

Modellstrahlturbine Turbo Jet 66

Aufbau, Funktionsweise und Energieumwandlungsprozesse einer Modellstrahlturbine

Ingo Frank

`<ingo@frankturbine.de>`

© 1995-1997, 2002

Vorwort

Diese Arbeit entstand ursprünglich im Rahmen einer Facharbeit im Fach Technologie an der Fachoberschule Cham.

In der Arbeit soll möglichst anschaulich die Theorie erläutert werden, die der Modellstrahlturbine zugrunde liegt.

Anhand von Meßdaten, die bei einem Prüfstandlauf ermittelt wurden, werden die wichtigsten thermodynamischen Größen berechnet. Verdeutlicht wird das ganze durch den offenen Gasturbinenkreisprozeß, der Schritt für Schritt durchgerechnet wird.

Regensburg, im Mai 2002

Ingo Frank

Inhaltsverzeichnis

1. Einleitung	1
2. Aufbau und Funktionsweise einer Modellstrahlturbine	2
2.1. Verdichterstufe	2
2.2. Brennkammer	3
2.2.1. Form und Größe	3
2.2.2. Primär- und Sekundärzone	3
2.2.3. Gemischbildung	4
2.3. Turbinenstufe	4
2.3.1. Geschwindigkeitsplan der Turbinenstufe	5
3. Die Energieumwandlung in der Modellstrahlturbine	7
3.1. Der Energiefluß in der Gasturbine	7
3.2. Der offene Gasturbinenkreisprozeß	7
4. Thermischer Wirkungsgrad	12
A. Abbildungen	13
B. Tabellen	17
Literaturverzeichnis	20
Abbildungsverzeichnis	22
Tabellenverzeichnis	23

1. Einleitung

In den dreißiger Jahren entwickelten der deutsche Physiker Hans Joachim Pabst von Ohain und der Royal-Air-Force-Pilot Frank Whittle voneinander unabhängig, die ersten Düsentriebwerke. Am 27. August 1939 flog der Testpilot Erich Warsitz in der Heinkel He 178 mit dem Triebwerk He S3 B den ersten Düsenflug der Welt. Nachdem Whittles Firma Power Jets Ltd. 1939 vom englischen Luftfahrtministerium den Auftrag erhielt, ein flugfähiges Düsentriebwerk zu entwickeln, folgte am 15. Mai 1941 der erste britische Strahlflug mit der Gloster E 28/39, angetrieben vom verbesserten Triebwerk W 1. Lange Zeit galt es als unmöglich, eine selbstlauffähige Strahlturbine im Modellbaumaßstab zu bauen. Die maßstabsgetreue Verkleinerung von großen Vorbildern erwies sich als ungeeignete Methode, ein funktionierendes Triebwerk zu erhalten. Im Gegensatz zu den modernen Mantelstrom- oder Turbofantriebwerken, bei denen das Prinzip der Gasturbine kaum noch zu erkennen ist, stützt sich der Aufbau einer Modellturbine auf dem Grundprinzip des offenen Gasturbinenprozesses. In der Vergangenheit gab es einige Versuchstriebwerke in Modellgröße, die jedoch nicht zufriedenstellend funktionierten. Der erste erfolgreiche Flug mit einem Modellstrahltriebwerk gelang dem Engländer Gerry Jackman am 20. März 1983. Seine Konstruktion war vermutlich die erste selbstlauffähige Modell-Strahlturbine. 1985 schaffte es Michel Serrier eine Modellstrahlturbine zu konstruieren. Als Grundlage diente ihm dabei der Läufer eines Turboladers. Seine Konstruktion wurde weiter verbessert und schließlich ab 1991 von der französischen Firma JPX als erstes Modellstrahltriebwerk der Welt in Serie gefertigt. 1989 begann Dipl.-Ing. Kurt Schreckling mit Überlegungen, wie man am einfachsten, und vor allem mit Amateurmitteln, eine funktionierende Modellturbine bauen könnte. Mit vielen Prototypen, Messungen und Berechnungen ermittelte er die ideale Form der Laufräder, Leitsysteme und des Verbrennungssystems. Seine Bemühungen führten zum Triebwerk *Feuerdose* FD 3/64. Im Triebwerk versieht ein aus Sperrholz gefertigter Radialverdichter mit Deckscheibe seinen Dienst, dessen Form an die Laufräder in Staubsaugern erinnert, und wohl noch nie zuvor in Gasturbinen eingesetzt wurde. Die Veröffentlichung seines Bauplanes in Buchform ermöglichte es vielen Bastlern, eigene Turbinen nachzubauen, oder gab Anregungen zu modifizierten Konstruktionen. Weitere interessante Antriebe stammen von Thomas Kamps. Er benutzt einen Turbolader-Radialverdichter, der von einer Axialturbine angetrieben wird. Diese Bauweise erinnert an ältere Gasturbinen, wie die Turboméca Marboré II, oder an Drohnenantriebe wie die Williams WR2.

