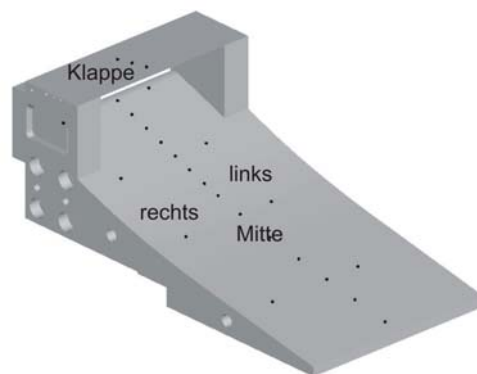


BILD 5. Druckbohrungen auf der Klappe und der Expansionsrampe mit Bezeichnung der Ebenen.

### 3. MESSTECHNIKEN

Während der Experimente wird der Ruhedruck  $p_{0,D}$  und die Ruhetemperatur  $T_{0,D}$  der Düsenströmung mit einem Pitot-Rohr und einem Thermoelement in der Beruhigungskammer stromab des Gleichrichters und stromauf der internen Lavaldüse gemessen. Der statische Druck entlang der Klappe und der asymmetrischen Expansionsrampe wird mit einem PSI-Modul eines Druckbereichs von 15 psi ( $\sim 105$  kPa) gemessen. Der Vorkörper wurde so ausgelegt, dass das PSI-Modul dort integriert werden konnte. Dadurch wurden die Druckleitungen, die die Druckbohrungen (Löcher mit einem Durchmesser von 0.5 mm) und das Modul verbinden, so kurz wie möglich gehalten. Für die mit dem PSI-Modul gemessenen Daten beträgt die Abweichung  $\pm 0.15$  % des maximalen Druckbereichs des PSI-Moduls, so dass eine Messungenauigkeit von  $\pm 1.55$  mbar berücksichtigt werden muss. Die Fehlerbalken der PSI-Druckmessungen sind daher von der Größe oder kleiner als die Symbole, die die Druckwerte in den Graphen wiedergeben.

### 3.1. Pitot-Druckmessungen

Um die Druckverteilung innerhalb des Strömungsfeldes zu erhalten, wurden Pitot-Druckmessungen durchgeführt. Der Pitot-Rechen bestand aus 14 einzelnen Pitot-Röhrchen, die 6 mm voneinander entfernt waren und eine Gesamtbreite von 79 mm ergaben. Der Pitot-Rechen wird in axialer (x) und vertikaler (z) Richtung verfahren, um die Pitot-Druckverteilung im gesamten Strömungsfeld zu messen. BILD 6 zeigt die Verfahrereinheit und das hier benutzte Koordinatensystem. Der Pitot-Rechen ist an einem Schwert befestigt, das in vertikaler Richtung von einem Linearmotor bewegt wird, während ein Potentiometer die Position misst. Die gesamte Verfahrereinheit aus Potentiometer, Schwert und Pitot-Rechen kann in axialer (Strömungs-) Richtung bewegt werden. Den Pitot-Druck an verschiedenen z und x Positionen zu messen, ermöglicht, die Strömung oberhalb der Expansionsrampe und stromab der Düse abzubilden. Die räumliche Auflösung der Messungen hängt von der Schrittweite in z und x Richtung ab: Im vorliegenden Fall wurden  $\Delta z = 2$  mm und  $\Delta x = 30$  mm benutzt. Damit wird an jeder x Position ein Netz aus Punkten in der y-z Ebene gemessen, das einen Netzabstand von  $\Delta y = 6$  mm und  $\Delta z = 2$  mm hat. Durch Interpolation zwischen den diskreten Punkten wird ein quasi-kontinuierliches Strömungsfeld erzeugt.

Die Pitot-Röhrchen sind ebenfalls mit einem PSI-Modul verbunden, das einen Druckbereich von 15 psi abdeckt. Das PSI-Modul nimmt die Druckwerte auf und wandelt die Druckwerte in elektrische Spannungen in einem Scanner Interface um. Von dort werden sie zum Computer zur weiteren Datenverarbeitung übermittelt. Weitere Details, wie die Pitot-Druckmessungen durchgeführt und die Strömungseigenschaften bestimmt werden, sind in [4, 5] beschrieben.

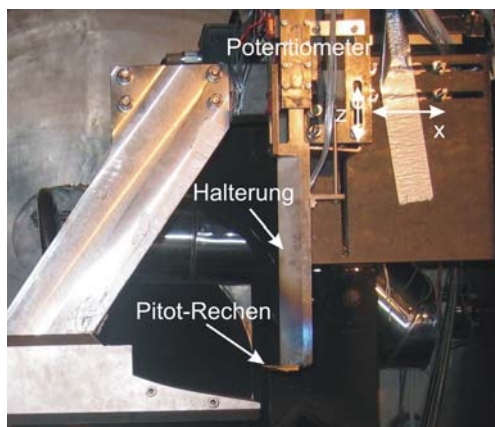


BILD 6. Pitot-Rechen mit Verfahrereinheit

### 3.2. Pressure-Sensitive Paint (PSP) Methode

Die PSP Messtechnik basiert auf der photo-chemischen Deaktivierung angeregter Farbmoleküle, Luminophore genannt, durch Sauerstoffmoleküle. Wenn diese Luminophore UV-Licht absorbieren, hängt die Intensität ihrer Fluoreszenz bei höheren Wellenlängen von der Sauerstoffkonzentration in der Umgebung ab [6]. Für die Versuche wird die DLR02 Farbe benutzt. Die Farbe wird mit

einer Blitzlichtlampe angeregt, die im UV-Bereich mit einer Frequenz von 20 Hz arbeitet. Die Fluoreszenz der druckabhängigen und druckunabhängigen Farbkomponenten liegen im Wellenlängenbereich von 450 – 550 nm bzw. 600 – 650 nm. Zwei gekühlte PCO CCD Kameras mit 12-bit Auflösung und Belichtungszeiten von 1.7 s wurden für die Bildaufnahmen benutzt. Bei einer Frequenz von 20 Hz wird die Fluoreszenz von insgesamt 34 Blitzlichtpulsen kumulativ auf dem Kamerachip gespeichert. Die Druckniveaus werden über dieses Zeitfenster gemittelt. Vor den beiden Kameras befinden sich jeweils unterschiedliche Filter, die einmal nur die druckempfindlichen und bei der anderen Kamera nur die druckunempfindlichen Signale durchlassen.

Eine Kalibrierung des optischen Drucksensors wurde in-situ im Windkanal und mit einer separaten Farbprobe in einer Kalibrierungskammer am DLR Göttingen durchgeführt. In der Kalibrierungskammer können Druck und Temperatur verändert werden. Die Temperatur auf der Modelloberfläche im Windkanal wird vor, während und nach jedem Versuch mit einer Thermacam 3000 (FLIR Systems) IR-Kamera gemessen. Ein Überblick des experimentellen PSP-Versuchsaufbaus gibt BILD 7. Weitere Einzelheiten zu der hier verwendeten PSP-Messtechnik finden sich in [4, 5].

