

Systemanalytische Untersuchung einer Brennkammer in faserkeramischer Bauweise von Raketenantrieben

Von der Fakultät für Maschinenwesen der
Rheinisch-Westfälischen Technischen Hochschule Aachen
zur Erlangung des akademischen Grades
eines Doktors der Ingenieurwissenschaften genehmigte Dissertation

vorgelegt von

Diplom-Ingenieur Armin Herbertz

aus Düsseldorf

Berichter: Universitätsprofessor Dr.-Ing. Wolfgang Koschel
Universitätsprofessor Dipl.-Ing. Rolf Henke

Tag der mündlichen Prüfung: 01. September 2008

Systemanalyse, Raketenantrieb, keramische Brennkammer, Transpirationskühlung

Systemanalytische Untersuchung einer Brennkammer in faserkeramischer Bauweise von Raketenantrieben

Übersicht

Diese Forschungsarbeit beschreibt ein analytisches Modell, zur quantitativen Abschätzung der zu erwartenden auftretenden Auswirkungen, der Verwendung von faserkeramischen Materialien zum Bau von Schubkammern von Raketenantrieben, auf diverse Triebwerksparameter. Es wird ein Triebwerk der Schubklasse 1500 kN definiert und betrachtet. Dabei soll auf bestimmte Flugerprobte Komponenten wie Turbomaschinen, Vorbrennkammer etc. zurückgegriffen werden, um die Entwicklungs- und Fertigungskosten des Triebwerks zu reduzieren und dessen Zuverlässigkeit zu erhöhen.

Die Triebwerksanalysen werden mithilfe des DLR Programms *LRP* durchgeführt, welches sequentiell die Zustandsänderungen innerhalb der Komponenten eines Raketenmotors berechnet und iterativ die gewünschten Zustandspunkte einstellt. Variiert werden verschiedene für die Triebwerksauslegung wichtige Größen, wie zum Beispiel das Schubkammermischungsverhältnis, der Brennkammerdruck, das Expansionsverhältnis der Düse und der Kühlmittelmassenstrom.

Der Bericht beschreibt die der Modellierung der transpirationsgekühlten Brennkammer im Zyklusanalyse-Programm *LRP* zugrunde liegenden Annahmen. Die verwendeten Gleichungen und Methoden für die Abbildung der hier zum Tragen kommenden physikalischen Zusammenhänge werden aufgeführt.

systems analysis, rocket engines, ceramic combustion chamber, transpiration cooling

Systems analysis study of a ceramic fibre combustion chamber of a rocket engine

Summary

This work describes an analytic model for evaluation of expected effects of the use of ceramic materials in the construction of rocket engine thrust chambers. An engine of a thrust level around 1500 kN is defined and analyzed.

The engine analysis makes use of the DLR tool *LRP*, which calculates sequentially the changes of fluid properties within the components of a rocket engine. Iteratively the solution fulfilling specific constraints is reached. Varied parameters are among others: chambers mixture ratio, chamber pressure, expansion ratio and coolant mass flow.

This report describes the assumptions on which the model is based and lists the equations and methods used to represent the relevant relations of physics.

Inhaltsverzeichnis

Nomenklatur	x
1 Einleitung	1
1.1 Stand der Technik / Literaturüberblick	3
1.2 Ziele und Aufbau der Arbeit	6
2 Beschreibung der verwendeten numerischen Modelle	9
2.1 Zyklusanalyse (<i>LRP</i>)	9
2.1.1 Erhaltungsgleichungen	11
2.1.2 Stoffdatenberechnung	11
2.1.3 Lösungsverfahren	13
2.1.4 Komponentenmodellierung	19
2.1.5 Massenmodelle für Triebwerkskomponenten in <i>LRP</i> . . .	32
2.2 Düsenströmungsuntersuchung und Konturauslegung (<i>TDK, NCC</i>)	37
2.2.1 Düsenkonturauslegung (<i>NCC</i>)	37
2.2.2 Strömungscode (<i>TDK</i>)	38
2.3 Programm zur Analyse der Aufstiegsbahn (<i>Tosca</i>)	39
3 Validierung der Triebwerksmodellierung	43
3.1 Der SSME-Raketenantrieb	44
3.2 Der Vinci-Raketenantrieb	46
3.3 Der Vulcain 2-Raketenantrieb	48
4 Methoden der Kühlungsmodellierung	51
4.1 Rahmenbedingungen der Transpirationskühlung	53
4.1.1 Massenstrombedarf der Transpirationskühlung	53
4.1.2 Druckunterschied über eine transpirationsgekühlte Wand	55
4.1.3 Grenzen für den Einfluss der Transpirationskühlung auf den spezifischen Impuls	56
4.2 Betrachtete Möglichkeiten der Transpirationskühlungs- Modellierung	58
4.3 Gewählte Modellierung der Transpirationskühlung in <i>LRP</i> . . .	59
4.3.1 Vermischung von Kühlmittel und Verbrennungsproduk- ten nach dem Injektor	59
4.3.2 Vermischung von Kühlmittel und Heißgas in der Expan- sionsdüse	60

4.4	Kalibrierung des Modells der Transpirationskühlung	63
4.4.1	Gewählte Einstellungen	66
4.5	Anwendung des Kühlungsmodells	67
4.5.1	Validierung des Kühlungsmodells	68
4.5.2	Sensitivität der Schubkammerleistung auf eine Variation des Kühlmassenstroms	74
4.5.3	Sensitivität der Schubkammerleistung auf eine Variation des Expansionsverhältnisses	76
5	Triebwerksanalyse	79
5.1	Voruntersuchung der Transpirationskühlung	81
5.1.1	Parametrische Variation des Druckverlusts in der Brenn- kammerkühlung	81
5.2	Systemauswahl	86
5.2.1	Festlegung des Einsatzbereichs	86
5.2.2	Fahrzeugbeschreibung	86
5.2.3	Zyklusaufbau des SE-22 Triebwerkskonzepts	87
5.3	Triebwerksentwurf eines Raketentriebwerks mit keramischer Schub- kammer	90
5.3.1	Fertigung der faserkeramischen Brennkammer	90
5.3.2	Materialeigenschaften poröser Faserkeramik	90
5.3.3	Kontur der Schubkammer	91
5.3.4	Mechanische Belastung der Brennkammer	92
5.3.5	Mindestwandstärke der faserkeramischen Brennkammer	96
5.3.6	Einfluss der Transpirationskühlung auf Grenzschicht und Düsenströmung	96
5.4	Auswahl der freien Triebwerksparameter	102
5.4.1	Brennkammerdruck	102
5.4.2	Düsenexpansionsverhältnis	102
5.5	Triebwerkssensitivitäten des Nebenstromtriebwerks SE-22	106
5.5.1	Stöchiometrisches Mischungsverhältnisses	106
5.5.2	Variation des Mischungsverhältnisses (SE-22)	107
5.5.3	Variation des Brennkammerdrucks (SE-22)	109
5.5.4	Variation des Expansionsverhältnisses (SE-22)	111
5.6	Aufstiegsbahnrechnungen	111
5.6.1	Variation des Triebwerksmischungsverhältnisses	112
5.6.2	Variation des Triebwerksmassenstroms	113
5.6.3	Aufstiegsbahn des Trägersystems mit SE-22 Triebwerk	115

5.7	Gewählte Triebwerkskonfiguration	116
5.8	Operationeller Bereich der Transpirationskühlung der kerami- schen Brennkammer	119
6	Zusammenfassung und Ausblick	123
	Literatur	127
	Index	135

Nomenklatur

Formelzeichen:

a	Schallgeschwindigkeit	m/s
a, b	Konstanten	-
A	Querschnittsfläche	m ²
B_h	wärmespezifische Ausblasrate, bezogen auf STANTON-Zahl ohne Kühlmiteleinblasung (St_0)	-
c	spezifische Wärmekapazität	J/(kg K)
c^*	charakteristische Geschwindigkeit	m/s
C_D	Widerstandsbeiwert	-
c_p	spezifische isobare Wärmekapazität	J/(kg K)
d	(hydraulischer) Durchmesser	m
E	Elastizitäts-Modul	Pa
F	Ausblasrate	-
F	Schub	N
g	GIBBS-Funktion	J/kg
g_0	Erdbeschleunigung (Standard)	$g_0 = 9,80665 \text{ m/s}^2$
h	Höhe	m
h	spezifische Enthalpie	J/kg
H	Förderhöhe (einer Pumpe)	m
I	spezifischer Impuls	s
J	Trägheitsmoment	m ⁴
l	Länge	m
l^*	charakteristische Brennkammerlänge	m
l_f	Längenbruch (fractional length)	-
m	Masse	kg
\dot{m}	Massenstrom	kg/s
M	Drehmoment, Biegemoment	Nm
Ma	MACH-Zahl ($Ma = v/a$)	-
n	Stoffmenge	mol
n_q	spezifische Drehzahl	1/min
N	Drehzahl	1/min

O	Oberfläche	m^2
p	Druck	Pa
P	Leistung	W
Pr	PRANDTL-Zahl ($Pr = \mu c_p / \lambda$)	-
\dot{q}	Wärmestromdichte	W/m^2
\dot{Q}	Wärmestrom	W
r	(Kontur-) Radius	m
r	Recovery-Faktor	-
R	Mischungsverhältnis	-
\mathcal{R}	spezifische Gaskonstante	$J/(kg\ K)$
\Re	universelle Gaskonstante	$\Re \approx 8,31451\ J/(molK)$
Re	REYNOLDS-Zahl ($Re = \rho v d / \mu$)	-
s	Wandstärke	m
s	spezifische Entropie	J/kg
St	STANTON-Zahl ($St = \alpha / (\rho v c_p)$)	-
t	Parameter für Transpirationskühlungsmodell ($t = \dot{m}_{k-t} / \dot{m}_{k-ges}$)	-
T	Temperatur	K
v	spezifisches Volumen	m^3/kg
v	Geschwindigkeit	m/s
V	Volumen	m^3
\dot{V}	Volumenstrom	m^3/s
x, y, z	kartesische Koordinaten	m
x, y, z	Funktionswerte	-
Y	normierte Grenzschichthöhe	-
α	Wärmeübergangs-Koeffizient	$W/(m^2K)$
α	Anstellwinkel	rad.
β	Düsenöffnungs-Halbwinkel	rad.
γ	Flugbahnwinkel	rad.
δ	Berechnungsschranke	-
Δ	Differenz	-
ε	Fehlerschranke	-
ε	Porosität	-

ϵ	Expansionsverhältnis ($\epsilon = A_e/A_t$)	-
ϵ_c	Kontraktionsverhältnis ($\epsilon_c = A_c/A_t$)	-
η	Wirkungsgrad	-
θ	(Kontur-) Winkel	rad.
κ	Isentropenkoeffizient	-
λ	Druckverlustkoeffizient	-
λ	Wärmeleitfähigkeit	W/(m K)
μ	dynamische Viskosität	kg/(m s)
ν	Querkontraktionszahl	-
Π	Druckverhältnis	-
ρ	Dichte	kg/m ³
σ	lokaler Term, BARTZ-Gleichung	-
σ	Querneigungswinkel	rad.
σ	Standardabweichung	-
σ	Zug- bzw. Druck- Spannung	Pa
τ	Massenstromverhältnis	-
τ	Schubspannung	Pa
Ψ	molarer Anteil	-

Allgemeine Indizes:

<i>0</i>	Auslegungszustand (ohne Kühlmittleinblasung)
<i>a</i>	axial
<i>a</i>	ambient (Umgebungszustand)
<i>aw</i>	adiabatisch, Wand
<i>c</i>	chamber (Brennkammer)
<i>e</i>	exit (Austritt)
<i>eng</i>	engine (Gesamt-Triebwerk)
<i>fu</i>	fuel (Brennstoff)
<i>g</i>	heißgasseitig
<i>ges</i>	gesamt (Triebwerk)
<i>i</i>	Zählerindex
<i>id</i>	ideal
<i>inj</i>	Injektor bzw. Einspritzkopf
<i>k</i>	kühlmittelseitig
<i>mat</i>	Material
<i>max</i>	maximal
<i>min</i>	minimal
<i>mod</i>	modifiziert
<i>N</i>	Nebenstrom
<i>noz</i>	nozzle (Düse)
<i>ox</i>	Oxidator
<i>P</i>	Pumpe
<i>r</i>	radial
<i>ref</i>	Referenz
<i>s</i>	isentrop
<i>sl</i>	sea level (Boden)
<i>sub</i>	subsonic (Unterschall)
<i>sup</i>	supersonic (Überschall)
<i>S</i>	shaft (Welle)
<i>t</i>	throat (Hals)
<i>t</i>	tangential
<i>tr</i>	Treibstoff (Brennstoff + Oxidator)

<i>T</i>	Turbine
<i>V</i>	Ventil
<i>vac</i>	vacuum (Vakuum)
<i>w</i>	Wand
<i>wg</i>	Wand, heißgasseitig
<i>wk</i>	Wand, kühlmittelseitig
<i>zul</i>	zulässig

Abkürzungen:

2D	Zweidimensional
3D	Dreidimensional
ASTRA	Ausgewählte Systeme und Technologien für zukünftige Raumtransport-Anwendungen (Deutsches Raumtransport-technologieprogramm)
BK	Brennkammer
C/C	Carbon-fibre Reinforced Carbon (Kohlefaserverstärkter Kohlenstoff)
CAD	Computer Aided Design
CMC	Ceramic Matrix Composite
CNES	Centre National d'Etudes Spatiales (Französische Raumfahrt-agentur)
DLR	Deutsches Zentrum für Luft- und Raumfahrt e.V.
EAP	Etage d'Acceleration à Poudre (Ariane 5 Feststoffbooster)
ELV	Expendable Launch Vehicle (Nicht wiederverwendbares Raum-fahrzeug)
EPC	Etage Principal Cryogénique (Zentralstufe der Ariane 5)
EPS	Etage à Propergols Stockables (Oberstufe der Ariane 5 mit la-gerfähigen Treibstoffen)
ESA	European Space Agency (Europäische Raumfahrtagentur)
ESC	Etage Supérieur Cryogénique (Kryogene Oberstufe der Ariane 5)
GEO	Geostationary Earth Orbit (Geostationäre Erdumlaufbahn)
GG	Gasgenerator
GTO	Geostationary Transfer Orbit (Transferorbit zur Geostationären Erdumlaufbahn)
JANNAF	Joint Army-Navy-NASA-Air Force
JAXA	Japan Aerospace Exploration Agency (Japanische Raumfahrt-agentur)
LEO	Low Earth Orbit (Niedrige Erdumlaufbahn)
LH2	Liquid Hydrogen (flüssiger Wasserstoff)
LOX	Liquid Oxygen (flüssiger Sauerstoff)
NASA	National Aeronautics and Space Administration (US-Amerikanische Raumfahrtagentur)

NTR	Nuclear Thermal Rocket (Nuklearthermischer Raketenantrieb)
RLV	Reusable Launch Vehicle (Wiederverwendbares Raumfahrzeug)
SART	Systemanalyse Raumtransport (Arbeitsgruppe des DLR)
SE	SART-Engine (Antriebskonzept innerhalb der Arbeitsgruppe SART)
TF	Thrust Frame (Schubgerüst)
TP	Turbopumpe
TEHORA	Technologien für Hochleistungs-Raketenmotoren (Deutsch-Russisches Forschungsprojekt)

1 Einleitung

Mit dem Start der dreistufigen französischen Feststoffrakete Diamant vom Startzentrum CIEES (Centre Inter Armées d'Essais d'Engins Spéciaux) in Hammaguir, Algerien, betritt Europa am 26. November 1965 das Parkett der weltraumfahrenden Mächte. Die erfolgreiche Aussetzung des Satelliten Astérix-1 macht Frankreich nach der Sowjetunion und den Vereinigten Staaten von Amerika zur dritten Nation, die eigene Satelliten in eine Erdumlaufbahn bringen kann. Seit diesem Tag befindet sich die Europäische Raumfahrt im ständigen Wandel, um den Anforderungen der Zeit gerecht zu werden und ihren Auftrag zu erfüllen: Den unabhängigen europäischen Zugang zum All zu gewährleisten.

Die Europäische Raumfahrt finanziert sich traditionell neben den Regierungsaufträgen stark durch kommerzielle Satellitenstarts. Derzeit hält Arianespace mit über 50% den größten Einzelanteil auf diesem international umkämpften Markt. Um auch in Zukunft weiterhin konkurrenzfähig zu bleiben, müssen die erbrachten Leistungen (bei gleich bleibenden oder sinkenden Kosten) ständig verbessert werden. Dies wird allgemein über zwei Ansätze erfüllt. Durch geeignete konstruktive Maßnahmen werden die Fertigungs- und Betriebskosten ständig reduziert. Desweiteren wird eine Erhöhung der Nutzlastkapazität bestehender Systeme angestrebt um die spezifischen Startkosten (Kosten pro Nutzlastmasse) zu senken. Beide Wege ermöglichen die Nutzung bereits entwickelter und flugqualifizierter Komponenten in einem leistungsstärkeren, verbesserten Trägersystem und reduzieren somit Risiken und Aufwand der Fortentwicklung.

Eine erhöhte Nutzlastkapazität eines Transportsystems eröffnet die Möglichkeit von Mehrfachstarts, das heißt, es werden zwei oder mehr Satelliten gleichzeitig befördert. Weitere potenzielle Verwendungen für ein Trägersystem mit hohen Nutzlasten (über 20 Mg in niedrige Erdorbits) liegen in der Belieferung der Raumstation mit Versorgungsgütern oder neuen Modulen. Eine deutlich größere Nutzlast (80-100 Mg in niedrige Erdorbits) wird für eine bemannte Marsmission benötigt, wobei die Marsmissions-Szenarien aufgrund der hohen Abflugmasse aus dem Erdorbit mehrere derartige Schwerlasttransporte veranschlagen.

Es gibt verschiedene Möglichkeiten, durch die Änderung von Systemparametern, eine Nutzlaststeigerung zu bewirken. Denkbar sind eine Verringerung des Strukturmassenanteils oder die Verbesserungen der Triebwerksleistung der Antriebe der verschiedenen Stufen des Systems. Die vorliegende Arbeit beschäftigt sich ausführlich mit der Änderung des Antriebs der Zentralstufe eines nicht wiederverwendbaren Trägersystems. Dieses Triebwerk wirkt sich sehr stark auf das System aus, da es vom Start an lange Zeit in Betrieb ist (ca. 600 Sekunden Brenndauer im Fall des Vulcain Triebwerks der Ariane 5 [66, 70]). Wichtig ist ebenfalls eine mögliche Reduzierung der Fertigungskosten des hier untersuchten Triebwerks. Flüssigraketenantriebe machen einen Großteil der Systemkosten aus (Größenordnung 50% bei nicht wiederverwendbaren Stufen [51]), was bedeutet, dass Möglichkeiten der Einsparung von Triebwerkskosten stets von besonderem Interesse sind.

Da eine Verbesserung der Triebwerksleistung durch Verwendung alternativer Treibstoffkombinationen, wie zum Beispiel einem Berillium-Wasserstoff Gemisch als Brennstoff oder Fluor als Oxidator, aufgrund von deren Toxizität bzw. Aggressivität ausscheidet, bleibt Wasserstoff/Sauerstoff die energetisch günstigste Treibstoffkombination für chemische Raketenantriebe [13, 42, 43, 52, 85]. Unter Beibehaltung dieser Treibstoffkombination können höhere Triebwerksleistungen nur durch einen Übergang zu höheren Brennkammerdrücken unter einer dadurch ermöglichten weiteren Düsenexpansion, oder durch die Steigerung von Verbrennungs- und Düsenexpansionswirkungsgraden erzielt werden.

Limitierende Faktoren für den realisierbaren Brennkammerdruck sind der mit dem Brennkammerdruck zunehmende Wärmeübergang, sowie die bereits an ihren technischen Grenzen operierenden Turbomaschinen [77], welche den Treibstoff auf ein über dem Brennkammerdruck liegendes Druckniveau fördern. Hohe Verbrennungstemperaturen in modernen Raketenantrieben machen eine Kühlung der Brennkammer und insbesondere des Düsenhalsquerschnitts bei allen im Einsatz befindlichen Brennkammerwandmaterialien zu einer Notwendigkeit. Der in einem regenerativen Kühlkreislauf auftretende Druckverlust (etwa 20% des Brennkammerdrucks [42, 85]) muss von den Turbomaschinen des Fördersystems überwunden werden und erhöht somit die Komplexität des Triebwerks.

Eine Alternative zu der bisher dominanten, regenerativen Kühlung könnte daher die Transpirationskühlung sein, bei der das Kühlmedium direkt durch die Brennkammerwand in den Heißgasstrom, bzw. dessen Grenzschicht eingeleitet wird. Das Fördersystem wird auf diese Weise nicht mit dem in Kühlkanälen auftretenden Druckverlust belastet. Faserkeramische Bauteile im Triebwerksbau ermöglichen aufgrund der gezielt zu fertigenden Porosität der Brennkammerwand eine kostengünstig zu realisierende, transpirationsgekühlte Brennkammer, die darüberhinaus auch Gewichtseinsparungen gegenüber herkömmlichen, aus Kupfer-Legierungen gefertigten, Brennkammern verspricht. Um die Vor- und Nachteile einer keramischen Brennkammer im Hinblick auf die Triebwerksleistung zu bewerten, bedarf es einer Systemanalyse des gesamten Triebwerks, da sich ein derartiger Antrieb in verschiedener Hinsicht von einem herkömmlich, regenerativ-gekühlten Triebwerk unterscheidet.

1.1 Stand der Technik / Literaturüberblick

Bei der auch als „Effusionskühlung“ oder „Schwitzkühlung“ bezeichneten Transpirationskühlung passiert das Kühlmittel die zu kühlende, poröse Wand, führt dabei Wärme aus der Wand ab und bildet, nachdem es aus der Wand ausgetreten ist, einen kühlenden Film. Dieser Film schützt die Wand durch eine Reduzierung des Wärmeübergangs und der auftretenden Wandschubspannung und der damit verbundenen Reibungswärme. Der Phasenwechsel des Kühlfluids vom flüssigen Zustand zu einem überhitzten Gas verläuft endotherm und entzieht dadurch der umgebenden Strömung und der Wand Wärme.

Seit den 50er Jahren werden verschiedene Verfahren zur Kühlung von Gasturbinschaufeln näher untersucht und entwickelt. Die Transpirationskühlung hat sich mittlerweile als ein sehr effizientes Verfahren herausgestellt und ermöglicht weitere Steigerungen der Turbineneintrittstemperatur moderner Gasturbinen. Die Transpirationskühlung eignet sich ebenfalls zur Anwendung in Schubkammern von Raketenmotoren. Unter dem Begriff Schubkammer versteht man dabei die heutzutage übliche zylindrische Brennkammer, sowie die sich daran anschließende, nach dem schwedischen Ingenieur DELAVAL benannte Lavaldüse, welche sich aus einem konvergenten Teil und einem divergenten Teil zusammensetzt.

In den späten 40er Jahren untersuchten RANNIE [74] und ECKERT [19] theoretisch die Transpirationskühlung poröser Brennkammerwände. Bei der

Firma Aerojet wird die Transpirationskühlung seit 1946 verfolgt. Im Jahr 1967 demonstrierte die von Aerojet betriebene ARES Brennkammer die Transpirationskühlung bei einem Brennkammerdruck von 20,7 MPa und einem erzeugten Schub von 445 kN [57]. In den späten 60er Jahren wurde bei Pratt & Whitney mit dem XLR-129 Triebwerk ein transpirationsgekühlter vollständiger Raketentriebwerk mit einem Brennkammerdruck von ca. 10 MPa ausgiebig auf Testständen betrieben [58]. In den 70er Jahren entwickelt die Firma Pratt & Whitney einen Entwurf für das SSME Triebwerk des Space Shuttle Orbiters, welcher transpirativ gekühlt wurde [58]. Das Konzept wurde jedoch von der NASA zugunsten des regenerativ gekühlten Entwurfs von Rocketdyne abgelehnt, so dass bis heute kein Trägersystem einen transpirativ gekühlten Raketentriebwerk verwendet.

Theoretisch birgt die Transpirationskühlung einer faserverstärkten Brennkammer viele Vorteile gegenüber herkömmlich, regenerativ gekühlten Raketentriebwerken. Aufgrund der Wärmeabfuhr von den Brennkammerwänden, dem sich aufbauenden Kühlfilm und den Materialeigenschaften der C/C Keramik ist eine gegenüber heute gebräuchlichen Brennkammern erhöhte Lebensdauer der faserverstärkten Brennkammer zu erwarten [31, 58]. Ein Grund hierfür ist der bei einer transpirativ gekühlten Wand stattfindende Druckausgleich zwischen Kühlmittelreservoir und Brennkammerinneren, welcher einer äußeren Druckbelastung der Brennkammer durch den Flüssigkeitsdruck in den Kühlkanälen auch während Ein- und Ausschaltvorgängen entgegenwirkt [79]. Gleichzeitig können die Fertigungskosten bei industrieller Herstellung der Brennkammer gegenüber einer metallischen Brennkammer reduziert werden [53]. Weiterhin ist ebenfalls aufgrund der Materialeigenschaften eine Masseneinsparung möglich [31].

Seit Beginn der 90er Jahre werden beim Institut für Bauweisen- und Konstruktionsforschung (IBK) des DLR in Stuttgart faserverstärkte Keramiken entwickelt. Die C/C-SiC (Kohlefaser verstärktes Silizium Karbid) Keramik wurde aufgrund ihrer Hitzebeständigkeit zunächst für Thermalschutz-Systeme entwickelt. Ein prominentes Beispiel für ihre Anwendung ist die vom DLR gefertigte Nasenkappe des X-38 Experimentalfahrzeugs [32]. Kohlefaserverstärkter Kohlenstoff (C/C) ist ein Zwischenprodukt der C/C-SiC Herstellung und eignet sich besonders als hochtemperaturfestes, poröses Brennkammerwandmaterial.

Beim Deutschen Zentrum für Luft- und Raumfahrt in Lampoldshausen wurden zunächst Versuche zur Transpirationskühlung von Raketentriebwerken aus

poröser Faserkeramik mit der Mikro-Brennkammer am Prüfstand M3 gefahren [30, 79]. Diese Versuche werden zur Zeit am Prüfstand P8 an Raketenbrennkammern im Subscale-Maßstab bis zur Demonstrationsreife weitergeführt. Die in dieser Arbeit durchgeführte systemanalytische Betrachtung soll dazu dienen, die Auswirkungen der Verwendung einer derartigen Brennkammer bei einem Antrieb größeren Maßstabs zu verdeutlichen.

Bisherige Ansätze der numerischen Modellierung einer transpirationsgekühlten, keramischen Brennkammer konzentrieren sich zumeist auf Teilaspekte der Brennkammerauslegung. Eine holistische Betrachtung eines Raketenantriebs mit einer Schubkammer aus transpirativ gekühlten, porösen, faserkeramischen Wänden unter Einbeziehung der Trägersystemanforderungen, sowie der neben der Schubkammer benötigten weiteren Komponenten des Raketenantriebs, wurde bisher nicht durchgeführt und ist Gegenstand der vorliegenden Arbeit.

In der Arbeit von TERRY und CARAS aus dem Jahr 1966 [86] wird eine Methode zur numerischen Bestimmung der Wandtemperatur einer transpirationsgekühlten metallischen Brennkammer beschrieben. Das Programm *MABL* von LEVINE aus dem Jahr 1971 [54] ermöglicht die numerische Bestimmung der Einflüsse der Transpirationskühlung auf die Grenzschicht. Die Gültigkeit des Modells wird dabei ausdrücklich auf ein Hochdruck- Wasserstoff/Sauerstoff Triebwerk beschränkt. Methoden zur Bestimmung von Wärmeübergang und in der Wand auftretendem Druckverlust für eine metallische Brennkammer beschreibt eine Studie von KOH, DUTTON und BENSON der Firma Boeing aus dem Jahr 1973 [50]. Die Studie von MAY der Firma Aerojet aus dem Jahr 1991 [57] befasst sich mit den Auswirkungen einer Transpirationskühlung auf die Leistung eines kompletten Raketenantriebs. Hier werden mögliche Steigerungen des spezifischen Impulses durch einen höheren Brennkammerdruck und dadurch ermöglichte Vergrößerungen des Düsenexpansionsverhältnisses betrachtet. Grundlage der Studie ist eine metallische Mikro-Brennkammer, welche mit flüssigem Sauerstoff und Kerosin bzw. Methan betrieben wurde. Die Versuchsergebnisse werden skaliert, um Aussagen über Großtriebwerke zu gewinnen. Dabei wird davon ausgegangen, dass in der Regenerativkühlung der mit Kerosin betriebenen Brennkammer Druckverluste von bis zu etwa dem Vierfachen des Brennkammerdrucks auftreten. Der Abbau von derartig hoch angenommenen Druckverlusten durch die Transpirationskühlung führt in diesem Fall zu einer Steigerung des spezifischen Bodenimpulses von 14,8 Sekunden.

Die beim DLR in Lampoldshausen durchgeführte Arbeit von LEZUO aus dem Jahr 1998 [55] beschreibt ein Modell zur Bestimmung der Wandtemperatur einer transpirationsgekühlten, faserkeramischen Brennkammer in Abhängigkeit von der Ausblasrate. Die Nachfolgearbeit von SERBEST aus dem Jahr 2001 [79] beschreibt ein überarbeitetes Modell unter Einbeziehung der Porosität des Brennkammermaterials.

Die vorliegende Arbeit beschreibt ein Modell zur Abschätzung des potenziellen Gewinns an spezifischem Impuls einer transpirationsgekühlten keramischen Brennkammer. Das Modell wird zur Berechnung eines Triebwerks unter realistischen Bedingungen angewandt.

1.2 Ziele und Aufbau der Arbeit

Für die Neuentwicklung eines Antriebs wird im vorliegenden Fall die Verwendung keramischer Komponenten im Schubkammerbau näher betrachtet. Diese Materialien besitzen gegenüber den herkömmlichen den Vorteil einer günstigen Auswirkung auf Triebwerksmasse und -Fertigungskosten. Aufgrund der besonderen Eigenschaften der Keramik, wie z.B. ihrer hohen Temperaturbeständigkeit und der gezielt zu fertigenden Porosität, eignet sich dieses Material besonders für eine Transpirationskühlung. Eine metallische transpirationsgekühlte Brennkammer ist aufwändig in ihrer Herstellung und bedingt eine hohe Brennkammermasse [4]. Die keramische transpirationsgekühlte Brennkammer weist diese Nachteile hingegen nicht auf.

Das Ziel dieser Arbeit ist die Erstellung eines zuverlässigen Modells, mit dem Vorhersagen über zu erwartende Triebwerksleistungen, sowie über die sich einstellenden Betriebspunkte bei unterschiedlichen Auslegungen des Gesamttriebwerks und insbesondere der Transpirationskühlung getroffen werden können.

Zu diesem Zweck findet die gezielte Weiterentwicklung eines Zyklusanalyse-Programms statt, welches für verschiedene Triebwerkszyklen die Untersuchung diverser Triebwerksparameter ermöglicht. Inhalt des neuen Programms sind Leistungsrechnungen, geometrische Auslegungen und Massenschätzungen auf Komponentenebene, sowie die Betrachtung des Gesamttriebwerks und der Wechselwirkung zwischen Triebwerk und Trägersystem.

Die gewählte Vorgehensweise besteht hier in der Auswahl von robusten Verfahren mit geringem Rechenaufwand für die allgemeine Triebwerkssimulation. Zur Abschätzung der sich einstellenden Wandtemperatur wird auf bereits implementierte Verfahren in Form des NASA Programms *TDK* [18] und der darin eingebundenen Routine *MABL* [54] zurückgegriffen. Zur Bestimmung des direkten Einflusses der Transpirationskühlung auf den spezifischen Impuls wird ein neues Verfahren entwickelt. Kernpunkt des Verfahrens ist die Aufteilung des Massenstroms der Transpirationskühlung, welcher dann auf zwei unterschiedliche Weisen mit dem Heißgasstrom interagiert. Ein Teil des Massenstroms wird einer Gleichgewichtsrechnung unterzogen, welche analog zur Berechnung der Verbrennungsprozesse stattfindet. Zwischen dem verbleibenden Anteil des Massenstroms und dem Heißgas findet ein Wärmeaustausch statt. Kühlmittel und Heißgas werden zusammen in der Überschalldüse expandiert. Durch eine an die Schubkammergeometrie angepasste Gewichtung beider Anteile können experimentell gewonnene Ergebnisse mit diesem Modell reproduziert werden.

Das Programm wird genutzt, um erste Abschätzungen der potenziellen Leistungssteigerung eines Triebwerks mit transpirationsgekühlter keramischer Brennkammer durchzuführen. Schließlich werden Triebwerksrechnungen unter Berücksichtigung aller bekannten Effekte durchgeführt. Diese Rechnungen zeigen eine Variante eines zukünftigen Großtriebwerks mit transpirationsgekühlter faserkeramischer Brennkammer.

Die Arbeit ist wie folgt gegliedert:

1. **Einleitung:** Das soeben abgeschlossene Kapitel beschreibt, in chronologischer Reihenfolge, die dieser Arbeit zugrunde liegenden Forschungsprojekte. Es wird auf die Aufgabenstellung der Arbeit eingegangen und der gewählte Lösungsweg skizziert.
2. **Verwendete Programme:** Das folgende Kapitel beschreibt die für die durchgeführten numerischen Untersuchungen verwendeten Programme. Auf die Programme *NCC*, *TDK* und *Tosca* wird kurz eingegangen. Hauptaugenmerk liegt auf dem Programm *LRP*, welches der Triebwerkszyklusanalyse dient und im Rahmen dieser Arbeit entstand. Die genutzten Methoden werden detailliert erläutert.
3. **Programmvalidierung:** Das darauf folgende Kapitel belegt die Genauigkeit der mithilfe von *LRP* durchgeführten Analysen anhand von drei Bei-

spielen: Die Triebwerke SSME, Vinci und Vulcain 2 werden mittels *LRP* simuliert.

4. **Transpirationskühlungsmodell:** Das vierte Kapitel befasst sich mit dem in *LRP* integrierten Modell der Transpirationskühlung. Die hier diskutierten Methoden sind Teil von *LRP*, werden aber für die in den vorigen Kapiteln beschriebene Berechnung von konventionell regenerativ gekühlten Raketenmotoren nicht benötigt. Da die Untersuchung eines transpirationsgekühlten Raketenmotors Kern der Arbeit ist, wird den verwendeten Methoden ein eigenes Kapitel gewidmet.
5. **Triebwerksanalyse:** Dieses Kapitel stellt zusammen mit Kapitel 4 den wichtigsten Teil der Arbeit dar. Es findet ein integrierter Triebwerksentwurf unter Einbeziehung der Anforderungen des Trägersystems statt. Die Auswahl der Triebwerksparameter erfolgt schrittweise und wird für jeden ausgewählten Parameter diskutiert. Abschließend wird ein Triebwerksvorentwurf erstellt und der operationelle Bereich der Transpirationskühlung ermittelt.
6. **Zusammenfassung:** Im letzten Kapitel werden die wichtigsten Ergebnisse der Arbeit zusammenfassend dargelegt.

2 Beschreibung der verwendeten numerischen Modelle

2.1 Zyklusanalyse (*LRP*)

Zur Durchführung der hier dargestellten systemanalytischen Untersuchungen wird das im Rahmen dieser Arbeit entstandene Programm für Analysen von Raketentriebwerken *LRP* (Liquid Rocket Propulsion) verwendet. Das Programm stellt den Kern der für die hier durchgeführten Untersuchungen genutzten Software dar. Es handelt sich dabei um eine Weiterentwicklung des DLR Programms *SEQ* [27]. Das Programm berechnet sequentiell die Zustandsänderungen der verwendeten Fluide für jede durchlaufene Triebwerkskomponente. Der modulare Aufbau des Programms erlaubt eine flexible Anordnung der Komponenten und damit beliebige Variationen der zu untersuchenden Zyklen.

Das Programm *LRP* verfügt darüber hinaus über eine Massenschätzung der verschiedenen Komponenten, die Möglichkeit der Parametervariation und grafischen Darstellung der Ergebnisse, sowie Schnittstellen zu anderen Programmen, wie z.B. *TDK*. Es wurden numerische Verfahren zur Verbesserung des Konvergenzverhaltens entwickelt und implementiert (siehe Abschnitte 2.1.3.2 und 2.1.3.3). Die meisten Komponentenroutinen wurden in ihrer Funktion erweitert. Einige wichtige Komponentenroutinen wurden hinzugefügt. Unter ihnen eine Komponente zur Skalierung von Wärmeübergang und Druckverlust einer Regenerativkühlung, eine Komponente zur Darstellung des Einspritzkopfs, sowie spezielle Komponenten zur Modellierung der Transpirationskühlung. Letztere werden im Abschnitt 4.3 ausführlich behandelt.

Abbildung 2.1 verdeutlicht den Ablauf des Programms *LRP*. Die Blöcke „K1“ bis „Kn“ repräsentieren hier die verschiedenen Komponentenroutinen. Die Blöcke „S1“ bis „S3“ stellen drei der eingebundenen Stoffdatenroutinen dar. Der Aufbau eines Zyklus beinhaltet die Auswahl von mehreren variablen Parametern, welche ermöglichen, dass ebenso viele vorgegebene Bedingungen erfüllt werden. Beispielsweise werden Brennkammerdruck und Triebwerksschub vorgegeben und Pumpenaustrittsdruck und Gesamtmassenstrom entsprechend variiert, um die Vorgaben zu erreichen.

Diese Variation wird über ein gedämpftes NEWTON-Verfahren [21] gesteuert. Die gesamte Modellierung findet eindimensional statt. Das heißt die Strömungsquerschnitte ergeben sich aus den Dichten und Geschwindigkeiten

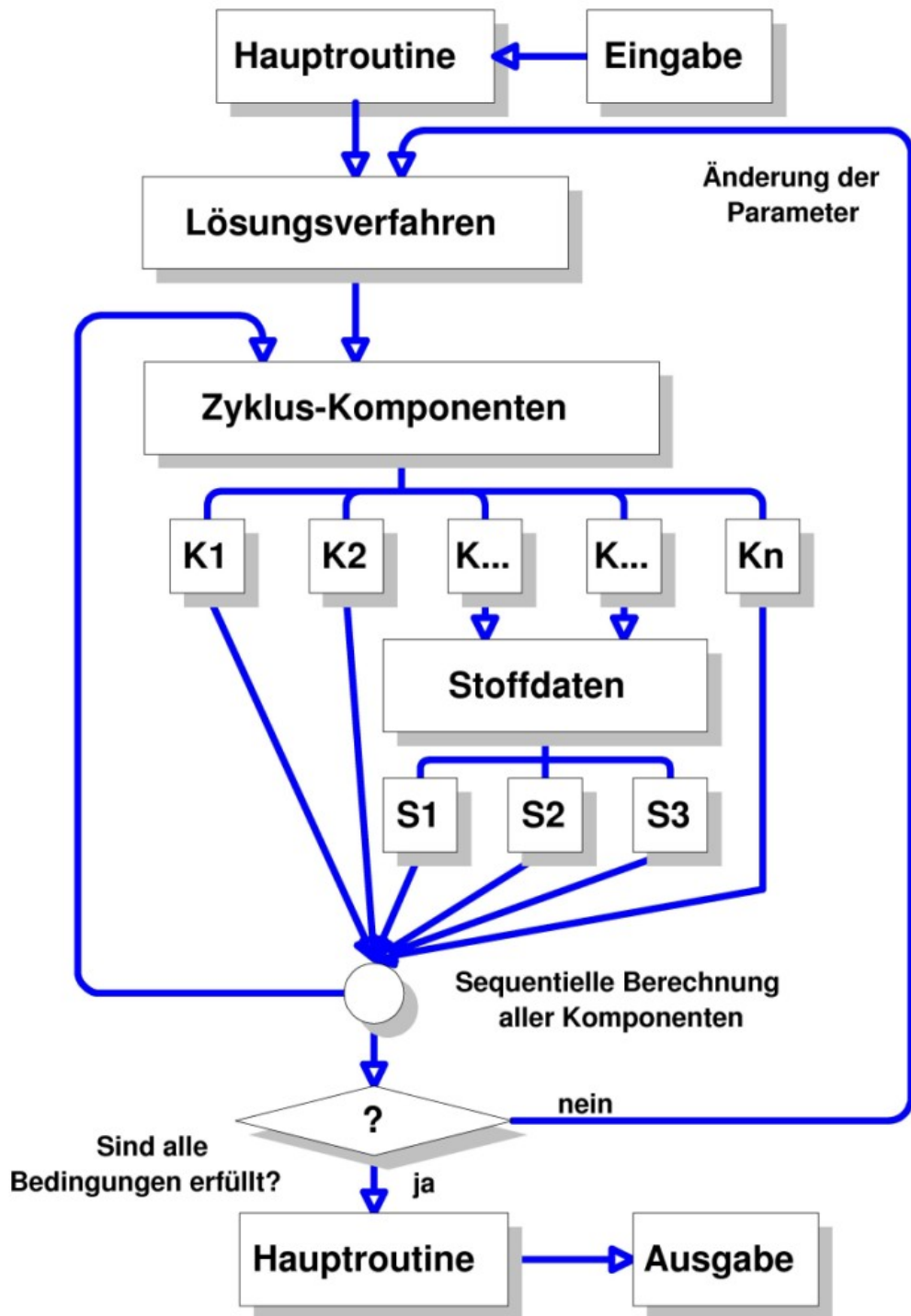


Abb. 2.1: Programmablauf LRP

der jeweiligen Zustandspunkte.

Der modulare Programmaufbau von *LRP* ermöglicht, wenn erforderlich, eine unkomplizierte und schnelle Anpassung der verwendeten Berechnungsverfahren

an sich ändernde Aufgabenstellungen der Triebwerksanalyse. Der Benutzer kann einzelne Unterprogramme, die nicht mehr benötigt werden, da andere Routinen ihre Funktion übernommen haben, leicht entfernen. Unterprogramme, die zusätzliche Funktionen übernehmen sollen, können flexibel erweitert und verbessert werden.

2.1.1 Erhaltungsgleichungen

Das Programm berücksichtigt von Komponente zu Komponente Massen-, Impuls- und Energieerhaltung. Zwischen den einzelnen Komponenten werden die Erhaltungsgrößen übergeben, wobei der Ausgangszustand einer Komponente der Eingangszustand der darauf folgenden Komponente ist. Da *LRP* eindimensional und stationär rechnet, können vereinfachte Formen der Erhaltungsgleichungen verwendet werden. Die räumliche Betrachtung der Ortsabhängigkeit, sowie die zeitliche Abhängigkeit der Zustandsgrößen entfallen. Die folgenden Bedingungen werden innerhalb sämtlicher Komponenten berücksichtigt:

Kontinuität:

$$\dot{m} = \rho v A = \text{konst.} \quad (2.1)$$

Impulserhaltung:

$$p A + \rho v^2 A = \text{konst.} \quad (2.2)$$

Energieerhaltung:

$$\sum_i \dot{m}_i \left(h_i + \frac{v_i^2}{2} \right) = \text{konst.} \quad (2.3)$$

2.1.2 Stoffdatenberechnung

Zur Berechnung der Zustandsänderungen innerhalb der durchlaufenen Komponenten greift das Programm *LRP* auf verschiedene Stoffdatenroutinen zu. Eingebunden sind unter anderem, die beim DLR entwickelten Routinen *FLUIDP* und *H2O2N2* zur Berechnung der Zustandspunkte und Zustandsänderungen

von Wasserstoff und Sauerstoff, sowie deren Reaktionsprodukten [76]. Das Programm *H2O2N2* arbeitet dabei ähnlich dem ebenfalls integrierten Code *CEA* [25] (Chemical Equilibrium with Applications). Die potenziellen Reaktionsprodukte werden anhand der vorkommenden Elemente der Reaktanden festgelegt. Nachdem diese Auswahl getroffen wurde, wird der Zustand minimaler freier Reaktionsenthalpie (GIBBS' freie Energie) bestimmt. Die GIBBS-Funktion ist wie folgt definiert [3]:

$$g = h - T s \quad (2.4)$$

Das Minimum der GIBBS-Funktion bestimmt den thermodynamischen Gleichgewichtszustand [3].