2. Aufbau und Funktionsweise einer Modellstrahlturbine

Das Triebwerk TJ 66, auf das im folgenden näher eingegangen werden soll, stützt sich in seiner Konstruktion auf die Auslegung der Microturbine von Thomas Kamps. Die im folgenden genannten Daten beziehen sich jeweils auf die Arbeitsdrehzahl der Turbine (82000 1/min).

2.1. Verdichterstufe

Als Verdichter dient ein Radialrad aus einem LKW-Turbolader. Es hat einen Durchmesser von 66 mm und zwölf rückwärts gekrümmte Laufschaufeln. Die Umgebungsluft strömt axial auf die Schaufeln zu und wird von diesen mit Hilfe der Fliehkraft radial nach außen gefördert, wobei der Druck und die Temperatur steigen. Die Luft verläßt den Rotor im Winkel von ca. 18° zu einer gedachten Tangente am Radumfang mit 259 m/s und tritt in das Leitsystem ein, an dessen vorwärts gekrümmten Schaufeln sie abgebremst wird. Diese Abnahme der kinetischen Energie des Gases bewirkt zusätzlich einen Druck- und Temperaturanstieg. „Die Strömungsgeschwindigkeit ist direkt hinter den Laufschaufeln noch sehr ungleichmäßig verteilt.“ (Kamps95, S. 54) Deshalb ist zwischen Rotor und Stator ein Freiraum als Beruhigungsstrecke vorgesehen. Der Reaktionsgrad $r = \frac{Y_{Lauf}}{Y_{Stufe}}$ der Verdichterstufe gibt den Anteil der Druckgewinnung im Rotor an. Bei $r = 0,5$ (gilt für Räder mit radial endenden Schaufeln) findet die Kompression zur einen Hälfte im Laufrad und zur anderen im Leitsystem statt. Im hier eingesetzten Laufrad spielt sich der größte Teil der Energieumwandlung bereits im Rotor ab (Kamps95, vgl. S. 45). Darum liegt der Reaktionsgrad beim Einsatz der modernen Turbolader-Verdichterlaufräder mit rückwärts gekrümmten Schaufeln deutlich höher. Das Leitsystem im Modelltriebwerk bringt aufgrund seiner kleinen Abmessungen größere Verluste bei der Druckgewinnung. Weil aber der meiste Druck im Rotor gewonnen wird, haben die Strömungsverluste im Stator keinen so großen Einfluß mehr, weshalb der Wirkungsgrad dieser Verdichterstufe höher ist, als bei einem Laufrad mit radial endenden Schaufeln. Beim Austritt aus dem Diffusor hat die Luft einen Absolutdruck von 1,6 bar und eine Temperatur von 55°C

2.2. Brennkammer

Die im Strahltriebwerk verwendete Ringbrennkammer hat die Aufgabe, die Enthalpie der Luft, durch Verbrennung eines Treibstoffes, zu erhöhen. Das erhitzte Gas kann dann bei der Expansion in der Turbinenstufe mehr Energie abgeben, als zur Verdichtung aufgewandt werden mußte. Ein Teil der verbleibenden Energie dient letztlich als Nutzenergie.

2.2.1. Form und Größe

Im Vergleich zu großen Strahltriebwerken sind die Brennkammern in Modelltriebwerken ziemlich voluminös. Ein großer Querschnitt sorgt für einen ausreichend großen Ausbrandwirkungsgrad, also für eine Verlangsamung der Strömung, was eine gute Gemischbildung und weitgehend vollständige Verbrennung des Treibstoffes bewirkt. Wegen der geringen Verweildauer des Gases in der Brennkammer, im Durchschnitt eine 500stel Sekunde, ist außerdem eine gewisse Länge notwendig, damit der komplette Verbrennungsprozeß und die Zufuhr von Sekundärluft ermöglicht wird. Eine zu kurze Brennkammer würde zu einer schlechten Verbrennung führen, bei der die Flammen bis zur Turbinenstufe vordringen können, was eine Überhitzung und einen sehr schlechten Gesamtwirkungsgrad verursachen würde.

