



Masterarbeit

Kraftstoffsysteme für Turboflugtriebwerke mit Kerosin- und
Wasserstoffverbrennung

von Seßler, Julius
Matrikelnummer: 400034

Diese Arbeit wurde vorgelegt am
Institut für Strahlantriebe und Turbomaschinen

Fakultät für Maschinenwesen der
RWTH Aachen University

1. Prüfer: Univ.-Prof. Dr.-Ing. Peter Jeschke
2. Prüfer: Dr.-Ing. Stefan Henninger
Betreuer: Christian Klumpp, M. Sc.

Aachen, 23. März 2025

Inhaltsverzeichnis

Abbildungsverzeichnis	iii
Tabellenverzeichnis	v
Symbolverzeichnis	vii
1 Einleitung	1
2 Stand der Technik der Kraftstoffsysteme von Fluggasturbinen	3
2.1 Konventionelle Kraftstoffsysteme	3
2.1.1 Kraftstoffpumpen und Regelung	3
2.1.2 Wärmeübertrager	4
2.1.3 Wärmemanagementsystem	4
2.1.4 Anordnung der Kraftstoffsystemkomponenten	5
2.2 Wasserstoff-Kraftstoffsysteme	6
2.2.1 Kraftstoffpumpen	7
2.2.2 Wärmeübertrager	8
2.2.3 Wärmemanagementsystem	8
2.2.4 Anordnung der Kraftstoffsystemkomponenten	9
3 Methodik	11
3.1 Annahmen und Vereinfachungen	11
3.2 Mathematische Formulierung	12
3.3 Referenz-Kraftstoffsystem	13
3.3.1 Systemarchitektur	14
3.3.2 Variablen und Parameter	15
3.4 Wasserstoff-Kraftstoffsystemarchitekturen	16
3.4.1 Architektur mit Hochdruckpumpe	16
3.4.2 Architektur mit Verdampfer	18
3.4.3 Architektur mit Vormischung	19
3.4.4 Variablen und Parameter	19
3.5 Modellierung der Komponenten	20
3.5.1 Pumpen und Verdichter	20
3.5.2 Wärmeübertrager	22
3.5.3 Kraftstoffmischung	23
3.5.4 Parallele Wasserstoffverbrennung	23
3.5.5 Korrektur des Kraftstoffmassenstroms	26
3.6 Stoffmodelle	27
3.6.1 Wasserstoff Stoffmodell	27
3.6.2 Kerosin Stoffmodell	29
4 Parametrierung	31
4.1 Triebwerkszyklus	31
4.2 Eintrittsbedingungen	32
4.3 Abwärmequellen	33
4.3.1 Wellenlager	33
4.3.2 Fan-Getriebe	34
4.3.3 Hilfsgeräteträger	34
4.3.4 Abwärme	34

4.4	Pumpen und Verdichter	35
4.4.1	Kreiselpumpen	35
4.4.2	Zahnradpumpen	35
4.4.3	Wasserstoff-Verdichter	36
4.5	Wärmeübertrager Druckverluste	36
4.5.1	Referenzkraftstoffsystem	36
4.5.2	Wasserstoffkraftstoffsysteme	37
4.6	Leitungs- und Injektordruckverluste	38
4.6.1	Referenzkraftstoffsystem	38
4.6.2	Wasserstoff-Kraftstoffsysteme	38
4.7	Parallele Wasserstoffverbrennung	38
4.8	Korrektur des Kraftstoffmassenstroms	39
4.9	Zusammenfassung	39
4.10	Brennkammereintrittsbedingungen	41
4.10.1	Brennkammereintrittsdruck	42
4.10.2	Brennkammer-Eintrittstemperatur Referenzkraftstoffsystem	42
4.10.3	Temperaturen Wasserstoff-Kraftstoffsysteme	42
5	Ergebnisse	45
5.1	Sensitivitätsanalyse	45
5.1.1	Bestimmung der Schrittweiten	45
5.1.2	Auswertung der Sensitivitätsanalyse	46
5.2	Validierung	48
5.3	Parameterstudie	49
5.3.1	Architektur mit Hochdruckpumpe	50
5.3.2	Vergleich der Wasserstoff-Kraftstoffsysteme	52
5.4	Vergleich mit dem Referenzmodell	56
6	Zusammenfassung und Ausblick	59
Literatur		65

Abbildungsverzeichnis

2.1	Kraftstoffsystems des CFM56-5B Triebwerks nach [25]	5
2.2	Wärmeübertrager fortschrittlicher Kreisprozesse [41]	7
2.3	Wasserstoff-Kraftstoffsystem frei nach Brewer [7]	9
3.1	Numerische Berechnung von Werten der Umkehrfunktion	13
3.2	Referenzkraftstoffsystem	14
3.3	Wasserstoffkraftstoffsystem mit Pumpe adaptiert aus [7]	17
3.4	Wasserstoffkraftstoffsystem mit Verdichter und Verdampfer	18
3.5	Wasserstoffkraftstoffsystem mit Verdichter und Vormischung	19
3.6	Wärmestromdiagramm für ein Wasserstoffkraftstoffsystem	22
3.7	Wasserstoff Kernspin-Isomer Anteile nach [8]	27
4.1	Abwärmequellen konventioneller Kraftstoffsysteme	33
5.1	Leistungsbedarf Wasserstoff-Kraftstoffsystem mit Pumpe [kW]	50
5.2	Leistungsaufteilung Architektur mit Pumpe	51
5.3	Wärmebedarf Wasserstoff-Kraftstoffsystem mit Pumpe [kW]	51
5.4	Kraftstoffverbrauch Wasserstoff-Kraftstoffsystem mit Pumpe [kg/s]	52
5.5	Leistungsbedarf Wasserstoff-Kraftstoffsysteme	53
5.6	Leistungsaufteilung Vergleich [$T_{BK} = 300\text{ K}$]	53
5.7	Leistungsaufteilung Vergleich [$T_W = 160\text{ K}$]	54
5.8	Stapeldiagramme der Leistungsanteile	55
5.9	Betriebsmittelbedarf der Kraftstoffsysteme	56
5.10	Energieverbrauch der Kraftstoffsysteme	57

Tabellenverzeichnis

3.1	Parameter und Variablen der Modellierung des Referenzkraftstoffsystems	15
3.2	Variablen der Modellierungen der Wasserstoff-Kraftstoffsysteme	20
3.3	Parameter der Modellierung der parallelen Wasserstoffverbrennung	25
3.4	Parameter für die Korrektur des Kraftstoffmassenstroms	26
3.5	Formeln für thermodynamische Zustandsgrößen von Wasserstoff	29
3.6	Thermodynamische Zustandsgrößen von Jet-A Kraftstoff nach [27]	30
4.1	Betriebspunkt Reiseflug	31
4.2	Betriebspunkt MTO-Schub	32
4.3	Parametrierung des Referenzkraftstoffsystems	39
4.4	Parameter der Modellierungen der Wasserstoff-Kraftstoffsysteme	40
4.5	Parameter der Modellierung der parallelen Wasserstoffverbrennung	41
4.6	Parameter für die Korrektur des Kraftstoffmassenstroms	41
5.1	Sensitivitätsanalyse des H ₂ -Kraftstoffsystems mit Verdampfer	46
5.2	Sensitivitätsanalyse des H ₂ -Kraftstoffsystems mit Pumpe	47
5.3	Sensitivitätsanalyse des H ₂ -Kraftstoffsystems mit Vormischung	47
5.4	Sensitivitätsanalyse des kerosinbetriebenen Kraftstoffsystems	47
5.5	Veränderte Parameter der Validierung	49
5.6	Validierung der Methodik	49

Symbolverzeichnis

Lateinische Formelzeichen

Zeichen	Bedeutung	Einheit
a	spezifische Helmholtz-Energie	J/kg
a	empirischer Koeffizient	-
b	empirischer Koeffizient	-
c_p	spezifische isobare Wärmekapazität	J/(kg K)
c_v	spezifische isochore Wärmekapazität	J/(kg K)
d	empirischer Koeffizient	-
D	empirischer Koeffizient	-
D	Durchmesser	m
f	Funktion	
F	Schub	N
h	spezifische Enthalpie	J/kg
H	Flughöhe	m
H_u	unterer Heizwert	J/kg
\dot{H}	Enthalpiestrom	W
k	empirischer Koeffizient	-
L	Länge	m
M_R	molare Masse	kg/kmol
Ma	Machzahl	-
\dot{m}	Massenstrom	kg/s
n	Iteration	-
N	empirischer Koeffizient	-
N	Drehzahl	1/min
p	Druck	Pa
p	empirischer Koeffizient	-
P	Parameter	
P	Leistung	W
q	spezifische Wärme	J/kg
\dot{Q}	Wärmestrom	W
R	spezifische Gaskonstante	J/(kg K)
s	spezifische Entropie	J/(kg K)
t	empirischer Koeffizient	-
T	Temperatur	K
v	spezifisches Volumen	m ³ /kg
v	Geschwindigkeit	m/s
w	Massenanteil	-
x	unabhängige Variable	
y	abhängige Variable	

Griechische Formelzeichen

Zeichen	Bedeutung	Einheit
α	entdimensionierte Helmholtz-Energie	-
β	empirischer Koeffizient	-
δ	entdimensionierte Dichte	-
η	Wirkungsgrad	-
γ	empirischer Koeffizient	-
κ	Isentropenexponent	-
λ	Rohrreibungswert	-
ϕ	Kraftstoff-Luft-Äquivalenzverhältnis	-
$\dot{\phi}$	empirischer Koeffizient	-
π	Druckverhältnis	-
ρ	Dichte	kg/m ³
τ	entdimensionierte Temperatur	-

Indizes

Zeichen	Bedeutung
0	Eintritt in das Kraftstoffsystem
0	nicht korrigiert
0	Referenz
0	Idealgas
1	Ausgangszustand
1	Niederdruckwelle
I	Fluid 1
2	Endzustand
2	Hochdruckwelle
II	Fluid 2
B	Abgas
BK	Brennkammer
c	kritischer Punkt
F	Fan
FOHE	(Haupt-) Ölsystem-Wärmeübertrager
gsmt	Kraftstoffsystem
h	hoher Druck
H	hohe Temperatur
H ₂	Wasserstoff
H ₂ O	Wasser
HP	Hochdruck
HPFC	Hochdruckverdichter
HPFP	Hochdruckpumpe
IDG	Stromgenerator-Ölsystem-Wärmeübertrager
inj	Injektor
ISA	Normatmosphäre
Jet-A	Kerosin
k	Kraftstoff

L	Leitung
L	Luft
LP	Niederdruck
LPFP	Niederdruckpumpe
mix	Kraftstoffmischung
MTO	Startfall
n	niedriger Druck
N	niedrige Temperatur
N ₂	Stickstoff
O ₂	Sauerstoff
P	Leistungsentnahme
PHC	parallele Wasserstoffverbrennung
r	Kompressibilität
R	rezirkuliert
ref	Referenz
RV	Rezirkulationsverdichter
s	isentrop
st	stöchiometrisch
t	Totalzustand
U	Umgebungszustand
V	Verdampfer
V	Vormischung
W	Wärmeübertrager
Z	Zapfluft

Abkürzungen

Zeichen	Bedeutung
ADP	Advanced Ducted Propeller
EEC	engl.: Electronic Engine Control
ECS	engl.: Environmental Control System
FDGS	engl.: Fan Drive Gear System
FMU	engl.: Fuel Metering Unit
FOHE	engl.: Fuel Oil Heat Exchanger
FRV	engl.: Fuel Return Valve
HMU	engl.: Hydromechanical Unit
HPFC	engl.: High-Pressure Fuel Compressor
HPFP	engl.: High-Pressure Fuel Pump
LPFP	engl.: Low-Pressure Fuel Pump
MTO	engl.: Max Takeoff
IDG	engl.: Integrated Drive Generator
ISA	Internationale Standardatmosphäre
IST	Institut für Strahltriebwerke und Turbomaschinen
PHC	engl.: Parallel Hydrogen Combustion
PHCHE	engl.: PHC Heat Exchanger
RV	Rezirkulationsverdichter
VDI	Verein Deutscher Ingenieure

1 Einleitung

bla bla

2 Stand der Technik der Kraftstoffsysteme von Fluggasturbinen

Im folgenden Kapitel wird der Stand der Technik von Kraftstoffsystemen für konventionelle und wasserstoffbetriebene Fluggasturbinen erläutert.

2.1 Konventionelle Kraftstoffsysteme

Die Hauptfunktion eines konventionellen Kraftstoffsystems besteht darin, den erforderlichen Kraftstoffmassenstrom zur Brennkammer zu fördern und vorzukonditionieren [21]. Insbesondere muss der Kraftstoff mit einem Überdruck relativ zur Brennkammer gepumpt werden, um eine zuverlässige Zerstäubung durch die Einspritzdüsen der Brennkammer sicherzustellen.

Die Regelung von Kraftstoffdruck und -massenstrom erfolgt durch eine Kombination aus Kraftstoffpumpen und der Kraftstoffregeleinheit (engl.: Fuel Metering Unit, FMU) [6]. Zur Vorkonditionierung des Kraftstoffs gehört auch die Erwärmung. Während des Reiseflugs in großer Höhe kühlt der Kraftstoff in den Tanks durch die kalte Umgebungsluft stark ab. Da eine zu niedrige Kraftstofftemperatur das Risiko von Verstopfungen durch im Kraftstoff gelöste Eiskristalle birgt, wird der Kraftstoff in mehreren Wärmeübertragern erwärmt [9]. Durch die Nutzung der Abwärme anderer Triebwerkssysteme zur Kraftstoffwärmung kann gleichzeitig die Sekundärfunktion der Triebwerkskühlung erfüllt werden [6, 21]. Auch eine erhöhte Kraftstofftemperatur kann Problemen in Form von Dampfblassenbildung führen. Es ist daher notwendig die Kraftstoff- und Öltemperaturen über ein Wärmemanagementsystem zu regeln [6].

In diesem Kapitel werden zunächst die Eigenschaften der in konventionellen Kraftstoffsystemen verwendeten Komponenten beschrieben. Anschließend wird eine mögliche Anordnung dieser Komponenten am Beispiel des CFM International CFM56-5B Triebwerks vorgestellt – einem etablierten Triebwerk für Schmalrumpfverkehrsflugzeuge.

2.1.1 Kraftstoffpumpen und Regelung

Die Triebwerke moderner Verkehrsflugzeuge werden im regulären Betrieb mithilfe elektrisch betriebener Boosterpumpen mit Kraftstoff aus den Flügel- und Rumpftanks versorgt. Diese Boosterpumpen stellen eine Druckmarge zum Sättigungsdampfdruck des

Kraftstoffs sicher, um Kavitation in den Kraftstoffpumpen der Triebwerke zu vermeiden. In konventionellen Kraftstoffsystemen ist die Druckerhöhung in der Regel auf zwei Kraftstoffpumpen aufgeteilt, die sich ein Gehäuse teilen und beide über den Hilfsgeräteträger von der Hochdruckwelle angetrieben werden. [6]

Die Niederdruck-Kraftstoffpumpe (engl.: Low-Pressure Fuel Pump, LPFP) ist üblicherweise als Kreiselpumpe ausgeführt. Ihre Aufgabe besteht darin, die Druckverluste im Niederdrucksystem zu kompensieren, sodass auch im Einlauf der Hochdruck-Kraftstoffpumpe (engl.: High-Pressure Fuel Pump, HPFP) eine Druckmarge zum Sättigungsdampfdruck des Kraftstoffs sichergestellt ist. Als bevorzugte Bauweise für die Hochdruckpumpe hat sich die Verdrängerpumpe, insbesondere in Form einer Zahnradpumpe, etabliert, da sie die erforderlichen Austrittsdrücke erreicht in einer einzelnen Stufe. [6]

Da eine Verdrängerpumpe unabhängig vom Kraftstoffbedarf bei gegebener Drehzahl ein konstantes Volumen fördert, ist eine Regelung des Kraftstoffmassenstroms erforderlich. Diese Regelung erfolgt durch eine Kombination aus Sensoren und Ventilen innerhalb der Kraftstoffregeleinheit. Der überschüssige Kraftstoff (engl.: spill-over), der über die Ventile abgeführt wird, wird teilweise in das Niederdrucksystem und teilweise in die Kraftstofftanks zurückgeführt. [6]

2.1.2 Wärmeübertrager

In konventionellen Kraftstoffsystemen kommen üblicherweise zwei Wärmeübertrager (engl.: Fuel Oil Heat Exchanger, FOHE) zum Einsatz. Einer davon kühlte das Ölsystem des Stromgenerators (engl.: Integrated Drive Generator, IDG), während der andere das Hauptölsystem und damit indirekt die Lager und das Getriebe des Triebwerks kühlte. Bei den Kraftstoff-Öl-Wärmeübertragern hat sich die Rohrbündelbauart im Kreuzstrom als Standard etabliert, da sie einen guten Kompromiss zwischen Bauraum, Gewicht und Kühlleistung bietet. [6, 25]

2.1.3 Wärmemanagementsystem

Das Wärmemanagementsystem hat die Aufgabe, sowohl die Kraftstofftemperaturen als auch die Temperaturen der Ölsysteme unter jeglichen Betriebsbedingungen innerhalb ihrer jeweiligen Grenzwerte zu regeln. Insbesondere Flugphasen mit niedriger Triebwerksleistung stellen für das Wärmemanagementsystem eine Herausforderung dar, da aufgrund der geringen Hochdruckwellendrehzahl der Kraftstoffmassenstrom – und damit dessen Wärmekapazitätsstrom – gering ist, während die Abwärme des Ölsystems nahezu unverändert bleibt [6]. In diesem Fall muss das Wärmemanagementsystem ein Überhitzen des Triebwerks verhindern. Moderne Triebwerke verfolgen unterschiedliche Ansätze, um diese Anforderungen zu erfüllen.

Eine Möglichkeit die Wärmeabweisung aus dem Triebwerk zu erhöhen, besteht darin, mehr Kraftstoff aus dem Hochdrucksystem in die Treibstofftanks zurückzuführen, anstatt ihn in das Niederdrucksystem zu rezirkulieren. Durch den reduzierten Rezirkulationsmassenstrom verschiebt sich der Betriebspunkt der Niederdruckpumpe hin zu einem geringeren Druckverhältnis und einem höherem Massenstrom. Hierdurch wird der erwärmte Kraftstoff durch kälteren Kraftstoff ersetzt [25]. Luftgekühlte Wärmeübertrager sind ein weiteres Mittel der Wärmemanagementsysteme. Sie können bei einigen Triebwerken, wie dem Pratt & Whitney PW4000, zugeschaltet werden, um bei hohem Wärmeaufkommen ein Überhitzen des Triebwerks zu verhindern [25]. Dabei wird das Öl der jeweiligen Ölsysteme vor dem Eintritt in die kraftstoffgekühlten Wärmeübertrager mithilfe von Fan-Zapfluft vorgekühlt. Beim Pratt & Whitney PW1100G wird der Überschuss an Kraftstoff, den die Hochdruckpumpe fördert, je nach Betriebsbedingungen an verschiedene Stellen im Niederdrucksystem zurückgeführt, um den Wärmeübergang in den einzelnen Wärmeübertragern zu steuern [3].

Um den Wärmeübergang in den kraftstoffgekühlten Wärmeübertragern zu reduzieren, kann entweder der Kraftstoff oder das Öl über Bypass-Ventile an den jeweiligen Wärmeübertragern vorbeigeführt werden. Die elektronische Triebwerksüberwachung (engl.: Electronic Engine Control, EEC) entscheidet anhand von Temperatursensoren im Kraftstoffsystem und den Ölsystemen, welche der vorhandenen Mittel am besten geeignet sind, um die Betriebsgrenzen des Triebwerks einzuhalten. [25]

2.1.4 Anordnung der Kraftstoffsystemkomponenten

Grundsätzlich werden die Funktionen des Kraftstoffsystems in modernen Flugzeugtriebwerken mit ähnlichen Ansätzen und Komponenten erfüllt. Die Anordnung dieser Komponenten unterscheidet sich jedoch insbesondere im Detail [25]. Abbildung 2.1 zeigt einen Überblick über die Anordnung Komponenten des Kraftstoffsystems des CFM56-5B.

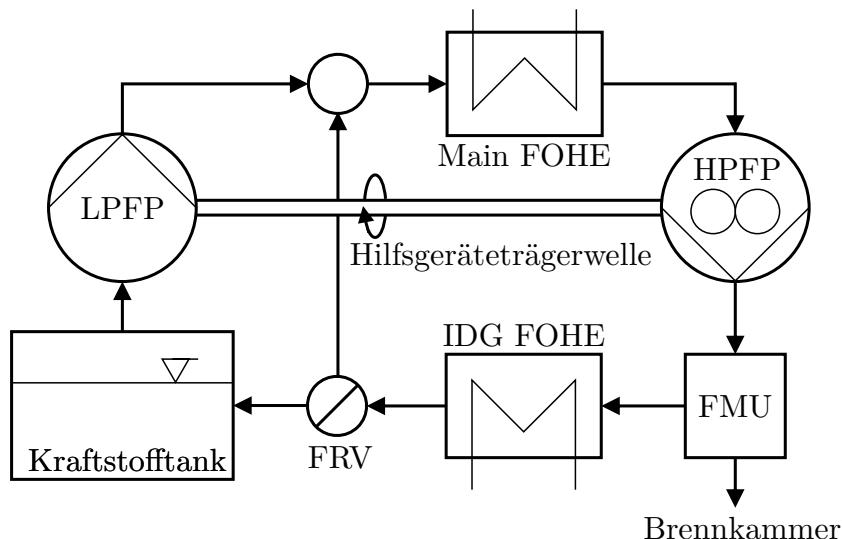


Abbildung 2.1: Kraftstoffsystems des CFM56-5B Triebwerks nach [25]

Die in den Kraftstofftanks integrierten Boosterpumpen (in Abbildung 2.1 nicht abgebildet) versorgen die Triebwerke mit Kraftstoff. Im CFM56-5B wird der Kraftstoff zunächst von der Niederdruckpumpe in das Niederdrucksystem gefördert. Anschließend erfolgt eine Mischung mit warmem, rezirkuliertem Kraftstoff aus dem Hochdrucksystem. Nachdem der Kraftstoff in einem Wärmeübertrager für das Hauptölsystem weiter erwärmt wurde, durchläuft er den Kraftstofffilter und die Hochdruckpumpe.

Der Filter des CFM56-5B ist branchenüblich mit einem von einem Druckdifferenzsensor gesteuerten Bypassventil ausgestattet, das im Falle einer Verstopfung aktiviert wird. Der Kraftstoffmassenstrom und -druck in die Brennkammer werden durch die Kraftstoffregeleinheit gesteuert, die im CFM56-5B auch als hydromechanische Einheit (engl.: Hydromechanical Unit, HMU) bezeichnet wird. Überschüssiger Kraftstoff durchläuft zunächst den Wärmeübertrager des Stromgenerator-Ölsystems und erreicht anschließend das Kraftstoff-Rückführventil (engl.: Fuel Return Valve, FRV). Je nach Öltemperatur bestimmt das Wärmemanagementsystem des CFM56-5B anhand eines Kennfeldes, welcher Kraftstoffmassenstrom in die Kraftstofftanks zurückgeleitet wird. Der restliche Kraftstoff wird in das Niederdrucksystem zurückgeführt. Die Kraftstofftemperatur wird vom Wärmemanagementsystem des CFM56-5B nicht berücksichtigt. [6, 25]

2.2 Wasserstoff-Kraftstoffsysteme

Das Kraftstoffsystem von wasserstoffbetriebenen Triebwerken muss viele der gleichen Funktionen wie konventionelle Kraftstoffsysteme erfüllen. Aufgrund der abweichenden Kraftstoffeigenschaften ergeben sich jedoch spezifische Herausforderungen. Da der Wasserstoff für Luftfahrtanwendungen in flüssiger, also kryogener Form bei niedrigen Temperaturen gespeichert wird, stellt die Vorkonditionierung eine besondere Herausforderung dar. Die Kombination aus niedrigeren Lagertemperaturen und der hohen spezifischen Wärmekapazität von Wasserstoff führt zu einem hohen Energiebedarf. [36, 41]

Aus diesem Grund werden in der Literatur neben den aus konventionellen Kraftstoffsystemen bekannten Wärmeübertragern mit den Ölsystemen auch Wärmeübertrager innerhalb des thermodynamischen Kreisprozesses des Triebwerks untersucht (siehe Abbildung 2.2). Diese sogenannten fortschrittlichen Kreisprozesse könnten nicht nur zusätzliche Wärmeinträge in das Kraftstoffsystem liefern, sondern auch den Gesamtwirkungsgrad des Triebwerks steigern.