Ergebnis der Rechnung ist die Zusammensetzung der Reaktionsprodukte. Die thermodynamischen Größen dieses Stoffgemischs lassen sich aus denen seiner einzelnen Bestandteile berechnen. Die Wärmekapazität (c_p), Enthalpie (h) und Entropie (s) hängen über die GIBBS-Funktion wie folgt zusammen:

$$s = -\frac{\partial g}{\partial T} \quad (2.5)$$

$$h = g - T \frac{\partial g}{\partial T} \quad (2.6)$$

$$c_p = -T \frac{\partial^2 g}{\partial T^2} = \frac{\partial h}{\partial T} \quad (2.7)$$

Diese Größen werden im Programmcode jeweils über ein Polynom vierten Grades, beziehungsweise dessen Integration bestimmt [24]. Die Koeffizienten a_i sind dabei der Stoffdatenbank entnommen.

$$c_p = R(a_1 + a_2T + a_3T^2 + a_4T^3 + a_5T^4) \quad (2.8)$$

$$h = R\left(a_1T + \frac{a_2}{2}T^2 + \frac{a_3}{3}T^3 + \frac{a_4}{4}T^4 + \frac{a_5}{5}T^5 + a_6\right) \quad (2.9)$$

$$s = R\left(a_1 \ln T + a_2T + \frac{a_3}{2}T^2 + \frac{a_4}{3}T^3 + \frac{a_5}{4}T^4 + a_7\right) \quad (2.10)$$

$$g = R\left(a_1(T - \ln T) - \frac{a_2}{2}T^2 - \frac{a_3}{6}T^3 - \frac{a_4}{12}T^4 - \frac{a_5}{20}T^5 + a_6 - a_7T\right) \quad (2.11)$$

2.1.2.1 Eingefrorenes und Gleitendes Gleichgewicht

Alle in das Programm *LRP* eingebundenen Stoffdatenroutinen berechnen die thermodynamischen Zustandspunkte für im chemischen Gleichgewicht befindliche Reaktionsprodukte. Es werden innerhalb der Komponentenrechnung immer einzelne Zustandspunkt berechnet. Eine Vorgabe der Zusammensetzung der Reaktionsprodukte, welche zur Bestimmung der Stoffdaten mit eingefrorenem Gleichgewicht notwendig ist, ist derzeit nicht vorgesehen.

2.1.3 Lösungsverfahren

Jede vom Zyklus einzuhaltende Bedingung (wie z.B. die Vorgabe des Brennkammerdrucks, oder das Einhalten eines Leistungsgleichgewichts zwischen Pumpe und Turbine) wird als eine Zeile eines nichtlinearen Gleichungssystems aufgefasst:

$$f_i(x_1, x_2, \dots, x_n) - y_i = 0 \quad i = 1, 2, \dots, n \quad (2.12)$$

Wobei hier f_i jeweils eine Vergleichsgröße mit einem Sollwert y_i ist. Die variablen Parameter sind mit x_i bezeichnet. Das Lösungsverfahren liefert für eine konvergierte Triebwerksrechnung die Werte der Stellgrößen, welche sämtliche vorgegebenen Gleichungen erfüllen. Dabei kann vom Benutzer für jede Gleichung eine einzuhaltende relative Genauigkeit (In Form der Schranke ε_2 aus Gleichung 2.19) vorgegeben werden.

Das gesamte Gleichungssystem wird unter Variation aller angegebenen Parameter mit dem NEWTON-Verfahren gelöst. Da mitunter mehr als nur eine Lösung für ein derartiges Gleichungssystem existiert, muss die Auswahl der Startwerte mit gebotener Sorgfalt erfolgen. Einige diesem Lösungsverfahren inhärenten Schwierigkeiten mussten überwunden werden und werden in den folgenden Abschnitten 2.1.3.2 und 2.1.3.3 diskutiert. Die Vorgehensweise des gewählten Lösungsverfahrens ist im Folgenden beschrieben.

2.1.3.1 Newton-Verfahren

Das zugrunde liegende numerische Verfahren ist ein mehrdimensionales NEWTON-Verfahren, bei dem partielle Ableitungen der Funktionen f_i aus Gleichung 2.12 in Form einer numerisch geschätzten JACOBI-Matrix zur Findung der Nullstellen des Gleichungssystems dienen. Das NEWTON-Verfahren konvergiert nicht immer und ist im Fall einer lokalen Ableitung von 0 nicht anwendbar (Bedingung: $f'(x_i) \neq 0$). Es konvergiert im Vergleich mit den üblichen numerischen Nullstellenverfahren am schnellsten [83].

Das NEWTON-Verfahren verwendet die folgende Iterationsvorschrift:

$$x_{neu} = x - \frac{f(x)}{f'(x)} \quad (2.13)$$

Hinreichende Bedingung für die Konvergenz des NEWTON-Verfahrens ist [8, 83]:

$$\left| \frac{f(x) f''(x)}{(f'(x))^2} \right| < 1 \quad (2.14)$$

Im mehrdimensionalen Fall wird anstelle von $f'(x)$ die JACOBI-Matrix verwendet:

$$F'(X) = \nabla f = \begin{pmatrix} \frac{\partial f_1}{\partial x_1} & \frac{\partial f_1}{\partial x_2} & \cdots & \frac{\partial f_1}{\partial x_n} \\ \frac{\partial f_2}{\partial x_1} & \frac{\partial f_2}{\partial x_2} & \cdots & \frac{\partial f_2}{\partial x_n} \\ \vdots & \vdots & \ddots & \vdots \\ \frac{\partial f_n}{\partial x_1} & \frac{\partial f_n}{\partial x_2} & \cdots & \frac{\partial f_n}{\partial x_n} \end{pmatrix} \quad (2.15)$$

Die Iterationsvorschrift des mehrdimensionalen NEWTON-Verfahrens wird damit [40]:

$$X_{neu} = X - F'(X)^{-1} F(X) \quad (2.16)$$

Jede Stellgröße x_i wird von dem Lösungsverfahren für einen einzelnen Iterationsschritt innerhalb einer individuell vom Benutzer vorgegebenen maximalen Schrittweite variiert. Größen, die einen sehr starken Einfluss auf nachfolgend berechnete Komponenten haben, wie zum Beispiel Austrittsdrücke von Turbomaschinen, können somit gezielt in Schritten variiert werden, die deutlich niedriger als der zu diesen Größen gehörige zulässige Wertebereich sind. Zur Gewichtung der unterschiedlichen physikalischen Größen, die von f_i dargestellt werden, werden diese mit vom Benutzer anzugebenden zugehörigen Werten (z_{norm}) normiert. Sie sollten unterhalb der für die jeweiligen Größen typischen Größenordnung liegen. Diese Normierung beeinflusst das, über die Funktionswerte gesteuerte, Abbruchkriterium.

Das Lösungsverfahren verwendet folgende Abbruchkriterien:

- Die maximal erlaubte Anzahl von Iterationen ist erreicht:

$$it \geq it_{max} \quad (2.17)$$

- Die Änderung der Stellgrößen ist kleiner als eine vorgegebene Schranke (ε_1):

$$\sqrt{\frac{\sum_{i=1}^n (x_{neu(i)} - x_i)^2}{\sum_{i=1}^n (x_i)^2}} < \varepsilon_1 \quad (2.18)$$

Mit der Erfüllung des folgenden Konvergenzkriteriums (Gleichung 2.19) vor Erfüllung einer der beiden Abbruchkriterien, wird die Rechnung erfolgreich abgeschlossen:

- Die normierten Differenzen von Vorgabewerten und Funktionswerten sind kleiner als eine vorgegebene Schranke (ε_2):

$$\sqrt{\sum_{i=1}^n \left[\frac{f_i(x_1, x_2, \dots, x_n) - y_i}{z_{norm(i)}} \right]^2} < \varepsilon_2 \quad (2.19)$$

2.1.3.2 Physikalische Grenzen

Das Lösungsverfahren arbeitet rein numerisch, daher werden für die Werte der Stellgrößen, unabhängig von deren physikalischer Bedeutung, beliebige rationale Zahlen in Betracht gezogen. Bestimmte Zahlenwerte (je nach Komponente und Eingangsgröße, insbesondere Zahlen kleiner oder gleich Null) stellen keine physikalisch sinnvolle Lösung dar, bzw. können in ungünstigen Fällen zu Fehlern oder Abstürzen innerhalb der Komponentenroutinen führen. Um zu vermeiden, dass das Lösungsverfahren in diesen Bereich gerät, sind maximale Schrittweiten für die Änderungen der Werte der Stellgrößen vorgesehen. Das erlaubt es dem Benutzer die Schrittweiten der jeweils kritischen Größen zu reduzieren. Dies führt jedoch häufig zu einer drastischen Erhöhung der Rechenzeit. Es ist daher eine weitere Anpassung des Lösungsverfahrens für *LRP* vorgenommen worden.

Um zu verhindern, dass das Programm innerhalb der Komponentenroutinen abstürzt, ließe sich bei Überschreiten eines physikalisch sinnvollen Grenzwerts ein konstanter Extremwert als Ergebnis definieren. Allerdings kann das numerische Lösungsverfahren, wenn es in diesen Bereich gerät, aufgrund des zu null werdenden partiellen Differentials keine Lösung finden.

Um dieses Problem zu umgehen wird in den kritischen Komponentenroutinen die vom Lösungsverfahren produzierte Eingangsgröße auf den Definitionsbereich der entsprechenden physikalischen Größe abgebildet. Dazu werden alle Werte, die innerhalb eines hinreichend klein gewählten Randbereichs liegen oder den Definitionsbereich verlassen, auf diesen Randbereich abgebildet. Werte, die innerhalb des Definitionsbereichs liegen, aber nicht in besagtem Randbereich, werden auf sich selbst abgebildet. Abbildung 2.2 verdeutlicht die Funktionsweise der Wertekorrektur. Die Routine verwendet die Funktion Tangens hyperbolicus.

Für den Definitionsbereich gilt:

$$x_0 \leq x \leq x_1 \quad (2.20)$$

Für den Randbereich gilt:

$$\delta = 10^{-5} (x_1 - x_0) \quad (2.21)$$

Die Abbildungsfunktion lautet:

$$f(x) = \begin{cases} x_0 + \delta + \delta \tanh\left(\frac{x-(x_0+\delta)}{x_1-x_0}\right) & \text{für } x \leq x_0 + \delta \\ x & \text{für } x_0 + \delta < x < x_1 - \delta \\ x_1 - \delta + \delta \tanh\left(\frac{x-(x_1-\delta)}{x_1-x_0}\right) & \text{für } x \geq x_1 - \delta \end{cases} \quad (2.22)$$

Wie man auf der Abbildung 2.2 erkennen kann, sind die Werte unkritisch, die innerhalb gewisser Grenzen liegen, da sie auf sich selbst abgebildet werden (in der Grafik als eine Gerade dargestellt). Dies ist der Bereich, in dem das Programm die von dem Lösungsverfahren bestimmten Werte unverändert als Eingangsgröße für die Komponentenroutine verwendet. Sobald die Ausgabe des Lösungsverfahrens sich bis auf eine Toleranz (δ) an den zulässigen Grenzwert der Eingangsgröße der Komponentenroutine annähert, bzw. diesen überschreitet, wird der Wert modifiziert, wobei er sich im Unendlichen asymptotisch an den entsprechenden Grenzwert annähert.

2.1.3.3 Sequentielle Berechnung

Die Abbildung 2.3 zeigt einen Ausschnitt aus einem Triebwerk, bei dem ein Teilmassenstrom zurückgeführt wird. Die Komponenten werden in aufsteigender Reihenfolge, entsprechend der Nummerierung, vom Programm berechnet.

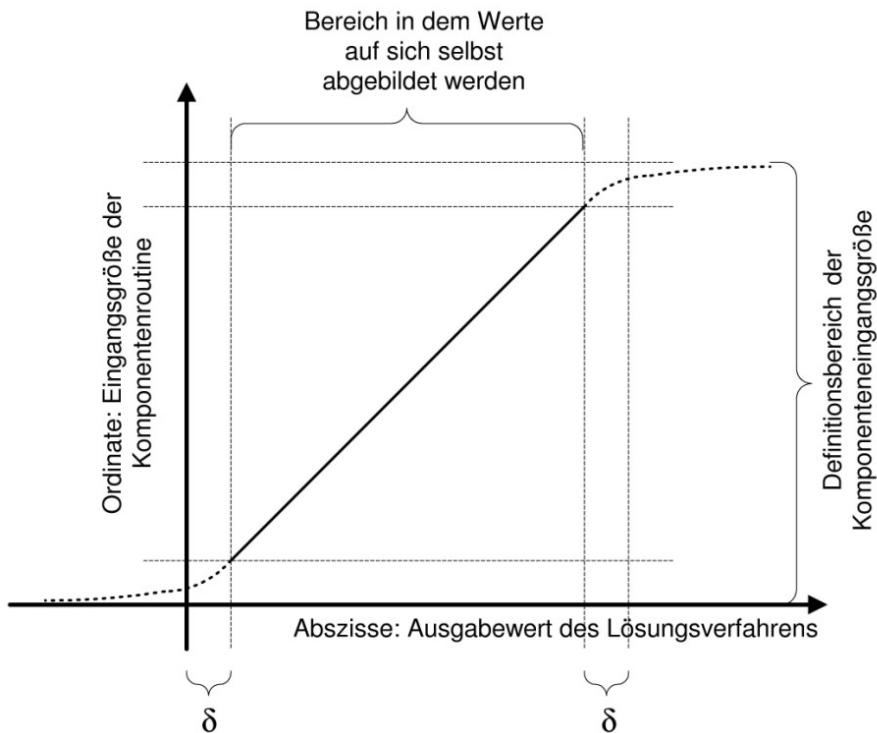


Abb. 2.2: Abbildungsfunktion der Ausgabewerte des Lösungsverfahrens auf die physikalischen Eingangsgrößen der Komponentenroutinen

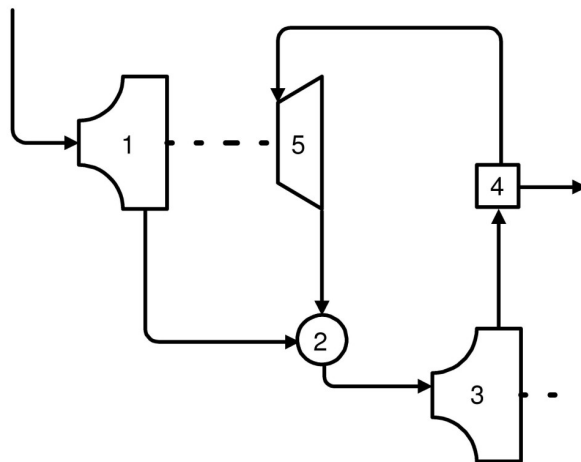


Abb. 2.3: Beispiel einer Berechnungsreihenfolge von Triebwerkskomponenten

Ein Leistungsgleichgewicht zwischen Turbine (5) und Boostpumpe (1) kann über eine Variation, des der Turbine am Abzweig (4) zugeführten Massenstroms, eingestellt werden. Da bei der Berechnung des Abzweigs (4) die Pumpe (3) bereits durchlaufen wurde, wirkt sich eine Änderung des abgezweigten Massenstroms auf diese Pumpenrechnung erst im darauf folgenden Programm-

durchlauf aus. Die partielle Ableitung der vom geförderten Massenstrom abhängigen Pumpenleistung nach der variablen Abzweigungseinstellung wird auf Grund dieser Totzeit fälschlich als Null bestimmt und das Lösungsverfahren kann nicht konvergieren. Dieses Problem lässt sich durch wiederholte Rechnung vor Weitergabe der Ergebnisse an das Lösungsverfahren beseitigen. Das Programm wiederholt die Komponentenrechnung so lange, bis die Eingangsströme in der Zusammenstromkomponente (2) sich innerhalb einer gewissen Toleranz nicht mehr ändern. Für einen Zyklusaufbau ähnlich dem auf Abbildung 2.3 dargestellten, benötigt das Programm bei einer relativen Genauigkeit von 10^{-4} zwei weitere Durchläufe pro Hauptiterationsschritt.

2.1.4 Komponentenmodellierung

Die verschiedenen sequentiell vom Programm bearbeiteten Komponenten bestimmen die vom Strömungsmedium dort erfahrenen Zustandsänderungen. Die Anordnung der Komponenten hängt von dem gewählten Zyklus ab und bestimmt das Zusammenspiel der Komponenten, wie zum Beispiel die von einer Turbine über die Welle zur Pumpe übertragene Leistung.

2.1.4.1 Turbomaschinen

Da moderne Raketenantriebe mit hohen Brennkammerdrücken (5 MPa - 25 MPa) arbeiten, müssen Brennstoff und Oxidator auf ein entsprechend hohes Druckniveau gebracht werden. Eine Tankbedrückung in dieser Größenordnung scheidet aus strukturmechanischen Gründen aus, da die erforderliche Wandstärke der Tanks die Strukturmasse des Fahrzeugs in einer unakzeptablen Weise vergrößern würde [42]. Man verwendet daher bei Antrieben mit derartigen Brennkammerdrücken stets Turbopumpen zur Treibstoffförderung. Je nach Konfiguration sind außerdem Vorpumpen (Boostpumpen oder Inducer) notwendig, welche vor den eigentlichen Pumpen den Druck des geförderten Fluids auf einen gegenüber dem Tankdruck leicht angehobenen Zustand bringen, um Kavitation am Pumpeneintritt zu vermeiden. Je nach gewähltem Zyklus werden die Turbinen der Turbopumpen vom erhitzten Kühlfluid der Regenerativkühlung (Expander-Zyklus) oder von den Heißgasen einer Vor- (Hauptstrom-Zyklus) bzw. Nebenbrennkammer (Nebenstrom-Zyklus) durchströmt. In Turbinen von Boostpumpen wird mitunter auch das von der nachgeschalteten Hauptpumpe geförderte Fluid abgezweigt und verwendet. Turbinen und Pumpen können in einer Baugruppe

integriert, oder mittels Getrieben miteinander verbunden sein. Die meisten Triebwerke verfügen über getrennte Turbopumpenanordnungen für Brennstoff und Oxidator.

Das Programm *LRP-mass* [2] erlaubt eine weiterführende Analyse der Turbomaschinen anhand der mittels *LRP* bestimmten Leistungsdaten. Dieses Programm unterstützt eine vollständige geometrische Auslegung von Turbine, Welle und Pumpe und liefert eine analytische Massenschätzung. Es bedarf einer Vielzahl von Benutzereingaben und ist daher für breite Variationsrechnungen ungeeignet.

Turbine In der Turbine findet die Entspannung des Fluids statt. Die Enthalpieumsetzung bewirkt hierbei eine Leistungsabgabe an die Welle der Turbomaschine. Abbildung 2.4 verdeutlicht diese Zustandsänderung im h-s-Diagramm.

Es gilt:

$$h_2 = h_1 + \eta_s(h_{2s} - h_1) \quad (2.23)$$

Pumpe Die Pumpe führt die von der Turbine bereitgestellte Leistung dem Fluid zu, indem Enthalpie und Druck erhöht werden. Abbildung 2.5 stellt diesen Prozess im h-s-Diagramm dar.

Es gilt:

$$h_2 = h_1 + \frac{h_{2s} - h_1}{\eta_s} \quad (2.24)$$

Wichtiger Parameter für die Wahl der Pumpenbauweise ist die spezifische Drehzahl n_q . Abbildung 2.6 zeigt verschiedene Bauweisen von Kreiselpumpen. Die spezifische Drehzahl ist wie folgt definiert [7]:

$$n_q = N \frac{\dot{V}}{H^{0,75}} \quad (2.25)$$

Welle Die Welle überträgt die von der Turbine erbrachte Leistung auf die Pumpe. In *LRP* wird der Wellenwirkungsgrad mit η_s (Gleichung 2.26) berücksichtigt. Die Verlustleistung wird in Form von Wärme nach außen

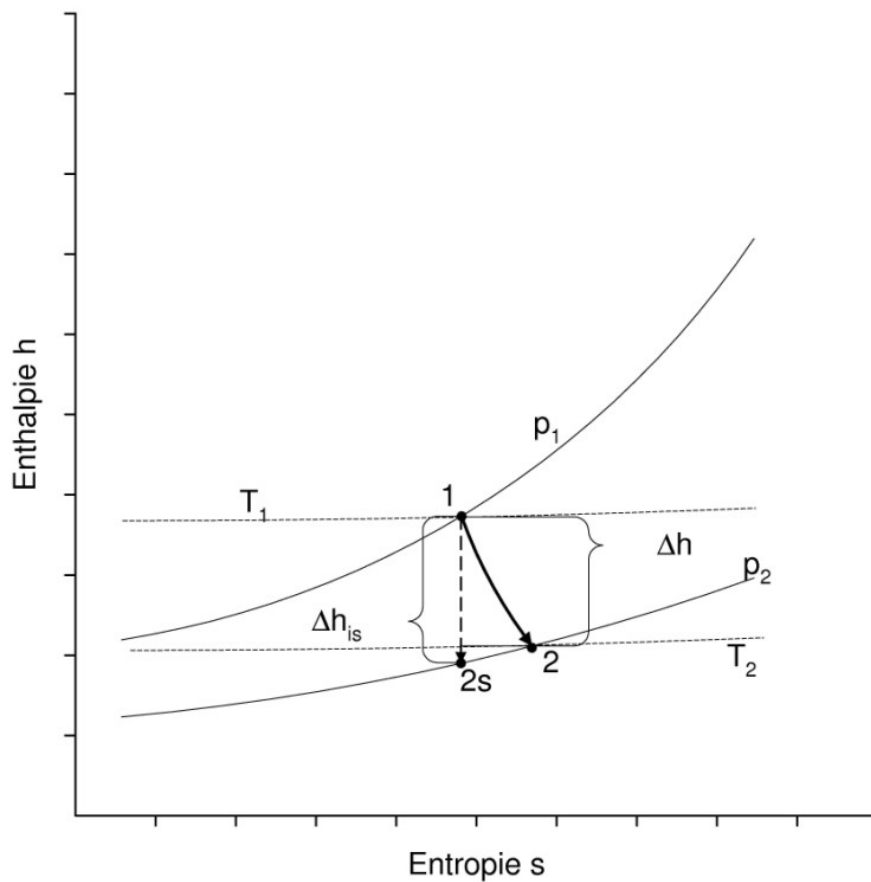


Abb. 2.4: *Polytrope Expansion*

abgestrahlt und verlässt das System. Reibungsverluste, die das geförderte Fluid aufheizen und nicht abgestrahlt werden, sind durch die Wirkungsgrade der Pumpen und Turbinen abgebildet. Das Programm schätzt die Drehzahl der Turbomaschine empirisch in Abhängigkeit vom geförderten Volumenstrom, den Stoffeigenschaften und dem Druckunterschied über der Pumpe ab [42].

$$P_P = \dot{m}_P |\Delta h_P| = \eta_S P_T = \eta_S \dot{m}_T |\Delta h_T| \quad (2.26)$$

2.1.4.2 Schubkammer

Für die Modellierung der Schubkammer in *LRP* werden normalerweise mehrere verschiedene Komponenten verwendet, welche sequentiell in der Reihenfolge, in der sie von den Fluiden durchströmt werden, berechnet werden. Im Folgenden wird zunächst die Vorgehensweise für die Berechnung von regenerativ gekühlten Schubkammern erläutert. Abbildung 2.7 zeigt den prinzipiellen Aufbau der

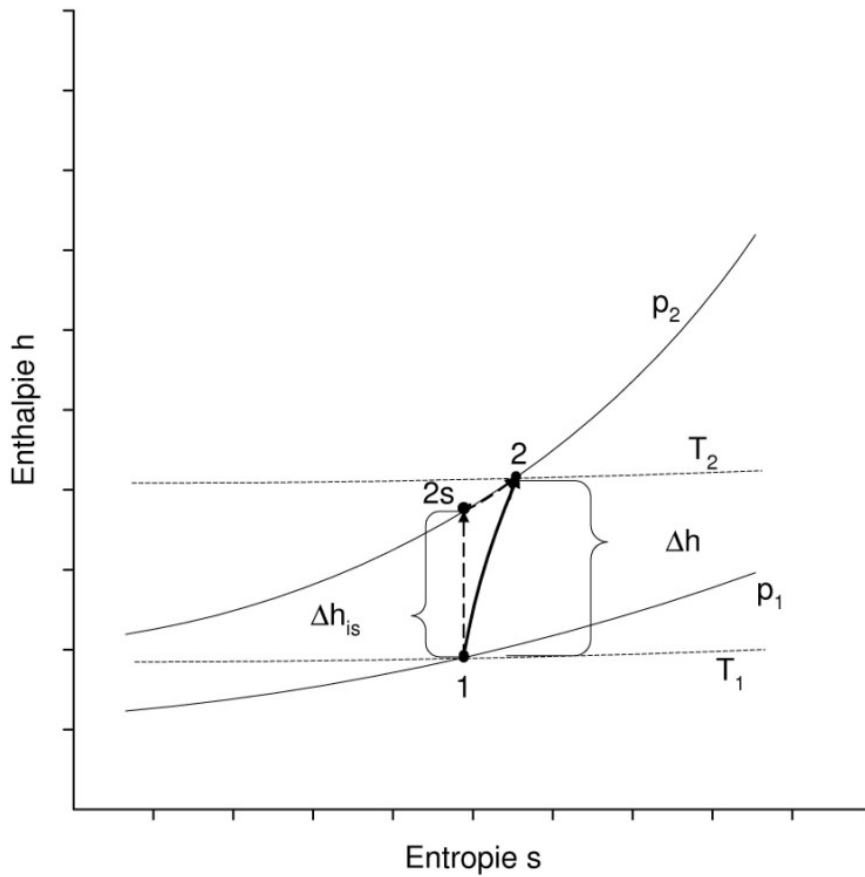


Abb. 2.5: Polytrope Kompression

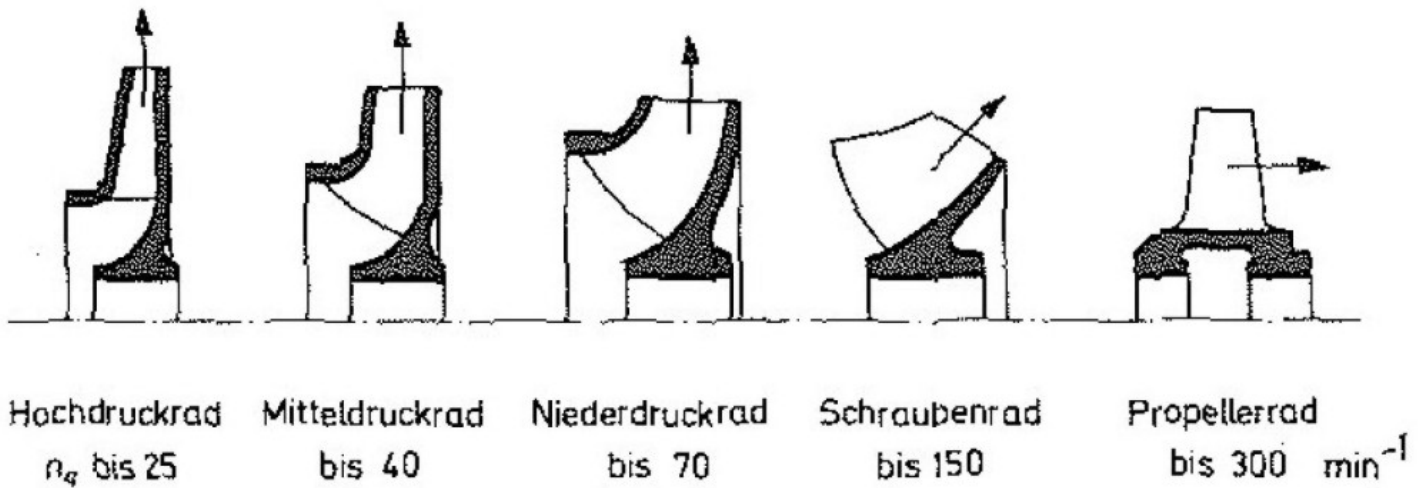


Abb. 2.6: Typische Laufradformen mit zugehörigen spezifischen Drehzahlen [7]

Schubkammermodellierung in *LRP*.

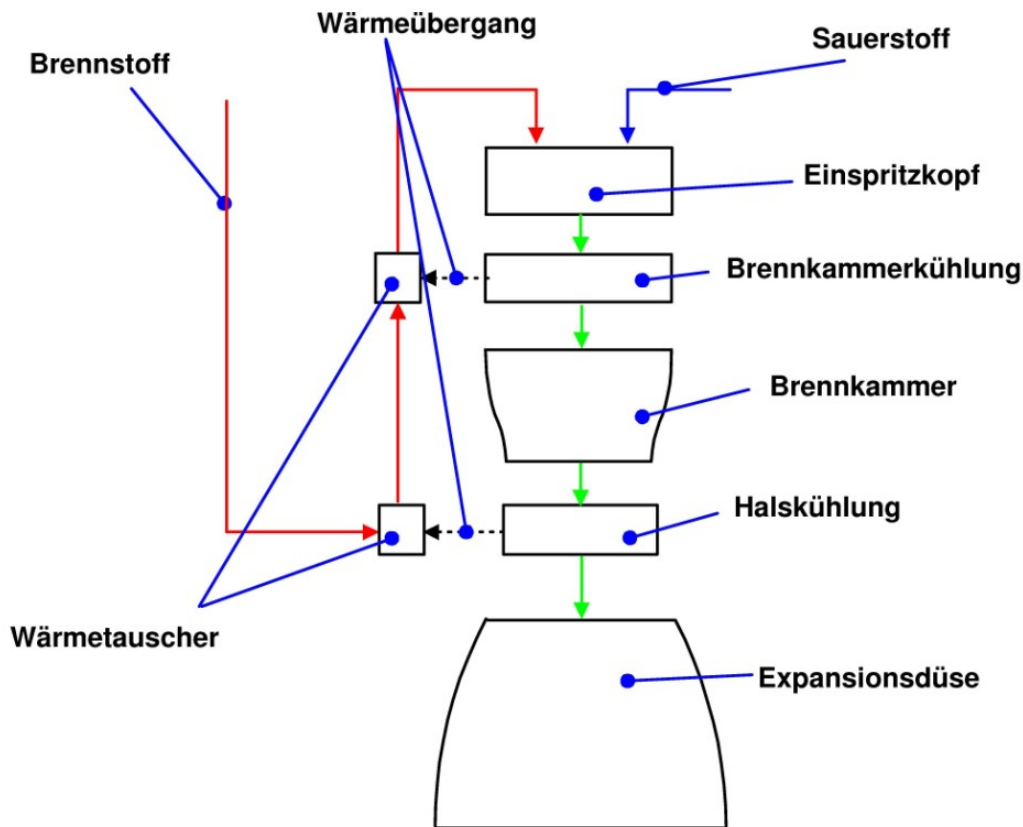


Abb. 2.7: Modellierung einer regenerativ gekühlten Schubkammer

Einspritzkopf Erste durchströmte Komponente ist der Injektor. Hier werden Brennstoff und Oxidator druckverlustbehaftet in die Brennkammer eingespritzt. Die Komponente berechnet ebenfalls die unmittelbar nach der Einspritzung erfolgende Verbrennung des Treibstoffs. Abbildung 2.8 zeigt einen Schnitt durch den Einspritzkopf des Vulcain 2 Triebwerks.

Beide Stoffströme werden in der Injektorkomponente isenthalp auf den gleichen Druck gedrosselt. Anschließend wird in der Brennkammer eine isobare Verbrennung gerechnet, wobei der hier angegebene Wirkungsgrad η_c^* eine Reduzierung der Temperatur gemäß Gleichung 2.28, abweichend von der bei idealer Verbrennung erzeugten Temperatur bedeutet. Es gilt [85]:

$$c^* = \frac{p_c A_t}{\dot{m}} = \frac{\sqrt{\kappa \mathcal{R} T_c}}{\kappa \sqrt{\left(\frac{2}{\kappa+1}\right)^{\frac{\kappa+1}{\kappa-1}}}} \sim \sqrt{T_c} \quad (2.27)$$

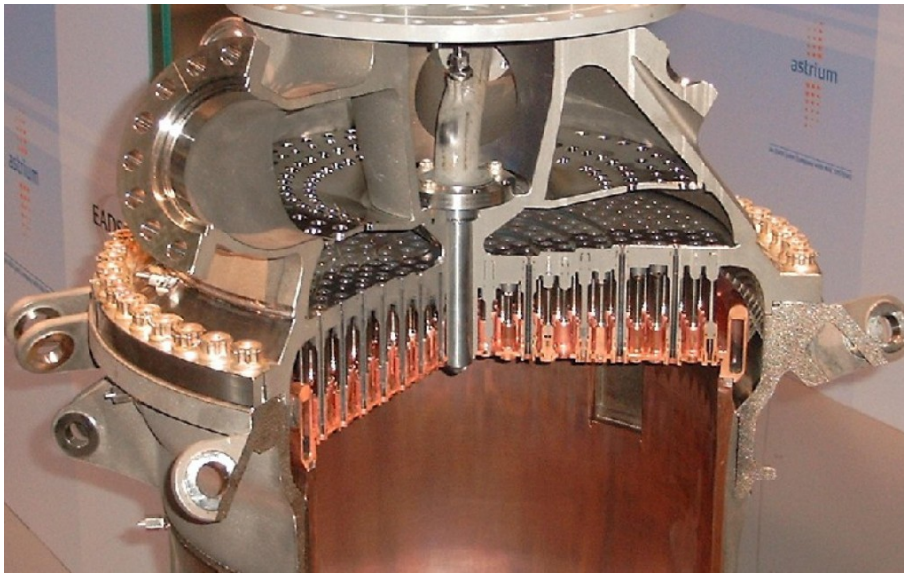


Abb. 2.8: Einspritzkopf, Vulcain 2

Mit dem Verbrennungswirkungsgrad ergibt sich für die erzeugte Temperatur:

$$T = T_{id} \eta_c^2 \quad (2.28)$$

Die sich aus der reduzierten Temperatur ergebende Enthalpiedifferenz wird als „versteckte Enthalpie“ weitergeführt. Sie steht bei einer eventuell später unter einem höheren Wirkungsgrad stattfindenden weiteren Verbrennung zur Verfügung. Da diese Enthalpie nicht reagierenden Brennstoff oder Oxidator darstellt, steht sie für andere Zustandsänderungen, wie z.B. eine Geschwindigkeitsumsetzung bei der Entspannung des Heißgases, nicht zur Verfügung. Abbildung 2.9 verdeutlicht die Zustandsänderung im Enthalpie-Entropie-Diagramm. Diese Enthalpie-Differenz zwischen idealer Zustandsänderung (0-1 in Abbildung 2.9) und realer Zustandsänderung (0-2 in Abbildung 2.9) ist also:

$$\Delta h = h(T_{id}) - h(T) \quad (2.29)$$

Brennkammerkühlung Die Schubkammerkühlung kann auf zwei verschiedene Weisen berechnet werden. Erstens über eine einfache Abschätzung,

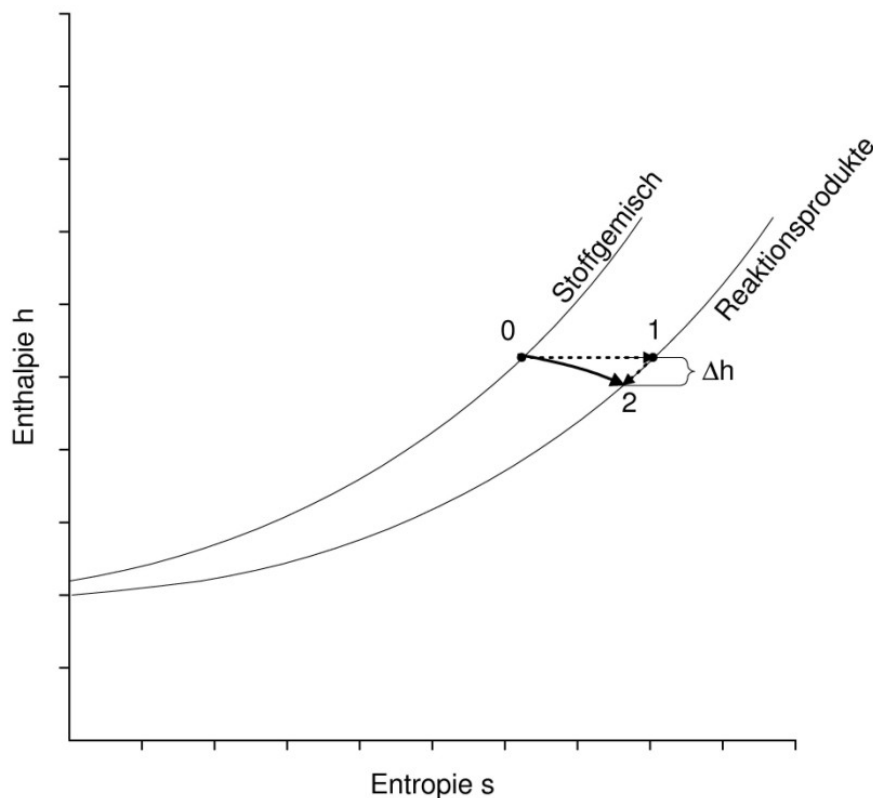


Abb. 2.9: Verbrennungsprozess im h - s -Diagramm

diskretisiert auf zwei Punkte innerhalb der Schubkammer: Brennkammer und Düsenhals. Die zweite Methode ist deutlich komplizierter und bedarf einer axialen Unterteilung der Schubkammer in eine Vielzahl von Segmenten. Im Folgenden werden beide Methoden beschrieben.

Die erste Methode sieht vor, dass dem Totalzustand Enthalpie entzogen wird und ein entsprechender Wärmestrom auf das Kühlfluid übertragen wird. Das aus Brennkammer und Kühlung bestehende System wird dabei als ein abgeschlossenes adiabates System betrachtet. Das heißt der der Brennkammerströmung entzogene Wärmestrom entspricht dem in das Kühlfluid eingebrachten Wärmestrom:

$$\dot{m}_k \Delta h_k = \dot{Q} = -\dot{m}_g \Delta h_g \quad (2.30)$$

Die Komponente ermöglicht eine Abschätzung des Wärmeübergangs. Die Abschätzung erfolgt anhand von einem gegebenen Auslegungszustand (\dot{Q}_0, p_{c0}) . Der Wärmestrom wird nach Gleichung 2.31 bestimmt [82] :

$$\dot{Q} = \dot{Q}_0 \left(\frac{p_c}{p_{c0}} \right)^{0,8} \quad (2.31)$$

Zur genaueren Betrachtung der regenerativen Kühlung von Raketenbrennkammern wurde ein weiteres Programmmodul in *LRP* eingebunden [34, 39]. Dieses Verfahren kann alternativ zu der zuvor beschriebenen Skalierungsmethode verwendet werden. Die Berechnung findet für verschiedene Schubkammerquerschnitte entlang der Düsenachse statt. Der Gesamtwärmestrom ergibt sich als Integration des ortsabhängigen Wärmestroms nach Gleichung 2.32. Die Rechenzeiten dieses Verfahrens sind um ein Vielfaches größer, als die der Skalierungsmethode. Für parametrische Zyklusvariationen wird daher stets die zuvor beschriebene Methode verwendet:

$$\dot{Q} = \pi \int_0^{x_e} d(x) \dot{q}(x) dx \quad (2.32)$$

Bei der regenerativen Kühlung wird ein Kühlmittelstrom durch Kanäle in der Wand der Schubkammer geleitet. Dieser Kühlmittelstrom hält die Wand der Schubkammer unterhalb ihrer zulässigen Höchsttemperatur. Nach Verlassen des Kühlkreislaufs wird das Fluid entweder in die Vor- oder die Hauptbrennkammer eingespeist oder, beispielsweise im Fall eines Expanderzyklus-Triebwerks, zum Antrieb der Turbine genutzt.

Wichtig für die Zyklusrechnung eines regenerativ gekühlten Triebwerks sind zum einen der Wärmeübergang zwischen der heißen Strömung der Reaktionsgase, der Brennkammerwand und dem Kühlfluid, sowie zum anderen der in den Kühlkanälen auftretende Druckverlust.

Der Wärmestrom hängt von den Temperaturen, den Wärmeübergangskoeffizienten von Heißgas (α_g) und Kühlmittel (α_k), der

Wärmeleitung der Wand (λ_w), sowie der Wandstärke (s) ab [43]:

$$\dot{q} = \frac{T_{aw} - T_k}{\frac{1}{\alpha_g} + \frac{s}{\lambda_w} + \frac{1}{\alpha_k}} \quad (2.33)$$

Die adiabate Wandtemperatur läßt sich über den Recovery-Faktor aus der Totaltemperatur der Brennkammer bestimmen [43]:

$$T_{aw} = T_{c-tot} r \quad (2.34)$$

Der Recovery-Faktor kann über die PRANDTL-Zahl der Strömung abgeschätzt werden [20]:

$$r = \sqrt{Pr} \quad (2.35)$$

Der heißgasseitige Wärmeübergangskoeffizient lässt sich mittels der von BARTZ [5] entwickelten Gleichung abschätzen:

$$\alpha_g = \frac{0,026}{d_t^{0,2}} \left(\frac{\mu^{0,2} c_p}{Pr^{0,6}} \right) \left(\frac{p_c}{c^*} \right)^{0,8} \left(\frac{d_t}{r} \right)^{0,1} \left(\frac{A_t}{A} \right)^{0,9} \sigma(x) \quad (2.36)$$

mit

$$\sigma(x) = \left(\frac{T_{wg}}{2T_c} \left(1 + \frac{\kappa - 1}{2} Ma^2 \right) + \frac{1}{2} \right)^{-0,68} \left(1 + \frac{\kappa - 1}{2} Ma^2 \right)^{-0,12} \quad (2.37)$$

Dabei ist r der Krümmungsradius der Brennkammerkontur im Hals.

Der kühlmittelseitige Wärmeübergang wird von verschiedenen Parametern bestimmt. Insbesondere ist die Abhängigkeit von dem hydraulischen Durchmesser bzw. der Querschnittsfläche von Bedeutung, da sie die Auslegung der

Kühlkanalgröße betrifft. Der kühlmittelseitige Wärmeübergang kann wie folgt berechnet werden [43]:

$$\alpha_k = \frac{0,029 \mu_k^{0,2} c_{p_k}}{Pr_k^{0,66} d_k^{0,2}} \left(\frac{\dot{m}_k}{A_k} \right)^{0,8} \left(\frac{T_k}{T_{wk}} \right)^{0,55} \quad (2.38)$$

Der Druckverlust in den Kühlkanälen ist zunächst umgekehrt proportional zum hydraulischen Durchmesser, sowie proportional zum Quadrat der Strömungsgeschwindigkeit. Der Druckverlustkoeffizient (λ) hängt dabei von der Reynoldszahl der Strömung und der Oberflächenrauigkeit des Kühlkanals ab [6]:

$$\Delta p = \lambda \frac{l}{d_k} \rho_k \frac{v_k^2}{2} \quad (2.39)$$

Die Abhängigkeit von der Strömungsgeschwindigkeit, welche wiederum umgekehrt proportional zur Querschnittsfläche des durchströmten Rohrs ist, führt dazu, dass der hydraulische Durchmesser mit der negativen fünften Potenz in den Druckverlust eingeht. Der durch die Bedingungen des Wärmeübergangs festgelegte hydraulische Durchmesser der Kühlkanäle ist daher von kritischer Bedeutung für den in den Kühlkanälen auftretenden Druckverlust.

Brennkammer Diese Komponente berechnet die Zustandsänderungen innerhalb des zylindrischen und des konvergenten Teils der Schubkammer. Eingangsgröße ist der von der Einspritzkopfkomponente gelieferte Totalzustand. Dabei werden anhand von Vorgaben vier Zustandspunkte bestimmt. Abbildung 2.10 stellt die Position der durchlaufenen Punkte innerhalb der Brennkammer dar. Eingangszustand (0) ist der Totalzustand des Treibstoffs bei Eintritt in die Brennkammer. Der Brennkammerzustand (1) ist der Zustandspunkt nach der gegebenenfalls wirkungsgradbehafteten Verbrennung. Das Ende des zylindrischen Brennkammerteils (2) repräsentiert den Strömungszustand vor der Beschleunigung durch den konvergenten Teil der Düse. Der Halszustand (3) ist schließlich der Strömungszustand im engsten Querschnitt der Düse.