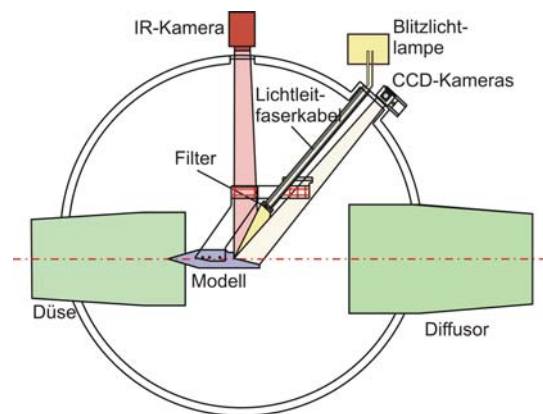


BILD 7. Versuchsaufbau PSP-Messtechnik

Die unterschiedlichen Quellen für Messungenauigkeiten bei den PSP-Messungen werden ausführlich in [5] diskutiert. Die Gesamtungenauigkeit aller Fehlerquellen wird als Quadratwurzel der Summe der Quadrate der Einzelfehler abgeschätzt. Den größten Anteil hat dabei die bekannte Temperaturvariation entlang der Expansionsrampe. Diese beträgt  $\pm 6$  K. Berücksichtigte man dies nicht, sondern benutzte eine einzelne Durchschnittstemperatur für die gesamte Oberfläche, wiche der Druck allein aufgrund der nicht berücksichtigten Temperaturverteilung um  $\pm 2.1$  % ab. Der Gesamtfehler für die PSP-Messungen wird auf ungefähr 5 % geschätzt.

## 4. DISKUSSION DER ERGEBNISSE

### 4.1. PSP Ergebnisse

BILD 8 zeigt die normierte Verteilung des statischen Drucks für eine Anström-Reynolds-Zahl von  $Re_U = 8 \cdot 10^6$  und ein Düsendruckverhältnis von  $\Pi = 500$ . Die Werte wurden hierbei mit der PSP Technik ermittelt. Zu sehen



sind daneben die Positionen der Druckbohrungen entlang der linken, Mittel- und rechten Linie und die charakteristischen Linien des Expansionsfächers. Mit der PSP Methode konnte der Druck erst ab einer Position  $x \geq 20$  mm bestimmt werden, weil der optische Zugang weiter stromauf nicht möglich war. BILD 9(a) - (c) vergleichen die PSP Druckmessungen entlang der drei Linien mit den PSI Druckwerten. In BILD 9(a) sind stellvertretende Fehlerbalken für die PSP Messungen dargestellt. Alle Druckwerte sind mit dem Ruhedruck der Düsenströmung  $p_{0,D}$  normiert.

BILD 8 zeigt, dass das Strömungsfeld vollständig aufgebaut und symmetrisch in y-Richtung ist. BILD 9(a) - (c) verdeutlichen die exzellente Übereinstimmung zwischen den PSP und PSI Druckmessungen für alle drei Linien.

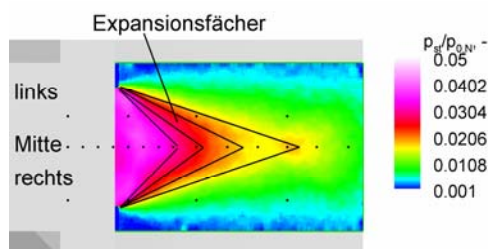
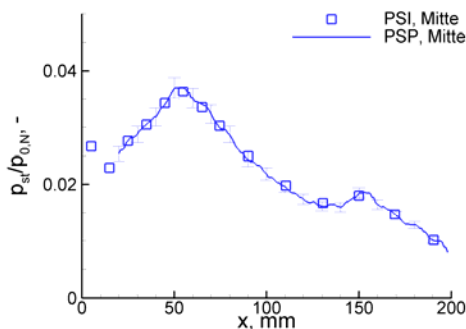
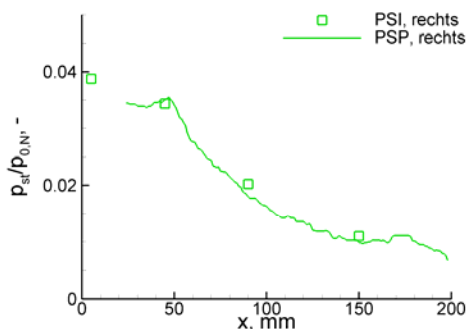


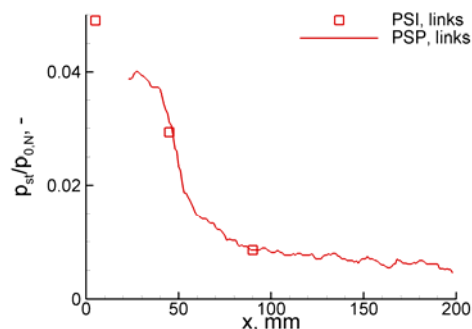
BILD 8. PSP Messergebnisse für  $Re_U = 8 \cdot 10^6$  und  $\Pi = 500$



a. Druckverteilung entlang der Mittellinie



b. Druckverteilung entlang der rechten Linie



c. Druckverteilung entlang der linken Linie

BILD 9. Vergleich zwischen PSI und PSP Druckmessungen für  $Re_U = 8 \cdot 10^6$  und  $\Pi = 500$

BILD 9(b) und (c) zeigen den typischen Verlauf der Druckverteilung einer asymmetrischen Expansionsdüse; einen hohen Druck zu Beginn der Rampe gefolgt von einem starken Druckabfall aufgrund der 3D Expansion. Die beiden Bereiche (hoher und geringer Druck) sind durch ein Druckplateau zwischen  $x = 25 - 50$  mm voneinander getrennt. Der Grund dafür ist, dass die Steigung der Expansionsrampe in diesem Bereich konstant ist und damit die Strömung nicht beschleunigt wird in diesem Bereich. Die unterschiedlichen Druckabfallraten in BILD 9(b) und (c) hängen mit den unterschiedlichen y-Positionen zusammen: Die Druckwerte entlang der weiter außen liegenden Linie sind geringer, weil die Strömung in diesem Bereich stärker expandiert und damit stärker beschleunigt wurde als im Innern der Expansionsrampe.

#### 4.1.1. Einfluss des Düsendruckverhältnisses

BILD 10 und BILD 11 zeigen den Einfluss des Düsendruckverhältnisses  $\Pi$  auf die Druckverteilung der Expansionsrampe: Dargestellt sind die normierten Druckverteilungen für  $\Pi = 250$  und  $375$  bei einer Reynolds-Zahl von  $Re_U = 8 \cdot 10^6$ . Der Einfluss des Düsendruckverhältnisses auf die Strömungstopologie ist als eher klein anzusehen. Da die Druckverteilung auch die Strömungstopologie widerspiegelt, ist klar zu sehen, dass die Düsenströmung stark drei-dimensional ist, obwohl es sich um eine 2D Düsenkontur handelt. Wegen der 3D Expansion infolge fehlender Seitenwände nimmt der Druck in x- und y-Richtung ab. Dadurch wird an den Ecken das typische Muster eines Expansionsfächers sichtbar. Die Mach-Zahlverteilung verhält sich genau umgekehrt zur Druckverteilung. Die gemessene Druckverteilung ist wie erwartet, denn die Strömung entlang des Freistromrands der Düsen-glocke in y-Richtung beschleunigt stärker als im Innern der Düsen-glocke, was eine größere Mach-Zahl und damit einen geringeren Druck zur Folge hat.