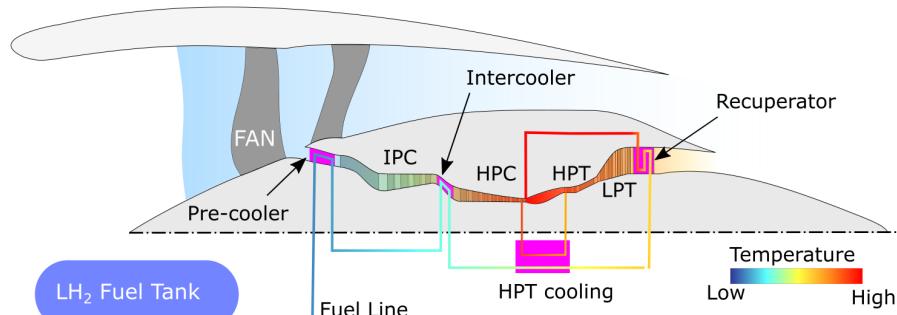


Abbildung 2.2: Wärmeübertrager fortschrittlicher Kreisprozesse [41]

Zu den untersuchten fortschrittlichen Kreisprozessen zählen Vor-/Zwischenkühler, die durch geringere Eintrittstemperaturen der Luft und damit höherer Dichte den Arbeitsbedarf der beiden Verdichter reduzieren [1]. Wärmerückgewinnungssysteme im Abgas der Niederdruckturbine, sogenannte Rekuperatoren, senken die Abgastemperatur und erhöhen dadurch den Gesamtwirkungsgrad des Kreisprozesses [7]. Eine Vorkühlung der Turbinenkühlluft in einem eigenen Wärmeübertrager könnte den benötigten Massenstrom an Kühlluft verringern und so den Turbinenwirkungsgrad verbessern [7]. Die Integration dieser Wärmeübertrager in den Kreisprozess des Triebwerks ist jedoch mit erheblichen finanziellen und technischen Risiken verbunden, weshalb ein Einsatz in der ersten Generation wasserstoffbetriebener Flugzeugtriebwerke als unwahrscheinlich gilt [36, 20].

Da sich diese Arbeit primär mit der Nachrüstung von konventionellen Kraftstoffsystemen für die Nutzung mit Wasserstoff befasst, werden fortschrittliche Kreisprozesse nicht näher betrachtet. Das Wärmemanagement von wasserstoffbetriebenen Triebwerken hält die Temperaturen der Ölsysteme innerhalb ihrer Betriebsgrenzen und stellt eine Mindesttemperatur des Kraftstoffs sicher. Im Folgenden werden mögliche Komponenten von wasserstoffbetriebenen Kraftstoffsystemen diskutiert und eine Kraftstoffsystemarchitektur aus der Literatur beschrieben.

2.2.1 Kraftstoffpumpen

Die Druckerhöhung des Kraftstoffs erfolgt bei den in der Literatur vorgeschlagenen Lösungen für wasserstoffbetriebene Triebwerke in zwei Schritten [13]. Für die Niederdruckpumpe wird eine redundante Ausführung in Form von mehreren im Kraftstofftank versenkten Kreiselpumpen vorgeschlagen. Die Niederdruckpumpe des Wasserstoffkraftstoffsystems übernehmen die Funktion der Boosterpumpen und der Niederdruckpumpe des konventionellen Kraftstoffsystems. Aufgrund der physischen Distanz zu den Triebwerkswellen werden diese Pumpen elektrisch angetrieben [37].

Für die finale Druckerhöhung gibt es in der Literatur unterschiedliche Ansätze. Das Pumpen von Wasserstoff im flüssigen Zustand erfordert vergleichsweise wenig Energie, jedoch sind Pumpen für kryogenen Wasserstoff aufgrund der unzureichenden Schmierwirkung des Kraftstoffs störanfällig. Bacic et al. [5] schlagen daher vor, den Kraftstoff erst nach der Verdampfung zu verdichten, um längere Wartungsintervalle zu ermöglichen. Für die

Hochdruckpumpe beziehungsweise den Hochdruckverdichter ist sowohl ein Antrieb über die Hochdruckwelle als auch ein elektrischer Antrieb denkbar [37]. Aufgrund der erforderlichen Druckverhältnisse bei hohem Schubbedarf, erfordert eine Verdichtung im gasförmigen Zustand mehrere Verdichterstufen. Für die Druckerhöhung im flüssigen Zustand werden sowohl Kreiselpumpen als auch Verdrängerpumpen diskutiert [37, 42, 18].

2.2.2 Wärmeübertrager

Neben den aus konventionellen Kraftstoffsystemen bekannten Wärmeübertragern mit den Ölsystemen bietet sich aufgrund des niedrigen Temperaturniveaus des flüssigen Wasserstoffs die Integration eines Wärmeübertragers mit dem Kabinen-Klimasystem (engl.: Environmental Control System, ECS) an [7]. Das Klimasystem wird mit Verdichter-Zapfluft versorgt, die vor ihrer Nutzung in der Kabine zunächst abgekühlt wird. In konventionellen Triebwerken wird hierfür ein mit Fan-Zapfluft gekühlter Wärmeübertrager eingesetzt. Durch einen Wärmeübertrager zwischen Wasserstoff und Klimasystem kann der Fan-Zapfluftbedarf reduziert und zusätzliche Wärme für das Wasserstoff-Kraftstoffsystem gewonnen werden.

Patrao et al. [34] diskutieren die Problematik der Eisbildung in kryogenen Wärmeübertragern im Wasserstoff-Kraftstoffsystem. Ein möglicher Lösungsansatz ist die Rezirkulation des Wasserstoffs innerhalb des Kraftstoffsystems. Hierbei wird warmer Wasserstoff aus dem Hochdrucksystem vor dem Eintritt in die betroffenen Wärmeübertrager rezirkuliert, um die Eintrittstemperatur des Wasserstoffs in die Wärmeübertrager so weit zu erhöhen, dass die luftseitigen Temperaturen des Wärmeübertragers stets oberhalb des Gefrierpunkts von Wasser bleiben [7].

2.2.3 Wärmemanagementsystem

Das Wärmemanagementsystem wasserstoffbetriebener Kraftstoffsysteme unterscheidet sich in zwei Kernpunkten von konventionellen Kraftstoffsystemen. Zum einen ist es in der Regel nicht möglich, einen signifikanten Kraftstoffmassenstrom in die Kraftstofftanks rückzuführen, da der rückgeföhrte Wasserstoff wieder verflüssigt werden müsste. Eine Rückführung des Wasserstoffs für Zwecke des Wärmemanagements ist allerdings auch nicht erforderlich. Im Gegensatz zu konventionellen Kraftstoffsystemen ist der Kraftstofftemperatur bei den Wasserstoff-Kraftstoffsystemen keine technische Obergrenze gesetzt. Im Gegenteil: Um Vereisungsprobleme aufgrund niedriger Kraftstofftemperaturen in der Brennkammer zu vermeiden, könnte neben der verfügbaren Abwärme auch der Einsatz weiterer Wärmequellen erforderlich sein. Als Alternative zu den zuvor diskutierten fortschrittlichen Kreisprozessen schlagen Palmer et al. [33] vor, die für die Vorkonditionierung benötigte Wärme durch eine mit Zapfluft versorgte parallele Wasserstoffverbrennung bereitzustellen. Des Weiteren diskutiert der CRYOPLANE-Bericht [37] die Erwärmung des Wasserstoffs im transienten Betrieb mit einer elektrischen Widerstandsheizung.

2.2.4 Anordnung der Kraftstoffsystemkomponenten

Brewer [7] beschreibt in seinem Buch einen denkbaren Ansatz für Wasserstoff-Kraftstoffsysteme. Abbildung 2.3 enthält einen schematischen Darstellung der Anordnung der Kraftstoffsystemkomponenten des Kraftstoffsystems von Brewer.

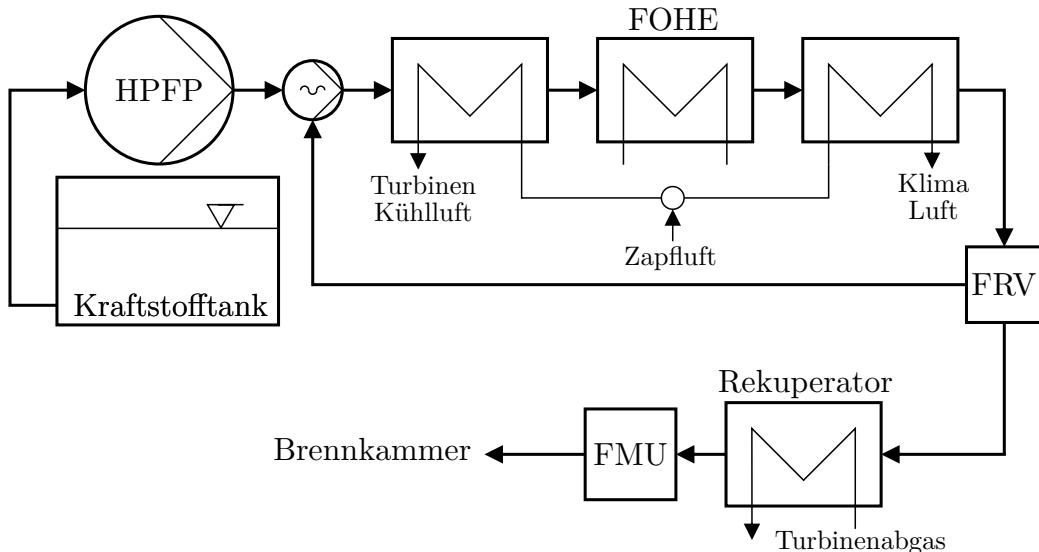


Abbildung 2.3: Wasserstoff-Kraftstoffsystem frei nach Brewer [7]

Das Kraftstoffsystem umfasst einen Tank, in dem der flüssige Wasserstoff unter Überdruck gelagert wird. Eine elektrisch angetriebenen Kreiselpumpe fördert den Kraftstoff aus dem Tank in das Triebwerk. Im Triebwerk wird der flüssige Wasserstoff in der Hochdruckpumpe weiter gepumpt. Im Anschluss an die Hochdruckpumpe, die ebenfalls als Kreiselpumpe ausgeführt ist, wird der Wasserstoff in einer Strahlpumpe als Treibmedium verwendet, um den rezirkulierten gasförmigen Wasserstoff zu fördern. Der rezirkulierte Wasserstoff gibt Wärme an den flüssigen Wasserstoff ab, wodurch dieser verdampft und auf eine Temperatur von 200 K erwärmt wird.

Der gemischte Wasserstoffstrom durchläuft anschließend eine Reihe von Wärmeübertragern, die mit Turbinenkühlluft, dem Hauptölssystem und der Klimaluft verbunden sind. Hinter den Wärmeübertragern wird der rezirkulierte Massenstrom in einem Kraftstoff-Rückführventil abgezapft. Der verbleibende Kraftstoff durchläuft anschließend einen Rekuperator, der den Wasserstoff auf eine Temperatur von 677 K erhitzt. Abschließend wird der Wasserstoff durch die Kraftstoffregeleinheit in die Brennkammer geleitet.

3 Methodik

Ziel dieser Arbeit ist die Entwicklung einer Methode für die Modellierung von Kraftstoffsystemen von Fluggasturbinen für Schmalrumpfflugzeuge, um deren Auslegung zu unterstützen. Insbesondere wird angestrebt, eine Vergleichbarkeit des Wärme-/Leistungsbedarfs zwischen kerosinbetriebenen und wasserstoffbetriebenen Kraftstoffsystemen zu ermöglichen.

Hierfür wird zunächst das mathematische Problem der Kraftstoffsysteme formuliert und die Lösung beschrieben. Anschließend wird das CFM56-5B Triebwerk als Referenzarchitektur nachgebildet und es werden denkbare Architekturen für wasserstoffbetriebene Kraftstoffsysteme erarbeitet. Im nächsten Schritt werden die für die Modellierung der Kraftstoffsysteme notwendigen Komponentenmodelle entwickelt. Abschließend werden die verwendeten Stoffmodelle für die beiden Kraftstoffe beschrieben und sämtliche für die Modellierungen notwendigen Parameter ermittelt.

3.1 Annahmen und Vereinfachungen

Um einen Kompromiss zwischen Detailtiefe, Genauigkeit und Rechenaufwand zu finden, werden in dieser Arbeit mehrere Vereinfachungen verwendet. Insbesondere gelten die betrachteten Modelle lediglich für den stationären Fall. Da der Fokus dieser Arbeit auf der Vorauslegungsrechnung liegt, werden transientes Systemverhalten sowie Off-Design-Verhalten nicht betrachtet.

Zudem wird in den für die Modellierung relevanten Querschnitten der Kraftstoffsysteme von vernachlässigbaren Geschwindigkeiten, beziehungsweise kinetischen Energien ausgegangen. Innerhalb der modellierten Turbomaschinen ist diese Annahme nicht gültig, jedoch beschränkt sich die Modellierung auf die Erfassung der Größen in den Leitungen zwischen den jeweiligen Komponenten. Bei einer konservativ abgeschätzten Machzahl in den Leitungen $Ma_L = 0.1$ und mit dem Isentropenexponenten $\kappa_{H_2} = 1.4$ beträgt das mit der Isentropenbeziehung berechnete total zu statische Temperaturverhältnis $\frac{T_{t,L}}{T_L}$

$$\frac{T_{t,L}}{T_L} = 1 + \frac{\kappa_{H_2} - 1}{2} Ma_L^2 \quad (3.1)$$

lediglich 1,002. Unter Annahme eines maximalen Wasserstoffmassenstroms von 0,731 kg/s bei einer Temperatur von 300 K beträgt der maximale Leitungs durchmesser 69 mm, was als unkritisch eingestuft wird.

3.2 Mathematische Formulierung

Die Modellierung der Kraftstoffsysteme kann vereinfacht als Funktion f betrachtet werden, welche die unabhängigen Variablen x (Pumpenleistungen, Wärmezufuhr etc.) mithilfe der bekannten Parameter P (Wirkungsgrade, Randbedingungen etc.) auf die abhängigen Variablen y (z.B. Brennkammer-Eintrittstemperatur)

$$y = f(x, P) \quad (3.2)$$

abbildet. Zu den Parametern P zählen hierbei beispielsweise als konstant angenommene Pumpenwirkungsgrade und der Ausgangszustand der Kraftstoffe. Für den Zweck dieser Betrachtung fallen unter die unabhängigen Variablen Größen wie der Austrittsdruck der Hochdruckpumpe. Der Brennkammer-Eintrittsdruck und die Brennkammer-Eintrittstemperatur sind Beispiele für die abhängigen Variablen. Für den Zweck dieser Arbeit ist allerdings von Interesse, inwiefern sich die abhängigen Variablen die unabhängigen Variablen auswirken. So ist eine relevante Fragestellung, welche Wärmezufuhr zum erreichen einer bestimmten Brennkammer-Eintrittstemperatur erforderlich ist. Mathematisch entspricht dies der Umkehrfunktion f^{-1} , welche die abhängigen Variablen y auf die unabhängigen Variablen x

$$x = f^{-1}(y, P) \quad (3.3)$$

abbildet. Eine analytische Herleitung der Umkehrfunktion der Modellierungen der Kraftstoffsysteme zu bilden, ist nicht möglich. Es ist daher notwendig die Werte der Umkehrfunktion numerisch zu approximieren. Der Lösungsansatz dieser Arbeit für dieses mathematische Problem ist in Abbildung 3.1 dargestellt.

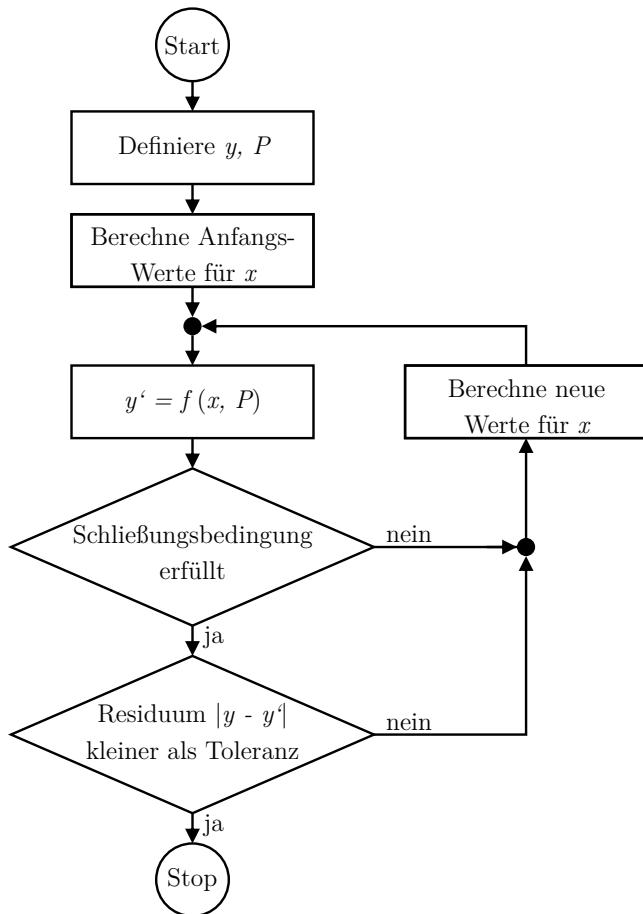


Abbildung 3.1: Numerische Berechnung von Werten der Umkehrfunktion

Zunächst werden die Parameter und die Zielwerte für die abhängigen Variablen definiert. Mithilfe der Zielwerte werden vernünftige Startwerte für die unabhängigen Variablen geschätzt. An dieser Stelle beginnt die iterative Lösung der Modellierung. In jeder Iteration wird mit den gegebenen Werten der unabhängigen Variablen ein Wert für die abhängigen Variablen y' berechnet. Wenn das Residuum, also der Betrag der Differenz zwischen dem Zielwert und dem berechneten Wert der abhängigen Variable, die Toleranz unterschreitet, ist die Lösung erfolgreich abgeschlossen. Die spezifische Enthalpie der rezirkulierten Kraftstoffmassenströme in dem vorwärts-rechnenden Modell ist unbekannt. Es wird daher mit dem Wert der vorherigen Iteration gerechnet. Dieser Umstand wird durch Einführung einer Schließungsbedingung berücksichtigt. Die Bedingung gilt als erfüllt, wenn der Betrag der Differenz der spezifischen Enthalpien der letzten zwei Iterationen einen geringeren Wert als die Toleranz erreicht.

3.3 Referenz-Kraftstoffsystem

Als Referenzkraftstoffsystem für kerosinbetriebene Triebwerke wird das Kraftstoffsystem des CFM56-5B Triebwerks herangezogen. Die Kraftstoffsysteme der Triebwerke der jüngsten Generation, wie beispielsweise des Pratt & Whitney PW1133G, sind in der vorhande-

nen Sachliteratur noch nicht ausführlich dokumentiert. Das andere in der Airbus A320ceo Familie eingesetzte Triebwerk, das IAE V2500-A5 Triebwerk, stellt eine denkbare Alternative dar. Das IAE V2500-A5 ist jedoch nicht gut für die Zwecke einer Modellierung im Rahmen dieser Arbeit geeignet, da das Kraftstoffrückführventil des Triebwerks Funktionen aufweist, die in der verfügbaren Literatur nicht ausreichend beschrieben sind [25]. Als verbleibendes Triebwerk der Airbus A320ceo Familie fällt die Wahl daher auf das CFM56-5B Triebwerk.

3.3.1 Systemarchitektur

Die Modellierung des Referenzkraftstoffsystems orientiert sich an der vereinfachten Darstellung des Kraftstoffsystems des CFM56-5B Triebwerks in Kapitel 2. Eine schematische Darstellung der Modellierung des Referenzkraftstoffsystems ist in Abbildung 3.2 gegeben.

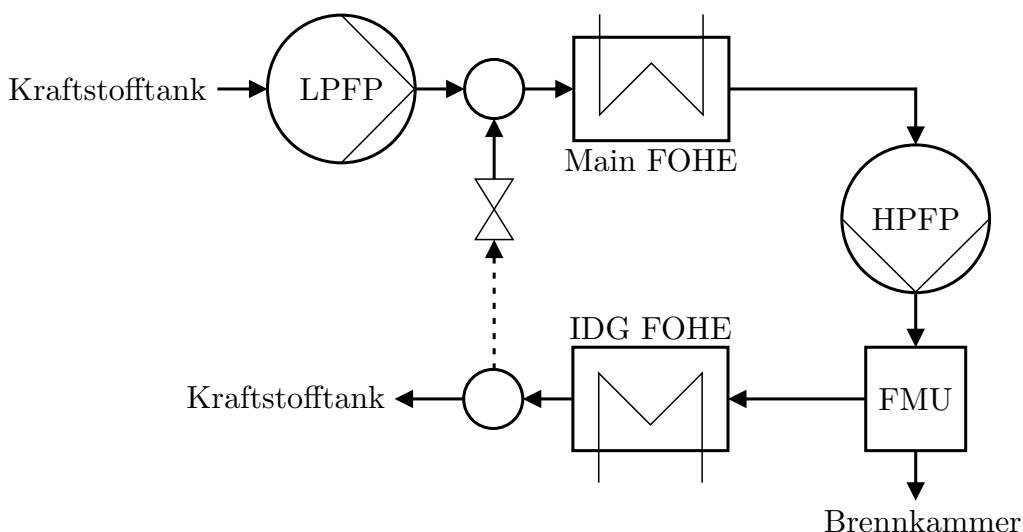


Abbildung 3.2: Referenzkraftstoffsystem

In dieser Arbeit werden nur Komponenten, die sich innerhalb der Triebwerksgondel befinden, betrachtet. Die Kraftstofftanks und die darin befindlichen Boosterpumpen werden daher nicht modelliert. In der Modellierung wird stattdessen eine Versorgung der Niederdruckpumpe mit dem benötigten Kraftstoffmassenstrom, bei konstanten Eintrittsbedingungen T_0, p_0 angenommen.

Die Niederdruckpumpe pumpt den Kraftstoff auf einen Austrittsdruck p_{LPFP} mit einem isentropen Wirkungsgrad η_{LPFP} und einer Leistung P_{LPFP} . Da die Modellierung vorwärts rechnet, ist es nicht möglich die spezifische Enthalpie h_R des rezirkulierten Kraftstoffs direkt innerhalb derselben Iteration zu integrieren. Stattdessen wird die in der vorherigen Iteration berechnete spezifische Enthalpie des rezirkulierten Kraftstoffmassenstroms verwendet. Der rezirkulierte Kraftstoffmassenstrom \dot{m}_R wird so gewählt, dass die Brennkammer-Eintrittstemperatur T_{BK} eingehalten wird.

Der gemischte Kraftstoffmassenstrom durchläuft anschließend den Wärmeübertrager für das Hauptölsystem, nimmt dabei die Wärme \dot{Q}_{FOHE} auf und erleidet Druckverluste mit dem Druckverhältnis π_{FOHE} . Der erwärmte Kraftstoffmassenstrom wird nun in der Hochdruckpumpe mit dem isentropen Wirkungsgrad η_{HPFP} und einer Leistung P_{HPFP} gepumpt. Der Austrittsdruck der Hochdruckpumpe p_{HPFP} wird so gewählt, dass der Brennkammer-Eintrittsdruck p_{BK} erreicht wird. Die Hochdruckpumpe ist als Zahnradpumpe ausgeführt. Da die Hochdruckpumpe für den maximalen Kraftstoffverbrauch im Startfall dimensioniert wird, ist der geförderte Massenstrom im Reiseflug \dot{m}_{HPFP} vorgegeben.

Vor dem Eintritt in die Kraftstofffreigabeleinheit werden in den Leitungen des Kraftstoffsysteams auftretende Druckverluste Δp_L berücksichtigt. In der Kraftstofffreigabeleinheit wird der Kraftstoffmassenstrom für die Versorgung der Brennkammer \dot{m}_{BK} abgezweigt. In den Injektoren erfährt der Kraftstoff den Druckverlust Δp_{inj} .

Der übrige Kraftstoff durchläuft den Wärmeübertrager für das Ölsystem des Stromgenerators und nimmt dabei die Wärme \dot{Q}_{IDG} auf. Da der rezirkulierte Kraftstoff anschließend gedrosselt wird, wirken sich die Druckverluste dieses Wärmeübertragers nicht auf die Modellierung aus. Nachdem der letzte Wärmeübertrager durchlaufen wurde, wird die spezifische Enthalpie des rezirkulierten Massenstroms berechnet.

3.3.2 Variablen und Parameter

Die abhängigen Variablen des Referenzkraftstoffsysteams sind der Brennkammer-Eintrittsdruck p_{BK} und die Brennkammer-Eintrittstemperatur T_{BK} . Tabelle 3.1 zeigt die Parameter und unabhängigen Variablen des Referenzkraftstoffsysteams.

Tabelle 3.1: Parameter und Variablen der Modellierung des Referenzkraftstoffsysteams

Parameter	unabhängige Variablen		
LPFP-Eintrittstemperatur	T_0	HPFP-Austrittsdruck	p_{HPFP}
LPFP-Eintrittsdruck	p_0	HPFP-Leistung	P_{HPFP}
FOHE-Wärme	\dot{Q}_{FOHE}	LPFP-Leistung	P_{LPFP}
FOHE-Druckverhältnis	π_{FOHE}	rezirkulierter Massenstrom	\dot{m}_R
IDG-FOHE-Wärme	\dot{Q}_{IDG}	spezifische Enthalpie von \dot{m}_R	h_R
LPFP-Austrittsdruck	p_{LPFP}		
isentroper Wirkungsgrad LPFP	η_{LPFP}		
isentroper Wirkungsgrad HPFP	η_{HPFP}		
HPFP-Massenstrom	\dot{m}_{HPFP}		
Brennkammermassenstrom	$\dot{m}_{BK,0}$		
Leitungsdruckverluste	Δp_L		
Injektordruckverluste	Δp_{inj}		

3.4 Wasserstoff-Kraftstoffsystemarchitekturen

Im folgenden werden unterschiedliche Architekturen für Wasserstoff-Kraftstoffsysteme ausgearbeitet und beschrieben. Abschließend werden die für die Modellierung der Architekturen notwendigen Parameter erläutert.

