



TECHNISCHE
UNIVERSITÄT
WIEN

Vienna University of Technology

DIPLOMARBEIT

Strömungstechnische Nachrechnung einer zweiwelligen Kleingasturbine und Entwicklung einer Leistungssteuerungseinrichtung

Ausgeführt zum Zwecke der Erlangung des akademischen Grades eines Diplom-
Ingenieurs unter der Leitung von

Ao. Univ. Prof. Dipl.-Ing. Dr.techn. Reinhard Willinger

E302

Institut für Energietechnik und Thermodynamik
Forschungsbereich Strömungsmaschinen

Eingereicht an der Technischen Universität Wien

Fakultät für Maschinenwesen und Betriebswissenschaften

von

Georg Mayr-Harting

0927959

Bahnhofstraße 19

3424 Wolfpassing

Wien, im März 2016

Kurzfassung

Im Besitz des Autors befinden sich zwei Kleingasturbinen des Typs Rover 2S/150 aus dem Jahr 1965. Diese zweiwelligen Maschinen sind für den Betrieb bei konstanten Drehzahlen ausgelegt. Für die geplante Anwendung als Fahrzeugantrieb beziehungsweise als Prüfstandmaschine soll eine Leistungssteuerungseinrichtung entwickelt werden.

Von den Maschinen sind nur wenige Strömungsgrößen bekannt, wie der maximale Massenstrom und die maximalen Turbinenaustritts- und eintrittstemperaturen. Bei einer Revision der Maschinen wurden alle relevanten geometrischen Größen aufgenommen. Mit diesen Abmessungen und den bekannten Daten der Strömung wurde eine eindimensionale Strömungsberechnung durchgeführt. Das Ergebnis sind Geschwindigkeitsdreiecke für den Verdichter, die Gasgeneratorturbine und die Nutzleistungsturbine.

Das Kraftstoffsystem wurde nach Herstellervorgaben auf Funktionstüchtigkeit geprüft. Anhand des erwarteten Brennstoffvolumenstroms wurde ein Nadelventil für die Steuerung der Kraftstoffmenge ausgewählt und als Regelventil des Rücklaufes getestet. Es wurde der minimal erforderliche Einspritzdruck ermittelt, bei dem es voraussichtlich zum Verlöschen der Flamme kommt. Die gewonnenen Erkenntnisse wurden für den realen Anwendungsfall als Kraftfahrzeugantrieb umgesetzt und in Fahrversuchen getestet.

Abstract

In the possession of the author are two small gas turbines made by Rover, type 2S/150. Those two-shaft engines are designed to run at constant speed. For the intended use as vehicle power plant and as laboratory test bed, a power control is to be developed.

Little technical data are known about the fluid flow through the engines, such as the maximum mass flow and the maximum turbine inlet and outlet temperatures. During an overhaul of one of the engines, all relevant dimensions were recorded. Using the data collected as mentioned above, a one-dimensional flow calculation was performed. The results of this calculation are velocity triangles for the compressor, the gas generator turbine and the free power turbine.

Using service guidelines from the manufacturer, the components of the fuel system were tested for their serviceability. For the purpose of controlling the fuel flow, a suitable needle valve was selected for the expected fuel mass flow and fitted into the low pressure return line. The minimum required fuel pressure to prevent the extinguishment of the flame was determined. The knowledge gained through the tests mentioned above was put into practice by fitting the developed power control unit to one engine. This gas turbine was then mounted into a car and subsequently road tested.

Inhaltsverzeichnis

1	Einleitung.....	1
1.1	Problemstellung	1
1.2	Motivation	1
1.3	Rover Gas Turbines Limited.....	2
2	Grundlagen.....	1
2.1	Gasturbinenprozess.....	1
2.2	Größen der Strömung	2
3	Aufbau.....	7
3.1	Allgemeiner Aufbau der Rover 2S/150	7
3.2	Zusammenfassung der Abmessungen.....	10
4	Nachrechnung des Volllastpunktes	11
4.1	Ausgangsdaten.....	11
4.2	Verdichter	13
4.2.1	Anströmung und Vorleitreihe.....	13
4.2.2	Verdichtereintritt	15
4.2.3	Verdichteraustritt	18
4.3	Verbrennungsvorgang in der Ringbrennkammer.....	21
4.4	Gasgeneratorturbine	24
4.4.1	Eintritt Gasgeneratorturbine	24
4.4.2	Austritt Gasgeneratorturbine	28
4.5	Nutzleistungsturbine	30
4.6	Übersicht der Ergebnisse.....	32
5	Kraftstoffsystem.....	34
5.1	Allgemeiner Aufbau des vorgefundenen Kraftstoffsystems	34
5.2	Einspritzdüsen	37
5.2.1	Aufbau der Einspritzdüsen	37
5.2.2	Prüfstand	37
5.2.3	Volllasttest der Einspritzdüsen	39
5.2.4	Minimaler Einspritzdruck	41
5.2.5	Nadelventil.....	43
5.2.6	Versuch an der realen Maschine.....	46
6	Verbrennung und Betriebsverhalten.....	47
6.1	Flamme und Verbrennung	47
6.2	Betriebsverhalten einer Zweiwellengasturbine	49

7	Abschließende Betrachtung und Ausblick	51
7.1	Diskussion der Berechnungsergebnisse	51
7.2	Ausblick auf weitere Arbeiten	52
	Literaturverzeichnis.....	54
	Anhang	55
A	Basisdaten der wichtigsten Rover Gasturbinentypen.....	55
B	Abgastemperatur über Außentemperatur	55
C	Schnittzeichnung Rover 2S/150	56
D	Explosionszeichnungen der Gasturbine Rover 2S/150.....	57

Nomenklatur

Variablen mit lateinischer Notation

Symbol	Beschreibung	Einheit
A	Querschnittsfläche	m ²
A	projizierte Fläche	
b	Luft- Brennstoffmassenverhältnis	-
b	Schaufelbreite/-höhe	m
c	Absolutgeschwindigkeit	m/s
c _p	spezifische isobare Wärmekapazität	J/kg
c _v	spezifische isochore Wärmekapazität	J/kg
d	Durchmesser	m
g	Erdbeschleunigung	m/s ²
h	spezifische Enthalpie	J/kg
M	Machzahl	-
\dot{m}	Massenstrom	kg/s
n	Drehzahl	1/min
P	Leistung	kW
p	statischer Druck	bar
p	Druckverlust	bar
R	spezifische Gaskonstante	J/kgK
r	Radius	m
s	spezifische Entropie	J/kgK
T	absolute Temperatur	K
u	Umfangsgeschwindigkeit	m/s
\dot{V}	Volumenstrom	m ³ /s
w	Relativgeschwindigkeit	m/s
Z	Schaufelanzahl	-

Variablen mit griechischer Notation

α	absoluter Strömungswinkel	°
α	Steigungswinkel	
β	relativer Strömungswinkel	°
η	Wirkungsgrad	-
κ	Isentropenexponent	-
μ	Minderleistungsfaktor Radiallaufgrad	
Π	Druckverhältnis	-
ρ	Dichte	kg/m ³
σ	Metallwinkel	°
ω	Winkelgeschwindigkeit	rad/s

Indizes

Ab	Abtriebswelle
Br	Brennstoff
Get	Getriebe
GG	Gasgenerator
L	Luft
NLT	Nutzleistungsturbine
RG	Rauchgas
st	stöchiometrisch
V	Verdichter
0	Eintritt Ansauggehäuse
0a	Eintritt Vorleitreihe
1a	Austritt Vorleitreihe
1	Eintritt Verdichterlaufrad
2	Austritt Verdichterlaufrad
3	Austritt Verdichterleitreihe
4	Eintritt Turbinenleitreihe Gasgenerator
5	Eintritt Turbinenlaufrad Gasgenerator
6	Austritt Turbinenlaufrad Gasgenerator
7	Eintritt Turbinenleitreihe Nutzleistungsturbine
8	Eintritt Turbinenlaufrad Nutzleistungsturbine
9	Austritt Turbinenlaufrad Nutzleistungsturbine
10	Austritt Abgaskanal

Abkürzungen

Dm	Durchmesser
FAR	Fuel-air ratio
Fzg	Fahrzeug
Nr	Nummer
SFC	Specific fuel consumption, spezifischer Kraftstoffverbrauch
SHP	Shaft horse power, abgegebene Nutzleistung

1 Einleitung

1.1 Problemstellung

Bei der hier bearbeiteten Maschine handelt es sich um eine zweiwellige Kleingasturbine der Firma Rover. Die Typenbezeichnung 2S/150 bringt dies zum Ausdruck, „2S“ steht für 2-Shaft und 150 für 150 SHP (Shaft-Horse-Power) Wellenleistung der Nutzleistungsturbine. Eingesetzt wurden diese Maschinen als „Auxiliary Power Units“, also als Hilfsantrieb in Militärflugzeugen. Dieser Einsatzbereich erfordert eine variable Leistungsabgabe bei konstanter Drehzahl für den Antrieb von Drehstromgeneratoren. Eine dieser Gasturbinen soll für den Einsatz in einem Kraftfahrzeug umgebaut werden, diese geplante neue Einsatzform erfordert allerdings die Entwicklung einer Leistungssteuerungseinrichtung. Während einer Revision wurden alle relevanten Abmessungen der durchströmten Bauteile erfasst, ebenso wie Kennwerte der Einspritzanlage. Im Folgenden wird auf Basis dieser Werte eine vereinfachte eindimensionale strömungstechnische Nachrechnung durchgeführt, ebenso wird ein Prototyp für die Einspritzanlagensteuerung (Leistungs- und Drehzahlsteuerung) entwickelt.

1.2 Motivation

Im Besitz des Autors befinden sich zwei Gasturbinen der Baureihe 2S/150, eine Maschine mit Reduktionsgetriebe und eine Maschine mit einem Radialverdichter an der Nutzleistungsturbine. Beide Gasturbinen sind in einem voll funktionsfähigen Zustand und sollen in Betrieb genommen werden. Neben den diversen Nebenaggregaten besteht die größte Herausforderung darin, dass nur sehr wenige Betriebsdaten bekannt sind und die Maschinen durch Drehzahlsteller auf einer konstanten Drehzahl gehalten werden. Für den vorgesehenen Einsatz der Maschinen als Fahrzeugantrieb respektive Prüfstandsmaschine wären jedoch Kennlinien und Kennfelder, sowie eine Leistungssteuerung wünschenswert.

1.3 Rover Gas Turbines Limited

Rover war während des zweiten Weltkriegs an der Entwicklung von großen Fluggasturbinen zusammen mit Rolls-Royce beteiligt, die zu Kriegsende Serienreife erlangten. Nach Ende des Krieges wurde die Fertigung von konventionellen zivilen Kraftfahrzeugen wieder aufgenommen. Jedoch wurde auch ein Forschungsprogramm gestartet, um den möglichen Einsatz von Gasturbinen als Kraftfahrzeugantrieb zu erforschen. Dies resultierte im ersten voll funktionstüchtigen Gasturbinenwagen, der im März 1950 der Öffentlichkeit vorgestellt wurde. Insgesamt wurden fünf Fahrzeuge im Zeitraum von 1950 bis 1965 gebaut, jedoch scheiterten alle an einem zu hohen Kraftstoffverbrauch im Vergleich zu konventionellen Kolbenmotoren.

Die Flugzeugindustrie und andere Industriezweige zeigten damals Interesse an kompakten Kleingasturbinen. Dies führte zur Entwicklung von drei Baureihen von Kleingasturbinen. Die kleinsten Triebwerke (1S/60 und 1S/90, 60 bzw. 90 SHP) waren als Einwellenmaschinen ausgeführt und fanden Anwendung in Hilfsantrieben in Flugzeugen, Feuerlöschpumpen und Hochschulversuchsständen. Ein solcher, voll funktionstüchtiger, Versuchsstand ist im Besitz der TU Wien, eine Darstellung aus einem originalen Verkaufsprospekt ist in Abbildung 1 angegeben.

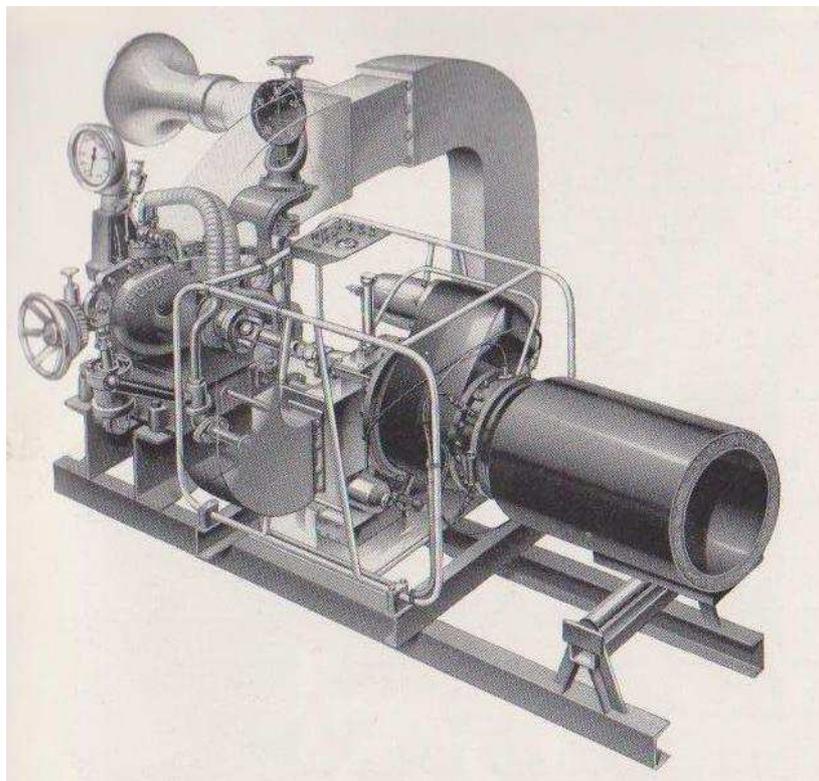


Abbildung 1: Rover 1S/60 Hochschulversuchsstand

Die nächst größeren Triebwerke stehen im Mittelpunkt dieser Arbeit, die zwei-welligen Triebwerke 2S/150. Sie wurden in drei Ausführungen angeboten: als Startvorrichtung für große Flugtriebwerke („Air starter unit“, Verdichter an die Nutzleistungsturbine gekuppelt, Abbildung 2), als Hilfsantrieb mit Untersetzungsgetriebe (Abbildung 3) und als Antrieb für die Rover Versuchsfahrzeuge. Die größte Baureihe war die ebenfalls zweiwellig ausgeführte 2S/350 (350 SHP). Sie wurde versuchsweise als Antrieb für Lastkraftwagen und Lokomotiven verwendet.

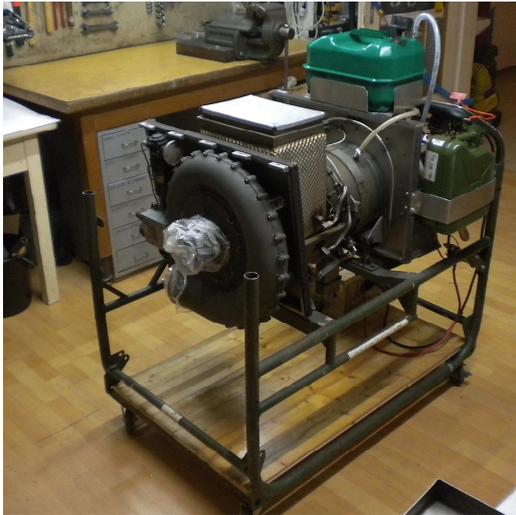


Abbildung 2: Rover 2S/150 Mk10501 mit Radialverdichter ("Air starter unit")

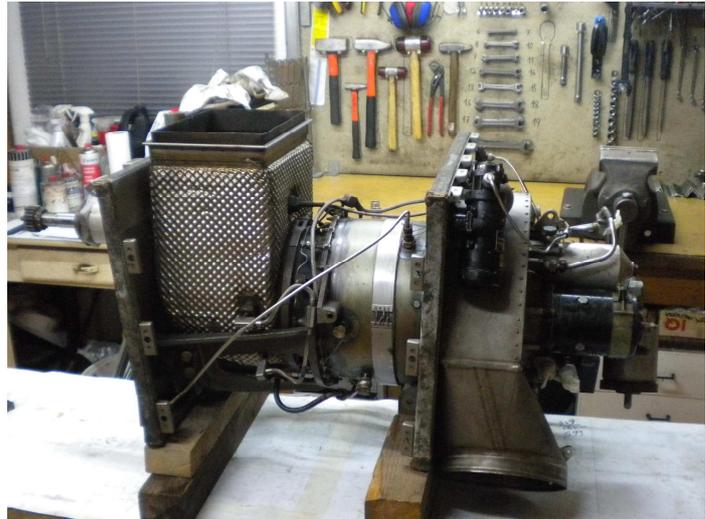


Abbildung 3: Rover 2S/150 mit Reduktionsgetriebe

Die Forschungs- und Entwicklungsarbeit aller oben genannten Maschinen wurde von Rovers Tochterfirma „Rover Gas Turbines Limited“ durchgeführt, die nach der Übernahme von Rover durch British Leyland in die Firma „Lucas Aerospace Power Systems“ umgewandelt wurde. Die Rover Kleingasturbinen wurden in dem Zeitraum von etwa 1950 bis 1975 produziert, die letzten aktiv eingesetzten Turbinen (2S/150) wurden etwa 2005 aus dem aktiven Militärdienst ausgeschieden.

2 Grundlagen

2.1 Gasturbinenprozess

Gasturbinen werden in den verschiedensten Bereichen eingesetzt, sei es zur Energieerzeugung, als Flugtriebwerk oder als Hilfsantrieb. Die einfachste Form stellt die einwellige Maschine dar, die nur aus Verdichter, Brennkammer und Turbine besteht. Für gewisse Anwendungen, wie den Antrieb von Hubschraubern, Turboprop-Flugzeugen oder Kraftfahrzeugen wird jedoch die zweiwellige Ausführung bevorzugt.

Unter idealisierten Bedingungen findet eine isentrope Verdichtung statt, gefolgt von einer isobaren Wärmezufuhr in der Brennkammer und einer isentropen Entspannung in den beiden Turbinenstufen. Dieser Idealprozess ist auch als JOULE-Prozess bekannt. In der Realität treten jedoch bei allen oben genannten Vorgängen Verluste auf, die Abweichung zwischen Idealisierung und den realen Zustandsänderungen wird durch Wirkungsgrade ausgedrückt. In Abbildung 4 sind die idealen und realen Zustandsänderungen dargestellt.