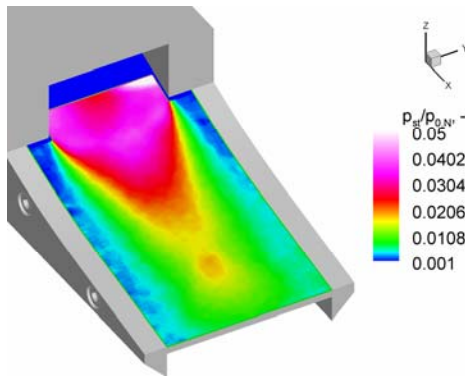


BILD 10. PSP Druckwerte für  $Re_U = 8 \cdot 10^6$  und  $\Pi = 250$

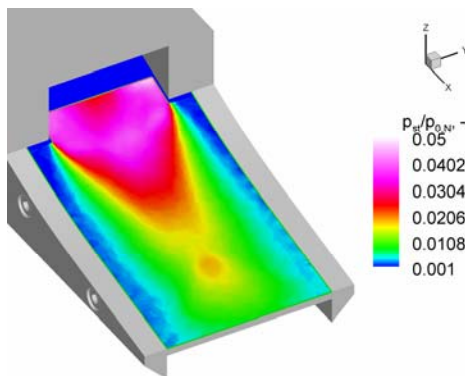


BILD 11. PSP Druckwerte für  $Re_U = 8 \cdot 10^6$  und  $\Pi = 375$

Die Ähnlichkeit wird noch deutlicher, wenn die Druckverteilungen für zwei Kombinationen von  $\Pi/Re_U$  ( $500/8 \cdot 10^6$  und  $1000/4 \cdot 10^6$ ) verglichen werden. Dieser Vergleich ist in BILD 12 dargestellt. In beiden Fällen beträgt der Düsenruhedruck  $p_{0,D} = 2.6$  bar. Wie deutlich zu sehen, sind die Unterschiede zwischen der rechten und linken Hälfte sehr klein. Diese Beobachtung beweist erneut, dass die normierte Druckverteilung unabhängig vom Düsendruckverhältnis ist. Deshalb kann die Druckverteilung für beliebige Düsenruhedrücke berechnet werden, indem die normierte Druckverteilung mit dem entsprechenden Ruhedruck multipliziert wird.

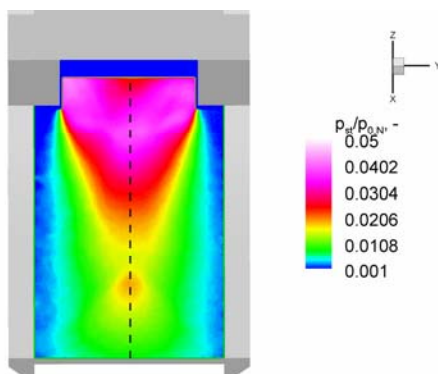


BILD 12. Vergleich der PSP Druckwerte für  $Re_U = 8 \cdot 10^6$  und  $\Pi = 500$  (linke Hälfte) sowie  $Re_U = 4 \cdot 10^6$  und  $\Pi = 1000$  (rechte Hälfte)

Die Druckverteilung auf der Expansionsrampe hängt nicht

von der Außenströmung, sondern nur vom Düsenruhedruck ab. Der Widerstand hingegen, den die Düsenhülle erzeugt, wird vom Düsendruckverhältnis beeinflusst.

#### 4.1.2. Einfluss der Reynolds-Zahl

Der Einfluss der Reynolds-Zahl wurde ebenfalls untersucht. Von vorherigen Untersuchungen ist bekannt, dass der Einfluss als klein für unterexpandierte Düsen eingestuft werden kann. Aufgrund der Tatsache einer 2D Düse ohne Seitenwände wurde zumindest ein Einfluss der Außenströmung auf die Düsenströmung vermutet. BILD 13 und BILD 14 zeigen die Druckverteilung für  $\Pi = 500$  und zwei unterschiedliche Reynolds-Zahlen  $Re_U = 4 \cdot 10^6$  und  $8 \cdot 10^6$ . Deutlich zu sehen ist, dass der Einfluss von  $Re_U$  auf die Druckverteilung kaum zu messen ist und zu vernachlässigen ist. Die Beobachtung unterstützt die Aussage, dass der Bruttoschub hauptsächlich vom Düsenruhedruck abhängt. Die Strömungstopologie scheint im untersuchten Bereich völlig unabhängig von den Strömungsparametern zu sein und nur von der Düsengeometrie abzuhängen.

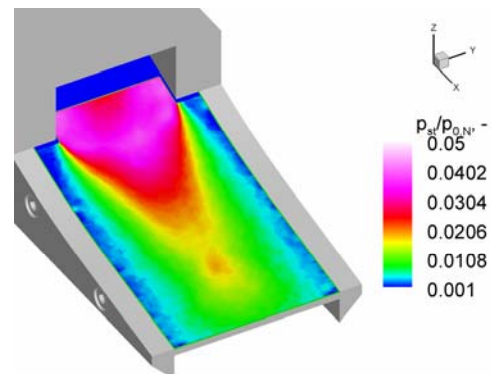


BILD 13. PSP Druckwerte für  $Re_U = 4 \cdot 10^6$  und  $\Pi = 500$

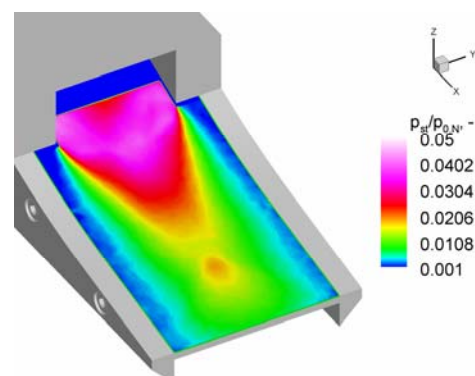
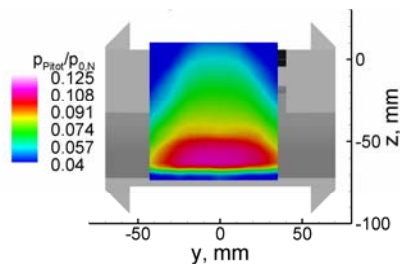


BILD 14. PSP Druckwerte für  $Re_U = 8 \cdot 10^6$  und  $\Pi = 500$

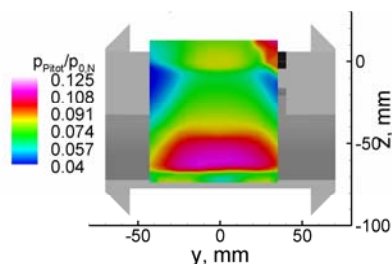
#### 4.2. Pitot-Druckmessungen

Pitot-Druckmessungen wurden durchgeführt, um ein räumliches Strömungsfeld im Nachlauf der Düse abzubilden. Der Pitot-Rechen wurde an der Position  $x = 220$  mm, d.h. 20 mm stromab der Düse, platziert, um den Einfluss von unterschiedlichen  $Re_U$  und  $\Pi$  auf die Düsenströmung und deren Wechselwirkung mit der Außenströmung zu untersuchen. BILD 15 (a) - (c) zeigen die Ergebnisse der Pitot-

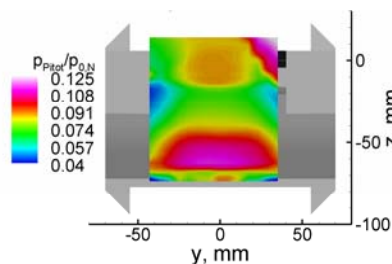
Druckmessungen für  $Re_U = 8 \cdot 10^6$  und drei unterschiedliche  $\Pi$ , 500, 250 und 191. Es ist zu erkennen, dass die Düsenströmung in Nachlauf der Düse vom Düsendruckverhältnis abhängt, da der Pitot Druck in der oberen Region aber einer Position  $z > -25$  mm deutlich unterschiedlich ist.



a.  $\Pi = 500$  und  $Re_U = 8 \cdot 10^6$   $x = 220$  mm



b.  $\Pi = 250$  und  $Re_U = 8 \cdot 10^6$   $x = 220$  mm



c.  $\Pi = 191$  und  $Re_U = 8 \cdot 10^6$   $x = 220$  mm.