2.2.2. Primär- und Sekundärzone

Die Brennkammer läßt sich in eine Primär- und Sekundärzone einteilen (Abb. A.1, S. 13). Bei der Verbrennung, die hauptsächlich in der Primärzone abläuft, treten Temperaturen in den Flammenkernen von bis zu 2000 °C auf. Durch die relativ niedrige Temperatur der komprimierten Luft, der daraus resultierenden Kühlwirkung des Kompressors und der Bildung eines Kühlfilms auf der Innenwandung der Brennkammer, der durch die geringe Eindringtiefe von Verdichterluft in die kleinen Kühlluftbohrungen entsteht, bereitet diese hohe Temperatur des Flammenkerns keine so großen Probleme wie in großen Triebwerken. Somit sind normale Chrom-Nickelstähle, wie V2A oder V4A, mit einer Blechstärke von 0,3 bis 0,5 mm ausreichend wärmebeständig.

Zur stöchiometrischen Verbrennung des Kraftstoffes werden nur etwa 25 % der vom Verdichter geförderten Luft als Primärluft benötigt, die restlichen 75 % an Sekundärluft verbleiben unverbrannt in den Bereichen außerhalb der Brennkammer zur Kühlung derselben, des Gehäuses und der Rotor-Lagerung (Goetsch80, S. 178). In der Sekundärzone dringt die Kühlluft durch größere Bohrungen tief in den Brennraum ein, und senkt damit die Temperatur des zum Großteil verbrannten Gases auf ein erträgliches Maß für die Turbinenstufe. Die Frischgastemperatur beträgt vor dem Eintritt in das Turbinenleitsystem ca. 703 °C. Im Brennkammerbereich tritt ein Druckverlust von etwa 5 % auf, der auf Verwirbelungen und den Strömungswiderstand beim Übergang des Gases in die Brennkammer zurückzuführen ist (Schreckling94, S. 21).

2.2.3. Gemischbildung

Die Kraftstoffförderung übernimmt eine Zahnradpumpe oder ein Drucktanksystem. In beiden Fällen wird das Gemisch aus 85 % Diesel und 15 % Benzin mit einem Überdruck von ca. 3 bar in einen Verteilerring gepumpt. Von dort gelangt der Treibstoff über dünne Röhrchen in die am Stirnteil der Brennkammer angebrachten Hakenrohre aus V2A. Im Betrieb sind diese Wärmetauscher im glühenden Zustand, was zu einer fast vollständigen Verdampfung des Treibstoffes in den Rohren führt. Der Benzinanteil begünstigt mit seiner niedrigen Siedetemperatur diesen Vorgang. Aus den Austrittsöffnungen strömt der dampfförmige Kraftstoff mit hoher Geschwindigkeit in die Primärzone, vermischt sich mit der Primärluft und wird durch die Flammen und an den glühenden Wänden entzündet.

2.3. Turbinenstufe

Die Turbine hat einen Durchmesser von 65,3 mm und 23 Schaufeln. Das Turbinenleitsystem ist aus V2A-Stahl und das Turbinenrad aus V4A-Stahl gefertigt. Für eine Dauerdrehzahl von 80000 1/min ist dieser Werkstoff gerade noch ausreichend widerstandsfähig gegen die enormen Fliehkraftbelastungen (Fliehkraft auf eine einzelne Schaufel bei dieser Drehzahl: über 1360 N!) und Temperaturen (ca. 600 °C – Rotglut). Zum Einsatz bei Drehzahlen um die 100000 1/min muß auf hochwarmfeste Legierungen wie z. B. Nimonic 90 oder Nitronic 50 zurückgegriffen werden, da nur solche Materialien den Belastungen längere Zeit standhalten. Die Festigkeit von Nimonic 90 ist z. B. bei Temperaturen um die 600 °C höher als bei Zimmertemperatur.