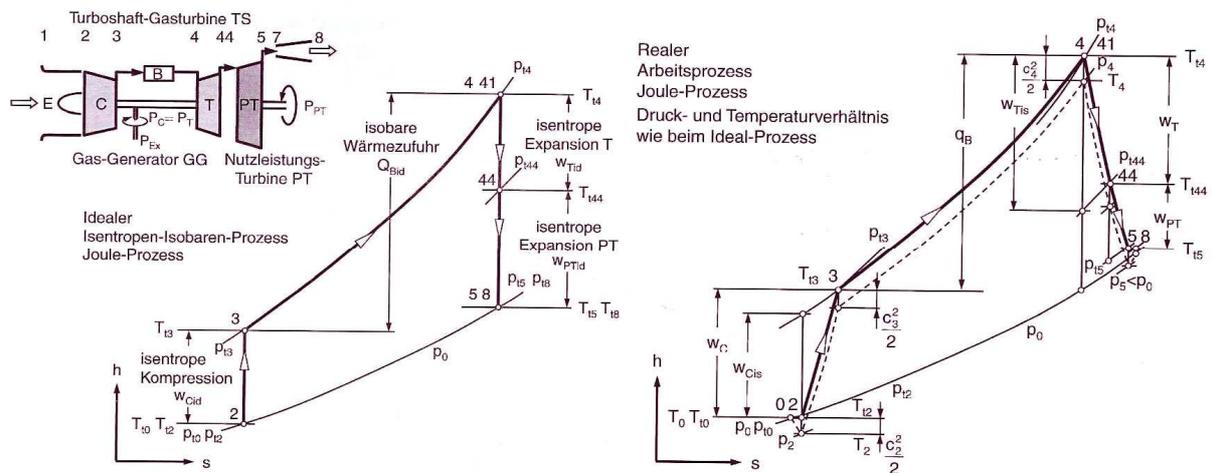


Abbildung 4: Idealer und realer Prozess einer zweiwelligen Gasturbine, bearbeitet aus [1]

2.2 Größen der Strömung

Die Strömungsverhältnisse durch die Maschine werden mit den folgenden Größen beschrieben:

- Absolutgeschwindigkeit \vec{c}
- Relativgeschwindigkeit \vec{w}
- Umfangsgeschwindigkeit \vec{u}
- An- und Abströmwinkel im Absolutsystem α
- An- und Abströmwinkel im Relativsystem β

Diese Größen finden sich in den Geschwindigkeitsdreiecken wieder, eine allgemeine Darstellung ist in Abbildung 5 angegeben.

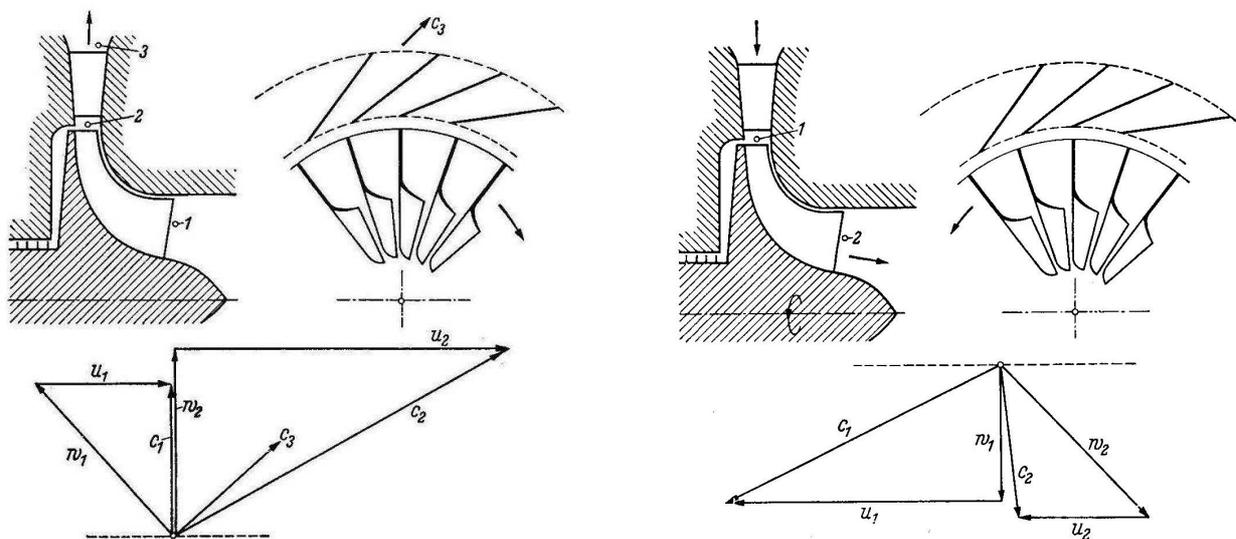


Abbildung 5: radiale Verdichter- und Turbinenstufe, aus [2]

Die Nachrechnung des Volllastpunktes erfordert eine Idealisierung der Vorgänge und der beteiligten Fluide. In guter Näherung können die angesaugte Frischluft und das aus der Brennkammer austretende Rauchgas als ideale Gase behandelt werden. Es wird daher die *thermische Zustandsgleichung für ideale Gase* angeschrieben (aus [2]):

$$pv = RT \quad (2.1)$$

Wird diese Gleichung umgeformt, erhält man folgende Zusammenhänge:

$$p = \rho RT \quad \rho = \frac{p}{RT} \quad (2.2)$$

Für die *isochore* und *isobare Wärmekapazität* c_v und c_p , sowie die *Gaskonstante* R und den *Isentropenkoeffizient* κ gelten die untenstehenden Beziehungen:

$$R = c_p - c_v \quad (2.3)$$

$$\kappa = \frac{c_p}{c_v} = \frac{c_p}{c_p - R} \quad (2.4)$$

$$c_v = \frac{R}{\kappa - 1} \quad (2.5)$$

$$c_p = R \cdot \frac{\kappa}{\kappa - 1} \quad (2.6)$$

Weiters können Zusammenhänge für die *innere Energie* u und die *Enthalpie* h angegeben werden:

$$du = c_v dT \quad (2.7)$$

$$dh = du + d(pv) = c_p dT \quad (2.8)$$

Für die *isobare Wärmekapazität* der reinen Luft über 400K wird folgende Formel verwendet (aus [3]):

$$c_{p_L} = 967 + 469 \cdot \exp\{-1000/T\} \quad (2.9)$$

Für die isobare Wärmekapazität der Produkte einer stöchiometrischen Verbrennung von Kerosin wird untenstehender Zusammenhang angewandt (aus [3]):

$$c_{p_{RG, st\ddot{o}ch}} = 1024 + 651 \cdot \exp\{-1000/T\} \quad (2.10)$$

Da die Verbrennung unter Luftüberschuss stattfindet, muss die tatsächliche isobare Wärmekapazität des Rauchgases unter Berücksichtigung der *Luftzahl* λ berechnet werden:

$$c_{p_{RG}} = \frac{c_{p_{RG, st\ddot{o}ch}} + (\lambda - 1) \cdot c_{p_L}}{\lambda} \quad (2.11)$$

3 Aufbau

3.1 Allgemeiner Aufbau der Rover 2S/150

Die Gasturbine Rover 2S/150 wurde im Hinblick auf eine möglichst kompakte und leichte Einheit konstruiert, eine beschriftete Schnittzeichnung befindet sich im Anhang C. Um ein hohes Druckverhältnis in einer Stufe zu erreichen, wurde ein Radialverdichter verwendet. Sein Laufrad bildet mit dem Laufrad der Gasgenerator-turbine eine Einheit, die überhängend gelagert ist. In Abbildung 6 ist das Laufzeug des Gasgenerators dargestellt. Das Laufrad ist als Verbundkonstruktion ausgeführt, auf die gemeinsame Welle sind der mitrotierende Vorsatzläufer (Inducer) aus Stahl und das eigentliche Laufrad des Verdichters aus einer Aluminiumlegierung aufgeschraubt. Die gekrümmten Schaufeln des Vorsatzläufers sollen den Einlauf in das Radiallaufrad verbessern. Wie in Abbildung 6 zu erkennen ist, sind Halbschaufeln in den radialen Kanälen angeordnet. Dadurch ergeben sich kleinere Kanalquerschnitte, die eine bessere Strömungsführung gewährleisten. Der Verdichter besitzt eine nachgeschaltete Leitreihe, die als einfacher Keildiffusor ausgeführt ist (siehe Explosionszeichnung in Anhang D). Zwischen den Laufrädern befindet sich nur eine Labyrinthdichtung, keine Lagerstelle. Die gemeinsame Welle treibt zusätzlich noch Nebenaggregate, wie Öl- und Einspritzpumpe, an. Auch der elektrische Anlasser greift in die Zahnradkaskade dieser Nebenaggregate ein.

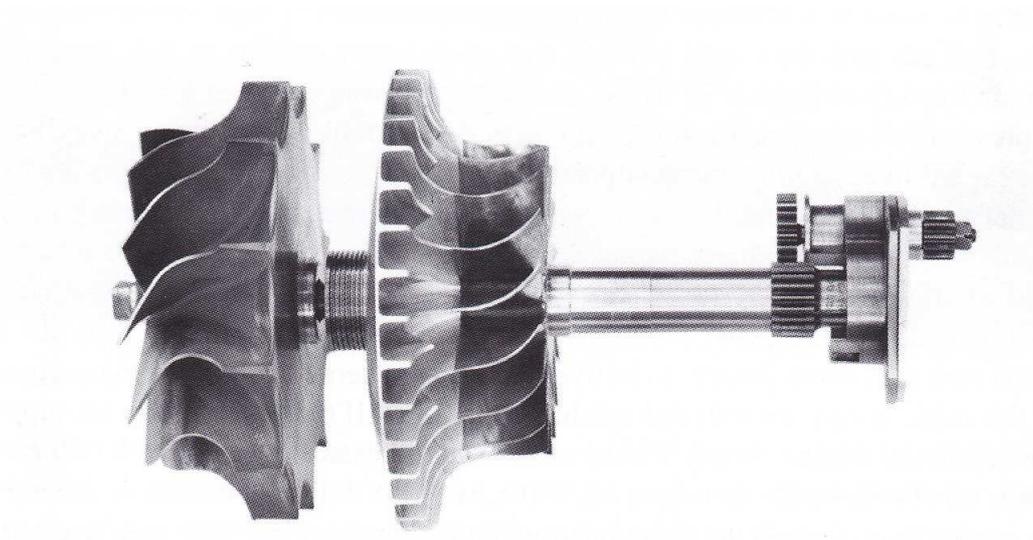


Abbildung 6: Laufzeug des Gasgenerators

Die Brennkammer ist, wie in Abbildung 7 zu sehen, als Ringbrennkammer ausgeführt; der Brennkammereinsatz besteht aus einer Nickelbasislegierung. Sechs Einspritzdüsen sind gleichmäßig über den Umfang verteilt; die Zündung der Flamme erfolgt über eine einzelne Hochleistungszündkerze. Die maximale Turbineneintrittstemperatur beträgt 930 °C (aus [4]).



Abbildung 7: Ringbrennkammer der Rover 2S/150

Das Turbinenlaufrad des Gasgenerators ist als Radialstufe mit Leitgitter gestaltet. Die gesamte von dem Turbinenlaufrad abgegebene Leistung wird vom Verdichter (und den Nebenaggregaten) aufgenommen, es wird keine Nutzleistung abgegeben. Der Rotor ist wiederum aus einer Nickelbasislegierung hergestellt. Die Grundform wurde mittels Feingussverfahren hergestellt und anschließend spanabhebend bearbeitet und feingewuchtet. Die Leit- und Laufschaufeln sind ungekühlt ausgeführt. Anzumerken ist noch, dass der Turbinenrotor nicht mittels einer formschlüssigen Verbindung und eines Zugankers auf der Welle befestigt ist, sondern mittels eines mitgegossenen Gewindestummels in die Verdichterwelle eingeschraubt wird. Die Zentrierung erfolgt über einen zylindrischen Bund, die Verdrehsicherung über einen Konus.

Die Nutzleistungsturbine ist als Axialstufe ausgeführt, sowohl die Leitreihe als auch das Laufrad (Abbildung 8) bestehen aus einer Nickelbasislegierung. Die Turbinenschaufeln und die Turbinenscheibe sind nach demselben Verfahren wie das Gasgeneratorturbinenlaufrad gefertigt. Die maximal zulässige permanente Abgastemperatur unmittelbar nach dem Laufrad ist mit 680 °C angegeben, für den Startvorgang sind kurzzeitig 700°C zulässig (aus [5]). Die Welle der Nutzleistungsturbine ist über ein Kugellager am Rotorende und ein doppeltes Rollenlager am Getriebeende geführt. Der Achsschub wird zum größten Teil über die Schrägverzahnung des nachfolgenden Reduktionsgetriebes ausgeglichen, etwaige überschüssige Axialkräfte werden von dem Kugellager aufgenommen.



Abbildung 8: Laufblad der Nutzleistungsturbine

Die Welle der Nutzleistungsturbine rotiert im entgegengesetzten Drehsinn des Gasgenerators. Bei größeren Schubtriebwerken wird dieses Konstruktionsmerkmal zum Ausgleich der Kreiseffekte der Rotoren genutzt. Dadurch wird etwa bei Jagdflugzeugen die Manövrierbarkeit verbessert. Da jedoch die Massen der hier behandelten Rotoren im Vergleich mit der Flugzeuggesamtmasse vernachlässigbar sind, dürfte hier der Grund für diese konstruktive Maßnahme anders begründet sein. Wie in Kap. 1.3 beschrieben, wurde eine andere Ausführung der Maschine mit einem Radialverdichter an der Nutzleistungsturbine hergestellt. Um die Fertigung der Verdichterlaufräder zu vereinheitlichen (gleiche Krümmungsrichtungen am Laufradeintritt für Gasgeneratorverdichter und Nutzleistungsverdichter) müssen Gasgenerator und Nutzleistungsturbine gegensinnig rotieren.

Die Lagerstellen der Hauptwellen sind mit Labyrinthdichtungen (Metallspitzen gegen Graphitringe) und Sperrluft abgedichtet. Das Ölsystem ist als Trockensumpfschmierung mit separatem Öltank ausgeführt. Das Kraftstoffsystem wird in Kapitel 5 näher behandelt.

Während einer Revision der Maschine wurden alle relevanten physischen Größen, wie etwa Durchmesser, Winkel oder Schaufelanzahlen aufgenommen, eine Zusammenstellung dieser Daten ist in Tabelle 1 angegeben.

3.2 Zusammenfassung der Abmessungen

Tabelle 1: Zusammenfassung der Abmessungen

Größe		Charakteristischer Durchmesser	Breite bzw. Höhe	Fläche A_i	Z_i	Metallwinkel	Anmerkung
Kontrollebene	Einheit	mm	mm	mm ²		°	
0 Eintritt Ansauggehäuse		200,00	---	31415,9	---	---	rund
0a Eintritt Vorleitreihe		192,6	24,8	15005,8	16	70	
1a Austritt Vorleitreihe		121,9	24,8	9497,4	16	70	
1 Eintritt Laufrad Verdichter		40,6 bzw. 95,3	---	5838,4	17	139	
2 Austritt V LA/Eintritt V LE		142,2 bzw. 143,8	9,0	2494,8	34/18	90/29,6	Kanalbreite 15,4 mm
3 Austritt Leitgitter Verdichter		239,7	9,0	3434,4	18	29,6	Kanalbreite 21,2 mm
4 Eintritt Leitgitter Gasgenerator		206,0	14,2	9189,8	17	27	
5 Austritt T_{GG} LE/Eintritt T_{GG} LA		138,9 bzw. 137,2	14,2	6120,6	17/12	27/90	
6 Austritt Laufrad Gasgenerator		23,5 bzw. 104,8	---	8192,3	12	151	
7 Eintritt Leitgitter Nutzleistungsturbine		142/72 bzw. 160/100	---	12008,7	18	90	Fläche A_7 gemittelt
8 Austritt T_{LT} LE/Eintritt T_{LT} LA		184,5 bzw. 132,5	---	12946,5	18/29	12/90	
9 Austritt Laufrad Nutzleistungsturbine		195,0 bzw. 132,5	---	16076,1	29	170	
10 Austritt Abgaskanal		---	170,0 x 263,0	44710	---	rechteckig	rechteckig

4 Nachrechnung des Vollastpunktes

4.1 Ausgangsdaten

Für die nachfolgende Berechnung wird die Nummerierung der Kontrollebenen wie in Tabelle 1 verwendet. Aus den Unterlagen des Herstellers ([4], [5]) und einem Fachbuch über Rover Gasturbinen ([6]) sind folgende Daten bekannt (siehe auch Anhang A):

Tabelle 2: : Ausgangsdaten, aus [4]–[6]

Größe	Abkürzung	Wert	Einheit
Verdichterdruckverhältnis	Π_V	3,9	-
Drehzahl Gasgenerator	n_{GG}	65000	min^{-1}
Drehzahl Nutzleistungsturbine	n_{NLT}	40000	min^{-1}
Übersetzung Reduktionsgetriebe	i_{NLT}	6,82	-
Drehzahl Ausgangswelle	n_{Ab}	5865	min^{-1}
Angesaugter Luftmassenstrom	\dot{m}_L	2,1	lbs/sec
Maximale Turbineneintrittstemperatur	T_4	1200	K
Maximale Turbinenaustrittstemperatur	T_9	953	K
Abgegebene Wellenleistung	P_{NLT}	150	SHP
Spezifischer Kraftstoffverbrauch	$\dot{m}_{Br, spez}$	0,95	lbs/HP/hr

Als Umgebungsbedingungen für die strömungstechnische Nachrechnung werden die Werte der internationalen Standardatmosphäre auf Meeresebene verwendet (ISA Sea level conditions, aus [4]):

$$p_U = p_{0a} = 101325 \text{ Pa} = 1013,25 \cdot \text{mbar} = 1,01325 \cdot \text{bar}$$

$$T_U = T_{0a} = 288,15 \text{ K} \cdot (= 15^\circ \text{C})$$

$$\rho_u = \rho_{0a} = 1,225 \cdot \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}$$

Weiters wird für alle Fluidströme einheitlich die Gaskonstante der trockenen Luft verwendet [2]:

$$R = 287,2 \cdot \frac{J}{kgK}$$

Für den Isentropenexponenten der angesaugten Luft wird folgender Wert verwendet:

$$\kappa_L = 1,4$$

Die Vorgangsweise der Berechnung ist die Nachrechnung der einzelnen Kontrollebenen und daraus die Berechnung der Geschwindigkeitsdreiecke. Zusätzlich wird noch berücksichtigt, dass zwischen Verdichter und Gasgenerator turbine ein Gleichgewicht der Umfangsarbeiten (unter Berücksichtigung verschiedener Verluste) bestehen muss. Am Schluss können dann die berechneten Strömungswinkel an den Laufradaustritten mit den real vorgegebenen Winkeln der Schaufelgitter (Metallwinkel) verglichen werden.