BILD 15. Pitot Druckwerte für unterschiedliche  $\Pi$  ( $Re_U = 8 \cdot 10^6$  und  $x = 220$  mm sind gleich in allen Bildern)

Der Bereich hohen Drucks zwischen  $y = -40$  und  $+40$  mm sowie  $z = -70$  und  $-40$  mm ist in allen drei Fällen sehr ähnlich. Die Düsenströmung entlang der Expansionsrampe scheint unabhängig vom Düsendruckverhältnis zu sein, was die Beobachtungen der PSP Messungen bestätigt. In den übrigen Bereichen weiter weg von der Expansionsrampe unterscheiden sich die Ergebnisse merklich. Der Grund dafür ist das unterschiedliche Düsendruckverhältnis und die daraus resultierenden abweichenden Wechselwirkungen zwischen Düsen- und Außenströmung. Das Düsendruckverhältnis beeinflusst die Größe der Düsenglocke und damit die Verdrängung der Außenströmung. Wegen der stärkeren Expansion für ein höheres Düsendruckverhältnis, z.B.  $\Pi = 500$  in BILD 15 (a), vergrößert sich die Düsenglocke in  $y$ - und  $z$ -Richtung und verdrängt die Außenströmung stärker als im Fall kleinerer Düsendruckverhältnisse. Daher ist der Einfluss der Außenströmung auf die Düsenströmung bereits bei den geringeren Düsen-

druckverhältnissen von  $\Pi = 250$  und  $\Pi = 191$  zu sehen, wo höhere Drücke im oberen Bereich herrschen (besonders deutlich in der rechten oberen Ecke,  $z \sim 0$  mm,  $y \sim +30$  mm).

Wie zuvor bereits erwähnt, deutet ein höherer Pitot Druck bei konstantem Totaldruck auf eine geringere Mach-Zahl und umgekehrt. Für  $\Pi = 500$  befindet sich der niedrigste Pitot Druck in den oberen beiden Ecken (links und rechts) und am unteren Rand des Bildes. Diese niedrigen Druckwerte helfen, die Position des Freistromrandes der Düsenglocke zu finden, wo die größte Beschleunigung auftritt. Im Fall von  $\Pi = 500$  expandiert die Düsenströmung am Ende der Düse so stark, dass sich die Düsenglocke noch innerhalb der Messebene bei einer Position  $x = 220$  mm befindet. Dies ist nicht der Fall für die anderen beiden Düsendruckverhältnisse, wie die Bilder zeigen. Bei dieser Position des Pitot-Rechens ist der Einfluss der Außenströmung auf die Düsenströmung bereits im unteren und oberen Bereich der Messebene zu erkennen, weil die Düsenglocke kleiner ist und die Außenströmung weniger verdrängt wird. Der Rand der Düsenglocke und die Scherschicht sind in dieser Messebene für die geringeren Düsendruckverhältnisse zu sehen. Die Wechselwirkungen zwischen Düsen- und Außenströmung beeinflussen den Widerstand der Düse. Da die Verdrängung der Außenströmung für geringere Düsendruckverhältnisse kleiner ist, ist auch der Widerstand verursacht durch die äußeren Stöße kleiner, die durch die Verdrängung der Außenströmung entstehen.

### 4.3. Schub der Düse

An dieser Stelle werden der Schub und die Kräfte für die neu ausgelegte Düse verglichen, die aus den PSI und PSP Druckmessungen ermittelt wurden. Die Ergebnisse der unterschiedlichen Methoden zeigen, dass die Druckwerte an den Messstellen zwischen den PSI und PSP Druckmessungen sehr gut übereinstimmen (BILD 9). Wegen der fehlenden Seitenwände tritt jedoch eine starke Expansion der Strömung in  $y$ -Richtung auf. Deshalb sinkt auch der Druck in  $y$ -Richtung. Um dieses Absinken in  $y$ -Richtung genau zu erfassen, muss die Druckverteilung auf der gesamten Oberfläche bekannt sein. Erst dadurch werden der Schub und die Kräfte korrekt berechnet. Dieses Absinken des Drucks wird bei den PSI Druckmessungen im Vergleich zu den PSP Messungen auf Grund der wenigen Messstellen in  $y$ -Richtung nicht genau erfasst, so dass es zu Abweichungen zwischen den beiden Messmethoden bei der Bestimmung der Kräfte kommt. Bei den PSI Druckmessungen ist der Druck nur an der jeweiligen Druckbohrung bekannt und muss daher für die gesamte Fläche sowohl inter- als auch extrapoliert werden. Mit der flächigen Druckverteilung aus den PSP Druckmessungen ist eine genauere Berechnung des Schubs und der Kräfte möglich. Ziel der anschließenden Diskussion ist es, die Abweichungen zwischen den Methoden abzuschätzen, sowie den Gesamtschub für unterschiedliche Bedingungen zu berechnen. Dabei wird auf verschiedene Einflussfaktoren wie Ruhedruck, Düsendruckverhältnis und Anström-Reynolds-Zahl eingegangen. Schubbeiwert  $c_{fg}$  und Schubvektorwinkel  $\beta_f$  werden berechnet und für unterschiedliche Strömungsbedingungen verglichen.

Der Bereich, in dem die PSP Technik angewandt wurde,

ist in BILD 16 als rotes Rechteck dargestellt. Aufgrund des Blickwinkels der Kamera zum Modell waren PSP Druckmessungen erst ab einer Position von  $x = 20$  mm bis zum Ende der Expansionsrampe,  $x = 200$  mm, möglich. Die Druckwerte sind an jedem Netzknoten innerhalb des roten Rechtecks verfügbar. Der Abstand der Netzknoten beträgt in x-Richtung  $\Delta x = 1$  mm und in y-Richtung  $\Delta y = 1$  mm. Mit den PSI Druckmessungen werden lediglich die Drücke an diskreten Positionen (schwarze Punkte in BILD 16) erfasst.

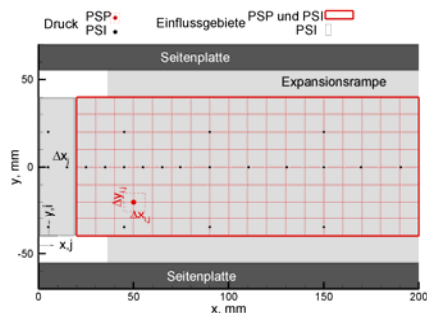


BILD 16. Einflussbereich von PSP und PSI sowie Netz für PSI und PSP Druckmessungen

Um die Kräfte auf der gesamten Fläche der Expansionsrampe zu berechnen, wo die PSP Technik angewandt wurde, werden die Kräfte jedes einzelnen Netzknotens aufsummiert. Für die Düse wird mit den Daten aus den PSI Druckmessungen nur eine „zweidimensionale“ Kraft entlang der entsprechenden Linien der Druckbohrungen berechnet. Erst danach wird die Kraft auf die gesamte Fläche auf zwei unterschiedliche Methoden berechnet, bei denen die „zweidimensionale Kraft“ mit der entsprechenden Breite der Einflussbereiche multipliziert wird.

### Vergleich der Kräfte ermittelt aus PSI und PSP Druckmessungen

In einem ersten Schritt werden die Kräfte verglichen, die aus den PSI und PSP Druckmessungen innerhalb des roten Rechtecks BILD 16 ermittelt wurden, wobei nur die Druckwerte entlang der Mittellinie für die PSI Daten verwendet wurden. Um die Kraft aus den PSI Druckmessungen zu berechnen, wird eine lineare Interpolation entlang der Linie mit Druckbohrungen angewandt.