Im Turbinenstator werden der Druck und die Temperatur des Frischgases gesenkt und in kinetische Energie umgewandelt. Die Schaufelkanäle im Leitsystem wirken durch die Verengung des Strömungsquerschnittes wie kleine Düsen, die das Gas in Drehrichtung der Turbine beschleunigen (Kamps95, S. 79). Das Funktionsprinzip entspricht hier dem Gegenteil des Verdichterstators, in dem eine Zunahme des Druckes und der Temperatur stattfindet. Das beschleunigte Gas verläßt das Leitsystem und trifft unter einem günstigen Winkel mit hoher Geschwindigkeit auf die Laufschaufeln des Turbinenrades, wobei sich das Gas wegen der konvergenten Schaufelkanäle weiter entspannt und abkühlt (Goetsch80, S. 180). Der Antrieb des Rotors geht auf die Reaktionskräfte bei der Umlenkung und Beschleunigung der Gase an den Turbinenschaufeln entgegen der Drehrichtung zurück. Darum wird dieser Turbinentyp auch als Reaktionsturbine oder Überdruckturbine (hoher Druck beim Eintritt; niedriger Druck beim Austritt) bezeichnet. Der Reaktionsgrad r der Turbinenstufe berechnet sich nach der Formel:

$$r = \frac{\Delta h_{T-Lauf}}{\Delta h_{T-Stufe}} \quad (2.1)$$

In der Turbinenstufe wird das Enthalpiegefälle $\Delta h_{T-Stufe}$ zu gleichen Teilen auf Stator

und Rotor aufgeteilt, was zu einem Reaktionsgrad von $r = 0,5$ führt (Kamps95, S. 79). Es entsteht eine Umfangskraft in Drehrichtung, die auf die Turbinenschaufeln wirkt und somit den Rotor in Bewegung versetzt. Über die Welle wird der Verdichter angetrieben, wofür bei der Modellstrahltriebwerke aufgrund des geringeren Wirkungsgrades ein Großteil der Energie aufgewendet werden muß. Die Gase strömen mit einem geringen Restdrall und mit hoher Geschwindigkeit aus der Turbine ins Freie. Der Druck der Abgase ist dabei gleich dem Umgebungsdruck, d. h. der vom Verdichter erzeugte Überdruck wurde komplett abgebaut. Die Abgasgeschwindigkeit beträgt ca. 205 m/s, die Temperatur 580 °C. Die Schubkraft entsteht durch den Rückstoß des ausströmenden Gasstrahles. Durch den Einsatz einer Schubdüse kann diese noch um 20 % bis 30 % gesteigert werden. Diese Verbesserung beruht auf der Querschnittsverengung der Düse, die das Abgas noch weiter beschleunigt, und vor allem auf der Strömungsberuhigung, wodurch Verwirbelungen des austretenden Gasstromes größtenteils verhindert werden.

2.3.1. Geschwindigkeitsplan der Turbinenstufe

Zur Verdeutlichung der Funktionsweise der Turbinenstufe soll an dieser Stelle der Geschwindigkeitsplan (Abb. A.2, S. 14) der Gase in der Turbinenstufe herangezogen werden. In diesem werden die Schaufelkanäle bei mittlerem Durchmesser als Abwicklung gezeichnet. Die Vektoren entsprechen den jeweiligen Gasgeschwindigkeiten und Strömungsrichtungen. Für die Umfangsgeschwindigkeit u muß bei den Berechnungen die mittlere Umfangsgeschwindigkeit (u bei mittlerem Turbinendurchmesser) verwendet werden. Bei der Behandlung des Geschwindigkeitsplanes muß die Umfangsgeschwindigkeit konstant bleiben, d. h. die Drehzahl muß konstant bleiben.