4.2 Verdichter

4.2.1 Anströmung und Vorleitreihe

Es wird angenommen, dass die Luft am Verdichtereintritt den Umgebungsbedingungen entspricht, also nicht durch die Abwärme der Maschine erwärmt wurde. Aus den Unterlagen des Herstellers ist der angesaugte Massenstrom bekannt, jedoch nur in imperialen Einheiten. Die Umrechnung in SI-Einheiten erfolgt mit dem Zusammenhang (aus [7]):

$$1 \cdot lbs = 0,453592 \cdot kg \quad (4.1)$$

Damit ergibt sich der angesaugte Massenstrom aus Tabelle 1 zu:

$$\dot{m}_L = 0,9525 \cdot \frac{kg}{s}$$

Der Zusammenhang zwischen Volumenstrom und Massenstrom wird über die Dichte hergestellt:

$$\dot{V} = \frac{\dot{m}}{\rho} \quad (4.2)$$

Damit ergibt sich der Volumenstrom am Eintritt in das Ansauggehäuse zu:

$$\dot{V}_0 = 0,777 \cdot \frac{m^3}{s}$$

Der Luftstrom tritt radial durch einen einzelnen Stutzen in das Ansauggehäuse ein und verteilt sich rund um die radiale Vorleitreihe. Sie soll die Anströmung des Verdichters homogenisieren und die Umlenkung von der radialen auf die axiale Strömungsrichtung unterstützen. Es wird angenommen, dass die Umlenkung der Strömung durch die Vorleitreihe vollständig erfolgt. Daher entspricht der Strömungswinkel nach dem Leitgitter dem Metallwinkel (aus Tabelle 1):

$$\alpha_{1a} = 70^\circ$$

Die Meridiangeschwindigkeit kann aus der Massenbilanz ermittelt werden:

$$\dot{m} = \rho \cdot A \cdot c_m \quad (4.3)$$

$$c_{m,1a} = 81,86 \cdot \frac{m}{s}$$

Die Absolutgeschwindigkeit am Austritt der Leitreihe kann über die Winkelfunktion berechnet werden.

$$c_{1a} = \frac{c_{m,1a}}{\sin(\alpha_{1a})} \quad (4.4)$$

$$c_{1a} = 87,12 \cdot \frac{m}{s}$$

Der Umfangsanteil der Absolutgeschwindigkeit ergibt sich wie folgt:

$$c_{u,1a} = \frac{c_{m,1a}}{\tan(\alpha_{1a})} \quad (4.5)$$

$$c_{u,1a} = 29,79 \cdot \frac{m}{s}$$

4.2.2 Verdichtereintritt

Am Eintritt in das Verdichterlaufrad sind zunächst keine Größen bekannt. Über den Drallsatz kann die Umfangskomponente der Absolutgeschwindigkeit berechnet werden:

$$r_{1a} \cdot c_{u,1a} = r_1 \cdot c_{u,1} \quad (4.6)$$

$$c_{u,1} = 49,58 \cdot \frac{m}{s}$$

Da keine genaueren Daten verfügbar sind, wird für die weitere Berechnung vorerst angenommen, dass der Vordrall in der Anströmung der Umlenkung des Vorleitgitters entspricht:

$$\alpha_1 = 70^\circ$$

Die fehlenden Anteile der Absolutgeschwindigkeit am Laufradeintritt können mit Gl. (4.4) und Gl (4.5) ermittelt werden:

$$c_{m1} = 136,22 \cdot \frac{m}{s}$$

$$c_1 = 144,96 \cdot \frac{m}{s}$$

Um diese Ergebnisse zu verifizieren, wird die Meridiangeschwindigkeit unter der Annahme von konstanter Dichte berechnet. Für diese Annahme gilt:

$$\dot{V} = A \cdot c_m = const \quad (4.7)$$

Damit ergeben sich die Meridiangeschwindigkeit, die Absolutgeschwindigkeit und der absolute Strömungswinkel zu:

$$c'_{m1} = 133,16 \cdot \frac{m}{s}$$

$$c'_1 = 142,10 \cdot \frac{m}{s}$$

$$\alpha'_1 = 69,6^\circ$$

Die Abweichung, die mit der Annahme des absoluten Strömungswinkels $\alpha_1=70^\circ$ gemacht wird, ist vernachlässigbar klein. Beide oben durchgeführten Methoden (Annahme des Strömungswinkels und Annahme der konstanten Dichte) sind relativ grobe Vereinfachung. Um genauere Ergebnisse zu erhalten, wäre eine iterative Berechnung der Totalgrößen für jede Rechenstation erforderlich. Dieser Aufwand würde jedoch den Rahmen dieser Arbeit sprengen und wird daher nicht ausgeführt.

Um den Druck und die Temperatur am Laufradeintritt ermitteln zu können, wird zunächst die Dichte aus der Massenbilanz (Gl. (4.3) berechnet:

$$\rho_1 = 1,1976 \cdot \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}$$

Die Zustandsänderung vom Eintritt der Vorleitreihe bis zum Laufradeintritt wird als isentrope Zustandsänderung angenommen. Daher ergeben sich der Druck und die Temperatur am Eintritt in das Laufrad zu:

$$\frac{p_{0a}}{p_1} = \left(\frac{\rho_{0a}}{\rho_1} \right)^\kappa \quad (4.8)$$

$$p_1 = 0,9817 \cdot \text{bar}$$

$$\frac{T_{0a}}{T_1} = \left(\frac{p_{0a}}{p_1} \right)^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} \quad (4.9)$$

$$T_1 = 285,56 \cdot \text{K}$$

Der mittlere Durchmesser am Verdichtereintritt wird nicht als ein arithmetischer Mittelwert der Durchmesser außen und innen gebildet, sondern durch Mittelung der Kreisflächen:

$$\bar{d} = \sqrt{\frac{d_a^2 + d_i^2}{2}} \quad (4.10)$$

$$\bar{d}_v = 73,24 \cdot \text{mm}$$

Damit ergibt sich die Umfangsgeschwindigkeit mit der Gleichung:

$$u = \frac{d \cdot \pi \cdot n}{60} \quad (4.11)$$

$$u_1 = 249,26 \cdot \frac{\text{m}}{\text{s}}$$

Als letzte Komponente für das Geschwindigkeitsdreieck am Verdichtereintritt fehlt noch die Relativgeschwindigkeit, die sich am einfachsten über den Relativanteil der Umfangsgeschwindigkeit und den Satz von Pythagoras ergibt:

$$w_{u,1} = c_{u,1} - u_1 \quad (4.12)$$

$$w_{u,1} = -199,72 \cdot \frac{m}{s}$$

$$w_1 = \sqrt{c_{m,1}^2 + w_{u,1}^2} \quad (4.13)$$

$$w_1 = 241,75 \cdot \frac{m}{s}$$

Der relative Strömungswinkel lässt sich im rechtwinkligen Dreieck leicht mit folgender Beziehung berechnen:

$$\beta_1 = \arctan\left(\frac{c_{m,1}}{w_{u,1}}\right) \quad (4.14)$$
$$\beta_1 = 145,70^\circ$$

4.2.3 Verdichteraustritt

Für die Berechnung des Verdichterlaufradaustritts fehlen die Größen p_2 und T_2 . Bekannt ist lediglich das Verdichterdruckverhältnis. Der Druck nach dem Keildiffusor beträgt:

$$p_3 = p_1 \cdot \Pi_V = 3,83 \cdot \text{bar}$$

Für die Berechnung der Relativgeschwindigkeit am Laufradaustritt werden die Dichte und daher die Temperatur benötigt. Da diese nicht bekannt ist, muss eine Berechnung über das umgeformte Isentropenverhältnis

$$T_{3s} = \left(\frac{p_3}{p_1} \right)^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} \cdot T_1 \quad (4.15)$$

erfolgen. Damit wird die Temperatur bei isentroper Zustandsänderung berechnet zu:

$$T_{3s} = 421,28 \cdot K$$

Für die nächsten Berechnungsschritte muss eine Annahme für die isentropen Wirkungsgrade von Verdichter und Turbine getroffen werden:

$$\eta_{Vs} = \eta_{Ts} = 0,8$$

Damit ergibt sich die Temperatur bei der realen Zustandsänderung zu:

$$T_3 = T_1 + \frac{(T_{3s} - T_1)}{\eta_{sV}} \quad (4.16)$$

$$T_3 = 455,21 \cdot K$$

Die Dichte am Verdichteraustritt kann mit Gl. (2.2) berechnet werden:

$$\rho_3 = 2,93 \cdot \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}$$

Der Massenstrom über den Verdichter wird näherungsweise als konstant betrachtet; etwaige Verluste (z.B. Spaltverluste) werden vernachlässigt. Die Strömungsgeschwindigkeit am Diffusoraustritt wird über die Massenbilanz (Gl. (4.3) berechnet; die verwendete Fläche ist die Summe der 18 Rechteckquerschnitte am Diffusoraustritt:

$$c_3 = 94,65 \cdot \frac{\text{m}}{\text{s}}$$

Die Berechnung der Druckrückgewinnung durch den schaufellosen Ringraum und den Keildiffusor wurde analog zu Käppeli ([8], S. 60f) durchgeführt. Dabei wurde angenommen, dass der Totaldruck und die Totaltemperatur über den Diffusor konstant sind. Über die Anströmmachzahl und das Flächenverhältnis zwischen Eintritt und Austritt aus dem Diffusor konnten dann mit Hilfe der *gasdynamischen Funktionen* die Größen am Diffusoreintritt berechnet werden. Betrachtet wurde nur der tatsächliche Diffusorquerschnitt (keilförmiger Bereich ohne Ein/Auslaufzone), dargestellt in Abbildung 9.

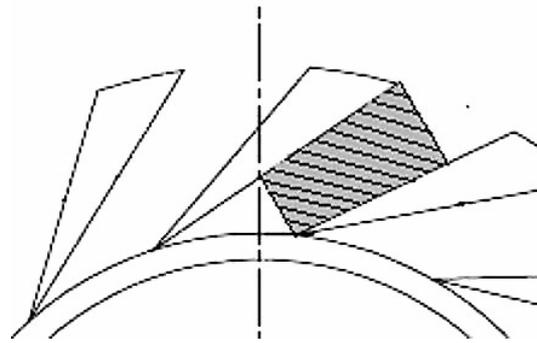


Abbildung 9: Keildiffusor

Die Zustandsänderung im schaufellosen Ringraum wird vernachlässigt, am Laufradaustritt betragen Druck und Temperatur daher:

$$T_2 = 451,13 \cdot K$$

$$p_2 = 3,71 \cdot bar$$

Die Druckgewinnung über den Diffusor beträgt etwa 3,2%. Damit kann das Geschwindigkeitsdreieck am Laufradaustritt berechnet werden. Wie schon unter Punkt 3.1 beschrieben, verdoppelt sich die Schaufelzahl am Laufradaustritt gegenüber dem Laufradeintritt. Die Schaufeln enden radial, durch die engen Kanäle ist eine gute Führung der Strömung zu erwarten. Der Minderleistungsfaktor wird vermutlich hoch ausfallen, er lässt sich zum Beispiel laut Traupel ([2], Abb.6.17.3 und Gl 6.17(12)) abschätzen. Für die hier betrachtete Verdichterstufe beträgt er etwa:

$$\mu \approx 0,93$$

Die Umfangsgeschwindigkeit ergibt sich mit Gl. (4.11) zu:

$$u_2 = 483,96 \cdot \frac{m}{s}$$

Da die Schaufeln radial enden, gilt hier:

$$c_{u,2\infty} = u_2$$

Damit lässt sich die Umfangskomponente der Absolutgeschwindigkeit berechnen zu:

$$c_{u,2} = \mu \cdot c_{u,2\infty}$$

$$c_{u,2} = 450,08 \cdot \frac{m}{s}$$

Mit Gl. (4.12) erhält man die Umfangskomponente der Relativgeschwindigkeit:

$$w_{u,2} = -33,87 \cdot \frac{m}{s}$$

Die Dichte am Laufradaustritt beträgt mit Gl. (2.2):

$$\rho_2 = 2,86 \cdot \frac{kg}{m^3}$$

Die Meridiankomponente der Absolutgeschwindigkeit ergibt sich mit Gl. (4.3) zu:

$$c_{m,2} = 99,49 \cdot \frac{m}{s}$$

Daraus können analog zum Verdichtereintritt die relativen sowie absoluten Geschwindigkeiten und Winkel berechnet werden:

$$c_2 = 460,94 \cdot \frac{m}{s}$$

$$w_2 = 105,09 \cdot \frac{m}{s}$$

$$\alpha_2 = 12,46^\circ$$

$$\beta_2 = 108,8^\circ$$

Eine graphische Darstellung der Geschwindigkeitsdreiecke und eine Zusammenstellung der Ergebnisse sind unter Punkt 4.6 angegeben.

4.3 Verbrennungsvorgang in der Ringbrennkammer

In die verdichtete Frischluft wird Kerosin über sechs Einspritzdüsen fein zerstäubt eingespritzt. Die initiale Zündung erfolgt durch eine Hochenergiezündkerze, die einen flächigen Funken von etwa acht Millimeter Durchmesser liefert. Unter Vernachlässigung des Druckverlustes über die Brennkammer kann der Prozess als isobare Wärmezufuhr angesehen werden. Das stöchiometrische Verhältnis von Luft zu Brennstoff für eine vollständige Verbrennung liegt bei Kerosin laut [9] bei:

$$b_{st} = 14,63$$

Daher ergibt sich der Brennstoffmassenstrom bei stöchiometrischer Verbrennung mit

$$\dot{m}_{Br,st} = \frac{\dot{m}_L}{b_{st}} \quad (4.17)$$

zu

$$\dot{m}_{Br,st} = 0,0651 \cdot \frac{kg}{s}$$

Der Zusammenhang zwischen der stöchiometrischen Luftmenge und der realen Luftmenge wird mit der *Luftzahl* λ beschrieben. Sie ist definiert mit:

$$\lambda = \frac{b}{b_{st}} = \frac{\dot{m}_{Br,st}}{\dot{m}_{Br}} \quad (4.18)$$

Ein Wert $\lambda > 1$ bedeutet Luftüberschuss, ein Wert $\lambda < 1$ entspricht einem Luftmangel. In der eigentlichen Brennzone der Brennkammer wird versucht, eine stöchiometrische Verbrennung (also $\lambda = 1$) zu gewährleisten, da so ein geringer Schadstoffausstoß erreicht wird. Die Flammtemperatur in der Brennzone beträgt jedoch ca. 2400K (aus [1]). Diese Temperatur würde die Werkstoffe der Brennkammer und der Turbine überfordern. Daher wird die Temperatur der Verbrennungsluft durch Beimischung von Sekundärluft herabgesetzt; sie strömt über eine Vielzahl von Bohrungen in den Brennkammereinsatz.

Laut Angaben des Herstellers beträgt der spezifische Brennstoffverbrauch 0,95 lbs/HP/hr. Mit der angegebenen Leistung von 150 SHP und der unter (4.2) angeführten Umrechnung auf SI-Einheiten ergibt sich:

$$\dot{m}_{Br} = 0,01795 \frac{kg}{s}$$

Damit ergibt sich die Luftzahl zu:

$$\lambda = 3,62$$

Der gesamte Massenstrom des Rauchgases am Brennkammeraustritt ergibt sich unter Vernachlässigung der diversen Verluste (Spalte, Labyrinthdichtungen) somit zu:

$$\dot{m}_{RG} = \dot{m}_L + \dot{m}_{Br} \quad (4.19)$$

$$\dot{m}_{RG} = 0,9704 \frac{kg}{s}$$

Das globale Kraftstoff-Luftverhältnis (Fuel/air ratio) beträgt:

$$FAR = \frac{1}{b} = \frac{1}{b_{st} \cdot \lambda} \quad (4.20)$$

$$FAR = 0,01888$$

Aus Abbildung 10 kann für eine Verdichtendtemperatur $T_3=455K$ und einen Temperaturanstieg über die Brennkammer von etwa 720K abgelesen werden folgender Wert für das globale Kraftstoff-Luftverhältnis abgelesen werden:

$$FAR' = 0,0192$$

Der berechnete Wert und der theoretische Wert stimmen gut überein. Da Abbildung 10 auf der Annahme einer vollständigen Verbrennung basiert, dürfte die hier betrachtete Maschine einen sehr guten Ausbrand erreichen.

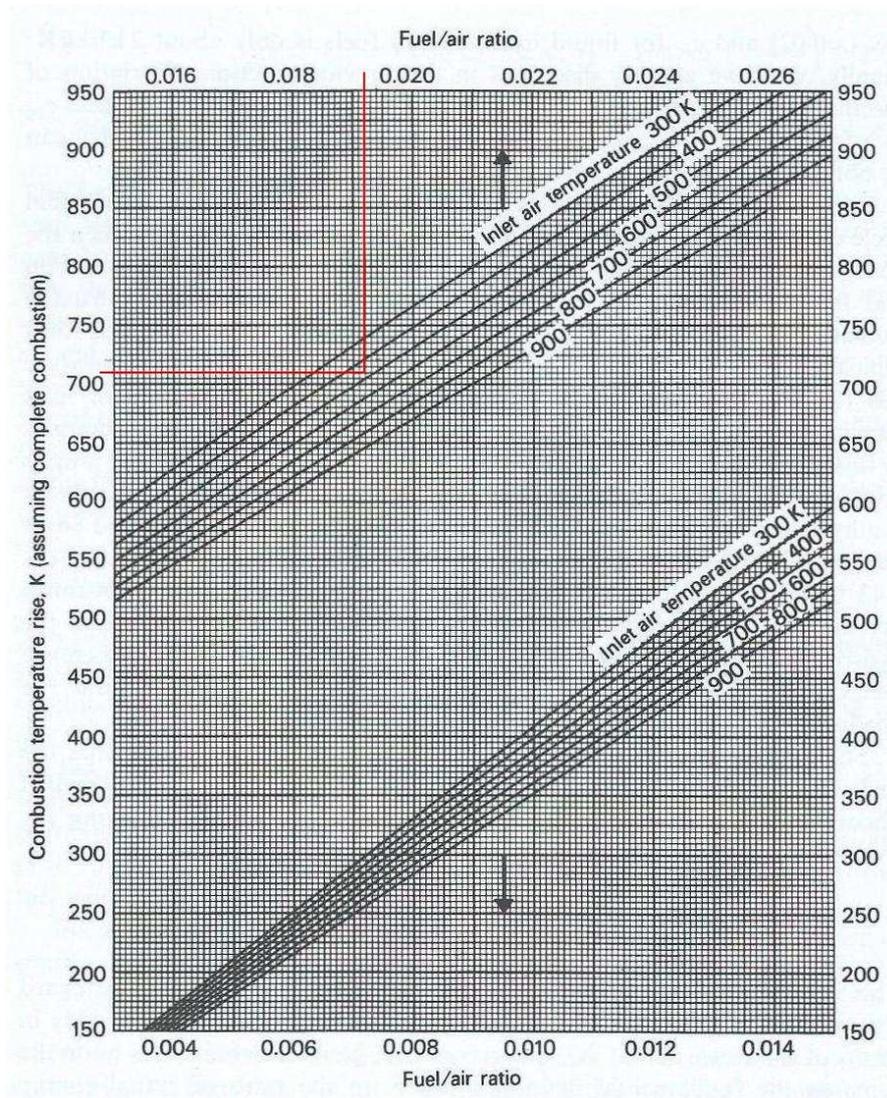


Abbildung 10: Kraftstoff-Luftverhältnis für gegebene Verdichtendtemperatur und Temperaturanstieg über die Brennkammer, bearbeitet aus [10]