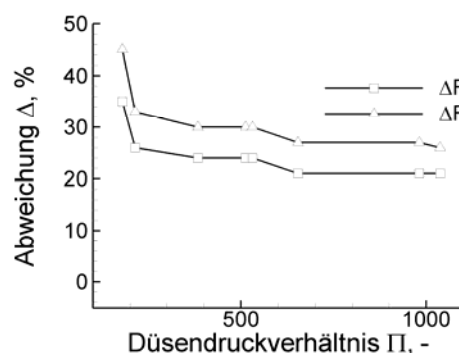
Anschließend wird die Kraft auf die gesamte Fläche innerhalb des roten Rechtecks berechnet, indem die Kraft entlang der Mittellinie mit der entsprechenden Breite des roten Rechtecks, d.h. 80 mm, multipliziert wird. Die Unterschiede zwischen den Kräften, die aus den PSI und den PSP Daten berechnet wurden, werden in TAB 2 beispielhaft für zwei Düsendruckverhältnisse deutlich. Die Abweichungen zwischen den beiden Messmethoden sind mit bis zu 24 % für die Kraft in x-Richtung und bis zu 30 % in z-Richtung sehr groß. TAB 2 zeigt, dass bei dieser Düse die Kräfte in x- und z-Richtung deutlich höher sind für die PSI Druckmessungen als für die PSP Druckmessungen. Der Grund dafür ist, dass die Düsenströmung in y-Richtung wegen der fehlenden Seitenwände stark expandiert. Deshalb ist der Druck in den äußeren Bereichen der Expansionsrampe deutlich geringer als in der Mitte der Expansionsrampe (BILD 8). Die PSI Druckmessungen entlang der Mittellinie berücksichtigen nicht den Druckabfall in y-

Richtung und liefern daher zu hohe Kräfte in x- und z-Richtung.

$p_{0,D}$ , bar	$\Pi$	$F_{x,PSP}$ , N	$F_{x,PSI}$ , N	$\Delta F_x$ , %	$F_{z,PSP}$ , N	$F_{z,PSI}$ , N	$\Delta F_z$ , %
0.98	384	6.4	8.0	24.0	22.1	28.7	30.0
2.03	435	13.2	16.0	22.0	44.9	57.4	28.0

TAB 2. Abweichung der Kräfte berechnet aus PSI (entlang der Mittellinie) und PSP Druckmessungen

BILD 17 zeigt, wie sich die Abweichungen mit dem Düsendruckverhältnis über eine Spanne von  $\Pi = 180$  bis  $\Pi = 1000$  für die Anström-Reynolds-Zahl  $Re_U = 4 \cdot 10^6$  verändern: Mit steigendem Düsendruckverhältnis sinkt die Abweichung zwischen den PSI und PSP Druckmessungen für  $Re_U = 4 \cdot 10^6$ . Dies hängt vermutlich damit zusammen, dass die Differenzen absolut gesehen in etwa konstant bleiben und daher wegen des höheren Kraftniveaus die Abweichungen prozentual gesehen sinken. Die absolute Abweichung ist ähnlich wie die normierte Druckverteilung vom Düsendruckverhältnis unabhängig, so dass die relative Abweichung auf das Düsendruckverhältnis mit steigendem Düsendruckverhältnis abnehmen muss. Ein weiterer und entscheidender Grund ist, dass mit wachsendem Düsendruckverhältnis die Expansionsrampe besser „ausgefüllt“ wird. Dies verringert die Überschätzung der Kräfte durch das Extrapolieren des Mittelwertes bei der PSI Methode.



a.  $Re_U = 4 \cdot 10^6$

BILD 17. Abhängigkeit der Abweichung zwischen den Kräften ermittelt durch PSI (nur Mitte) und PSP Messungen vom Düsendruckverhältnis für die Anström-Reynolds-Zahl  $Re_U = 4 \cdot 10^6$

In einem zweiten Schritt werden die anderen beiden Linien mit Druckbohrungen auf der linken ( $y = 20$  mm) und der rechten ( $y = -35$  mm) Seite zur Mittellinie mit in die Kraftberechnung einbezogen. Da die PSP-Messungen gezeigt haben, dass die Strömung für diese Expansionsrampe symmetrisch ist, können die Werte entlang der beiden Linien an der Mittellinie der Expansionsrampe gespiegelt werden. Dies führt zu insgesamt fünf Einflussbereichen (grünes, rotes und schwarzes Rechteck) für die PSI Druckmessungen im Einflussbereich der PSP Messungen, wie BILD 18 zeigt:



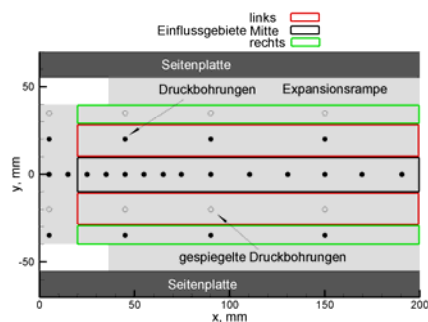


BILD 18. Einflussbereich der PSI Druckmessungen zur Berechnung der Kräfte

Für diesen Fall werden ebenfalls die Kräfte aus den beiden Messmethoden, PSI und PSP, miteinander verglichen. Die Abweichungen zwischen den beiden Methoden sind erwartungsgemäß geringer als beim ersten Vergleich. Dennoch ist der Unterschied zwischen den Kräften deutlich zu erkennen, wie TAB 3 zeigt. Die Kräfte in x- und z-Richtung sind wie im ersten Fall höher. Dieses Mal liegen die Abweichungen bei bis zu 6 % für die Kraft in x-Richtung und bei bis zu 8 % für die Kraft in z-Richtung. Der Grund für die geringeren Abweichungen liegt darin, dass durch die zusätzlichen Einflussgebiete der Druckabfall in y-Richtung stärker berücksichtigt wird. Allerdings ist dies nur zu einem gewissen Maße möglich, da zwischen den Druckwerten immer noch linear interpoliert werden muss. Das führt dazu, dass in einigen Bereichen weiterhin ein zu hoher Druck angenommen wird und damit auch die Kräfte zu hoch berechnet werden. Nur mit Kenntnis der Druckverteilung auf der gesamten Oberfläche können die Kräfte genau ermittelt werden. Mit der PSP Messtechnik erhält man die Druckverteilung auf der gesamten Oberfläche und somit genauere Werte für die Kräfte in x- und z-Richtung, was einen großen Vorteil für die PSP Messtechnik bedeutet, auch wenn die Messgenauigkeit der PSP Methode etwas schlechter ist. Es ist sehr wichtig, den Schub so genau wie möglich vorherzusagen, um eine erfolgreiche Flugmission zu gewährleisten.

$p_{0,D}$ , bar	$\Pi$	$F_{x,PSP}$ , N	$F_{x,PSI}$ , N	$\Delta F_x$ , %	$F_{z,PSP}$ , N	$F_{z,PSI}$ , N	$\Delta F_z$ , %
0.98	384	6.43	6.73	5.0	22.1	23.6	7.0
1.38	291	8.32	8.79	6.0	28.2	30.4	8.0

TAB 3. Abweichung der Kräfte berechnet aus PSI (entlang der Mitte, links und rechts) und PSP Druckmessungen.

BILD 19 zeigt, dass die Abweichungen zwischen den PSI und PSP Druckmessungen nun geringer für die Anström-Reynolds-Zahl  $Re_U = 4 \cdot 10^6$  sind. Die grundsätzliche Abhängigkeit der Abweichung vom Düsendruckverhältnis für die jeweilige Anström-Reynolds-Zahl ist weiterhin vorhanden: Mit steigendem Düsendruckverhältnis sinkt die Abweichung. Eine Erklärung dafür ist, dass der absolute Unterschied nahezu konstant bleibt, so dass der relative bei höheren Kräften sinkt. Auffällig ist der starke Abfall für ein Druckverhältnis zwischen 200 und 300, während der Abfall zwischen 300 und 1000 vergleichsweise gering ausfällt. Ein größeres Druckverhältnis hat zwar einen höheren Ruhedruck zur Folge, verursacht aber breiter gefächerte Düsenglocken in Spannweitenrichtung (y-Richtung). Deshalb bleibt der Druckgradient in y-Richtung, d.h. der

Druckabfall von statischem Druck der Düsenströmung auf den statischen Druck der Außenströmung, nahezu konstant, was für einer besser „ausgefüllte“ Expansionsrampe für höhere Düsendruckverhältnisse spricht.