Bei den Wasserstoff-Kraftstoffsystemen werden insbesondere zwischen Systemen mit Hochdruckpumpe und Hochdruckverdichter unterschieden. Die Hochdruckpumpe hat den Vorteil eines geringen Leistungsbedarfs, jedoch birgt die Pumpe aufgrund der aufwendigen Schmierung ein höheres Technologierisiko.

Insgesamt werden drei unterschiedliche Kraftstoffsystemarchitekturen betrachtet. Neben einem Kraftstoffsystem mit Hochdruckpumpe werden zwei Systeme mit Verdichter betrachtet. Die beiden Systeme mit Verdichter unterscheiden sich darin, wie sie den Wasserstoff verdampfen. Bei dem Kraftstoffsystem mit Verdampfer wird der Wasserstoff in einem Wärmeübertrager mit Kraftstoff aus dem Hochdrucksystem verdampft. Bei dem Kraftstoffsystem mit Vormischung wird eine geringe Menge Wasserstoff aus dem Hochdrucksystem vor den Verdichter rezirkuliert, um den Kraftstoff vollständig zu verdampfen.

3.4.1 Architektur mit Hochdruckpumpe

Im Gegensatz zu dem konventionellen Kraftstoffsystem wird bei der Wasserstoff-Kraftstoffsystemarchitektur mit Hochdruckpumpe die Funktion der Pumpe nicht auf eine Hochdruck- und eine Niederdruckpumpe mit Wärmeübertragern dazwischen aufgeteilt. Eine Wärmezufuhr hinter einer möglichen Niederdruckpumpe würde den Wasserstoff schon vor der Hochdruckpumpe verdampfen. Die Lösung besteht darin, den Wasserstoff mit einer einzelnen Kreiselpumpe direkt in das Hochdrucksystem zu pumpen und erst daraufhin Wärme zuzuführen. Die hier diskutierte Kraftstoffsystemarchitektur basiert auf einem von Brewer diskutierten Kraftstoffsystem [7], jedoch wurden keine Wärmeübertrager mit der Turbinenkühlluft und dem Turbinenabgas vorgesehen. Stattdessen versorgt eine parallele Wasserstoffverbrennung den auftretenden Wärmefehlbetrag zwischen dem Bedarf und der verfügbaren Abwärme. Das Wasserstoff-Kraftstoffsystem mit Pumpe ist in Abbildung 3.3 dargestellt.

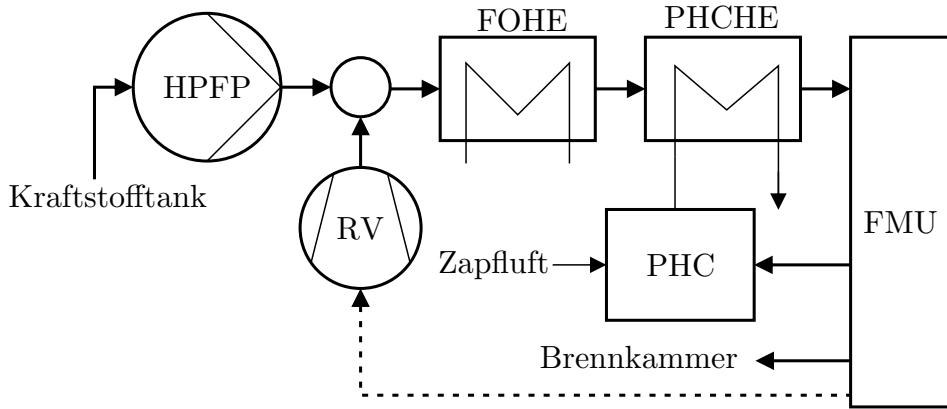


Abbildung 3.3: Wasserstoffkraftstoffsystem mit Pumpe adaptiert aus [7]

Der Wasserstoff erreicht das Triebwerk im flüssigen Zustand mit dem Eintrittsdruck p_0 und der Eintrittstemperatur T_0 und wird direkt in der Hochdruckpumpe auf den Druck p_{HPFP} gepumpt, sodass der Brennkammer-Eintrittsdruck p_{BK} erreicht wird. Die Hochdruckpumpe arbeitet mit dem isentropen Wirkungsgrad η_{HPFP} und benötigt die Leistung P_{HPFP} .

Im Anschluss an die Hochdruckpumpe wird der Kraftstoffmassenstrom \dot{m}_R mit der spezifischen Enthalpie h_R dazugemischt. Der warme rezirkulierte Kraftstoff verdampft den flüssigen Kraftstoff und erwärmt diesen auf die Wärmeübertrager-Eintrittstemperatur T_W , um Vereisungen im Ölsystem zu vermeiden.

Auf den Wärmeübertrager mit dem Klimasystem, folgt der Wärmeübertrager mit dem Ölsystem. Der Einfachheit halber werden die beiden Wärmeübertrager in der Modellierung zusammengefasst. In den beiden Wärmeübertragern wird dem Kraftstoff in Summe die Wärme \dot{Q}_{FOHE} zugeführt. Über die beiden Wärmeübertrager liegt das Druckverhältnis π_{FOHE} vor. Der durch den Wärmeübertrager mit dem Klimasystem gesparte Fan-Zapfluftbedarf wird in der Modellierung nicht berücksichtigt. Um die angestrebte Brennkammer-Eintrittstemperatur T_{BK} zu erreichen, wird durch eine parallele Wasserstoffverbrennung (engl.: Parallel Hydrogen Combustion, PHC) in einem weiteren Wärmeübertrager (engl.: PHC Heat Exchanger, PHCHE) die zusätzliche Wärme \dot{Q}_{PHC} zugeführt. Dieser Wärmeübertrager verursacht das Druckverhältnis π_{PHC} .

Vor dem Eintritt in die Kraftstoffregeleinheit werden in den Leitungen des Kraftstoffsystems auftretende Druckverluste Δp_L berücksichtigt. Die Kraftstoffregeleinheit liefert den Kraftstoffmassenstrom \dot{m}_{BK} an die Hauptbrennkammer und die Brennkammer der parallelen Wasserstoffverbrennung. Der verbleibender Massenstrom \dot{m}_R mit der Enthalpie h_R wird rezirkuliert. Vor dem Eintritt in die Brennkammern erfährt der Wasserstoff die Injektor- und Leitungsdruckverluste Δp_{inj} .

Um die Druckverluste im Hochdrucksystem zu kompensieren, schlägt Brewer eine Strahlpumpe mit dem Hochdruckpumpen-Kraftstoffmassenstrom als Treibmedium vor [7]. Da in dieser Arbeit der rezirkulierte Massenstrom teilweise ein vielfaches des Hochdruckpumpen-

Massenstroms beträgt, würde eine Strahlpumpe nicht hinnehmbare Druckverluste verursachen. Stattdessen wird ein Rezirkulationsverdichter (RV) modelliert, der den rezirkulierte Kraftstoff vom Eintrittsdruck p_R auf den Austrittsdruck der Hochdruckpumpe verdichtet. Der Rezirkulationsverdichter arbeitet mit der Leistung P_{VR} und dem isentropen Wirkungsgrad η_{RV} .

3.4.2 Architektur mit Verdampfer

Die Architektur mit Verdichter und Verdampfer ist ähnlich aufgebaut wie das Kraftstoffsystem mit Hochdruckpumpe, jedoch wird anstatt der Hochdruckpumpe ein Hochdruckverdichter (engl.: High Pressure Fuel Compressor, HPFC) eingesetzt. Bevor der Kraftstoffmassenstrom den Verdichter erreicht, wird er in einem Wärmeübertrager mit Wärme aus dem Hochdrucksystem verdampft. Das Kraftstoffsyste mit Verdampfer ist in Abbildung 3.4 dargestellt.

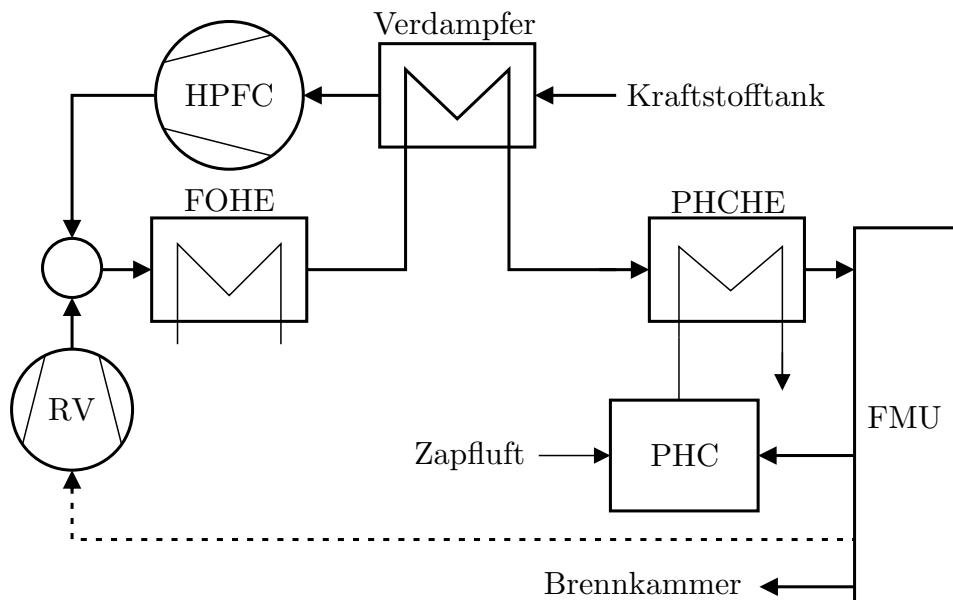


Abbildung 3.4: Wasserstoffkraftstoffsyste mit Verdichter und Verdampfer

Der Wasserstoff wird in dem Triebwerk zunächst in dem Verdampfer unter Zuführung des Wärmestroms $|\dot{Q}_V|$ aus dem Hochdrucksyste gerade vollständig verdampft. Hierbei liegt über die Niederdruckseite des Wärmeübertragers das Druckverhältnis $\pi_{V,LP}$ an. Der Hochdruckverdichter fördert den Wasserstoff mit dem Druck p_{HPFC} in das Hochdrucksyste, sodass der Brennkammer-Eintrittsdruck p_{BK} erreicht wird. Der Hochdruckverdichter arbeitet mit dem isentropen Wirkungsgrad η_{HPFC} und benötigt die Leistung P_{HPFC} .

Die Hochdruckseite gleicht dem Kraftstoffsyste mit Hochdruckpumpe mit dem einzigen Unterschied, dass zwischen den Wärmeübertragern mit dem Klima-/Ölsystem und dem Wärmeübertrager der parallelen Wasserstoffverbrennung die Hochdruckseite des Verdampfers durchlaufen wird. Hier wird die Wärme \dot{Q}_V an das Niederdrucksyste abgegeben und es liegt das Druckverhältnis $\pi_{V,HP}$ an. Der Verdampfer wird auf der Hochdruckseite

vor dem Wärmeübertrager mit der parallelen Wasserstoffverbrennung positioniert, um die maximale Wasserstofftemperatur zu mindern. Die geringere Maximaltemperatur ermöglicht eine geringere Abgastemperatur der parallelen Wasserstoffverbrennung und reduziert somit ihren Wasserstoffverbrauch.

3.4.3 Architektur mit Vormischung

Dieses Kraftstoffsystem zeichnet sich dadurch aus, dass an zwei unterschiedlichen Positionen Kraftstoff von der Kraftstoffregeleinheit rezirkuliert wird. Zum einen wie auch bei den anderen Wasserstoff-Kraftstoffsystemen über einen Rezirkulationsverdichter hinter den Hochdruckverdichter. Ein kleiner rezirkulierter Kraftstoffmassenstrom \dot{m}_V wird stattdessen gedrosselt und vor den Hochdruckverdichter rezirkuliert, um den aus dem Kraftstofftank geförderten Wasserstoff ohne den Einsatz zusätzlicher Wärmeübertrager zu verdampfen. Das Hochdrucksystem ist identisch zu dem Hochdrucksystem des Kraftstoffsystems mit Hochdruckpumpe (Siehe Abbildung 3.5).

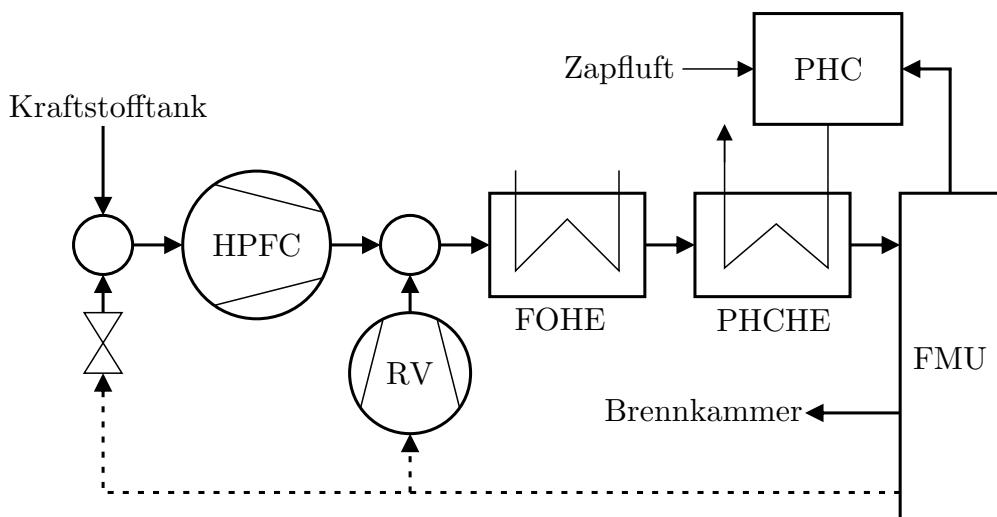


Abbildung 3.5: Wasserstoffkraftstoffsystem mit Verdichter und Vormischung

3.4.4 Variablen und Parameter

Die abhängigen Variablen der Modellierungen der Wasserstoff-Kraftstoffsysteme sind der Brennkammer-Eintrittsdruck p_{BK} , die Brennkammer-Eintrittstemperatur T_{BK} und die Wärmeübertrager-Eintrittstemperatur T_W . Die Parameter und unabhängigen Variablen der Modellierungen sind in Tabelle 3.2 zusammengefasst.

Tabelle 3.2: Variablen der Modellierungen der Wasserstoff-Kraftstoffsysteme

Alle Wasserstoff-Kraftstoffsysteme			
Parameter	unabhängige Variablen		
isentroper Wirkungsgrad RV	η_{RV}	RV-Leistung	P_{RV}
Kraftstoff-Eintrittsdruck	p_0	rezirkulierter Massenstrom	\dot{m}_R
Kraftstoff-Eintrittstemperatur	T_0	Enthalpie des rezirkulierten H_2	h_R
PHCHE-Druckverhältnis	π_{PHC}	Druck des rezirkulierten H_2	p_R
FOHE-Wärme	\dot{Q}_{FOHE}	PHCHE-Wärme	\dot{Q}_{PHC}
FOHE-Druckverhältnis	π_{FOHE}		
Brennkammer-Massenstrom	$\dot{m}_{BK,0}$		
Leitungs-Druckverluste	Δp_L		
Injektor-Druckverluste	Δp_{inj}		
Architektur mit Hochdruckpumpe			
Parameter	unabhängige Variablen		
isentroper Wirkungsgrad HPFP	η_{HPFP}	HPFP-Austrittsdruck	p_{HPFP}
		HPFP-Leistung	P_{HPFP}
Architektur mit Verdampfer			
Parameter	unabhängige Variablen		
isentroper Wirkungsgrad HPFC	η_{HPFC}	HPFC-Austrittsdruck	p_{HPFC}
Druckverhältnis LP-Verdampfer	$\pi_{V,LP}$	HPFC-Leistung	P_{HPFC}
Druckverhältnis HP-Verdampfer	$\pi_{V,HP}$	Verdampfer-Wärme	$ \dot{Q}_V $
Architektur mit Vormischung			
Parameter	unabhängige Variablen		
isentroper Wirkungsgrad HPFC	η_{HPFC}	HPFC-Austrittsdruck	p_{HPFC}
		HPFC-Leistung	P_{HPFC}
		Massenstrom Verdampfung	\dot{m}_V

3.5 Modellierung der Komponenten

Im Folgenden werden die Modellierungen der verschiedenen Komponenten erläutert, die in den Kraftstoffsystemen zum Einsatz kommen. Neben Modellen für Verdichter und Pumpen wird ein Modell für die Wärmeübertrager benötigt. Für die Modellierung der Wasserstoff-Kraftstoffsysteme ist zusätzlich ein Modell für die parallele Wasserstoffverbrennung erforderlich. Darüber hinaus werden die Korrektur des Kraftstoffmassenstroms in Abhängigkeit von der Brennkammereintrittstemperatur sowie für die Hochdruckwellen-Leistungsentnahme beschrieben.

3.5.1 Pumpen und Verdichter

Sämtliche Verdichter- und Pumpentypen werden durch die Definition des isentropen Wirkungsgrad η_s

$$\eta_s = \frac{h_2 - h_1}{h_{2,s} - h_1} \quad (3.4)$$

modelliert. Dabei werden neben dem isentropen Wirkungsgrad auch der Austrittsdruck p_2 , der Eintrittsdruck p_1 , die Eintrittstemperatur T_1 und somit die spezifische Eintrittsenthalpie $h_1(T_1, p_1)$ sowie die spezifische Eintrittsentropie $s_1(T_1, p_1)$ als bekannt vorausgesetzt. Die Austrittstemperatur des reversiblen Prozesses $T_{2,s}$ kann iterativ mit der spezifischen Eintrittsentropie s_1 und dem Austrittsdruck p_2 bestimmt werden. $T_{2,s}$ wird mit der Zustandsgleichung für ideale Gase/Flüssigkeiten unter Annahme einer konstanten spezifischen isobaren Wärmekapazität c_p abgeschätzt. Die Formel für die Differenz der spezifischen Entropie $s(p, T_2) - s(p, T_1)$

$$s(T_2, p) - s(T_1, p) = \cancel{s(T_0, p_0)} + c_p(T_1, p) \ln \left(\frac{T_2}{T_1} \right) - \cancel{R \ln \frac{p}{p_0}} \quad (3.5)$$

Nur bei
idealem Gas

eines idealen Fluids mit zwei unterschiedlichen Temperaturen wird umgestellt, um einen Schätzwert für die Austrittstemperatur des reversiblen Prozesses $T_{2,s}^{n+1}$

$$T_{2,s}^{n+1} = T_{2,s}^n \exp \left(\frac{s(T_1, p_1) - s(T_{2,s}^n, p_2)}{c_p(T_1, p_1)} \right) \quad (3.6)$$

zu berechnen. Aus der iterativ berechneten Austrittstemperatur ergibt sich die spezifische Austrittsenthalpie $h_{2,s}$ des reversiblen Prozesses und aus Gleichung 3.4 folgt direkt die spezifische Austrittsenthalpie des realen Prozesses h_2 . Anschließend wird mit der spezifischen Austrittsenthalpie und dem Austrittsdruck p_2 iterativ die Austrittstemperatur des realen Prozesses T_2 bestimmt. Die Formel für die Differenz der spezifischen Enthalpie $h(T_2, p) - h(T_1, p)$

$$h(T_2, p) - h(T_1, p) = \cancel{h(T_0, p_0)} + c_p(T_1, p)(T_2 - T_1) - \cancel{v(p - p_0)} \quad (3.7)$$

Nur bei idealer
Flüssigkeit

eines idealen Fluids mit zwei unterschiedlichen Temperaturen wird umgestellt, um einen Schätzwert für die Austrittstemperatur des realen Prozesses T_2^{n+1}

$$T_2^{n+1} = T_2^n + \frac{h_2 - h(T_2^n, p_2)}{c_p(T_2^n, p_2)} \quad (3.8)$$

zu berechnen. Abschließend wird die Verdichter-/Pumpenleistung P

$$P = \dot{m}(h_2 - h_1) \quad (3.9)$$

für den Kraftstoffmassenstrom \dot{m} über die Energiebilanz um die Komponente bestimmt.

3.5.2 Wärmeübertrager

Da für die Zwecke dieser Modellierung ein stationärer Prozess im Designpunkt des Triebwerks angenommen wird, ist eine ausführliche Modellierung des Wärmeübergangs nicht notwendig. Eine Auslegungsrechnung der Wärmeübertrager wird in dieser Arbeit nicht angestrebt. Die einzige Erfordernis ist, dass die Wärmequelle der Wärmeübertrager in jedem Schnitt ein höheres Temperaturniveau als der Kraftstoffmassenstrom aufweist. Anhand des $\dot{H} - T$ Diagramms (Beispiel siehe Abbildung 3.6) kann festgestellt werden, ob über den gesamten Wärmeübertrager eine minimale Temperaturdifferenz ΔT_{min} zwischen Wärmequelle und Kraftstoffstrom eingehalten werden kann.

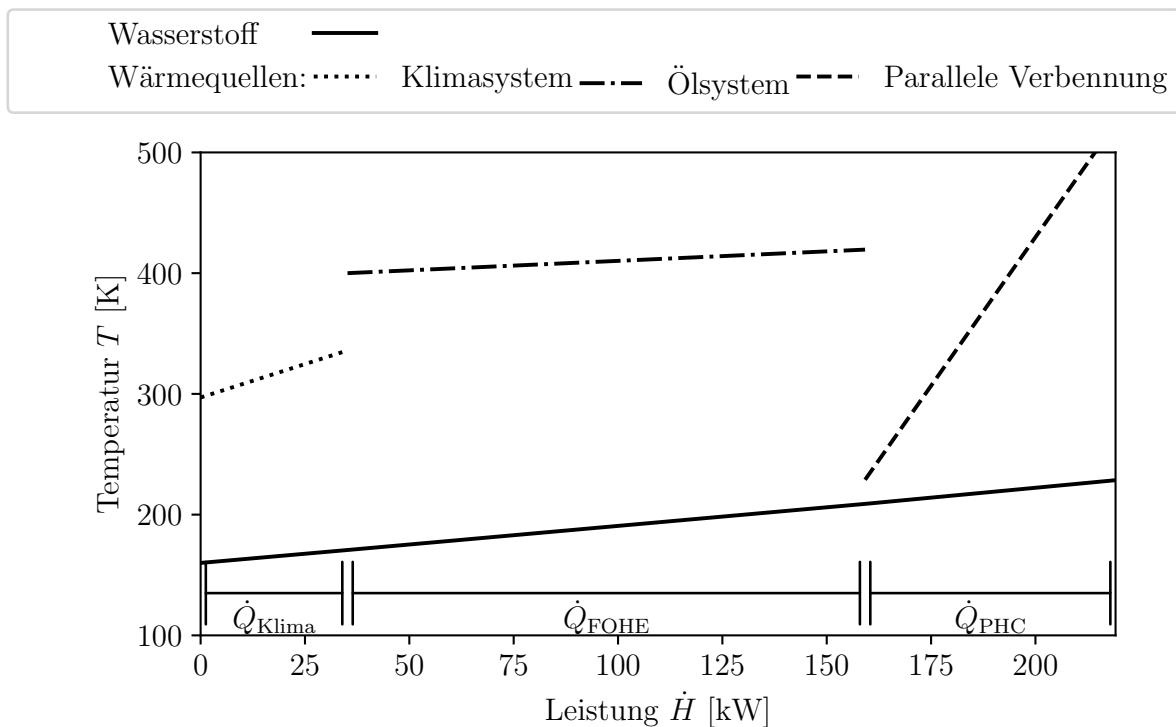


Abbildung 3.6: Wärmestromdiagramm für ein Wasserstoffkraftstoffsystem

Aus dem Eintrittszustand des Kraftstoffs in den Wärmeübertrager T_1, p_1 ergibt sich die spezifische Enthalpie des Kraftstoff im Eintritt in den Wärmeübertrager h_1 . Die spezifische Austrittsenthalpie h_2

$$h_2 = h_1 + q = h_1 + \frac{\dot{Q}}{\dot{m}} \quad (3.10)$$

erschließt sich direkt aus der Energiebilanz um die Kraftstoffseite des Wärmeübertragers mit dem Wärmestrom \dot{Q} und dem Kraftstoffmassenstrom \dot{m} . Über den Wärmeübertrager besteht infolge von Strömungsverlusten ein Druckverhältnis π . Der Austrittsdruck p_2

$$p_2 = p_1 \pi \quad (3.11)$$

fällt somit geringer als der Eintrittsdruck aus. Für die Zwecke dieser Arbeit stellt das Druckverhältnis eine Auslegungsgröße dar und wird daher im Betriebspunkt als konstanten Wert angenommen. Abschließend wird Gleichung 3.8 erneut eingesetzt, um iterativ die Austrittstemperatur T_2 des Kraftstoffs aus dem Wärmeübertrager zu bestimmen.

3.5.3 Kraftstoffmischung

In der Kraftstoffmischung werden die Kraftstoffmassenströme $\dot{m}_{1,I}$ und $\dot{m}_{1,II}$, mit demselben Eintrittsdruck p_1 , aber unterschiedlichen Eintrittsenthalpien $h_{1,I}, h_{1,II}$ miteinander vermischt. Der Austrittsmassenstrom \dot{m}_2

$$\dot{m}_2 = \dot{m}_{1,I} + \dot{m}_{1,II} \quad (3.12)$$

berechnet sich aus der Massenbilanz um die Mischung. Die Austrittsenthalpie der Kraftstoffmischung

$$h_2 = \frac{\dot{m}_{1,I}h_{1,I} + \dot{m}_{1,II}h_{1,II}}{\dot{m}_2} \quad (3.13)$$

wird mit der Energiebilanz um die Mischung bestimmt. Druckverluste in der Mischung werden vernachlässigt, somit entspricht der Austrittsdruck p_2 , dem Eintrittsdruck p_1 . Abschließend wird Gleichung 3.8 erneut eingesetzt, um iterativ die Austrittstemperatur T_2 des gemischten Kraftstoffmassenstroms zu bestimmen.