4.4 Gasgeneratorturbine

4.4.1 Eintritt Gasgeneratorturbine

Für die Berechnung der Turbinenstufen wurden wieder Vereinfachungen angenommen. So wird der Druckverlust über die Brennkammer vernachlässigt, damit gilt:

$$p_4 = p_3 = 3,83 \cdot \text{bar}$$

Es ist nur die maximale zulässige Turbineneintrittstemperatur bekannt (930°C, [5]), sie gilt allerdings nur für besonders hohe Umgebungstemperaturen (Flugzeug stationär in der Wüste). Für den hier betrachteten Lastfall des dauernden Volllastbetriebes bei 15°C Umgebungstemperatur wird eine etwas niedrigere Temperatur von 900°C angenommen:

$$T_4 = 1173 \cdot K$$

Mit (2.2) Gleichung ergibt sich daher die Dichte vor dem Leitgitter zu:

$$\rho_4 = 1,137 \cdot \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}$$

Die Meridiangeschwindigkeit am Leitgittereintritt berechnet sich mit Gl. (4.3) zu:

$$c_{m4} = 92,87 \cdot \frac{\text{m}}{\text{s}}$$

Um die Turbine des Gasgenerators berechnen zu können, fehlt eine Größe zwischen den Turbinenstufen, entweder die Temperatur oder der Druck. Eine Messung dieser Größen ist kaum möglich, da die Turbinenstufen von der Ringbrennkammer umschlossen werden und daher nicht zugänglich sind. Bekannt ist jedoch, dass der Gasgenerator keine Wellenleistung nach außen abgibt und die Nutzleistungsturbine 150 SHP abgibt. Die aufgenommene Leistung des Verdichters wird berechnet mit:

$$P_V = \dot{m}_L \cdot \Delta H_V \quad (4.21)$$

Da sich die Temperatur über den Verdichter um etwa 170K ändert, kann die isobare Wärmekapazität nicht mehr als konstant betrachtet werden. Daher wird sie mit Gl. (2.9) berechnet. Die Enthalpiedifferenz über den gesamten Verdichter ergibt sich zu:

$$H_V = c_{p,3} \cdot T_3 - c_{p,1} \cdot T_1 \quad (4.22)$$

Damit beträgt die vom Verdichter aufgenommene Leistung:

$$P_V = 177,08 \cdot kW$$

Das Turbinenrad des Gasgenerators treibt aber nicht nur den Verdichter an, sondern auch diverse Nebenaggregate (Öl- und Einspritzpumpe, Drehzahlgeber und Drehzahlbegrenzer). Die Leistungsaufnahme dieser Aggregate wird abgeschätzt mit:

$$P_{Neben} \approx 0,05 \cdot P_V$$

Die Nebenaggregate werden über eine Vielzahl von Zahnrädern angetrieben; der Verzahnungswirkungsgrad wird angenommen mit:

$$\eta_{Get} = 0,98$$

Für die Wellenleistung des Gasgeneratorturbinenlaufrades gilt:

$$P_{T,GG} = \dot{m}_{RG} \cdot (c_{p,4} \cdot T_4 - c_{p,6} \cdot T_6) \quad (4.23)$$

Unter Berücksichtigung von Gl. (2.11) kann Gl (4.23) für die isobare Wärmekapazität des Rauchgases gelöst werden, die resultierende Temperatur nach dem Gasgenerator beträgt:

$$T_6 = 1031,56 \cdot K$$

Um dieses Ergebnis zu verifizieren wird als nächstes die Temperatur vor der Nutzleistungsturbine berechnet. Die Abgastemperatur wird anhand von Abbildung 29 als Mittelwert der angegebenen Kurven gewählt:

$$T_9 = 921 \cdot K$$

Die Wellenleistung der Nutzleistungsturbine ist in „Shaft-Horse-Power“ angegeben; die Umrechnung in SI-Einheiten erfolgt mit dem Umrechnungsfaktor (aus [7]):

$$1 \cdot HP = 0,7457 \cdot kW \quad (4.24)$$

Damit ergibt sich die abgegebene Leistung zu:

$$P_{LT} = 111,86 \cdot kW$$

Der Wirkungsgrad des Reduktionsgetriebes wird wieder angenommen mit:

$$\eta_{Get} = 0,98$$

Damit ist die Leistung am Turbinenlaufrad bekannt; über Gl. (4.23) und Gl. (2.11) ergibt sich analog zu der Berechnung der Gasgeneratorturbine eine Temperatur vor der Nutzleistungsturbine zu:

$$T_7 = 1007 \cdot K$$

Die Differenz zwischen den beiden berechneten Werten beträgt etwa 30K. Dieses Ergebnis ist plausibel, da einerseits die Laufräder nicht direkt hintereinander angeordnet sind und andererseits die genauen Ausgangstemperaturen (T_4 und T_9) nicht exakt bekannt sind.

Mit diesen Werten kann die Berechnung der Geschwindigkeitsdreiecke der Turbinenstufen, beginnend bei der Gasgeneratorturbine, erfolgen. Es wird angenommen, dass die Umlenkung der Strömung durch das Leitgitter vollständig erfolgt und der Absolutwinkel der Strömung dem Winkel des Leitgitters entspricht:

$$\alpha_5 = 27^\circ$$

Im Schaufelkanal am Laufradeintritt bildet sich ähnlich zum Verdichterlaufrad ein Relativwirbel aus. Um diesen Wirbel teilweise auszugleichen, wird bei der Auslegung von radialen Turbinenstufen ein relativer Strömungswinkel größer als 90° verwendet. Der relative Strömungswinkel am Eintritt in das Gasgeneratorturbinenlaufrad wird angenommen zu:

$$\beta_5 = 110^\circ$$

Mit Gl. (4.11) ergibt sich die Umfangsgeschwindigkeit zu:

$$u_5 = 466,94 \cdot \frac{m}{s}$$

Es sind zwei Winkel und eine Geschwindigkeit des Geschwindigkeitsdreieckes bekannt; die fehlenden Größen ergeben sich über trigonometrische Zusammenhänge zu:

$$c_5 = 423,14 \cdot \frac{m}{s}$$

$$w_5 = 204,43 \cdot \frac{m}{s}$$

$$c_{m5} = 192,10 \cdot \frac{m}{s}$$

4.4.2 Austritt Gasgenerator turbine

Als nächstes werden die Geschwindigkeiten am Turbinenaustritt berechnet. Mit Gl. (4.10) berechnet sich der gemittelte Durchmesser am Turbinenaustritt zu:

$$\bar{d}_T = 75,94 \cdot \text{mm}$$

Damit ergibt sich die Umfangsgeschwindigkeit mit der Gl. (4.11) zu:

$$u_6 = 258,45 \cdot \frac{\text{m}}{\text{s}}$$

Mit Gl. (4.16) kann die isentrope Temperatur am Turbinenaustritt berechnet werden:

$$T_{6s} = 996,2 \cdot \text{K}$$

Der Druck nach dem Laufrad soll über das Isentropenverhältnis berechnet werden; dafür fehlt jedoch der Isentropenkoeffizient für das Rauchgas. Er kann aus Gl. (2.4) und Gl. (2.11) berechnet werden:

$$\kappa_{RG} = 1,324$$

Damit ergibt sich aus Gl. (4.15) der Druck zu:

$$p_6 = 2,16 \cdot \text{bar}$$

Es wird angenommen, dass die Abströmung drallfrei erfolgt; somit können wieder die Dichte und damit die Absolutgeschwindigkeit am Turbinenaustritt berechnet werden (Gl. (2.2) und (4.3)):

$$\alpha_6 = 90^\circ$$

$$\rho_6 = 0,729 \cdot \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}$$

$$c_{m6} = c_6 = 162,48 \cdot \frac{\text{m}}{\text{s}}$$

Die Relativgeschwindigkeit und der Relativwinkel am Austritt können mit den Gl. (4.13) und (4.14) analog ermittelt werden:

$$w_6 = 305,28 \cdot \frac{m}{s}$$

$$\beta_6 = 147,84^\circ$$

$$\beta_6^+ = 32,16^\circ$$

4.5 Nutzleistungsturbine

Für die Berechnung der Zustandsänderung über die Nutzleistungsturbine müssen zuerst die Eintrittsbedingungen in das Leitgitter festgestellt werden. Unter Vernachlässigung des Druckverlustes zwischen den Turbinenstufen gilt:

$$p_7 = p_6 = 2,16 \cdot \text{bar}$$

Die Temperatur am Leitgittereintritt wurde schon unter Punkt 4.4 bestimmt; mit Gl. (2.2) ergibt sich die Dichte zu:

$$\rho_7 = 0,747 \cdot \text{kg}/\text{m}^3$$

Da die Annahme getroffen wurde, dass die Abströmung der Gasgeneratorturbine drallfrei erfolgt, ist die Anströmung der Nutzleistungsturbine ebenfalls drallfrei. Mit Gl. (4.2) wird daher die Meridiangeschwindigkeit berechnet zu:

$$c_{m7} = c_7 = 108,18 \cdot \text{m}/\text{s}$$

Am Eintritt in das Laufrad der Nutzleistungsturbine sind die Durchmesser außen und innen bekannt, mit Gl. (4.10) und Gl. (4.11) ergeben sich der gemittelte Durchmesser und die Umfangsgeschwindigkeit zu:

$$\bar{d}_8 = 160,62 \cdot \text{mm}$$

$$u_8 = 336,40 \cdot \text{m}/\text{s}$$

Es wird angenommen, dass der absolute Anströmwinkel dem Metallwinkel des Leitgitters entspricht; der relative Strömungswinkel wird abgeschätzt mit:

$$\alpha_8 = 12^\circ$$

$$\beta_8 = 90^\circ$$

Damit sind zwei Winkel und eine Geschwindigkeit bekannt, die fehlenden zwei Geschwindigkeiten am Laufradeintritt ergeben sich zu:

$$c_8 = 343,92 \cdot \frac{m}{s}$$

$$w_8 = 71,50 \cdot \frac{m}{s}$$

Analog zum Laufradeintritt wird der Austritt berechnet; für die Abströmung wird wieder Drallfreiheit angenommen:

$$\bar{d}_9 = 166,71 \cdot mm$$

$$u_9 = 349,16 \cdot \frac{m}{s}$$

$$\alpha_9 = 90^\circ$$

$$\rho_9 = 0,3813 \cdot \frac{kg}{m^3}$$

$$c_9 = 158,32 \cdot \frac{m}{s}$$

$$\beta_9 = 155,61^\circ$$

$$w_9 = 383,38 \cdot \frac{m}{s}$$

In Kapitel 4.6 sind die berechneten Ergebnisse in tabellarischer Form (Tabelle 3 bis 5), sowie die Geschwindigkeitsdreiecke (Abbildung 10 bis 12) angegeben.

4.6 Übersicht der Ergebnisse

Verdichter:

Tabelle 3: Berechnete Werte des Verdichters

Größe	u_1	w_1	c_1	u_2	w_2	c_2	α_1	β_1	α_2	β_2
Einheit	m/s	m/s	m/s	m/s	m/s	m/s	°	°	°	°
Wert	249,26	241,75	144,95	483,96	105,09	460,94	70	145,7	12,46	108,8

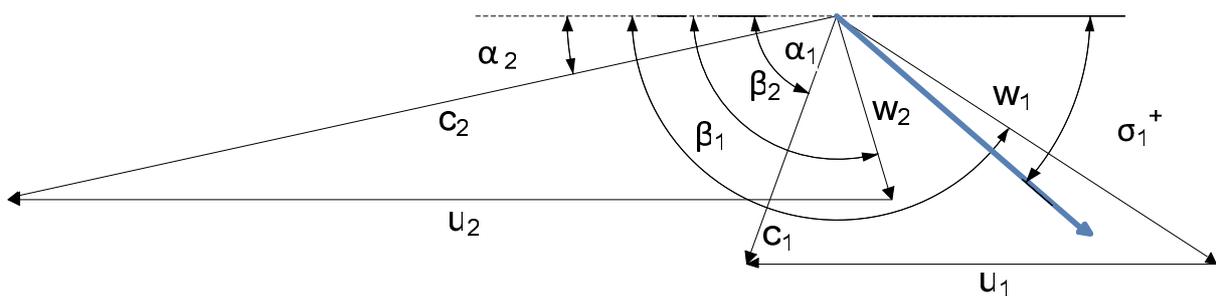


Abbildung 11: Geschwindigkeitsdreiecke des Verdichters

Gasgeneratorturbine :

Tabelle 4: Berechnete Werte der Gasgeneratorturbine

Größe	u_5	w_5	c_5	u_6	w_6	c_6	α_5	β_5	α_6	β_6
Einheit	m/s	m/s	m/s	m/s	m/s	m/s	°	°	°	°
Wert	466,94	204,43	423,141	258,45	305,28	162,48	27	110	90	147,84

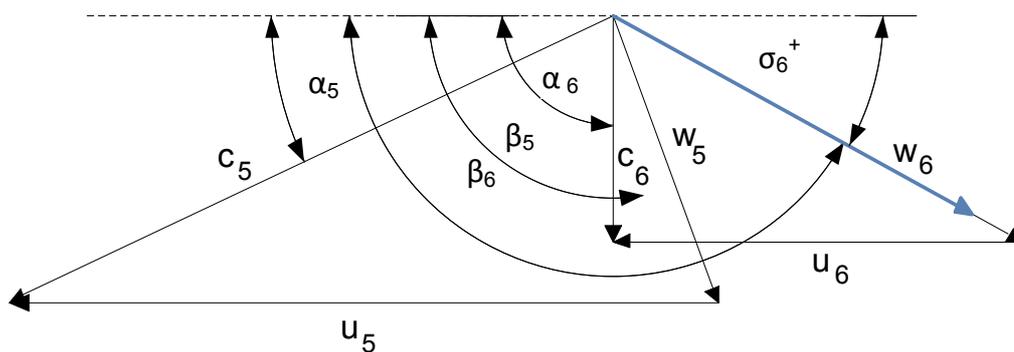


Abbildung 12: Geschwindigkeitsdreiecke der Gasgeneratorturbine

Nutzleistungsturbine :

Tabelle 5: Berechnete Werte der Nutzleistungsturbine

Größe	u_8	w_8	c_8	u_9	w_9	c_9	α_8	β_8	α_9	β_9
Einheit	m/s	m/s	m/s	m/s	m/s	m/s	°	°	°	°
Wert	336,40	88,59	343,92	349,16	383,38	158,32	12	90	90	155,6

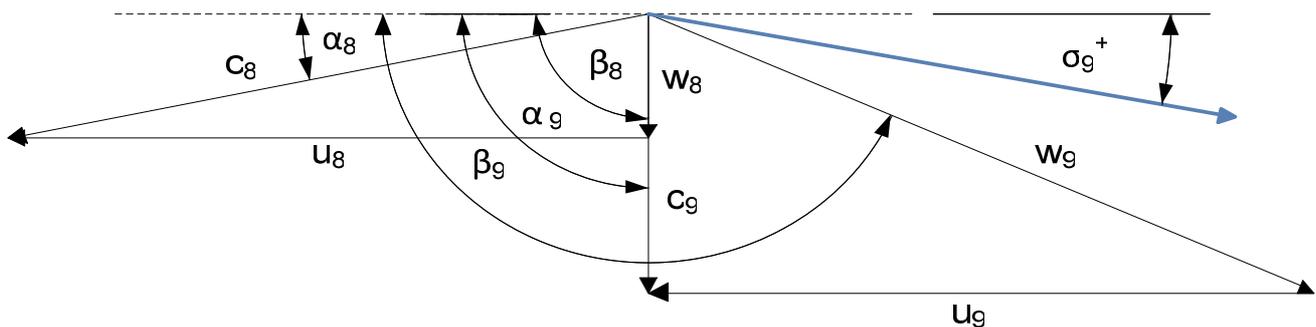


Abbildung 13: Geschwindigkeitsdreiecke der Nutzleistungsturbine

Anmerkung: Die Nutzleistungsturbine dreht entgegen dem Gasgenerator. Dieser Umstand spiegelt sich jedoch nicht direkt in den Geschwindigkeitsdreiecken wieder, da zwecks Vereinheitlichung die Umfangsgeschwindigkeit immer von rechts nach links gewählt wurde.

5 Kraftstoffsystem

5.1 Allgemeiner Aufbau des vorgefundenen Kraftstoffsystems

Die Bereiche des Kraftstoffsystems mit hohem Druck (dunkle Bereiche in Abbildung 14) werden im Weiteren als „Einspritzsystem“ bezeichnet. Dies soll eine Unterscheidung der beiden Kraftstoffpumpen erleichtern (Vorförderpumpe und Einspritzpumpe). Der Kraftstoff wird aus dem Haupttank des Flugzeuges mittels einer Vorförderpumpe mit geringem Druck (maximal 10psi/0,7bar laut [5]) zu der Einspritzpumpe gefördert. Als Kraftstoff wird Kerosin der Spezifikation „Jet A1“ verwendet. Dieses entspricht chemisch weitgehend Diesel und Heizöl extra leicht, jedoch weist es unter anderem einen tieferen Stockpunkt und eine andere Additivierung auf.

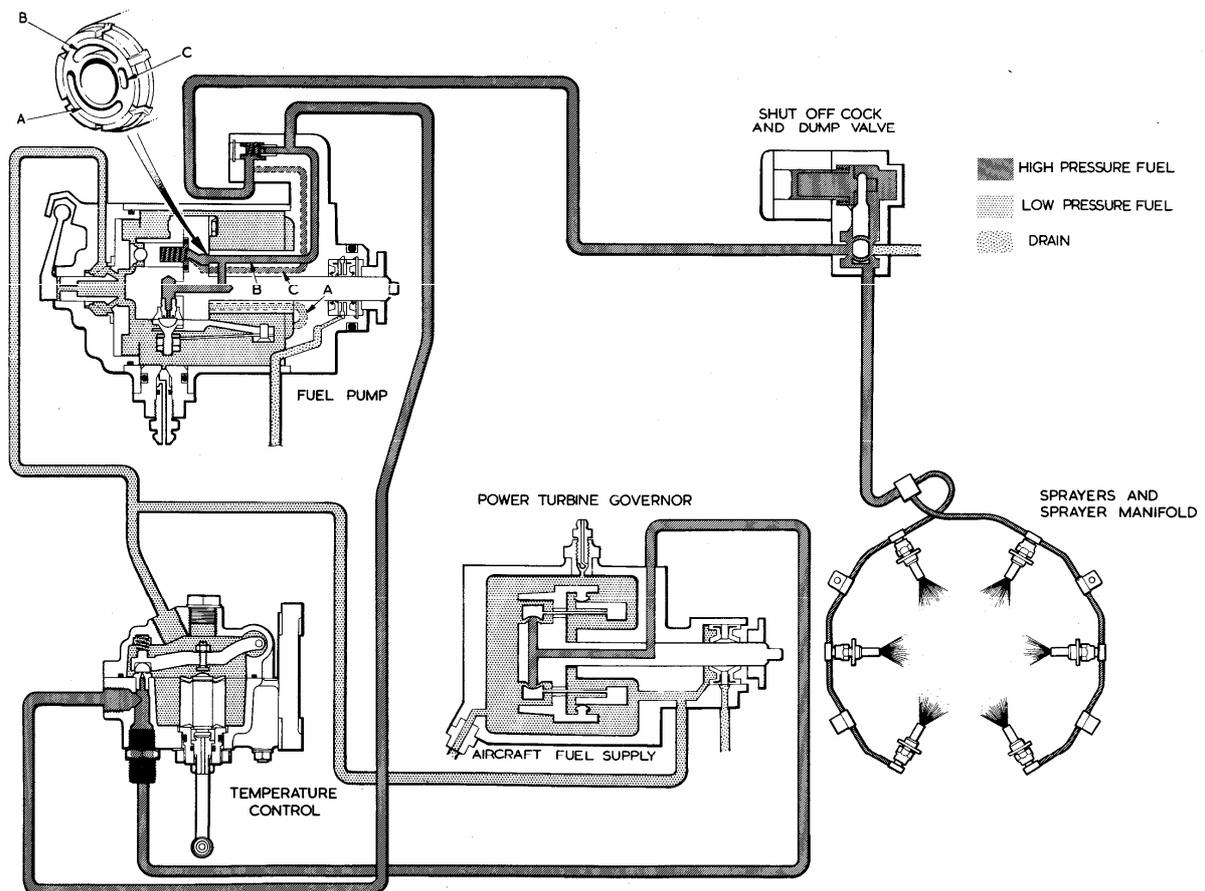


Abbildung 14: Schema des Kraftstoffsystems [5]

Die mechanische Einspritzpumpe der Gasturbine wird über die Zahnradkaskade des Verdichters angetrieben. In dem rotierenden Pumpenkörper sitzen drei Kolben, die über eine stehende Nockenscheibe betätigt werden. Ein solcher Kolben ist im Schnittbild der Einspritzpumpe („Fuel Pump“) in Abbildung 14 zu erkennen. Der maximale relative Einspritzdruck beträgt etwa 7 bar, also bei Vollast etwa 11 bar absolut (Näheres siehe Punkt 5.2.2).