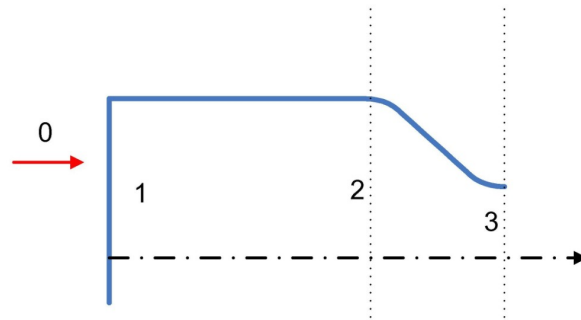


Abb. 2.10: Durchlaufene Zustandspunkte in der Brennkammerkomponente (0: Totalzustand; 1: Brennkammer; 2: Beginn des konvergenten Teils; 3: engster Querschnitt)

Abbildung 2.11 stellt die Zustandsänderungen im Enthalpie-Entropie-Diagramm dar. Zu beachten ist, dass die Isobare für p_0 eine Funktion der Stoffdaten der Reaktionsedukte ist, während die Isobare für p_1 eine Funktion der Stoffdaten der Reaktionsprodukte ist. Der Verbrennungsprozess (0-1) verläuft isobar. Es werden bei der Berechnung dieser Komponente von dem Lösungsverfahren von *LRP* die folgenden Bedingungen eingestellt:

Im Düsenhals wird die Schallgeschwindigkeit erreicht:

$$v_3 = \sqrt{\kappa_3 \mathfrak{R}_3 T_3} \quad (2.40)$$

Die Verengung des Brennkammerquerschnitts zum Hals entspricht einem vorgegeben Kontraktionsverhältnis:

$$\frac{v_3 \rho_3}{v_2 \rho_2} = \epsilon_c \quad (2.41)$$

Aufgrund der Impulserhaltung gilt ($A_1 = A_2$; $v_1 \approx 0$):

$$p_2 + \rho_2 v_2^2 = p_1 \quad (2.42)$$

Falls das Kontraktionsverhältnis nicht vom Benutzer vorgegeben wird, kann in Anlehnung an existierende Triebwerke ein sinnvolles Kontraktionsverhältnis nach folgender Gleichung gewählt werden [42, 43]:

$$\epsilon_c \approx 1,25 + 0,5 \left(\frac{d_t}{[m]} \right)^{-0,6} \quad (2.43)$$

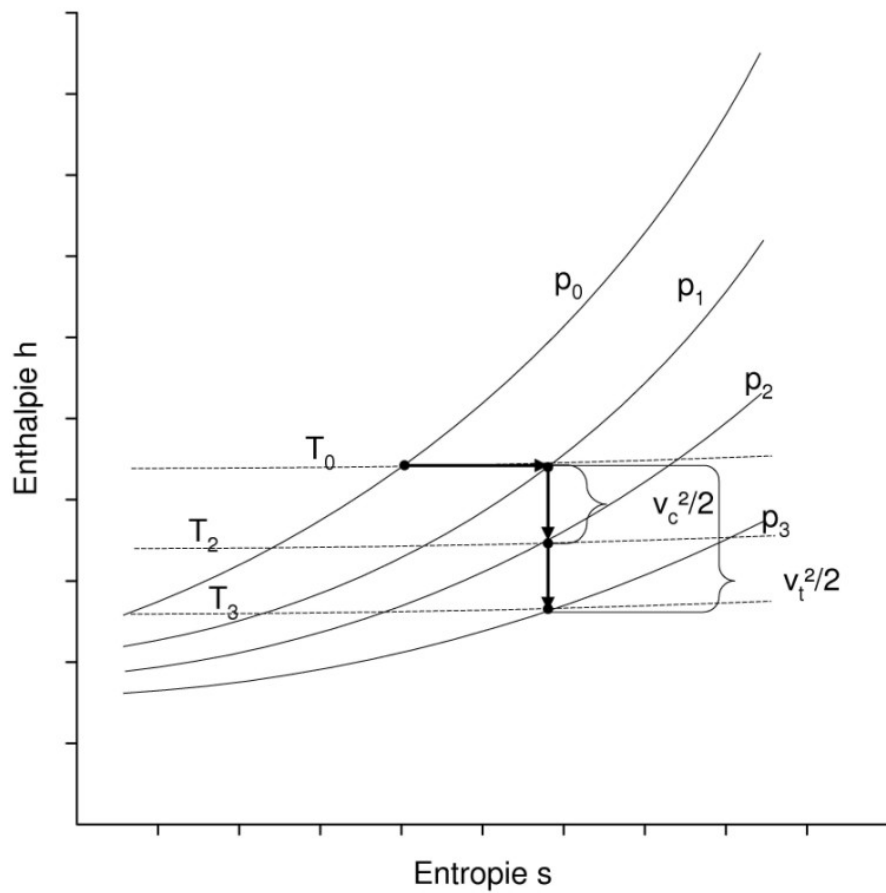


Abb. 2.11: Zustandsänderungen innerhalb der Brennkammerkomponente (0: Totalzustand; 1: Brennkammer; 2: Beginn des konvergenten Teils; 3: engster Querschnitt)

Düsenhalskühlung Wie bereits im Abschnitt der Brennkammerkühlungskomponente beschrieben, wird die Komponente der

Düsenhalskühlung im Fall der auf zwei Punkte diskretisierten Schubkammerkühlungsmodellierung verwendet.

Expansionsdüse In dieser Komponente wird die Entspannung des Heißgases berechnet. Dabei wird ein isentroper Wirkungsgrad vorgegeben, unter dem eine Zustandsänderung zu einem ebenfalls vorgegebenen Druck stattfindet, analog zur Turbinenmodellierung (siehe Abbildung 2.4 auf Seite 21). Zustandspunkt 1 entspricht dem Halszustand, während Zustandspunkt 2 den Düsenaustrittszustand darstellt. Der Austrittsdruck ist eine Stellgröße, welche vom Lösungsverfahren von *LRP* variiert wird. Auf diese Weise wird der zu dem vom Benutzer vorgegebenen Expansionsverhältnis zugehörige Austrittsdruck iterativ bestimmt.

Isentroper Wirkungsgrad:

$$\eta_s = \frac{h_2 - h_1}{h_{2s} - h_1} \quad (2.44)$$

Im Programm wird diese Komponente nicht nur für die eigentliche Düse des Triebwerks, sondern auch für die Nebenstromdüsen (falls im Zyklus vorhanden) verwendet. Abbildung 2.12 zeigt eine Solche in ihrer Anbringung, seitlich an der Hauptdüse des nach dem Nebenstromprinzip arbeitenden Vulcain-Triebwerks.

Düsenkühlung Es kann eine weitere Komponente, ähnlich den bereits beschriebenen Brennkammer- und Halskühlungskomponenten verwendet werden, welche die Kühlung der Düse und deren Wärmeabgabe an das Kühlmittel im Fall der regenerativen Kühlung darstellt. Alternativ dazu kann der Strömung eine festzulegende Wärmemenge entzogen werden, die nicht an andere Teilströme der Triebwerksrechnung übertragen wird, um auf diese Weise eine Strahlungskühlung zu simulieren.

2.1.4.3 Gasgenerator / Vorbrennkammer

Die Vorbrennkammer wird prinzipiell in *LRP* gleich behandelt wie die auf Seite 23 beschriebene Einspritzkopf-Komponente. Die auch hier verwendete Methode

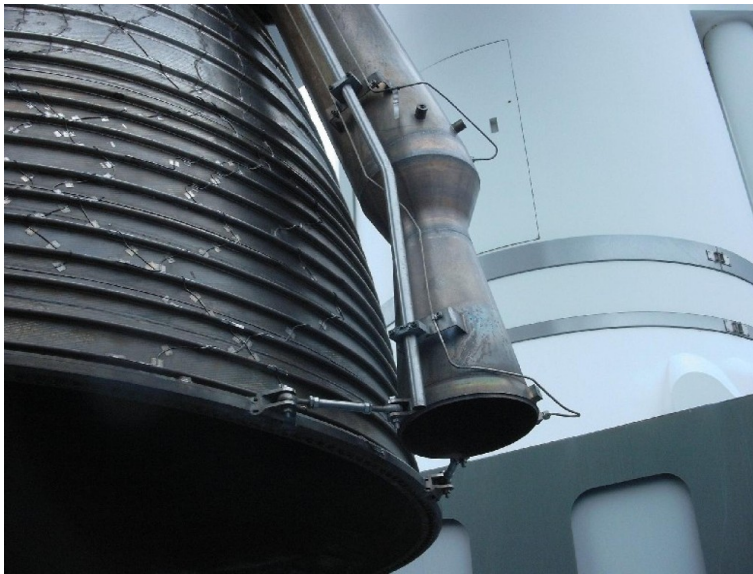


Abb. 2.12: Nebenstromdüse des Vulcain-Triebwerks

der „versteckten Enthalpie“ ermöglicht, im Fall einer gestuften Verbrennung, den noch nicht reagierten Brennstoff oder Oxidator in der Hauptbrennkammer zu nutzen.

2.1.5 Massenmodelle für Triebwerkskomponenten in *LRP*

Innerhalb des Programms *LRP* werden verschiedene Komponenten grob hinsichtlich ihrer Massen abgeschätzt. Dabei werden verschiedene Ansätze gewählt, um die Triebwerkskomponenten unterschiedlicher Natur empirisch oder analytisch zu betrachten. Verschiedene Komponenten und Teilkomponenten werden mittels vereinfachten Modellen geometrisch ausgelegt. Aufgrund der ermittelten Volumina und der Dichten der gewählten Werkstoffe wird die jeweilige Teilmasse bestimmt. Andere Komponenten werden anhand von bekannten Ausführungen in ihrer Masse vergleichend abgeschätzt.

2.1.5.1 Turbomaschinenmasse

Eine detaillierte Auslegung der Turbomaschinen kann über das DLR Programm *LRP-mass* [2] als eine Nachbereitung der Ergebnisse von *LRP* erfolgen. In *LRP* werden die Turbomaschinenmassen über eine Potenzfunktion des Wellendrehmoments abgeschätzt [42]. Es findet keine weitere Unterteilung in Turbinenmasse, Pumpenmasse und Wellemasse statt. Die Masse wird für die

gesamte Baugruppe abgeschätzt:

$$m_{TP} = 1,5 \text{ kg} \left(\frac{M}{[\text{Nm}]} \right)^{0,6} \quad (2.45)$$

2.1.5.2 Brennkammermasse

Die Masse der Brennkammerkomponente (bestehend aus zylindrischer Brennkammer und konvergenter Düse), wird mittels einer einfachen Vergleichskontur analytisch abgeschätzt. Die Vergleichskontur besteht dabei aus einem zylindrischen Brennkammerteil, dessen Länge über die charakteristische Brennkammerlänge (l^*) bestimmt wird und einem Kegelstumpf mit dem fest vorgegebenen Konturwinkel $\theta = 45^\circ$. Die charakteristische Brennkammerlänge wird abhängig von der verwendeten Treibstoffkombination Tabelle 2.1 entnommen. Die Wandstärke (s) der Brennkammer wird über die Kesselformel [6] bestimmt, wobei die Auslegung für den doppelten nominalen Brennkammerdruck erfolgt und die Wandstärke mit einem zusätzlichen Sicherheitsfaktor beaufschlagt wird [42].

Treibstoffkombination	l^*
Sauerstoff / Wasserstoff	0,89 m
Sauerstoff / Kerosin	1,14 m
N ₂ O ₄ / Hydrazin	0,75 m

Tab. 2.1: Charakteristische Brennkammerlängen für verschiedene Treibstoffkombinationen [43]

$$l^* = \frac{V_{BK}}{A_t} \quad (2.46)$$

$$s = \frac{2 \sqrt{\epsilon_c} d_t p_c}{\sigma_{zul}} \quad (2.47)$$

$$m_{BK} = \pi \rho_{mat} s \left(\underbrace{\frac{d_t l^*}{\sqrt{\epsilon_c}}}_{d_c l_{BK}} + \frac{d_t^2 (\epsilon_c - 1)}{4 \tan \theta} \right) \quad (2.48)$$

2.1.5.3 Einspritzkopfmasse

Der Einspritzkopf wird in diesem Modell in Bezug zur Brennkammermasse gesetzt. Aus veröffentlichten Daten [42] ergibt sich der folgende statistische Zusammenhang:

$$m_{inj} = 1,05063 m_{BK} \quad (2.49)$$

2.1.5.4 Düsenmasse

Die Düsenmasse wird als Masse einer gekürzten Kegeldüse mit sich verjüngender Wandstärke abgeschätzt [42]:

$$m_{noz} = \pi \rho_{mat} l_{noz} \left(\frac{(s_e - s_t)(d_e - d_t)}{3} + \frac{s_e d_t + s_t d_e}{2} \right) \quad (2.50)$$

Für die jeweiligen Wandstärken gilt:

$$s_i = \frac{2 d_i p_i}{\sigma_{zul}} \quad (2.51)$$

Für die Länge der Düse gilt:

$$l_{noz} = \frac{d_e - d_t}{2 \tan(\beta)} l_f \quad (2.52)$$

Als Längenbruch wird angenommen $l_f = 0,8$. Als Halbwinkel der Düsenöffnung wird angenommen $\beta = 15^\circ$.

2.1.5.5 Ventilmasse

Die Bestimmung der Ventilmassen erfolgt über ein empirisches Modell, welches die Masse in Bezug zum Ventildurchmesser (berechnet aus Volumenstrom und Strömungsgeschwindigkeit) und anliegendem Druck setzt. Es handelt sich dabei um eine Weiterentwicklung der im DLR-Programm *ST* [9, 56] verwendeten Methode. Es wird hier von einer mittleren Strömungsgeschwindigkeit von $v = 40$ m/s ausgegangen.

$$m_V = 5,4 \frac{\text{kg}}{\text{m}} d \sqrt[4]{\frac{p_1}{[\text{Pa}]}} \quad \text{mit } d = \frac{1}{2} \sqrt{\frac{\pi \dot{V}}{v}} \quad (2.53)$$

2.1.5.6 Gasgeneratormasse

Die Gasgenerator- oder Vorbrennkammermasse bestimmt sich ähnlich wie die weiter oben beschriebene Brennkammermasse, allerdings mit den folgenden Unterschieden:

- Die charakteristische Brennkammerlänge wird aufgrund der schlechteren Vermischung und des geänderten Mischungsverhältnisses als doppelt so groß wie in einer normalen Brennkammer angenommen [43].
- Für den, für die Massenschätzung benötigten kritischen Strömungsquerschnitt, in dem die Schallgeschwindigkeit erreicht wird, gilt unter Benutzung der Isentropenbeziehung:

$$A^* = \frac{\dot{m} \sqrt{\mathcal{R} T}}{p \sqrt{\kappa}} \left(\frac{2}{\kappa + 1} \right)^{\frac{\kappa+1}{2-2\kappa}} \quad (2.54)$$

- Da für die Leistungsrechnung in *LRP* kein Kontraktionsverhältnis für den Gasgenerator benötigt wird und daher als Vorgabe nicht vorhanden ist, wird dies für die Massenschätzung nach Gleichung 2.43 auf Seite 30 bestimmt (mit $d_t = 2 \sqrt{A^*/\pi}$).

2.1.5.7 Schubgerüstmasse

Verschiedene Triebwerke werden bereits mit einem integrierten Schubgerüst gefertigt (wie z.B. RD-170, RD-180 etc.). Bei den meisten Triebwerken ist das Schubgerüst allerdings nicht in der vom Hersteller angegebenen Triebwerksmasse enthalten, da es Teil der Struktur des Trägers ist. *LRP* schätzt die Masse des Schubgerüsts ab und gibt die Gesamttriebwerksmasse sowohl mit als auch ohne Schubgerüst aus. Zur Berechnung der Masse wird eine Gleichung aus dem Programm *STSM* [62] verwendet, welche die Schubgerüstmasse mit dem maximalen Vakuumschub abschätzt:

$$m_{TF} = 2,04 \cdot 10^{-5} \text{ kg} \left(\frac{F_{vac}}{[\text{N}]} \right)^{1,15} \quad (2.55)$$

2.1.5.8 Sonstige Triebwerksmasse

Da diverse Triebwerkskomponenten, wie Leitungen, Startampullen, Wärmetauscher für Tankbedrückungsleitungen etc. nicht ohne weiteres analytisch erfasst werden können, wird hier ein empirisches Modell gewählt, um die verbleibende Triebwerksmasse zu bestimmen. Das Modell geht dabei von einem Zusammenhang zur Triebwerksgröße aus, wobei diese in Form des Düsenhalsdurchmessers in die Gleichung eingeht. Anhand einer Regressionsanalyse wurden der Koeffizient a und der Exponent b bestimmt:

$$m_{misc} = a \left(\frac{d_t}{[\text{m}]} \right)^b \quad \text{mit } a = 11500 \text{ kg} \quad \text{und } b = 2,25 \quad (2.56)$$

2.2 Düsenströmungsuntersuchung und Konturauslegung (*TDK*, *NCC*)

Während das Programm *NCC* (Nozzle Contour Calculation) [37] eine einfache Auslegung von Brennkammer- und Düsenkontur anhand von wenigen Vorgabegrößen erlaubt, rechnet *TDK* (Two-Dimensional Kinetics) [18] detailliert die Strömung innerhalb einer geometrisch vorgegebenen Düse nach. Das Programm *NCC* generiert eine Eingabedatei für *TDK* und das Zyklusanalyse-Programm *LRP* ist in der Lage die Ergebnisdateien von *TDK* zu lesen und die eigenen Ergebnisse der Schubkammerrechnung mit den Ergebnissen von *TDK* zu ergänzen.

Das Programm *NCC* wird genutzt, um die Kontur der Schubkammer eines Triebwerks mit faserkeramischer Brennkammer festzulegen (siehe Abschnitt 5.3.3 auf Seite 91). *TDK* wird zur Analyse der Strömungsgrenzschicht innerhalb der Brennkammer sowie zur Bestimmung der Wandtemperatur verwendet (siehe Abschnitt 5.3.6 auf Seite 96).

2.2.1 Düsenkonturauslegung (*NCC*)

Das im Rahmen dieser Arbeit entstandene Programm *NCC* [37] ermöglicht die Auslegung der Schubkammerkontur mittels einfacher Methoden [43]. Der Code stellt diverse Rahmenbedingungen auf, die zur numerischen Bestimmung der unbekanntenen Größen genutzt werden. So ergibt sich die Kontur im Halsbereich aus der Lösung eines Gleichungssystems. Neben einfachen Kegeldüsen ist es möglich, sowohl schuboptimierte Parabeldüsen nach RAO [75], als auch gekürzte ideale Düsen zu generieren. Die Konturen von idealen Düsen werden dabei von der eingebundenen Routine *idbell* [49] mittels Charakteristiken-Verfahren berechnet.

Das Programm *NCC* erzeugt eine Programmdatei, welche in Verbindung mit dem Programm *I-DEAS* eine CAD-Darstellung der Schubkammer generiert. Die Schnittstelle zu *TDK* erlaubt den komfortablen Entwurf von Schubkammerkonturen für zweidimensionale Strömungsanalysen.

Ideale Düsen verfügen über eine größere Baulänge, haben aber etwa die gleiche Oberfläche und damit erwartungsgemäß etwa die gleiche Bauteilmasse, wie schuboptimierte Düsen [38]. Nach neuesten Erkenntnissen sind die von idealen

Düsen erzeugten schädlichen Seitenkräfte nur etwa halb so groß wie bei vergleichbaren Parabeldüsen [23]. Der in Kapitel 5 betrachtete Triebwerksentwurf verwendet daher die gekürzte ideale Düse als Konturform.

2.2.2 Strömungscode (*TDK*)

Das Programm *TDK* basiert in seiner ursprünglichen Version auf Methoden, die von der JANNAP (Joint Army-Navy-NASA-Air Force) in den siebziger Jahren entwickelt wurden [59]. Es dient der Auslegung von Schubkammern von Raketentriebwerken. Die Strömungsbetrachtung findet zweidimensional statt, unter Berücksichtigung der Grenzschichteffekte. Die neuere Fassung (*TDK 91* [18]) erlaubt, durch das integrierte Programm-Modul *MABL* (Mass Addition Boundary Layer), die Simulation der Einleitung von Massenströmen tangential zur Strömung. Dieses kann genutzt werden, um beispielsweise die Einleitung von Turbinenabgasen in die Düse, oder eine Transpirationskühlung nachzurechnen. Die Routine *MABL* basiert dabei auf einem gleichnamigen Programm aus dem Jahr 1971 [54]. Der Strömungscode *TDK* schätzt den spezifischen Vakuum-Impuls der meisten bisher untersuchten Triebwerke um ca. 1% zu hoch ab [17].

Da das Programm als Ausgabe eine radiale Verteilung der berechneten Strömungsgrößen liefert, ist es notwendig, verschiedene Werte in einer Nachbereitung umzurechnen, um sie mit eindimensionalen Ergebnissen vergleichen zu können. Bereits in *TDK* integrierte Ausgabewerte sind Vakuumimpuls (I_{vac}) und -schub (F_{vac}). Bei bekanntem Austrittsdruck (p_e) ergibt sich nach Gleichung 2.57 der Schub und der spezifische Impuls für einen beliebigen Umgebungsdruck (p_a):

$$F = \dot{m} I g_0 = \dot{m} v_e + A_e(p_e - p_a) \quad (2.57)$$

Um den mittleren Austrittsdruck zu erhalten, wird der von dem Programmmodul *MOC* (Method of Characteristics) gelieferte örtliche Druck, über der Austrittsfläche integriert:

$$p_e = \frac{2}{r_w^2} \int_0^{r_w} r p(r) dr \quad (2.58)$$

Der Massenimpuls ($\dot{m} v_e$) ergibt sich durch Integration von Massenstrom ($\dot{m} = A \rho v$) und Geschwindigkeit über der Austrittsfläche:

$$\dot{m} v_e = 2\pi \int_0^{r_w} r \rho(r) v^2(r) dr \quad (2.59)$$

2.3 Programm zur Analyse der Aufstiegsbahn (*Tosca*)

Um die Auswirkungen von Triebwerksmodifikationen bzw. -Neuentwicklungen auf ein Trägersystem beurteilen zu können, muss die erzielbare orbitale Nutzlast des Systems betrachtet werden. Hierzu ist die Analyse der Aufstiegsbahn des Raumtransportsystems notwendig. Die im Abschnitt 5.6 auf Seite 111 aufgeführten Ergebnisse der Bahnanalyse verdeutlichen dies.

Das hier verwendete Bahnanalyseprogramm *Tosca* [15, 47] wurde beim DLR entwickelt. Das Trägersystem wird dabei als ein sich in einem erdfesten rotierenden Koordinatensystem bewegendem Massenpunkt aufgefasst, wobei sich diese Masse entsprechend dem Schub und spezifischen Impuls zeitlich ändert.

Der Schub kann im Rahmen einer vorgegebenen Drosselung angepasst werden, um eine Begrenzung der auf das System wirkenden Beschleunigungswerte zu ermöglichen. Der spezifische Impuls wird in Abhängigkeit des jeweils vorhandenen Umgebungsdrucks in jedem Zeitschritt ermittelt.

Zur Analyse der Aufstiegstrajektorie werden verschiedene Größen von dem Programm ausgegeben. Unter anderem die integrierte Wärmelast, sowie integrierte Luftwiderstands- und Gravitationsverluste:

$$\Delta v_{Luftwiderstand} = -\frac{A}{2} \int_{t_0}^t \frac{\rho v^2 C_D}{m} dt \quad (2.60)$$

$$\Delta v_{Gravitation} = \int_{t_0}^t g \sin \gamma dt \quad (2.61)$$

Diese beiden Terme beeinflussen die, sich nach der Gleichung von ZIOLKOVSKY [22], ergebende Brennschlußgeschwindigkeit:

$$v = v_0 + I g_0 \ln \left(\frac{m_0}{m} \right) - \int_{t_0}^t g \sin \gamma dt - \int_{t_0}^t \frac{\rho v^2 A C_D}{2 m} dt \quad (2.62)$$

Für die Auslegung von Unterstufen spielt daher neben dem spezifischen Impuls des Triebwerks auch der generierte Schub eine entscheidende Rolle, da er die Zeit, in der Luftwiderstands- und Gravitationsverluste wirken, bestimmt.

3 Validierung des Modells (Programm *LRP*) anhand von existierenden, modernen Antrieben

Unter Nutzung des im vorangehenden Kapitel beschriebenen Programms *LRP* können mittels der dort aufgeführten Berechnungsverfahren Raketenantriebe detailliert untersucht werden. Anhand der publizierten Leistungsdaten verschiedener bereits im Einsatz befindlicher Triebwerke lässt sich die Genauigkeit und Leistungsfähigkeit der Analysemethode abschätzen. Die hier dargestellten Triebwerke sollen die Funktion der Analysemethode exemplarisch verdeutlichen. Weitere Rechnungen sind in Zusammenhang mit verschiedenen Studien der Arbeitsgruppe SART durchgeführt worden [12, 16, 35, 46, 81].

Als Grundlage des Vergleichs wurden Triebwerke mit sehr unterschiedlichen Zyklen gewählt, um die Flexibilität des für die Analysen verwendeten Programms zu demonstrieren. Zur besseren Bewertung der hier ermittelten Ergebnisse können die Leistungsdaten der Triebwerksrechnung mit denen von existierenden Triebwerken verglichen werden. Tabelle 3.1 führt einige ausgewählte Triebwerke, die mit der Treibstoffkombination Wasserstoff/Sauerstoff arbeiten, auf.

Triebwerk Hersteller	SSME [63] Boeing	Vinci [65] Snecma-Moteurs	Vulcain 2 [61] Snecma-Moteurs
Zyklus	Hauptstrom	Expander	Nebenstrom
Brennkammer-Mischung	6,03	5,8	7,2
Brennkammer-Druck	20,6 MPa	6 MPa	11,5 MPa
Expansionsverhältnis	69	243	58,5
Vakuum Impuls	452,3 s	465 s	434 s
Vakuum Schub	2279 kN	180 kN	1350 kN

Tab. 3.1: Leistungsdaten moderner Raketenmotoren

3.1 Der SSME-Raketenantrieb

Herstellerangaben zufolge handelt es sich bei dem SSME (Space Shuttle Main Engine) um das weltweit zuverlässigste und am meisten getestete Raketentriebwerk [63]. Das SSME ist in dreifacher Ausführung im Space Shuttle Orbiter integriert. Es ist der einzige operationelle wiederverwendbare Flüssigraketenantrieb für bemannte Missionen. Hier betrachtet wird das verbesserte Block II SSME, welches im Juli 2001 erstmalig eingesetzt wurde.

Abbildung 3.1 zeigt die Ergebnisse der *LRP*-Analyse. Tabelle 3.2 vergleicht die Betriebsdaten nach Herstellerangaben mit den Ergebnissen von *LRP*.

Parameter		Original-Daten	Modellierung	Abweichung
Leistung HPFTP	P_{T-fu}	53,05 MW [63]	52,51 MW	-1,02%
Leistung HPOTP	P_{T-ox}	17,34 MW [63]	17,17 MW	-0,98%
Düsenaustritts- Durchmesser	d_e	2,43 m [63]	2,25 m	-7,41%
Triebwerksmasse	m_{eng}	3526 kg [63]	3595,4 kg	1,97%

Tab. 3.2: Vergleich realer Parameter mit der Modellierung des SSME Raketentriebmotors

Mit Ausnahme des Austrittsdurchmessers liegen die Abweichungen der Ergebnisse der *LRP*-Modellierung von den Originaldaten unterhalb von 5%. Der bestimmte Austrittsdurchmesser hängt vom Halsdurchmesser und dem vorgegebenen Expansionsverhältnis ab. Der Halsdurchmesser wiederum ist eine Funktion der Stoffdaten, des Massenstroms, des Mischungsverhältnisses und des Brennkammerdrucks. Gründe für Abweichungen können daher inkonsistente Vorgabewerte sein. Im vorliegenden Fall spielt außerdem folgender Effekt eine Rolle: Die von *LRP* ausgegebenen Düsenaustrittsdurchmesser sind die Innendurchmesser der Düsen. Bei den aus Datenblättern entnommenen Vorgabewerten von Triebwerken handelt es sich in der Regel um die Außendurchmesser der Düsen. Aufgrund der Wandstärke der Düse ergeben sich hier naturgemäß Abweichungen vom Original. Da die Düse des SSME vollständig regenerativ gekühlt wird, verfügt sie über Kanäle und externe Zuleitungen. Diese erhöhen den Außendurchmesser deutlich gegenüber dem Innendurchmesser.

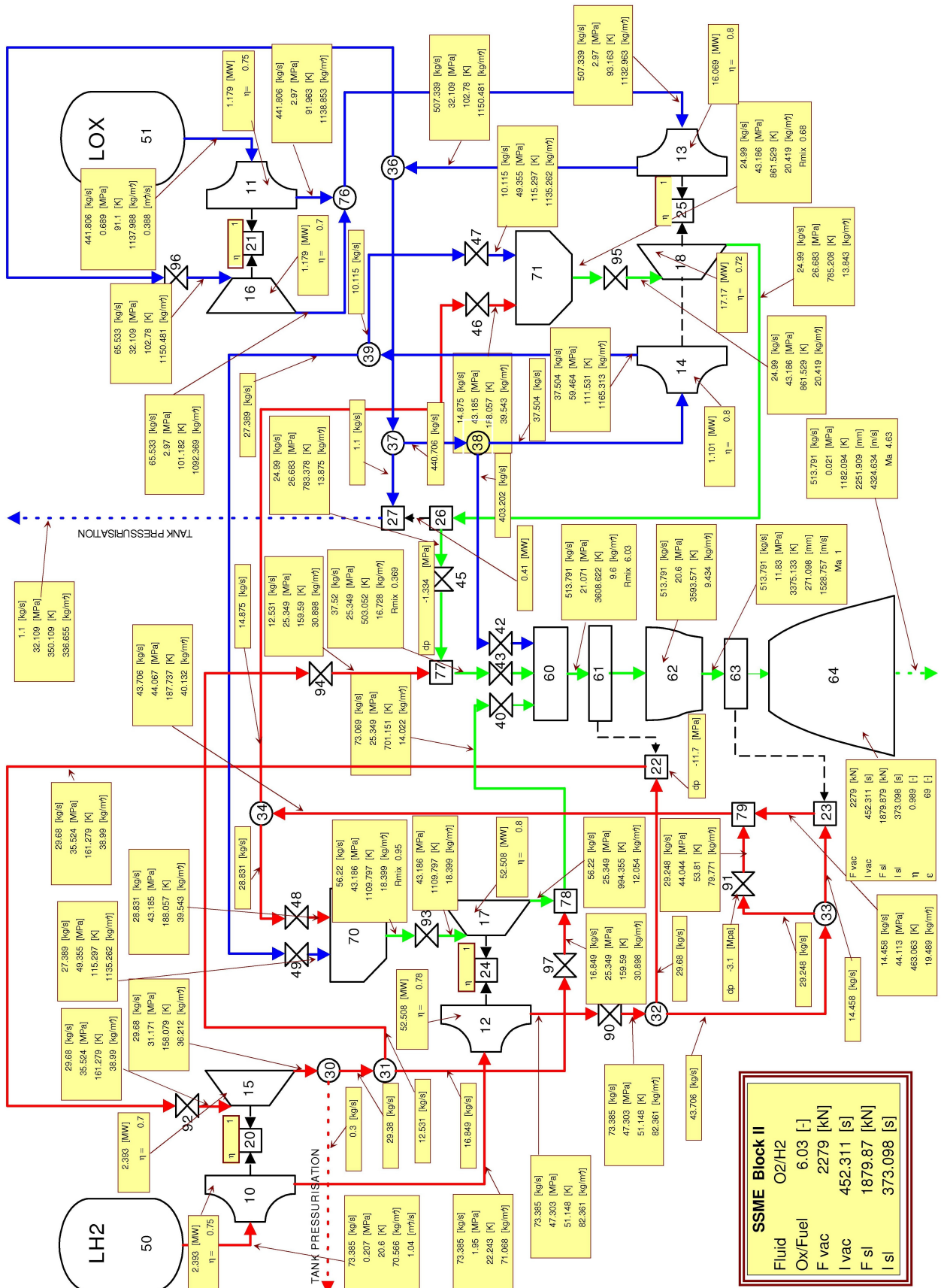


Abb. 3.1: LRP-Nachrechnung des SSME Triebwerks

3.2 Der Vinci-Raketenantrieb

Der Vinci-Antrieb ist eine Entwicklung im Rahmen der Ariane 5-Evolution. Dieses in Entwicklung befindliche Oberstufentriebwerk soll in einer kryogenen Oberstufe ESC-B das Aestus Triebwerk der lagerfähigen Oberstufe EPS, beziehungsweise das als Zwischenlösung dienende HM7 B der kryogenen Oberstufe ESC-A ersetzen. Das Aestus Triebwerk nutzt die impulschwache, lagerfähige Treibstoffkombination Monomethyl-Hydrazin / Distickstoff-Tetraoxid. Die ESC-B Oberstufe mit Vinci-Triebwerk soll zusammen mit weiteren Änderungen des Trägers eine Nutzlaststeigerung von 6 Mg (bei Ariane 5 G) auf ca. 12 Mg (bei Ariane 5 ECB) ermöglichen.

Abbildung 3.2 zeigt die Ergebnisse der *LRP*-Analyse dar. Tabelle 3.3 bildet einen Vergleich der Betriebsdaten nach Herstellerangaben mit den Ergebnissen von *LRP*.

Parameter		Original-Daten	Modellierung	Abweichung
Leistung TP-LH2	P_{T-fu}	2400 kW [65]	2387 kW	-0,54%
Leistung TP-LOX	P_{T-ox}	330 kW [65]	336 kW	1,82%
Düsenaustritts- Durchmesser	d_e	2,15 m [65]	2,13 m	-0,93%
Triebwerksmasse	m_{eng}	550 kg [65]	438,9 kg	-20,20%

Tab. 3.3: Vergleich realer Parameter mit der Modellierung des Vinci Raketentriebmotors

Auffallend ist hier die Abweichung der abgeschätzten Triebwerksmasse von den Originaldaten. Die Triebwerksmasse wird, wie in Abschnitt 2.1.5 beschrieben mit halbempirischen Methoden bestimmt. Diese Methoden orientieren sich an Triebwerken, wie dem Vulcain, SSME, RD-170 und ähnlichen. Das Vinci weicht in seiner Dimensionierung von dieser Basis stark ab. Darüber hinaus ist in dem vereinfachten Massenmodell nicht berücksichtigt, dass Expanderzyklustriebwerke, wie das Vinci, aufgrund des benötigten hohen Wärmeübergangs längere und somit schwerere Brennkammern verwenden.

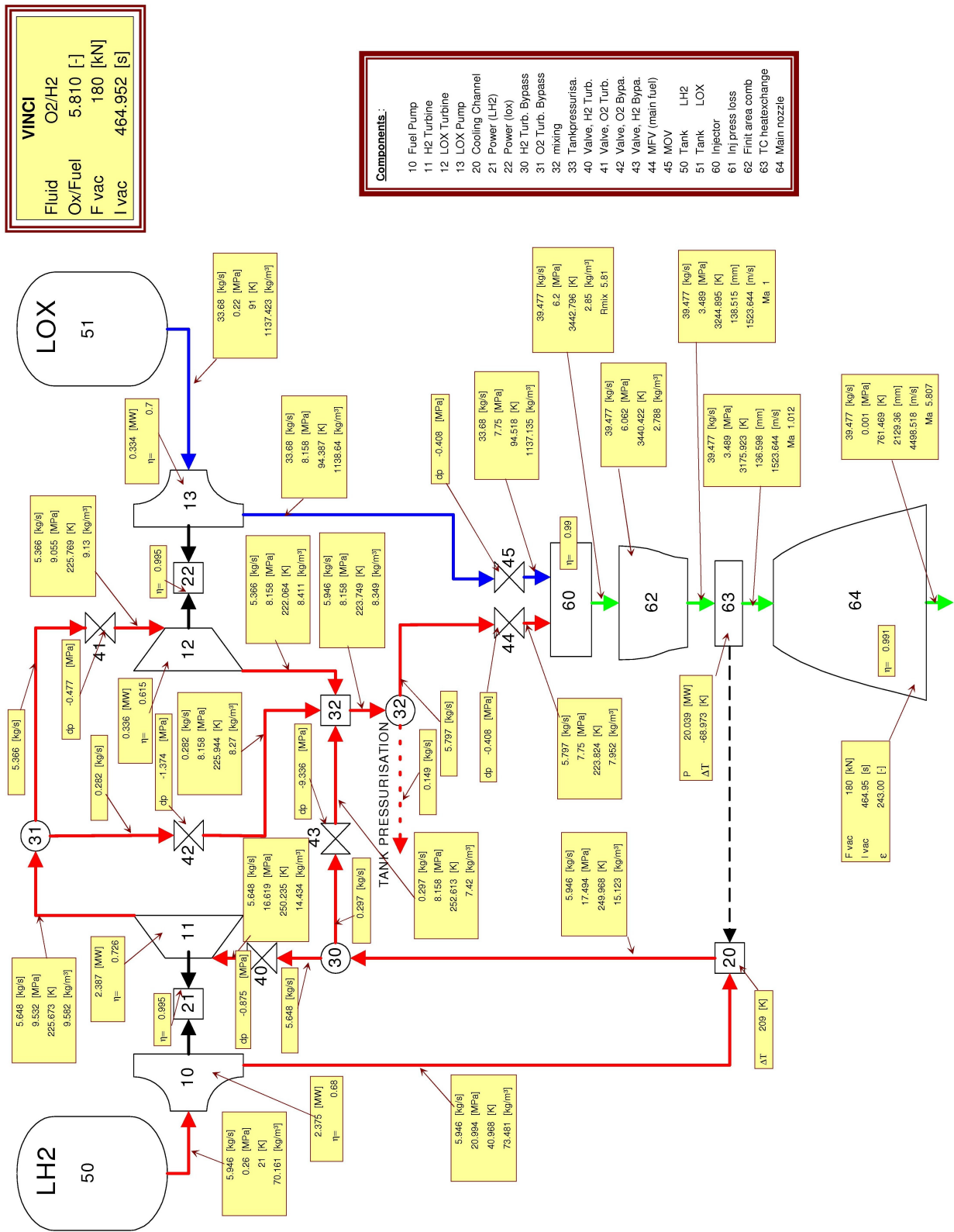


Abb. 3.2: LRP-Nachrechnung des Vinci Triebwerks

3.3 Der Vulcain 2-Raketenantrieb

Entwickelt von 40 europäischen Firmen unter der Führung von Snecma Moteurs stellt dieser Antrieb das Ergebnis von über 40 Jahren Forschung und Entwicklung der europäischen Raumfahrttechnik dar [70]. Im Jahr 1957 wurde auf Anweisung des französischen Verteidigungsministeriums die Erforschung von kryogenen Raketenantrieben begonnen. Im Jahr 1964, zwei Jahre nach den Vereinigten Staaten, wurde in einem französischen Labor ein Prototyp eines kryogenen Antriebs getestet. Das damalige Triebwerk lieferte einen Schub von ca. 10 kN. Der heutige Vulcain 2-Motor betreibt die Zentralstufe der Ariane 5 ECA. Er erzeugt einen Bodenschub von etwa 1000 kN. Die Brenndauer zum Erreichen einer GTO Bahn beträgt 600 Sekunden.

Parameter		Original-Daten	Modellierung	Abweichung
Leistung TP-LH2	P_{T-fu}	14,1 MW [61]	13,97 MW	-0,92%
Leistung TP-LOX	P_{T-ox}	5,1 MW [61]	5,04 MW	-1,18%
Düsenaustritts-Durchmesser	d_e	2,15 m [61]	2.088 m	-2,88%
Triebwerksmasse	m_{eng}	1935 kg [61]	1930 kg	-0,26%

Tab. 3.4: Vergleich realer Parameter mit der Modellierung des Vulcain 2 Raketentriebwerks

Abbildung 3.3 stellt grafisch die Ergebnisse der *LRP*-Analyse dar. In Tabelle 3.4 findet sich ein Vergleich der Betriebsdaten nach Herstellerangaben mit den Ergebnissen von *LRP*. Das Modell bildet das Vulcain 2-Triebwerk in weiten Bereichen gut ab. Es ist, ähnlich wie bei dem zuvor diskutierten SSME-Triebwerk, eine auffällig große Ungenauigkeit des Düsenaustrittsdurchmessers festzustellen. Auch bei dem Vulcain 2-Triebwerk unterscheiden sich Außen- und Innendurchmesser der Düse deutlich. Der Grund hierfür liegt in den Kanälen der Dumpkühlung, welche die Wandstärke am Düsenaustritt bestimmen.

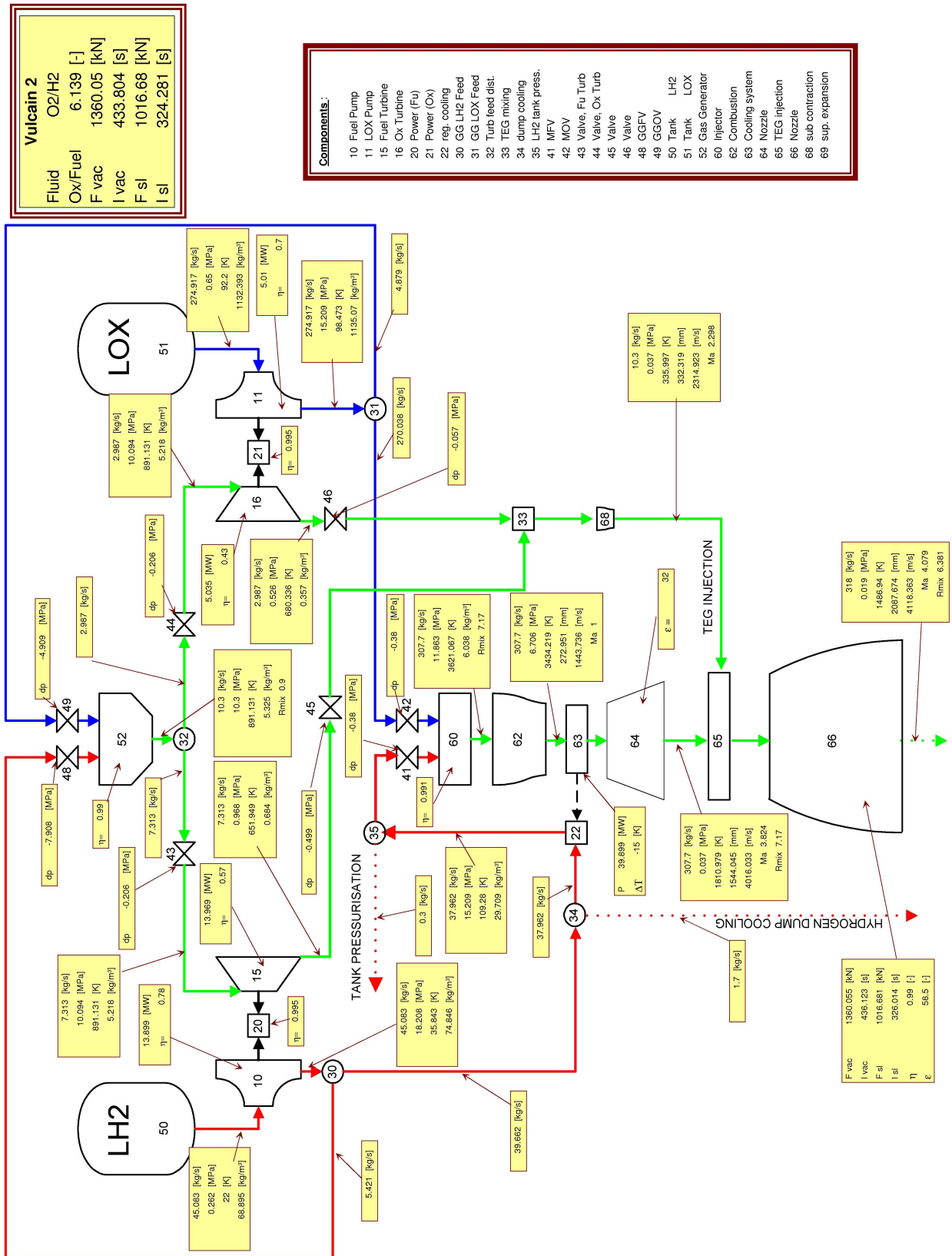


Abb. 3.3: LRP-Nachrechnung des Vulcain 2 Triebwerks

4 Methoden der Kühlungsmodellierung

Schwerpunkt der Arbeit ist die Bestimmung der Triebwerksleistung eines Raketenantriebs mit einer faserkeramischen Brennkammer. Die Leistungsrechnung von Triebwerken mit Transpirationskühlung erfordert besondere Modelle, welche die Kühlmiteleinleitung in die Schubkammer simulieren sollen. Zu diesem Zweck wurden verschiedene Komponententypen für das Programm *LRP* entwickelt. Diese speziellen Methoden der Kühlungsmodellierung werden hier getrennt von der allgemeinen Programmbeschreibung aus Kapitel 2 aufgeführt.