3.5.4 Parallel Wasserstoffverbrennung

In den Wasserstoff-Kraftstoffsystemen ist nicht ausreichend Abwärme vorhanden, um den Wasserstoff auf beliebige Brennkammer-Eintrittstemperatur zu erwärmen. In dieser Arbeit wird der zusätzliche Wärmebedarf durch parallele Wasserstoffverbrennung in einer separaten Brennkammer aufgebracht. Die Brennkammer wird mit Wasserstoff von der Kraftstoffregeleinheit und mit Fan-Zapfluft versorgt. Ziel der Modellierung der parallelen Wasserstoffverbrennung ist es, diesen Mehrbedarf an Wasserstoff und die erforderliche Leistung für die Bereitstellung der Zapfluft zu berechnen. Für diese Betrachtung wird Zapfluft als eine Mischung der idealen Gase Sauerstoff und Stickstoff,

mit den spezifischen isobaren Wärmekapazitäten c_{p,O_2}, c_{p,N_2} modelliert. Wasserstoff und das durch die Verbrennung erzeugte Wasser werden ebenfalls als ideale Gase mit den Wärmekapazitäten c_{p,H_2}, c_{p,H_2O} modelliert. Zunächst wird das stöchiometrische Sauerstoff/Wasserstoffmassenverhältnis $\frac{\dot{m}_{O_2,st}}{\dot{m}_{H_2,st}}$

$$\frac{\dot{m}_{O_2,st}}{\dot{m}_{H_2,st}} = \frac{M_{R,O_2}}{2M_{R,H_2}} \quad (3.14)$$

mit den molaren Massen M_{R,O_2} und M_{R,H_2} berechnet. Mit dem Kraftstoff-Luft-Äquivalenz-verhältnis ϕ_{PHC} wird der unverbrannte Sauerstoffmassenstrom \dot{m}_{B,O_2}

$$\frac{\dot{m}_{B,O_2}}{\dot{m}_{H_2}} = \frac{M_{R,O_2}}{2M_{R,H_2}} \left(\frac{1}{\phi_{PHC}} - 1 \right) \quad (3.15)$$

im Verhältnis zum Wasserstoffmassenstrom \dot{m}_{H_2} berechnet. Mit dem Sauerstoffmassenanteil in Luft w_{L,O_2} wird aus Gleichungen 3.14 und 3.15 eine Gleichung für den Stickstoffmassenstrom \dot{m}_{N_2}

$$\frac{\dot{m}_{N_2}}{\dot{m}_{H_2}} = \frac{M_{R,O_2}}{2M_{R,H_2}} \frac{1 - w_{L,O_2}}{\phi_{PHC} w_{L,O_2}} \quad (3.16)$$

im Verhältnis zum Wasserstoffmassenstrom hergeleitet. Nun wird mit der molaren Masse von Wasser M_{R,H_2O} die Masse an durch die Verbrennung produziertem Wasser \dot{m}_{H_2O}

$$\frac{\dot{m}_{H_2O}}{\dot{m}_{H_2}} = \frac{M_{R,H_2O}}{M_{R,H_2}} \quad (3.17)$$

im Verhältnis zum Wasserstoffmassenstrom berechnet. Anschließend wird die Energiebilanz für die parallele Brennkammer und die Abgasseite des nachgeschalteten Wärmeübertragers aufgestellt. Dabei wird die im Wärmeübertrager abgegebene Wärme \dot{Q}_{PHC}

$$\begin{aligned} \dot{Q}_{PHC} = & (\dot{m}_{N_2} c_{p,N_2} + \dot{m}_{B,O_2} c_{p,O_2})(T_Z - T_B) + \dot{m}_{O_2,st} \frac{\dot{m}_{H_2}}{\dot{m}_{H_2,st}} c_{p,O_2} (T_Z - T_{ref}) \\ & + \dot{m}_{H_2} (c_{p,H_2} (T_{BK} - T_{ref}) + H_{u,H_2}) - \dot{m}_{H_2O} c_{p,H_2O} (T_B - T_{ref}) \end{aligned} \quad (3.18)$$

sowie der untere Heizwert von Wasserstoff H_{u,H_2} bei der Referenztemperatur T_{ref} berücksichtigt. Die Eintrittstemperatur der Zapfluft T_Z wird als bekannt vorausgesetzt, und es wird eine vollständige Verbrennung mit einem Wirkungsgrad von 100 % angenommen. Die Temperatur der abgekühlten Abgase T_B

$$T_B = T_{H_2} + \Delta T_{PHC} \quad (3.19)$$

wird aus der Eintrittstemperatur des kalten Wasserstoffs in den Wärmeübertrager T_{H_2} und der Temperaturdifferenz ΔT_{PHC} berechnet. Um den Wasserstoffbedarf \dot{m}_{PHC} zu ermitteln, wird die Energiebilanz durch den Wasserstoffmassenstrom geteilt und nach dem Wasserstoffmassenstrom umgestellt

$$\dot{m}_{PHC} = \frac{\dot{Q}_{PHC}}{\left(\frac{\dot{m}_{N_2}}{\dot{m}_{H_2}} c_{p,N_2} + \frac{\dot{m}_{B,O_2}}{\dot{m}_{H_2}} c_{p,O_2} \right) (T_Z - T_B) + \frac{\dot{m}_{O_2,st}}{\dot{m}_{H_2,st}} c_{p,O_2} (T_Z - T_{ref}) + c_{p,H_2} (T_{BK} - T_{ref}) - \frac{\dot{m}_{H_2O}}{\dot{m}_{H_2}} c_{p,H_2O} (T_B - T_{ref})}. \quad (3.20)$$

Abschließend wird die infolge der Fan-Zapfluftentnahme erforderliche zusätzliche Niederdruckwellen-Leistung P_Z

$$P_Z = \frac{\dot{m}_{PHC}}{\eta_1} \left(\frac{\dot{m}_{N_2}}{\dot{m}_{H_2}} c_{p,N_2} + \left(\frac{\dot{m}_{B,O_2}}{\dot{m}_{H_2}} + \frac{\dot{m}_{O_2,st}}{\dot{m}_{H_2,st}} \right) c_{p,O_2} \right) (T_Z - T_U) \quad (3.21)$$

mit der Umgebungstemperatur T_U und dem mechanischen Wirkungsgrad der Niederdruckwelle η_1 berechnet. Die Modellierung der parallelen Wasserstoffverbrennung erfordert die in Tabelle 3.3 aufgeführten Parameter.

Tabelle 3.3: Parameter der Modellierung der parallelen Wasserstoffverbrennung

Parameter	
spezifische isobare Wärmekapazität Sauerstoff	c_{p,O_2}
spezifische isobare Wärmekapazität Stickstoff	c_{p,N_2}
spezifische isobare Wärmekapazität Wasserstoff	c_{p,H_2}
spezifische isobare Wärmekapazität Wasser	c_{p,H_2O}
molare Masse Sauerstoff	M_{R,O_2}
molare Masse Wasserstoff	M_{R,H_2}
molare Masse Wasser	M_{R,H_2O}
Äquivalenzverhältnis	ϕ_{PHC}
Sauerstoffmassenanteil	w_{L,O_2}
unterer Heizwert Wasserstoff	H_{u,H_2}
Referenztemperatur	T_{ref}
Zapflufttemperatur	T_Z
Umgebungstemperatur	T_U
Wirkungsgrad Niederdruckwelle	η_1
Wärmeübertrager Temperaturdifferenz	ΔT_{PHC}

3.5.5 Korrektur des Kraftstoffmassenstroms

Die Kraftstoffmassenströme $\dot{m}_{BK,0}$ im Reiseflug gelten für Referenz-Kraftstofftemperaturen T_{ref,H_2} beziehungsweise $T_{ref,Jet-A}$. Der erforderliche Kraftstoffmassenstrom \dot{m}_{BK}

$$\dot{m}_{BK} = \dot{m}_{BK,0} \frac{H_{u,k}}{H_{u,k} + h_k(T_{BK}, p_{BK}) - h_k(T_{ref,k}, p_{BK})} \quad (3.22)$$

wird entsprechend der tatsächlichen Brennkammereintrittstemperatur des Kraftstoffs mithilfe der jeweiligen Stoffmodelle korrigiert. Veränderungen in der Abgaszusammensetzung des Kreisprozesses werden vernachlässigt.

Um eine Vergleichbarkeit zwischen den Leistungs- und Wärmebedarfen zu ermöglichen, werden die Bedarfe in den zusätzlichen parasitären Kraftstoffverbrauch der jeweiligen Systeme umgerechnet. Der zusätzliche Kraftstoffverbrauch der Wärmebereitstellung ist durch die Modellierung der parallelen Wasserstoffverbrennung bereits berücksichtigt. Der zusätzliche Kraftstoffbedarf infolge der Leistungsentnahme von den Triebwerkswellen $\dot{m}_{BK,P}$

$$\dot{m}_{BK,P} = \frac{P}{\eta_P (H_{u,k} + h_k(T_{BK}, p_{BK}) - h_k(T_{ref,k}, p_{BK}))} \quad (3.23)$$

wird mit einem Ansatz von Scholz et al. [38] berechnet. Hierfür wird der Wirkungsgrad η_P angenommen. Der gesamte geförderte Kraftstoffmassenstrom beträgt somit

$$\dot{m}_k = \dot{m}_{BK} + \dot{m}_{BK,P} + \overbrace{\dot{m}_{PHC}}^{\text{nur H}_2} \quad (3.24)$$

Die zusätzlichen erforderlichen Parameter sind in Tabelle 3.4 zusammengefasst.

Tabelle 3.4: Parameter für die Korrektur des Kraftstoffmassenstroms

Parameter	
unterer Heizwert H ₂	H_{u,H_2}
unterer Heizwert Jet-A	$H_{u,Jet-A}$
Referenztemperatur H ₂	T_{ref,H_2}
Referenztemperatur Jet-A	$T_{ref,Jet-A}$
Wirkungsgrad Leistungsentnahme	η_P

3.6 Stoffmodelle

Für die Modellierung der Kraftstoffsysteme sind Stoffmodelle erforderlich, um thermodynamische Zustandsgrößen wie spezifische Enthalpie und Entropie in Abhängigkeit von Temperatur und Druck der Kraftstoffe bestimmen zu können. In diesem Abschnitt werden die für Kerosin und Wasserstoff verwendeten Stoffmodelle erläutert.

3.6.1 Wasserstoff Stoffmodell

Wasserstoff besteht aus zwei unterschiedlichen Kernspin-Isomeren, Parawasserstoff und Orthowasserstoff. Da sich die beiden Spin-Isomere in ihrer Wärmekapazität bei niedrigen Temperaturen stark unterscheiden, muss das Stoffmodell das Verhältnis der Kern-Isomere berücksichtigen. Bei Temperaturen oberhalb von 200 K liegen die Isomere im thermischen Gleichgewicht in einem Verhältnis von 3:1 zwischen Ortho- und Parawasserstoff vor. Flüssiger Wasserstoff besteht im Gleichgewichtszustand hingegen aus nahezu purem Parawasserstoff (Siehe Abbildung 3.7). In Abwesenheit eines Katalysators wird der Gleichgewichtszustand nur langsam erreicht. Daher ist davon auszugehen, dass der ursprünglich kryogen gelagerte Wasserstoff im Kraftstoffsystem nahezu vollständig in Form von Parawasserstoff vorliegt. Für die Parametrierung des Stoffmodells wird daher eine Zusammensetzung aus purem Parawasserstoff angenommen. [8]

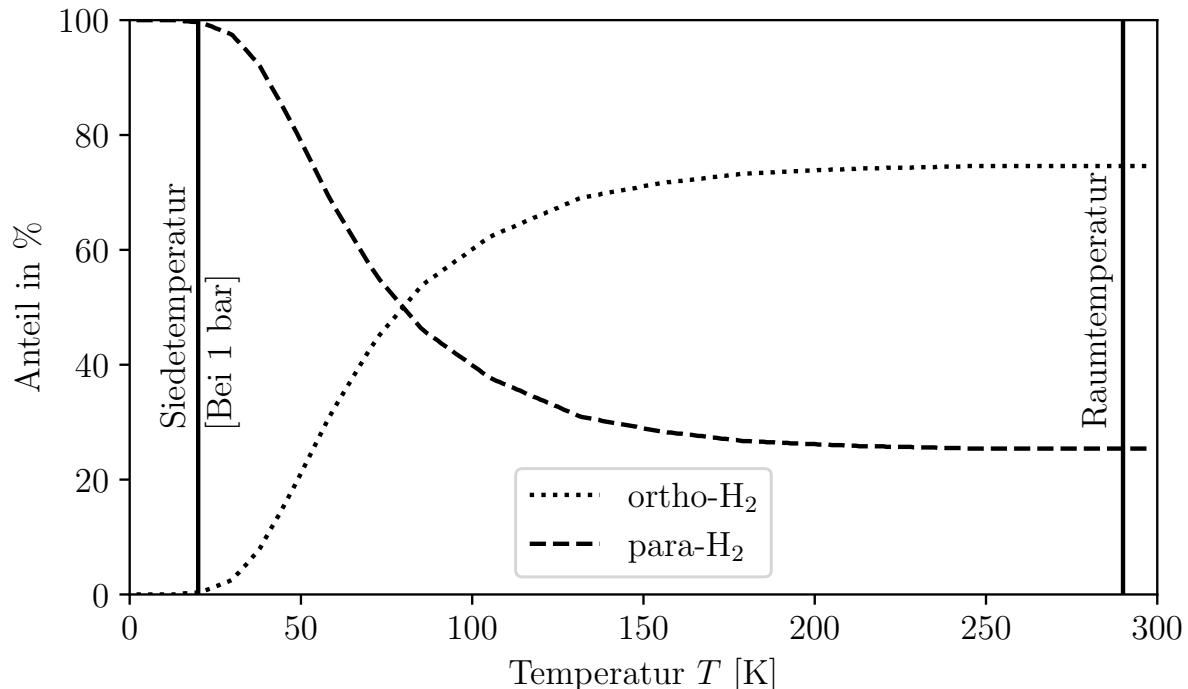


Abbildung 3.7: Wasserstoff Kernspin-Isomer Anteile nach [8]

Für die Berechnung der thermodynamischen Zustandsgrößen von Parawasserstoff, wird ein am Institut für Strahlantriebe und Turbomaschinen (IST) entwickeltes Stoffmodell weiterentwickelt. Das Stoffmodell basiert auf einem von Leachman et al. [24] beschriebenen

Ansatz, der die Zustandsgrößen in Abhängigkeit der Helmholtz-Energie, die auch als freie Energie bekannt ist, setzt. Leachman et al. berechnen die entdimensionierte Helmholtz-Energie α

$$\alpha(\delta, \tau) = \alpha^0(\delta, \tau) + \alpha^r(\delta, \tau) \quad (3.25)$$

als Summe der Idealgaskomponente α^0 und des Anteils aufgrund von Kompressibilität α^r . Hierbei gelten folgende Definitionen der entdimensionierten Helmholtz-Energie α und der entdimensionierten Variablen δ und τ

$$\alpha = \frac{a}{RT}, \delta = \frac{\rho}{\rho_c}, \tau = \frac{T_c}{T}. \quad (3.26)$$

Mit einer semi-empirischen Zustandsgleichung berechnen Leachman et al. die Idealgaskomponente der entdimensionierten freien Energie α^0

$$\alpha^0(\tau, \delta) = \ln(\delta) + (a_0 - 1)\ln(\tau) + a_1 + a_2\tau - \sum_{i=3}^m a_i \frac{\left(\frac{T_c}{\tau}\right)^{k_i}}{k_i(k_i + 1)} + \sum_{i=m+1}^n a_i \ln\left(1 - e^{-\frac{k_i\tau}{T_c}}\right). \quad (3.27)$$

Die Zustandsgleichung für den Anteil an der entdimensionierten freien Energie aufgrund von Kompressibilitätseffekten α^r

$$\alpha^r(\tau, \delta) = \sum_{i=1}^l N_i \delta^{d_i} \tau^{t_i} + \sum_{i=l+1}^m N_i \delta^{d_i} \tau^{t_i} e^{-\delta p_i} + \sum_{i=m+1}^n N_i \delta^{d_i} \tau^{t_i} e^{-\phi_i(\delta - D_i)^2 - \beta_i(\tau - \gamma_i)^2} \quad (3.28)$$

orientiert sich an theoretischen und praktischen Abwägungen. Die in Gleichungen 3.27 und 3.28 enthaltenen Parameter werden durch Anpassung auf eine Datenbank experimenteller Daten bestimmt. Da die freie Energie eine Funktion von Dichte und Temperatur ist, der Zustand in dieser Arbeit hingegen in Form von Druck und Temperatur bekannt ist, wird die Dichte zunächst iterativ mithilfe des Newton-Raphson-Verfahrens bestimmt. Mit dem initialen Wert der Dichte ρ_n wird ein Wert für den Druck p_{ρ_n}

$$p_{\rho_n} = \rho_n RT \left(1 + \delta_n \frac{\partial \alpha^r}{\partial \delta} \Big|_{\delta_n, \tau} \right) \quad (3.29)$$

geraten, wobei $\frac{\partial \alpha^r}{\partial \tau}$ mit Gleichung 3.28 berechnet wird. Anschließend wird mit Gleichung 3.29 anhand von zwei Stützstellen ein Wert für die Änderungsrate des Drucks $\frac{dp}{d\rho} \Big|_{\rho_n, \tau}$ zur

Dichte bestimmt. Mithilfe des geratenen Drucks und der Änderungsrate wird der nächste Wert für die Dichte ρ_{n+1}

$$\rho_{n+1} = \rho_n + \frac{p - p_{\rho_n}}{\left. \frac{dp}{d\rho} \right|_{\rho_n, \tau}} \quad (3.30)$$

berechnet. Mit Dichte und Temperatur beziehungsweise deren entdimensionierten Äquivalenten werden die freien Energien und die Ableitungen der freien Energien nach δ und τ berechnet. Diese Werte liefern die Grundlage für die Berechnung der notwendigen thermodynamischen Zustandsgrößen mit den in Tabelle 3.5 definierten Zustandsgleichungen.

Tabelle 3.5: Formeln für thermodynamische Zustandsgrößen von Wasserstoff

Zustandsgröße		Formel
spezifische Enthalpie	h	$RT(\tau \frac{\partial \alpha}{\partial \tau} + \delta \frac{\partial \alpha^r}{\partial \delta} + 1)$
spezifische Entropie	s	$R(\tau \frac{\partial \alpha}{\partial \tau} - \alpha)$
spezifische isochore Wärmekapazität	c_v	$-R\tau^2 \frac{\partial^2 \alpha}{\partial \tau^2}$
spezifische isobare Wärmekapazität	c_p	$c_v + R \frac{\left(1 + \delta \frac{\partial \alpha^r}{\partial \delta} - \delta \tau \frac{\partial^2 \alpha^r}{\partial \delta \partial \tau}\right)^2}{1 + 2\delta \frac{\partial \alpha^r}{\partial \delta} + \delta^2 \frac{\partial^2 \alpha^r}{\partial \delta^2}}$

3.6.2 Kerosin Stoffmodell

Die Modellierung von Kerosin beziehungsweise Jet-A ist grundsätzlich mit Unsicherheit behaftet, da die Spezifikation des Kraftstoffs vergleichsweise große Abweichungen der Eigenschaften zulässt. Outcalt et al. [32] haben die Dichte von drei unterschiedlichen Proben an Jet-A Kraftstoff für Temperaturen zwischen 270 K und 470 K und Drücke zwischen 83 kPa und 30 MPa gemessen und haben eine Abweichung von bis zu 4 % zwischen den Dichten der Proben ermittelt.

Da Kerosin kein Reinstoff, sondern eine Mischung von Kohlen-Wasserstoffverbindungen mit unterschiedlichen Kettenlängen ist, kann ein Kerosin Stoffmodell nicht mit demselben Ansatz wie das Wasserstoff Stoffmodell entwickelt werden. Stattdessen wird ein empirischer von McBride et al. [27] vorgeschlagenes Stoffmodell verwendet. Die Autoren haben generische empirische Formeln in Form von Polynomen für die Enthalpie, Entropie und isobare Wärmekapazität aufgestellt und anhand experimenteller Messungen der Zustandsgrößen für 2000 Spezies, inklusive Jet-A Kraftstoff, parametriert. Tabelle 3.6 liefert einen Überblick über die verwendeten Zustandsgleichungen.

Tabelle 3.6: Thermodynamische Zustandsgrößen von Jet-A Kraftstoff nach [27]

Zustandsgröße		Formel
spezifische Enthalpie	h	$R(a_1 T^{-2} + a_2 T^{-1} + a_3 + a_4 T + a_5 T^2 + a_6 T^3 + a_7 T^4)$
spezifische Entropie	s	$R(-a_1 T^{-1} + a_2 \ln(T) + a_3 T + \frac{a_4 T^2}{2} + \frac{a_5 T^3}{3} + \frac{a_6 T^4}{4} + \frac{a_7 T^5}{5} + b_1)$
spezifische isobare Wärmekapazität	c_p	$R(-\frac{a_1 T^{-2}}{2} - a_2 T^{-1} + a_3 \ln(T) + a_4 T + \frac{a_5 T^2}{2} + \frac{a_6 T^3}{3} + \frac{a_7 T^4}{4} + b_2)$

Da eine Berechnung der Dichte mit demselben Ansatz nicht möglich ist, werden in dieser Arbeit stattdessen die von Outcalt et al. [32] gemessenen Datenpunkte interpoliert beziehungsweise für Temperaturen unterhalb von 270 K extrapoliert. Als Datengrundlage wird die Probe Jet-A 4658 verwendet, da sie von den Autoren als die repräsentativste der Proben erachtet wird. Für die Berechnung der Dichte $\rho(T, p)$, werden die vier angrenzenden gemessenen Dichten $\rho(T_N, p_{N,n})$, $\rho(T_N, p_{N,h})$, $\rho(T_H, p_{H,n})$ und $\rho(T_H, p_{H,h})$ benötigt. Bei der Extrapolation werden stattdessen Messwerte der jeweils zwei nächsthöheren Temperaturen als Stützstellen verwendet. Da Outcalt et al. die Dichte für einheitliche Temperaturschritte, aber uneinheitliche Druckschritte gemessen haben, werden zunächst die Dichten $\rho(T_H, p)$ und $\rho(T_N, p)$

$$\rho(T_i, p) = \rho(T_i, p_{i,n}) + \frac{\rho(T_i, p_{i,h}) - \rho(T_i, p_{i,n})}{p_{i,h} - p_{i,n}}(p - p_{i,n}) \quad (3.31)$$

für den Druck interpoliert. Abschließend wird die Dichte $\rho(T, p)$

$$\rho(T, p) = \rho(T_N, p) + \frac{\rho(T_H, p) - \rho(T_N, p)}{T_H - T_N}(T - T_N) \quad (3.32)$$

für die Temperatur interpoliert.

4 Parametrierung

In diesem Kapitel werden die in Kapitel 3 definierten physikalischen Modelle der Kraftstoffsysteme parametriert, mit dem Ziel, das Verhalten der Kraftstoffsysteme möglichst realitätsnah abzubilden. Zunächst werden die verwendeten Triebwerkszyklen beschrieben. Hierauf werden die relevanten Parameter bestimmt und deren Herkunft erläutert. Abschließend werden die abhängigen Variablen parametriert und deren Wertebereiche für die Parameterstudie bestimmt.

4.1 Triebwerkszyklus

Die Dimensionierung der Komponenten und die Bestimmung der Randbedingungen der Kraftstoffsysteme erfolgt auf Grundlage von Triebwerkszyklen für moderne Wasserstoff-/Kerosinbetriebene Getriebefantriebwerke von Schmalrumpfflugzeugen, in Anlehnung an das Pratt & Whitney PW1133G Triebwerk. Die Betriebspunkte der Triebwerkszyklen wurden am IST mit GasTurb [14], einer Software für die Gasturbinen-Leistungsrechnung, berechnet. Der Betriebspunkt für den Reiseflug wurde für die beiden Zyklen bei einer Flughöhe von 10.668 m, einer Machzahl von 0,78, unter Annahme der Internationalen Standardatmosphäre (ISA) und einem Schub von 22 kN gerechnet. Die berechneten Werte sind in Tabelle 4.1 zusammengefasst.