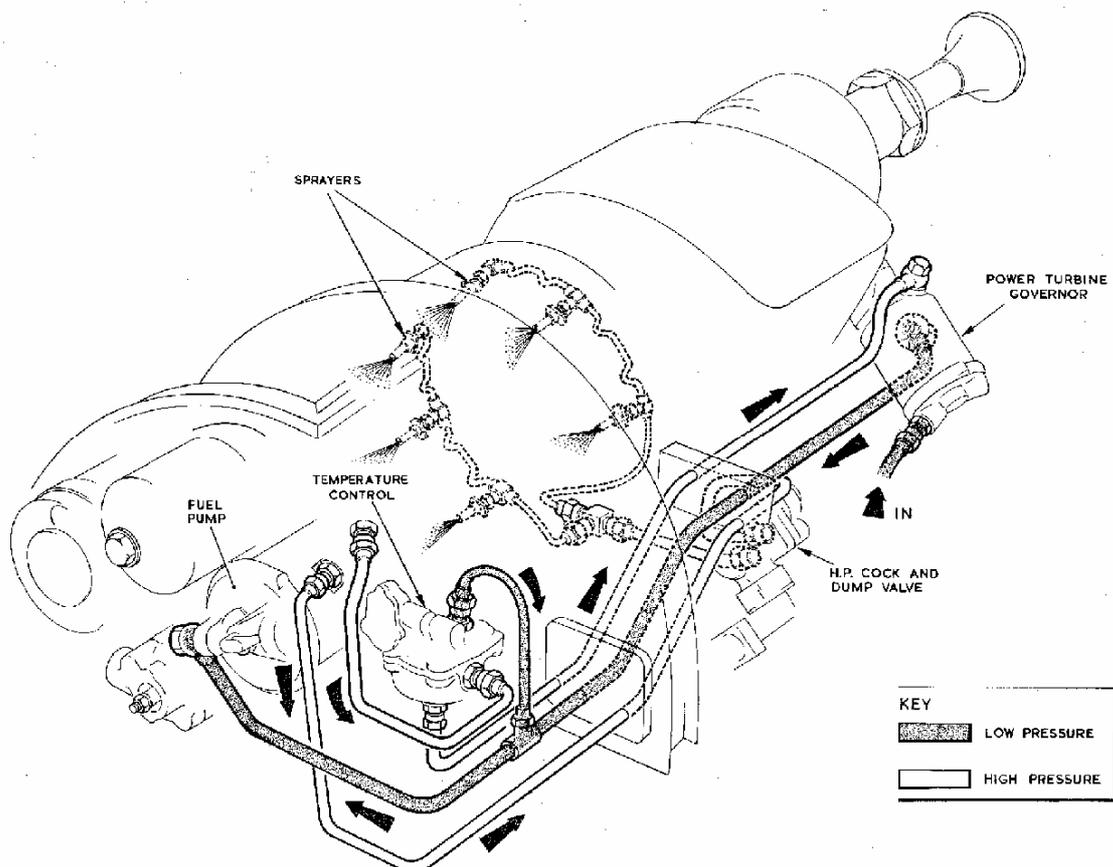


Abbildung 15: Einspritzsystem der Rover 2S/150

Die einfachste Form des Einspritzsystems würde nur aus Pumpe und Düsen bestehen, jedoch würde so jegliche Kontrolle über die Maschine fehlen. Daher ist ein Hauptventil („Shut off cock and dump valve“ in Abbildung 14 und Abbildung 15) in der Hochdruckleitung zu den Düsen vorgesehen. Dieses Ventil ist als 3-Wege-Ventil ausgeführt, das es ermöglicht, einerseits die Düsen von der Pumpe abzusperrn und andererseits die Düsenringleitung beim Abstellen der Maschine rückwärts auszublasen. Der so ausgeblasene Kraftstoff wird in einem Sammelbehälter aufgefangen. Würden die Düsen und die Ringleitung nicht ausgeblasen, so würde der Kraftstoff nachtropfen und sich an den noch sehr heißen Brennkammerwänden sofort entzünden. Dadurch würde eine unkontrollierte Flamme aus dem Abgaskanal austreten; dieser Zustand ist weder erwünscht noch erlaubt.

Zusätzlich zum Hauptventil sind noch zwei weitere Komponenten im Kraftstoffsystem vorgesehen. Um die Teile der beiden Turbinenstufen vor zu hohen Temperaturen zu schützen ist die „Temperature control unit“ (siehe Abbildung 14 und Abbildung 15) in den Kreislauf integriert. Diese Einheit besteht aus einer Kapillare, die im Abgaskanal direkt hinter dem Nutzleistungsturbinenlaufrad endet, und einem Ventil. Falls die Abgastemperatur über 680°C ansteigt, betätigt die sich ausdehnende Flüssigkeit in der Kapillare das Ventil. Dadurch wird der Einspritzleitung mit der Vorförderleitung kurzgeschlossen. Durch den rapiden Druckabfall in der Einspritzleitung reißt die Flamme ab und die Maschine stellt sich automatisch ab.

Die Begrenzung und Regelung der beiden Turbinenstufen erfolgt getrennt. Der Gasgenerator muss nur vor einer Überdrehzahl geschützt werden. Da jedoch kein plötzlicher Lastabfall erfolgen kann, ist ein plötzliches Überspringen der Drehzahl ausgeschlossen. Die Begrenzung der Drehzahl erfolgt über eine exakte Einstellung der maximalen Pumpenleistung. Das wird durch selektiven Einbau verschiedener Nockenscheiben während des Pumpenzusammenbaues erreicht.

Die Nutzleistungsturbine soll sich in der originalen Konstellation mit möglichst konstanter Drehzahl bewegen, da sich sonst die Frequenz des angetriebenen Drehstromgenerators ändern würde. Daher ist ein Drehzahlsteller am Reduktionsgetriebe angeflanscht („Power Turbine Governor“ in Abbildung 14 und Abbildung 15). Darin dreht sich eine Welle mit zwei Ventilen (gehärtete Kugelsegmente in Mulden), die bei Erreichen der gewünschten Drehzahl beginnen sich zu öffnen. Dadurch wird wieder die Einspritzleitung mit der Vorförderleitung kurzgeschlossen; der Einspritzdruck und damit die eingespritzte Kraftstoffmenge werden begrenzt. Sollte die Drehzahl absinken, so schließen die Ventile wieder und die eingespritzte Brennstoffmenge steigt an.

Die überschüssige Kraftstoffmenge von der Temperaturbegrenzungseinheit und dem Drehzahlsteller könnten in den Tank zurückgefördert werden (offener Kreislauf), da dies aber eine zusätzliche (lange) Rücklaufleitung erfordern würde, wurde ein geschlossenes System gewählt. Die überschüssige Kraftstoffmenge wird über T-Stücke direkt in die Ansaugleitung der Einspritzpumpe zurückgefördert. Das gesamte Kraftstoffsystem ist an der Maschine angebracht und mit Edelstahlleitungen starr verbunden. Es gibt nur eine Hauptverbindung mit einer Schnellkupplung zum Flugzeug, das ist die Vorförderleitung, die von dem Haupttank zur Maschine führt. Das erleichtert einen schnellen Aus- und Einbau der Gasturbineneinheit im Schadensfall oder für Wartungszwecke.

5.2 Einspritzdüsen

5.2.1 Aufbau der Einspritzdüsen

Die Einspritzdüsen bestehen aus fünf Teilen, die miteinander verpresst sind. Der Hauptkörper verfügt über einen Leitungsanschluss, den Befestigungsflansch und eine Aufnahme für die eigentlichen Düsenmundstücke. Diese bestehen aus zwei gehärteten Stiften, die gegengleich in den Düsenträger eingepresst sind. Wie in Abbildung 16 zu erkennen, bilden diese Stifte einen rechteckigen Düsenquerschnitt. Um die Vernebelung zu unterstützen und ausreichend Verbrennungsluft in die Brennzone zu fördern, ist der Düsenträger von einem Mantelrohr umgeben. Durch den so entstehenden Ringraum gelangt verdichtete Luft direkt zur Flammfront. Das letzte Bauteil ist ein Siebeinsatz, der in den Leitungsanschluss eingepresst wird und die letzte Stufe der Kraftstofffilterung darstellt. Sowohl vor der Vorförderpumpe, als auch vor der mechanischen Einspritzpumpe sind Filter vorgesehen, um den Kraftstoff von jeglichen Fremdkörpern zu reinigen.



Abbildung 16: Einspritzdüse Gesamtansicht und Detail Mundstück

5.2.2 Prüfstand

In den Überholanleitungen der Maschine ([4], [5]) sind einige Prozeduren zur Kontrolle der Einspritzanlage vorgeschrieben. Auf Basis dieser Vorgaben wurde ein einfacher Prüfstand aufgebaut, um einerseits die Düsen bei der vorgenommenen Revision zu prüfen und um andererseits einen Prototypen für die Steuerung des Kraftstoffflusses zu entwickeln.

Die Komponenten des Prüfstandes sind in Abbildung 17 und Tabelle 6 angegeben.

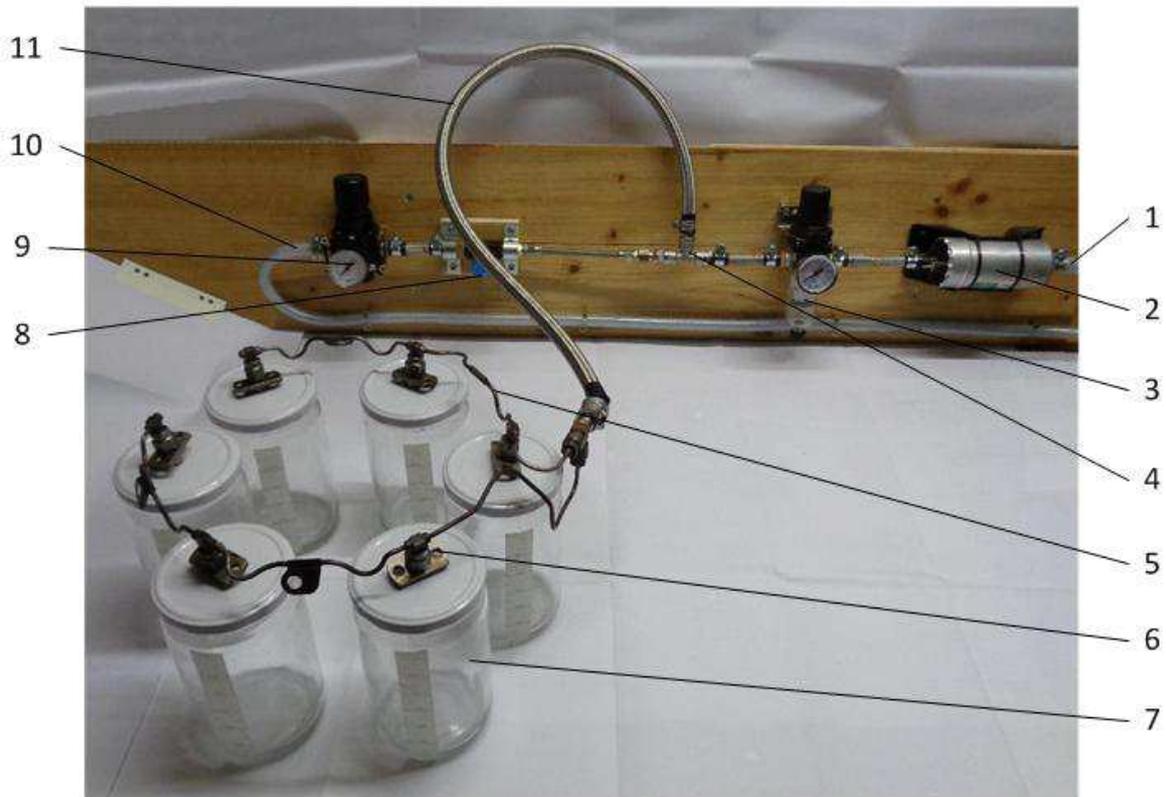


Abbildung 17: Prüfstand für die Einspritzanlage

Tabelle 6: Bauteile Einspritzdüsenprüfstand

1	Ansaugleitung	Gewebeverstärkter PVC-Schlauch, Dm. 12mm
2	Hochdruckpumpe	Bosch Nr. 0 580 464 008, 7,5 bar
3	Druckregler Vorlauf	Druckbereich 0-10 bar, mit Manometer
4	T-Stück	Edelstahl, 1/4" BSP Gewinde
5	Ringleitung	Gereinigt und durchgeblasen
6	Einspritzdüsen	Gereinigt und durchgeblasen
7	Messgläser	500ml mit Skalierung
8	Nadelventil	1/8" BSP Anschlüsse, RS Nr. 390-7667
9	Druckregler Rücklauf	Druckbereich 0-10 bar, mit Manometer
10	Rücklaufleitung	Gewebeverstärkter PVC-Schlauch, Dm. 8mm
11	Verbindungsleitungen	Umflochtene Nylon/Gummischläuche

5.2.3 Volllasttest der Einspritzdüsen

Laut Herstellerangaben ([3] und [4]) soll die Einspritzmenge pro Düse 180 bis 210 ml/min bei 100 psi Einspritzdruck, gemessen gegenüber dem Umgebungsdrucks, betragen. Anders ausgedrückt also 64,8 bis 75,6 l/h für alle sechs Düsen. Der Einspritzdruck kann mit dem Zusammenhang

$$1 \cdot \text{psi} = 0,0689476 \cdot \text{bar} \quad (5.1)$$

in das metrische System umgerechnet werden (aus [7]). Er beträgt:

$$p_{Br} = 6,89 \cdot \text{bar}$$

Um diese Werte zu verifizieren wird die Kraftstoffmenge aus dem spezifischen Kraftstoffverbrauch berechnet, dieser beträgt (laut [6]):

$$SFC = 0,95 \cdot \frac{\text{lbs}}{\text{HP} \cdot \text{h}}$$

Die Dichte von Kerosin beträgt etwa (aus [7]):

$$\rho_{Br} = 810 \cdot \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}$$

Damit kann zusammen mit Gl. (4.1) der Brennstoffverbrauch bei Volllast berechnet werden:

$$\dot{V}_{Br} = 79,79 \cdot \frac{\text{l}}{\text{h}}$$

Dieser Wert liegt etwas über dem Wert, den die Einspritzdüsen bei 6,89 bar Einspritzdruck der Maschine zuführen. Es ist daher zu erwarten, dass der tatsächliche relative Einspritzdruck etwas höher liegt.

Der Prüfstand wurde wie in Punkt 5.2.2 beschrieben aufgebaut; die Leitungen wurden gefüllt und entlüftet. Für alle Tests wurde der vorgeschriebene Kraftstoff verwendet (Kerosin Jet A1, aus [5]), die Umgebungstemperatur betrug 18°C. Um die Vollasteinspritzmenge zu testen wurde das Nadelventil (Nr. 8 in Abbildung 17) voll zuge dreht und der Druckregler vor den Düsen (Nr. 3 in Abbildung 17) auf 6,9 bar eingestellt. Es wurde über einen Zeitraum von drei Minuten gemessen, um die Messgenauigkeit zu verbessern. Bei der ersten Messung wurde festgestellt, dass eine Düse nicht voll durchgängig war. Nach der Reinigung dieser Düse zeigten alle sechs Düsen sehr ähnliche Werte. Die Ergebnisse der Messungen sind in Tabelle 7 angegeben.

Tabelle 7: Ergebnis Messung Vollasteinspritzmenge

Düse Nr.	1	2	3	4	5	6
Menge in ml/ 3min	425	425	430	430	410	420

Die durchschnittliche Einspritzmenge pro Düse ergibt sich zu 141,1 ml/min. Dieser Wert liegt unter den oben angegebenen Sollwerten. Diese Sollwerte beziehen sich jedoch auf einen Test der individuellen Düsen ohne Ringleitung. Es ist daher zu vermuten, dass der Druckabfall in der Ringleitung nicht vernachlässigbar ist und für die Mengendifferenz verantwortlich ist.

Die Düsen wurden einzeln, ohne Ringleitung, an die Pumpe angeschlossen. Die so ermittelte Einspritzmenge beträgt bei 6,9 bar Einspritzdruck durchschnittlich 185 ml/min. Dieser Wert liegt im geforderten Bereich, die Einspritzdüsen sind in Ordnung und können ohne Einschränkungen weiter verwendet werden.

Für die weiteren Versuche wäre es wünschenswert gewesen eine Pumpe mit höherem Ausgangsdruck zu verwenden, um den Druckabfall in der Ringleitung kompensieren zu können, jedoch konnte eine solche Pumpe nicht mit vertretbarem Aufwand beschafft werden. Das Ziel dieser Arbeit ist es, eine Steuerungseinrichtung für Drehzahl und Last zu entwickeln; das Hauptaugenmerk liegt auf einem stabilen Leerlauf und einer Teillaststeuerung. Der Fehler durch die zu niedrige Pumpenleistung tritt nahe des Volllastbereichs der Maschine auf; dieser Bereich ist aber für die Entwicklung der Steuerungseinrichtung nicht maßgeblich. Daher wurden die weiteren Versuche mit der vorhandenen Pumpe durchgeführt, wissend, dass die Umgebung des Volllastpunktes nicht erfasst werden kann.