In der Literatur werden die Kühlströme zu verschiedenen Massenströmen in Bezug gesetzt. Gebräuchlich ist die Normierung des Kühlmassenstroms mit dem Gesamtmassenstrom (hier als τ_1 bezeichnet), die Normierung des Kühlmassenstroms mit dem Brennstoffstrom am Einspritzkopf (hier als τ_2 bezeichnet), sowie die Normierung des Kühlmassenstroms mit dem gesamten Brennstoffstrom (hier als τ_3 bezeichnet). Diese Normierungen lassen sich wie folgt ineinander umrechnen:

$$\text{für } \tau_1 = \frac{\dot{m}_k}{\dot{m}_{ges}} = \frac{\dot{m}_k}{\dot{m}_{fu-inj} + \dot{m}_{ox-inj} + \dot{m}_k}$$

$$\text{und } \tau_2 = \frac{\dot{m}_k}{\dot{m}_{fu-inj}} \quad \text{und} \quad \tau_3 = \frac{\dot{m}_k}{\dot{m}_{fu-inj} + \dot{m}_k} \quad \text{gilt :}$$

$$\tau_1 = \frac{\tau_2}{1 + R_{inj} + \tau_2} = \frac{\tau_3}{1 + R_{inj} (1 - \tau_3)} \quad (4.1)$$

$$\tau_2 = \frac{\tau_1}{1 - \tau_1} (1 + R_{inj}) = \frac{\tau_3}{1 - \tau_3} \quad (4.2)$$

$$\tau_3 = \tau_1 \frac{1 + R_{inj}}{1 + \tau_1 R_{inj}} = \frac{\tau_2}{1 + \tau_2} \quad (4.3)$$

Das Schubkammermischungsverhältnis bestimmt sich in Abhängigkeit von Injektormischungsverhältnis und Kühlmiteleinleitung zu:

$$R = \frac{R_{inj} (1 - \tau_1)}{1 + \tau_1 R_{inj}} \quad (4.4)$$

Im Folgenden wird die Definition $\tau_k = \tau_1 = \dot{m}_k / \dot{m}_{ges}$ verwendet.

4.1 Rahmenbedingungen der Transpirationskühlung

4.1.1 Massenstrombedarf der Transpirationskühlung

Eine gebräuchliche Größe zur Bewertung des verwendeten Kühlmittelstroms von Film- und Transpirationskühlung ist die Ausblasrate [48]. Dabei handelt es sich um das Verhältnis von flächenspezifischem Kühlmittelmassenstrom zu flächenspezifischem Heißgasmassenstrom :

$$F = \frac{\rho_k v_k}{\rho_g v_g} \quad (4.5)$$

Die hier beschriebenen Methoden liefern in Abhängigkeit von der Ausblasrate und der verwendeten Brennkammergeometrie eine adiabate Wandtemperatur, welche sich im stationären Brennkammerbetrieb einstellt.

Die benötigte Ausblasrate, um eine bestimmte Wandtemperatur zu erzielen, lässt sich mit Hilfe des Modells von KAYS und CRAWFORD [48] als Lösung einer Nullstellensuche bestimmen.

$$\frac{T_{aw} - T_k}{T_{wg} - T_k} = \left(1 + \frac{(e^{B_h} - 1) F c_{p_k}}{B_h St_0 c_{p_g}} \right) \quad (4.6)$$

mit

$$B_h = \frac{F}{St_0} \left(\frac{c_{p_k}}{c_{p_g}} \right)^{0,6} \quad (4.7)$$

und

$$St_0 = 0,0205 Re_g^{-0,18} Pr_g^{-0,18} \left(\frac{T_{aw}}{T_{wg}} \right)^{0,35} fg(x) \quad (4.8)$$

$fg(x)$ ist dabei eine Korrekturfunktion, deren Werte experimentell bestimmt werden müssen. Versuche am Prüfstand M3 in Lampoldshausen ergaben für die dort verwendete Testbrennkammer im zylindrischen Teil einen konstanten

Wert von $fg(x) = 0,9$ [55].

Zur Bestimmung der Wandtemperatur kann alternativ die Gleichung von RAN-NIE benutzt werden [43]:

$$\frac{T_{aw} - T_k}{T_{wg} - T_k} = \left(1 + (1,18 Re_g^{0,1} - 1) \left(1 - e^{-37 F Re_g^{0,1}}\right)\right) e^{37 F Re_g^{0,1} Pr_k} \quad (4.9)$$

Die über diese Gleichung bestimmten Ausblasraten sagen einen geringfügig niedrigeren als den tatsächlich benötigten Massenstrom voraus. Es wird daher empfohlen diese Differenz über einen Wirkungsgrad der Kühlung von 85% zu berücksichtigen [43].

4.1.1.1 Ersatzmodell zur überschlägigen Bestimmung des Massenstrombedarfs der Transpirationskühlung

Zur überschlägigen Bestimmung des Kühlmittelbedarfs der gesamten Brennkammer wird diese in axiale Segmente unterteilt, welche getrennt voneinander betrachtet werden. Wärme- und Stofftransport finden innerhalb der Wand aufgrund der gezielt gewählten Faserausrichtung hauptsächlich in radialer Richtung statt [79]. Aus diesem Grund eignet sich die segmentierte eindimensionale Betrachtungsweise der Brennkammerkühlung besonders für die keramische Brennkammer. Abbildung 4.1 zeigt das Ersatzmodell zur Betrachtung der Transpirationskühlung der gesamten Schubkammer.

Über die Gleichungen 4.6, 4.7 und 4.8 lässt sich für jedes betrachtete Brennkammersegment eine Ausblasrate (F) bestimmen. Anhand der Mantelflächen der Segmente ergeben die so ermittelten Ausblasraten Teilmassenströme, welche zu einem gesamten Kühlmittelmassenstrom aufsummiert werden können. Tabelle 4.1 führt das Ergebnis einer derartigen Rechnung auf. Als Beispiel dienen hier Experimente an der Mikrobrennkammer M3 [80]. Es werden hier die Materialdaten für C/C aus Tabelle 5.4 auf Seite 91 zur Berechnung verwendet.

Die abgeschätzte, benötigte Ausblasrate und damit der benötigte Kühlmittelmassenstrom liegen unterhalb der experimentell bestimmten Werte. Im Vergleich zu mittels *TDK* bestimmten minimalen

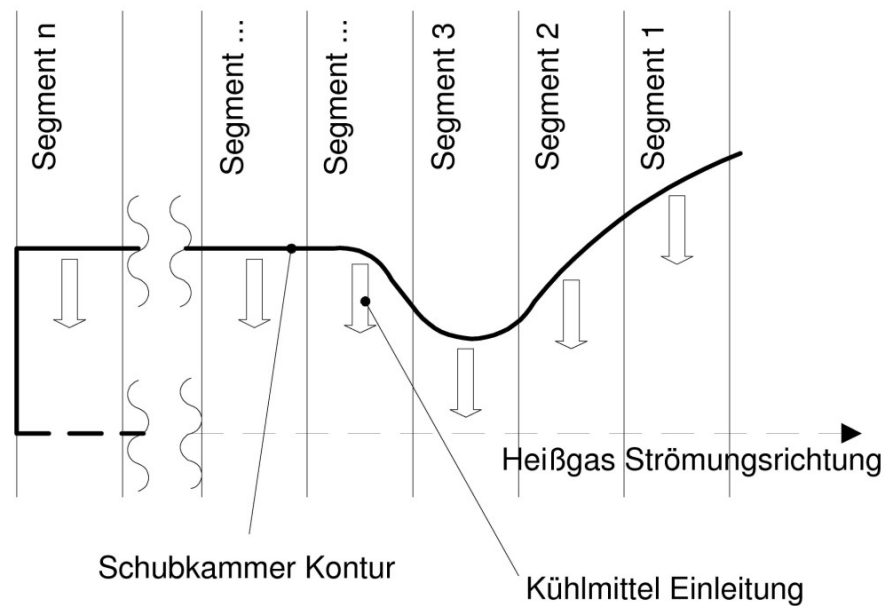


Abb. 4.1: Segmentierung der Brennkammer als Modell zur Berechnung des Massenstrombedarfs der Transpirationskühlung

Kühlmittelmassenströmen, fällt der über die Gleichungen 4.6 bis 4.8 abgeschätzte Kühlmittelbedarf ebenfalls niedriger aus. Der Kühlmittelbedarf wird im Abschnitt 5.3.6 auf Seite 96 mithilfe des Programms *TDK* bestimmt.

4.1.2 Druckunterschied über eine transpirationsgekühlte Wand

Der über die poröse Wand auftretende Druckunterschied ist deutlich kleiner als der im Einspritzkopf auftretende Druckverlust. Es ist daher in keinem Fall notwendig den für die Kühlung vorgesehenen Treibstoff auf einen höheren Druck, als den für die Speisung des Einspritzkopfs vorgesehenen zu fördern. Die „Space Vehicle Design Criteria“ der NASA schlagen für die Auslegung der Kühlung einen Druckunterschied zwischen Kühlkanal und Brennkammer von 15% des Brennkammerdrucks vor [41]. Versuche mit der Mikrobrennkammer am Prüfstand M3 des DLR in Lampoldshausen haben bei niedrigen Massenströmen Druckunterschiede von weniger als 3% des Brennkammerdrucks bestätigt [79].

Brennkammerdaten					
Mischungsverhältnis	R_c	[-]	6,32		
Brennkammerdruck	p_c	[MPa]	1,13		
Verbrennungstemperatur	T_c	[K]	3347		
Massenstrom	\dot{m}	[kg/s]	0,104		
Kammerdurchmesser	d_c	[m]	0,03		
Modellparameter					
Kühlmitteltemperatur	T_k	[K]	94,2		
Maximal zulässige Wandtemperatur	T_{wg}	[K]	1300		
Ergebnisse der Rechnung		RANNIE	KAYS & CRAWFORD	Experiment [80]	
benötigte Ausblasrate	F_{min}	[-]	$1,02 \cdot 10^{-3}$	$0,99 \cdot 10^{-3}$	$2,29 \cdot 10^{-3}$

Tab. 4.1: Massenstrombedarf der Transpirationskühlung für Versuche am M3 Prüfstand

4.1.3 Grenzen für den Einfluss der Transpirationskühlung auf den spezifischen Impuls

Für den Einfluss der Transpirationskühlung auf das Betriebsverhalten der Schubkammer gibt es eindeutige theoretische Grenzen. Die theoretische Obergrenze ergibt sich für den Fall von ausreichender Vermischung von Heißgas und Kühlmittel innerhalb der Brennkammer. Die Bestimmung der Schubkammerdaten erfolgt für eine Reaktion des Oxidators mit dem gesamten Transpirationskühlstrom und dem Brennstoff am Einspritzkopf. Eine Änderung des spezifischen Impulses resultiert hier aus der durch den zusätzlichen Brennstoff des Kühlstroms bewirkten Verschiebung des Mischungsverhältnisses. Aus diesem Grund ist der Effekt abhängig vom gewählten Referenzpunkt. Der ungünstigste Fall, in dem der Kühlstrom keinen Schubanteil liefert, bildet die Untergrenze. Gleichung 4.10 beschreibt den spezifischen Impuls in Abhängigkeit vom Kühlmittelanteil für diesen Fall. In Abbildung 4.2 sind die oberen- und unteren theoretischen Grenzwerte für den spezifischen Vakuumimpuls über dem Kühlmittelanteil aufgetragen:

$$\begin{aligned}
\dot{m}_0 I_0 g_0 &= F = (\dot{m}_0 + \dot{m}_k) I_{min} g_0 \\
\Rightarrow I_{min} &= I_0 \left(\frac{\dot{m}_0}{\dot{m}_0 + \dot{m}_k} \right) \\
\Rightarrow I_{min} &= I_0 \left(\frac{\dot{m}_0 + \dot{m}_k - \dot{m}_k}{\dot{m}_0 + \dot{m}_k} \right) \\
\Rightarrow I_{min} &= I_0 (1 - \tau_k)
\end{aligned} \tag{4.10}$$

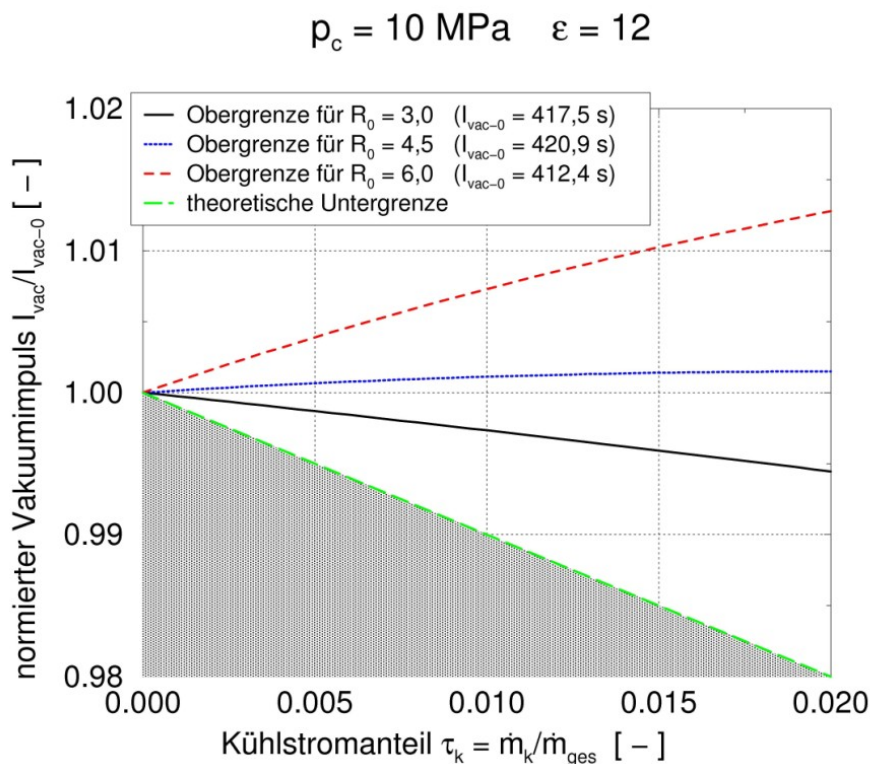


Abb. 4.2: Grenzwerte für den Einfluss der Transpirationskühlung auf den spezifischen Vakuumimpuls einer Schubkammer bei verschiedenen Mischungsverhältnissen

Die im folgenden diskutierte Modellierung der Transpirationskühlung liefert Ergebnisse, welche sich innerhalb der aufgezeigten Ober- und Untergrenze bewegen. Die genauen Werte der Nachrechnung hängen dabei von dem gewählten Modellparameter t ab.

4.2 Betrachtete Möglichkeiten der Transpirationskühlungsmodellierung

Bei der Transpirationskühlung strömt das Kühlmittel die Brennkammerwand in radialer Richtung. Er wird somit direkt in die Grenzschicht der Strömung eingeleitet und bildet dort einen Kühlfilm. Folgende Möglichkeiten wurden für die Modellierung der physikalischen Effekte der Transpirationskühlung in *LRP* in Betracht gezogen:

- Volle Vermischung/Verbrennung des Kühlstroms mit dem Heißgasstrom an verschiedenen Positionen innerhalb der Schubkammer,
- Getrennte Betrachtung beider Massenströme mit Temperatenausgleich zwischen den Massenströmen,
- Eingeleitetes Kühlmittel reagiert mit dem Heißgas an verschiedenen Stellen innerhalb der Schubkammer, wobei die Mischtemperatur über die „versteckte Enthalpie“ (siehe Abschnitt 2.1.4.2 auf Seite 23) eingestellt wird und
- Getrennte Betrachtung von Kühlstrom und Heißgas als zwei ideale Gase, welche das gleiche Volumen einnehmen.

Mit keinem der oben aufgeführten Modelle ließen sich die vorhandenen Messwerte aus den Versuchskampagnen reproduzieren [26, 28, 29, 87]. Einige Modelle liefern einen deutlich über die gemessenen Werte hinausgehenden spezifischen Impuls, andere führen zu Werten, die zu niedrig liegen. Bestmögliche Übereinstimmung wurde mit einem Modell erzielt, welches die erste und die letzte aufgeführte Variante kombiniert. Der Kühlmassenstrom wird aufgeteilt, und ein Teil des Kühlmittels wird entsprechend der ersten Variante der Verbrennung am Einspritzkopf zugeführt. Der verbleibende Anteil des Kühlmittels wird entsprechend der letzten Variante zusammen mit dem Heißgas im Überschallteil der Düse expandiert.

4.3 Gewählte Modellierung der Transpirationskühlung in *LRP*

Zur Leistungsrechnung von Triebwerken mit Transpirationskühlung wurden zwei neue Komponententypen in das Programm integriert, welche die Kühlmittelinleitung in die Schubkammer berechnen sollen (Zumischung #1 und Zumischung #2 in Abbildung 4.3). Sie ersetzen die in *LRP* normalerweise an dieser Stelle verwendeten Komponenten für den Wärmeaustausch zwischen der Schubkammer und den Kühlkanälen. Die weiteren Komponenten der Schubkammermodellierung (Einspritzkopf und konvergente Brennkammer) werden in gleicher Weise für regenerativ und transpirativ gekühlte Antriebe verwendet.

Die Kühlmittelinleitung findet in diesem Berechnungsmodell an zwei Stellen statt, nämlich jeweils vor und hinter der Brennkammerkomponente. Der gesamte Kühlmittelstrom muss zur sinnvollen Modellierung zwischen diesen beiden Berechnungspunkten aufgeteilt werden. Abbildung 4.3 verdeutlicht die Anordnung der Schubkammerkomponenten zur Simulation der Transpirationskühlung. Ein wichtiger Parameter ist in diesem Modell das Massenstromverhältnis t . Dabei handelt es sich um das Verhältnis vom im Hals verrechneten Kühlstrom zum gesamten aufgewendeten Kühlmassenstrom:

$$t = \frac{\dot{m}_{k-t}}{\dot{m}_{k-ges}} \quad (4.11)$$

Experimentelle Untersuchungen mit variablen Positionen der Transpirationskühlung innerhalb der Brennkammer haben gezeigt, dass eine Transpirationskühlung in der Nähe des Einspritzkopfs nur eine geringe Verschlechterung der charakteristischen Geschwindigkeit bewirkt [29]. Dahingegen führt eine Transpirationskühlung in Halsnähe zu einer deutlichen Verschlechterung von spezifischem Impuls und charakteristischer Geschwindigkeit in Abhängigkeit vom eingesetzten Kühlmassenstrom [29, 57].

4.3.1 Vermischung von Kühlmittel und Verbrennungsprodukten nach dem Injektor

Im zylindrischen Teil der Schubkammer findet eine Änderung des Totalzustands statt. Das Kühlmittel wird hier isenthalp auf den statischen Druck des

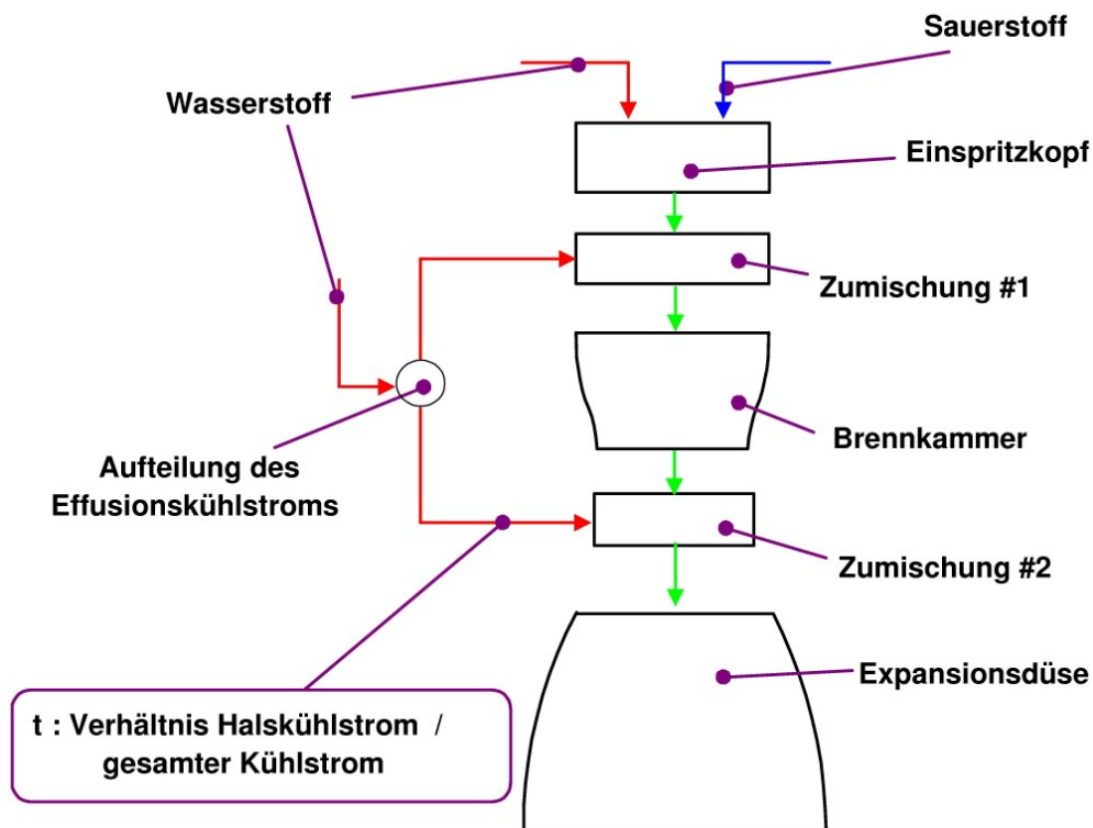


Abb. 4.3: Modellierung der transpirationsgekühlten Schubkammer

Heißgases gedrosselt, wobei, aufgrund der an dieser Stelle der Zyklusrechnung noch vernachlässigten Strömungsgeschwindigkeit, der statische Druck dem Totaldruck entspricht. Nach der Drosselung wird der Kühlstrom mit dem Heißgas vermischt. Die Berechnung des neuen Zustandspunkts erfolgt dabei auf gleiche Weise wie in der Injektorkomponente (siehe Abschnitt 2.1.4.2 auf Seite 23). Dieser Teil stellt den Anteil des Kühlmittels dar, der mit dem Heißgas reagiert.

4.3.2 Vermischung von Kühlmittel und Heißgas in der Expansionsdüse

Der statische Druck des Kühlmittels wird zunächst auf den Wert des statischen Drucks des Heißgases gedrosselt. Aufgrund der niedrigen auftretenden Geschwindigkeiten des Kühlmittels innerhalb der Brennkammerwand ($v_k \approx 1$ m/s [14]) werden der statische- und der Totalzustand hier vereinfachend gleichgesetzt. Nach der Drosselung findet die Vermischungsrechnung statt. Beide Fluide nehmen das gleiche Strömungsvolumen ein und werden separat betrachtet. Eine Vermischungsrechnung findet jeweils für den Endzustand statt. Bei dieser

Vermischung werden die Stoffströme wie ideale Gase behandelt.

Abbildung 4.4 verdeutlicht das Prinzip der Vermischungsrechnung, bei der die Zustände beider Gase unabhängig voneinander berechnet werden, um anschließend den Vermischungszustand zu bestimmen.

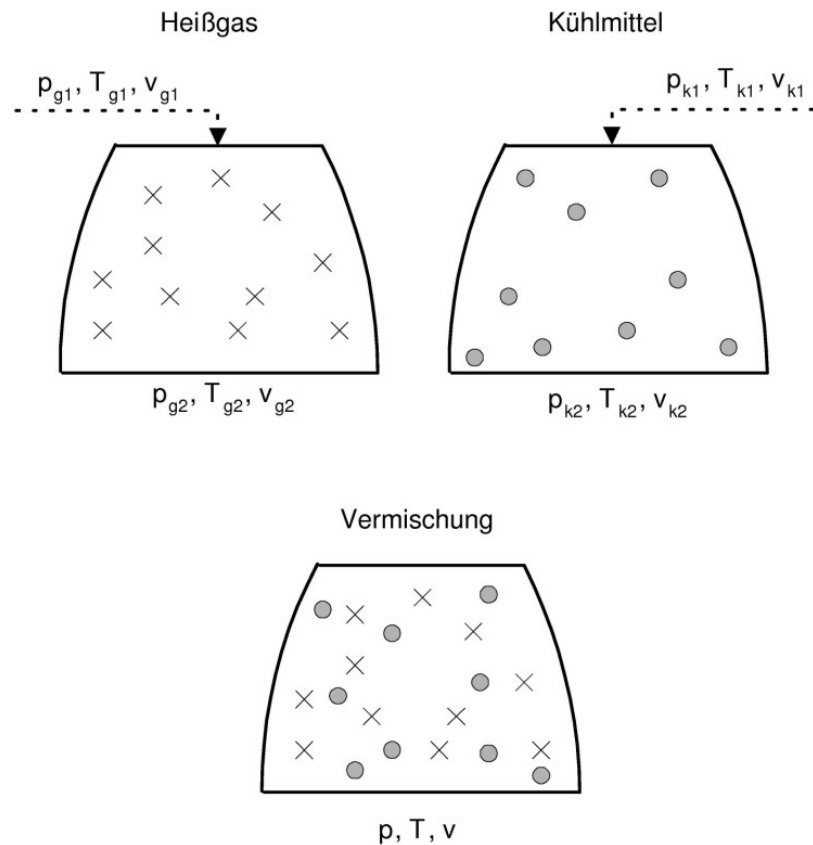


Abb. 4.4: Vermischung idealer Gase

Es wird ein Austrittszustand ermittelt, bei dem die Temperatur, die Geschwindigkeit und der Volumenstrom bzw. der eingenommene Strömungsquerschnitt der beiden Gase gleich sind:

$$\begin{aligned}
 T &= T_{g2} = T_{k2} \\
 v &= v_{g2} = v_{k2} \\
 A &= A_{g2} = A_{k2}
 \end{aligned}
 \tag{4.12}$$

Für die Bestimmung des vermischten Austrittszustands gelten folgende Randbedingungen:

Kontinuität:

$$\dot{m} = \dot{m}_g + \dot{m}_k \quad (4.13)$$

Energieerhaltung:

$$\begin{aligned} \dot{m} \left(h + \frac{v^2}{2} \right) &= \dot{m}_g \left(h_{g2} + \frac{v_{g2}^2}{2} \right) + \dot{m}_k \left(h_{k2} + \frac{v_{k2}^2}{2} \right) \\ &= \dot{m}_g \left(h_{g1} + \frac{v_{g1}^2}{2} \right) + \dot{m}_k \left(h_{k1} + \frac{v_{k1}^2}{2} \right) \end{aligned} \quad (4.14)$$

Impulserhaltung:

$$v = \frac{\dot{m}_g v_{g2} + \dot{m}_k v_{k2}}{\dot{m}} \quad (4.15)$$

Einnehmen des gleichen Strömungsquerschnitts:

$$\rho_{g2} = \frac{\dot{m}_g}{A v} \quad \text{und} \quad \rho_{k2} = \frac{\dot{m}_k}{A v} \quad (4.16)$$

Gesetz von DALTON:

$$p = p_{g2} + p_{k2} \quad (4.17)$$

Wobei sich die Partialdrücke aus den Molanteilen ergeben:

$$p_i = \Psi_i p = \frac{n_i}{\sum_i n_i} p \quad (4.18)$$

Die temperaturabhängigen Wärmekapazitäten machen eine iterative Bestimmung der Mischtemperatur nach Gleichung 4.19 erforderlich:

$$T_{k2-neu} = \frac{T_{g2} \left(\frac{c_{p_{g2}} \dot{m}_{g2}}{c_{p_{k2}} \dot{m}_{k2}} \right) + T_{k2}}{1 + \left(\frac{c_{p_{g2}} \dot{m}_{g2}}{c_{p_{k2}} \dot{m}_{k2}} \right)} \quad (4.19)$$

Die neue Temperatur der Heißgasseite ergibt sich dabei nach jedem Iterationsschritt aus der durch die Temperaturänderung des Kühlmittels entstandenen Enthalpiedifferenz:

$$T_{g2-neu} = T_g(\rho_{g2}, h_{g2-neu}) \quad (4.20)$$

$$h_{g2-neu} = h_{g2} + [h_k(\rho_{k2}, T_{k2-neu}) - h_k(\rho_{k2}, T_{k2})] \frac{\dot{m}_k}{\dot{m}_g} \quad (4.21)$$

4.4 Kalibrierung des Modells der Transpirationskühlung

Verschiedene Versuchskampagnen haben gezeigt, dass die Transpirationskühlung den spezifischen Impuls einer Schubkammer im Vergleich zu einer regenerativ gekühlten Ausführung reduziert [26, 58, 87]. Je nach dem für die Modellierung gewählten Parameter t , welcher das Verhältnis von

Halskühlmittelstrom zu Gesamtkühlmittel bedeutet, ändert sich die Qualität der vom Modell berechneten Abschwächung des spezifischen Impulses. Abbildung 4.5 verdeutlicht den Einfluss des Modellparameters t auf den spezifischen Impuls. Dargestellt ist der mit dem Ausgangswert normierte spezifische Vakuumimpuls in Abhängigkeit vom Kühlmittelmassenstrom bei verschiedenen Werten des Parameters t . Der Ausgangszustand ist dabei der Betriebspunkt ohne Kühlmittelzumischung ($\tau_k = 0$). Mit zunehmendem Kühlmittelstrom nimmt der Gesamtmassenstrom zu und das Mischungsverhältnis ab. Für den Parameter $t = 0$ ergibt sich ein Verlauf, der einer regenerativ gekühlten Brennkammer entspricht. Der Kurvenverlauf entsteht dabei durch die Verschiebung des Mischungsverhältnisses aufgrund des im Vergleich zum Ausgangszustand zusätzlich vorhandenen Kühlmittels.

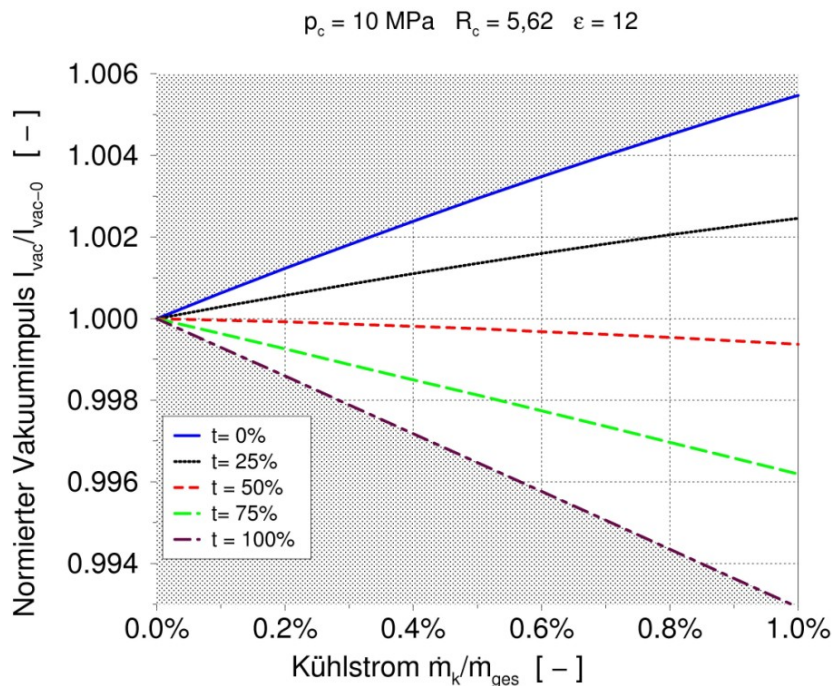


Abb. 4.5: Einfluss des Modellparameters t auf den berechneten spezifischen Impuls der Schubkammer

Zur Kalibrierung des Rechenmodells werden Rechnungen von *LRP* mit den Ergebnissen von Untersuchungen, die im Rahmen des TEHORA Projekts in den Jahren 1995-98 stattfanden [26, 29], verglichen. Gegenstand der damaligen Untersuchung war eine transpirationsgekühlte Brennkammer mit angeschlossener Expansionsdüse. In der damaligen Studie wurden nur die Auswirkungen auf die Schubkammer, nicht auf das Fördersystem bzw. den gesamten Antrieb,

betrachtet. Das Mischungsverhältnis der Verbrennung wurde konstant bei $R = 5,62$ gehalten, während gasförmiger Wasserstoff in unterschiedlichen Massenverhältnissen τ_k (Kühlmittelstrom / verbranntem Treibstoffstrom) eingeleitet wurde. Der Brennkammerdruck betrug $p_c = 10$ MPa und das Expansionsverhältnis der angeschlossenen Düse lag bei $\epsilon = 12$. In den Prüfstand war eine Schubmesswaage integriert. Zur Auswertung der Versuche sind die charakteristische Geschwindigkeit und der spezifische Impuls in Relation zum aufgewendeten Kühlstrom gebracht worden. Spezifischer Impuls und charakteristische Geschwindigkeit werden abhängig vom Kühlmassenstrom im Vergleich zur ungekühlten Brennkammer reduziert.

Abbildung 4.6 zeigt den experimentell und numerisch bestimmten Einfluss der Transpirationkühlung auf den spezifischen Impuls der Schubkammer. Der jeweilige spezifische Impuls ist dabei mit dem spezifischen Impuls einer Schubkammer ohne Transpirationskühlstrom als Referenz normiert. Die statistische Streuung der experimentell bestimmten Werte tritt in ähnlicher Form bei allen zur Verfügung stehenden Datensätzen auf. Mögliche Ursachen sind nicht dokumentiert. Die numerische Simulation wird daher so gewählt, dass der Trend der Messpunkte wiedergegeben wird. Die dargestellte Trendlinie ist eine Ausgleichsgerade durch die Messpunkte der TEHORA-Studie. Die Gerade ist dabei so gewählt, dass sie für einen Kühlstrom von $\tau_k = 0$ ein Impulsverhältnis von $I_{vac}/I_{vac-0} = 1$ liefert. Es ist zu erkennen, dass die numerische Modellierung von LRP mit einem gewählten Wert von $t = 0,85$ nahe an dieser Ausgleichsgeraden liegt und damit erlaubt die Tendenz der Ergebnisse der TEHORA Versuchskampagnen abzubilden.

Abbildung 4.7 zeigt analog zu Abbildung 4.6 den Einfluss der Transpirationkühlung auf die charakteristische Geschwindigkeit. Das gewählte Modell liefert höhere Werte für c^* , als die aufgrund der Experimente bei linearer Korrelation zu erwartenden. Die Diskrepanz zwischen den Ergebnissen des LRP -Modells und den experimentellen Werten für c^* wird noch in Abschnitt 4.5.1.3 diskutiert. Da konstruktive Ausführungen einer vollständig transpirationsgekühlten Schubkammer eine Kühlung im Halsbereich und darüber hinaus erfordern, wird in einer darartigen Schubkammer die Überschallströmung von der Transpirationskühlung beeinflusst. Einzig die Betrachtung von c^* zur Bewertung der Güte einer vollständig transpirationsgekühlten Schubkammer ist daher nicht ausreichend. Aus diesem Grund ist für die Systembetrachtung die korrekte Abbildung des Einflusses der Transpirationskühlung auf den

spezifischen Impuls von größerer Bedeutung als die korrekte Abbildung des Einflusses auf die charakteristische Geschwindigkeit.

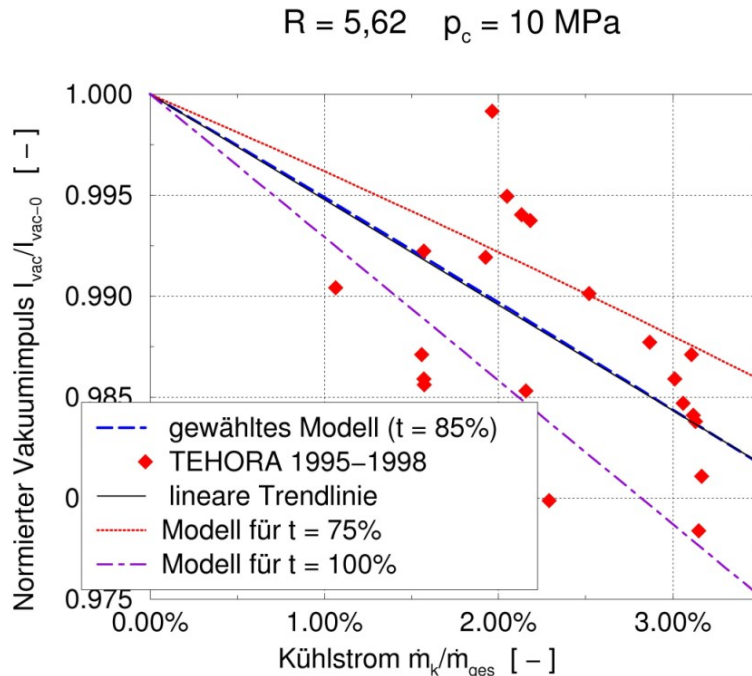


Abb. 4.6: Normierter spezifischer Vakuumimpuls (SK) in Abhängigkeit vom Kühlmittelstrom

4.4.1 Gewählte Einstellungen

Die weiter unten diskutierten Rechnungen verwenden jeweils den Wert $t = 0,85$ als Parameter der Kühlungskomponenten. Das heißt, es werden, sofern nicht anders angegeben, stets 85% des Kühlmittelstroms in die Halskomponente eingeleitet. Für eine exakte Nachmodellierung einer gegebenen Schubkammergeometrie muss dieser Wert modifiziert werden, um eine von TEHORA abweichende Kühlmassenstromverteilung zu berücksichtigen.

Der Kurvenverlauf für den spezifischen Impuls in Abhängigkeit vom Kühlmittelmassenstrom hängt stark vom gewählten Injektor-Mischungsverhältnis ab. Abbildung 4.8 zeigt den normierten spezifischen Vakuumimpuls in Abhängigkeit vom Kühlmittelmassenstrom für verschiedene Injektor-Mischungsverhältnisse (R_c). Der unterschiedliche Verlauf der Kurven ergibt sich durch die Verschiebung des Mischungsverhältnisses aufgrund des zugeführten Wasserstoffs. Die zu dem Einspritzkopfmischungsverhältnis $R_c = 7,0$

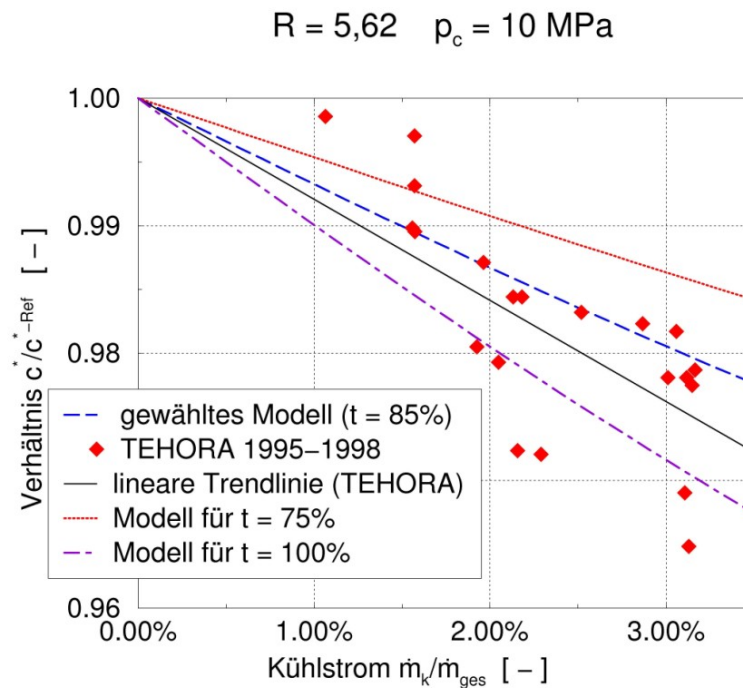


Abb. 4.7: Senkung der charakteristischen Geschwindigkeit in Abhängigkeit vom Kühlmittelmassenstrom

gehörige Kurve stellt den betrachteten Auslegungszustand dar, dessen spezifischer Impuls am stärksten von der Verschiebung des Mischungsverhältnisses zur treibstoffreichen Seite profitiert.

Das hier definierte Modell wird im Folgenden auf verschiedene Beispielfälle angewandt. Die in Kapitel 5 aufgeführten Untersuchungen basieren auf diesem Modell.

4.5 Anwendung des Kühlungsmodells

Zur Abschätzung des Einflusses der Transpirationskühlung auf die Triebwerksleistungen eines Triebwerks mit keramischen Komponenten wird zunächst gesondert die Schubkammer betrachtet. Der Betrachtung der von dem Modell vorhergesagten Schubkammersensitivitäten, das heißt der Betrachtung des spezifischen Impulses in Abhängigkeit von Kühlmassenstrom, Expansionsverhältnis und Schubkammermischungsverhältnis, geht eine Validierung des Kühlungsmodells voran.

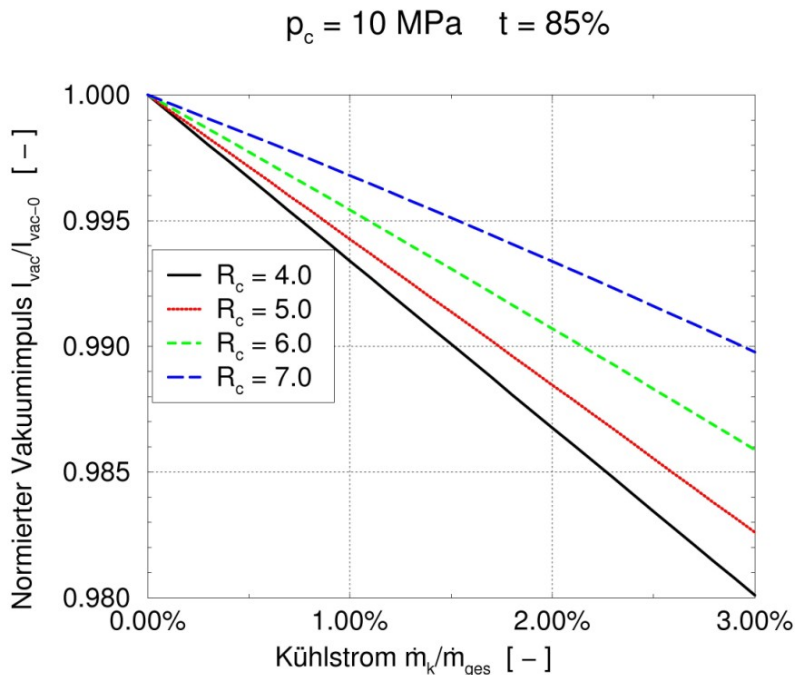


Abb. 4.8: Normierter spezifischer Vakuumimpuls in Abhängigkeit vom Kühlmittelmassenstrom für verschiedene Mischungsverhältnisse

4.5.1 Validierung des Kühlungsmodells

Zur Validierung des Rechenverfahrens sind Brennkammerversuche mit einer Bestimmung des spezifischen Impulses notwendig. Es müssen Vergleichswerte einer ungekühlten oder einer regenerativ gekühlten Brennkammer gemessen werden um den Impulsverlust der transpirationsgekühlten Brennkammer gegenüber einer regenerativ gekühlten Brennkammer bestimmen zu können.

4.5.1.1 Pratt & Whitney Studie

Die Firma Pratt & Whitney sammelte mit dem XLR-129 Triebwerk Erfahrung auf dem Gebiet der transpirationsgekühlten Schubkammer [58]. Das damalige Konzept für einen wiederverwendbaren Raumtransporter sah Orbiter und Boosterstufe mit dem gleichen Triebwerk aber unterschiedlichen Düsenexpansionsverhältnissen vor. Die Variante des XLR-129 Triebwerks, die für den Orbiter vorgesehen war und über ein höheres Expansionsverhältnis verfügte als die Boostervariante, zeigte geringere Einbußen im spezifischen Impuls. Es wurden Kühlströme von ca. 1% des Wasserstoffstroms verwendet und je nach Expansionsverhältnis der Düse Einbußen im spezifischen Impuls von 0,5 s bis 1,2 s festgestellt. Dies entspricht bei einem Mischungsverhältnis

von $R_c = 6$ einem Kühlmittelanteil (bezogen auf den gesamten Massenstrom) von $\tau_k = 0,14\%$ und einem Modellparameter von $t = 50\%$ bis $t = 100\%$. Die zugänglichen Informationen der XLR-129 Experimente sind sehr eingeschränkt und daher für quantitative Aussagen bezüglich des hier vorgeschlagenen Modells nicht nutzbar.

Abbildung 4.9 zeigt Ergebnisse der Schubkammerrechnung für verschiedene Expansionsverhältnisse. Ausgangspunkt der Kurven bei $t = 0\%$ ist ein regenerativ gekühltes Triebwerk. Mit zunehmendem Modellparameter t sinkt der spezifische Impuls des Triebwerks, bei ansonsten gleichen Rahmenbedingungen. Es ist zu erkennen, dass der normierte spezifische Vakuumimpuls bei großen Expansionsverhältnissen niedrigere Einbußen zeigt, als bei niedrigen Expansionsverhältnissen.