Tabelle 4.1: Betriebspunkt Reiseflug

Parameter	Einheit	H ₂	Kerosin
Schub	F	kN	22
Flughöhe	H	m	10.668
Machzahl	Ma	-	0,78
Umgebungstemperatur	ΔT _{ISA}	K	0
Kraftstoffmassenstrom	ṁ _{BK,0}	kg/s	0,10998
Hochdruckwellendrehzahl	N ₂	1/min	19.376
Niederdruckwellendrehzahl	N ₁	1/min	9153
Fandrehzahl	N _F	1/min	2989
Brennkammerdruck	p _{BK}	kPa	1330
Zapflufttemperatur	T _Z	K	272,63
Umgebungstemperatur	T _U	K	218,81
Fan-Leistung	P _F	kW	6420

Für die Dimensionierung der Hochdruckpumpe des Referenzkraftstoffsystems ist neben dem Reiseflug auch der Betriebspunkt mit maximalem Startschub (engl.: Maximum Takeoff, MTO) von Interesse. Der Betriebspunkt für den Startfall wurde für den Kerosin-Triebwerkszyklus bei einer Flughöhe von 0 m, einer Machzahl von 0, unter Annahme von

ISA-Bedingungen und mit dem MTO-Schub von 147,3 kN gerechnet. Die für die Arbeit relevanten berechneten Werte sind in Tabelle 4.2 gelistet.

Tabelle 4.2: Betriebspunkt MTO-Schub

Parameter		Einheit	Kerosin
Schub	F	kN	147,3
Flughöhe	H	m	0
Machzahl	Ma	-	0
Umgebungstemperatur	ΔT_{ISA}	K	0
Kraftstoffmassenstrom	\dot{m}_{BK}	kg/s	1,0540
Hochdruckwellendrehzahl	N_2	U/min	21.099

4.2 Eintrittsbedingungen

Die Kraftstoff-Eintrittstemperatur in konventionellen Kraftstoffsystmen wird maßgeblich von der Umgebungstemperatur, der verbleibenden Kraftstoffmenge, der Flugdauer sowie der durch Rezirkulation in die Kraftstofftanks rückgeführten Wärme beeinflusst [15]. In dieser Arbeit wird für das Referenzkraftstoffsystem eine Kraftstoffeintrittstemperatur von $T_0 = 270\text{ K}$ angenommen, was in einer Flughöhe von $H = 10.668\text{ m}$ einer um 51,3 K höheren Temperatur im Vergleich zur Umgebungstemperatur entspricht.

Gemäß der Musterzulassung für das Pratt & Whitney PW1133G-Triebwerk darf der Eintrittsdruck p_0 einen Überdruck von 689,47 kPa relativ zur Umgebung nicht überschreiten und einen Überdruck von 34,47 kPa relativ zum Dampfdruck des Kraftstoffs nicht unterschreiten [10]. Bei einer Kraftstoffeintrittstemperatur $T_0 = 270\text{ K}$ und einer Flughöhe von 10.668 m entspricht dies einem Druckbereich von 35,03 kPa bis 713,31 kPa. Durch den Förderdruck der verwendeten Boosterpumpe von ca. 250 kPa [12] ist dem Kraftstoffeintrittsdruck eine engere Obergrenze gesetzt. Abzüglich Rohrreibungsverlusten in den Kraftstoffleitungen zwischen Kraftstofftank und Triebwerk erscheint ein Eintrittsdruck von $p_0 = 180\text{ kPa}$ realistisch.

Das von Brewer [7] vorgeschlagene Kraftstoffsystme, an dem sich die Wasserstoff-Kraftstoffsystme dieser Arbeit orientieren, verwendet einen Flüssigwasserstofftank mit einem absoluten Druck von 152 kPa sowie eine im Tank integrierte Niederdruckpumpe, die den flüssigen Wasserstoff auf 462 kPa fördert. Ähnliche Annahmen treffen die Autoren des CRYOPLANE-Berichts [37]. Unter Berücksichtigung von Druckverlusten erreicht der Wasserstoff das Triebwerk mit einem Eintrittsdruck von $p_0 = 345\text{ kPa}$ [7]. Die von Brewer ermittelte Wasserstoff-Eintrittstemperatur $T_0 = 25,2\text{ K}$ entspricht dem Siedepunkt von Parawasserstoff. In dieser Arbeit wird für den Eintritt eine rein flüssige Wasserstoffphase angenommen.

4.3 Abwärmequellen

Zur Berechnung der in den Wärmeübertragern der Kraftstoffsysteme übertragenen Wärmeströme werden die in den Triebwerken entstehenden Abwärmeströme aufsummiert. Zu den Abwärmequellen moderner Gasturbintriebwerke zählen neben den Komponenten des Hilfsgeräteträgers insbesondere die Wellenlager sowie, falls vorhanden, das Fan-Getriebe (engl.: Fan Drive Gear System, FDGS). Dem Wasserstoffkraftstoffsystem steht in Form eines Wärmeübertragers mit dem Klimasystem eine zusätzliche Abwärmequelle zur Verfügung. Abbildung 4.1 ist ein Sankey-Diagramm der in konventionellen Kraftstoffsystemen genutzten Abwärmequellen.

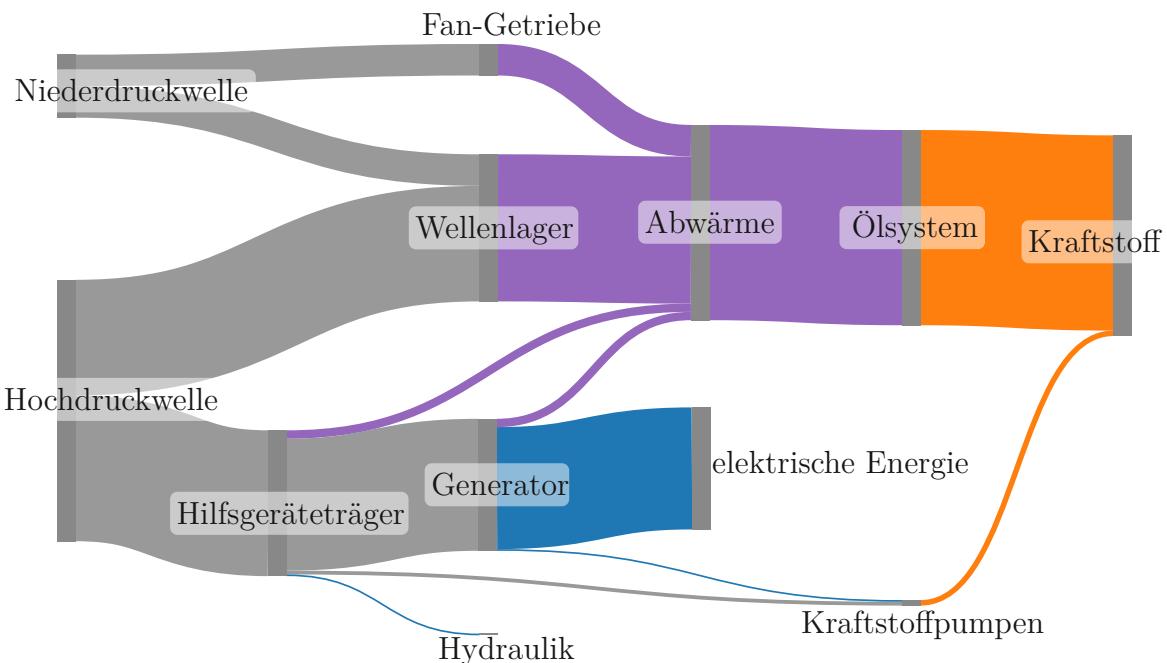


Abbildung 4.1: Abwärmequellen konventioneller Kraftstoffsysteme

4.3.1 Wellenlager

Die Wellenlager sind eine Quelle mechanischer Verluste dar und übertragen die verlorene Leistung nahezu vollständig an das Ölsystem [17]. Das PW1133G-Triebwerk ist mit sieben Wellenlagern ausgestattet: Die Hochdruckwelle wird durch ein Fest- und ein Loslager gelagert, die Niederdruckwelle durch ein Fest- und zwei Loslager, und die Fan-Welle wird durch eine angestellte Lagerung gestützt [4].

Die Lagerverluste hängen in erster Linie von der Wellendrehzahl ab, wobei bei Festlagern auch die axiale Belastung der Welle einen Einfluss hat [46], die in dieser Betrachtung jedoch vernachlässigt wird. Gloeckner et al. [17] haben für ein Hochdruckwellenlager bei einer Drehzahl von 19.000 1/min einen Leistungsverlust von jeweils 34,8 kW ermittelt. Durch Extrapolation der von Gloeckner [16] gemessenen Leistungsverluste einer Lagerung

bei 10.000 1/min ergibt sich für die Niederdruckwellenlager ein geschätzter Leistungsverlust von jeweils 9 kW. Aufgrund ihrer geringen Drehzahl sind die Leistungsverluste der Fan-Welle vergleichsweise gering. Zhao et al. [46] haben für ein Kugellager in kryogenen Pumpen bei einer Drehzahl von 3000 1/min Leistungsverluste von jeweils etwa 0,5 kW berechnet. In Summe betragen die Lagerverlust somit 98 kW.

4.3.2 Fan-Getriebe

Das Fan-Getriebe stellt eine weitere Quelle mechanischer Verluste dar. Pratt & Whitney erzielte mit dem Getriebe seines Advanced Ducted Propeller (ADP) Demonstrators einen mechanischen Wirkungsgrad von 0,995 [28]. Ein Prototypen-Getriebe des Herstellers aus dem Jahr 1998 soll sogar einen Wirkungsgrad von 0,997 erreicht haben [2]. Bei einem angenommenen Getriebewirkungsgrad von 0,997 und einer Fanleistung von 6420 kW (Siehe Tabelle 4.1) ergeben sich Leistungsverluste von 19 kW.

4.3.3 Hilfsgeräteträger

Die Kraftstoffpumpen, Ölpumpen, Hydraulikpumpen und der Stromgenerator gehören zu den Hilfsgeräteträger-Komponenten, die erhebliche Abwärme erzeugen. Zusätzlich entstehen durch die Getriebestufen des Hilfsgeräteträgers mechanische Verluste. Jafari et al. [22] haben die Verlustleistung des Hilfsgeräteträgers eines CFM56-5 Triebwerks untersucht und eine Proportionalität zwischen Triebwerksschub und Verlustleistung festgestellt.

Unter der Annahme dieses Verhaltens beträgt die Verlustleistung des Hilfsgeräteträgers für den betrachteten Triebwerkszyklus 10 kW. Dabei entfällt ein Anteil von 5 kW auf den Stromgenerator. Mögliche erhöhte mechanische Verluste aufgrund des höheren Leistungsbedarfs des Wasserstoffkraftstoffsystems werden aufgrund ihrer geringen Größenordnung als vernachlässigbar betrachtet.

4.3.4 Abwärme

In Summe wird dem Referenzkraftstoffsystem im Hauptwärmeübertrager eine Wärme von $\dot{Q}_{FOHE} = 122 \text{ kW}$ und im Wärmeübertrager des Stromgenerators eine Wärme von $\dot{Q}_{IDG} = 5 \text{ kW}$ zugeführt.

Brewer [7] hat für das Klimagesystem eines Schmalrumpfflugzeugs eine Abwärme pro Triebwerk von 32 kW berechnet. Dieser Wert wird für die Modellierung übernommen. Durch das Klimagesystem steht den Wasserstoffkraftstoffsystemen eine höhere Abwärme von insgesamt $\dot{Q}_{FOHE} = 159 \text{ kW}$ zur Verfügung.

4.4 Pumpen und Verdichter

4.4.1 Kreiselpumpen

Kreiselpumpen kommen im Referenzkraftstoffsystem als Niederdruckpumpe und im Wasserstoffkraftstoffsystem mit Pumpe als Hochdruckpumpe zum Einsatz. Kreiselpumpen erreichen ihren maximalen Wirkungsgrad bei mittleren Volumenströmen und hohen Druckverhältnissen, beziehungsweise Drehzahlen [19].

Die Niederdruckpumpen von konventionellen Kraftstoffsystemen erreichen im Reiseflug aufgrund der niedrigeren Drehzahlen und insbesondere Volumenströmen im Vergleich zum optimalen Betriebspunkt nur vergleichsweise niedrige Wirkungsgrade zwischen 53 und 66 % [47]. Für die Niederdruckpumpe des Referenzkraftstoffsystems wird ein isentroper Wirkungsgrad von $\eta_{LPFP} = 0,60$ angenommen. Die Niederdruckpumpe des CFM56-5B erzeugt im Auslegungspunkt eine Druckerhöhung von $\Delta p_{MTO} = 965 \text{ kPa}$. Gemäß den Ähnlichkeitsbeziehungen für Pumpen [19] beträgt der Austrittsdruck p_{LPFP}

$$p_{LPFP} = p_0 + \Delta p_{MTO} \left(\frac{N_2}{N_{2,MTO}} \right)^2 \quad (4.1)$$

der Niederdruckpumpe im Reiseflug somit 930 kPa.

Da Wasserstoffkraftstoffsysteme keine nennenswerten Kraftstoffmassenströme in die Kraftstofftanks rückführen können, fallen die Volumenströme im Reiseflug relativ zu MTO-Bedingungen nochmals geringer aus als bei konventionellen Kraftstoffsystemen. Brewer [7] berechnet für den Wirkungsgrad einer Hochdruckpumpe mit konstanter Übersetzung im Wasserstoffkraftstoffsystem einen Wert von $\eta_{HPFP} = 0,154$. Mit variabler Übersetzung sind höhere Wirkungsgrade möglich, jedoch verursachte diese Lösung höhere Betriebskosten und wird daher nicht betrachtet [7].

4.4.2 Zahnradpumpen

Xu et al. [45] haben den Wirkungsgrad einer Zahnrad-Hochdruckpumpe bei unterschiedlichen Drehzahlen untersucht. Hohe Drehzahlen ermöglichen hohe Wirkungsgrade von bis zu 0,78. Die Hochdruckpumpe des CFM56-5B arbeitet mit einer Nenndrehzahl von 6250 1/min [11]. Da die Hochdruckpumpe mit einem konstanten Übersetzungsverhältnis an die Hochdruckwelle angeschlossen ist, beträgt die Drehzahl im Reiseflug (mit $N_2/N_{2,MTO} = 0,88$) 5500 1/min. Interpolation der Daten von Xu et al. [45] ergibt somit einen Hochdruckpumpenwirkungsgrad von $\eta_{HPFP} = 0,73$.

Für die Hochdruckpumpe wird zudem der geförderte Massenstrom festgelegt. Unter MTO-Bedingungen fördert die Hochdruckpumpe den Kraftstoffverbrauch von 1,054 kg/s zuzüg-

lich Kontingenzen. Bei einem angenommenen Überschuss von 20 %, beträgt der geförderte Massenstrom bei MTO-Schub 1,265 kg/s. Unter Annahme einer identischen volumetrischen Effizienz in beiden Lastpunkten beträgt der geförderte Massenstrom im Reiseflug aufgrund der niedrigeren Drehzahl somit $\dot{m}_{\text{HPFP}} = 1,113 \text{ kg/s}$.

4.4.3 Wasserstoff-Verdichter

Aufgrund der geringen Volumenströme bei hohen Druckverhältnissen in Wasserkraftstoffsystemen könnte der Einsatz von Radialverdichtern sinnvoll sein. Der im Reiseflug gegenüber MTO-Bedingungen stark verringerte Volumenstrom bei nur geringfügig verringelter Drehzahl würde bei konstantem Übersetzungsverhältnis eine erhebliche Pumpgefahr bedeuten. Um einen stabilen Betrieb mit hohem Wirkungsgrad zu gewährleisten ist daher eine variable Übersetzung zwischen Verdichter und der Hochdruckwelle des Verdichters notwendig.

In dieser Arbeit wird für Wasserstoff-Verdichter eine mehrstufige Radialverdichterbauweise mit variabler Übersetzung angenommen. Bei einem angenommenen Teillast-Wirkungsgrad des Verdichters von 0,75 und einem mechanischen Wirkungsgrad der variablen Übersetzung von 0,95 beträgt der Gesamtwirkungsgrad $\eta_{\text{HPFC}} = \eta_{\text{RV}} = 0,71$.

4.5 Wärmeübertrager Druckverluste

Bei der Auslegung von Wärmeübertragern wird ein Kompromiss zwischen Bauvolumen/Masse und Druckverlust angestrebt. Da Masse und Bauvolumen der Kraftstoffsysteme in dieser Arbeit nicht berücksichtigt werden, erfolgt keine konkrete Auslegung der Wärmeübertrager, etwa mit der NTU-Methode. Stattdessen werden die Druckverluste anhand von Erfahrungswerten abgeschätzt. Für die Wasserstoffkraftstoffsysteme werden die Druckverluste in den Wärmeübertragern mit der parallelen Wasserstoffverbrennung, dem Klimagesystem und dem Hauptölssystem sowie des Verdampfer berechnet. Für das Referenzkraftstoffsystem wird ausschließlich der Druckverlust im Wärmeübertrager des Hauptölssystems ermittelt.

4.5.1 Referenzkraftstoffsystem

Zu den kraftstoffseitigen Druckverlusten in Wärmeübertragern konventioneller Kraftstoffsysteme liegen in der Literatur keine zuverlässigen Angaben vor, daher wird der Wert geschätzt. Einerseits sind bei Kerosin-Wärmeübertragern aufgrund der höheren Viskosität von Kerosin im Vergleich zu gasförmigem Wasserstoff sowie der geringeren Temperaturdifferenz der Fluidströme höhere Druckverluste zu erwarten. Andererseits überträgt der FOHE-Wärmeübertrager des konventionellen Kraftstoffsystems aufgrund des höheren

Massenstroms eine geringere spezifische Wärme als die der Wasserstoff-Kraftstoffsysteme. Zudem ermöglicht die deutlich höhere Dichte von Kerosin gegenüber gasförmigem Wasserstoff bei konstantem Flächen-zu-Massenstrom-Verhältnis niedrigere Strömungsgeschwindigkeiten, was zu geringeren Druckverluste führt. Unter diesen Abwägungen wird für den FOHE-Wärmeübertrager des Referenzkraftstoffsystems ein Druckverhältnis von 0,95 angenommen.

4.5.2 Wasserstoffkraftstoffsysteme

Sciatti et al. [39] haben einen Wärmeübertrager zwischen Wasserstoff und Stickstoff untersucht und ausgelegt. Im Vergleich zum PHC-Wärmeübertrager der Wasserstoff-Kraftstoffsysteme dieser Arbeit sind die Temperaturdifferenz der Fluidströme geringer und die übertragene spezifische Wärme höher. Das von Sciatti et al. ermittelte Druckverhältnis über den Wärmeübertrager von 0,988 stellt daher eine konservative Abschätzung der Druckverluste des PHC-Wärmeübertragers dar. Jedoch hat der ausgelegte Wärmeübertrager eine für den Wasserstoff-Massenstrom korrigierte Masse von 110,5 kg und ist damit inakzeptabel groß und schwer. Für den PHC-Wärmeübertrager der Wasserstoff-Kraftstoffsysteme wird ein Druckverhältnis von 0,98 angenommen.

Brewer [7] hat für einen Wasserstoff Wärmeübertrager mit dem Klimasystem Druckverluste von 2,14 kPa berechnet. Die vernachlässigbar geringen Druckverluste resultieren aus der geringen übertragenen Wärme bei moderater Temperaturdifferenz.

Brewer [7] hat Wärmeübertrager für ein Wasserstoff-Turbofantriebwerk für Schmalrumpfflugzeuge ausgelegt. Für den Wärmeübertrager mit dem Hauptölsystem hat Brewer ein Druckverhältnis von 0,984 von berechnet. Die Wärmeübertrager mit den Hauptölsystemen der Wasserstoff-Kraftstoffsysteme dieser Arbeit übertragen das Vierfache der spezifischen Wärme. Die Übertragung der höheren spezifischen Wärme erfordert zusätzliche Rohrreihen im Wärmeübertrager. Da der Druckverlust unterproportional mit der Anzahl an Reihen skaliert [23], erscheint ein Druckverhältnis über den Wärmeübertrager von 0,95 realisierbar. Da die Druckverluste des Wärmeübertragers mit dem Klimasystem vernachlässigbar sind, ergibt sich für beide Wärmeübertrager in Summe ein Druckverhältnis von $\pi_{FOHE} = 0,95$.

Sciatti et al. [39] haben einen Wärmeübertrager für die Verdampfung von Flüssigwasserstoff mit erwärmtem Wasserstoff ausgelegt. Sie haben Druckverluste von 5,74 Pa für die heiße Seite und 10,2 Pa für die kalte Seite berechnet. Die vernachlässigbar geringen Druckverluste resultieren aus der hohen Temperaturdifferenz der Wasserstoff-Massenströme und der vergleichsweise geringen übertragenen Wärme. Für das Wasserstoff-Kraftstoffsystem mit Verdampfer werden daher die Druckverhältnisse $\pi_{V,LP} = \pi_{V,HP} = 1$ angenommen.

4.6 Leitungs- und Injektordruckverluste

Die Leitungen der Kraftstoffsysteme verursachen Druckverluste infolge von Rohrreibung. Zudem erfordern die Injektoren eine minimale Druckdifferenz zwischen Kraftstoffzufuhr und Brennkammer, um eine adäquate Zerstäubung des Kraftstoffs zu gewährleisten.

4.6.1 Referenzkraftstoffsystem

Die Rohrreibungsverluste im Referenzkraftstoffsystem Δp_L

$$\Delta p_L = \lambda \frac{L}{D} \frac{\rho}{2} v^2 \quad (4.2)$$

werden mit der Darcy-Weisbach-Gleichung bestimmt. Hierbei werden der Rohrreibungswert $\lambda = 0,025$, die Leitungslänge $L = 0,5\text{ m}$, der Leitungsdurchmesser $D = 14\text{ mm}$, die Kraftstoffdichte $\rho = 760\text{ kg/m}^3$ und die Strömungsgeschwindigkeit $v = 10\text{ m/s}$ angenommen. Daraus resultiert der Druckverlust $\Delta p_L = 68\text{ kPa}$.

Mazaheri et al. [26] haben Drallinjektoren für Luftfahrtanwendungen mit einer Druckdifferenz von $\Delta p_{\text{inj}} = 300\text{ kPa}$ ausgelegt.

4.6.2 Wasserstoff-Kraftstoffsysteme

Die Rohrreibungsverluste der Wasserstoff-Kraftstoffsysteme werden mit der Darcy-Weisbach-Gleichung (Gleichung 4.2) bestimmt. Hierbei werden der Rohrreibungswert $\lambda = 0,02$, die Leitungslänge $L = 0,5\text{ m}$, der Leitungsdurchmesser $D = 92\text{ mm}$, die Kraftstoffdichte $\rho = 1,33\text{ kg/m}^3$ und die Strömungsgeschwindigkeit $v = 60\text{ m/s}$ angenommen. Daraus resultiert der Druckverlust $\Delta p_L = 260\text{ kPa}$.

Brewer [7] hat für ein Wasserkraftstoffsystem Injektor- und Leitungsdruckverluste von $p_{\text{inj}} = 168,9\text{ kPa}$ berechnet.

4.7 Parallel Wasserstoffverbrennung

Zunächst werden die Stoffdaten für das Idealgasmodell bestimmt. Die spezifischen isobaren Wärmekapazitäten der Gase werden jeweils bei der Referenztemperatur $T_{\text{ref}} = 298,15\text{ K}$ und Normdruck $101,325\text{ kPa}$ (bei Wasser beim Dampfdruck) mit dem Webtool für die Eigenschaften von Fluidsystemen des National Institute of Standards and Technology (NIST) bestimmt [30]. Die molaren Massen der Gase werden mit dem Webtool

für chemische Spezies des NIST bestimmt [29]. Der Massenanteil von Sauerstoff wurde ebenfalls der NIST Webseite entnommen [31]. Für Wasserstoff wird ein unterer Heizwert von $H_{u,H_2} = 119.960 \text{ kJ/kg}$ angenommen.

Um hohen Flammentemperaturen entgegenzuwirken, wird ein mageres Kraftstoff-Luft-Äquivalenzverhältnis $\phi_{\text{PHC}} = 0,25$ verwendet. Als Kompromiss zwischen Wärmeausbeute und Abmessungen/Gewicht des Wärmeübertragers wird eine minimale Temperaturdifferenz zwischen der Austrittstemperatur der Abgase der parallelen Wasserstoffverbrennung und dem eintretenden kalten Wasserstoffmassenstrom von $\Delta T_{\text{PHC}} = 20 \text{ K}$ angenommen.

4.8 Korrektur des Kraftstoffmassenstroms

Die erforderlichen Heizwerte bei den jeweiligen Referenztemperaturen werden aus GasTurb übernommen [14]. Scholz et al. [38] haben einen Wirkungsgrad der Leistungsentnahme der Hochdruckwelle einer modernen Fluggasturbine von $\eta_P = 74 \%$ berechnet.

4.9 Zusammenfassung

Die Parameter des Referenzkraftstoffsystems sind in Tabelle 4.3 gesammelt.

Tabelle 4.3: Parametrierung des Referenzkraftstoffsystems

Parameter	Einheit	Wert	Quelle
LPFP-Eintrittstemperatur	K	270	-
LPFP-Eintrittsdruck	kPa	180	[12]
FOHE-Wärme	kW	122	-
FOHE-Druckverhältnis	π_{FOHE}	0,95	-
IDG-FOHE Wärme	kW	5	[40]
LPFP-Austrittsdruck	kPa	930	-
isentroper Wirkungsgrad LPFP	η_{LPFP}	0,60	[47]
isentroper Wirkungsgrad HPFP	η_{HPFP}	0,73	[45]
HPFP-Massenstrom	kg/s	1,113	-
Brennkammer-Massenstrom	kg/s	0,31305	-
Leitungs-Druckverluste	kPa	68	-
Injektor-Druckverluste	kPa	300	[26]

Die Parametrierung der Wasserstoff-Kraftstoffsysteme ist in Tabelle 4.4 dokumentiert.