5.2.4 Minimaler Einspritzdruck

In der vorhandenen Form läuft die Maschine mit fast maximaler Drehzahl. Für die Anwendung in einem Kraftfahrzeug ist jedoch ein möglichst niedriger Leerlauf gefordert. Dieser Leerlauf ist bei Gasturbinen durch die Pumpgrenze des Verdichters begrenzt; außerdem muss die Gasgeneratorturbine genügend Leistung für den Antrieb des Verdichters abgeben und die Flamme darf nicht verlöschen. Hier soll es primär um die Stabilität der Flamme gehen.

Ausgehend vom maximalen Einspritzdruck von 6,89 bar wurde der Einspritzdruck im nächsten Test schrittweise reduziert. Das Nadelventil wurde geschlossen (entspricht Volllast); die Druckreduktion wurde am ersten Druckregler (zwischen Pumpe und Düsen) eingestellt. Bei etwa 3 bar Einspritzdruck konnte eine deutliche Einschnürung des Spritzbildes beobachtet werden, bei noch niedrigerem Druck konnte die Bildung von Tröpfchen beobachtet werden. Da die Visualisierung des Sprühbildes ohne Flamme sehr schwierig war, wurde der Sprühnebel mit einem Bunsenbrenner entzündet. Der Einspritzdruck wurde beginnend bei 6,9 bar kontinuierlich reduziert. Das Spritzbild ist in Abbildung 18 gut zu erkennen, der Spritzwinkel beträgt etwa 150°.



Abbildung 18: Spritzbild bei 6,9 bar Einspritzdruck

Bei 3,0 bar Einspritzdruck konnte diesmal die Tröpfchenbildung visuell festgehalten werden, gut zu erkennen im Randbereich der Flamme in Abbildung 19. Bei dem geringeren Einspritzdruck reduziert sich auch der Spritzwinkel leicht auf etwa 130° , durch die geringere Einspritzmenge ist natürlich auch die Flamme kleiner.



Abbildung 19: Spritzbild bei 3,0 bar Einspritzdruck

Für die weiteren Tests wurde daher ein minimaler Einspritzdruck von 3,5 bar gewählt, um weit genug von dem Bereich der Tröpfchenbildung entfernt zu sein. Dieser minimale Druck wird am Druckregler nach dem Nadelventil eingestellt (Nr. 9 in Abbildung 17).

5.2.5 Nadelventil

Der minimale Einspritzdruck wurde in Punkt 5.2.4 mit 3,5 bar festgelegt. Die Grundidee der geplanten Steuerung ist es, den Drehzahlsteller der Maschine durch ein möglichst fein regelbares Ventil zu ersetzen. Es wird also Kraftstoff aus der Einspritzleitung zu den Düsen abgezweigt und der Saugseite der Einspritzpumpe wieder zugeführt. Diese Art der Steuerung kann auch als Rücklaufregelung beschrieben werden. Ist das geplante Nadelventil geschlossen entspricht das der vollen Einspritzmenge (Volllast), wird das Ventil allmählich geöffnet, so wird die eingespritzte Menge bis zu einem eingestellten Minimum absinken (Teillast und Leerlauf).

Aus dem Katalog des Industriedistributors RS wurde ein Nadelventil ausgewählt, die technischen Daten sind in Tabelle 8 und Abbildung 20 angegeben.

Tabelle 8: Technische Daten Nadelventil

Hersteller	RS
Serie	200
Teilenummer	390-7667
Temperaturbereich	-20 bis +100°C
Maximale Durchflussrate	7,6 l/min
Maximaler Druck	345 bar (5000 psi)
Arbeitsweg	5 Umdrehungen

Die geschätzte Durchflussrate durch das Ventil beträgt etwa ein Drittel der gesamten Brennstoffmenge, also etwa 0,44 l/min. Dies ist wesentlich weniger als die maximal mögliche Durchflussrate des Ventils, jedoch ist kein kleineres Ventil verfügbar. Es ist zu erwarten, dass nicht der gesamte Weg des Ventils genutzt werden kann.

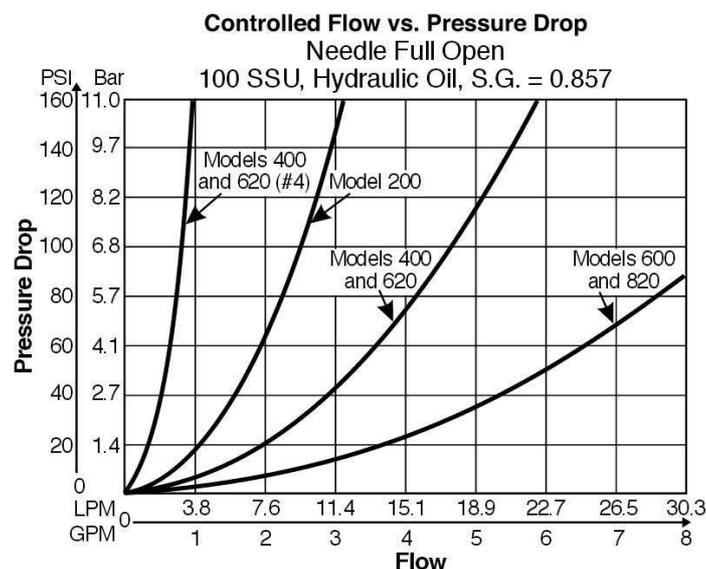


Abbildung 20: Kennlinie des Hydraulikventils Model 200

Für die nächsten zwei Versuchreihen wurde der Druckregler nach der Pumpe auf 6,9 bar eingestellt, während der Druckregler nach dem Nadelventil auf 3,5 bar festgelegt wurde. Im Weiteren wurden der Einspritzdruck und die eingespritzte Menge aller sechs Düsen für jede 1/10 Umdrehung Ventilöffnung festgehalten.

Die Messergebnisse sind in Tabelle 9 angegeben. Der Einspritzdruck und auch die eingespritzte Menge nehmen zunächst schneller ab. Ab 1,2 Umdrehungen Ventilöffnung wurde die eingespritzte Menge nicht mehr alle zehntel Umdrehungen erfasst, sondern das Messintervall vergrößert. In der letzten Spalte in Tabelle 9 ist die gemittelte Einspritzmenge angegeben.

Tabelle 9: Ergebnis Messung Teillasteinspritzmenge

Ventil- öffnung in Umdr.	Einspritz- druck in bar	Einspritz- menge Düse 1 in ml/min	Einspritz- menge Düse 2 in ml/min	Einspritz- menge Düse 3 in ml/min	Einspritz- menge Düse 4 in ml/min	Einspritz- menge Düse 5 in ml/min	Einspritz- menge Düse 6 in ml/min	Durchschn. Einspritz- menge in ml/min
0,0	6,90	145	145	140	150	135	140	142,5
0,1	6,35	135	140	130	140	125	130	133,3
0,2	6,05	135	135	130	135	125	130	131,7
0,3	5,95	130	130	125	130	123	125	127,2
0,4	5,85	130	125	125	130	120	125	125,8
0,5	5,70	125	125	120	125	120	123	123,0
0,6	5,60	125	125	120	125	120	120	122,5
0,7	5,40	125	120	120	125	115	117	120,3
0,8	5,20	120	120	115	120	115	115	117,5
0,9	5,10	120	115	115	120	115	115	116,7
1,0	5,00	115	115	115	115	110	115	114,2
1,1	4,85	115	115	110	115	110	115	113,3
1,2	4,70	115	110	110	115	110	110	111,7
1,3	4,50							
1,4	4,40	110	110	110	113	107	110	110,0
1,5	4,30							
1,6	4,15							
1,7	4,00	106	107	108	110	104	106	106,8
1,8	3,90							
1,9	3,80							
2,0	3,70	100	100	100	105	95	100	100,0
2,1	3,60							
2,2	3,55							
2,3	3,50	95	95	95	100	90	95	95,0

In Abbildung 21 und Abbildung 22 sind der Einspritzdruck und die Einspritzmenge graphisch dargestellt.

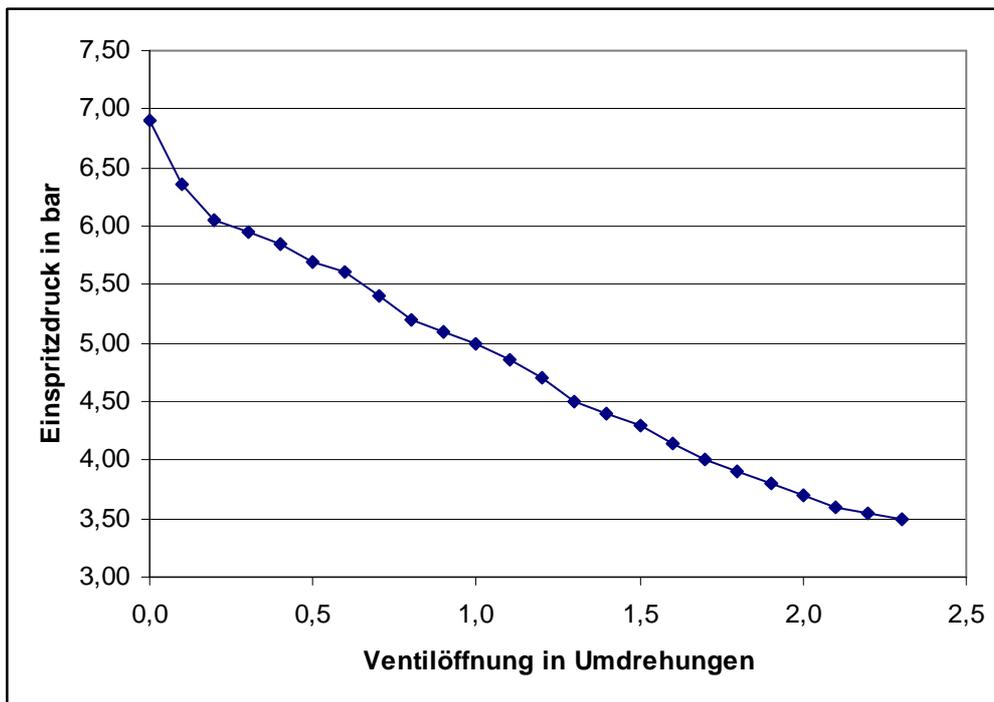


Abbildung 21: Einspritzdruck über Ventilöffnung

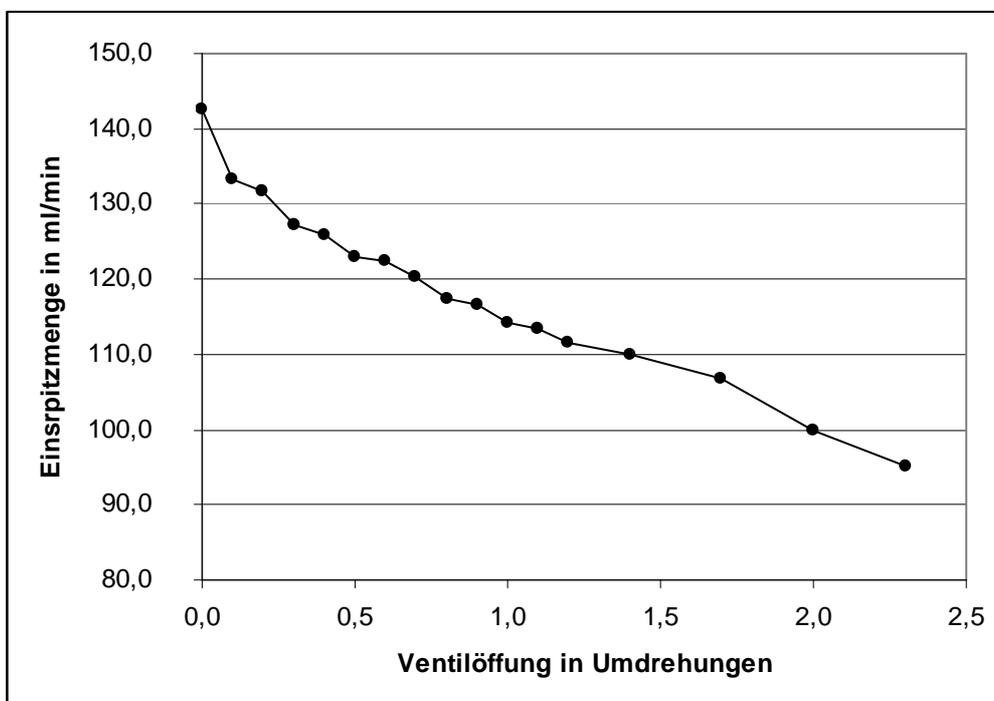


Abbildung 22: Einspritzmenge über Ventilöffnung

5.2.6 Versuch an der realen Maschine

Die hier behandelte Maschine wurde getriebeseitig für die Verwendung in einem Kraftfahrzeug umgearbeitet. Zusätzlich musste das Reduktionsgetriebe um 180° um die Turbinenlängsachse verdreht werden, was einige Modifikationen der Schmierölwege zur Folge hatte. Ansaug- und Abgaskanäle wurden eigens angefertigt, die Druckverluste wurden durch große Querschnitte und kurze Kanäle möglichst klein gehalten. Das tatsächliche Kraftstoffsystem wurde angelehnt an den oben beschriebenen Versuch verwirklicht. Die Kraftstoffversorgung wird über einen Tank mit 100l Fassungsvermögen, einer Vorförderpumpe und einem Druckregler vor der eigentlichen mechanischen Einspritzpumpe sichergestellt. Statt des Drehzahlreglers wurde das Nadelventil mit nachgeschaltetem Druckregler montiert; der Druckregler wurde auf 3,5 bar eingestellt.

Der Startvorgang erfordert manuelle Eingriffe. Da die Maschine mit dem Elektrostarter nur auf etwa 15% der Nenndrehzahl hochgezogen wird, ist der Starteinspritzdruck geringer als bei Nennlast. Um trotzdem eine Zündung zu ermöglichen, muss das Nadelventil für den Startvorgang geschlossen werden. Dadurch wird der gesamte vorhandene Einspritzdruck zu den Düsen geleitet. Sobald die Zündung erfolgt ist und die Maschine hochläuft kann das Ventil geöffnet werden.

Die minimale Leerlaufdrehzahl war nicht bekannt. Daher wurde das Nadelventil kontinuierlich geöffnet und die Reaktion der Maschine beobachtet. Bei 0,7 Umdrehungen Ventilöffnung starb die Maschine ab, zu diesem Zeitpunkt konnten 0,82 bar relativer Verdichterdruck abgelesen werden. Für einen stabilen Leerlauf sollte das Ventil daher nicht weiter als 0,65 Umdrehungen geöffnet werden.

Um das Fahrzeug in Betrieb nehmen zu können, wurde auf den Betätigungsknopf des Ventils eine Nockenscheibe aufgeschraubt. Sie hat eine Aufnahme für einen Seilzug (Verbindung zum Gaspedal) und aus Sicherheitsgründen doppelt ausgeführte Rückzugsfedern. Die Nockenscheibe ist derart gestaltet, dass durch die Betätigung des Gaspedals das Ventil anfänglich schneller und zum Volllastpunkt hin langsamer geschlossen wird. Mit dieser Maßnahme soll der steile Druck- und Mengenanstieg (siehe Abbildung 21 und Abbildung 22) zum Volllastpunkt hin kompensiert werden. Zum Einstellen des Leerlaufes wurde eine Anschlagsschraube vorgesehen, der Gesamtweg der Nockenscheibe beträgt 0,65 Umdrehungen. Der Leerlauf wurde auf 35.000 U/min eingestellt, bei dieser Drehzahl beträgt das Verdichterdruckverhältnis etwa $\Pi_v = 2 \cdot \text{bar}$.

6 Verbrennung und Betriebsverhalten

6.1 Flamme und Verbrennung

Die Einspritzanlage und die Einspritzdüsen sind in Kap. 5.1 und 5.2 beschrieben. Hier wird näher auf die Brennkammer und den Flammenverlauf eingegangen.

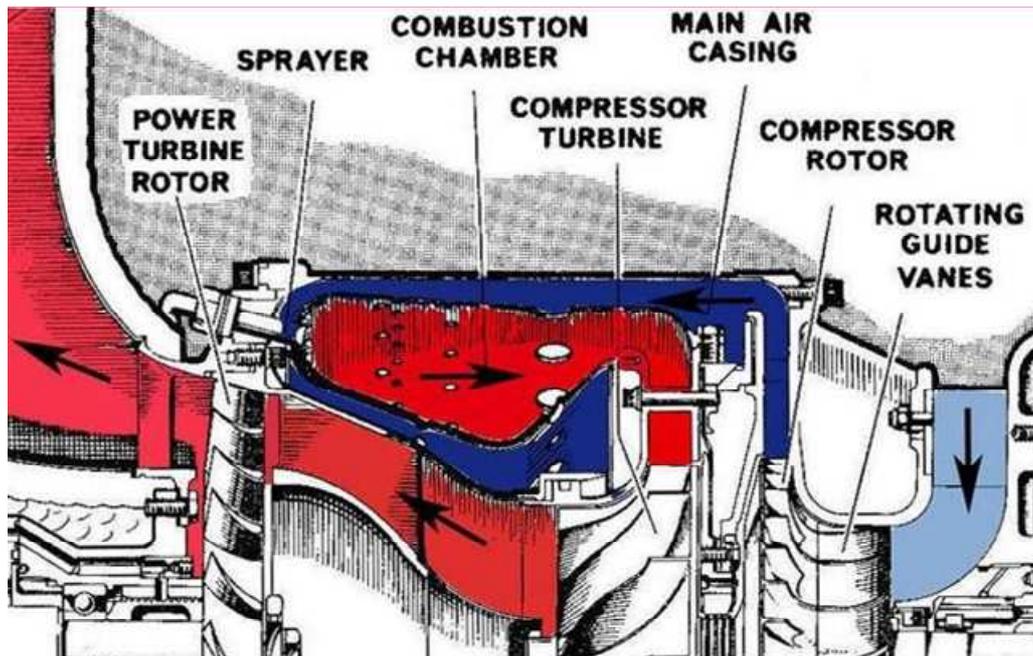


Abbildung 23: Ausschnitt aus dem Schnittbild der Turbine, bearbeitet aus [5], Ganzes Bild siehe Anhang C

Wie in Abbildung 23 zu sehen, ist die Brennkammer als Gegenstrombrennkammer ausgeführt. Diese Bauform benötigt den geringsten Bauraum aller Brennkammertypen. Durch die turbulente Mischung wird ein guter Ausbrand erzielt. Der Brennstoff wird zentral in Strömungsrichtung der Luft in die Brennkammer eingespritzt. Die Zerstäubung erfolgt durch den Einspritzdruck (etwa 11bar absolut bei Vollast). Sie wird jedoch von einem Druckluftstrom, welcher um den eigentlichen Düsenkörper herumströmt, unterstützt. Eine gute Zerstäubung vermindert die Rauchbildung der Maschine, da für die Verbrennung zu große Kraftstofftröpfchen vermieden werden müssen.