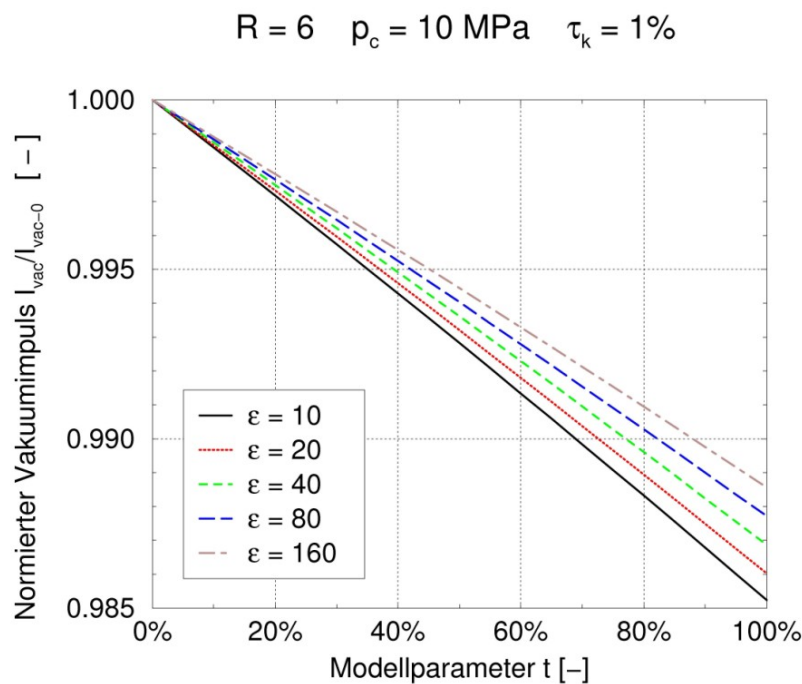


Abb. 4.9: Normierter spezifischer Vakuumimpuls in Abhängigkeit vom Modellparameter t für verschiedene Expansionsverhältnisse

4.5.1.2 Aerojet Studie

Abbildung 4.10 stellt die Versuchsergebnisse einer von der NASA beauftragten Studie [87] im Vergleich zu den Ergebnissen des Kühlungsmodells dar. In der von der Firma Aerojet von 1977 bis 1979 durchgeführten Studie wurde

eine Brennkammer zunächst regenerativ-gekühlt betrieben. Die experimentell bestimmten Werte des spezifischen Impulses wurden mit numerisch bestimmten (eindimensionale Gleichgewichtsrechnung) verglichen. Daraus ergab sich ein gemittelter Faktor für die Güte der Schubkammerausführung. Dieser Faktor ($\eta_{System} = 0,951$) wurde als konstant angenommen. Die für die Transpirationskühlung mit der gleichen Brennkammer experimentell bestimmten Werte wurden nun mit den durch den Systemfaktor korrigierten numerischen Werten verglichen, um den Gütegrad der Transpirationskühlung zu bestimmen.

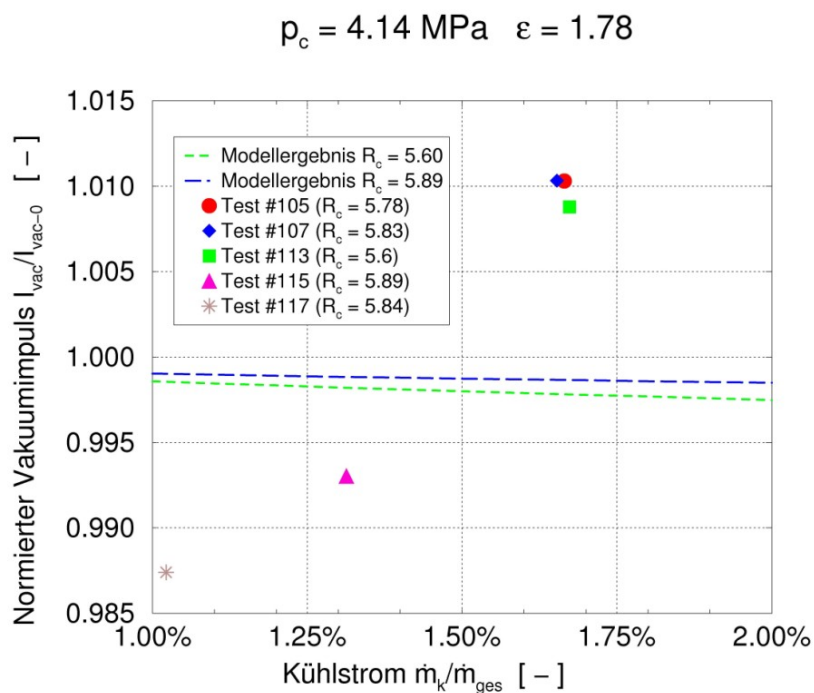


Abb. 4.10: Versuchsergebnisse der Studie NAS 3-21029 [87] im Vergleich zur LRP-Modellierung

Die Abbildung 4.10 zeigt die von *LRP* berechneten Verläufe des spezifischen Impuls für das größte und das niedrigste in den Experimenten der Firma Aerojet auftretende Injektor-Mischungsverhältnis. Deutlich von diesen Kurven entfernt liegen die Messwerte der Studie. Ein systematischer Fehler ist jedoch nicht zu erkennen, da die Messwerte der Studie keine klare Tendenz zeigen. In der Studie heißt es dazu bezeichnend: ”... these test results are unexplainable. Either there is a significant experimental error or there is some gas dynamic phenomenon that is creating a performance aberation.”

Die Messwerte der Studie weisen für den normierten spezifischen Vakuumimpuls gegenüber den vom Modell vorhergesagten Werten eine Standardabweichung (nach Gleichung 4.22) von $\sigma = 1,084\%$ auf. Die Werte der THEORA Versuchskampagnen weisen im Vergleich nur eine Standardabweichung von $\sigma = 0,454\%$ auf.

Die Standardabweichung ist hierbei definiert als:

$$\sigma = \sqrt{\frac{1}{n} \sum_i \delta_i^2} \quad (4.22)$$

Die Messwerte können das Modell weder bestätigen noch widerlegen. Um eine bessere Aussage treffen zu können müssen gezielt experimentelle Untersuchungen durchgeführt werden.

4.5.1.3 DLR-Versuchskampagnen

Im Laufe des Jahres 2001 fanden am Prüfstand M3 beim DLR in Lampoldshausen Versuche mit einem transpirationsgekühlten C/C-Ringsegment statt [28]. In den verschiedenen Versuchskampagnen wurde die Mikrobrennkammer jeweils über einen Zeitraum von mehreren Sekunden mit gasförmigem Wasserstoff und Sauerstoff betrieben. Die Versuche fanden bei einem Brennkammerdruck von etwa $p_c \approx 0,8$ MPa und einem Einspritz-Mischungsverhältnis von etwa $R_c \approx 6,5$ statt. Weitere Parameter der Mikrobrennkammer M3 sind in Tabelle 4.2 aufgeführt. Die Abbildung 4.11 zeigt einen Schnitt durch die Versuchsanordnung mit C/C-Ringsegment. Im rechten Drittel sind die Kupfersegmente mit den Thermoelementen, sowie das C/C-Ringsegment vor der wassergekühlten, konvergenten Düse zu erkennen. Zweck der Untersuchungen war damals hauptsächlich eine Korrelation zwischen Ausblasrate und sich einstellender Wandtemperatur zu finden. Im Rahmen der Versuchskampagnen wurden neben Temperaturmessungen auch der Brennkammerdruck und der Massenstrom, sowie der Kühlmittelmassenstrom bestimmt. Die Abbildung 4.12 zeigt die aus den Versuchsdaten bestimmten Werte für c^* in Abhängigkeit vom Kühlmittelanteil τ_k . Die Darstellung beschränkt sich hier auf den für praktische Anwendungen relevanten Bereich bis zu einem Kühlmittelanteil von $\tau_k = 10\%$. Ebenfalls dargestellt sind die mit der *LRP*-Modellierung berechneten Werte für c^* und eine

lineare Trendlinie der dargestellten experimentell bestimmten Werte von c^* . Es ist zu erkennen, dass die *LRP*-Modellierung die experimentell ermittelten Werte im betrachteten Bereich gut abbildet. Die von der *LRP*-Modellierung berechneten Werte liegen in Bereichen höheren Kühlmittelanteils ($\tau_k > 10\%$) deutlich über den aus den experimentellen Daten berechneten Werten. Aufgrund des Einflusses der Kühlung auf die charakteristische Geschwindigkeit und den spezifischen Impuls, liegt der für praktische Anwendungen interessante Bereich jedoch am unteren Ende der experimentell erfassten Werte ($\tau_k < 5\%$). In diesem Bereich liefert die *LRP*-Modellierung eine sehr gute Übereinstimmung mit den experimentell bestimmten Werten.

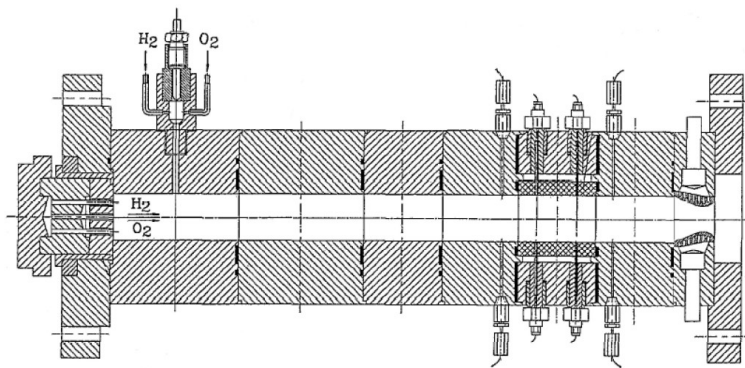


Abb. 4.11: Versuchsanordnung am Prüfstand M3 mit C/C-Ringsegment [31]

Brennkammerdruck	p_c	0,8 MPa
Triebwerks-Massenstrom	\dot{m}_{ges}	0,5 kg/s
Halsdurchmesser	d_t	0,017 m
Brennkammerdurchmesser	d_c	0,03 m
Länge des Brennkammerzylinders	l_{BK}	0,36 m

Tab. 4.2: Technische Daten der C/C-Ringsegment-Testkampagnen mit der Mikrobrennkammer M3 [28]

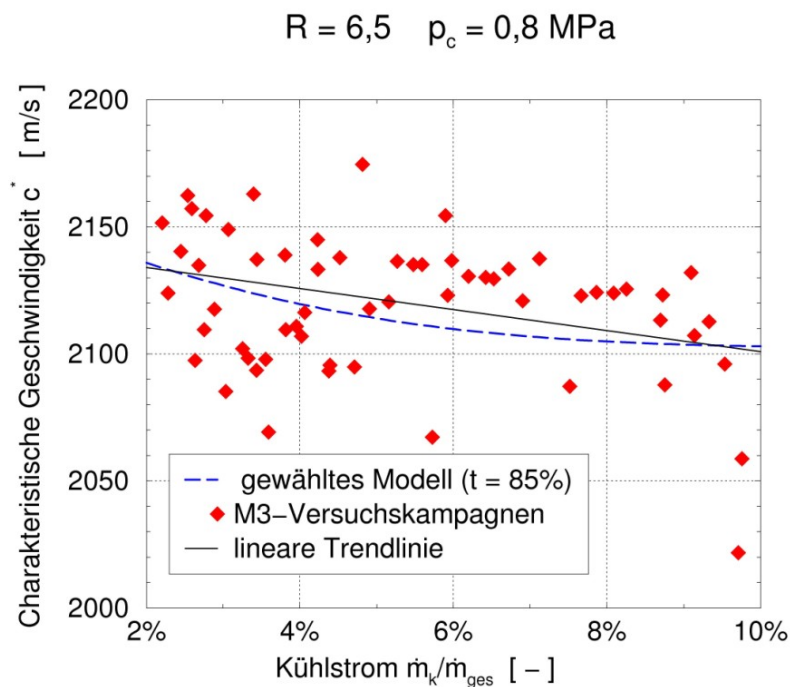


Abb. 4.12: c^* aus Versuchsergebnissen der M3 Testkampagnen [28] im Vergleich zur LRP-Modellierung

4.5.1.4 Vergleich mit *TDK*-Rechnungen

Das Programm *TDK* bietet die Möglichkeit die Verschlechterung des spezifischen Impuls in Abhängigkeit vom eingesetzten Kühlmittelstrom abzuschätzen. Eine Vergleichsrechnung mit den in Tabelle 4.3 aufgeführten Schubkammerparametern weist auf einen Modellparameter unterhalb von $t = 50\%$ hin. Abbildung 4.13 zeigt Ergebnis der *TDK*-Rechnung im Vergleich zu dem Modellergebnis von *LRP*. Der untersuchte Konturverlauf der Schubkammer entspricht dem Vulcain Antrieb. Aufgrund der guten Übereinstimmung des Modellparameters $t = 85\%$ mit den experimentell bestimmten Werten (siehe Absatz 4.5.1.3), wird dieser für die weiteren Rechnungen verwendet. Der Vergleich mit der *TDK*-Rechnung deutet jedoch darauf hin, dass Rechnungen mit diesem Parameter eine konservative Abschätzung darstellen.

Brennkammerdruck	p_c	15 MPa
Ausgangsmischungsverhältnis	R_0	6,75
Expansionsverhältnis	ϵ	57,75

Tab. 4.3: Schubkammerparameter für *TDK*-Vergleichsrechnung

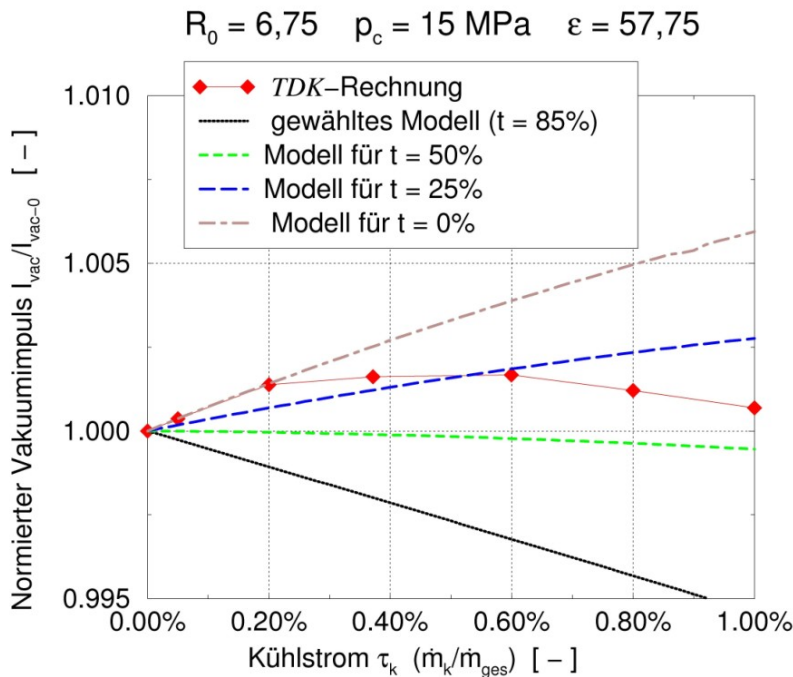


Abb. 4.13: Transpirationskühlungsrechnung mit TDK im Vergleich zur LRP-Modellierung

4.5.2 Sensitivität der Schubkammerleistung auf eine Variation des Kühlmassenstroms

Zur Bewertung der Sensitivität der Schubkammerleistung auf eine Variation des Kühlmassenstroms werden Rechnungen mit einem konstantem Schubkammermischungsverhältnis R_e und variiertem Kühlmittelanteil τ_k durchgeführt. Die Abbildungen 4.14 und 4.15 zeigen den spezifischen Boden- und Vakuumimpuls einer transpirationsgekühlten Schubkammer bei verschiedenen Austrittsmischungsverhältnissen über den Kühlmittelstrom variiert. Die Berechnungen fanden für einen Brennkammerdruck von $p_c = 10 \text{ MPa}$ und ein Expansionsverhältnis von $\epsilon = 40$ statt. Als Modellparameter wurde $t = 85\%$ gewählt.

Der Verlauf des spezifischen Impulses knickt bei einem Austrittsmischungsverhältnis von $R_e = 7,0$ und einem Kühlmittelstrom von etwas mehr als $\tau_k = 1,5\%$ stark ab. Dies liegt daran, dass bei Triebwerken mit Transpirationskühlung der zur Kühlung verwendete Treibstoff durch die Brennkammerwand in die Kammer eintritt und daher das Mischungsverhältnis stromaufwärts ansteigt. Das Verbrennungsmischungsverhältnis (also das Mischungsverhältnis unmittelbar nach dem Einspritzkopf) liegt über dem gesamten Mischungsverhältnis

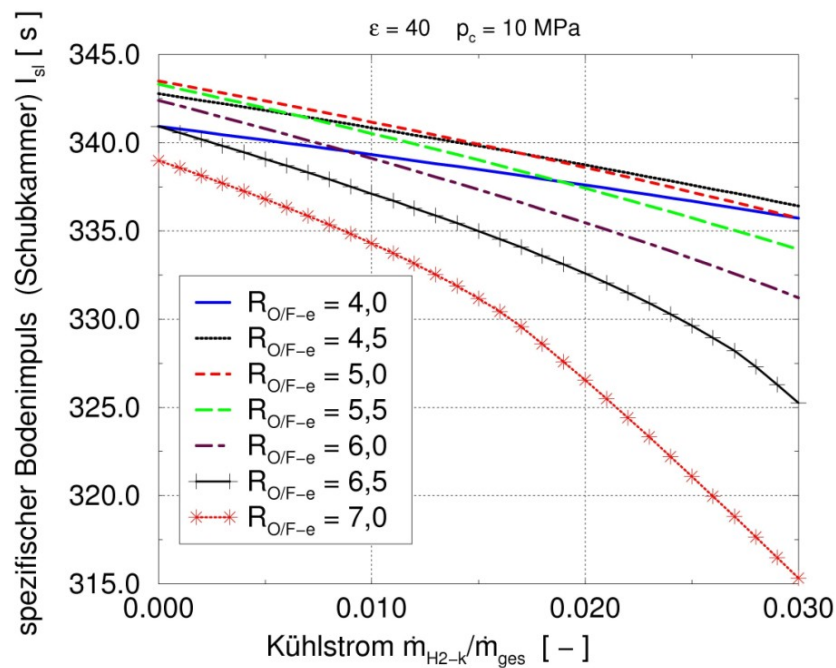


Abb. 4.14: Spezifischer Bodenimpuls der Schubkammer in Abhängigkeit von Schubkammermischungsverhältnis und Kühlmittelstrom

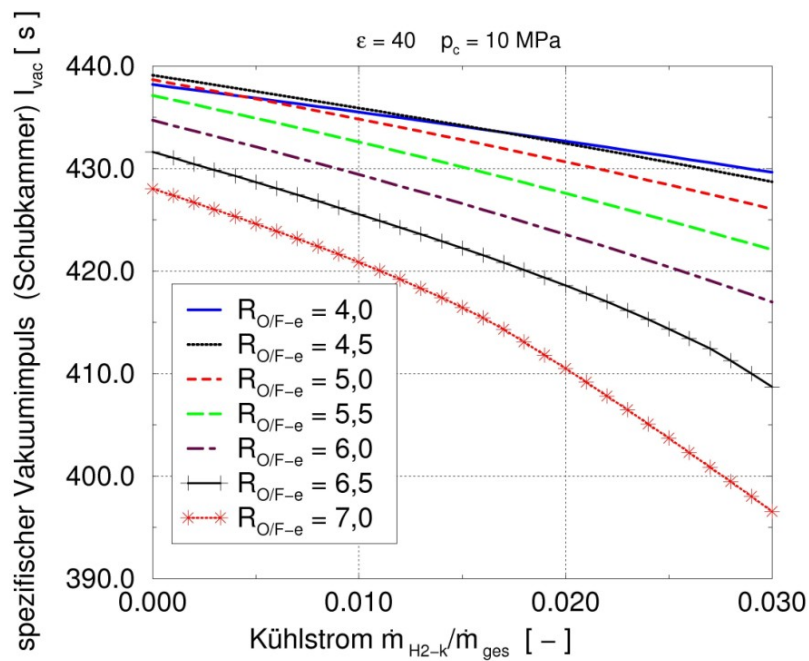


Abb. 4.15: Spezifischer Vakuumimpuls der Schubkammer in Abhängigkeit von Schubkammermischungsverhältnis und Kühlmittelstrom

der Schubkammer. Bei einer überstöchiometrischen Verbrennung ($R_c > 8$) nimmt die Verbrennungstemperatur, aufgrund des wachsenden Anteils von nicht reagiertem Sauerstoff, mit zunehmendem Mischungsverhältnis ab und die mittlere Molmasse der Verbrennungsprodukte zu. Beide Tendenzen wirken sich negativ auf die Austrittsgeschwindigkeit und damit den spezifischen Impuls aus. Abbildung 4.16 verdeutlicht den Einfluss des Kühlmittelmassenstroms auf das Brennkammer-Mischungsverhältnis. Dargestellt ist das Mischungsverhältnis am Einspritzkopf in Abhängigkeit vom Kühlmittelmassenstromanteil für konstante Austrittsmischungsverhältnisse.

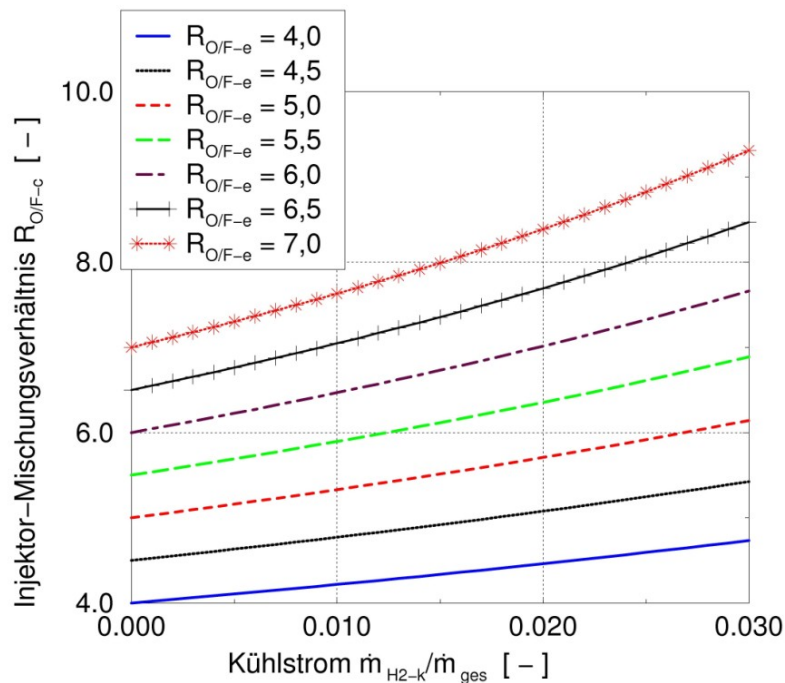


Abb. 4.16: Mischungsverhältnis am Injektor in Abhängigkeit von Schubkammermischungsverhältnis und Kühlmittelstrom

4.5.3 Sensitivität der Schubkammerleistung auf eine Variation des Expansionsverhältnisses

Zur Bewertung der Sensitivität der Schubkammerleistung auf eine Variation des Expansionsverhältnisses werden Rechnungen mit einem konstantem Schubkammermischungsverhältnis R_e und einem konstantem Kühlmittelanteil τ_k bei variiertem Expansionsverhältnis ϵ durchgeführt. Die Abbildungen 4.17 und 4.18 zeigen den Bodenimpuls und den Vakuumimpuls, jeweils in Abhängigkeit

vom Expansionsverhältnis.

Es ist zu erkennen, wie der spezifische Impuls in dem gewählten Modell vom Kühlstrom beeinflusst wird. Als Vergleich dienen die zu verschiedenen Mischungsverhältnissen gehörenden Kurven. Es ist zu erkennen, dass die Änderung des Kühlmittelanteils um 0,5% eine ähnlich große Auswirkung auf den spezifischen Impuls hat, wie die Änderung des Schubkammermischungsverhältnisses um 0,5.

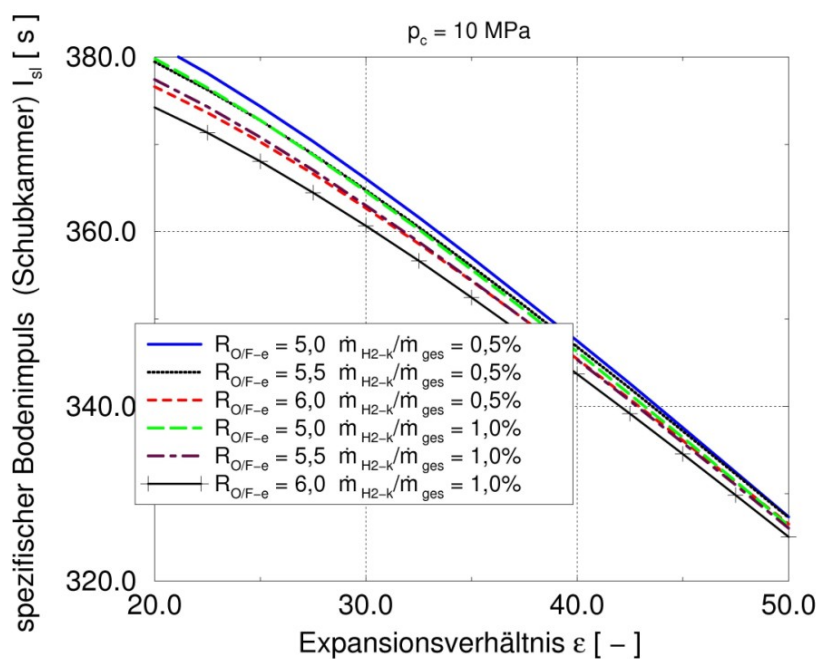


Abb. 4.17: Spezifischer Bodenimpuls der Schubkammer in Abhängigkeit von Expansionsverhältnis, Schubkammermischungsverhältnis und Kühlmittelstrom

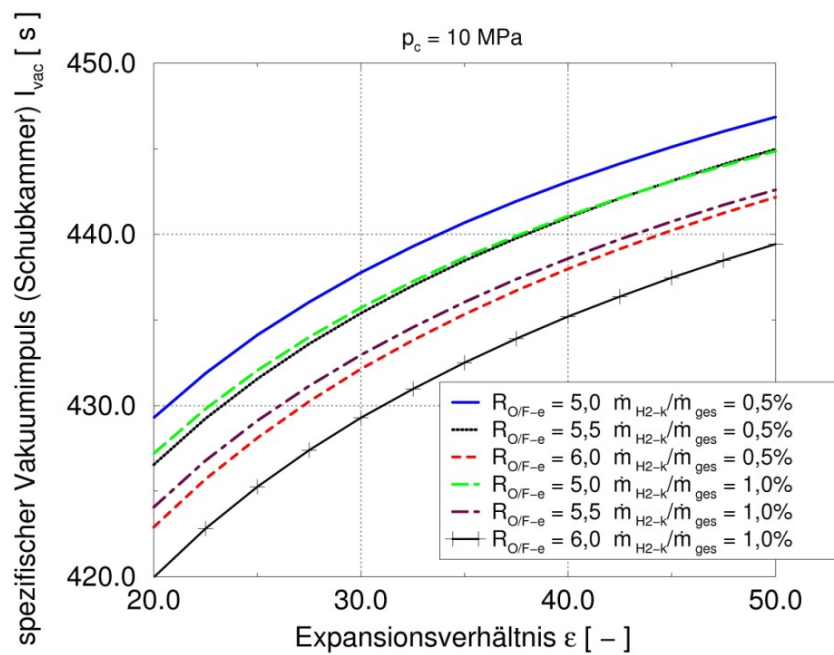


Abb. 4.18: Spezifischer Vakuumimpuls der Schubkammer in Abhängigkeit von Expansionsverhältnis, Schubkammermischungsverhältnis und Kühlmittelstrom

5 Triebwerksanalyse

In diesem Kapitel wird schrittweise die Festlegung wichtiger Parameter und Randbedingungen im Entwurfsprozess des Triebwerks mit keramischer Brennkammer beschrieben. Abbildung 5.1 zeigt schematisch den Entwurfsprozess für das Triebwerk SE-22 (fortlaufende Nummerierung der in der Abteilung Systemanalyse Raumtransport untersuchten Triebwerksentwürfe) unter Einbeziehung der Anforderungen des Trägersystems. Es findet eine Variation von Triebwerksmischungsverhältnis und Triebwerksmassenstrom statt. Unter Berücksichtigung der jeweils bestimmten Triebwerksdaten werden Analysen der Aufstiegsbahnen eines potenziellen Trägersystems durchgeführt. Die erreichbare Nutzlastmasse in Abhängigkeit von den variierten Parametern dient als Kostenfunktion, anhand derer die Werte der variierten Triebwerksparameter festgelegt werden.

Die im Folgenden verwendeten Triebwerksparameter greifen auf die in Abschnitt 5.7 diskutierten Ergebnisse der Triebwerks-Systemanalyse vor. Tabelle 5.1 führt die für die Betrachtung der Schubkammer relevanten Parameter auf.

Treibstoffkombination		LOX/LH2
Brennkammer-Druck	p_c	15 MPa
Schubkammer-Mischungsverhältnis	R_e	6,78
Schubkammermassenstrom	\dot{m}_e	340,7 kg/s
Halsradius	r_t	126 mm
Expansionsverhältnis	ϵ	60
Triebwerksmischungsverhältnis	R_{ges}	6
Triebwerksmassenstrom	\dot{m}_{ges}	352,5 kg/s
Kühlstromanteil	τ_k	0,7 %
Vakuumschub	F_{vac}	1503 kN

Tab. 5.1: Schubkammer Parameter des SE-22 Triebwerkskonzepts

Die hier gewählte Vorgehensweise kann als integrierter Triebwerksentwurf bezeichnet werden. Dieser wird durch die flexible, verwendete Software ermöglicht und läßt sich auf unterschiedlichste Trägersysteme und Antriebskonzepte anwenden. Grundgedanke ist der, dass eine Triebwerksentwicklung und Vorauslegung, aufgrund der Fülle von freien Parametern, nur unter Ein-

beziehung eines definierten Trägerkonzepts, als Rahmenbedingung, sinnvoll ist. Viele Triebwerksparameter ergeben sich dann aus dem Zusammenspiel von Trägerstufe und Antrieb.

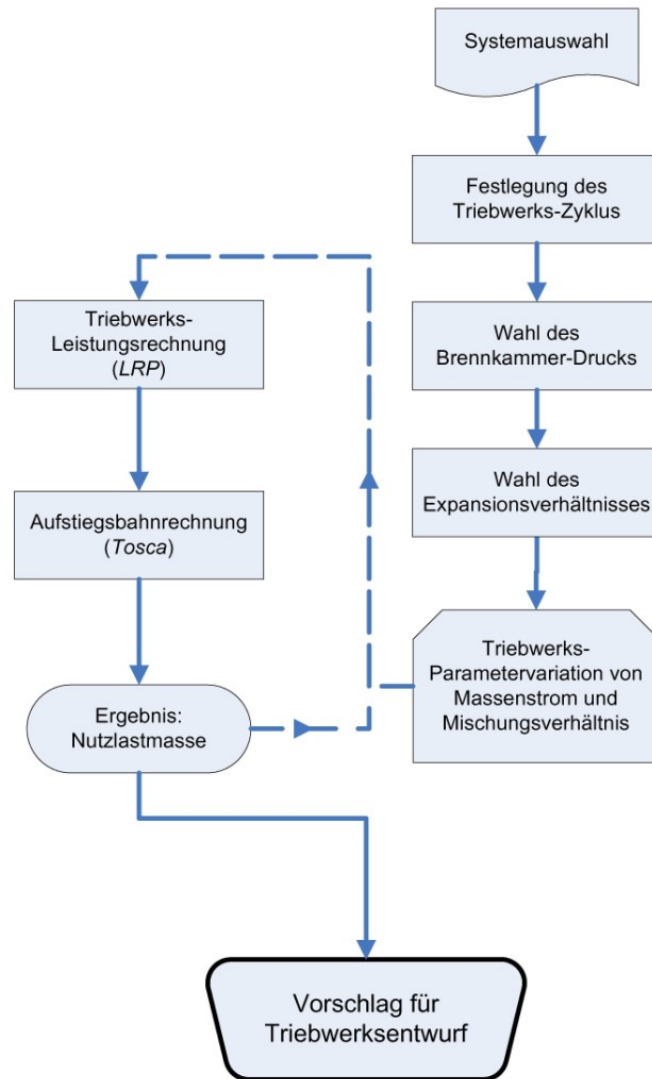


Abb. 5.1: Vorgehensweise für den anwendungsbezogenen Entwurf eines Raketenantriebs mit LRP und Tosca

5.1 Voruntersuchung der Transpirationskühlung

Um die potenzielle Leistungssteigerung eines mit einer keramischen Brennkammer ausgestatteten Raketenantriebs abzuschätzen, haben verschiedene Voruntersuchungen stattgefunden [30, 34, 36]. Hierbei wurden zunächst vereinfachte Modelle verwendet, welche für eine qualitative Aussage hinreichend genau sind. Die in Abschnitt 4.3 beschriebene Modellierung der Transpirationskühlung wird hier noch nicht verwendet. Sie bildet die Grundlage der ab Abschnitt 5.4 folgenden Analysen.

Ein Teil der Analysen betrachtet den Vorteil der transpirativen Kühlung bezüglich einer möglichen Steigerung des Brennkammerdrucks. Dabei werden der Düsenaustrittsdruck und der Gesamtmassenstrom konstant gehalten. Das Förderungssystem wird ebenfalls weitgehend konstant gehalten, was bei einer Reduzierung des in der Kühlung zu überwindenden Druckverlusts einen Anstieg des Brennkammerdrucks zur Folge hat. Der erhöhte Brennkammerdruck sorgt aufgrund des gleich bleibenden Düsenaustrittsdrucks für eine stärkere Expansion und damit einen höheren spezifischen Impuls, welcher wiederum in gleichem Maß eine Schubsteigerung bewirkt.

Betrachtet wurde ebenfalls der potenzielle Gewinn an spezifischem Impuls für ein Hauptstromtriebwerk. Da bei diesem Zyklus eine Steigerung des Brennkammerdrucks die Turbinenexpansion reduziert, ist die resultierende potenzielle Steigerung des spezifischen Impuls kleiner als bei einem Nebenstromtriebwerk [34].

5.1.1 Parametrische Variation des Druckverlusts in der Brennkammerkühlung

Die Triebwerksleistung eines Raketenmotors mit einer transpirationsgekühlten Brennkammer wird mittels einer parametrischen Variation des in der Regenerativkühlung auftretenden Druckverlusts abgeschätzt. Die Variation findet, ausgehend von dem im regenerativ gekühlten Triebwerk auftretenden Druckverlust, in Schritten von 0,1 MPa, statt. Die Zwischenschritte stellen teilweise regenerativ ausgelegte Kühlungen, mit unterschiedlicher Gewichtung des regenerativen- und transpirativen Anteils dar. Ziel der Untersuchung ist eine Abschätzung der möglichen Steigerung des spezifischen Impulses durch die

Verwendung der Transpirationskühlung anstelle der Regenerativkühlung.

Ausgangspunkt der Rechnungen ist jeweils eine vollständig regenerativ ausgeführte Schubkammerkühlung. Der Endpunkt der Variation des Druckverlusts (bei $\Delta p = 0,1$ MPa) stellt eine gut ausgeführte vollständige Transpirationskühlung dar. Abbildung 5.3 zeigt den Aufbau des betrachteten Zyklus. Der Kühlstrom erfährt in dieser Rechnung aufgrund der Art der Modellierung stets den Druckverlust des Injektors. Bei einer vollständigen Transpirationskühlung wird der Großteil des geförderten Wasserstoffstroms nicht zur Kühlung, sondern zur Verbrennung genutzt. Er passiert daher tatsächlich den Einspritzkopf und muss auf einen ausreichend hohen Druck gefördert werden. Aus diesem Grund erlaubt die gewählte Modellierung den tatsächlich benötigten Pumpenausstrittsdruck gut abzuschätzen.

Betrachtet wird hier der Einfluss der Transpirationskühlung auf das Fördersystem. Der Verbrennungsprozeß wird in dieser Voruntersuchung nicht von der Kühlung beeinflusst. In dieser Modellierung wird der zur Hauptbrennkammer geführte Wasserstoff nicht weiter unterteilt. Der nicht zur Kühlung benötigte Massenstrom, der Kühlmassenstrom des regenerativen Anteils der Kühlung und der Kühlmassenstrom der Transpirationskühlung erfahren daher den gleichen Druckverlust in der Kühlkomponente. Anschließend passiert in dem hier verwendeten Ersatzmodell der gesamte Treibstoffstrom den Injektor und steht dann der Verbrennung zur Verfügung. Der in den Brennkammerventilen und dem Injektor auftretende Druckverlust wird nicht separat variiert und liegt in allen Rechnungen bei 25% des Brennkammerdrucks ($\Pi_{inj} = 0,8$). Abbildung 5.2 verdeutlicht die Funktionsweise dieses Ersatzmodells.

5.1.1.1 Steigerung der Triebwerksleistung durch Einsatz der Transpirationskühlung

Der Einsatz der Transpirationskühlung hat verschiedene Auswirkungen auf die Triebwerksleistung. Da der Zyklus nicht durch den in den Kühlkanälen einer regenerativ gekühlten Brennkammer auftretenden Druckverlust belastet wird, steht dem Triebwerk mit transpirativ gekühlter Brennkammer eine Leistungsreserve des Fördersystems im Vergleich zu einem regenerativ gekühlten Triebwerk gleicher Rahmenbedingungen zur Verfügung. Die Leistungsreserve kann auf unterschiedliche Arten genutzt werden, um die Triebwerksleistung gegenüber

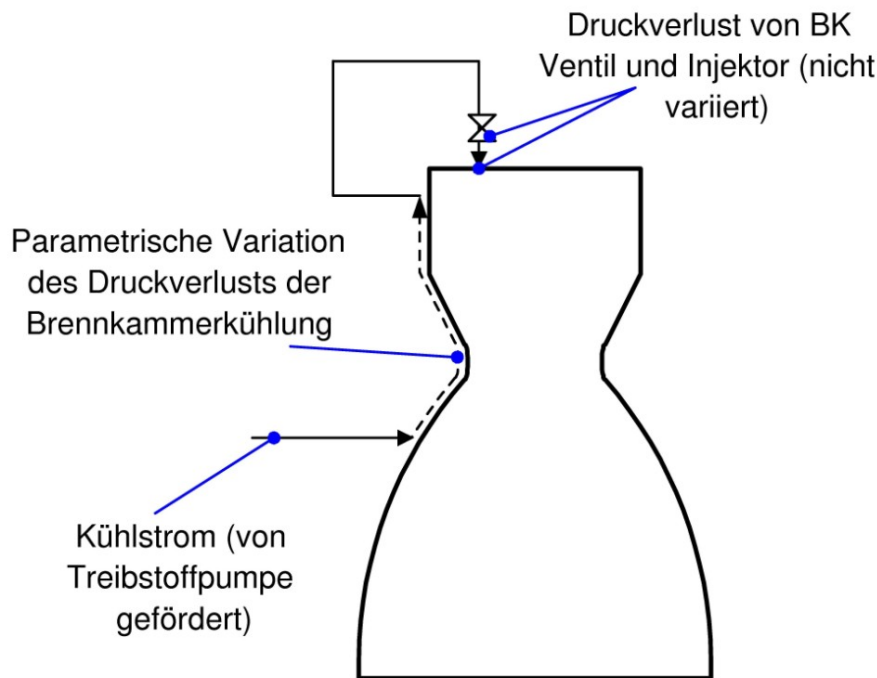


Abb. 5.2: Ersatzmodell der Kühlung

der eines regenerativ gekühlten Triebwerks zu erhöhen. Drei Varianten werden näher betrachtet:

1. Reduzierung der Turbinendruckverhältnisse, d.h. Erhöhung des Turbinenaustrittsdrucks und damit Steigerung des spezifischen Impulses des Nebenstroms,
2. Reduzierung des Gasgeneratormassenstroms, wobei sich unter Beibehaltung des Gesamtmassenstroms das Brennkammermischungsverhältnis für den spezifischen Impuls günstig reduziert und der Brennkammermassenstrom sich erhöht und
3. Erhöhung des Brennkammerdrucks und eine dadurch ermöglichte Vergrößerung des Düsenexpansionsverhältnisses bei gleich bleibendem statischen Düsenaustrittsdruck.

Abbildung 5.4 zeigt die mögliche Steigerung des spezifischen Vakuumimpulses eines Nebenstrom-Triebwerks in Abhängigkeit von der Reduzierung des in der Brennstoffförderung auftretenden Druckverlusts. Der Referenzfall ist dabei ein regenerativ gekühltes Triebwerk mit den in Tabelle 5.2 aufgeführten Triebwerksparametern. Druckverlust der Kühlung und spezifischer Impuls sind mit diesem Referenzfall normiert aufgetragen.

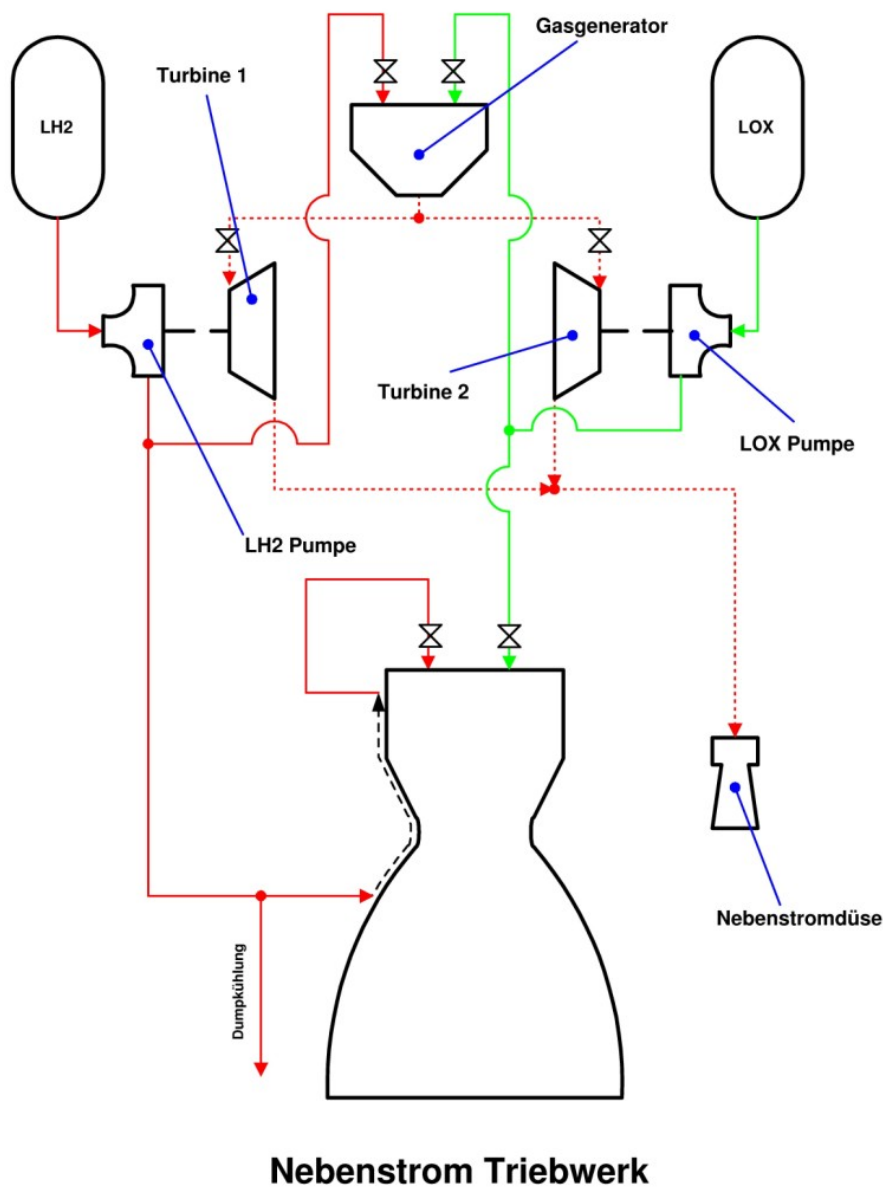


Abb. 5.3: Zyklusaufbau des betrachteten Nebenstromtriebwerks

Die Umsetzung der Turbopumpen-Leistungsreserve in einen erhöhten Brennkammerdruck sowie ein erhöhtes Expansionsverhältnis ermöglicht die größte Steigerung des spezifischen Impulses des gesamten Triebwerks (Fall 3 in Abbildung 5.4). Diese Variante wird den in diesem Kapitel vorgestellten Triebwerksrechnungen zugrunde gelegt.