Tabelle 4.4: Parameter der Modellierungen der Wasserstoff-Kraftstoffsysteme

Alle Wasserstoff-Kraftstoffsysteme				
Parameter		Einheit	Wert	Quelle
isentroper Wirkungsgrad RV	η_{RV}	-	0,71	-
Kraftstoff-Eintrittsdruck	p_0	kPa	345	[7, 37]
Kraftstoff-Eintrittstemperatur	T_0	K	25,2	[7, 37]
PHCHE-Druckverhältnis	π_{PHC}	-	0,98	[39]
FOHE-Wärme	\dot{Q}_{FOHE}	kW	159	-
FOHE-Druckverhältnis	π_{FOHE}	-	0,95	[7]
Brennkammer-Massenstrom	$\dot{m}_{BK,0}$	kg/s	0,10998	-
Leitungs-Druckverluste	Δp_L	kPa	260	[7]
Injektor-Druckverluste	Δp_{inj}	kPa	168,9	[7]
Architektur mit Hochdruckpumpe				
Parameter		Einheit	Wert	Quelle
isentroper Wirkungsgrad HPFP	η_{HPFP}	-	0,154	[7]
Architektur mit Verdampfer				
Parameter		Einheit	Wert	Quelle
isentroper Wirkungsgrad HPFC	η_{HPFC}	-	0,71	-
Druckverhältnis LP-Verdampfer	$\pi_{V,LP}$	-	1	[39]
Druckverhältnis HP-Verdampfer	$\pi_{V,HP}$	-	1	[39]
Architektur mit Vormischung				
Parameter		Einheit	Wert	Quelle
isentroper Wirkungsgrad HPFC	η_{HPFC}	-	0,71	-

Für die Modellierung der parallelen Wasserstoffverbrennung sind zusätzlich die in Tabelle 4.5 geführten Parameter erforderlich.

Tabelle 4.5: Parameter der Modellierung der parallelen Wasserstoffverbrennung

Parameter		Einheit	Wert	Quelle
isobare Wärmekapazität Sauerstoff	c_{p,O_2}	kJ/(kg K)	0,91963	[30]
isobare Wärmekapazität Stickstoff	c_{p,N_2}	kJ/(kg K)	1,0413	[30]
isobare Wärmekapazität Wasserstoff	c_{p,H_2}	kJ/(kg K)	14,858	[30]
isobare Wärmekapazität Wasser	c_{p,H_2O}	kJ/(kg K)	1,9118	[30]
molare Masse Sauerstoff	M_{R,O_2}	g/mol	31,9988	[29]
molare Masse Wasserstoff	M_{R,H_2}	g/mol	2,01588	[29]
molare Masse Wasser	M_{R,H_2O}	g/mol	18,0153	[29]
Äquivalenzverhältnis	ϕ_{PHC}	-	0,25	-
Sauerstoffmassenanteil	w_{L,O_2}	-	0,231781	[31]
unterer Heizwert Wasserstoff	H_{u,H_2}	kJ/kg	119,960	-
Referenztemperatur	T_{ref}	K	298,15	-
Zapflufttemperatur	T_Z	K	272,63	-
Umgebungslufttemperatur	T_U	K	218,81	-
Wirkungsgrad Niederdruckwelle	η_1	-	0,997	[2]
Wärmeübertrager Temperaturdifferenz	ΔT_{PHC}	K	20	-

Die für die Korrektur des Kraftstoffmassenstroms notwendigen Parameter sind in Tabelle 4.6 angegeben.

Tabelle 4.6: Parameter für die Korrektur des Kraftstoffmassenstroms

Parameter		Einheit	Wert	Quelle
unterer Heizwert Wasserstoff	H_{u,H_2}	kJ/kg	117.240	-
Referenztemperatur H ₂	T_{ref,H_2}	K	250	-
unterer Heizwert Jet-A	$H_{u,Jet-A}$	kJ/kg	42.800	-
Referenztemperatur Jet-A	$T_{ref,Jet-A}$	K	288,15	-
Wirkungsgrad Leistungsentnahme	η_P	-	0,74	[38]

4.10 Brennkammereintrittsbedingungen

Im Folgenden werden die abhängigen Variablen, also die Brennkammer-Eintrittsbedingungen der Kraftstoffsysteme, erläutert. Zunächst wird der Brennkammer-Eintrittsdruck der Kraftstoffsysteme berechnet. Anschließend wird die zulässige Brennkammer-Eintrittstemperatur für das Referenzkraftstoffsystem bestimmt. Zuletzt werden denkbare Wertebereiche für die Betrachtung der Brennkammer- und Wärmeübertrager-Eintrittstemperaturen der Wasserstoff-Kraftstoffsysteme in einer Parameterstudie bestimmt.

4.10.1 Brennkammereintrittsdruck

Da das Injektordruckverhältnis in der Modellierung berücksichtigt wird, entspricht der erforderliche Brennkammereintrittsdruck des Kraftstoffs, dem Brennkammerdruck im Reiseflug. Der Brennkammer-Eintrittsdruck beträgt somit für alle Kraftstoffsysteme $p_{BK} = 1330 \text{ kPa}$.

4.10.2 Brennkammer-Eintrittstemperatur Referenzkraftstoffsystem

Für das Referenzkraftstoffsystem gilt, dass zur Reduzierung der Brennkammer-Eintrittstemperatur eine größere Menge an Kraftstoff in die Kraftstofftanks rückgeführt wird. Um den rückgeführten Kraftstoff zu ersetzen fördert die Niederdruckpumpe einen höheren Kraftstoffmassenstrom, was ihren Leistungsbedarf steigert. Zudem wird aufgrund der geringeren spezifischen Enthalpie ein größerer Kraftstoffmassenstrom benötigt. Aus diesen Gründen wird eine möglichst hohe Brennkammer-Eintrittstemperatur gewählt.

Der Brennkammer-Eintrittstemperatur ist jedoch durch die maximale Öltemperatur eine technische Obergrenze gesetzt. Der Kraftstoff kann nur bis zu der maximalen Öltemperatur abzüglich der Annäherungstemperatur des Wärmeübertragers erhitzt werden. Bei dem PW1133G Triebwerk beträgt die maximale Öltemperatur im Reiseflug 419,15 K [10]. Bei einer angenommenen Annäherungstemperatur zuzüglich Kontingenzo von 20 K beträgt die maximal zulässige Brennkammer-Eintrittstemperatur somit $T_{BK} = 399,15 \text{ K}$.

4.10.3 Temperaturen Wasserstoff-Kraftstoffsysteme

Das EnableH2 Projekt [35] sowie Brewer [7] gehen von Brennkammer-Eintrittstemperaturen von über 650 K aus. Diese hohen Temperaturen erreichen die Autoren insbesondere durch den Einsatz von Wärmerückgewinnung aus dem Abgas des Kerntriebwerks. Die Autoren des CRYOPLANE Berichts [37] und der Joint Cryogenic Engine Study [43] halten Wasserstofftemperaturen von 150 K für ausreichend. Tacconi et al. [44] haben für ihre Betrachtung eines Wasserstoff-Kraftstoffsystems eine minimale akzeptable Temperatur von 273,15 K angenommen, um Probleme infolge von Vereisung in der Brennkammer zu vermeiden. Aufgrund der breiten Palette an Vorschlägen für Brennkammer-Eintrittstemperaturen für Wasserstoff-Kraftstoffsysteme wird diese Variable in der Parameterstudie in einem Wertebereich zwischen 150 und 500 K untersucht. Für den Vergleich mit dem Referenzkraftstoffsystem wird ein Wert von 300 K verwendet.

Ähnliches gilt für die Wärmeübertrager-Eintrittstemperatur. Um Vereisungen in den Öl- und Luftwärmeübertragern zu vermeiden, wird eine minimale Eintrittstemperatur gewahrt. Wärmeübertrager-Eintrittstemperaturen oberhalb des Gefrierpunkts von Wasser sind jedoch nicht sinnvoll, da dort keine Vereisungsgefahr mehr besteht und eine weitere Erhöhung der Temperatur lediglich den rezirkulierten Massenstrom erhöhen

würde. Der Wärmeübertrager-Eintrittstemperatur ist jedoch durch die Brennkammer-Eintrittstemperatur eine weitere Obergrenze gesetzt. Damit exzessive rezirkulierte Massenströme vermieden werden, wird stets eine Wärmeübertrager-Eintrittstemperatur gewählt, die mindestens 20 K unter der Brennkammer-Eintrittstemperatur liegt. Die Wärmeübertrager-Eintrittstemperatur wird im Rahmen der Parameterstudie in einem Wertebereich zwischen 100 und 280 K untersucht. Für den Vergleich mit dem Referenzkraftstoffsystem wird ein Wert von 160 K verwendet.

5 Ergebnisse

In diesem Kapitel werden mit der vorgeschlagenen Modellierung von Kraftstoffsystemen für Fluggastturbinen berechnete Ergebnisse analysiert. Dabei steht insbesondere die Frage im Fokus, ob die Modellierung den Leistungs- und Wärmebedarf der Kraftstoffsysteme akkurat vorhersagen kann. Zunächst wird in einer Sensitivitätsanalyse die Auswirkung von Unsicherheiten der in Kapitel 4 bestimmten Parametern auf das Modellverhalten untersucht. Danach wird die Methodik dieser Arbeit daher mit Daten aus der Literatur validiert. Anschließend wird im Rahmen einer Parameterstudie analysiert, wie sich die Eintrittstemperaturen des Kraftstoffs in den Wärmeübertrager und die Brennkammer auf die Modellierungen der Wasserstoff-Kraftstoffsysteme auswirkt. Abschließend erfolgt ein Vergleich des Betriebsmittelbedarfs der H₂-Kraftstoffsysteme untereinander und mit dem Referenzkraftstoffsystem anhand eines ausgewählten Betriebspunkts.

5.1 Sensitivitätsanalyse

Im Folgenden wird eine Sensitivitätsanalyse durchgeführt und ausgewertet, um die für das Modellverhalten maßgeblichen Parameter zu identifizieren. Zunächst werden hierfür die Unsicherheiten der Parameter geschätzt. Anschließend werden die mit Unsicherheit behafteten Parameter in die Modellierungen der Kraftstoffsysteme eingesetzt, um die Abweichungen Leistungsbedarfe zu berechnen.

5.1.1 Bestimmung der Schrittweiten

Da die statistische Verteilung der Parameterwerte nicht bekannt ist, werden die Schrittweiten für die Variation der Parameter geschätzt. Die Schrittweiten werden so gewählt, dass die Abweichung der Pumpenleistung des H₂-Kraftstoffsystems mit Verdampfer stets ein positives Vorzeichen aufweist.

Der Austrittsdruck der Niederdruckpumpe p_{LPFP} des kerosinbetriebenen Kraftstoffsystems ist stets höher als der Öldruck im Wärmeübertrager des Hauptölsystems und somit von diesem abhängig. Der Öldruck ist eine Funktion der Druckverlust des Ölsystems. Aus diesem Grund wird eine moderate Schrittweite von -10% gewählt.

Da die Druckverluste von Wärmeübertragern und Leitungen ein Auslegungsziel darstellen, sind sie nicht direkt mit Unsicherheit behaftet. Jedoch können abweichende Anforderungen an das Gewicht dieser Komponenten eine Aufweichung der Auslegungsziele erfordern. Um diesen Effekt zu berücksichtigen werden der Leistungsdruckverlust Δp_L und die Druckverluste $1 - \pi_i$ der Wärmeübertrager mit einer Schrittweite von $+20\%$ variiert.

Die Druckverluste des Verdampfers $1 - \pi_{V,i}$ werden in der Modellierung des Kraftstoffsystems vernachlässigt. Da auf der Hochdruckseite zwar geringe, jedoch im Verhältnis zur Niederdruckseite höhere Druckverluste zu erwarten sind (Siehe Kapitel 4), werden absolute Schrittweiten von +0,01 auf der Hochdruckseite und +0,005 auf der Niederdruckseite verwendet.

Die Unsicherheiten der Wirkungsgrade von Pumpen und Verdichtern η , der verfügbaren Abwärme \dot{Q}_{FOHE} und den Injektor-Druckverlusten Δp_{inj} werden als gering eingeschätzt. Aus diesem Grund wird für diese Parameter eine Schrittweite von $\pm 5\%$ ausgewählt.

5.1.2 Auswertung der Sensitivitätsanalyse

Auf Basis der zuvor bestimmten Schrittweiten wird im Folgenden die Sensitivität der Kraftstoffsysteme untersucht und ausgewertet. Zunächst werden die Ergebnisse der Modellierung des H₂-Kraftstoffsystems mit Verdampfer präsentiert. Daraufhin werden die Ergebnisse der Sensitivitätsanalysen der H₂-Kraftstoffsysteme miteinander verglichen. Abschließend werden die Ergebnisse der Sensitivitätsanalyse für das kerosinbetriebene Kraftstoffsystem diskutiert.

Die Ergebnisse der Sensitivitätsanalyse für das H₂-Kraftstoffsystem mit Verdampfer sind in Tabelle 5.4 dargestellt.

Tabelle 5.1: Sensitivitätsanalyse des H₂-Kraftstoffsystems mit Verdampfer

Parameter	Einheit	Schrittweite	Schrittweite [%]	$\Delta \sum P_i$ [%]
Δp_L	kPa	+52,0	+20,0	+5,39
$1 - \pi_{FOHE}$	-	+0,010	+20,0	+1,98
$1 - \pi_{PHC}$	-	+0,004	+20,0	+0,768
η_{HPFC}	-	-0,0355	-5,00	+2,68
η_{RV}	-	-0,0355	-5,00	+1,71
\dot{Q}_{FOHE}	kW	-7,95	-5,00	+0,0541
Δp_{inj}	kPa	+8,45	+5,00	+0,0829
$1 - \pi_{V,HP}$	-	+0,010	-	+1,88
$1 - \pi_{V,LP}$	-	+0,005	-	+0,202

Mit einem Anstieg der Leistungen um +5,39 % hat die Erhöhung der Leitungs-Druckverluste bei Weitem die größte Auswirkung auf die Modellierung des H₂-Kraftstoffsystems mit Verdampfer. Die Reduktionen der Wirkungsgrade der Verdichter haben mit +2,68 % (Hochdruckverdichter) beziehungsweise +1,71 % (Rezirkulationsverdichter) nur eine moderate Auswirkung auf die Verdichterleistungen.

Die Erhöhungen der Druckverluste des Ölsystem-Wärmeübertragers und der Hochdruckseite des Verdampfers führen mit 1,98 % und 1,88 % ebenfalls zu moderaten anstiegen der Leistungen. Hingegen hat der Anstieg der Druckverluste des PHC-Wärmeübertragers und der Niederdruckseite des Verdampfers nur geringen Einfluss auf die Leistungen.

Ein Anstieg der Injektor-Druckverluste hat nur geringe Auswirkungen auf die Verdichter-Leistungen.

Die Tabellen 5.2 und 5.3 zeigen die Ergebnisse der Sensitivitätsanalysen für die H₂-Kraftstoffsysteme mit Hochdruckpumpe und Vormischung.

Tabelle 5.2: Sensitivitätsanalyse des H₂-Kraftstoffsystems mit Pumpe

Parameter	Einheit	Schrittweite	Schrittweite [%]	$\Delta \sum P_i$ [%]
Δp_L	kPa	+52,0	+20,0	+8,19
$1 - \pi_{FOHE}$	-	+0,010	+20,0	+3,01
$1 - \pi_{PHC}$	-	+0,004	+20,0	+1,17
η_{HPFP}	-	-0,0077	-5,00	+1,41
η_{RV}	-	-0,0355	-5,00	+2,96
\dot{Q}_{FOHE}	kW	-7,95	-5,00	+0,055
Δp_{inj}	kPa	+8,45	+5,00	-0,0523

Tabelle 5.3: Sensitivitätsanalyse des H₂-Kraftstoffsystems mit Vormischung

Parameter	Einheit	Schrittweite	Schrittweite [%]	$\Delta \sum P_i$ [%]
Δp_L	kPa	+52,0	+20,0	+5,38
$1 - \pi_{FOHE}$	-	+0,010	+20,0	+1,97
$1 - \pi_{PHC}$	-	+0,004	+20,0	+0,766
η_{HPFC}	-	-0,0355	-5,00	+2,68
η_{RV}	-	-0,0355	-5,00	+1,70
\dot{Q}_{FOHE}	kW	-7,95	-5,00	+0,0551
Δp_{inj}	kPa	+8,45	+5,00	+0,0838

Die H₂-Kraftstoffsysteme weisen nur geringfügige Unterschiede in ihren Sensitivitäten auf. Das H₂-Kraftstoffsystem mit Hochdruckpumpe zeigt mit +8,19 % eine besonders hohe Sensitivität gegenüber Variationen der Leitungs-Druckverluste. Auch Änderungen der Druckverluste in den Wärmeübertragern haben einen stärkeren Einfluss auf dieses System. Die Ergebnisse des H₂-Kraftstoffsystems mit Vormischung weichen nur minimal von denen des H₂-Kraftstoffsystems mit Verdampfer ab.

Die Ergebnisse der Sensitivitätsanalyse für das kerosinbetriebene Kraftstoffsystem sind in Tabelle 5.4 zusammengefasst.

Tabelle 5.4: Sensitivitätsanalyse des kerosinbetriebenen Kraftstoffsystems

Parameter	Einheit	Schrittweite	Schrittweite [%]	$\Delta \sum P_i$ [%]
p_{LPFP}	-	-93,0	-10,0	+4,38
Δp_L	kPa	+13,6	+20,0	+1,21
$1 - \pi_{FOHE}$	-	+0,010	+20,0	+0,828
η_{HPFP}	-	-0,0365	-5,00	+3,81
η_{LPFP}	-	-0,030	-5,00	+1,48
\dot{Q}_{FOHE}	kW	-6,35	-5,20	-1,36
Δp_{inj}	kPa	+30,0	+10,0	+2,67

Zwar führt der verringerte Austrittsdruck zu einer geringeren Leistung der Niederdruckpumpe, jedoch steigt hierdurch das Druckverhältnis und die Leistung der Hochdruckpumpe. Die Auswirkungen auf die Hochdruckpumpe überwiegen, was zu einem Anstieg des Leistungsbedarfs um 4,38 % führt – der größten Abweichung unter allen Parametern.

Eine Verringerung des Wirkungsgrads der Hochdruckpumpe hat einen um 3,81 % höheren Leistungsbedarf zur Folge. Aufgrund des geringeren Leistungsbedarfs der Niederdruckpumpe hat die Variation ihres Wirkungsgrads mit 1,48 % eine geringere Auswirkung.

Eine Steigerung der Injektor-Druckverluste führt zu einem um 2,67 % höheren Leistungsbedarf der Pumpen. Im Vergleich haben die Variation der Leitungs- und Wärmeübertrager-Druckverluste einen geringen Einfluss auf den Leistungsbedarf.

Die Verringerung der Abwärme führt zu einem geringeren Massenstrom durch die Niederdruckpumpe und somit zu einer um 1,36 % verringerten Pumpenleistung.

5.2 Validierung

Zur Validierung der Methodik dieser Arbeit wird das Wasserstoff-Kraftstoffsystem mit Pumpe angepasst und parametriert, um das von Brewer [7] vorgeschlagene Kraftstoffsystem nachzuempfinden.

Dabei werden folgende Modifikationen an der Modellierung vorgenommen: Die Druckverluste im rezirkulierten Kraftstoffstrom werden vernachlässigt, da das Kraftstoffsystem nach Brewer keinen Rezirkulationsverdichter vorsieht. Der Kraftstoffmassenstrom wird nicht an die Brennkammer-Eintrittstemperatur angepasst und eine parallele Wasserstoffverbrennung ist nicht vorgesehen. Zudem bleibt der Wärmeeintrag des von Brewer vorgeschlagenen Rekuperators unberücksichtigt, da sich dieser Wärmeübertrager Stromabwärts der Entnahmestelle des rezirkulierten Kraftstoffs befindet - eine Konfiguration, die von der Modellierung dieser Arbeit abweicht. Um dennoch eine Vergleichbarkeit der Pumpenleistung zu gewährleisten, wird der Druckverlust dieses Wärmeübertragers zu den Druckverlusten der Injektoren addiert.

Ein weiterer Unterschied liegt in der Modellierung des Kraftstoffs: Während in dieser Arbeit Parawasserstoff verwendet wird, basieren Brewers Berechnungen auf Normalwasserstoff. Dies macht eine Anpassung der Modellparameter des Wasserstoff-Stoffmodels erforderlich. Tabelle 5.5 zeigt die weiteren Änderungen der Parameter und Variablen gegenüber dem ursprünglichen Wasserstoff-Kraftstoffsystem mit Pumpe.

Tabelle 5.5: Veränderte Parameter der Validierung

Parameter		Einheit	Wert
FOHE Druckverhältnis	π_{FOHE}	-	1
Brennkammer-Massenstrom	\dot{m}_{BK}	kg/s	0,166
Leitungsdrukverluste	Δp_r	kPa	30
Injektordruckverluste	Δp_{inj}	kPa	214,4
Brennkammer-Eintrittsdruck	p_{BK}	kPa	1516,2
Brennkammer-Eintrittstemperatur	T_{BK}	K	264
Wärmeübertrager-Eintrittstemperatur	T_w	K	200

Tabelle 5.6 zeigt die von Brewer berechneten Werte und die mit der beschriebenen Methodik berechneten Werte.

Tabelle 5.6: Validierung der Methodik

Variable		Einheit	Brewer [7]	Diese Arbeit
Pumpenleistung	P_{HPFP}	kW	23,9	23,4
Wärme	\dot{Q}	kW	542,7	539,8
Rezirkulierter Massenstrom	\dot{m}_R	kg/s	0,377	0,439
Pumpen-Austrittstemperatur	$T_{2,\text{HPFP}}$	K	50	33,1

Die Werte für die Pumpenleistung und den Wärmebedarf stimmen weitgehend mit den Berechnungen von Brewer überein. Allerdings berechnet Brewers einen um 14 % geringeren rezirkulierten Massenstrom, was auf die um 16,9 K höhere Pumpen-Austrittstemperatur mit seinem Modell zurückzuführen ist. Um den Ursprung dieser Abweichung zu identifizieren, wird die Energiebilanz verwendet. Die Energiebilanz um die Hochdruckpumpe des Brewer-Konzepts

$$\Delta \dot{E}_{\text{HPFP}} = \dot{m}_{\text{BK}}(h(T_0, p_0) - h(T_{\text{HPFP}}, p_{\text{HPFP}})) + P_{\text{HPFP}} \quad (5.1)$$

weist ein Residuum von $\Delta \dot{E}_{\text{HPFP}} = -79,9 \text{ kW}$ auf. Ähnliche Energiebilanzen für die Wasserstoffmischung und die Wärmeübertrager ergeben Residuen von $\Delta \dot{E}_{\text{mix}} = 25,3 \text{ kW}$ und $\Delta \dot{E}_w = 57,2 \text{ kW}$. Da das Residuum der Energiebilanz des gesamten Kraftstoffsystems mit $\Delta \dot{E} = 2,3 \text{ kW}$ gering ist, erscheint ein Fehlerursprung im verwendeten Stoffmodell als unwahrscheinlich. Die Abweichungen auf Komponenten-Ebene könnten durch einen nicht dokumentierten Wärmeübertrager zwischen flüssigem und verdampften Wasserstoff erklärt werden. Aufgrund dieser Problematik ist eine belastbare Validierung der Methodik dieser Arbeit nicht möglich.

5.3 Parameterstudie

Um die Wechselwirkung zwischen Wärmeübertrager- und Brennkammer-Eintrittstemperatur auf die Betriebsmittelbedarfe der Wasserstoff-Kraftstoffsysteme zu untersu-

chen wird eine zweidimensionale Parameterstudie durchgeführt. Die Parameter und Konfiguration der Wasserstoff-Kraftstoffsysteme werden über den untersuchten Bereich als konstant angenommen. Da sich die Wasserstoff-Kraftstoffsysteme untereinander in ihrem Verhalten weitgehend ähneln, werden die Ergebnisse zunächst für die Architektur mit Hochdruckpumpe gezeigt. Anschließend werden die Unterschiede zwischen den Architekturen im Detail betrachtet.

5.3.1 Architektur mit Hochdruckpumpe

Abbildung 5.1 zeigt den mechanischen Leistungsbedarf des Wasserstoff-Kraftstoffsystems mit Pumpe für den untersuchten Temperaturbereich.