Das Frischgas geht in axialer Strömungsrichtung von der Brennkammer in das Turbinenleitsystem über. Nachdem das Gas im Stator beschleunigt wurde, verläßt es mit der Absolutgeschwindigkeit c_1 die Leitschaufeln im Schaufelendwinkel α_1 , da sich die Strömung der Schaufelform anpaßt. Die Relativgeschwindigkeit w_1 am Laufradeintritt erhält man durch die Vektorsubtraktion von c_1 und der Umfangsgeschwindigkeit u des Turbinenrades. Da sich die Turbine in Drehung befindet, trifft das Gas nicht mit c_1 auf die Laufschaufeln, sondern mit der Relativgeschwindigkeit w_1 . An den Turbinenschaufeln wird das Gas umgelenkt und entgegen der Drehrichtung beschleunigt. Dabei wirkt die Reaktionskraft des Gases durch den Rückstoß auf die Schaufeln und somit auf die Turbine. Die Umfangskraft F_u ist gleich dem Produkt aus Massendurchsatz \dot{m} und der Geschwindigkeitsdifferenz Δu in Umfangsrichtung, die sich aus w_1 und w_2 ergibt (Dietzel74, S. 64f). Schließlich verläßt das Gas mit der relativen Geschwindigkeit w_2 die Turbine im Schaufelendwinkel β_2 . Der Vektor c_2 zeigt die Austrittsgeschwindigkeit und Richtung des Abgases aus der Turbine. In der Abbildung kann man an c_2 den Restdrall des Gases erkennen, der auch bei optimaler Bauweise von Stator und Rotor nicht vermieden werden kann (Kamps95, S. 127). Zur Berechnung des Schubes benötigt man aber die Geschwindigkeit c_m , die sog. Meridiankomponente in Axialrichtung von c_2 , also der

Anteil des Austrittsvektors c_2 , der die Turbine praktisch ohne Drall gerade verläßt. Der Schub ohne Abgasdüse berechnet sich nach der Formel:

$$F = c_m \cdot m' \quad (2.2)$$

Eine Erhöhung der Austrittsgeschwindigkeit bewirkt also eine Schubsteigerung. Beim Einsatz einer Turbine mit einem größeren Schaufelendwinkel β_2 verläuft w_2 flacher und durch Vektoraddition mit u entsteht ein längerer Vektor c_2 . Diese Erhöhung der kinetischen Energie des Abgasstrahles beansprucht jedoch vermehrt Energie durch Verbrennung, wodurch die Betriebstemperaturen steigen. Deshalb kann β_2 nicht beliebig vergrößert werden (Schreckling94, S. 36). Eine Verkleinerung hingegen bewirkt eine Abnahme von c_2 und somit des Schubes, allerdings steigt Δw_u wegen der größeren Differenz zwischen w_1 und w_2 . Folglich wächst die Umfangskraft, damit das Drehmoment und die Wellenleistung, was bei richtiger Auslegung den Antrieb eines Propellers über ein Getriebe ermöglicht (Turboprop-FD-Prototyp von Hans Dobmeier).

3. Die Energieumwandlung in der Modellstrahlturbine

Die Gasturbine arbeitet nach dem selben Prinzip wie jede Wärmekraftmaschine: Luft wird angesaugt und komprimiert. Anschließend wird der Luft durch die Verbrennung eines Treibstoffes Energie zugeführt. Dann wird die zugeführte Energie bei der Expansion in mechanische Arbeit umgewandelt. Im Gegensatz zu Kolbenmaschinen, bei denen die Zustandsänderungen periodisch erfolgen, finden diese Prozesse in der Gasturbine kontinuierlich statt. Erwähnenswert ist auch die Tatsache, daß die Gasturbine die Wärmekraftmaschine mit den größten Arbeitsmitteltemperaturen ist.

3.1. Der Energiefluß in der Gasturbine

Das komprimierte Kraftstoff-Luft-Gemisch wird in der Brennkammer verbrannt und das nun energiereichere Gas gelangt in die Arbeitsturbine. Die zur Verfügung stehende Wärmeenergie ist die Summe aus Exergie und Anergie. Aus dem Exergieanteil der einströmenden Gase wird ein Teil in mechanische Energie umgewandelt, die zum Antrieb des Verdichters verwendet wird. Als Exergieverlust wird der Anteil der Exergie bezeichnet, der nicht in mechanische Arbeit umgewandelt wurde, und in Form von Reibungswärme, Wärmestrahlung und Spaltverlusten zwischen Turbinenschaufeln und Gehäuse an die Umgebung verloren geht. Der Anergieanteil kann ebenfalls nicht in Nutzarbeit umgewandelt werden und verläßt das Triebwerk zusammen mit den Exergieverlusten als Abwärme im Abgasstrahl (Abb. A.3, S. 15). Ein kleiner Anteil der abgeführten Wärme, die Strahlleistung, erzeugt schließlich die Schubkraft (Ahlheim83, S. 77f).