Brennkammerdruck	p_c	11 MPa
Expansionsverhältnis	ϵ	45
Kühlkanal-Druckverlust	Δp	3 MPa
Schubkammer-Mischungsverhältnis	R_e	6,25
spezifischer Vakuumimpuls	I_{vac}	430,7 s
Triebwerks-Massenstrom	\dot{m}_{ges}	271 kg/s

Tab. 5.2: *Triebwerksparameter des variierten Nebenstromtriebwerks im Auslegungszustand*

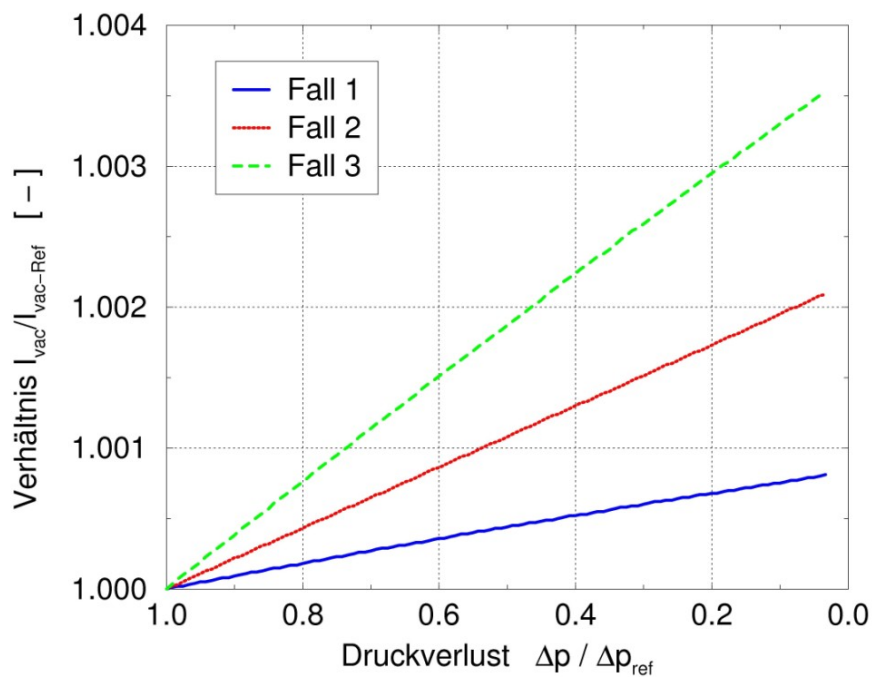


Abb. 5.4: *Spezifischer Vakuumimpuls in Abhängigkeit vom reduzierten Kühlungsdruckverlust. (Fall 1: Steigerung des Turbinenausstrittsdrucks; Fall 2: Reduzierung des Gasgeneratormassenstroms; Fall 3: Erhöhung von Brennkammerdruck und Expansionsverhältnis)*

5.2 Systemauswahl

5.2.1 Festlegung des Einsatzbereichs

Die Verwendung keramischer Komponenten im Triebwerksbau verspricht Vorteile sowohl hinsichtlich der Triebwerksleistung als auch der Triebwerksmasse. Letzteres wirkt sich besonders vorteilhaft auf die Transportleistung eines Trägersystems aus, wenn ein derartiges Triebwerk in einer Oberstufe Verwendung findet, da dann jede Masseneinsparung direkt der erzielbaren Nutzlastmasse zugute kommt.

Die folgende Überlegung führte allerdings zur Auswahl eines anderen Einsatzbereichs. Für Oberstufenantriebe sind verhältnismäßig niedrige Brennkammerdrücke ausreichend, weshalb sich der relativ einfache Expanderzyklus für diese Triebwerke eignet. Der Expanderzyklus kommt ohne eine Vorbrennkammer aus. Die Aufheizung des Kühlfluids in den Kühlkanälen der Brennkammer liefert ausreichend Enthalpie zum Betrieb der Turbinen. Zwingende Notwendigkeit für den Expanderzyklus ist daher das Vorhandensein einer regenerativen Brennkammerkühlung, welche für die Aufheizung des Kühlfluids sorgt. Ein transpirationsgekühltes Triebwerk wird damit komplexer als ein vergleichbares regenerativ gekühltes Expanderzyklustriebwerk.

Die in diesem Kapitel vorgestellten Untersuchungen befassen sich daher mit den Möglichkeiten, die sich durch die Verwendung einer Brennkammer in faserverkeramischer Bauweise beim Bau von Zentral- oder Boosterstufen-Triebwerken ergeben.

5.2.2 Fahrzeugbeschreibung

Ausgangspunkt der Analysen ist die Ariane 5 ECA, wie in Abbildung 5.5 dargestellt. Tabelle 5.3 führt die wichtigsten Massendaten der einzelnen Stufen des betrachteten Systems auf. Die verwendeten Massendaten sind die von der Abteilung SART üblicherweise genutzten Werte [10, 11]. Sie gehen auf Daten des Qualifikationsflugs-„Kickoffs“ aus dem Jahr 2002 zurück [64]. Das Fahrzeug erreicht für seinen Zielorbit (GTO: 450 km x 35786 km; Inklination: -7°) eine Nutzlast von 8500 kg.

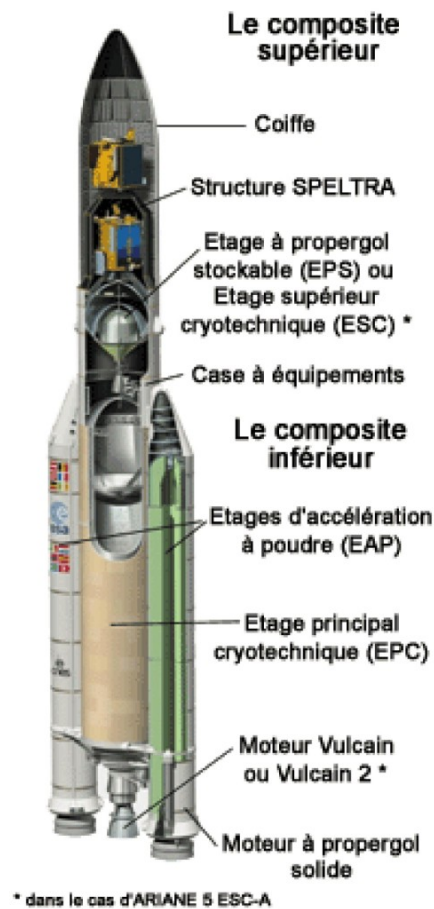


Abb. 5.5: Ariane 5 ECA (mit Oberstufe ESC-A) [69]

5.2.3 Zyklusaufbau des SE-22 Triebwerkskonzepts

Ergebnis der Voruntersuchung war eine besondere Eignung der Transpiration Kühlung zur Steigerung des spezifischen Impulses im Einsatz mit Nebenstromzyklen (siehe Abschnitt 5.1). Außerdem kann bei der Fertigung eines Nebenstromtriebwerks auf in Europa vorhandene Technologien und Erfahrung zurückgegriffen werden, was Entwicklungskosten und -risiken reduziert.

Generische Untersuchungen der Turbomaschinenanordnung deuten darauf hin, dass ein Nebenstromzyklus mit der Treibstoffkombination Wasserstoff/Sauerstoff bei serieller Turbinenanordnung mit einem geringeren Nebenstrom auskommt, als bei paralleler Turbinenanordnung [16]. Weitere Untersuchungen haben gezeigt, dass mit den hier gewählten Triebwerksparmetern der serielle Turbinenaufbau, mit einem Turbinenbypass von 2%, den gleichen Massenstrom wie die parallele Anordnung benötigt. Mit kleineren Bypass-Massenströmen sinkt der benötigte Nebenstrom entsprechend.

	Booster P240 EAP	Zentralstufe H170 EPC	Oberstufe ESC-A
Leermasse	37270 kg	16075 kg	6961 kg
Treibstoffmasse	240043 kg	172672 kg	14873 kg
davon Reste und Reserven	2740 kg	2711 kg	532 kg
Treibstoff des Lageregelungssystems	1724 kg	104 kg	22 kg
Startmasse (ohne Nutzlast)	279037 kg	188851 kg	21855 kg
Brennschlussmasse (ohne Nutzlast)	40010 kg	18786 kg	7492 kg
spezifischer Bodenimpuls	251,4 s	315 s	310 s
spezifischer Vakuumimpuls	274,1 s	433 s	446,4 s
Brenndauer	132,6 s	531,1 s	965,4 s

Tab. 5.3: Massendaten des betrachteten Referenzträgers

Allerdings war die geringere Komplexität eines Triebwerks mit parallelen Turbomaschinen letztendlich ausschlaggebend für die Auswahl dieser Turbomaschinenanordnung im betrachteten Referenztriebwerk.

Bei dem hier vorgeschlagenen Nebenstromzyklus werden die Turbinen der Treibstoff- und der Oxidator-Turbopumpe von einem gemeinsamen Gasgenerator parallel gespeist. Dieser Antrieb ist in seinem Aufbau an das europäische Vulcain Triebwerk angelehnt. Dies hat gegenüber der sequentiellen Turbinenanordnung den Vorteil, dass die Turbomaschinen unabhängig voneinander entwickelt werden können. Abbildung 5.6 zeigt schematisch den Aufbau des Zyklus. Eine detaillierte Darstellung des Zyklusaufbaus findet sich in Abbildung 5.32 auf Seite 118.

5.2.3.1 Tankbedrückung

Da das betrachtete Trägersystem von einer weitestgehend unveränderten Zentralstufe H170 EPC ausgeht, wird auch die Tankbedrückung unverändert übernommen. Das SE-22 Triebwerk sieht wie das Vulcain und das Vulcain 2 Triebwerk eine Bedrückung des Wasserstofftanks mit aufgeheiztem Wasserstoff vor. Der Sauerstofftank wird wie bei dem Vulcain und Vulcain 2 Triebwerk mit aufgeheiztem Helium bedrückt. Zur Aufheizung des Heliums ist ein Wärmetauscher im Nebenstrom vorgesehen.

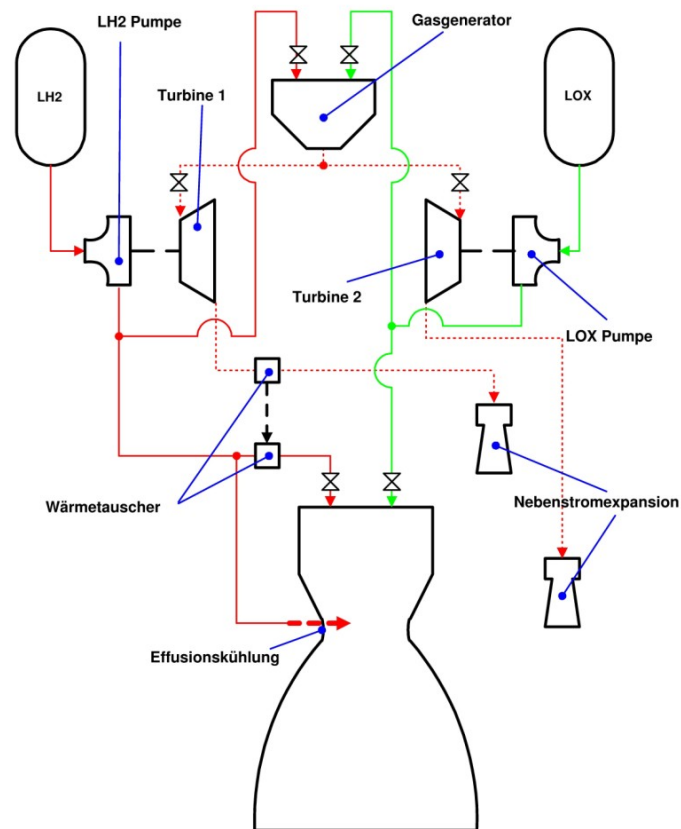


Abb. 5.6: *Prinzipische Skizze des Antriebszyklus SE-22 (Nebenstrom)*

5.2.3.2 Aufheizung des Wasserstoffs

Da bei der Transpirationskühlung der zum Einspritzkopf geleitete Wasserstoff nicht durch den Prozess der Schubkammerkühlung erwärmt wird, ist eine Aufheizung des kryogenen Wasserstoffs notwendig, um eine stabile Verbrennung mit flüssigem Sauerstoff zu gewährleisten [44]. Wasserstoff-Temperaturen unterhalb von 50 K führten in der Vergangenheit bei LOX/LH2 Triebwerken zu Verbrennungsinstabilitäten, wie beispielsweise bei dem japanischen LE-5B Expander-Bleed Triebwerk [45, 81]. Der zur Hauptbrennkammer geleitete Wasserstoff wird daher in dem hier betrachteten Zyklus über einen Wärmetauscher vom Turbinenabgasstrom erwärmt.

5.3 Triebwerksentwurf eines Raketenmotors mit keramischer Schubkammer

5.3.1 Fertigung der faserkeramischen Brennkammer

Die für die Brennkammerwand verwandte C/C (Kohlefaserverstärkter Kohlenstoff) Keramik ist ein Zwischenprodukt der C/C-SiC Herstellung. Der letzte Arbeitsschritt der C/C-SiC Herstellung, die Infiltration des C/C mit flüssigem Silizium, wird nicht durchgeführt.

Die Herstellung des C/C-Brennkammermaterials vollzieht sich in folgenden Schritten [53]:

- Ein CFK-Vorkörper wird alternativ mittels Harzinjektions-Verfahren oder aus autoklaviertem Prepreg hergestellt.
- Die entstandene Polymer-Matrix wird in einem Pyrolyseofen bei 900°C unter Stickstoffatmosphäre in einen glasartigen Kohlenstoff umgewandelt.

Die auf diese Weise gefertigte C/C Brennkammer wird mit einem CFK-Mantel umwickelt, welcher die im Brennkammerbetrieb auftretenden mechanischen Lasten aufnehmen soll. Es besteht die Möglichkeit den CFK-Mantel durch eine Vorkühlung zu schrumpfen. Auf diese Weise werden im Betriebszustand spannungsneutrale Lastzustände erzeugt [33]. Dies ist nicht Bestandteil der durchgeführten Vorauslegung.

5.3.2 Materialeigenschaften poröser Faserkeramik

Tabelle 5.4 führt verschiedene mechanische und thermische Eigenschaften von C/C, C/C-SiC und CFK Werkstoffen auf. Eingetragen sind mit Ausnahme der Porosität jeweils mittlere Werte innerhalb des für das Material angegebenen Bereichs.

		C/C-SiC	C/C	CFK
Dichte	ρ [Mg/m ³]	1,88 [60]	1,35 [31]	1,85 [85]
Elastizitätsmodul	E [GPa]	60 [60]	95 [67]	70 [33]
Porosität	ε [–]	2-5 % [60]	17-20 % [14]	n.a.
Querkontraktionszahl	ν [–]	0,21 [60]	0,32 [67]	0,3 [68]
Zugfestigkeit	σ_B [MPa]	155 [60]	70 [14]	300 [33]
maximal zulässige Temperatur	T_{max} [K]	2000 [60]	2500 [31]	450 [68]
Wärmedehnung	α [10 ⁻⁶ /K]	2 [60]	1 [31]	9 [85]
spezifische Wärmekapazität	c [J/(kgK)]	1500 [60]	756 [67]	1400 [68]
Wärmeleitfähigkeit	λ [W/(mK)]	10 [60]	1,1 [31]	8,6 [85]

Tab. 5.4: mittlere Materialeigenschaften von C/C-SiC, C/C und CFK

5.3.3 Kontur der Schubkammer

In den „Space Vehicle Design Criteria“ der NASA [41] wird empfohlen, eine kurze Brennkammer mit nicht zu groß werdendem Kontraktionsverhältnis zu verwenden, um steile Konturverläufe zu vermeiden und die zu kühlende Oberfläche zu minimieren. Weiterhin wird empfohlen, einen konischen Konturverlauf zu wählen. Die Oberfläche der Brennkammer sollte eine möglichst geringe Rauheit aufweisen um möglichst wenige Störungen in der Grenzschichtströmung zu erzeugen. Dies trägt dazu bei durch ungleichmäßige Kühlung entstehende lokale Überhitzung zu vermeiden.

5.3.3.1 Wahl der charakteristischen Brennkammerlänge

Als charakteristische Brennkammerlänge (siehe Gleichung 2.46 auf Seite 33) wird in Anlehnung an das Vulcain Triebwerk $l^* = 0,95$ m gewählt. Dieser Wert liegt innerhalb des empfohlenen Bereichs von $0,76 \text{ m} \leq l^* \leq 1,02 \text{ m}$ für die Treibstoffkombination flüssiger Sauerstoff und flüssiger Wasserstoff [43]. Die benötigte charakteristische Brennkammerlänge hängt nicht nur von der Treibstoffkombination sondern auch von der Qualität der Einspritzung ab. Es ist daher durchaus möglich, bei guter Verbrennungsstabilität Triebwerksentwürfe mit charakteristischen Brennkammerlängen unterhalb der empfohlenen Minimalwerte zu finden [42]. Für den speziellen Fall des hier

vorliegenden Triebwerksentwurfs bedeutet dies, dass ein Potenzial für eine Leistungssteigerung besteht, indem in zukünftigen Fortentwicklungen des Triebwerks der zylindrische Teil der Brennkammer gekürzt und dadurch der benötigte Kühlmittelmassenstrom weiter reduziert wird.

5.3.3.2 Festlegung der Schubkammer Kontur

Unter Verwendung des Programms *NCC* [37] wird die Kontur für die betrachtete Schubkammer generiert. Tabelle 5.5 führt die ermittelten Parameter auf. Abbildung 5.7 stellt in einer Prinzipskizze die Bedeutung dieser Parameter dar. Abbildung 5.8 zeigt ein *I-DEAS* CAD-Modell der betrachteten Brennkammerkontur.

Kammerradius	r_c	0,1911 m
Halsradius	r_t	0,126 m
Austrittsradius	r_e	0,9758 m
Krümmungsradius am Zylinderende	r_1	0,3282 m
Krümmungsradius stromaufwärts vom Hals	r_2	0,1395 m
Konturwinkel stromaufwärts	θ_2	22,875 °
Krümmungsradius stromabwärts vom Hals	r_3	0,0628 m
Düseneintrittswinkel	θ_3	26,15 °
Düsenaustrittswinkel	θ_e	4,2285 °
Länge des Zylinders	l_{zyl}	0,3334 m
Länge des Unterschallteils	l_{sub}	0,5823 m
Länge des Überschallteils	l_{sup}	3,2875 m
Oberfläche des Zylinders	O_{zyl}	0,4002 m ²
Oberfläche des Unterschallteils	O_{sub}	0,6545 m ²

Tab. 5.5: Parameter für Schubkammerkontur SE-22

5.3.4 Mechanische Belastung der Brennkammer

Die Auslegung erfolgt anhand von Methoden, die für isotrope Werkstoffe hergeleitet wurden. Zur genaueren Betrachtung der faserkeramischen Brennkammer muss eine Laminatanalyse erfolgen, sowie eine Laminatoptimierung bei der Auslegung der Brennkammer. Die Faserorientierung und der Faservolumengehalt spielen für die Materialeigenschaften eine entscheidende Rolle. Es ist

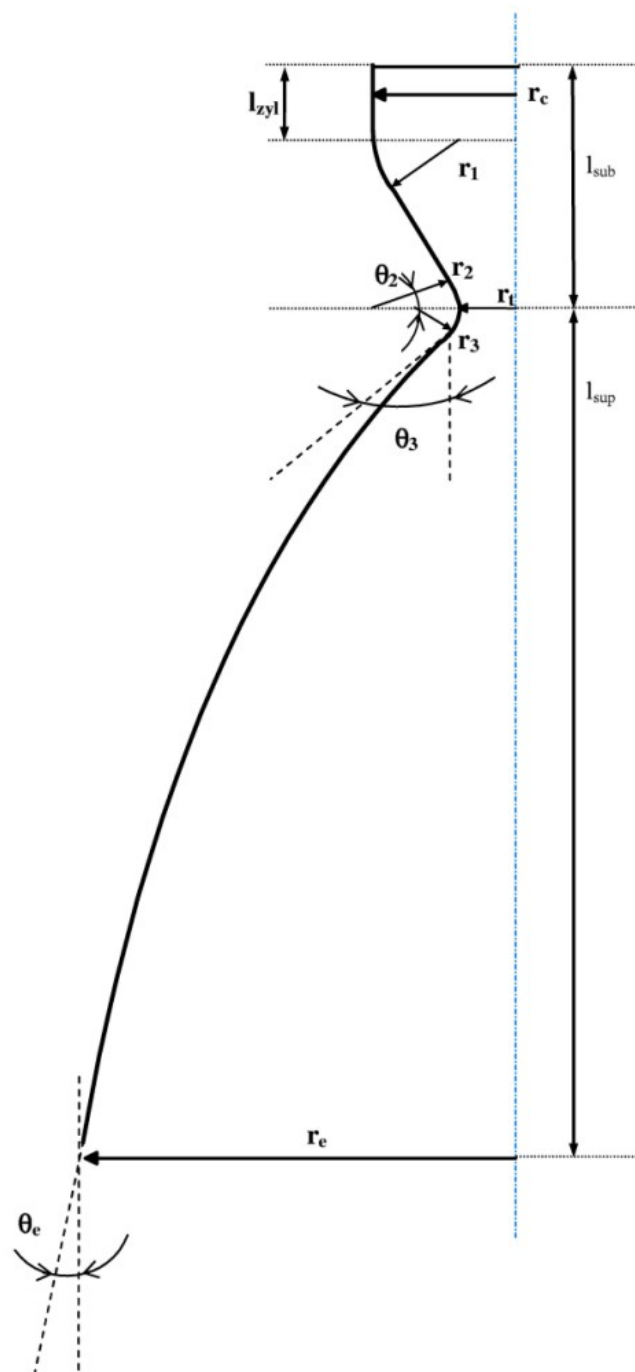


Abb. 5.7: Definition der betrachteten Schubkammerparameter

jedoch im Rahmen einer einfachen Vorauslegung zulässig und sinnvoll, mit gemittelten Werten zu rechnen [72].

Es wird hier die zylindrische Brennkammer betrachtet, da die Zusammenhänge aufgrund der einfachen Geometrie analytisch erfassbar sind. Die Belastung

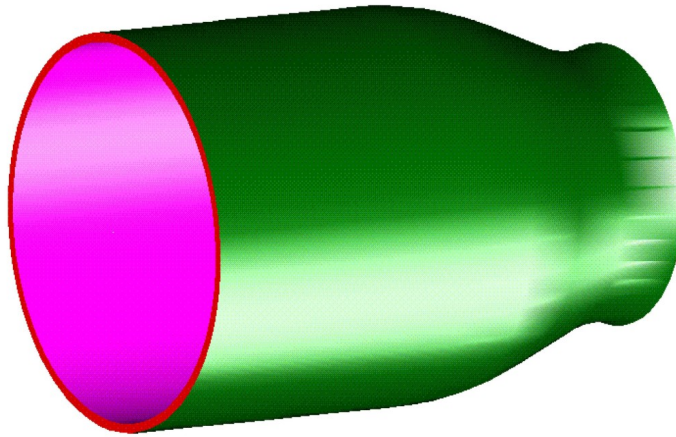


Abb. 5.8: CAD-Modell der generierten Brennkammer-Kontur (Wandstärke nicht Maßstabsgerecht; Darstellung bis $\epsilon = 1,1$)

durch den Innendruck ist hier am größten. Der zylindrische Teil der Brennkammer hat eine größere Oberfläche als der konvergente Teil. Eine Dimensionierung der Wandstärke über die Belastungsfälle der zylindrischen Brennkammer ist daher sinnvoll. Abbildung 5.9 stellt einen Ausschnitt aus dem Zylinder mit den dort auftretenden Spannungen dar. GröÙte und damit dimensionierende Spannung ist die Tangentialspannung σ_t . Die Wandstärke sollte für einen Berstdruck, der dem anderthalbfachen [41] bis doppelten [42] des nominalen Brennkammerdrucks entspricht, ausgelegt sein. Für die durch den Innendruck entstehenden Tangentialspannung in der Zylinderschale gilt folgendes [1]:

$$\sigma_t = \frac{p r}{s} \quad (5.1)$$

5.3.4.1 Seitenkraft

Für die überschlägige Berechnung der Mindestwandstärke in Abschnitt 5.3.5 sind auf die Düse wirkende Seitenkräfte nicht berücksichtigt. Bei einer weiterführenden, vollständigen Auslegung einer keramischen Schubkammer und insbesondere deren Düse müssen diese statistisch auftretenden Kräfte berücksichtigt werden. Dies gilt ebenfalls für die Auslegung des Schubgerüsts und der Aktuatoren. Seitenkräfte entstehen, wie in den folgenden beiden Absätzen beschrieben, durch unsymmetrisches Ablösen der Düsenströmung, beziehungsweise der Aussenströmung (Buffeting). Aufgrund von unsymmetrischer Strömungsablösung und der damit verbundenen unsymmetrischen

Wanddruckverteilung werden Querkräfte erzeugt, welche seitlich auf die Düse wirken und daher Biegemomente in der Brennkammer induzieren. Da Ablösung und Wiederanlegen in der transienten Strömung an ständig wechselnden Positionen stattfindet, ändert sich der resultierende Seitenkraftvektor sprunghaft. In Folge dessen gerät die Düse in Schwingung.

In Düsen von Raketenantrieben tritt insbesondere während des Startvorgangs, wenn der Düsenaustrittsdruck klein gegenüber dem Umgebungsdruck ist, Strömungsablösung auf. In schuboptimierten Düsen, wie z.B. Parabeldüsen können diese Seitenkräfte in Größenordnungen von über 3% des Vakuumschubs liegen [23]. In Triebwerken mit gekürzten idealen Düsenkonturen treten etwa halb so große Seitenkräfte wie in schuboptimierten Düsen auf [23].

Die andere wichtige seitliche Belastung ist das im transsonischen Bereich auftretende Schütteln oder "Buffeting". Im transsonischen Bereich der Aufstiegsbahn kann die Außenströmung entlang der Düsenkontur bereits teilweise Überschallgeschwindigkeit erreichen. Hinter dem sich ausbildenden Verdichtungsstoß kommt es zur Ablösung der Außenströmung. Diese unsymmetrisch auftretende, wandernde Ablösung führt daher ebenfalls zu Vibrationen der Düsenwand.

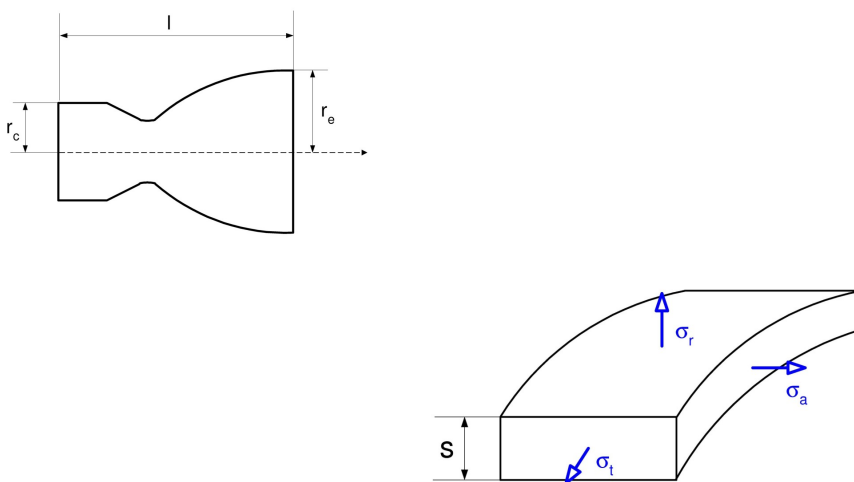


Abb. 5.9: Spannungen an einem Schnittelement des Zylinders

5.3.5 Mindestwandstärke der faserkeramischen Brennkammer

Die erforderlichen Wandstärken von C/C-Liner und CFK-Mantel werden separat voneinander bestimmt. Bei der keramischen Brennkammer findet die Übertragung der Druckbelastung durch den Brennkammerdruck auf den CFK-Mantel über das Kühlfluid statt [33]. Die Auslegung der CFK Schicht erfolgt, wie in Abschnitt 5.3.4 beschrieben, mit einem Sicherheitsfaktor von 2. Die C/C Schicht wird aufgrund der gewährleisteten Kraftübertragung mit einem reduzierten Sicherheitsfaktor von 1,2 ausgelegt [73]. Hauptsächlich tritt hier eine Belastung während des Anfahrvorgangs auf, wenn in der Brennkammer noch Umgebungsdruck herrscht und an der Außenseite des C/C Kühlfluid unter nominalem Druck anliegt. In Tabelle 5.6 sind die Ergebnisse der Brennkammerabschätzung aufgeführt. Die Masse der faserkeramischen Brennkammer beträgt $m_{BK} = 88,4$ kg.

C/C-Wandstärke	s_1	49,1 mm
C/C-Masse	m_1	49,4 kg
CFK-Wandstärke	s_2	24 mm
C/C-Masse	m_2	39 kg

Tab. 5.6: Ergebnisse der Brennkammerabschätzung (zylindrische und konvergente Brennkammer bis zum BK-Hals)

Eine Massenschätzung nach Gleichung 2.48 auf Seite 34 für eine herkömmliche Brennkammer aus Inconel ($\rho = 8300$ kg/m³, $\sigma_{zul} = 310$ MPa) ergibt eine Brennkammermasse von $m_{BK} = 162,5$ kg. Es besteht also die Möglichkeit eine keramische Brennkammer von etwa der halben Masse einer metallischen Brennkammer zu bauen.

5.3.6 Einfluss der Transpirationskühlung auf Grenzschicht und Düsenströmung

Das Grenzschichtprofil innerhalb der Schubkammer hängt stark von der Auslegung der Transpirationskühlung ab. Wichtigste Einflussgröße ist der Transpirationsmassenstrom. Sehr wichtig sind ebenfalls das Mischungsverhältnis und der Brennkammerdruck. Für eine Betrachtung des Einflusses der Transpirationskühlung auf die Grenzschicht werden die Schubkammerparameter (Druck, Mischungsverhältnis, Massenstrom und Expansionsverhältnis) aus Tabelle 5.1

auf Seite 79 gewählt.

Die Abbildungen 5.10 und 5.11 stellen den Temperaturverlauf innerhalb der Grenzschicht dar. Die Brennkammerwand ist dabei adiabatisch. Die dargestellten Kurven zeigen den Temperaturverlauf in der Grenzschicht bei einem Kühlmassenstrom von 0%, 0,5% und 1% des Gesamtmassenstroms. Aufgetragen ist die mit der Grenzschichtdicke normierte Höhe über der Temperatur. Die Schnittpunkte der Kurven mit der Abszisse stellen somit die lokale Wandtemperatur dar. Die betrachtete Position in der Brennkammer befindet sich für Abbildung 5.10 in Strömungsrichtung auf mittlerer Länge des zylindrischen Teils der Brennkammer. Die Position des in Abbildung 5.11 dargestellten Grenzschichtprofils liegt im konvergenten Teil der Schubkammer, auf mittlerem Radius zwischen Halsradius und Brennkammerradius. Es ist zu erkennen, dass in letzterem Fall die Temperaturgrenzschicht größer als die Strömungsgrenzschicht ist.

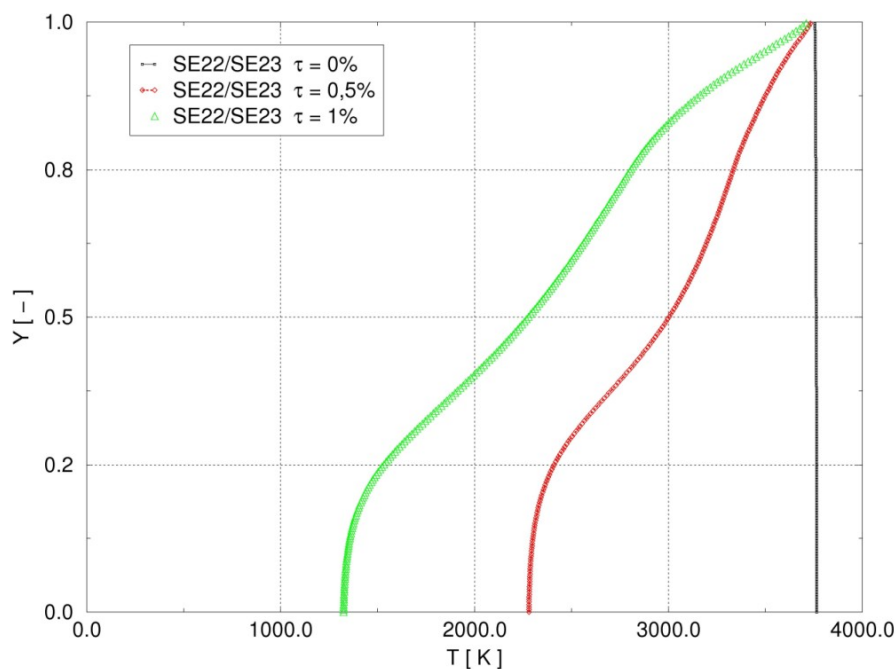


Abb. 5.10: Temperaturprofil in der Strömungsgrenzschicht in der zylindrischen Brennkammer für verschiedene Kühlmassenströme

Die sich einstellende Wandtemperatur kann als Anhaltspunkt für die Auslegung des Kühlmassenstroms genutzt werden. Je nach gewähltem Kühlmittelmassestrom und dessen axialer Verteilung stellt sich ein Temperaturverlauf für die Schubkammerwand ein. Es ist möglich, die axiale Verteilung des Kühl-

mittels so zu wählen, dass sich über weite Bereiche der Brennkammer eine nahezu gleichmäßige Wandtemperatur ergibt und kaum lokale Temperaturspitzen auftreten. Auf diese Weise lässt sich mittels *TDK* eine Brennkammer-Wandtemperatur in Abhängigkeit vom Kühlmittelmassenstrom bestimmen.

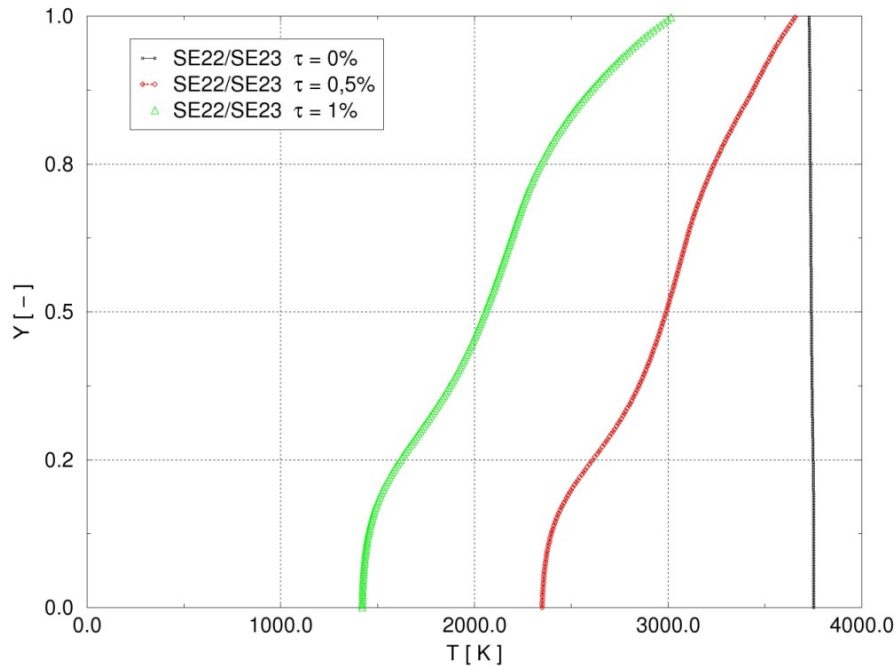


Abb. 5.11: Temperaturprofil in der Strömungsgrenzschicht in der konvergen-ten Brennkammer für verschiedene Kühlmassenströme

5.3.6.1 Kühlmittelbedarf

Zur Bestimmung des für die Transpirationskühlung benötigten Wasserstoffmassenstroms werden Variationsrechnungen mit *TDK* unter Verwendung der in den Tabellen 5.1 und 5.5 zu findenden Parameter durchgeführt. Die Brennkammerwand wird dabei aufgrund der niedrigen Wärmeleitung der als Brennkammer-Wandmaterial vorgesehenen Keramik ($\lambda \approx 1 \text{ W/mK}$ [31]) vereinfachend als adiabat angesehen. Im Idealfall sorgt die örtliche Verteilung des Kühlmittels ($\dot{m}_k(x)$) für einen gleichmäßigen Temperaturverlauf entlang der Schubkammerkontur.

Die lokale Verteilung des Kühlmittelmassenstroms ist für den Auslegungszustand in Abbildung 5.12 dargestellt. Die Verteilung der Massendichte ist weitestgehend konstant gewählt. Die Auswahl der Beträge des Massenstroms erfolgte mit dem Ziel die auftretenden Temperaturspitzen etwa gleich groß zu halten. Es wird jeweils der absolute Kühlstrom variiert. Die lokale Verteilung ergibt sich als Skalierung des Auslegungsfalls. Abbildung 5.13 stellt exemplarisch den mit *TDK* bestimmten Verlauf der Wandtemperatur über der Brennkammerlänge für einen Kühlmittelanteil (bezogen auf den Gesamtmassenstrom) von $\tau_k = 0,7\%$ dar. Aufgrund der Variation des Kühlmittelmassenstroms ergibt sich die in Abbildung 5.14 dargestellte maximale lokale Brennkammerwandtemperatur in Abhängigkeit vom Kühlmittelanteil (\dot{m}_k/\dot{m}_{ges}).

Zur Erzielung einer Wandtemperatur von 1500 K ergibt sich aus diesen Rechnungen ein benötigter Kühlmittelstrom von $\tau_k = 0,95\%$ des Heißgasmassenstroms. Bei einem Kühlmittelanteil von $\tau_k = 0,5\%$ liegt die maximale auftretende Temperatur bei 2360 K, was noch eine geringe Reserve gegenüber der materialbedingten Temperaturbeständigkeit von ca. 2500 K bedeutet [30, 31]. Der minimale Kühlmittelbedarf der Transpirationskühlung ergibt sich nach diesem Modell für dieses Triebwerk zu $\tau_k = 0,453\%$. Die CMC Brennkammerwände erreichen dann eine maximale Temperatur von 2500 K.

Mit $\tau_k = 0,7\%$ wird ein Betriebspunkt gewählt, der eine Wandtemperatur von weniger als 2000 K garantiert. Diese konservative Auslegung dient der Steigerung von Zuverlässigkeit und Lebensdauer der Brennkammer und ermöglicht gleichzeitig die Triebwerksleistung durch eine Reduktion des Kühlmittelstroms anzuheben.

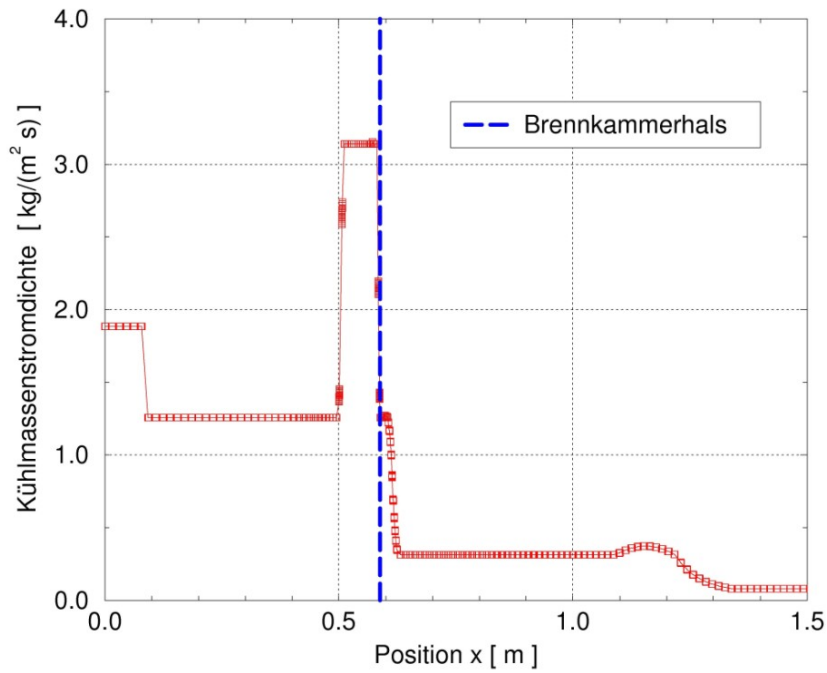


Abb. 5.12: Axiale Verteilung der Kühlmassenstromdichte für $\tau_k = 0,7\%$

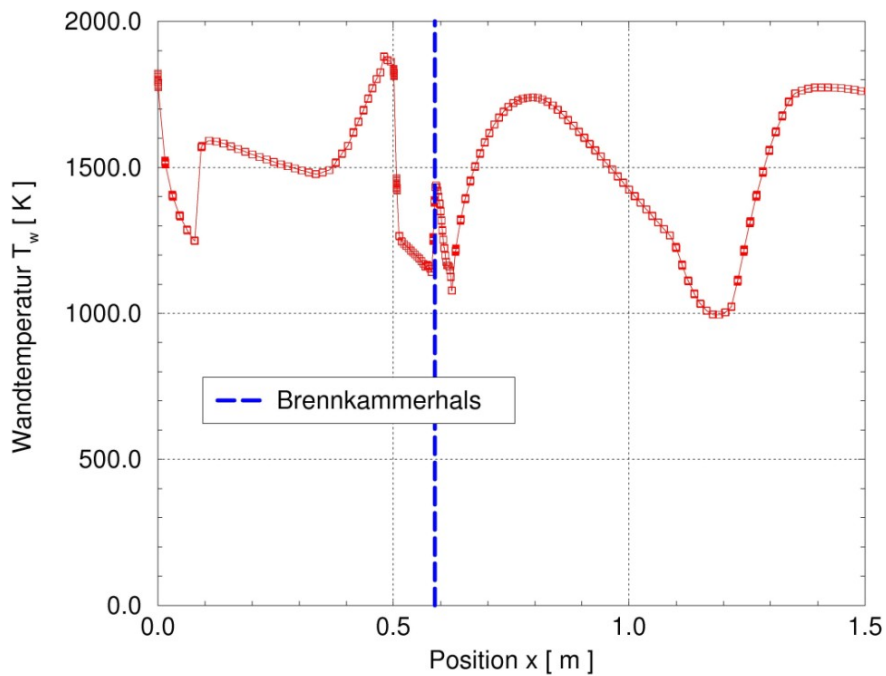


Abb. 5.13: Wandtemperaturverlauf entlang der Schubkammer bei einem Kühlmittelanteil von $\tau_k = 0,7\%$

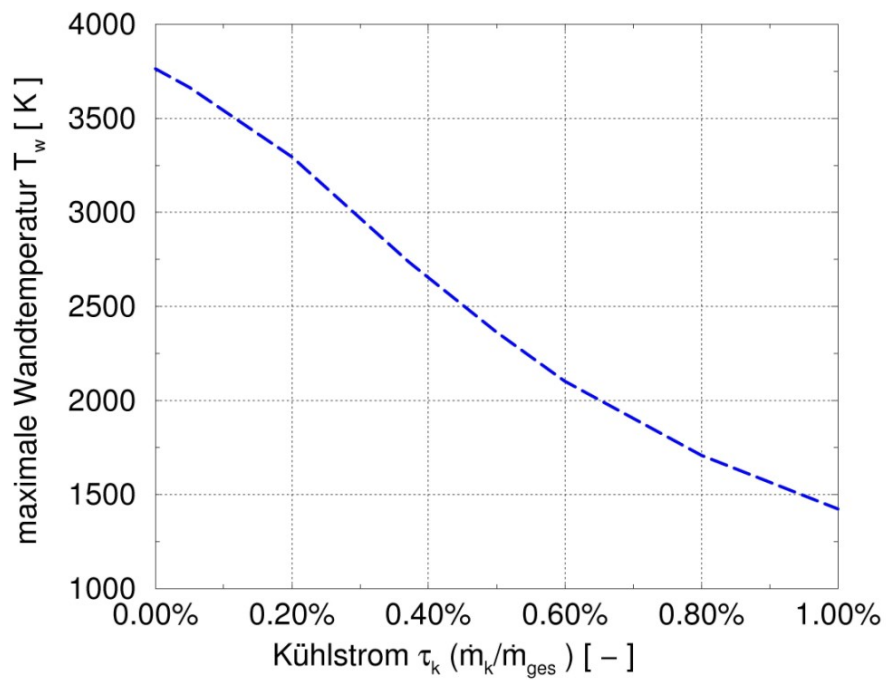


Abb. 5.14: Maximale Wandtemperatur in Abhängigkeit vom Kühlmittelstrom ($p_c = 15$ MPa; $R_e = 6,78$)

5.4 Auswahl der freien Triebwerksparameter

5.4.1 Brennkammerdruck

Die Abbildungen 5.15 zeigt den Verlauf des spezifischen Bodenimpulses für ein Nebenstromtriebwerk. Der spezifische Bodenimpuls steigt mit zunehmendem Brennkammerdruck. Auf Abbildung 5.16 ist der spezifische Vakuumimpuls von Triebwerk und Schubkammer für ein Nebenstromtriebwerk dargestellt. Während der spezifische Impuls der Schubkammer mit steigendem Brennkammerdruck anwächst, erreicht der Vakuumimpuls des Triebwerks bei konstantem Expansionsverhältnis ein Maximum. Grund hierfür ist der mit zunehmendem Brennkammerdruck ansteigende benötigte Nebenstrom. Dies bedingt, aufgrund des niedrigen Vakuumimpulses des Nebenstroms, eine starke Reduzierung des spezifischen Vakuumimpulses des Triebwerks. Für die für das SE-22 vorgesehenen Triebwerksparameter findet sich das Maximum bei einem Brennkammerdruck von $p_c = 15$ MPa.