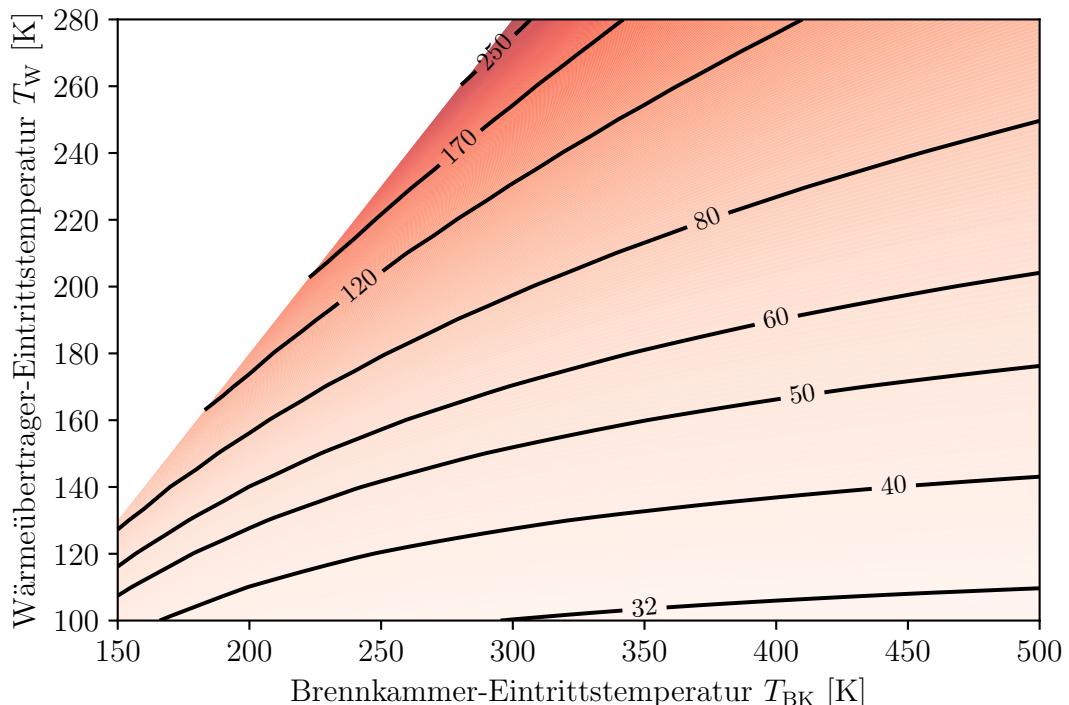


Abbildung 5.1: Leistungsbedarf Wasserstoff-Kraftstoffsystem mit Pumpe [kW]

Der Gesamtleistungsbedarf steigt mit zunehmender Wärmeübertrager-Eintrittstemperatur, da die geringe Differenz zur Brennkammer-Eintrittstemperatur eine verstärkte Kraftstoffrezirkulation erfordert, was die Leistung des Rezirkulationsverdichters erhöht. Zwar führen höhere Brennkammer-Eintrittstemperaturen zu einer Zunahme der spezifischen Arbeit des Rezirkulationsverdichters, jedoch wird dieser Effekt durch den aufgrund der erhöhten Temperaturdifferenz reduzierten rezirkulierten Massenstrom mehr als ausgeglichen. Die Leistung der Hochdruckpumpe ist hingegen unabhängig von den Eintrittstemperaturen (Abbildung 5.2).

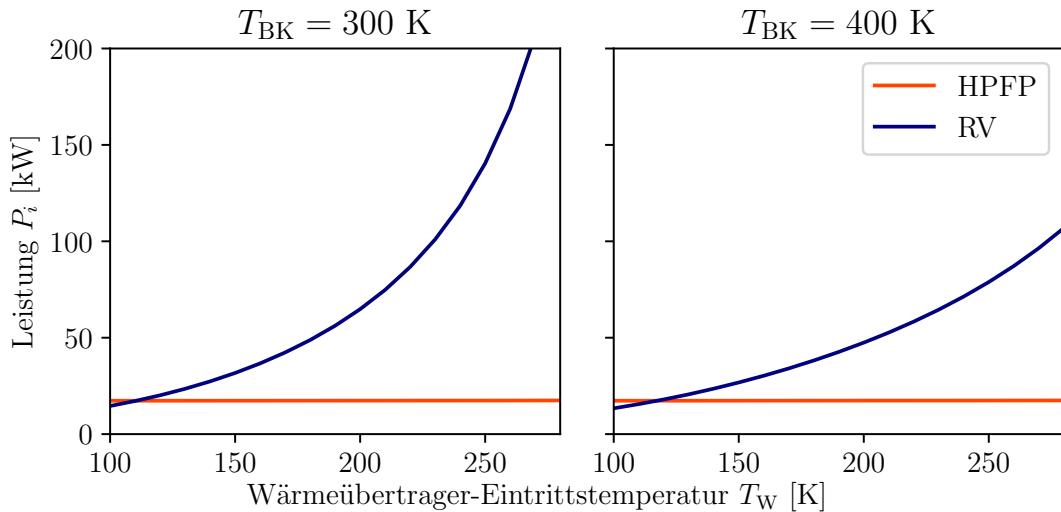


Abbildung 5.2: Leistungsaufteilung Architektur mit Pumpe

Der Wärmebedarf ist insbesondere mit der Brennkammer-Eintrittstemperatur korreliert. Da die Leistung des Rezirkulationsverdichters mit steigender Wärmeübertrager-Eintrittstemperatur beziehungsweise geringer Differenz der Eintrittstemperaturen zunimmt, liegt in diesem Fall ein verringelter Wärmebedarf vor. Dieses Verhalten ist in Abbildung 5.3 dargestellt.

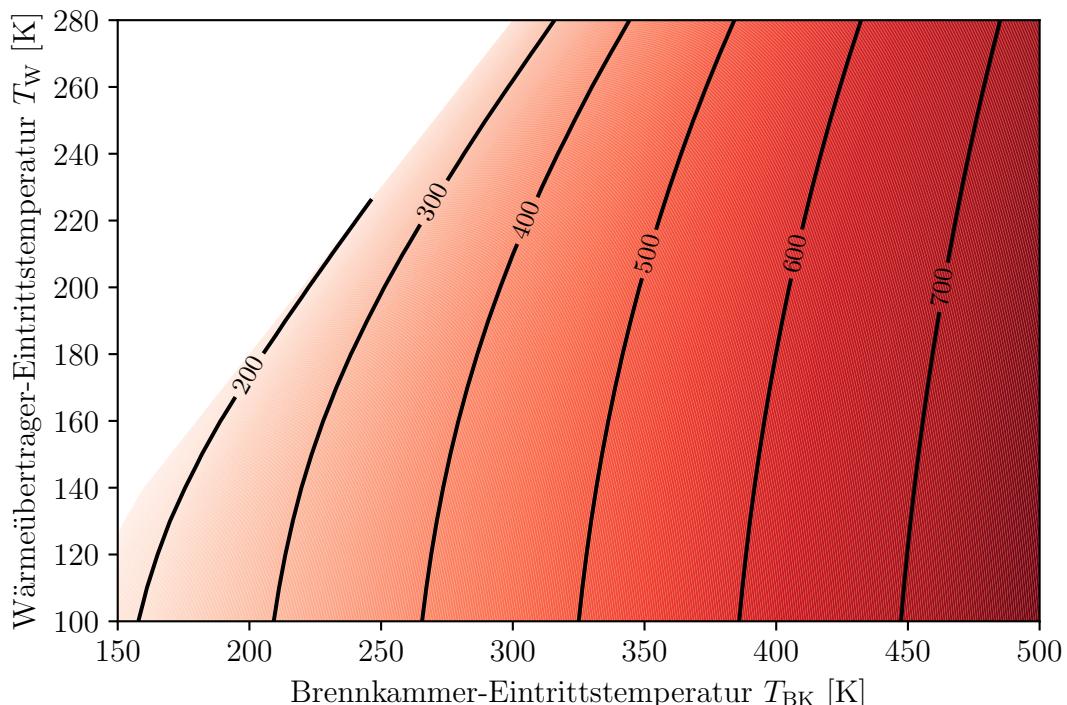


Abbildung 5.3: Wärmebedarf Wasserstoff-Kraftstoffsystem mit Pumpe [kW]

Abbildung 5.4 zeigt den Kraftstoffverbrauch des Triebwerks mit dem Kraftstoffsystem mit Pumpe für die unterschiedlichen Eintrittstemperaturen.

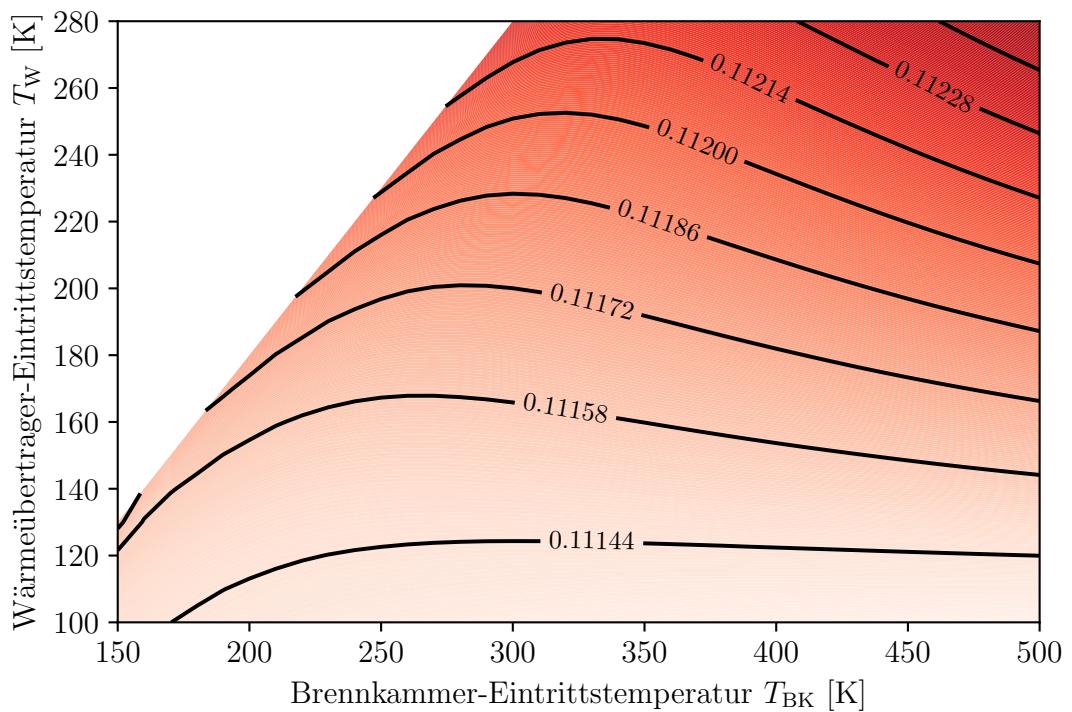


Abbildung 5.4: Kraftstoffverbrauch Wasserstoff-Kraftstoffsystem mit Pumpe [kg/s]

Die Leistung des Rezirkulationsverdichters bei hohen Wärmeübertrager-Eintrittstemperaturen verringert den Gesamtwirkungsgrad des Triebwerks. Im Gegensatz dazu hat die Brennkammer-Eintrittstemperatur einen geringeren Einfluss auf den Verbrauch.

5.3.2 Vergleich der Wasserstoff-Kraftstoffsysteme

Im Folgenden werden die Ergebnisse der Parameterstudie für die verschiedenen Wasserstoff-Kraftstoffsysteme miteinander verglichen. Abbildung 5.5 zeigt den Leistungsbedarf der Kraftstoffsysteme in Abhängigkeit der Wärmeübertrager-Eintrittstemperatur für zwei verschiedene Brennkammer-Eintrittstemperaturen.

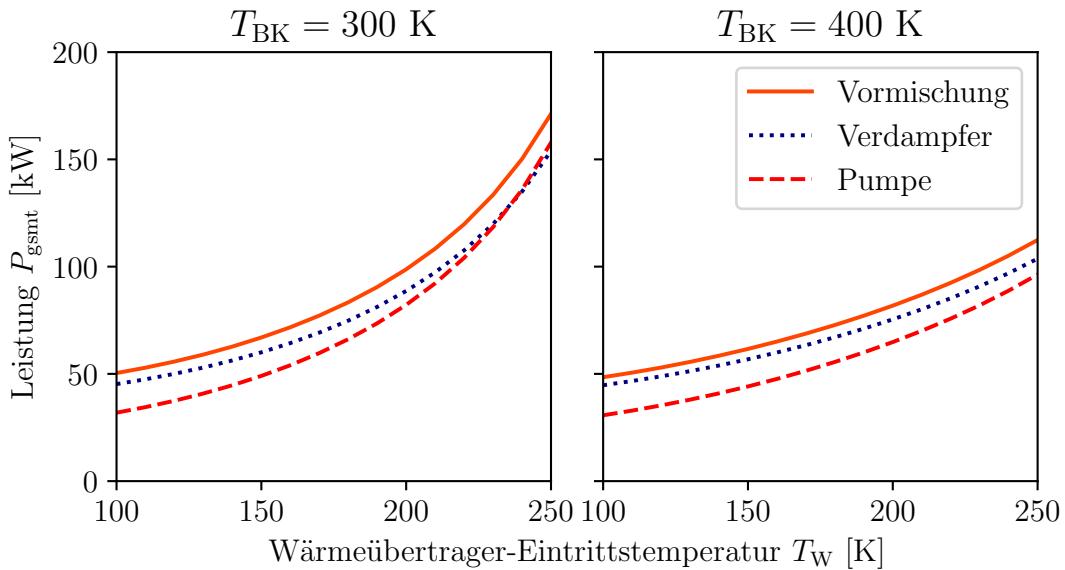
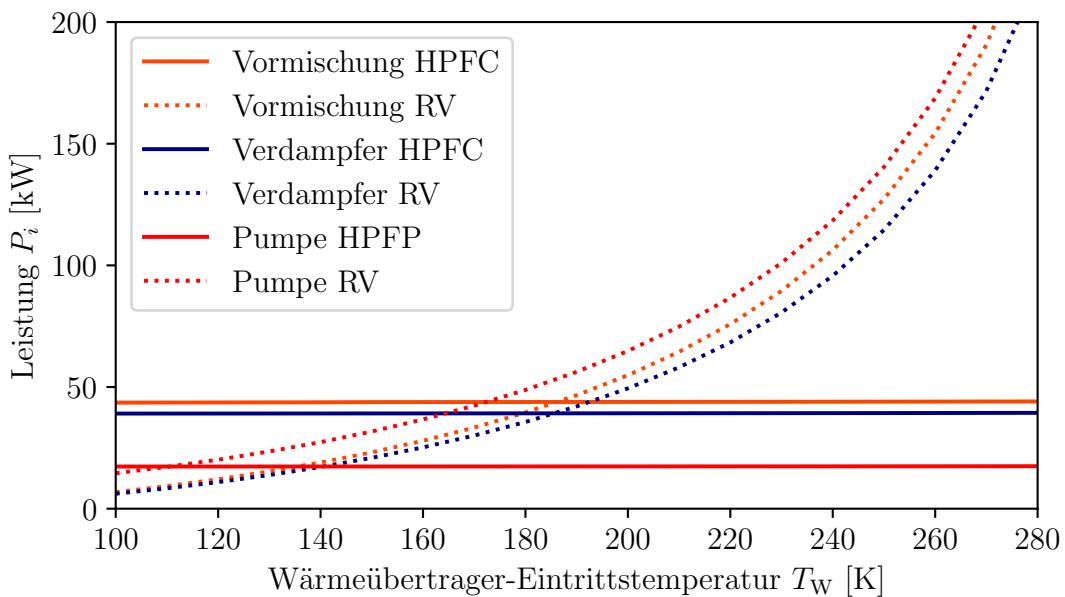


Abbildung 5.5: Leistungsbedarf Wasserstoff-Kraftstoffsysteme

Aufgrund der höheren spezifischen Arbeit der Verdichtung im gasförmigen Zustand weisen beide Verdichterarchitekturen im Vergleich zur Pumpenarchitektur einen erhöhten Leistungsbedarf auf. Da die Verdichter des Kraftstoffsystems mit Vormischung bei identischer spezifischer Arbeit einen größeren Massenstrom fördern als die Verdichter der Architektur mit Verdampfer, hat das Kraftstoffsystem mit Vormischung einen höheren Leistungsbedarf. Dieser Effekt wird bei höheren Brennkammer-Eintrittstemperaturen abgeschwächt, da die Verdampfung in diesem Fall einen geringeren Massenstrom erfordert. Abbildung 5.6 zeigt den Einfluss der Wärmeübertrager-Eintrittstemperatur auf die Komponenten-Leistungen.

Abbildung 5.6: Leistungsaufteilung Vergleich [$T_{BK} = 300$ K]

Analog zur Architektur mit Pumpe hat die Wärmeübertrager-Eintrittstemperatur bei

den Verdichterarchitekturen keinen Einfluss auf die Leistung des Hochdruckverdichters. Da die Verdichterarchitekturen im Vergleich zur Pumpenarchitektur einen geringeren Rezirkulationsmassenstrom aufweisen, fällt auch die Leistung des Rezirkulationsverdichters geringer aus. Abbildung 5.7 zeigt den Einfluss der Brennkammer-Eintrittstemperatur auf die Komponenten-Leistungen.

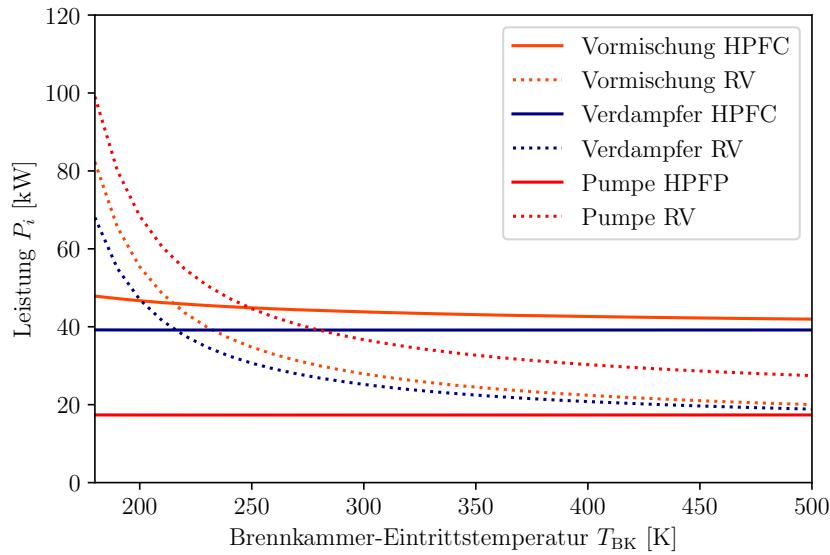


Abbildung 5.7: Leistungsaufteilung Vergleich [$T_W = 160$ K]

Der Trend sinkender Leistung des Rezirkulationsverdichters bei höherer Differenz der Eintrittstemperaturen setzt sich auch bei den Verdichterarchitekturen fort. Im Gegensatz zu den anderen Architekturen führen steigende Brennkammer-Eintrittstemperaturen bei der Architektur mit Vormischung jedoch zu einer geringfügigen Reduzierung der Leistung des Hochdruckverdichters. Dies ist auf den geringeren erforderlichen Massenstrom für die Verdampfung zurückzuführen.

Abbildung 5.8 gibt einen Überblick der Leistungsanteile der Wasserstoff-Kraftstoffsysteme. In der linken Spalte sind die Leistungsanteile in Abhängigkeit der Brennkammereintritts-Temperatur bei konstanter Wärmeübertrager-Eintrittstemperatur dargestellt. Die mittlere Spalte zeigt die Leistungsanteile in Abhängigkeit der Brennkammer-Eintrittstemperatur, aber mit konstanter Temperaturdifferenz. Die rechte Spalte zeigt die Leistungsanteile in Abhängigkeit der Wärmeübertrager-Temperatur bei konstanter Brennkammereintritts-Eintrittstemperatur.

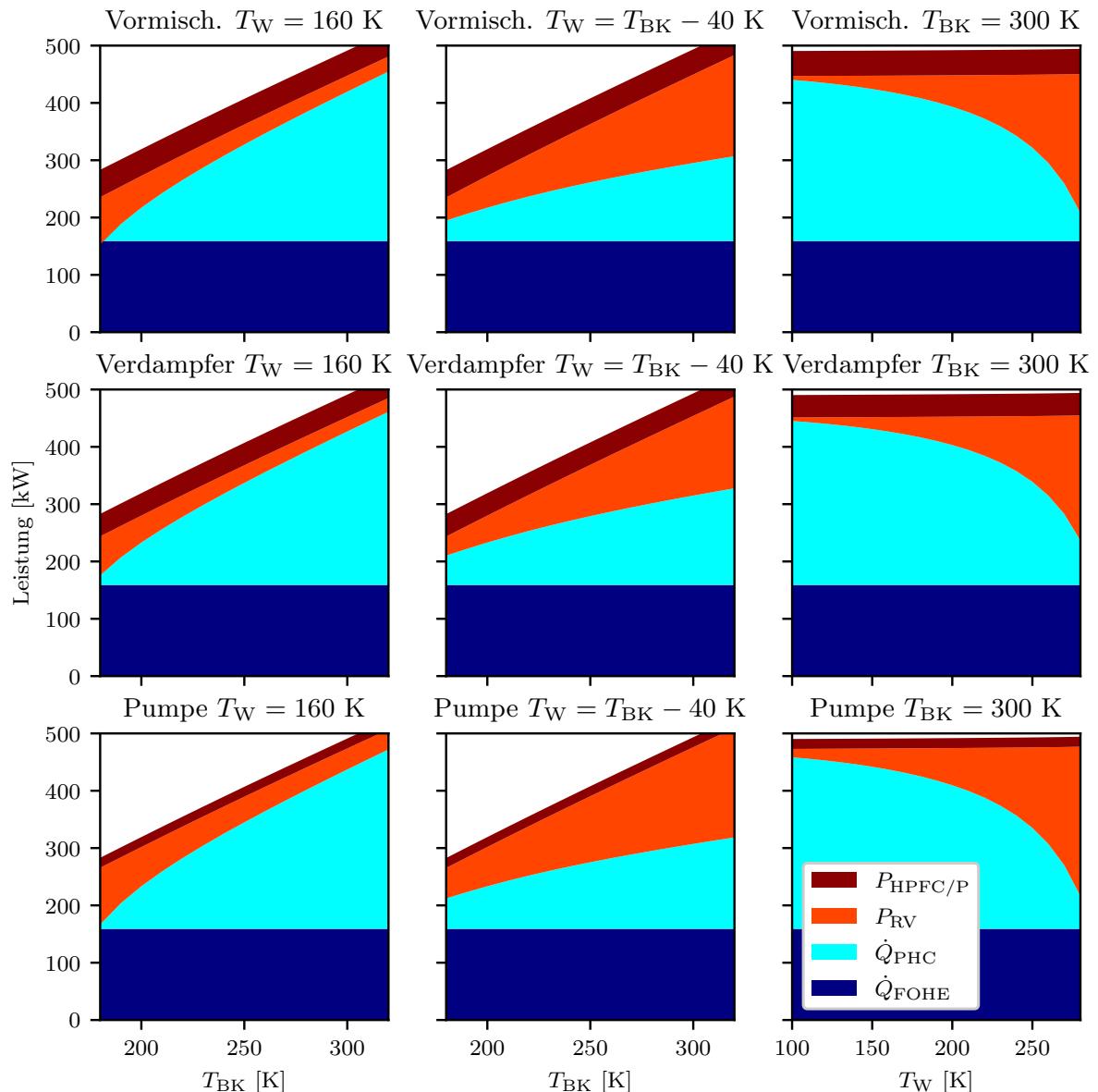


Abbildung 5.8: Stapeldiagramme der Leistungsanteile

Diese Abbildung verdeutlicht den Einfluss der Differenz der Eintrittstemperaturen. Bei einer konstanten Temperaturdifferenz von $T_{BK} - T_W = 40 \text{ K}$ (mittlere Spalte) liegen die Leistung des Rezirkulationsverdichters P_{RV} und die Wärme der parallelen Wasserstoffverbrennung \dot{Q}_{PHC} über die untersuchten Brennkammer-Eintrittstemperaturen betragsmäßig in einem ähnlichen Bereich. Im Gegensatz dazu nimmt bei konstanter Brennkammer-Eintrittstemperatur der Leistungsanteil des Rezirkulationsverdichters mit steigender Wärmeübertrager-Eintrittstemperatur zu (rechte Spalte).

Eine direkte Empfehlung spezifischer Eintrittstemperaturen lässt sich aus diesen Daten nicht ableiten. Grundsätzlich gilt, dass eine möglichst niedrige hinnehmbare Wärmeübertrager-Eintrittstemperatur den Kraftstoffverbrauch reduziert. Für die Brennkammer-Eintrittstemperatur lässt sich hingegen keine eindeutige Aussage treffen, sodass sie in Abhängigkeit von der Wärmeübertrager-Eintrittstemperatur gewählt werden

sollte.

5.4 Vergleich mit dem Referenzmodell

Im Folgenden werden die Wasserstoff-Kraftstoffsysteme mit dem Referenzkraftstoffsystem verglichen. Abbildung 5.9 zeigt den Betriebsmittelbedarf der verschiedenen Kraftstoffsysteme. Für die Wasserstoff-Kraftstoffsysteme gilt eine Brennkammer-Eintrittstemperatur von $T_{BK} = 300\text{ K}$ und eine Wärmeübertrager-Eintrittstemperatur von $T_W = 160\text{ K}$.