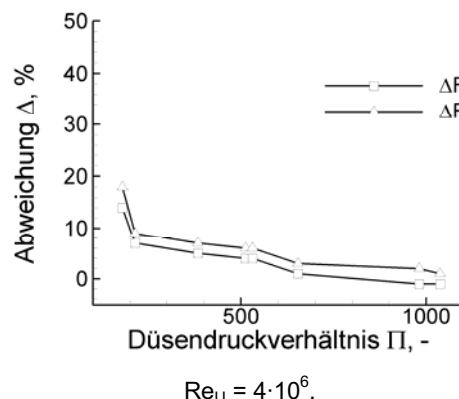


BILD 19. Abhängigkeit der Abweichung zwischen PSI (Mitte, links, rechts) und PSP Messungen vom Düsendruckverhältnis für die Anström-Reynolds-Zahlen  $Re_U = 4 \cdot 10^6$  und  $Re_U = 8 \cdot 10^6$ .

### Berechnung des Schubs für gesamte Düse

Nachdem die beiden unterschiedlichen Wege verglichen wurden, die Kräfte innerhalb des roten Rechtecks zu berechnen, wird nun der Schub für die gesamte Düse berechnet. Dabei werden innerhalb des roten Rechtecks die PSP Druckdaten und innerhalb des schwarzen Rechtecks ( $x < 20$  mm BILD 16) sowie auf der Klappe die PSI Druckdaten in den folgenden Gleichungen (Gln. (1) und (2)) verwendet:

$$(1) F = (p_{st,E} - p_{\infty} + \rho \cdot u^2) \cdot A + F_{ges}(PSP) + F_{ges}(PSI, x < 20\text{mm})$$

$$F = (p_{st,E} - p_{\infty} + \rho \cdot u^2) \cdot h \cdot 0.08 + F_{ges}(PSP) +$$

$$(2) F_{ges}(\text{Mitte}, x < 20\text{mm}) \cdot 0.02 + 2 \cdot \left[ F_{ges}(\text{links}, x < 20\text{mm}) \cdot 0.0125 + F_{ges}(\text{rechts}, x < 20\text{mm}) \cdot 0.0175 \right]$$

Die Gesamtkraft  $F$  besteht aus dem Impulsanteil, dem Beitrag aus den PSP Druckmessungen und dem Beitrag aus den PSI Druckmessungen. Der PSI Anteil ist in fünf Bereiche unterteilt, wobei die Druckwerte entlang der Mittellinie auf einer Breite von 20.0 mm, die entlang der linken Linie auf einer Breite von insgesamt 25 mm und die entlang der rechten Linie auf einer Breite von insgesamt 35.0 mm wirken. Auf der Klappe gibt es lediglich drei Druckbohrungen entlang der Mittellinie, die für eine lineare Interpolation benutzt werden können. Die Kraft entlang dieser Linie wird mit der Breite der Klappe multipliziert und zu den übrigen vektoriell addiert.

Der Schub wird für verschiedene Strömungsbedingungen berechnet, um den Einfluss von Düsendruckverhältnis und Anström-Reynolds-Zahl auf den Schub für diese Düse zu untersuchen. Die Ergebnisse dieser Parameterstudie sind in TAB 4 dargestellt, wobei der Gesamtschub, die Kräfte in x- und z-Richtung, der Schubbeiwert in x-Richtung und der Schubvektorwinkel abhängig vom Düsenruhedruck und

vom Düsendruckverhältnis aufgelistet sind. TAB 4 zeigt, dass der Schub wie zu erwarten mit dem Düsenruhedruck und dem Düsendruckverhältnis ansteigt. Ebenso steigen die Kraftkomponenten in x- und z-Richtung sowie der Schubvektorwinkel. Lediglich der Schubbeiwert sinkt mit steigendem Ruhedruck und steigendem Düsendruckverhältnis, d.h. die Effizienz der Düse nimmt für den untersuchten Bereich mit steigendem  $p_0$  und  $\Pi$  ab. Dies liegt daran, dass die Düse für ein Düsendruckverhältnis von  $\Pi = 400$  ausgelegt ist und für größere  $\Pi$  die Verluste aufgrund der Unterexpansion zunehmen.

$p_{0,D}$ , bar	$\Pi$	$F_{x,ges}$ , N	$F_{z,ges}$ , N	$F_{ges}$ , N	$c_{f,q,x}$	$\beta_f$ , °
0.51	214	84.9	6.6	85.1	0.96	4.44
1.26	512	183.7	15.1	184.3	0.93	4.71
1.34	531	195.6	16.4	196.3	0.93	4.79
2.53	981	369.4	32.2	370.8	0.92	4.98
2.57	1038	375.4	32.5	376.8	0.92	4.95

TAB 4. Schub, Auftrieb, Schubbeiwert und Schubvektorwinkel berechnet aus PSI (entlang der Mittel, links und rechts) und PSP Druckmessungen abhängig von  $\Pi$  für  $Re_U = 4 \cdot 10^6$

#### Abschätzen der Verluste durch 3D Expansion

Um abschätzen zu können, wie groß die Schubverluste durch die fehlenden Seitenwände und die damit verbundene Expansion in y-Richtung ist, werden nun der zuvor berechnete Schub (3D) aus den PSP und PSI Druckmessungen entlang der Mittellinie, der linken und der rechten Linie mit dem Schub (2D) verglichen, der sich ergeben würde, wenn man einen konstanten Druck über die gesamte Breite der Expansionsdüse annimmt. BILD 20 zeigt den berechneten Schub für unterschiedliche Düsenruhedrücke und Düsendruckverhältnisse sowie die Abweichung der beiden: Schub und Abweichung sind abhängig vom Düsendruckverhältnis für die Anström-Reynolds-Zahl  $Re_U = 4 \cdot 10^6$  in BILD 20 dargestellt.

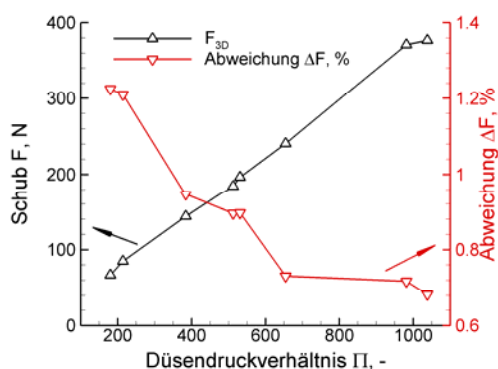


BILD 20. Schub und Abweichung des Schubs für unterschiedliche Düsendruckverhältnisse und die Anström-Reynolds-Zahl  $Re_U = 4 \cdot 10^6$

Der Schub (2D und 3D) steigt linear mit dem Düsendruckverhältnis, während die Abweichung zwischen den beiden kontinuierlich sinkt. Es fällt auf, dass die Abweichung mit minimal 0.68 % und maximal 1.22 % nicht sehr groß, aber doch merklich ausfällt.