Für eine stabile Flamme muss eine Zone mit niedriger Strömungsgeschwindigkeit und hoher Turbulenz vorhanden sein [1]. Außerdem müssen der Druck und die Temperatur am Brennkammereintritt unter den Verlöschungsgrenzen liegen. Für die Parameter Druck, Temperatur und Strömungsgeschwindigkeit sind diese Bereiche in Abbildung 24 über dem Kraftstoff-Luft Verhältnis (FAR) aufgetragen. Das stöchiometrische Mischungsverhältnis bezieht sich auf die Brennzone, weiter entfernt davon herrscht ein Luftüberschuss.

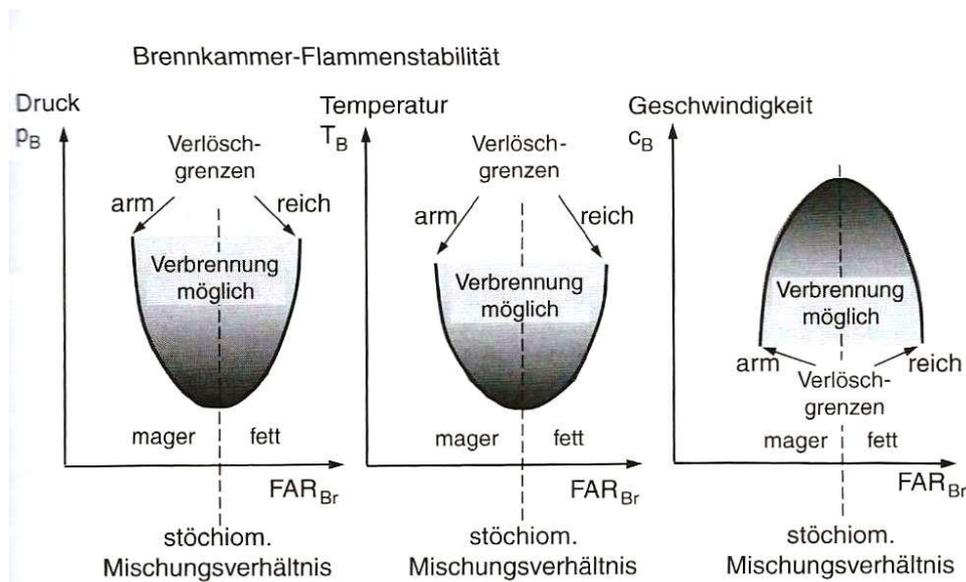


Abbildung 24: Verlöschungsgrenzen der Flamme, aus [1]

Das stöchiometrische Mischungsverhältnis beträgt etwa 14,6:1; in Kap. 4.3 wurde die Luftzahl mit 3,62 berechnet. Das Mischungsverhältnis über die gesamte Maschine beträgt daher etwa 53:1, dieser Wert ist jedoch für eine Verbrennung zu hoch. Die Verbrennungsluft muss der Flamme stufenweise zugeführt werden. In der Primärzone werden dem Kraftstoffnebel etwa 15-20 Prozent der gesamten Luftmenge zugeführt (aus [10]), dadurch wird eine rasche Verbrennung gewährleistet. Durch die Löcher im Brennkammereinsatz werden dann weitere 30 Prozent der Gesamtluftmenge zugeführt, in dieser Sekundärzone wird die Verbrennung abgeschlossen. Die so zugeführte Luft muss optimal dosiert und geführt sein, um eine lokales Abkühlen der Flamme (und die damit verbundene Verzögerung der Verbrennung) zu vermeiden. In der letzten Zone, der Verdünnungszone, wird das heiße Rauchgas auf ein Niveau herabgekühlt, das die Werkstoffe der Turbine ertragen können. Die zonenweise Zufuhr der Luft ergibt aber noch keine selbsterhaltende Flamme, da die Ausbreitungsgeschwindigkeit der Flamme eine Größenordnung unter der Strömungsgeschwindigkeit liegt (aus [10]). Daher muss beispielsweise über „swirl vanes“ (gebogene radiale Leitschaufeln) oder, wie in der Rover 2S/150, über zusätzliche Bohrungen Luft gegen die Strömungsrichtung zugeführt werden. Ein kleiner Teil dieser flammstabilisierenden Luft wird über die Hüllrohre der Einspritzdüsen direkt der primären Verbrennungszone zugeführt.

6.2 Betriebsverhalten einer Zweiwellengasturbine

Schon bei den ersten Versuchsfahrzeugen mit Gasturbinenantrieb wurden ausschließlich zweiwellige Maschinen verwendet. Dieser Umstand liegt in der Drehmomentcharakteristik dieser Aggregate begründet. Einwellige Gasturbinen geben im Leerlauf keine Nutzleistung ab, zur Vollast hin steigt das abgegebene Drehmoment bis zum Maximum an. Für den Antrieb eines Fahrzeuges ist jedoch ein hohes Moment zum Anfahren notwendig. Die ideal erwünschte Drehmoment-Hyperbel ist in Abbildung 25 dargestellt. Einwellige Maschinen könnten also nur mit einer Kupplung und einem vielstufigen Schaltgetriebe, beziehungsweise einem Drehmomentwandler und einem Automatikgetriebe, verwendet werden. Beide Möglichkeiten widersprechen jedoch dem größten Vorteil der Gasturbine, nämlich dem einfachen und raumsparenden Aufbau. Der Drehmomentverlauf der Nutzleistungsturbine einer zweiwelligen Maschine ist ebenfalls in Abbildung 25 eingetragen. Dieser Verlauf ist schon wesentlich besser für den Fahrzeugantrieb geeignet. Die Räder können direkt mit der Nutzleistungsturbine gekoppelt werden. Beim Anfahren liegt je nach Gasgeneratordrehzahl maximal etwa das dreifache Nennmoment an. Dieser Umstand kann mit der Charakteristik eines Drehmomentwandlers in einem Automatikgetriebe verglichen werden. Je nach Einsatzgebiet (Personenkraftwagen, Lastkraftwagen) kann ein noch höheres Anfahrmoment erforderlich sein. Dieses kann über ein Automatikgetriebe mit wenigen Stufen erreicht werden. Die Rolle des Drehmomentwandlers kann von der Nutzleistungsturbine übernommen werden.

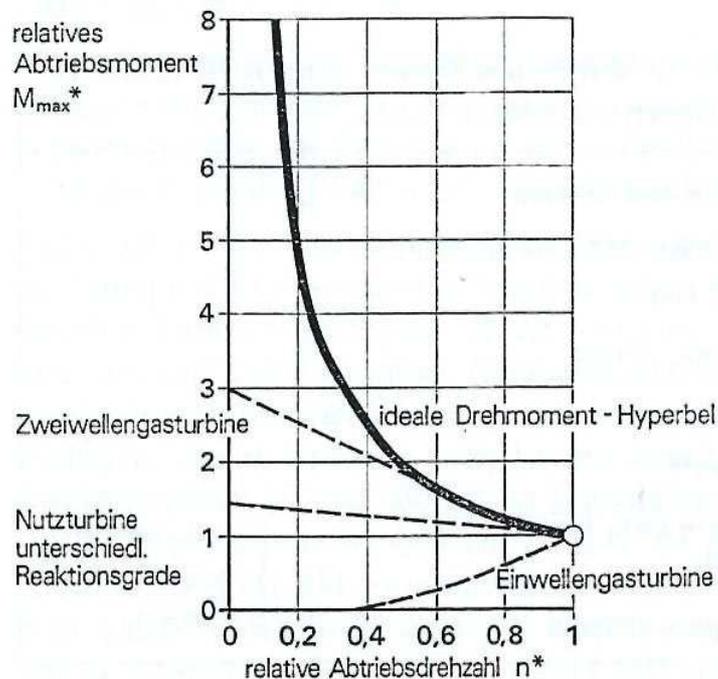


Abbildung 25: Drehmomentverlauf von Gasturbinen über der Abtriebsdrehzahl, aus [11]

Für die benötigte Antriebsleistung eines Kraftfahrzeuges gilt allgemein (aus [12]):

$$P_{\text{Antrieb}} = v^3 \cdot \left(\frac{\rho_L}{2} \cdot c_W \cdot A_{\text{proj}} \right) + v \cdot (m_{\text{Fzg}} \cdot g \cdot f_{\text{Roll}}) + v \cdot (m \cdot g \cdot \sin(\alpha)) \quad (6.1)$$

Der erste Term steht für den Luftwiderstand, der zweite Term für den Rollwiderstand der Reifen, der letzte Term berücksichtigt den Steigungswiderstand bei der Bewältigung einer Rampe mit dem Steigungswinkel α . Der führende Term ist der Luftwiderstand, der kubisch mit der Geschwindigkeit anwächst. In der einfachsten Form kann eine zweiwellige Gasturbine ohne Schaltgetriebe in einem Kraftfahrzeug verwendet werden. Die Geschwindigkeit ist damit direkt proportional zur Drehzahl der Nutzleistungsturbine. Werden die Terme für den Roll- und Steigungswiderstand vernachlässigt, so kann

$$P_{\text{Antrieb}} \sim n^3 \quad (6.2)$$

angeschrieben werden. Dieser Zusammenhang wird in der Literatur auch Propellergesetz genannt, dargestellt in Abbildung 26. Die benötigte Leistung deckt sich sehr gut mit der zur Verfügung stehenden Leistung, zu sehen in Abbildung 27 („Betriebslinie in Ebene“). Die Leistungslinien sind Parabeln bei konstanter Gasgenerator-drehzahl (n_G in Abbildung 27).

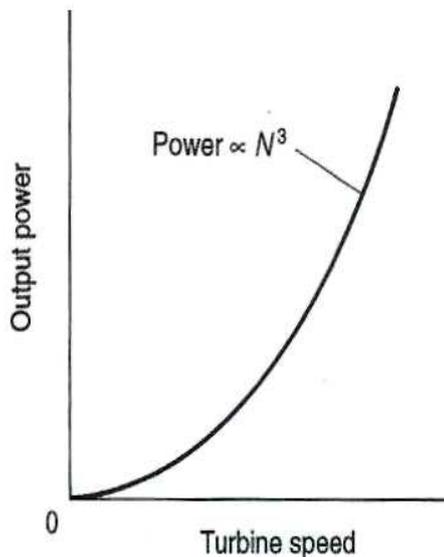


Abbildung 26: Propellergesetz, aus [10]

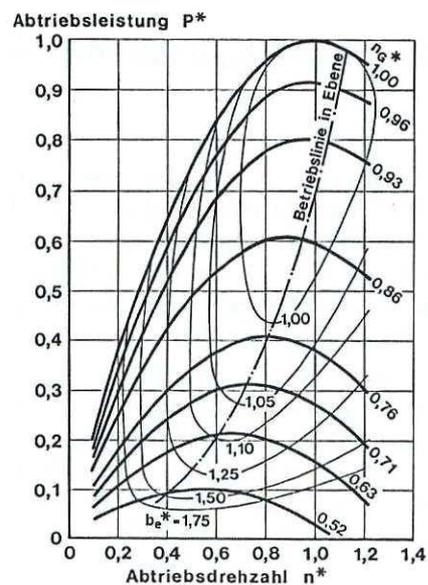


Abbildung 27: Leistungskennfeld einer zweiwelligen Kfz-Gasturbine, aus [11]

7 Abschließende Betrachtung und Ausblick

7.1 Diskussion der Berechnungsergebnisse

Der berechnete Winkel und der Metallwinkel am Verdichtereintritt betragen $\beta_1^+ = 34,3^\circ$ und $\sigma_1^+ = 41^\circ$, die Abweichung beträgt etwa $6,7^\circ$. Diese Differenz ist gering, zumal der genaue Vordrall nicht bekannt ist. Der betrachtete Lastpunkt (Volllast) wird annähernd dem Auslegungspunkt entsprechen, da die Maschine für den kontinuierlichen Betrieb bei annähernder Volllast verwendet wurde.

Der Metallwinkel am Diffusoreintritt beträgt $\sigma_2 = 34^\circ$, während der berechnete Strömungswinkel nur $\alpha_2 = 12,46$ beträgt. Es besteht also eine Differenz von etwa $21,5^\circ$ zwischen den berechneten und abgemessenen Werten. Dieser Umstand dürfte sich historisch entwickelt haben, radial endende Schaufeln sind die naheliegendste Lösung für eine radiale Verdichterstufe. Die erste Ausführung der Rover-Radialverdichterstufen hatte keine Halbschaufeln im Verdichteraustritt, dieser Umstand wurde im Laufe der Baureihe 2S/150 geändert. Der Metallwinkel des Diffusors lässt sich bei dem vorhandenen Bauraum nicht weiter verkleinern, ohne dass der durchströmte Querschnitt zu klein werden würde. Eine Abhilfe könnte durch rückwärts gekrümmte Schaufeln am Laufradaustritt geschaffen werden, diese Maßnahme wurde in der finalen Entwicklungsstufe der Triebwerke 2S/350 auch tatsächlich verwirklicht ([6]).

Die Gasgeneratorturbine ist konventionell mit radial beginnenden Schaufeln ausgeführt, während die Schaufelenden gekrümmt sind. Der berechnete Strömungswinkel $\beta_6^+ = 32,16^\circ$ stimmt fast perfekt mit dem Metallwinkel $\sigma_6 = 29^\circ$, überein. Die Annahme einer drallfreien Abströmung ist also gerechtfertigt.

Die Nutzleistungsturbine entspricht einer einfachen Axialstufe, jedoch mit konstantem Nabendurchmesser an Stelle von einem konstanten gemittelten Durchmesser. Der berechnete Abströmwinkel $\beta_9^+ = 24,39^\circ$ ist etwa 14° größer als der Metallwinkel $\sigma_9^+ = 10^\circ$. Diese Differenz würde kleiner werden, wenn die Berechnung mit einem Restdrall in der Strömung durchgeführt werden würde. Da der Restdrall aber vollkommen unbekannt ist, wurde hiervon Abstand genommen, da es die Qualität der Berechnung nicht steigern würde. Ein weiterer Faktor betrifft den abgemessenen Metallwinkel, da die Schaufelenden eine starke Krümmung aufweisen. Der Winkel von 10° trifft nur für die Schaufelkante zu, fünf Millimeter stromaufwärts beträgt der Metallwinkel etwa 20° . Die Abweichung zum berechneten Wert wäre dort also sehr gering.

7.2 Ausblick auf weitere Arbeiten

Zusätzlich zu der für den Fahrzeugantrieb umgebauten Turbine befindet sich im Besitz des Autors eine Rover 2S/150 mit einem Verdichter an der Nutzleistungsturbine (siehe Abbildung 2). Diese Maschine ist als mobiler Prüfstand aufgebaut und mit einfachen Mitteln lauffähig gemacht worden (Öl- und Kraftstoffversorgung, Startkreislauf, etc.). Diese Maschine könnte für Forschungszwecke mit der hier entwickelten Leistungssteuerung ausgerüstet werden. Die Leistung könnte durch eine Drosselung des Nutzleistungsverdichters variiert werden.

Das Betriebsverhalten der Maschine wird vorrangig durch den Gasgenerator bestimmt. Dieser gibt das Ansprechverhalten, die Leerlaufdrehzahl und die maximale Turbineneintrittstemperatur vor. Um die Ansprechzeit im Fahrzeugbetrieb zwischen Leerlauf und Teil- bis Volllast zu verkürzen, müsste vorrangig die Massenträgheit des Gasgeneratorrotors reduziert werden. Bei den Laufrädern an sich sind unter realistischen Gesichtspunkten (Kosten) keine signifikanten Änderungen möglich (Durchmesser, Material). Es könnten jedoch die Nebenantriebe (Öl- und Einspritzpumpe) vom Gasgenerator abgekoppelt werden und zum Beispiel durch elektrische Pumpen ersetzt werden. Die dadurch nicht mehr benötigte Zahnradkaskade könnte, bis auf den Startermotorantrieb, entfallen.

Bei Teillast wird bedingt durch die niedrigere Drehzahl mit niedrigerem Druck eingespritzt. Das hat eine schlechtere Vernebelung des Kraftstoffes zur Folge. Da die Maschine sechs gleichmäßig verteilte Einspritzdüsen aufweist, könnte für den Teillastbetrieb eine selektive Düsenabschaltung oder -ansteuerung erfolgen. Eine Möglichkeit wäre, je drei Düsen mit einer elektrischen Pumpe anzuspiesen. Bei Leerlauf sind nur drei Düsen in Betrieb, allerdings mit dem vollen Einspritzdruck, und dem damit bedingten Auslegungsspritzbild. Bei Teillast werden dann die restlichen drei Düsen graduell dazugeschaltet, bis bei Volllast alle Düsen die volle Menge einspritzen. Um die Einspritzung weiter zu verfeinern, könnte auch das Steuerventil elektronisch angesteuert werden. Dadurch könnten die Lastwechsellvorgänge besser geregelt werden. Vor allem die Abgastemperatur beim Lastwechsel (Überschwingen) könnte dadurch geringer gehalten werden, was eine Lebensdauersteigerung bedeutet.

Die maximale Leistung der Turbinenstufen wird durch die Drehzahl und die Turbineneintrittstemperatur begrenzt. Beide Größen können nicht weiter gesteigert werden, ohne die Lebensdauer und die Betriebssicherheit der Maschine zu verschlechtern. Eine Möglichkeit um die Turbineneintrittstemperatur trotzdem zu steigern, wäre die Beschichtung der heißgasführenden Komponenten mit keramischen Materialien. Allerdings ist fraglich, ob eine solche Beschichtung ohne weitere Maßnahmen möglich ist. Jede aufgetragene Schicht verringert die notwendigen Spalte um die Laufräder. Vor einer Beschichtung müssten die Laufräder und/oder die Leitriegen entsprechend spanabhebend bearbeitet werden. Nach der Beschichtung müsste eine Wuchtung der Rotoren erfolgen um Schwingungsprobleme auszuschließen. Da die genaue Legierung der Laufräder nicht bekannt ist, wäre eine chemische Analyse notwendig um eine gute Adhäsion der Beschichtung zu gewährleisten.

Die Abgastemperatur nach der Nutzleistungsturbine beträgt bis zu 680°C. Diese überschüssige Wärme könnte zur Vorwärmung der verdichteten Luft genutzt werden. Für die Kraffturbinenanwendung kommt nur der Regenerator (gemischte Fluidströme) in Frage, da ein Rekuperator (stationärer Wärmetauscher mit getrennten Fluidströme) zu groß und zu schwer wäre. Solche Regeneratoren wurden schon in einigen Kraffturbinen getestet; die häufigste Form sind rotierende Scheiben aus Keramikwaben. Die Hauptprobleme sind jedoch die Abdichtung der rotierenden Wärmetauscherscheiben, die Wärmedehnung der verwendeten Materialien und die Lebensdauer unter permanenten Temperaturgradienten.

Um eine „Motorbremswirkung“ zu erzielen, sowie das Teillastverhalten des Verdichters zu verbessern, ist der Lösungsansatz einer variablen Vorleitreihe in einigen Versuchsturbinen ausgeführt worden. Alternativ könnte auch die Leitreihe des Verdichters variabel ausgeführt werden. Wie in Punkt 7.1 beschrieben, könnte das Verdichterlaufrad mit rückwärtsgekrümmten Schaufeln am Austritt ausgestattet werden. Alle in diesem Absatz genannten Maßnahmen stellen jedoch einen extrem hohen Entwicklungs- und Kostenaufwand dar und sind daher nicht realistisch verwirklichtbar.