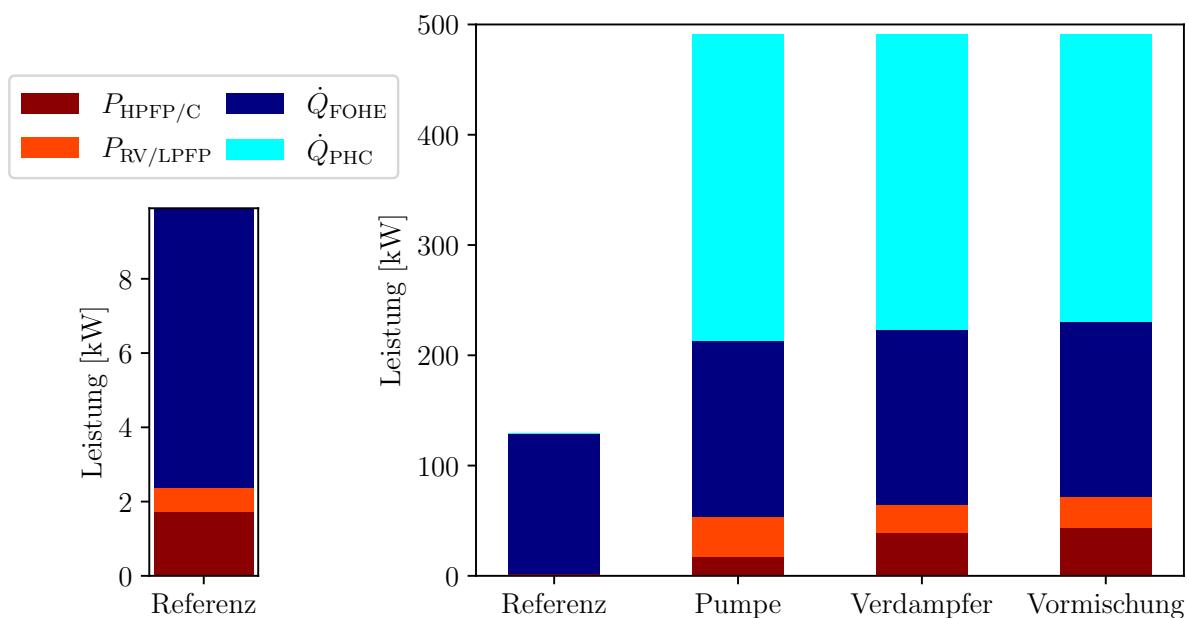


Abbildung 5.9: Betriebsmittelbedarf der Kraftstoffsysteme

Der Betriebsmittelbedarf der Wasserstoff-Kraftstoffsysteme übersteigt den Bedarf des Referenzkraftstoffsystems um einen Faktor von drei. Im Vergleich zum Referenzkraftstoffsystem erfordert das Wasserstoff-Kraftstoffsystem mit Pumpe 22,7-Mal mehr Leistungsentnahme von der Hochdruckwelle und hat einen Wärmefehlbetrag von 278 kW, der durch die parallele Wasserstoffverbrennung gedeckt wird. Bei dem Kraftstoffsysten mit Verdampfer wird sogar das 27,1-Fache an Leistungsentnahme benötigt bei einem Wärmefehlbetrag von 268 kW. Bei dem Kraftstoffsysten mit Vormischung wird das 30,2-Fache an Leistungsentnahme benötigt bei einem Wärmefehlbetrag von nur noch 261 kW.

Um die Vergleichbarkeit des Kraftstoffverbrauchs sicherzustellen, wird der Energieverbrauch als Produkt aus dem Kraftstoffverbrauch und dem unteren Heizwert bei Normaldruck und einer Temperatur von 298,15 K berechnet. Abbildung 5.10 zeigt die Differenz des Energieverbrauchs der Wasserstoff-Kraftstoffsysteme zum Referenzkraftstoffsystem.

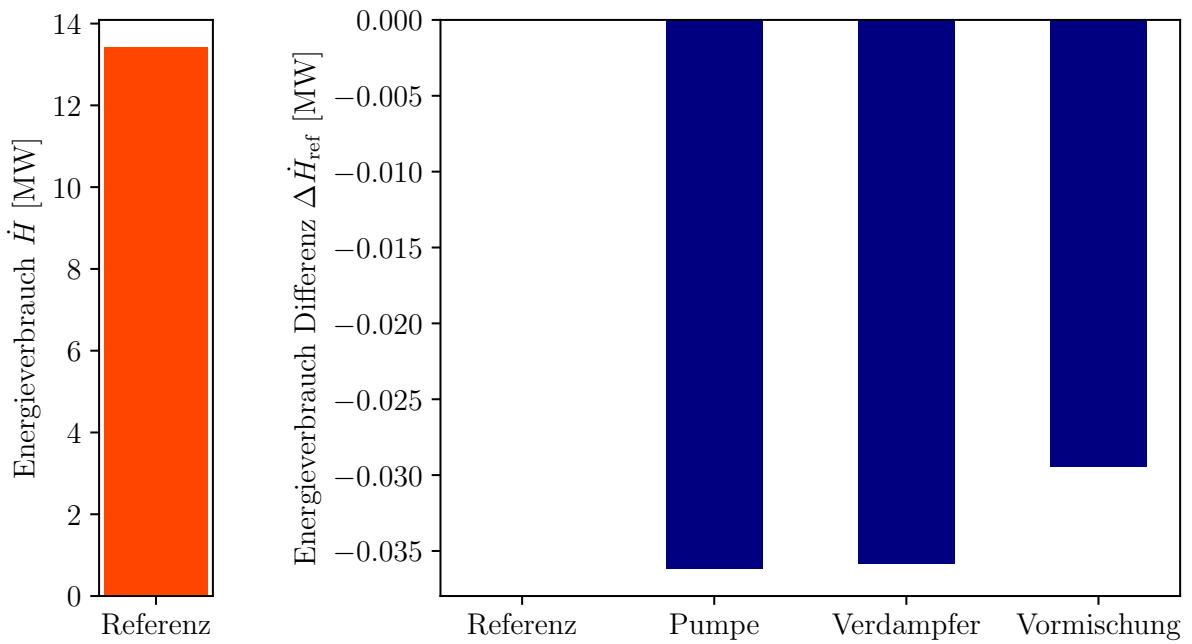


Abbildung 5.10: Energieverbrauch der Kraftstoffsysteme

Trotz des zusätzlichen Betriebsmittelbedarfs verbrauchen die Wasserstoff-Kraftstoffsysteme bis zu 0,27 % weniger Energie. Dies ist auf den höheren Wirkungsgrad des Kreisprozesses des wasserstoffbetriebenen Zyklus zurückzuführen, der durch die abweichenden Abgaseigenschaften begünstigt wird.

6 Zusammenfassung und Ausblick

Der Einsatz wasserstoffbetriebener Fluggasturbinen erfordert Leistungsfähige Kraftstoffsysteme, die den erheblichen Wärmebedarf für die Vorkonditionierung des flüssigen Wasserstoffs decken können. Kenntnis der spezifischen Wärme- und Leistungsanforderungen in den relevanten Betriebspunkten ist dabei essenziell für die angemessene Dimensionierung der Systemkomponenten. Der Fokus dieser Arbeit ist die Entwicklung einer Modellierung zur Abschätzung dieser Anforderungen, insbesondere in Abhängigkeit der durch die Systemauslegung zu bestimmenden Eintrittstemperaturen.

Im Rahmen dieser Arbeit wurden ein Referenzkraftstoffsystem und drei Wasserstoff-Kraftstoffsysteme entwickelt. Die Modellierung der Kraftstoffsysteme erfolgte anhand von Komponenten- und Stoffmodellen, die auf Basis einer umfassenden Literaturrecherche für den Betriebspunkt eines Verkehrsflugzeugs im Reiseflug parametrisiert wurden. Diese Modellierung bestimmt den Wärmebedarf, die erforderlichen Pumpen- und Verdichterleistungen sowie den daraus resultierenden Mehrverbrauch in Abhängigkeit von den Auslegungsgrößen. Zudem ermöglichen die zugrunde liegenden Komponenten- und Stoffmodelle eine flexible Kombination in verschiedenen Anordnungen, um alternative Kraftstoffsystem-Konzepte abzubilden und zu vergleichen.

Die Methodik dieser Arbeit wurde auf ein bekanntes Kraftstoffsystem aus der Literatur angewandt, um die Aussagekraft des Ansatzes zu bestätigen. Das Ergebnis dieser Validierung ergab eine Übereinstimmung mit den Literaturdaten, jedoch nur in Teilen. Der Ursprung dieser Abweichung konnte nicht abschließend geklärt werden. Im Rahmen einer zweidimensionalen Parameterstudie der Wasserstoff-Kraftstoffsysteme konnte ein Zusammenhang zwischen Kraftstoffverbrauch und Wärmeübertrager-Eintrittstemperatur festgestellt werden. In dem anschließenden Vergleich mit dem Referenzkraftstoffsystem konnte gezeigt werden, dass die Wasserstoff-Kraftstoffsysteme im Reiseflug trotz höherem Wärmebedarf und höherer notwendiger Leistungsentnahme einen geringeren Energieverbrauch ermöglichen.

Zukünftige Arbeiten könnten sich mit abweichenden Anordnungen der Komponenten der Wasserstoff-Kraftstoffsysteme befassen, insbesondere im Hinblick auf die Integration von Wärmeübertragern und der Rezirkulation, um die Wärmeübertrager-Eintrittstemperatur zu erreichen. Fortgeschrittene Arbeiten könnten sich damit beschäftigen die Modellierung auf Gesamttriebwerksebene in Leistungsrechnungen zu integrieren und die Modellierung durch die Berücksichtigung von transienten und Off-Design-Punkten zu erweitern. Dies würde zudem die Entwicklung einer Regelstrategie für die einzelnen Kraftstoffsystemkomponenten erfordern.

Literaturverzeichnis

- [1] ABEDI, Hamidreza ; XISTO, Carlos ; JONSSON, Isak ; GRÖNSTEDT, Tomas ; ROLT, Andrew: Preliminary Analysis of Compression System Integrated Heat Management Concepts Using LH₂-Based Parametric Gas Turbine Model. In: *Aerospace* 9 (2022), Nr. 4, S. 216. <http://dx.doi.org/10.3390/aerospace9040216>. – DOI 10.3390/aerospace9040216
- [2] ANONYMOUS: Inside the (gear) box thinking. In: *Air Transport World* 35 (1998), 51. <https://www.proquest.com/docview/224262414>
- [3] AVIATION KNOWLEDGE: *Airbus A320 Power Plant PW1100G Engine Fuel System Step By step Guide.* <https://www.aviationknowledge.in/2021/12/airbus320-power-plant-pw-1100g-engine.html>. Version: 2021
- [4] AVIATION KNOWLEDGE: *Power Plant PW1100G Presentation Airbus NEO Engine.* <https://www.aviationknowledge.in/2022/09/power-plant-pw1100g-presentation-airbus.html>. Version: 2022
- [5] BACIC MARKO , COULL JOHN: *Aircraft Engine Fuel System: Patent.* Rolls Royce Plc, 2024 (US 2024/0132227 A1). <https://www.lens.org/lens/patent/029-073-412-336-96X/frontpage>
- [6] BRÄUNLING, Georg: *Flugzeugtriebwerke: Grundlagen, Aero-Thermodynamik, ideale und reale Kreisprozesse, thermische Turbomaschinen, Komponenten, Emissionen und Systeme.* Berlin : Springer Vieweg, 2015 (VDI-Buch). – ISBN 978-3-642-34538-8
- [7] BREWER, G. D.: *Hydrogen aircraft technology.* Boca Raton : CRC, 1991 <http://www.loc.gov/catdir/enhancements/fy0731/90047972-d.html>. – ISBN 0-8493-5838-8
- [8] BUNTKOWSKY, Gerd ; THEISS, Franziska ; LINS, Jonas ; MIOSLAVINA, Yuliya A. ; WIENANDS, Laura ; KIRYUTIN, Alexey ; YURKOVSKAYA, Alexandra: Recent advances in the application of parahydrogen in catalysis and biochemistry. In: *RSC advances* 12 (2022), Nr. 20, S. 12477–12506. <http://dx.doi.org/10.1039/d2ra01346k>. – DOI 10.1039/d2ra01346k
- [9] DOMAN, David B.: Optimal Cruise Altitude for Aircraft Thermal Management. In: *Journal of Guidance, Control, and Dynamics* 38 (2015), Nr. 11, S. 2084–2095. <http://dx.doi.org/10.2514/1.G000845>. – DOI 10.2514/1.G000845. – ISSN 0731-5090
- [10] EASA: *TYPE-CERTIFICATE DATA SHEET: PW1100G-JM Series Engines.* <https://www.easa.europa.eu/en/document-library/type-certificates/engine-cs-e/easaime093-pw1100g-jm-series-engines>. Version: 2018
- [11] EATON FUEL SYSTEMS DIVISION: *Main Gear Fuel Pumps.* https://www.eaton.com/content/dam/eaton/products/pumps/aerospace-fuel-pumps/documents/eaton-main-gear-fuel-pump-brochure-tf600-52_en-us.pdf. Version: 2008

- [12] EATON FUEL SYSTEMS DIVISION: *Fuel Boost Pump Type 8410 and Canister Type 8411.* <https://www.eaton.com/content/dam/eaton/products/pumps/aerospace-fuel-pumps/documents/eaton-type8410-fuel-boost-pump-a320-datasheet-ds600-8a-en-us.pdf>. Version: 2013
- [13] EBRAHIMI, Alireza ; ROLT, Andrew ; JAFARI, Soheil ; ANTON, Jon H.: A review on liquid hydrogen fuel systems in aircraft applications for gas turbine engines. In: *International Journal of Hydrogen Energy* 91 (2024), S. 88–105. <http://dx.doi.org/10.1016/j.ijhydene.2024.10.121>. – DOI 10.1016/j.ijhydene.2024.10.121. – ISSN 03603199
- [14] GASTURB GMBH: *GasTurb*. <https://www.gasturb.com/>. Version: 2021
- [15] GERMAN, Brian J.: Tank Heating Model for Aircraft Fuel Thermal Systems with Recirculation. In: *Journal of Propulsion and Power* 28 (2012), Nr. 1, S. 204–210. <http://dx.doi.org/10.2514/1.B34240>. – DOI 10.2514/1.B34240. – ISSN 0748–4658
- [16] GLOECKNER, Peter: The Influence of the Raceway Curvature Ratio on Power Loss and Temperature of a High-Speed Jet Engine Ball Bearing. In: *Tribology Transactions* 56 (2013), Nr. 1, S. 27–32. <http://dx.doi.org/10.1080/10402004.2012.725123>. – DOI 10.1080/10402004.2012.725123. – ISSN 1040–2004
- [17] GLOECKNER, Peter ; MARTIN, Matthias ; FLOUROS, Michael: Comparison of Power Losses and Temperatures between an All-Steel and a Direct Outer Ring–Cooled, Hybrid 133-mm-Bore Ball Bearing at Very High Speeds. In: *Tribology Transactions* 60 (2017), Nr. 6, S. 1148–1158. <http://dx.doi.org/10.1080/10402004.2016.1262930>. – DOI 10.1080/10402004.2016.1262930. – ISSN 1040–2004
- [18] GMBH, Airbus D. u. a.: Liquid Hydrogen Fuelled Aircraft – System Analysis / Airbus Deutschland GmbH. Version: September 2003. https://www.fzt.haw-hamburg.de/pers/Scholz/dglr/hh/text_2004_02_26_Cryoplane.pdf. 2003 (G4RD-CT-2000-00192). – Final Technical Report (Publishable Version). – Project funded by the European Community under the ‘Competitive and Sustainable Growth’ Programme (1998–2002)
- [19] GÜLICH, Johann F.: *Kreiselpumpen*. Berlin, Heidelberg : Springer Berlin Heidelberg, 2013. <http://dx.doi.org/10.1007/978-3-642-40032-2>. <http://dx.doi.org/10.1007/978-3-642-40032-2>. – ISBN 978–3–642–40031–5
- [20] HUETE, J. ; NALIANDA, D. ; PILIDIS, P.: Propulsion system integration for a first-generation hydrogen civil airliner? In: *The Aeronautical Journal* 125 (2021), Nr. 1291, S. 1654–1665. <http://dx.doi.org/10.1017/aer.2021.36>. – DOI 10.1017/aer.2021.36. – ISSN 0001–9240
- [21] JACKSON, Scott: *Systems Engineering for Commerical Aircraft: A Domain-Specific Adaptation*. 2. Ashgate Publishing, 2015. – ISBN 9781138045293
- [22] JAFARI, Soheil ; BOUCHAREB, Ahmed ; NIKOLAIDIS, Theoklis: Thermal Performance Evaluation in Gas Turbine Aero Engines Accessory Gearbox. In: *International Journal of Turbomachinery, Propulsion and Power* 5 (2020), Nr. 3, S. 21. <http://dx.doi.org/10.3390/ijtpp5030021>. – DOI 10.3390/ijtpp5030021

- [23] KABELAC, Stephan ; KIND, Matthias ; STEPHAN, Peter: *VDI-Wärmeatlas*. Berlin, Heidelberg : Springer Berlin Heidelberg, 2013. <http://dx.doi.org/10.1007/978-3-642-19981-3>. <http://dx.doi.org/10.1007/978-3-642-19981-3>. – ISBN 978-3-642-19980-6
- [24] LEACHMAN, Jacob W. (Hrsg.) ; JACOBSEN, Richard T. (Hrsg.) ; LEMMON, Eric W. (Hrsg.) ; PENONCELLO, Steven G. (Hrsg.): *Thermodynamic Properties of Cryogenic Fluids*. Cham : Springer International Publishing, 2017 (International Cryogenics Monograph Series). <http://dx.doi.org/10.1007/978-3-319-57835-4>. <http://dx.doi.org/10.1007/978-3-319-57835-4>. – ISBN 978-3-319-57833-0
- [25] LINKE-DIESINGER, Andreas: *Systeme von Turbofan-Triebwerken: Funktionen der Triebwerkssysteme von Verkehrsflugzeugen*. Berlin and Heidelberg : Springer Vieweg, 2014. – ISBN 978-3-662-44569-3
- [26] MAZAHERI, K. ; MORAD, M. R. ; SHAKERI, A. R.: A parametric study using two design methodologies for pressure jet and swirl injectors. In: *2012 IEEE Aerospace Conference*, IEEE, 2012. – ISBN 978-1-4577-0557-1, S. 1–9
- [27] MCBRIDGE, Bonnie ; ZEHE, Michael ; GORDON, Sanford: NASA Glenn Coefficients for Calculating Thermodynamic Properties of Individual Species. In: *NASA* (2002)
- [28] MCCUNE, M.: Initial test results of 40,000 horsepower fan drive gear system for advanced ducted propulsion systems. In: *29th Joint Propulsion Conference and Exhibit*. Reston, Virigina : American Institute of Aeronautics and Astronautics, 1993
- [29] NATIONAL INSTITUTE OF STANDARDS AND TECHNOLOGY: *Search for Species Data by Chemical Name*. <https://webbook.nist.gov/chemistry/name-ser/>. Version: 2023
- [30] NATIONAL INSTITUTE OF STANDARDS AND TECHNOLOGY: *Thermophysical Properties of Fluid Systems*. <https://webbook.nist.gov/chemistry/fluid/>. Version: 2023
- [31] NATIONAL INSTITUTE OF STANDARDS AND TECHNOLOGY: *Composition of AIR, DRY (NEAR SEA LEVEL)*. <https://physics.nist.gov/cgi-bin/Star/compos.pl?matno=104>. Version: n.d.
- [32] OUTCALT, Stephanie ; LAESECKE, Arno ; FREUND, Malte B.: Density and Speed of Sound Measurements of Jet A and S-8 Aviation Turbine Fuels. In: *Energy & Fuels* 23 (2009), Nr. 3, S. 1626–1633. <http://dx.doi.org/10.1021/ef800888q>. – DOI 10.1021/ef800888q. – ISSN 0887-0624
- [33] PALMER CHLOE J , WHURR JOHN R: *Fuel delivery system for delivering hydrogen fuel to a fuel injection system in a complex cycle gas turbine engine: Patent*. Rolls Royce Plc, 2024 (US 12006871 B2). <https://www.lens.org/lens/patent/031-765-269-801-388/frontpage>
- [34] PATRAO, Alexandre C. ; JONSSON, Isak ; XISTO, Carlos ; LUNDBLADH, Anders ; GRÖNSTEDT, Tomas: Compact heat exchangers for hydrogen-fueled aero engine intercooling and recuperation. In: *Applied Thermal Engineering* 243 (2024), S. 122538. <http://dx.doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2024.122538>. – DOI 10.1016/j.applthermaleng.2024.122538. – ISSN 13594311

- [35] PATRAO, Alexandre C. ; XISTO, Carlos ; JONSSON, Isak ; LUNDBLADH, Anders: *ENABLEH2: D2.4 - Final report on heat management system.* <https://ec.europa.eu/research/participants/documents/downloadPublic?documentIds=080166e5f6b47829&appId=PPGMS>
- [36] ROMPOKOS, Pavlos ; KYRITSIS, Vasileios ; MOUROUZIDIS, Christos ; ROUMELIOTIS, Ioannis: Assessment of a Liquid Hydrogen Conditioning System for Retrofitting on Kerosene Designed Turbofan. In: *Volume 1: Aircraft Engine*, American Society of Mechanical Engineers, 2024. – ISBN 978–0–7918–8792–9
- [37] SCHOLZ, Dieter: Cryoplane - FINAL TECHNICAL REPORT: Liquid Hydrogen Fuelled Aircraft - System Analysis. In: *Airbus Deutschland GmbH* (2003). https://www.fzt.haw-hamburg.de/pers/Scholz/dgls/hh/text_2004_02_26_Cryoplane.pdf
- [38] SCHOLZ, Dieter ; SERESINHE, Ravinka ; STAACK, Ingo ; LAWSON, Craig: *Fuel Consumption Due to Shaft Power Off-Takes from the Engine*
- [39] SCIATTI, Francesco ; DI DOMENICO, Vincenzo ; TAMBURRANO, Paolo ; DISTASO, Elia ; AMIRANTE, Riccardo: An Innovative Cryogenic Heat Exchanger Design for Sustainable Aviation. In: *Energies* 18 (2025), Nr. 5, S. 1261. <http://dx.doi.org/10.3390/en18051261>. – DOI 10.3390/en18051261
- [40] SCIATTI, Francesco ; DI DOMENICO, Vincenzo ; ZAGARIA, Lazzaro ; ADEYEMI, Dami ; TAMBURRANO, Paolo ; PLUMMER, Andrew R. ; SELL, Nathan ; DISTASO, Elia ; AMIRANTE, Riccardo: Preliminary Design and Modelling of a Hydrogen-Powered Aircraft Fuel System. In: *BATH/ASME 2024 Symposium on Fluid Power and Motion Control*, American Society of Mechanical Engineers, 2024. – ISBN 978–0–7918–8819–3
- [41] SETHI, Vishal ; SUN, Xiaoxiao ; NALIANDA, Devaiah ; ROLT, Andrew ; HOLBORN, Paul ; WIJESINGHE, Charith ; XISTO, Carlos ; JONSSON, Isak ; GRONSTEDT, Tomas ; INGRAM, James ; LUNDBLADH, Anders ; ISIKVEREN, Askin ; WILLIAMSON, Ian ; HARRISON, Tom ; YENOKYAN, Anna: Enabling Cryogenic Hydrogen-Based CO₂-Free Air Transport: Meeting the demands of zero carbon aviation. In: *IEEE Electrification Magazine* 10 (2022), Nr. 2, S. 69–81. <http://dx.doi.org/10.1109/MELE.2022.3165955>. – ISSN 2325–5897
- [42] SHAFFER, Bryce: *Air Squared Develops World's First Small-Scale Positive Displacement Cryogenic Pump.* https://www.prweb.com/releases/air_squared_develops_world_s_first_small_scale_positive_displacement_cryogenic_pump/prweb11680560.htm. Version: 2014
- [43] SIMON, B. ; BRINES, G. ; ORLOV, V.: Joint cryogenic engine study. In: *International Journal of Hydrogen Energy* 19 (1994), Nr. 7, S. 617–623. [http://dx.doi.org/10.1016/0360-3199\(94\)90221-6](http://dx.doi.org/10.1016/0360-3199(94)90221-6). – DOI 10.1016/0360-3199(94)90221-6. – ISSN 03603199
- [44] TACCONI, Jacopo ; GRECH, Nicholas: Advanced Hydrogen Cycles to Help Decarbonize the Aviation Industry. Part 1: Development of Simulation & Modeling Toolsets. In: *Volume 1: Aircraft Engine*, American Society of Mechanical Engineers, 2023. – ISBN 978–0–7918–8693–9

- [45] XU, Boliang ; LIU, Qi ; ZHU, Zuchao ; GAO, Yongcao ; LI, Chuancang ; ZHANG, Yuanding: Influence of the Rotation Speed on the Internal Flow Characteristics of an Aircraft Fuel Gear Pump. In: *Processes* 12 (2024), Nr. 3, S. 576. <http://dx.doi.org/10.3390/pr12030576>. – DOI 10.3390/pr12030576
- [46] ZHAO, Yuhao ; ZI, Yanyang ; CHEN, Zhenyi ; ZHANG, Mingquan ; ZHU, Yuanhang ; YIN, Jianshu: Power loss investigation of ball bearings considering rolling-sliding contacts. In: *International Journal of Mechanical Sciences* 250 (2023), S. 108318. <http://dx.doi.org/10.1016/j.ijmecsci.2023.108318>. – DOI 10.1016/j.ijmecsci.2023.108318. – ISSN 00207403
- [47] ZHOU, Jianbo ; HE, Dongjing ; ZHANG, Rui ; ZHAO, Weidong: Research on the Performance of a Centrifugal Aviation Fuel Pump Based on Response Surface Methodology. In: *Processes* 11 (2023), Nr. 11, S. 3055. <http://dx.doi.org/10.3390/pr11113055>. – DOI 10.3390/pr11113055

Liste der noch zu erledigenden Punkte