Der Grund für die geringe Abweichung liegt darin, dass auch Teile des 3D Schubs aus PSI Druckmessungen berechnet wurden. Dies war nötig, weil nicht für die gesamte Düsenkontur PSP Druckmessungen vorlagen. Ansonsten wäre die Abweichung größer, da der 3D Schub aus reinen PSP Druckmessungen geringer wäre, was die obige Diskussion gezeigt hat. Dabei müssen zwei gegenläufige Effekte berücksichtigt werden: 1. Der Unterschied ist geringer, weil in diesem Bereich Seitenwände sind, die den Druckgradienten in y-Richtung verringern. 2. Dem gegenüber haben Abweichungen in diesem Bereich infolge des höheren Druckniveaus einen größeren Einfluss. Der Hauptgrund für die im Vergleich zu den obigen Abweichungen geringere Abweichung ist, dass der Impulsanteil den Hauptanteil am Schub ausmacht, was TAB 5 zeigt, und er in beiden Fällen gleich ist.

$p_{0,D}$ , bar	$\Pi$	I, N	$F_{x,ges}$ , N	$F_{z,ges}$ , N
0.51	214	78.17	84.88	6.59
1.38	291	185.34	199.88	14.67
2.03	435	273.13	295.37	23.92
1.26	512	169.60	183.68	15.13
1.34	531	180.67	195.64	16.39
2.62	568	353.22	382.53	31.68
2.53	981	340.53	369.41	32.15
2.57	1038	346.23	375.38	32.48

TAB 5. Impulsanteil I, Schubkraft  $F_{x,ges}$  und Auftriebskraft  $F_{z,ges}$  in Abhängigkeit vom Düsendruckverhältnis

Die fehlenden Seitenwände verursachen jedoch nicht nur einen Schubverlust, sondern verringern sowohl das Strukturgewicht als auch die Widerstandskräfte durch Reibung. Um genau beurteilen zu können, welche Effekte stärker wiegen, müssten das eingesparte Gewicht und die Widerstandskräfte berechnet werden. Während das eingesparte Gewicht relativ leicht berechnet werden kann und vom eingesetzten Material abhängt, ist die Berechnung der Widerstandskräfte aufwendiger. Hierzu könnten neuartige Sensoren, die in [7] beschrieben werden, angewandt werden: Es ist grundsätzlich experimentell möglich, diese Effekte abzuschätzen und gegeneinander abzuwägen. Noch einfacher sollte dies mit numerischen Rechnungen möglich sein und kann so einen wichtigen Beitrag zur Auslegung der Düsengeometrie beitragen.

#### Schubbeiwert und Schubvektorwinkel

Darüber hinaus wurden der Schubbeiwert und der Schubvektorwinkel für verschiedene Strömungsbedingungen berechnet. In BILD 21 ist der Schubbeiwert über dem Düsendruckverhältnis aufgetragen, um seine Abhängigkeit zu zeigen. Die Ergebnisse in TAB 4 und BILD 21 legen offen, dass je höher das Düsendruckverhältnis ist, desto geringer ist der Schubbeiwert. Für das geringste Düsendruckverhältnis  $\Pi = 214$  ist der Schubbeiwert 95.8 %, während er für das höchste Düsendruckverhältnis  $\Pi = 1038$  auf 91.6% sinkt. Diese Werte sind vergleichbar mit den Ergebnissen aus [8]. Das Absinken des Schubbeiwerts hängt damit zusammen, dass der ideale Schub mit steigendem Düsendruckverhältnis ebenfalls steigt. Aufgrund der mit dem Düsendruckverhältnis zunehmenden Verluste durch Unterexpansion wächst der ideale

Schub stärker als der Bruttoschub der Düse, so dass der Schubbeiwert mit steigendem Düsendruckverhältnis sinkt. Der Verlauf des idealen Schubs ist auch der Grund für den Verlauf des Schubbeiwerts (BILD 21), der zunächst stärker und für größere Düsendruckverhältnisse weniger stark fällt. Denn der ideale Schub steigt für geringe Düsendruckverhältnisse stark an, bevor er sich bei großen Düsendruckverhältnissen einem Grenzwert nähert. Der Schubbeiwert eignet sich vor allem, Aussagen über die Schubverluste der Düse bei dem jeweiligen Düsendruckverhältnis zu treffen. Der Schubgewinn und der erhöhte Widerstand durch ein höheres Düsendruckverhältnis können dadurch bei der Auslegung gegeneinander abgewägt werden.

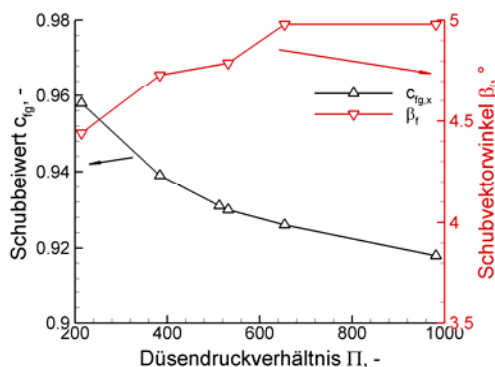


BILD 21. Schubbeiwert und Schubvektorwinkel in Abhängigkeit vom Düsendruckverhältnis für eine Anström-Reynolds-Zahl  $Re_U = 4 \cdot 10^6$

Abhängig von der Anström-Reynolds-Zahl verursachen höhere Düsenruhedrücke auch höhere Düsendruckverhältnisse, was wiederum zu einem größeren Schub führt. Der größte Schub mit  $F_{ges} = 383.8 \text{ N}$  wird bei einem Düsenruhedruck  $p_{0,D} = 2.62 \text{ bar}$  erreicht. Dieser Druck gehört zu einem Düsendruckverhältnis von  $\Pi = 568$ , was nicht dem untersuchten Maximum von  $\Pi = 1038$  entspricht. Der Schub hängt also stärker von Ruhedruck als vom Düsendruckverhältnis ab. Der geringste Schub mit  $F_{ges} = 85.1 \text{ N}$  wird für den niedrigsten Düsenruhedruck  $p_{0,D} = 0.51 \text{ bar}$  erreicht, mit einem zugehörigen Düsendruckverhältnis von  $\Pi = 214$ .

Höhere Düsendrucke verursachen einen größeren Schub, aber zur gleichen Zeit vergrößert sich auch die Düsenglocke mit steigenden Düsendruckverhältnissen, was zu einem höheren Base-Widerstand infolge der stärkeren Verdrängung der Außenströmung führt. Denn die Stöße, verursacht durch die Verdrängung der Außenströmung, sind bei höheren Düsendruckverhältnissen schräger aufgrund der stärkeren Verdrängung der Außenströmung. Deshalb muss abgewägt werden, ob das Düsendruckverhältnis weiter erhöht werden kann oder ob der dadurch verursachte Schubgewinn vom steigenden Base-Widerstand zunichte gemacht wird. In der Regel wird der Ruhedruck durch die Verbrennung in der Brennkammer vorgegeben, und das Düsendruckverhältnis ergibt sich entsprechend. Die Düse muss nach diesem Düsendruckverhältnis ausgelegt werden. Im Anschluss ist eine Iteration erforderlich, um das optimale Verhältnis zwischen erzeugtem Schub und durch die Düsenglocke hervorgerufenem Widerstand zu finden. Es ist zu prüfen, ob ausreichend Nettoschub erzeugt wird. Dabei darf der Schubvek-

torwinkel nicht außer Acht gelassen werden, weil er die Trimmung (Regelung) des Flugkörpers beeinflusst: Je größer der Schubvektorwinkel, desto stärker muss die Lage des Flugkörpers geregelt (getrimmt) werden. Das ist nachteilig für den Gesamtflugkörper, weil entsprechende Vorkehrungen für die Regelung getroffen werden müssen, die das Gewicht des Flugkörpers und somit den Widerstand erhöhen.