Literaturverzeichnis

- [1] H. Rick, Gasturbinen und Flugantriebe: Grundlagen, Betriebsverhalten und Simulation. Springer-Verlag, 2013.
- [2] W. Traupel, Thermische Turbomaschinen: Erster Band Thermodynamisch-strömungstechnische Berechnung. Springer-Verlag, 1988.
- [3] N. Cumpsty und A. Marquis, „An Approximate Method to Obtain Thermodynamic Gas Properties for Use in Gas Turbines“, in ASME Paper GT2014-26205.
- [4] „Overhaul Manual with illustrated spare parts list for gas turbine engine Rover Type 2S/150“. Lucas Aerospace Power Systems, 1995.
- [5] „Overhaul Manual for Rover gas turbine engine type 2S/150A“. Rover Gas Turbines Ltd, 1969.
- [6] M. C. S. Barnard, Pistons to Blades. Rolls-Royce Heritage Trust, 2003.
- [7] K. Reif und K.-H. Dietsche, Kraftfahrtechnisches Taschenbuch. Springer-Verlag, 2010.
- [8] E. Käppeli, Strömungslehre und Strömungsmaschinen. Selbstverlag, 1984.
- [9] N. Spyra, „Entwicklung und Untersuchung eines neuartigen Brennstoffaufbereitungssystems für kleine Gasturbinen“, Technische Universität München, 2010.
- [10] H. I. H. Saravanamuttoo, G. F. C. Rogers, und H. Cohen, Gas turbine theory. Pearson Education, 2001.
- [11] P. Walzer, Die Fahrzeug-Gasturbine. VDI-Verl. Dusseldorf, 1991.
- [12] H.-H. Braess und U. Seiffert, Vieweg Handbuch Kraftfahrzeugtechnik. Springer-Verlag, 2011.

Anhang

A Basisdaten der wichtigsten Rover Gasturbinentypen

Start date	Engine	BHP	SFC lb/hp hr	Turbine inlet temp °C	Gas generator rpm	Air mass flow lb/sec	Pressure ratio	Engine weight lb
1948	T5	100	-	-	70,000	-	-	-
1950	T8	250	1.0	870°	40,000	-	-	-
1952	T6	100	-	-	-	-	-	-
1954	1S/60	60	1.5	800°	46,000	1.35	3.0	140
1956	1S/90	90	1.4	870°	46,000	1.95	3.0	140
1956	2S/100	110	-	870°	52,000	2.0	3.8	-
1959	2S/140	140	0.60	930°	65,000	2.0	3.9	480
1963	2S/150	150	0.9	930°	65,000	2.1	3.9	200
1965	2S/150R	145	0.55	950°	64,000	2.0	3.7	450
1968	2S/350R	370	0.40	1000°	38,200	3.75	4.0	980
1970	2S/350R Mk 2	400	0.43	1050°	38,200	4.1	4.5	-
1964	2S/75	96	1.1	930°	77,000	1.37	3.8	80
1966	TJ125	114lb thrust	-	930°	65,000	2.0	3.9	43

Abbildung 28: Basisdaten der wichtigsten Rover Gasturbinentypen [6]

B Abgastemperatur über Außentemperatur

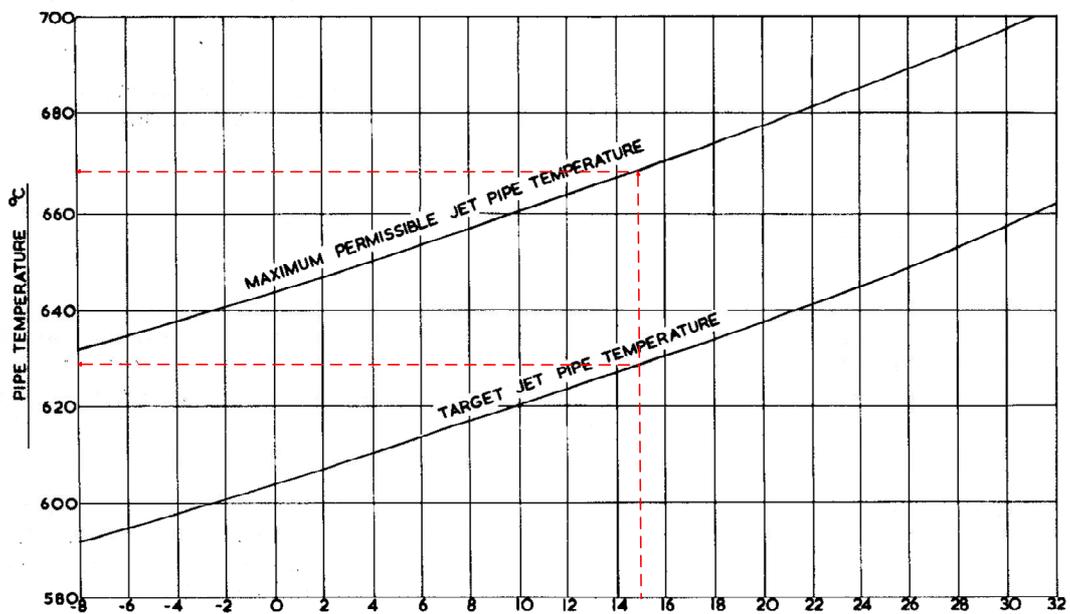


Abbildung 29: Abgastemperatur über Außentemperatur [4]

C Schnitzzeichnung Rover 2S/150

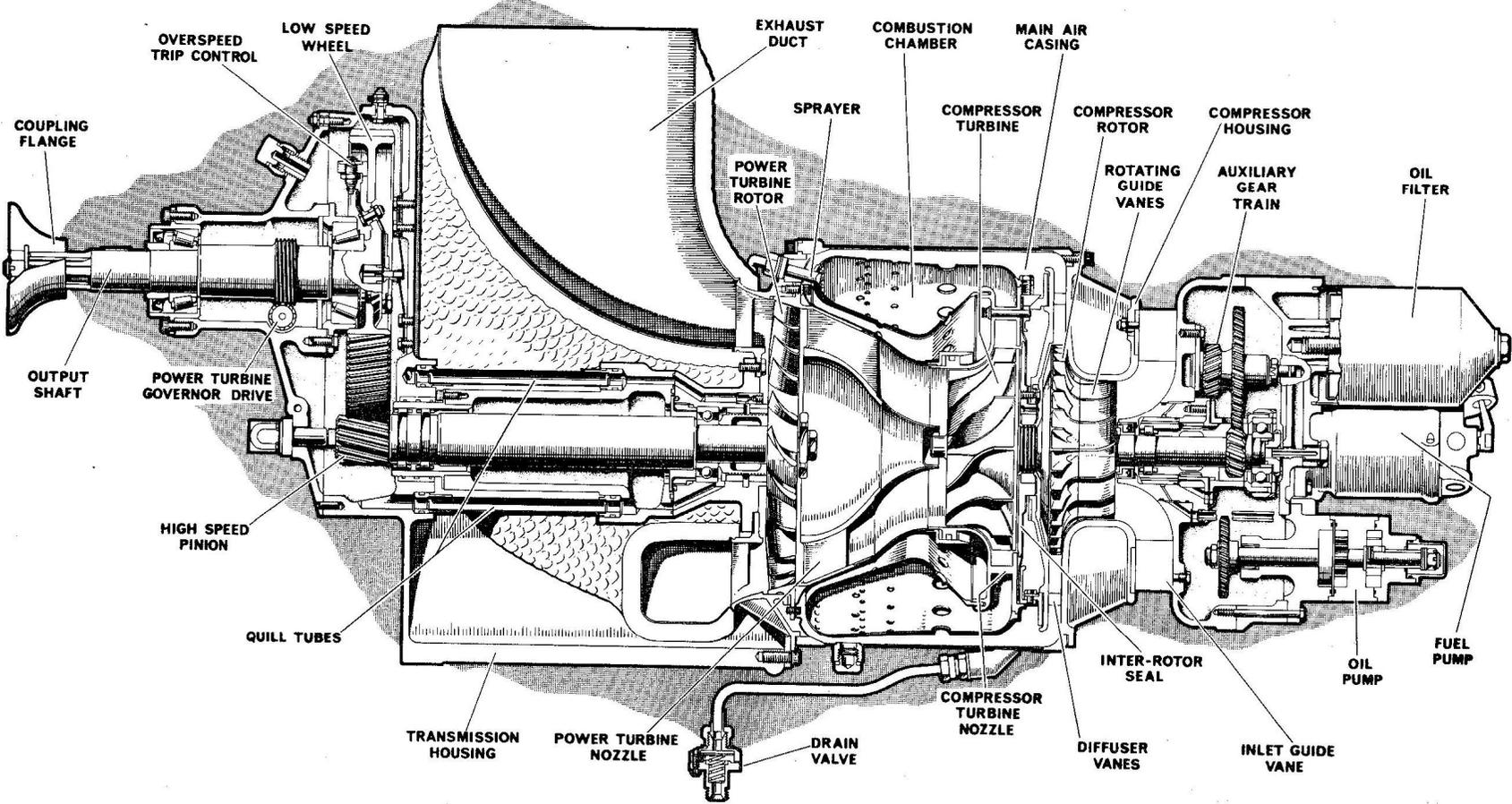


Abbildung 30: Schnitzzeichnung Rover 2S/150 [5]

D Explosionszeichnungen der Gasturbine Rover 2S/150

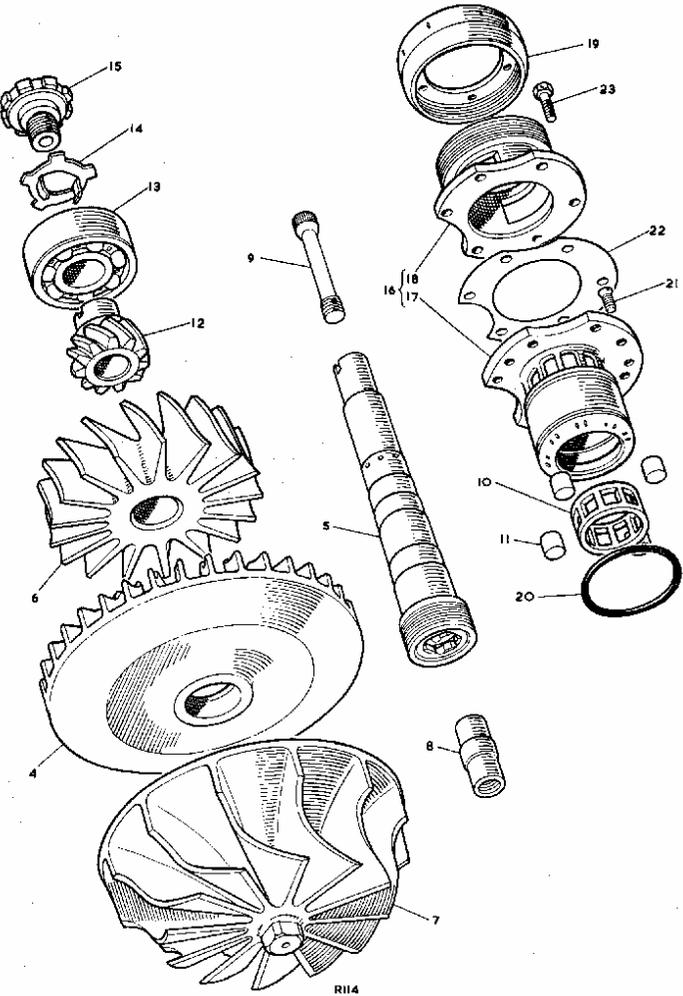


Abbildung 31: Explosionszeichnung des Gasgeneratorläufers [5]

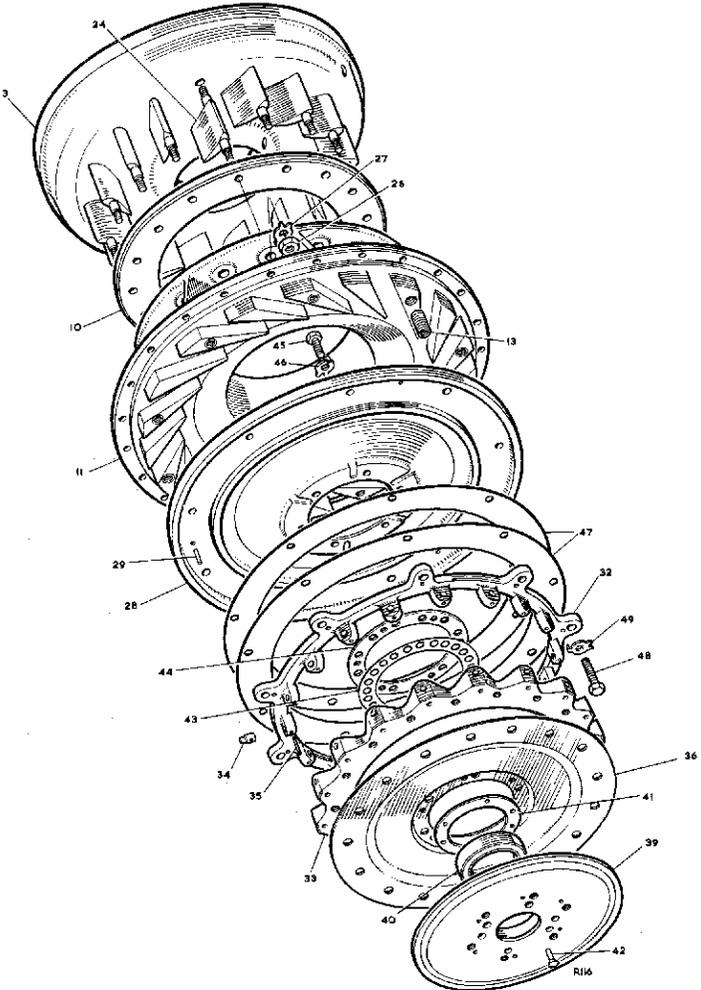


Abbildung 32: Schnittzeichnung des Gasgeneratorgehäuses [5]

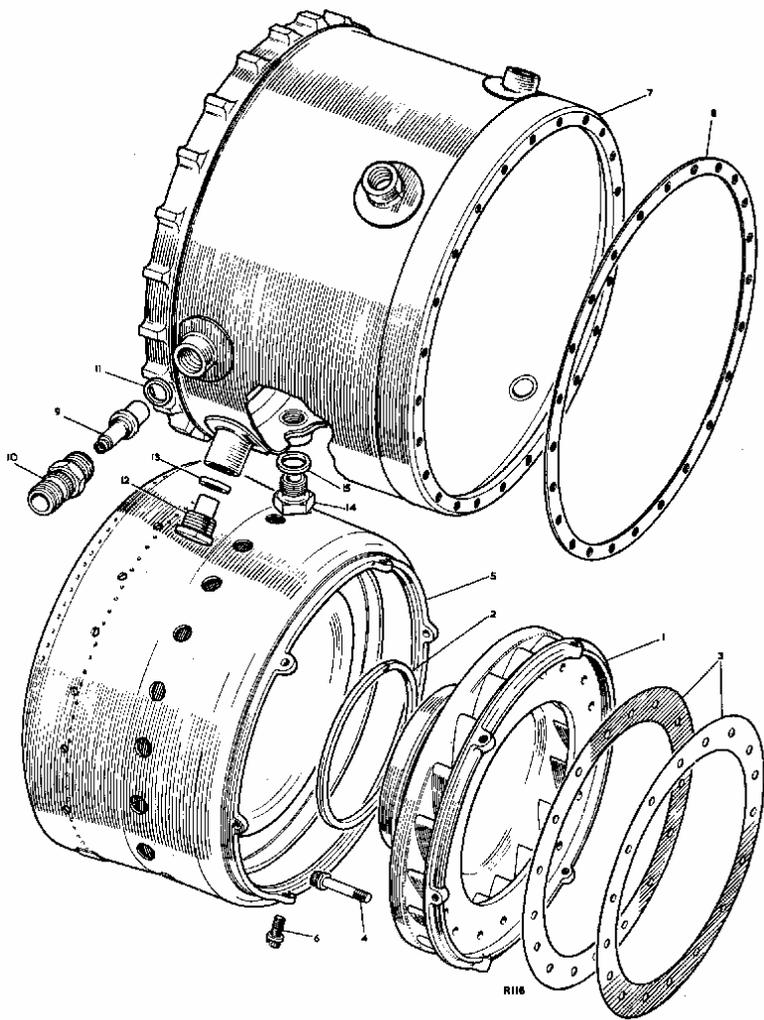


Abbildung 33: Explosionszeichnung der Brennkammer [5]

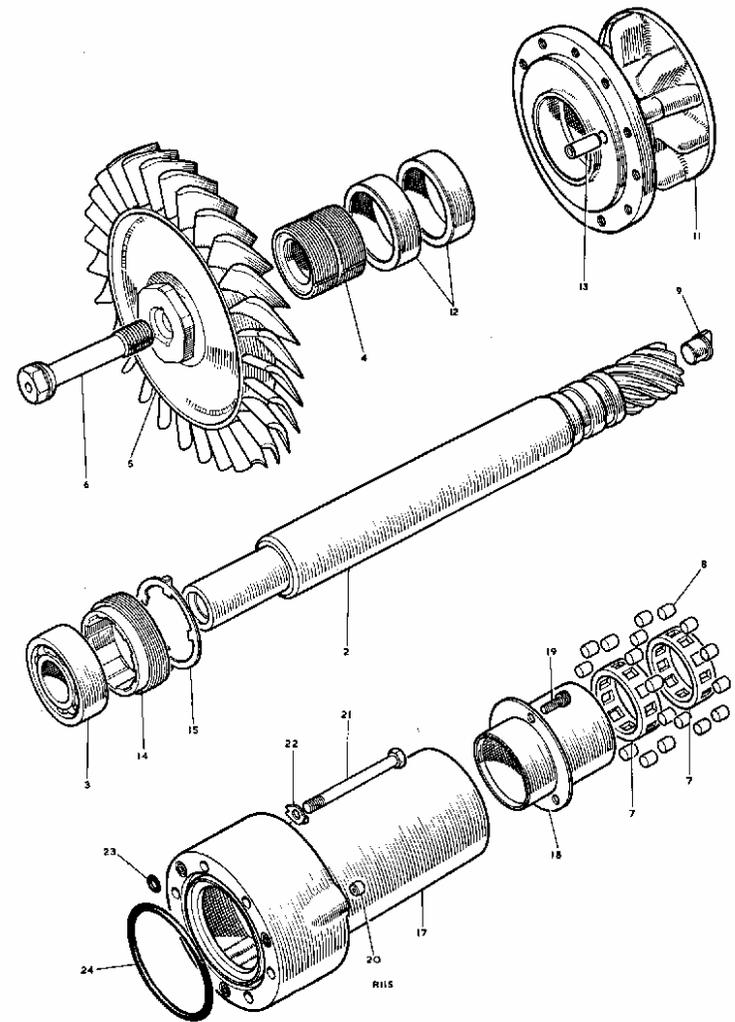


Abbildung 34: Explosionszeichnung der Nutzleistungsturbine [5]