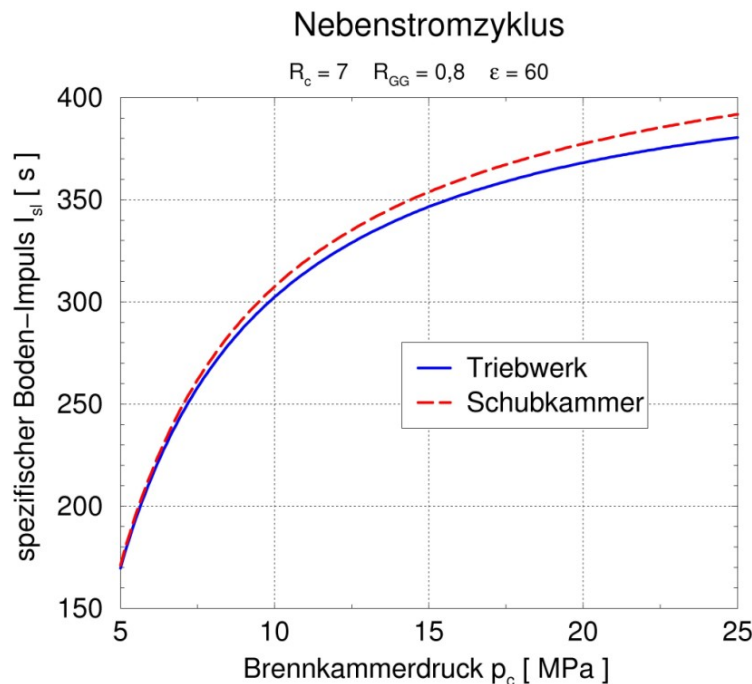


Abb. 5.15: Spezifischer Bodenimpuls für einen Nebenstromzyklus

5.4.2 Düsenexpansionsverhältnis

Die Ablösekriterien von SUMMERFIELD beziehungsweise SCHMUCKER erlauben eine Vorhersage für den statischen Druck in Wandnähe, außerhalb der Grenz-

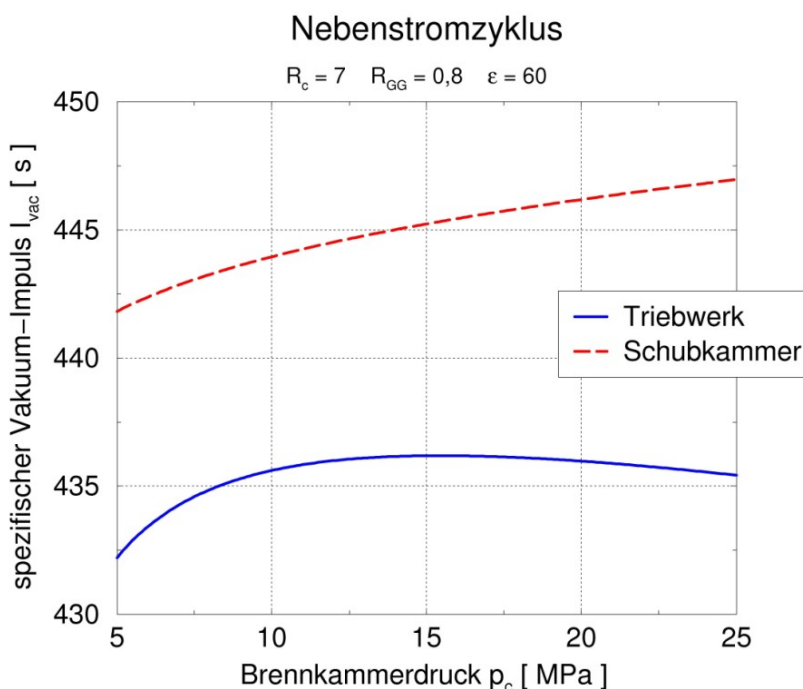


Abb. 5.16: Spezifischer Vakuumimpuls für einen Nebenstromzyklus

schicht, unterhalb dessen mit einer Ablösung der Düsenströmung zu rechnen ist. Das Kriterium von SUMMERFIELD [84] schätzt für einem Umgebungsdruck von $p_a = 101,3$ kPa den Ablöse-Wanddruck mit $p_w \approx 25$ kPa – 40 kPa ab. Das Kriterium von SCHMUCKER [78] schätzt den Ablöse-Wanddruck bei gleichem Umgebungsdruck mit $p_w \approx 30$ kPa ab.

Der Druck in Wandnähe ist bei einer realen Druckverteilung deutlich höher als der mittlere Düsenaustrittsdruck. Abbildung 5.17 verdeutlicht dies am Beispiel einer zweidimensionalen *TDK*-Nachrechnung des Vulcain 2 Triebwerks. Dargestellt ist der lokale Düsenenddruck über dem Radius, wobei der Ursprung der Abszisse der Düsenmitte entspricht. Der Verlauf der berechneten Druckverteilung ist rotationssymmetrisch zur Düsenachse. Im Vergleich dazu ist das konstante Ergebnis der eindimensionalen *LRP*-Nachrechnung des Vulcain 2 Triebwerks abgebildet.

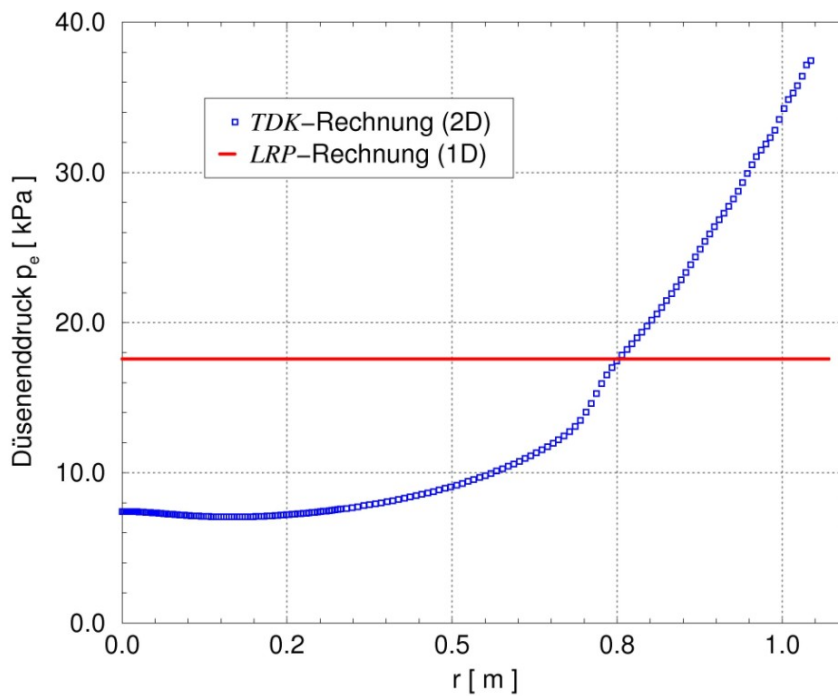


Abb. 5.17: Radiale Druckverteilung am Düsenaustritt beim Vulcain 2 Triebwerk (2D-Modellierung TDK, 1D-Modellierung LRP)

Nachrechnungen verschiedener Triebwerke zeigen, dass oberhalb eines mittleren statischen Düsenaustrittsdrucks von $p_e = 20$ kPa, bei einem Umgebungsdruck von $p_a = 101,3$ kPa nicht mit einer Ablösung der Düsenströmung zu rechnen ist. Abbildung 5.18 zeigt den mittleren statischen Düsenaustrittsdruck für verschiedene Brennkammerdrücke bei einem Schubkammermischungsverhältnis von $R_e = 7$. Für den ausgewählten Brennkammerdruck von $p_c = 15$ MPa bietet ein Expansionsverhältnis von $\epsilon = 60$ eine ausreichende Reserve gegenüber dem Ablösedruck.

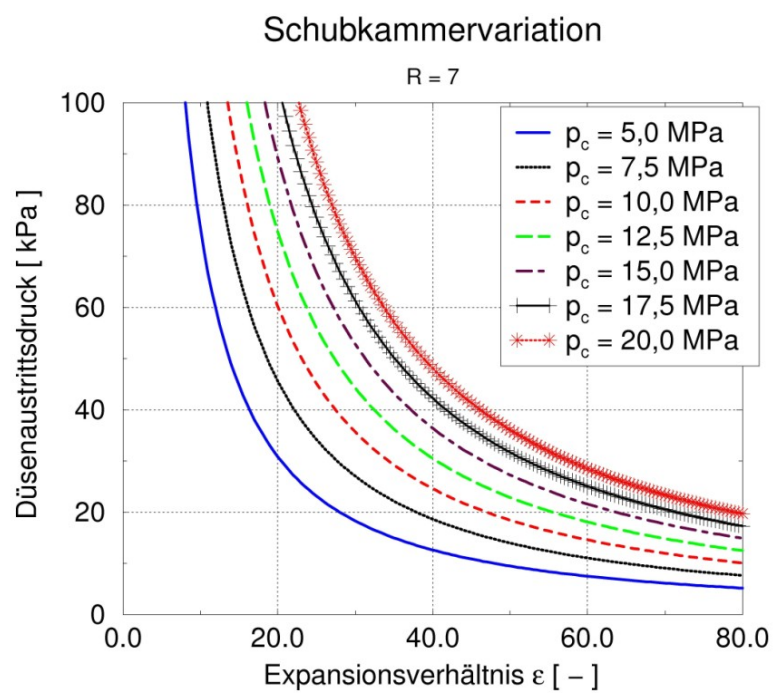


Abb. 5.18: Austrittsdruck (statisch) in Abhängigkeit vom Expansionsverhältnis

5.5 Triebwerkssensitivitäten des Nebenstromtriebwerks SE-22

In diesem Abschnitt werden die Auswirkungen der Variation von Schubkammermischungsverhältnis, Brennkammerdruck und Expansionsverhältnis auf die Triebwerksleistung betrachtet.

5.5.1 Stöchiometrisches Mischungsverhältnisses

Da der Kühlstrom direkt durch die Wand in die Brennkammer eintritt, sorgt er dafür, dass sich das Mischungsverhältnis in axialer Richtung verschiebt. Während am Ende der transpirationsgekühlten Brennkammer das gleiche Mischungsverhältnis wie bei der regenerativ gekühlten Brennkammer gegeben ist, herrscht in der Injektorebene ein oxidatorreicheres Mischungsverhältnis, da hier der zur Kühlung verwendete Massenstrom fehlt.

Abbildung 5.19 zeigt das lokale Mischungsverhältnis am Einspritzkopf, sowie das gesamte Triebwerksmischungsverhältnis in Abhängigkeit vom Schubkammermischungsverhältnis. In dem hier zur Triebwerksanalyse betrachteten Bereich bleibt das Mischungsverhältnis am Einspritzkopf (und damit überall in der Schubkammer) stets unterhalb des stöchiometrischen Verhältnisses von $R = 7,937$.

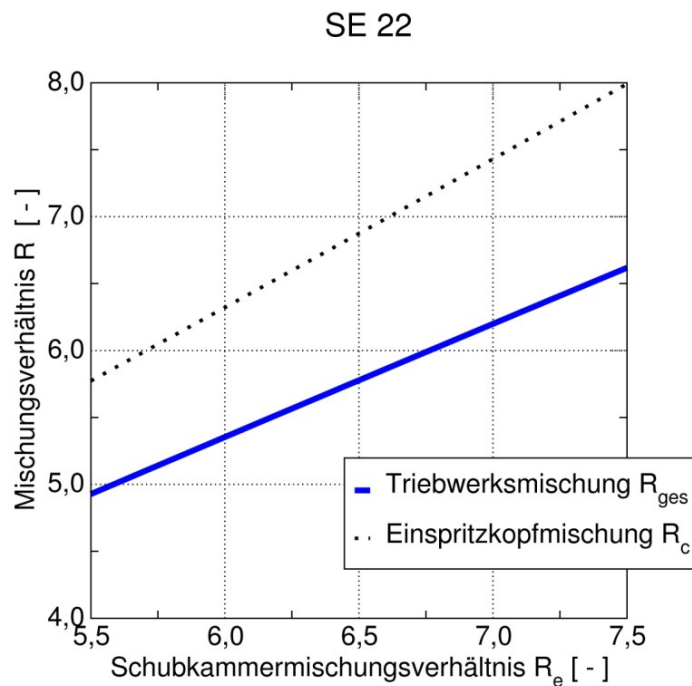


Abb. 5.19: Zusammenhang zwischen lokalen und globalen Mischungsverhältnissen (SE-22)

5.5.2 Variation des Mischungsverhältnisses (SE-22)

Die Abbildungen 5.20 bis 5.22 zeigen den Einfluss des Schubkammermischungsverhältnisses auf die Triebwerksleistung des SE-22 Triebwerks bei einem konstanten Expansionsverhältnis von $\epsilon = 60$, einem Brennkammerdruck von $p_c = 15$ MPa und einem Halsradius von $r_t = 12,6$ cm.

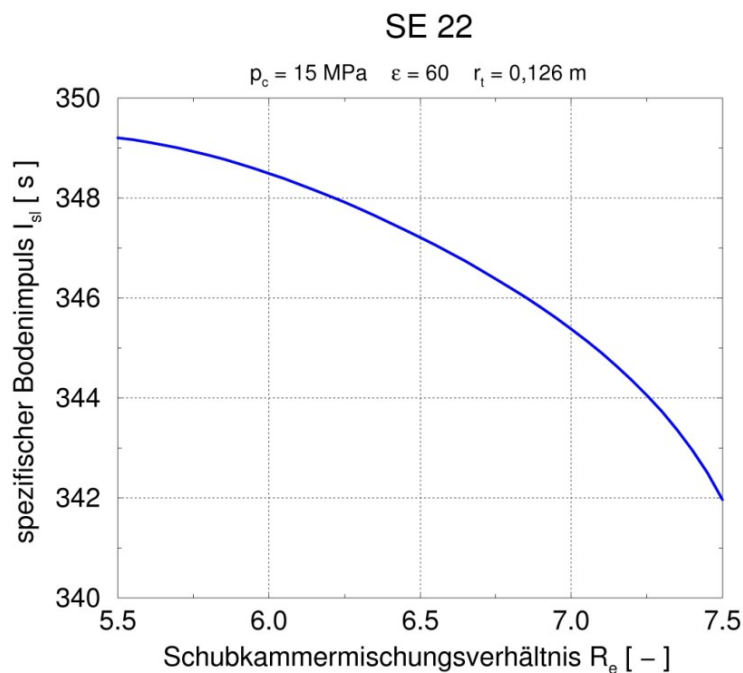


Abb. 5.20: Spezifischer Bodenimpuls in Abhängigkeit vom Schubkammermischungsverhältnis (SE-22)

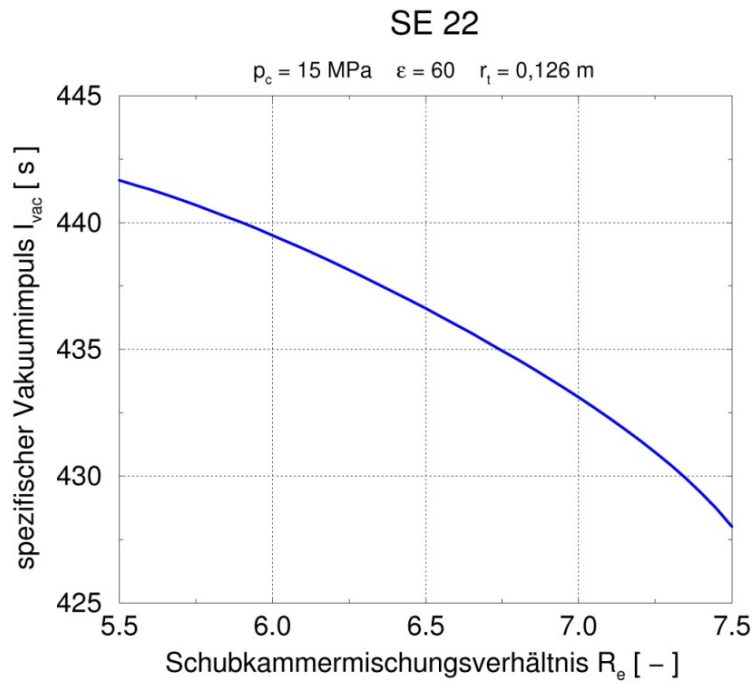


Abb. 5.21: Spezifischer Vakuumimpuls in Abhängigkeit vom Schubkammermischungsverhältnis (SE-22)

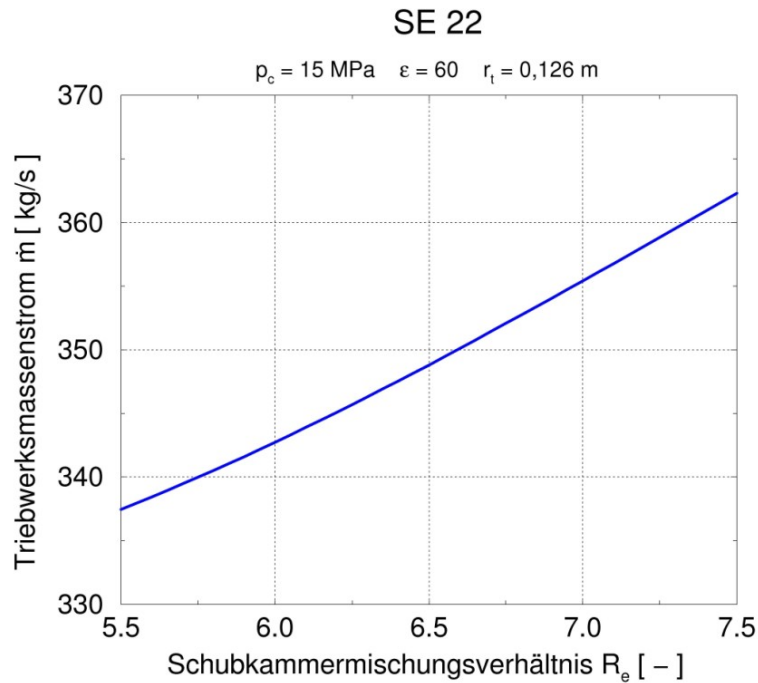


Abb. 5.22: Triebwerksmassenstrom in Abhängigkeit vom Schubkammermischungsverhältnis (SE-22)

5.5.3 Variation des Brennkammerdrucks (SE-22)

Mit dem Brennkammerdruck wird gleichzeitig der Gasgeneratordruck variiert, um den benötigten Pumpenausstrittsdruck zyklusseitig maximal auszunutzen. Es wird vereinfachend angenommen, dass der Gasgenerator auf dem gleichen Druck wie die Hauptbrennkammer betrieben wird. Abbildung 5.23 zeigt den Gasgeneratormassenstrom in Abhängigkeit von Brennkammer- und Gasgeneratordruck und Schubkammermischungsverhältnis. Die Grafiken 5.24 und 5.25 stellen den spezifischen Impuls des gesamten Triebwerks dar. Die Kurven enden jeweils in einem Betriebspunkt, in dem aufgrund des niedrigen Austrittsdruck mit Strömungsablösung zu rechnen ist (siehe Abschnitt 5.4.2). Während der spezifische Vakuumimpuls der Schubkammer bei gleichem Expansionsverhältnis aufgrund eines zunehmenden Düsenaustrittsdrucks mit steigendem Brennkammerdruck steigt, sinkt der Vakuumimpuls des gesamten Triebwerks, da der Massenstrom des Nebenstroms ebenfalls zunimmt.

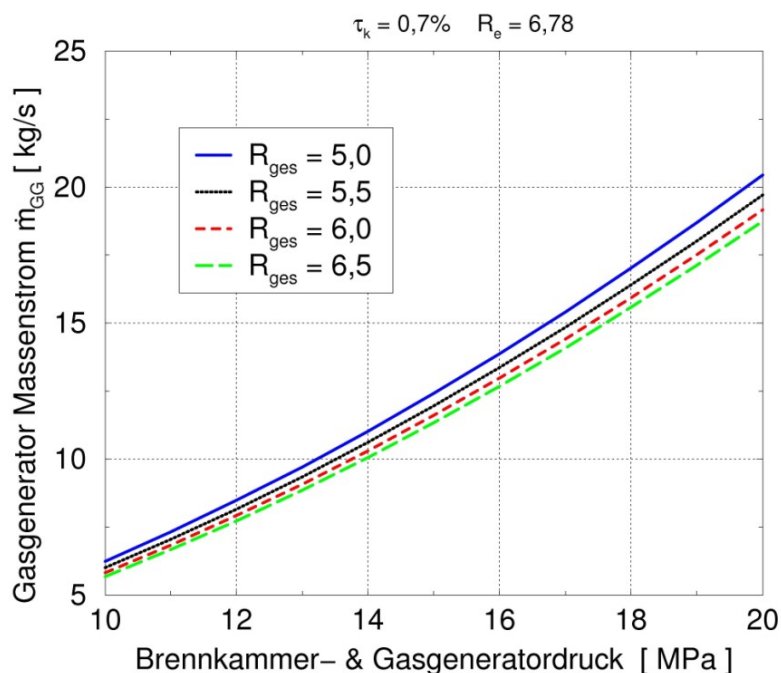


Abb. 5.23: Nebenstrom in Abhängigkeit von Brennkammerdruck und Schubkammermischungsverhältnis

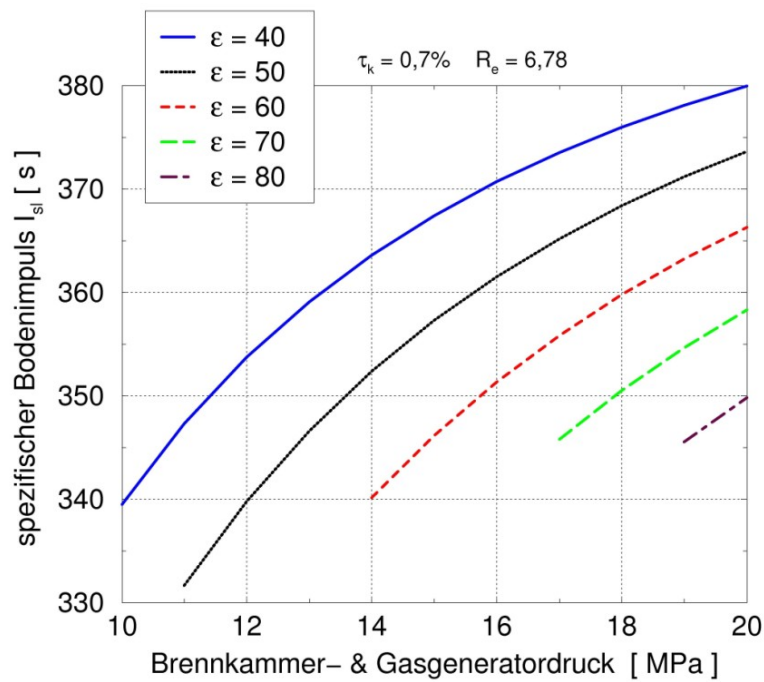


Abb. 5.24: Spezifischer Bodenimpuls des SE-22 Triebwerks in Abhängigkeit von Brennkammerdruck und Expansionsverhältnis

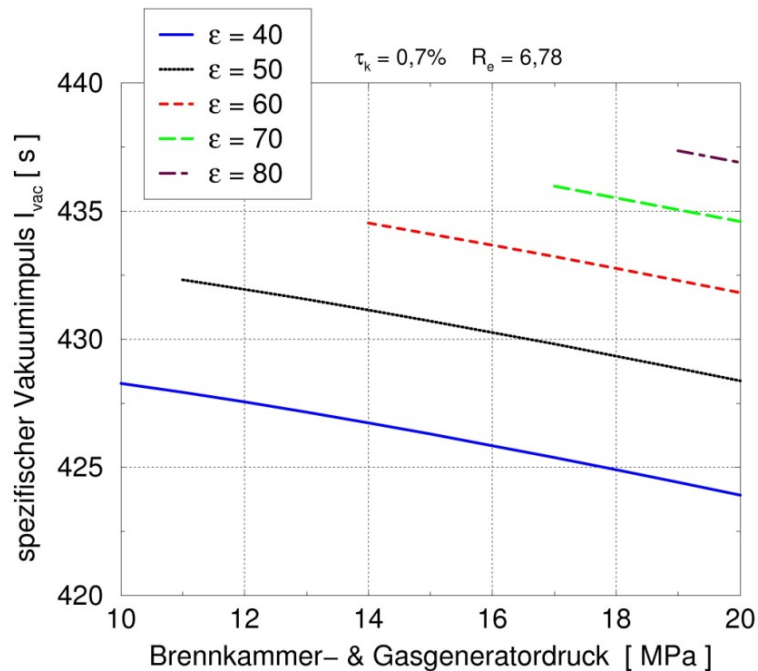


Abb. 5.25: Spezifischer Vakuumimpuls des SE-22 Triebwerks in Abhängigkeit von Brennkammerdruck und Expansionsverhältnis

5.5.4 Variation des Expansionsverhältnisses (SE-22)

Die Abbildungen 5.26 und 5.27 zeigen den Einfluss des Expansionsverhältnisses bei einem konstanten Triebwerksmischungsverhältnis von $R_{ges} = 6,0$. Aufgetragen ist jeweils der spezifische Impuls des gesamten Triebwerks (Schubkammer + Nebenstrom). Man erkennt den für den überexpandierten Bereich typischen monotonen Verlauf der Kurven. Der Bodenimpuls sinkt mit zunehmendem Expansionsverhältnis, während der Vakuumimpuls ansteigt.

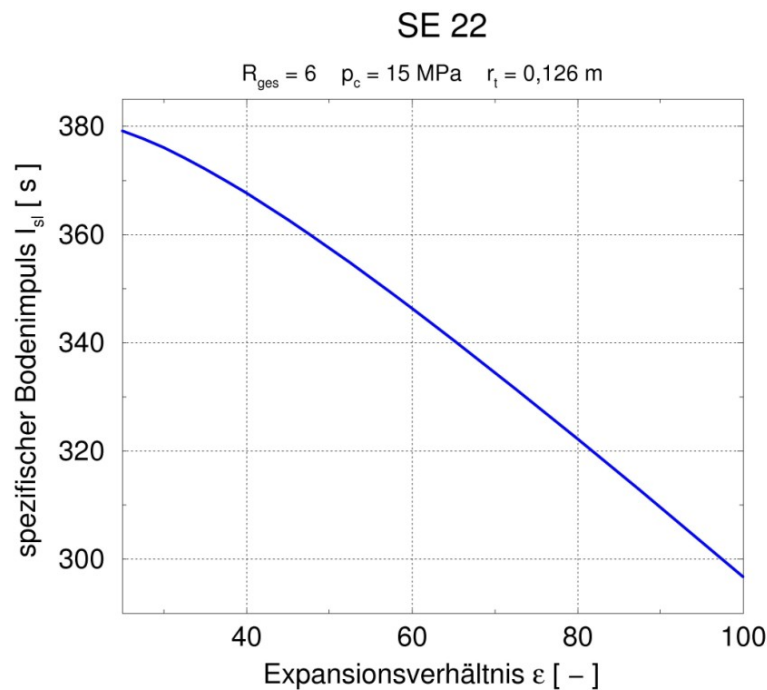


Abb. 5.26: Spezifischer Bodenimpuls in Abhängigkeit vom Expansionsverhältnis (SE-22)

5.6 Aufstiegsbahnrechnungen

Um eine günstige Triebwerksauslegung zu finden werden Triebwerke mit den in Tabelle 5.1 aufgeführten allgemeinen Triebwerksparametern und einem Kühlmittelanteil von $\tau_k = 0,7\%$ variiert. Es werden Variationen von Triebwerksmischungsverhältnis und Massenstrom durchgeführt, um eine für das Fahrzeug und die von ihm erzielbare Nutzlastmasse günstige Triebwerksauslegung zu finden. Der Brennkammerdruck und das Expansionsverhältnis des Triebwerks werden dabei konstant gehalten. Der spezifische Impuls beziehungsweise der Schub ändert sich mit den variierten Parametern. Die Größen spezifischer Bodenimpuls (I_{sl}), spezifischer Vakuumimpuls (I_{vac}) und der

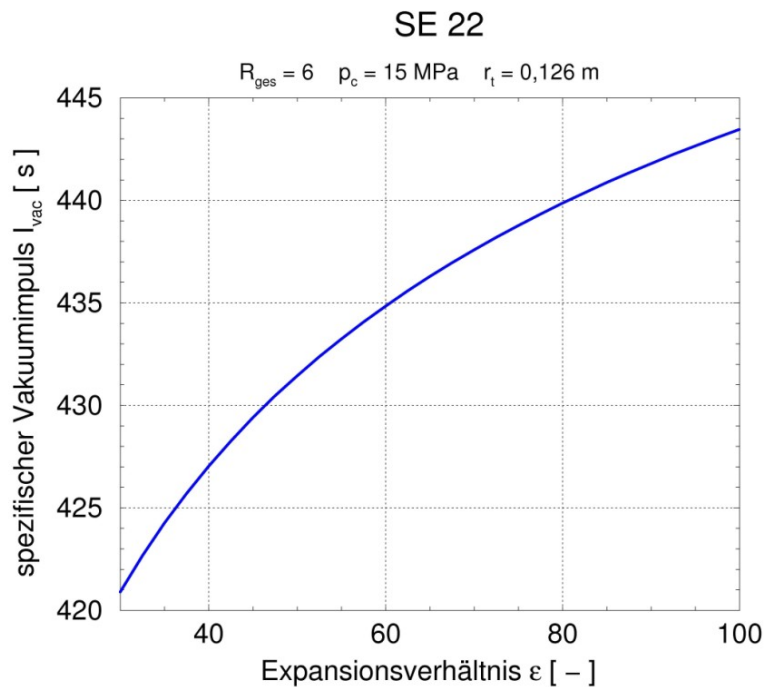


Abb. 5.27: Spezifischer Vakuumimpuls in Abhängigkeit vom Expansionsverhältnis (SE-22)

Triebwerksmassenstrom (\dot{m}) beeinflussen auf jeweils unterschiedliche Weise die Leistung des Trägersystems.

5.6.1 Variation des Triebwerksmischungsverhältnisses

Das betrachtete Trägersystem ist in Abschnitt 5.2.2 auf Seite 86 beschrieben. Als Grundlage für die Zentralstufe dient die Stufe H 170 der Ariane 5 ECA (siehe Tabelle 5.3 auf Seite 88). Bei den Variationen des Mischungsverhältnisses wird davon ausgegangen, dass der gemeinsame Tankboden zwischen Wasserstoff- und Sauerstofftank der Zentralstufe verschoben wird. Das Gesamtvolumen beider Tanks bleibt dabei konstant, während sich die mitgeführte Treibstoffmasse entsprechend dem Mischungsverhältnis ändert. Auf diese Weise wurde bereits durch eine Verschiebung des gemeinsamen Tankbodens das Tankmischungsverhältnis von $R_{ges} = 5,1$ bei Ariane 5 G auf $R_{ges} = 6,1$ bei Ariane 5 ECA erhöht [71]. Die mitgeführte Treibstoffmasse berechnet sich bei konstantem Tankvolumen nach Gleichung 5.2.

$$m_{ges} = \frac{V_{ges} \rho_{fu} \rho_{ox} (1 + R_{ges})}{\rho_{ox} + R_{ges} \rho_{fu}} \quad (5.2)$$

Die Tabelle 5.7 führt die Ausgangswerte der Variation auf. Das Triebwerksmischungsverhältnis wird in Schritten von 0,1 zwischen $R_{ges} = 5,5$ und $R_{ges} = 6,5$ variiert. Abbildung 5.28 zeigt die für verschiedene Mischungsverhältnisse des SE-22 Triebwerks erreichbaren Nutzlasten. Die Unstetigkeiten der Kurve entstehen aufgrund der im Bahnoptimierungsprogramm *Tosca* implementierten Genauigkeit der Einhaltung der Zielorbitvorgabe. Das heißt ein leicht vom Zielorbit nach unten abweichender Orbit führt zu einer geringfügig gegenüber dem Erwartungswert erhöhten Nutzlast und umgekehrt.

Tankvolumen	V_{ges}	473 m ³
Brennstoffdichte	ρ_{fu}	70,9 kg/m ³
Oxidatordichte	ρ_{ox}	1141,6 kg/m ³

Tab. 5.7: Ausgangswerte für Mischungsverhältnisvariation (H170)

Für das SE-22 Triebwerkskonzept ergibt sich eine maximale Nutzlast bei einem Triebwerksmischungsverhältnis oberhalb von $R_{ges} = 6,5$. Da bei diesem Triebwerksmischungsverhältnis das Brennkammermischungsverhältnis schon sehr nahe dem stöchiometrischen Mischungsverhältnis ist, stellen hohe Brennkammertemperaturen ein Problem dar. Die zunehmende Gefahr einer Reaktion des Kühlmittels mit unverbranntem Sauerstoff in unmittelbarer Wandnähe birgt weitere Risiken. Es wird hier daher ein konservatives Triebwerksmischungsverhältnis von $R_{ges} = 6$ gewählt.

5.6.2 Variation des Triebwerksmassenstroms

Für das ausgewählte Triebwerksmischungsverhältnis von $R_{ges} = 6$ wird eine Variation des Triebwerksmassenstroms durchgeführt. Abbildung 5.29 zeigt die für verschiedene Triebwerksmassenströme bei diesem Mischungsverhältnis erreichbaren Nutzlasten. Es ist zu erkennen, dass ein Massenstrom von etwa $\dot{m} = 352,5$ kg/s die höchste Nutzlastmasse verspricht.

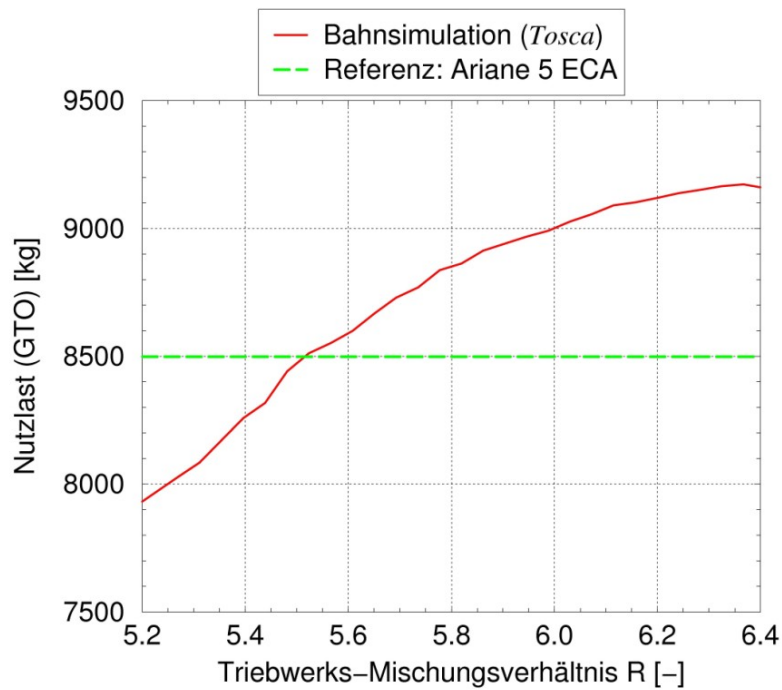


Abb. 5.28: Erreichbare Nutzlast (GTO) bei Mischungsverhältnisvariation des SE-22 Triebwerks ($\dot{m} = 352,5 \text{ kg/s}$)

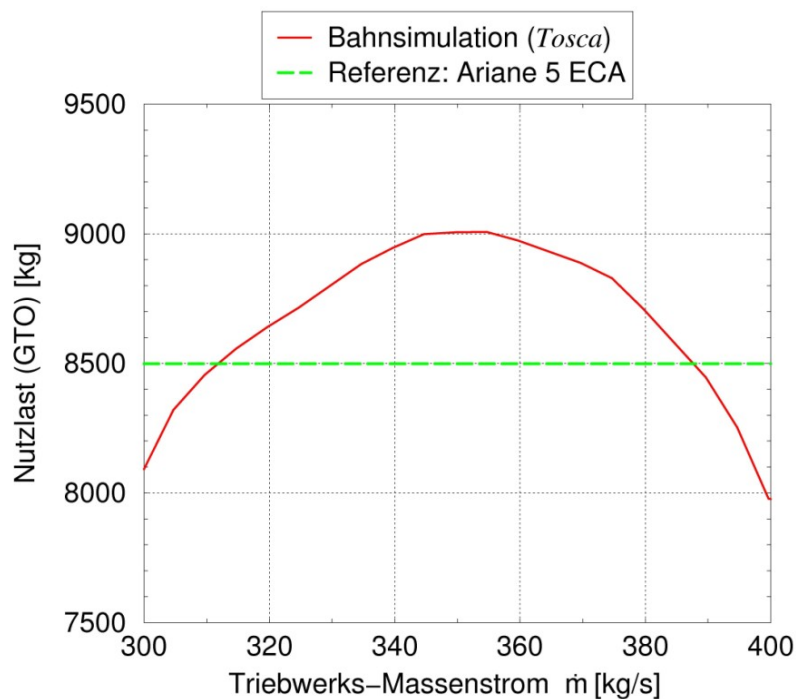


Abb. 5.29: Erreichbare Nutzlast (GTO) bei Massenstromvariation des SE-22 Triebwerks ($R_{ges} = 6$)

5.6.3 Aufstiegsbahn des Trägersystems mit SE-22 Triebwerk

Abbildung 5.30 zeigt die für die Fahrzeugkonfiguration mit diesem Triebwerk generierte Aufstiegsbahn. Jeweils über der Zeit aufgetragen sind Flughöhe, Geschwindigkeit über dem Boden, Anstellwinkel, Bahnwinkel, Querneigungswinkel, Staudruck sowie die Beschleunigung entlang der Fahrzeugachse.

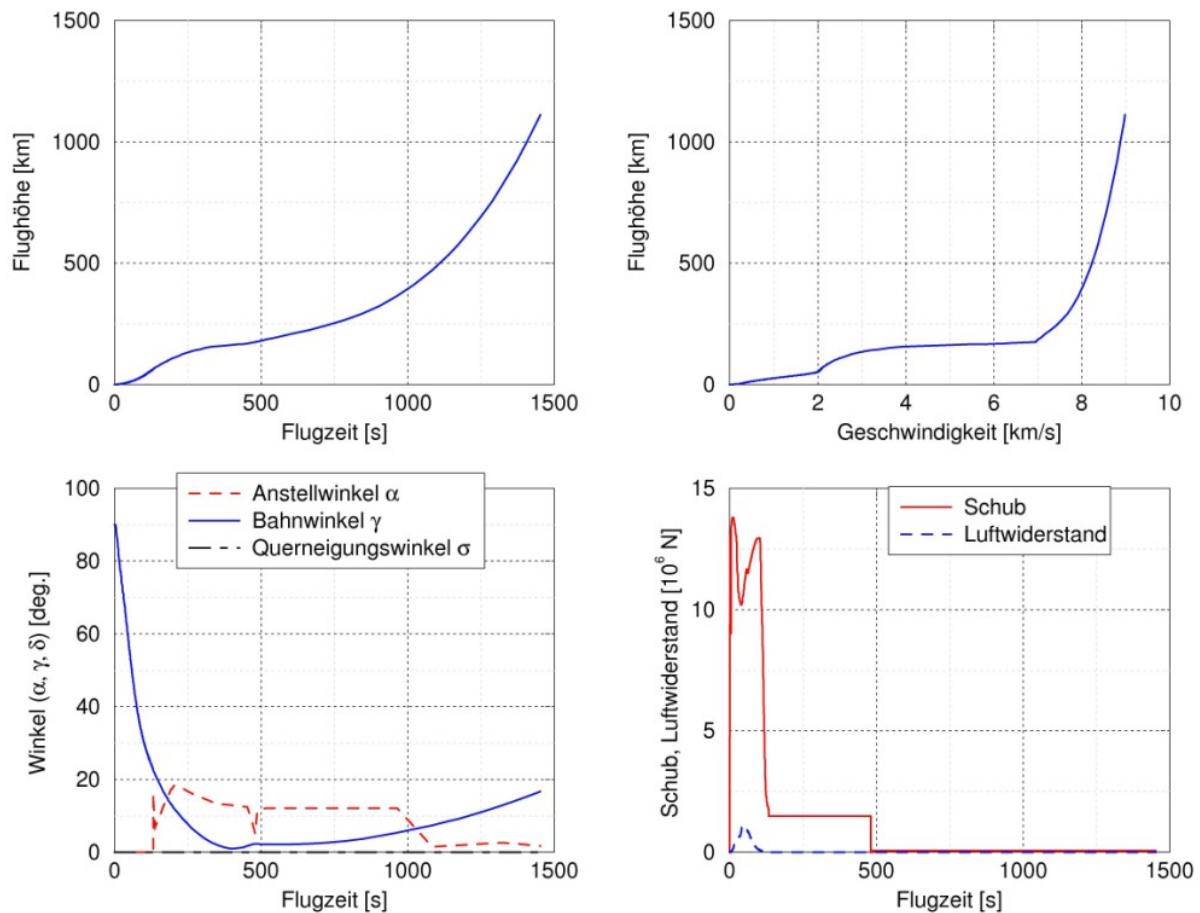


Abb. 5.30: Aufstiegsbahn (GTO) unter Verwendung des Triebwerks SE-22 mit $R_{ges} = 6$ und $\dot{m} = 352,5$ kg/s

5.7 Gewählte Triebwerkskonfiguration

Die Wahl der Triebwerksparameter erfolgt anhand der zuvor durchgeführten Variationen, sowie der oben beschriebenen Bahnrechnungen. Die mittels des Programms *NCC* [37] generierte, vollständige Schubkammerkontur ist in einer *I-DEAS* CAD Darstellung auf Abbildung 5.31 dargestellt. Abbildung 5.32 zeigt die Ergebnisse der wichtigsten Komponenten der *LRP*-Rechnung des SE-22 Triebwerks in einem Schaubild. Tabelle 5.8 führt die mit *LRP* berechneten Komponentenmassen des SE-22 Triebwerks auf.