In BILD 21 ist neben dem Schubbeiwert der Schubvektorwinkel in Abhängigkeit vom Düsendruckverhältnis dargestellt. Wie zu erkennen ist, steigt der Schubvektorwinkel tendenziell mit dem Düsendruckverhältnis in dem untersuchten Bereich. Dies ist ein weiterer Nachteil für hohe Düsendruckverhältnisse, weil der Flugkörper in diesem Fall stärker geregelt werden muss als im Fall niedrigerer Düsendruckverhältnisse. Mit steigendem Schubvektorwinkel vergrößern sich die Winkelverluste, was den Schubbeiwert verringert. Der Schubvektorwinkel variiert zwischen  $\beta_f = 4.4^\circ$  und  $\beta_f = 5.0^\circ$ , was einer Abweichung von 13.6 % entspricht und damit nicht vernachlässigbar ist. Diese Werte sind vergleichbar mit den Ergebnissen aus [8]. Der Grund für den Anstieg mit dem Düsendruckverhältnis liegt daran, dass die Auftriebskraft  $F_z$  im Verhältnis zur Schubkraft  $F_x$  mit steigendem Düsendruckverhältnis stärker ansteigt. Das hängt damit zusammen, dass der entscheidende Anteil für die Schubkraft, der Impulsanteil  $I$  nicht so stark gestiegen ist wie die Auftriebskraft. Dies wird an TAB 5 deutlich. Während die Auftriebskraft für den betrachteten Bereich der Düsendruckverhältnisse zwischen  $\Pi = 214$  und  $\Pi = 1038$  um etwa den Faktor fünf gestiegen ist, sind der Impulsanteil und damit auch die Schubkraft nur etwa um den Faktor 4.5 gestiegen. Der Grund hierfür sind die Verluste durch Unterexpansion in y- und z-Richtung und die oben angesprochenen Winkelverluste der Strömung.

Der Schwerpunkt darf daher nicht nur auf den Bruttoschub, sondern muss auch auf den Schubbeiwert, den Widerstand, verursacht von der Düsenglocke, und den Schubvektorwinkel gelegt werden, um das beste Düsendruckverhältnis für den Auslegungspunkt des Scramjet-Antriebs zu erhalten. Dies führt zu der Aussage, dass ein hoher Düsenruhedruck bei einem möglichst geringen Düsendruckverhältnis erreicht werden sollte, um den größtmöglichen Schub zu erzeugen, und gleichzeitig den Schubvektorwinkel möglichst klein zu halten, um den Aufwand der Trimmung zu verringern.

## 5. SCHLUSSFOLGERUNG

Eine experimentelle Untersuchung wurde durchgeführt mit einem Düsenmodell, um das Strömungsfeld zu charakterisieren, das durch die Wechselwirkungen von Düsen- und hypersonischer Außenströmung entsteht. Für ein besseres Verständnis der physikalischen Phänomene und der komplexen Wechselwirkungen wurden Pitot-Druckmessungen und die Pressure Sensitive Paint (PSP) Methode eingesetzt.

Die PSP Ergebnisse zeigten, dass die normierte Druckverteilung entlang der Expansionsrampe unabhängig von Düsendruckverhältnis und Anström-Reynolds-Zahl im untersuchten Bereich ist. Die Druckverteilung auf der Expansionsrampe wurde ermittelt und verglichen für un-

terschiedliche Düsendruckverhältnisse und Anström-Reynolds-Zahlen. Der Haupteinfluss auf den Bruttoschub liegt beim Düsendruckverhältnis und dem Düsenruhdruk.

Die Pitot-Druckmessungen belegen jedoch einen starken Einfluss des Düsendruckverhältnisses auf das Strömungsfeld im Nachlauf der Düse. Die Größe der Düsenglocke beeinflusst die Wechselwirkungen zwischen Düsen- und Außenströmung, was zu unterschiedlichen Strömungstopologien in der Messebene im Nachlauf der Düse führt.

Bruttoschub, Schubbeiwert und Schubvektorwinkel wurden mit den Druckwerten aus den PSI und PSP Messungen ermittelt und für unterschiedliche Düsendruckverhältnisse verglichen. Die Ergebnisse zeigen, dass der Bruttoschub mit wachsendem Düsendruckverhältnis steigt, während der Schubbeiwert sinkt und der Schubvektorwinkel steigt. Da das Ziel der Düsenauslegung ein hoher Schub und geringer Schubvektorwinkel ist, muss ein Kompromiss für das Düsendruckverhältnis gefunden werden. Höhere Düsendruckverhältnisse führen zu einer stärkeren Verdrängung der Außenströmung und vergrößern daher den Widerstand wegen der Druckverluste über den äußeren Stoß. Der Bruttoschub hängt hauptsächlich vom Düsendruckverhältnis im untersuchten Bereich ab. Der gesamte Nettoschub des Scramjet-Antriebs hängt jedoch auch von der Anström-Reynolds-Zahl und somit von den Wechselwirkungen zwischen Düsen- und Außenströmung ab.

## 6. DANKSAGUNG

Für die finanzielle Unterstützung dieser Arbeit wird der Deutschen Forschungsgemeinschaft (DFG) innerhalb des Graduiertenkollegs "Aero-Thermodynamische Auslegung eines Scramjet-Antriebssystems für zukünftige Raumtransportsysteme" und dem Deutschen Zentrum für Luft- und Raumfahrt (DLR) gedankt.

## 7. SCHRIFTTUM

- [1] Walther, R., *Scramjet-Propulsion: alte Herausforderung im neuen Jahrhundert?*, in *Jahrbuch 2003 der Deutschen Gesellschaft für Luft- und Raumfahrt - Lilientahl-Obert e.V. (DGLR)*. 2003: München. p. 755-764.
- [2] Weigand, B., U. Gaisbauer, B. Reinhartz, H.-P. Kau, W. Schröder. *Aero-thermodynamische Auslegung eines Scramjets - Antriebssystems für Zukünftige Raumtransportsysteme*. in *DGLR-Tagung*. 2006.
- [3] Niezgodka, F.-J., *Der Hyperschallwindkanal H2K des DLR in Köln Porz (Stand 2000)*. 2001.
- [4] Hirschen, C., A. Gülhan, W.H. Beck, U. Henne. *Experimental Study of the Interaction between Internal and External Flows of a Scramjet Nozzle using Various Diagnostic Techniques*. in *43rd AIAA/ASME/SAE/ASEE Joint Propulsion Conference and Exhibit*. 2007. Cincinnati, OH.
- [5] Hirschen, C., A. Gülhan, W.H. Beck, U. Henne, *Experimental Study of a Scramjet Nozzle Flow using the Pressure Sensitive Paint Method*. *Journal of Propulsion and Power*, 2008. **24**, 4.
- [6] Klein, C., S. Niebergall, W.E. Sachs, U. Henne, R.H. Engler, *PSP Measurements on a Linear Plug Nozzle: Aerodynamic Investigation of Linear Plug Nozzle Configurations*, in *New Results in Numerical and Experimental Fluid Mechanics IV, Notes on Numerical Fluid Mechanics and Multidisciplinary Design (NNFM)*, C. Breitsamter, B.

Laschka, H.-J. Heinemann, and R. Hilbig, Editors. 2004, Springer. p. 260-269.

[7] Smith, T.B., J.A. Schetz, T.T. Bui, *Development of Direct-Measuring Skin-Friction Gauges for Hypersonic Flight Tests*. *AIAA Journal*, 2003. **41**, 8, p. 1429-1437.

[8] Herrmann, H., H. Rick. *Propulsion Aspects of Hypersonic Turbo-Ramjet-Engines with Special Emphasis on Nozzle/Aftbody Integration*. in *International Gas Turbine and Aeroengine Congress and Exposition*. 1991. Orlando, Florida.