Wasserstoff-Ventile	57 kg
Sauerstoff-Ventile	29 kg
Gasgenerator	20 kg
Wasserstoff-Turbopumpe	272 kg
Sauerstoff-Turbopumpe	229 kg
Brennkammer (C/C & CFK)	88 kg
Einspritzkopf (metallisch)	171 kg
Düse (metallisch)	426 kg
Sonstige Triebwerksmasse	518 kg
Gesamtmasse (ohne Schubgerüst)	1810 kg

Tab. 5.8: *Komponentenmassen des SE-22 Triebwerksentwurfs*



Abb. 5.31: CAD Modellierung der Schubkammer des SE-22

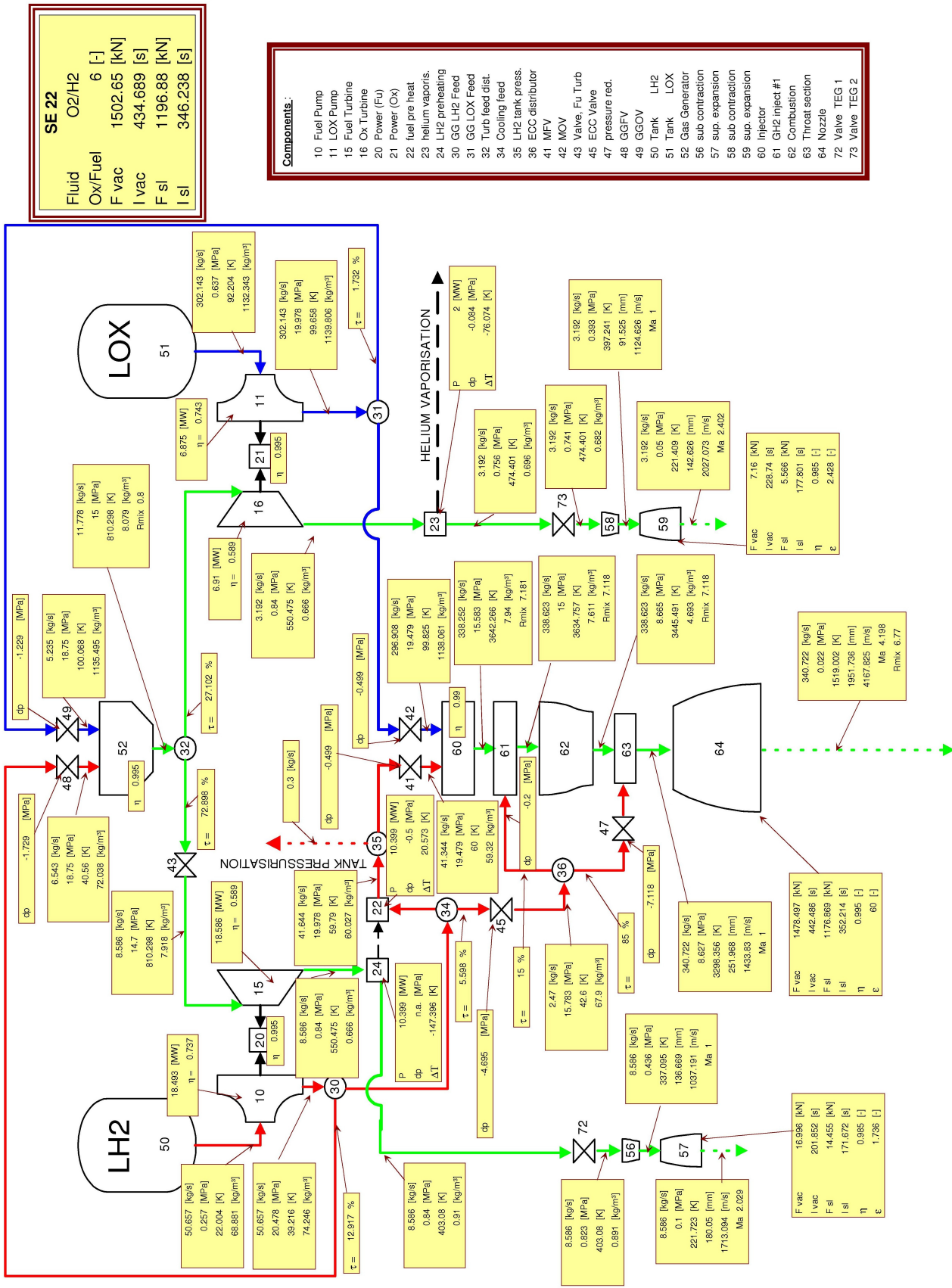


Abb. 5.32: Komponentenrechnung des SE-22 Triebwerksentwurfs

5.8 Operationeller Bereich der Transpirationskühlung der keramischen Brennkammer

Abbildung 5.33 zeigt die Entwicklung des spezifischen Vakuumimpulses in Abhängigkeit vom Kühlmittelstrom für das SE-22 Triebwerk. Das Triebwerksmischungsverhältnis (R_{ges}) sowie das Schubkammermischungsverhältnis (R_e) werden bei dieser Variation konstant gehalten. Auf diese Weise werden die Verluste im spezifischen Impuls in Abhängigkeit von Modellparameter t und Kühlmittelanteil τ_k erkennbar. Aufgetragen sind die Modellergebnisse für verschiedene Parameter t (siehe Absatz 4.3 auf Seite 59). Der Wert $t = 85\%$ ist der anhand der THEORA-Kampagne ermittelte Wert, welcher die Werte der DLR-Kampagnen ebenfalls gut abbildet (siehe Absatz 4.5.1.3). Der Wert $t = 50\%$ ist eine optimistische Abschätzung, welche erlaubt mittels *TDK* berechnete Impulsverluste nachzubilden (siehe Absatz 4.5.1.4). Neben dem in den vorangegangenen Abschnitten beschriebenen Triebwerksvorentwurf, fand eine gleichartige Untersuchung für den Modellparameter $t = 50\%$ statt. In diesem Fall kann die GTO-Nutzlast des Trägersystems um weitere 110 kg auf 9120 kg gesteigert werden.

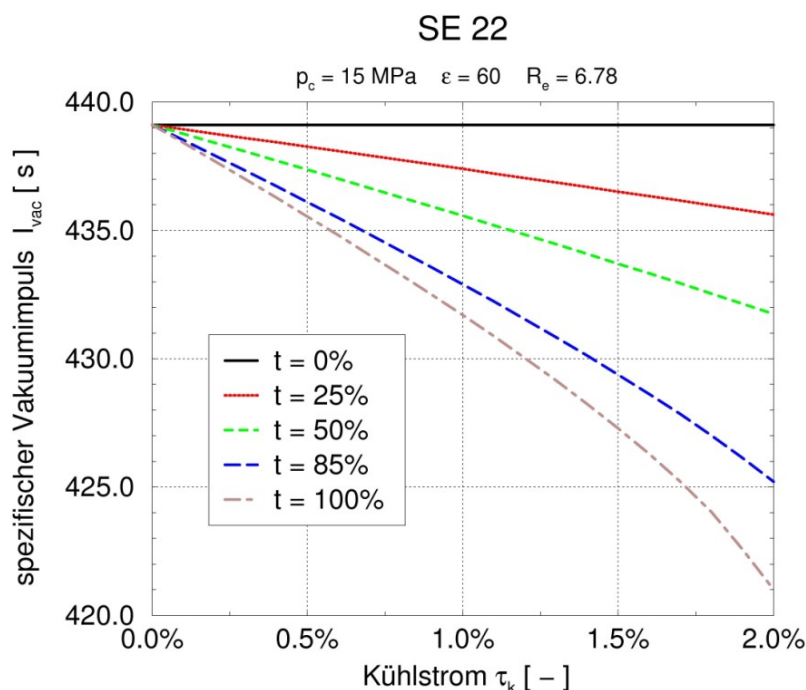


Abb. 5.33: Vakuumimpuls in Abhängigkeit vom Kühlmassenstrom (SE-22)

Für das Triebwerk SE-22 lässt sich eine äquivalente regenerativ gekühlte Triebwerksausführung ermitteln. Als eine Skalierung des Vulcain Triebwerks ergibt

sich ein in den Kühlkanälen auftretender Druckverlust von $\Delta p_k = -4,7$ MPa (siehe Abschnitt 2.1.4.2 auf den Seiten 21ff). Der spezifische Vakuumimpuls läßt sich, wie in Abschnitt 5.1.1.1 beschrieben, durch eine Anhebung des Brennkammerdrucks und eine Steigerung des Expansionsverhältnisses verbessern. Im Fall des SE-22 Triebwerks ist eine Steigerung des Vakuumimpuls von etwa 0,64%, was ca. 3 s entspricht, möglich. Abbildung 5.34 zeigt die potenzielle Steigerung des spezifischen Impuls für das SE-22 Triebwerk, im Vergleich zu einem regenerativ gekühlten Triebwerk. Tabelle 5.9 enthält Brennkammerdruck, Expansionsverhältnis und Vakuumimpuls des SE-22 bei idealer, verlustfreier Transpirationskühlung und eines regenerativ gekühlten Triebwerks gleicher Pumpenleistung.

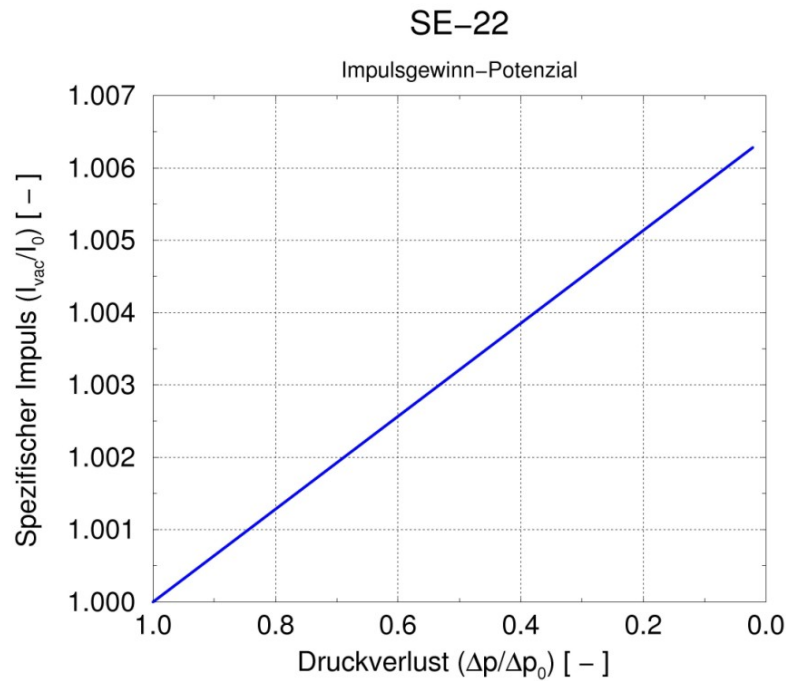


Abb. 5.34: Mögliche Steigerung des spezifischen Impuls durch Einsatz der Transpirationskühlung beim SE-22

			regenerativ	transpirativ
Brennkammerdruck	p_c	[MPa]	12,8	15
Expansionsverhältnis	ϵ	[-]	52,6	60
Spezifischer Impuls	I_{vac}	[s]	436,2	439 (ideal, $t = 0$)

Tab. 5.9: Triebwerksleistung des SE-22 (konstante Pumpenleistung)

Überlagert man die in den Abbildungen 5.33 und 5.34 dargestellten Einflüsse auf den spezifischen Vakuumimpuls, so kann man den Kühlstrom bestimmen, bei dem sich die positiven und negativen Effekte der Transpirationskühlung im Hinblick auf den spezifischen Impuls des Triebwerks ausgleichen. Bei einem gewählten Betriebspunkt der Transpirationskühlung von $\tau_k = 0,48\%$ (als Anteil des Gesamtmassenstroms) ergibt sich für den Nebenstromzyklus SE-22 mit Anpassung von Brennkammerdruck und Expansionsverhältnis der gleiche spezifische Impuls wie bei einem regenerativ gekühlten Triebwerk. Bei einer optimistischen Rechnung mit einem Modellparameter $t = 50\%$, wird das Gleichgewicht bei $\tau_k = 0,83\%$ erreicht. Die von *TDK* für diesen Kühlmittelanteil vorhergesagte Wandtemperatur von 1676 K liegt deutlich unterhalb der vom keramischen C/C Liner verträglichen Temperatur und bedeutet daher eine konstruktive Reserve für den Triebwerksbau mit dem hier gewählten Kühlmittelmassenstrom.

Aus der Temperaturbeständigkeit des Brennkammerwandmaterials von 2500 K und der Abhängigkeit der Wandtemperatur vom verwendeten Kühlmittelmassenstrom ergibt sich ein Minimum an benötigtem Kühlmittel. Für den hier betrachteten Betriebspunkt ($p_c = 15$ MPa; $R_{ges} = 6$) liegt der minimale Bedarf bei etwa $\tau_k = 0,45\%$. Abbildung 5.35 verdeutlicht dies und stellt ebenfalls, als “Break-Even Point“, den Kühlmittelstrom dar, unterhalb dessen der spezifische Impuls der transpirationsgekühlten Brennkammer den der regenerativ gekühlten- für ein Nebenstromtriebwerk übersteigt. Ein Betrieb mit einem Kühlmassenstromanteil von mehr als $\tau_k = 0,83\%$ ist für das Triebwerk möglich, sollte aber zur Optimierung der Triebwerksleistung vermieden werden. Der anzustrebende operationelle Bereich der Transpirationskühlung eines Triebwerks mit den hier verwendeten Parametern liegt zwischen beiden Grenzwerten.

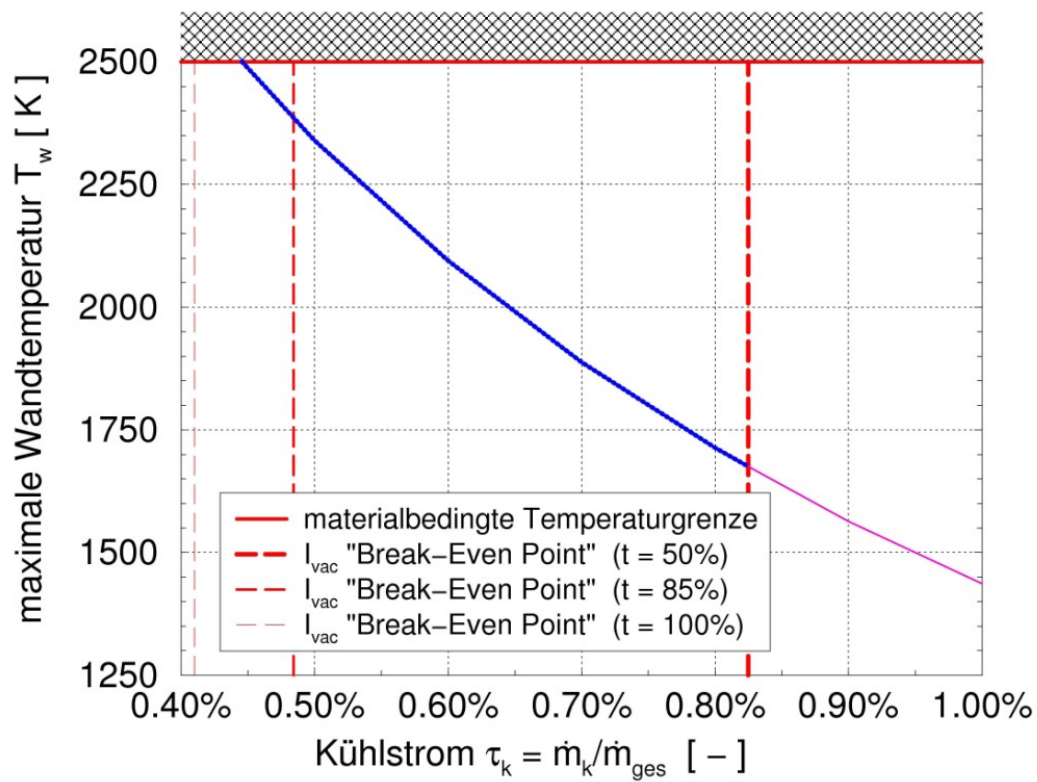


Abb. 5.35: Anwendungsbereich der Transpirationskühlung ($p_c = 15$ MPa; $R_{ges} = 6$)

6 Zusammenfassung und Ausblick

Eine interessante Alternative zu der bisher dominanten regenerativen Kühlung bei Raketen-Triebwerken ist die Transpirationskühlung, bei der das Kühlmedium direkt durch die Brennkammerwand in den Heißgasstrom, bzw. dessen Grenzschicht eingeleitet wird. Das Fördersystem wird auf diese Weise nicht mit dem in Kühlkanälen auftretenden Druckverlust belastet. Faserkeramische Bauteile im Triebwerksbau ermöglichen aufgrund der gezielt zu fertigenden Porosität der Brennkammerwand die Herstellung einer kostengünstigen, transpirationsgekühlten Brennkammer. Um die Vor- und Nachteile einer keramischen Brennkammer im Hinblick auf die Triebwerksleistung zu bewerten, wurde eine Systemanalyse des gesamten Triebwerks in mehreren Varianten durchgeführt.

Zu diesem Zweck wurde das Programm *LRP* entwickelt, welches eine detaillierte Analyse von Triebwerkszyklen und einzelnen Triebwerkskomponenten gegenwärtiger und zukünftiger Flüssigraketenmotoren ermöglicht. Das Programm beinhaltet Leistungsrechnungen für alle relevanten Triebwerkskomponenten, sowie eine Massenschätzung. Es verfügt über die Möglichkeit der Parametervariation und grafischen Darstellung der Ergebnisse, sowie Schnittstellen zu anderen Programmen, wie insbesondere *TDK*. Das Programm *LRP* wurde dahingehend gestaltet, dass die Besonderheiten einer transpirationsgekühlten keramischen Raketenbrennkammer korrekt abgebildet werden.

Das gewählte Modell für die Transpirationskühlung rechnet zwei verschiedene Prozesse mit jeweils einem Teil des zur Verfügung stehenden Kühlmittelstroms. Der gesamte Kühlmittelstrom muss zur sinnvollen Modellierung zwischen diesen beiden Berechnungsverfahren aufgeteilt werden. Ein wichtiger Parameter ist in diesem diskretisierenden Modell das Massenstromverhältnis vom Düsenhals-Kühlstrom zum gesamten aufgewendeten Kühlmassenstrom. Im zylindrischen Teil der Brennkammer findet eine Änderung des Totalzustands statt. Das hier eintretende Kühlmittel wird der Gleichgewichtsrechnung der Verbrennung am Einspritzkopf zugeführt. Dieser Teil stellt den Anteil des Kühlmittels dar, der unmittelbar mit dem Heißgas reagiert. Für den verbleibenden Anteil des Kühlmittels wird eine Expansionsrechnung für die Überschalldüse durchgeführt. Dabei wird der Heißgasstrom mit dem Kühlmittel in der Düse zusammengeführt. Beide Fluide nehmen das gleiche Strömungsvolumen ein und werden separat behandelt. Eine Vermischungsrechnung findet für den End-

zustand statt. Bei dieser Vermischung werden die Stoffströme wie ideale Gase behandelt. Der Vergleich mit experimentell gewonnenen Daten hat gezeigt, dass dieses Modell geeignet ist den Einfluss der Transpirationskühlung auf die Triebwerksleistung abzuschätzen.

Der Einsatz einer transpirativen Brennkammerkühlung anstelle einer regenerativen Kühlung ermöglicht bei geringen Kühlmassenströmen eine Steigerung des spezifischen Impulses des Triebwerks. Die Reduzierung des in der Brennkammerkühlung auftretenden Druckverlusts wird in diesem Konzept genutzt, um einen höheren Brennkammerdruck zu erreichen. Dies ermöglicht größere Düsenexpansion und damit eine Erhöhung des spezifischen Impulses. Diesem positiven Effekt wirkt eine Verschlechterung des spezifischen Impulses der Schubkammer aufgrund der aus der Transpirationskühlung resultierenden unvollständigen Vermischung von Brennstoff und Oxidator entgegen.

Die Untersuchungen des transpirations-gekühlten Nebenstromzyklus haben gezeigt, dass die poröse Faserkeramik eine Triebwerksauslegung ermöglicht, deren spezifischer Impuls vergleichbar, bzw. höher als der von regenerativ gekühlten metallischen Triebwerken ist. Bei der hier gewählten Brennkammerauslegung ergibt sich ein minimaler Kühlmittelbedarf von ca. $\tau_k = 0,45\%$ als Anteil des Gesamtmassenstroms, sowie ein "Break-Even Point" von $\tau_k = 0,83\%$, an dem der spezifische Impuls des Nebenstrom-Triebwerks mit Transpirationskühlung dem des regenerativ-gekühlten entspricht. Innerhalb dieser Grenzen liegt der anzustrebende operationelle Bereich der Transpirationskühlung einer keramischen Raketenbrennkammer mit den gewählten Parametern. Das Modell ist geeignet, den operationellen Bereich für ein transpirationsgekühltes Triebwerk mit einem anderen Brennkammerdruck, Mischungsverhältnis und Expansionsverhältnis zu bestimmen.

Eine Abschätzung der Brennkammermasse ergibt eine potenzielle Gewichtseinsparung der keramischen Brennkammer von 57% gegenüber einer Brennkammer aus Inconel.

Für weiterführende theoretische Untersuchungen der transpirationsgekühlten, faserkeramischen Brennkammertechnologie eignen sich zusätzliche Anwendungsgebiete. Ein Beispiel sind Antriebe mit Tripropellant-Treibstoffkombinationen, bei denen in Bodennähe eine schubstarke Treibstoffkombination wie z.B. LOX/Kerosin genutzt wird. In späteren Flugphasen

des Trägersystems findet dann die Verbrennung von Wasserstoff statt und erlaubt somit die Nutzung des höheren spezifischen Impulses dieser Treibstoffkombination. Über die gesamte Flugdauer könnte ein derartiges Triebwerk mit Wasserstoff transpirationsgekühlt werden. Eine andere mögliche Anwendung sind Triebwerke, die unter sehr hohen Brennkammertemperaturen arbeiten und daher hohe Anforderungen an die Kühlung der Brennkammerwände stellen, wie etwa hochenergetische, nukleare Kernspaltungstriebwerke.

Experimentelle Untersuchungen zur Bestätigung und Verbesserung des hier vorgestellten Modells sollten folgende Aufgabenstellungen beinhalten:

- Quantitative Erfassung des Einflusses der Transpirationskühlung auf den spezifischen Impuls und die charakteristische Geschwindigkeit in Abhängigkeit von Brennkammerkontur und Kühlungsmassenstrom
- Experimentelle Untersuchungen mit dem Ziel eine Korrelation zwischen Brennkammeraufbau und Modellparameter t zu finden
- Ermittlung eines materialabhängigen minimal zulässigen Kühlmassenstroms und der sich unter diesen Bedingungen einstellenden Brennkammerwandtemperaturverteilung
- Auslegung und Fertigung einer Hochdruck-Brennkammer zur Bestätigung der Massenschätzung und der Skalierung der Modellergebnisse

Weiterführende numerische Untersuchungen sollten folgende Punkte zum Ziel haben:

- Variationsrechnungen zur Bestimmung des Kühlmittelbedarfs im transienten Bereich des Triebwerksstarts bzw. der Triebwerksdrosselung und des Abschaltvorgangs
- Erstellen eines Modells zur Abschätzung von Lebensdauer bzw. Zuverlässigkeit auf Triebwerkskomponentenebene
- Entwicklung einer Methode zur Abschätzung von Fertigungs- und Betriebskosten von Triebwerken mit faserkeramischer Brennkammer
- Anwendung des bestehenden Modells für diverse Einsatzbereiche, insbesondere Variationen von Oberstufentriebwerken mit faserkeramischer Brennkammer
- Anwendung der hier entwickelten und beschriebenen Vorgehensweise des integrierten Triebwerksentwurfs für Voruntersuchungen von Triebwerken anderer Treibstoffkombinationen, zum Beispiel einem Methan/LOX-Hauptstromtriebwerk

Literatur

- [1] ADOMEIT, G.: *Mechanik für Ingenieure Band 2: Festigkeitslehre*; RWTH Aachen; 1990
- [2] ARSLAN, S.; HERBERTZ, A.: *Modelle zur Vordimensionierung von Raketentriebwerks-Turbopumpen*; Deutsches Zentrum für Luft- und Raumfahrt e.V.; DLR-IB 647-2003/03; Mai 2003
- [3] BAEHR, H. D.: *Thermodynamik: Grundlagen und technische Anwendung*; Springer-Verlag; 11. Aufl.; 2002
- [4] BARRÈRE, M.; JAUMOTTE, A.; DE VEUBEKE, B. F.; VANDENKERCKHOVE, J.: *Raketenantriebe*; Elsevier Publishing Company; 1961
- [5] BARTZ, D.: *Turbulent Boundary-Layer Heat Transfer from Rapidly Accelerating Flow of Rocket Combustion Gases and Heated Air*; *Advances in Heat Transfer*; (2); 1965
- [6] BEITZ, W.; KÜTTNER, K. (Hg.): *Dubbel - Taschenbuch für den Maschinenbau*; Springer-Verlag; 1995
- [7] BOHL, W.; ELMENDORF, W.: *Strömungsmaschinen*; Bd. 1; Vogel Buchverlag; 9. Aufl.; Juli 2004
- [8] BRONSTEIN, I.; SEMENDJAJEW, K.: *Taschenbuch der Mathematik*; B.G. Teubner Verlagsgesellschaft; Stuttgart; 25. Aufl.; März 1991
- [9] BUNN, M. M.; BROSCHEK, J.; MANSKI, D.: *Ein analytisches Massenmodell chemischer Raketentufen für Raumflugmissionen, Teil 1: Beschreibung des Modells*; Deutsche Forschungs- und Versuchsanstalt für Luft- und Raumfahrt; Lampoldshausen; DLR-FB 76-16; Januar 1976
- [10] BURKHARDT, H.: *ATV Mission auf Ariane 5 mit EPS und ESC-A Oberstufen und EPC mit Vulcain 1 und Vulcain 2*; Deutsches Zentrum für Luft- und Raumfahrt e.V.; Köln; SART TN-007/2003; März 2003
- [11] BURKHARDT, H.; SIPPEL, M.: *Untersuchungen zu einer Mission für X-38 mit Ariane 5 ECA*; Deutsches Zentrum für Luft- und Raumfahrt e.V.; Köln; SART TN-005/2003; Februar 2003
- [12] BURKHARDT, H.; SIPPEL, M.; HERBERTZ, A.; KLEVANSKI, J.: *Effects of the Choice Between Kerosene and Methane on Size and Performance of Reusable Liquid Booster Stages*; AIAA 2003-5122; 39th Joint Propulsion Conference; Juli 2003

- [13] DADIEU, A.; DAMM, R.; SCHMIDT, E. W.: *Raketentreibstoffe*; Springer-Verlag; Wien; September 1968
- [14] DANIEL, C.: *The Flow of Liquids through Carbon/Carbon (C/C) Ceramics*; Deutsches Zentrum für Luft- und Raumfahrt e.V.; Lampoldshausen; DLR-IB 645-2002/01; Januar 2002
- [15] DAUM, A.: *Problemlösungen für die Leistungsoptimierung wiederverwendbarer atmosphärogestützter Orbittransfersysteme*; Dissertation; Universität Berlin; DLR-FB 91-41; November 1991
- [16] DEEKEN, J.; HERBERTZ, A.: *Vergleich von Expanderzyklusvarianten und Turbomaschinenanordnungen in Raketentriebwerken unter Verwendung des Zyklusanalyseprogramms LRP*; Deutsches Zentrum für Luft- und Raumfahrt e.V.; Köln; DLR-IB 347-2004/07; November 2004
- [17] DUNN, S.; COATS, D.: *Nozzle Performance Predictions Using the TDK 97 Code*; AIAA 97-2807; Oktober 1997
- [18] DUNN, S.; COATS, D.; NICKERSON, G.; BERKER, D.: *Two-Dimensional Kinetics (TDK 91/PRO) Nozzle Performance Computer Program, Volume I, Engineering Methods*; Software and Engineering Associates Inc.; Carson City, Nevada, USA; November 1991
- [19] ECKERT, E. R. G.: *Heat Transfer and Temperature Profiles in Laminar Boundary Layers on a Swept-Cooled Wall*; U.S. Army Air-Force; 5646; 1947
- [20] ECKERT, E. R. G.: *Engineering Relations for Heat Transfer and Friction in High-Velocity Laminar and Turbulent Boundary-Layer Flow Over Surfaces With Constant Pressure and Temperature*; ASME Paper 55-A-31. American Society of Mechanical Engineers; November 1955
- [21] ENGELN-MÜLLGES, G.: *Formelsammlung zur Numerischen Mathematik mit Standard-FORTRAN 77-Programmen*; 1988
- [22] FORTESCUE, P.; STARK, J. (Hg.): *Spacecraft Systems Engineering*; John Wiley & Sons, Inc.; September 1994
- [23] FREY, M.: *Behandlung von Strömungsproblemen in Raketendüsen bei Überexpansion*; Dissertation; Universität Stuttgart; 2001
- [24] GORDON, S.; MCBRIDE, B. J.: *Computer Program for Calculation of Complex Chemical Equilibrium Compositions and Applications Vol.I: Analysis*; N.A.S.A.; NASA RP-1311; Oktober 1994

- [25] GORDON, S.; MCBRIDE, B. J.: *Computer Program for Calculation of Complex Chemical Equilibrium Compositions and Applications Vol.II: Users Manual and Program Description*; NASA Lewis Research Center; NASA RP-1311; Juni 1996
- [26] GÖRGEN, J.; KNAB, O.; HAESLER, D.; WENNERBERG, D.: *Impact of Intentional and Unintentional Combustion Chamber Porosity on Rocket Engine Characteristics*; Fourth International Symposium on Liquid Space Propulsion; März 2000
- [27] GÖRTZ, C.: *A Modular Method for the Analysis of Liquid Rocket Engine Cycles*; AIAA 95-2966; 31st Joint Propulsion Conference; Juli 1995
- [28] GREUEL, D.: persönliche Mitteilung; Februar 2005
- [29] HAESLER, D.; MÄDING, C.; RUBINSKIY, V.; GOROKHOV, V.; KHRI-SANFOV, S.: *Experimental Investigation of Transpiration Cooled Hydrogen-Oxygen Subscale Chambers*; AIAA 98-3364; 34th Joint Propulsion Conference; Juli 1998
- [30] HAIDN, O.; HERBERTZ, A.; GREUEL, D.; GHADIANI, S.; ORTELT, M.; HALD, H.: *Application of Fiber Reinforced C/C Ceramic Structures in Liquid Rocket Engines*; International Conference (SPACE 2003), Moskau-Kaluga; September 2003
- [31] HALD, H.; ORTELT, M.; FISCHER, I.; GREUEL, D.: *CMC Rocket Combustion Chamber with Effusion Cooling*; IAC-03-S.P. 22; 54th International Astronautical Congress; Oktober 2003
- [32] HALD, H.; WEIHS, H.; BENITSCH, B.; FISCHER, I.; REIMER, T.; WINKELMANN, P.; GÜLHAN, A.: *Development of a CMC Nose Cap System for X-38*; International Symposium on Atmospheric Reentry Vehicles and Systems; März 1999
- [33] HALD, H.: persönliche Mitteilung; Februar 2004
- [34] HERBERTZ, A.: *Systemanalytische, vergleichende Untersuchung von transpirativ- und regenerativ gekühlten Brennkammern eines Raketenmotors*; DGLR-2001-117; DGLR Jahrestagung; September 2001
- [35] HERBERTZ, A.: *Guidelines for Rocket Engine Cycle Visualisation, using LRP, Excel and Visio*; Deutsches Zentrum für Luft- und Raumfahrt e.V.; Köln; SART TN-005/2002; Januar 2003

- [36] HERBERTZ, A.: *Numerische Leistungsanalyse von Triebwerksauslegungen mit transpirativ gekühlter keramischer Raketendüsenkammer*; DGLR-2003-103; DGLR Jahrestagung; November 2003
- [37] HERBERTZ, A.; DÉFOSSE, X.; SIPPEL, M.: *Beschreibung des Düsenkontur-Auslegungsprogramms NCC*; Deutsches Zentrum für Luft- und Raumfahrt e.V.; Köln; DLR-IB 645-2001/12; September 2001
- [38] HERBERTZ, A.; HAGEMANN, G.: *Vergleich von Konturauslegungsverfahren für konventionelle Raketendüsen*; Deutsches Zentrum für Luft- und Raumfahrt e.V.; Lampoldshausen; DLR-IB 645-98/31; Dezember 1998
- [39] HERBERTZ, A.; KAUFFMANN, J.; SIPPEL, M.: *Systems Analysis of a Future Semi-Reusable Launcher, Based on a High Thrust Bleed Cycle Rocket Engine*; AIAA 2001-3688; 37th Joint Propulsion Conference; Juli 2001
- [40] HÖLLIG, K.: *Grundlagen der Numerik*; MathText; Zavelstein; 1998
- [41] VAN HUFF, N. E.; FAIRCHILD, D. A.: *Liquid Rocket Engine Fluid-Cooled Combustion Chambers*; Lewis Research Center; NASA Space Vehicle Design Criteria (Chemical Propulsion); Cleveland; NASA SP-8087; April 1972
- [42] HUMBLE, R.; HENRY, G.; LARSON, W.: *Space Propulsion Analysis and Design*; McGraw-Hill; 1995
- [43] HUZEL, D. K.; HUANG, D. H.: *Modern Engineering for Design of Liquid-Propellant Rocket Engines*; American Institute of Aeronautics and Astronautics; 1992
- [44] IMMICH, H.: persönliche Mitteilung; September 2001
- [45] IMOTO, T.: persönliche Mitteilung; Oktober 2002
- [46] KAUFFMANN, J.; HERBERTZ, A.; SIPPEL, M.: *Systems Analysis of a High Thrust, Low-Cost Rocket Engine*; 4th Int. Conference on Green Propellants for Space Propulsion; Juni 2001
- [47] KAYAL, H.: *Aufbau eines vereinfachten Simulationsmodells für den Bahn-aufstieg in der Großkreisebene*; Deutsches Zentrum für Luft- und Raumfahrt e.V.; Köln; DLR IB 318-93/05; August 1993
- [48] KAYS, W. M.; CRAWFORD, M.: *Convective Heat and Mass Transfer*; McGraw-Hill; 3. Aufl.; Januar 1993

- [49] KLEBER, A.: *Auslegung von unkonventionellen Raketendüsen*; Deutsches Zentrum für Luft- und Raumfahrt e.V.; Lampoldshausen; DLR-IB 645-97/9; Mai 1997
- [50] KOH, J. C. Y.; DUTTON, J. L.; BENSON, B. A.: *Fundamental Study of Transpiration Cooling*; Boeing Aerospace Company; NASA CR 134523; Kent, Washington, USA; Contract NAS 3-12012; August 1973
- [51] KÖLLE, D.: *Transcost 6.0 Statistical-Analytical Model for Cost Estimation and Economical Optimization of Space Transportation Systems*; TransCost-Systems; Ottobrunn; 1995
- [52] KOSCHEL, W.: *Vorlesungsskript Raumfahrtantriebe I+II*; RWTH-Aachen; 1999
- [53] KRENKEL, W.: *Entwicklung eines kostengünstigen Verfahrens zur Herstellung von Bauteilen aus keramischen Verbundwerkstoffen*; Dissertation; Universität Stuttgart; DLR-FB 2000-04; Februar 2000
- [54] LEVINE, J. N.: *Transpiration and Film Cooling Boundary Layer Computer Program, Volume I: Numerical Solution of Turbulent Boundary Layer Equations with Equilibrium Chemistry*; Final Report; NASA CR-125683; Irvine, Kalifornien, USA; Contract NAS7-791; Juni 1971
- [55] LEZUO, M. K.: *Wärmetransport in H₂-transpirativ gekühlten Brennkammerkomponenten*; Dissertation; RWTH Aachen; Oktober 1998
- [56] MANSKI, D.; KLENK, W.: *ST Systemanalyse Trägerraketen Benutzermanual*; Deutsches Zentrum für Luft- und Raumfahrt e.V.; Lampoldshausen; DLR IB 643-90/19; November 1990
- [57] MAY, L. ET AL.: *Transpiration Cooled Throat for Hydrocarbon Rocket Engines*; Aerojet Propulsion Division; Sacramento; Contract NAS 8-36952; Dezember 1991
- [58] MULREADY, D.: *Advanced Engine Development at Pratt & Whitney*; Society of Automotive Engineers, Inc.; Warrendale PA; 2001
- [59] N.N.: *JANNAF Rocket Engine Performance Prediction and Evaluation*; CPIA 246; April 1975
- [60] N.N.: *Keramische Verbundwerkstoffe (C/C-SiC)*; Datenblatt; Deutsches Zentrum für Luft- und Raumfahrt e.V.; 1997
- [61] N.N.: *Vulcain 2*; Datenblatt; Snecma Moteurs; Mai 1997

- [62] N.N.: *STSM-Manual (Version 1.2)*; Deutsches Zentrum für Luft- und Raumfahrt e.V.; September 2000
- [63] N.N.: *SSME - Space Shuttle Main Engine*; Datenblatt; Boeing; 2001
- [64] N.N.: *Ariane 5 ESC-A CQ1 Kick-Off*; A5-DP-13-A-0006-DASA; Juni 2002
- [65] N.N.: *Vinci*; Datenblatt; Snecma Moteurs; 2002
- [66] N.N.: *Arianespace*; <http://www.arianespace.com>; [Abfrage vom 23. März 2004]
- [67] N.N.: *Carbon Fibre Reinforced Carbon Matrix Composite (Vf:50%)*; Datenblatt; CES Selector 4.1; Granta Design Ltd.; 2004
- [68] N.N.: *Carbon/Resin*; Datenblatt; CES Selector 4.1; Granta Design Ltd.; 2004
- [69] N.N.: *Cnes - CNES Accueil*; http://www.cnes.fr/html/__.php; [Abfrage vom 14. April 2004]
- [70] N.N.: *ESA Portal*; <http://www.esa.int>; [Abfrage vom 23. März 2004]
- [71] N.N.: *Snecma Moteurs - Propulsion Spatiale*;
http://www.snecma-moteurs.com/fr/activites/propulsion_spatiale/lanceur_ariane_5/i
[Abfrage vom 23. März 2004]
- [72] ORTELT, M.: persönliche Mitteilung; März 2004
- [73] ORTELT, M.: persönliche Mitteilung; März 2007
- [74] RANNIE, W. D.: *A Simplified Theory of Porous Wall Cooling*; Jet Propulsion Laboratory; Pasadena; November 1947
- [75] RAO, G.: *Exhaust Nozzle Contour for Optimum Thrust; Jet Propulsion*; 28; Juni 1958
- [76] SASSNICK, H. D.: *Benutzeranleitung des Programms FLUIDP zur Berechnung realer Zustände und Zustandsänderungen im Anwendungsbereich von Hochdruckraketenantrieben mit H₂, O₂, N₂ und H₂O*; Deutsches Zentrum für Luft- und Raumfahrt e.V.; Lampoldshausen; DLR IB 643-89/16; 1989
- [77] SCHMIDT, G.; HAESLER, D.: *ATC-X: Höchstleistungsantrieb für neue Raumtransporter und Trägerstufen*; DGLR-88-025; DGLR Jahrestagung; September 1988

- [78] SCHMUCKER, R.: *Strömungsvorgänge beim Betrieb überexpandierter Düsen chemischer Raketentriebwerke, Teil 1: Strömungsablösung*; Technische Universität München; TB-7; 1973
- [79] SERBEST, E.: *Untersuchungen zur Anwendung der Effusionskühlung bei Raketenbrennkammern*; Dissertation; RWTH Aachen; November 2001
- [80] SERBEST, E.; HAIDN, O.; HALD, H.; KORGER, G.; WINKELMANN, P.: *Effusion Cooling in Rocket Combustors Applying Fibre Reinforced Ceramics*; AIAA 99-2911; 35th Joint Propulsion Conference; Juni 1999
- [81] SIPPEL, M.; HERBERTZ, A.; MANFLETTI, C.; BURKHARDT, H.; IMOTO, T.; HAESLER, D.; GÖTZ, A.: *Studies on Expander Bleed Cycle Engines for Launchers*; AIAA 2003-4597; 39th Joint Propulsion Conference; 2003
- [82] STERNFELD, H. J.: *Heißgasseitige Wärmeübergangszahlen in hochenergetischen Raketentriebwerken bei Schubvariation*; Deutsche Forschungs- und Versuchsanstalt für Luft- und Raumfahrt; DLR-FB 77-42; August 1977
- [83] STÖCKER, H. (Hg.): *Taschenbuch mathematischer Formeln und moderner Verfahren*; Verlag Harri Deutsch; Frankfurt; 4. Aufl.; 1999
- [84] SUMMERFIELD, M.; FOSTER, C.; SWAN, W.: *Flow Separation in Over-expanded Supersonic Exhaust Nozzles*; *Jet Propulsion*; September-October; 1954
- [85] SUTTON, G. P.; BIBLARZ, O.: *Rocket Propulsion Elements*; John Wiley & Sons, Inc.; 7. Aufl.; 2001
- [86] TERRY, J. E.; CARAS, G. J.: *Transpiration and Film Cooling of Liquid Rocket Nozzles*; Redstone Scientific Information Center; RSIC-535; März 1966
- [87] VALLER, H. W.: *Performance of a Transpiration-Regenerative Cooled Rocket Thrust Chamber*; Aerojet Liquid Rocket Company; NASA CR 159742; Contract NAS 3-21029; September 1979

Index

	- A -		schuboptimierte.....38, 95
Abbildungsfunktion.....	17		Seitenkraft 94
Aerojet.....	4, 69		- E -
Aestus.....	46	Effusionskühlung.....	3
ARES.....	4	Einspritzkopf.....	23
Ariane 5.....	46	Masse.....	34
ECA.....	48, 88, 112	Enthalpie, versteckte.....	24
G.....	112	ESC.....	46
Arianespace.....	1		- F -
Ausblasrate.....	53	FLUIDP.....	11
	- B -		- G -
Bartz.....	27		Geschwindigkeit, charakteristische. 23,
Brennkammer.....	28		67, 71
charakteristische Länge.....	33, 91	Gibbs-Funktion.....	12
Masse.....	33	Gleichgewicht, chemisches.....	13
Buffeting.....	95	Gravity Loss.....	40
	- C -	Grenzschicht.....	96 f.
C/C.....	4, 91		- H -
C/C-SiC.....	4, 91	H ₂ O ₂ N ₂	11 f.
CAD.....	37, 92	Hammaguir.....	1
CEA.....	12	HM7 B.....	46
CFK.....	91		- I -
CIEES.....	1	I-DEAS.....	37, 92, 116
Crawford.....	53	Inconel.....	96
	- D -		- J -
Dalton.....	63	Jacobi-Matrix.....	14
Definitionsbereich.....	16		- K -
DeLaval.....	3	Kays.....	53
Diamant (Feststoffrakete).....	1		
Düse.....	30		
ideale.....	37, 95		
Masse.....	34		

- Kesselformel 33
 Kontraktionsverhältnis 29 f.
 Kühlkanal 28
- L -
- Lampoldshausen 4
 Lavaldüse 3
 LE-5B 89
 LRP 9–37, 51, 59
- M -
- M3-Prüfstand 5, 54, 71
 Modellparameter 59, 63
- N -
- NCC 37 f.
 Newton-Verfahren 14
 mehrdimensionales 15
- P -
- Pratt & Whitney 4, 68
 Pyrolyse 90
- R -
- Rannie 54
 Rocketdyne 4
- S -
- Schmucker-Kriterium 103
 Schubgerüst 36
 Masse 36
 Schubkammer 21
 Kontur 92
 Schwitzkühlung 3
 SE-22 87–89, 106–111, 116
 SEQ 9
 Space Shuttle 4
 SSME 4, 43, 44
- ST 35
 Standardabweichung 71
 Strömungsablösung 103
 STSM 36
 Summerfield-Kriterium 103
- T -
- TDK 38 f., 98
 TEHORA 64–66
 Temperatur, Wand- 98
 Tosca 40 f.
 Treibstoff 33
 Tripopellant 124
 Turbopumpe 19
 Masse 32
 Pumpe 20
 Turbine 20
 Welle 20
- V -
- Verbrennungsstabilität 89
 Vinci 43, 46
 Vorbrennkammer 32
 Masse 35
 Vulcain 2, 32, 88
 Vulcain 2 24, 43, 48
- W -
- Wertekorrektur 16
 Wirkungsgrad, isentroper 30
- X -
- X-38 4
 XLR-129 4, 68
- Z -
- Ziolkovsky 41

Armin HERBERTZ

- 28. November 1972** Geboren in Düsseldorf, ältester Sohn von Dr. Georg Herbertz und Dr. Ingetraud Herbertz (geb. Reutel)
- Aug. 1982 - Jun. 1991 Besuch des *Leibniz Gymnasiums* in Düsseldorf
- 22. Juni 1991** **Abitur**
- Jul. 1991 - Jun. 1992 Wehrdienst in Kellinghusen und Düsseldorf
- Okt. 1992 - Dez. 1998 Studium des Maschinenbaus (Vertiefungsrichtung: Luft- und Raumfahrt) an der *RWTH Aachen*
- 23. Dezember 1998** **Diplom**
- Feb. 1999 - Apr. 2005 Angestellt beim *Deutschen Zentrum für Luft- und Raumfahrt (DLR)* in Köln in der *Abteilung Systemanalyse Raumtransport, Institut für Raumfahrtantriebe* als Wissenschaftlicher Mitarbeiter im Rahmen der vorliegenden Doktorarbeit
- 27. August 2004** **Abschluss und interne Abgabe der Doktorarbeit**
- Mai 2005 - Apr. 2007 Abgeordnet vom DLR zur *European Space Agency (ESA)* nach Noordwijk, NL als Programme Analyst im *Strategy and Architecture Office, Directorate of Human Spaceflight, Microgravity and Exploration Programmes*
- 29. Mai 2007** **Eröffnung des Promotionsverfahrens**
- Jun. 2007 - Nov. 2007 Gastwissenschaftler im *Department of Advanced Energy, Graduate School of Frontier Sciences* der *Tokyo Daigaku (Universität von Tokio)* in Kashiwa, Japan
- seit März 2008 Angestellt beim *DLR* in Stuttgart in der *Abteilung Raumfahrt Systemintegration, Institut für Bauweisen- und Konstruktionsforschung*