3.2. Der offene Gasturbinenkreisprozeß

Der einfache rechtsläufige offene Gasturbinenkreisprozeß (Joule-Prozeß) stellt in den verschiedenen Diagrammen den Zusammenhang zwischen den thermodynamischen Größen des Gases beim kontinuierlichen Durchlaufen einer Gasturbine graphisch dar (Abb. A.4, S. 15, Abb. A.5, S. 16 & Abb. A.6, S. 16). Die folgenden Berechnungsmethoden sind teilweise stark vereinfacht, reichen aber aus, um annehmbare Werte für Modelltriebwerke zu erlangen. Genaue und aufwendige Berechnungen und Messungen von Kurt Schreckling und Thomas Kamps bestätigen dies. Beim Testlauf wurden die Umgebungstemperatur

T_1 , die Abgastemperatur T_4 und der Schub F ohne Schubdüse und mit Schubdüse (F_{SD}) gemessen.

1 → 2: Adiabatische Kompression in der Verdichterstufe mit dem Wirkungsgrad $\eta_{1,2}$:

Im Verdichter wird die Umgebungsluft mit dem Druck $p_1 = 1,00 \text{ bar}$ auf $p_2 = 1,6 \text{ bar}$ verdichtet. Dabei steigt die Temperatur von $T_1 = 273 \text{ K}$ (0°C) auf $T_2 = 328 \text{ K}$ (55°C). Aus der Division des Enddruckes p_2 durch den Ansaugdruck p_1 ergibt sich das Druckverhältnis $\pi = 1,6$. In der Praxis treten Verluste in Form von Strömungs- und Reibungsverlusten auf, wodurch der Luft Wärme zugeführt wird, was zu einer leichten Erhöhung der Entropie führt. Die Verdichtung verläuft daher nicht ideal adiabatisch, sondern polytropisch (Dietzel74, S.15). Durch die an der Luft geleistete Kompressionsarbeit erfolgt eine Zunahme der Enthalpie $\Delta h_{1,2}$. Sie errechnet sich nach Kamps mit folgender Formel:

$$\Delta h_{1,2} = T_1 \cdot c_p (\pi^{0,256} - 1) = 273 \text{ K} \cdot 1010 \text{ J/kg/K} (1,6^{0,256} - 1) = 39670 \text{ J/kg} \quad (3.1)$$

Die Leistungsaufnahme des Verdichters, die von der Arbeitsturbine aufgebracht werden muß, berechnet sich folgendermaßen:

$$P_V = \frac{(m' \cdot \Delta h_{1,2})}{\eta_{1,2}} = \frac{(0,122 \text{ kg/s} \cdot 39670 \text{ J/kg})}{0,72} = 6722 \text{ J/s} = 6722 \text{ W} \quad (3.2)$$

Nach Kamps bewegt sich $\mu_{1,2}$ zwischen 0,65 und 0,78. Als Durchschnittswert erhält man $\mu_{1,2} = 0,72$. Je geringer der Verdichtereffizienzgrad $\eta_{1,2}$ ist, desto mehr Energie wird nutzlos in Wärme umgewandelt und desto größer wird die Temperaturerhöhung $\Delta T_{1,2}$ im Verdichter (Kamps95, S. 42).

$$\Delta T_{1,2} = \frac{\Delta h_{1,2}}{c_p \cdot \eta_{1,2}} = \frac{T_1}{\eta_{1,2}} \cdot (\pi^{0,286} - 1) = \frac{273 \text{ K}}{0,72} \cdot (1,6^{0,286} - 1) = 55 \text{ K} \Rightarrow T_2 = 328 \text{ K} \quad (3.3)$$

Das Volumen der Luft nimmt bei der Kompression ab, die Gasdichte nimmt also zu:

$$\rho_2 = \frac{\frac{p_2}{T_2}}{\frac{p_1}{T_1}} = \frac{\frac{160000 \text{ Pa}}{328 \text{ K}}}{\frac{101325 \text{ Pa}}{273 \text{ K}}} = 1,70 \text{ kg/m}^3 \quad (3.4)$$

2 → 3: Isobare Wärmezufuhr q_{zu} durch innere Verbrennung:

In der Brennkammer wird dem kontinuierlich durchströmendem Gas die Wärme q_{zu} durch Verbrennung eines Diesel-Benzin-Gemisches zugeführt. Wegen der schnellen Strömung der Gasmasse erfolgt keine Druckerhöhung. Es handelt sich also um eine Gleichdruckverbrennung. Wie bereits erwähnt, treten in der Praxis Druckverluste von etwa 5 % Prozent

auf, die aber vernachlässigt werden können. Die spezifische Wärme q_{zu} entspricht im s - T -Diagramm der Fläche a-1-2-3-4-b. Nach Dietzel gilt für die beiden Adiabaten folgender Zusammenhang:

$$\frac{T_2}{T_1} = \frac{T_3}{T_4} = \pi^{0,286} \Rightarrow \pi^{0,286} \cdot T_4 = 1,6^{0,286} \cdot 853 \text{ K} = 976 \text{ K} \quad (3.5)$$

$$q_{zu} = c_{pm} \cdot (T_3 - T_2) = 1004 \text{ J/kg/K} \cdot (976 \text{ K} - 328 \text{ K}) = 650592 \text{ J/kg} \quad (3.6)$$

Als gesamte Wärmeleistung ergibt sich nach Schreckling vereinfacht:

$$P = c_p \cdot m' \cdot (T_4 - T_1) = 1010 \text{ J/kg/K} \cdot 0,122 \text{ kg/s} \cdot (976 \text{ K} - 328 \text{ K}) = 71468 \text{ W} \quad (3.7)$$

Der berechnete Kraftstoffverbrauch ist wegen der unberücksichtigten Verluste niedriger als der gemessene Kraftstoffvolumenstrom (ca. 150 ml/min).

$$m'_b = \frac{P}{h_{0u}} = \frac{71468 \text{ J/s}}{43000 \text{ J/g}} = 1,662 \text{ g/s} \quad (3.8)$$

$$v'_b = \frac{m'_b}{\rho_b} = 1,955 \text{ ml/s} \Rightarrow 117,31 \text{ ml/min} \quad (3.9)$$

Wie man im v - p -Diagramm zu erkennen ist, nimmt das Volumen bei der Verbrennung zu, wodurch die Dichte des Rauchgases abnimmt.

$$\rho_3 = \frac{\frac{p_3}{T_3}}{\frac{R_L}{287 \text{ J/kg/K}}} = \frac{\frac{160000 \text{ Pa}}{976 \text{ K}}}{287 \text{ J/kg/K}} = 0,57 \text{ kg/m}^3 \quad (3.10)$$

3 → 4: Adiabatische Expansion in der Turbinenstufe mit dem Wirkungsgrad $\eta_{3,4}$:

In der Turbinenstufe wird das Enthalpiegefälle $\Delta h_{3,4}$ wegen der Druckdifferenz zwischen Gehäuseinnendruck und Außendruck abgebaut und in mechanische Arbeit am Turbinenrad und kinetische Energie im Abgasstrahl umgesetzt. Im Idealfall sollte die Turbine nur soviel Energie verbrauchen, wie zum Antrieb des Verdichters benötigt wird (Dietzel74, S. 137). Eine möglichst große Restenergie verbleibt dann zur Schuberzeugung. Beim wirklichen Prozeß handelt es sich um eine polytropische Expansion, da aufgrund von Wärmeabstrahlung, Strömungs- und Spaltverlusten ein Energieaustausch mit der Umgebung stattfindet (Dietzel74, S. 15).

$$\Delta h_{3,4} = T_3 \cdot c_p (1 - \pi^{0,286}) = 976 \text{ K} \cdot 1010 \text{ J/kg/K} \cdot (1 - 1,6^{0,286}) = -141826 \text{ J/kg} \quad (3.11)$$

Da der Reaktionsgrad der verwendeten Turbinenstufe 0,5 beträgt, wird je die Hälfte vom verfügbaren Enthalpiegefälle $\Delta h_{3,4}$ im Stator bzw. Rotor in kinetische Energie umgewandelt. Im Stator sowie im Rotor erfolgt also eine Temperaturabnahme von jeweils

61,5 K. Die relative Ausströmgeschwindigkeit w_2 errechnet sich nach Kamps wie folgt. Der Faktor 0,95 berücksichtigt die Strömungsverluste von 5 % in den Schaufelkanälen.

$$w_2 = 0,95 \cdot \sqrt{|\Delta h_{3,4}|} = 0,95 \cdot \sqrt{141826 \text{ J/kg}} = 358 \text{ m/s} \quad (3.12)$$

Durch die Expansion in der Turbinenstufe wurde das spezifische Volumen des Gases vergrößert und damit die Dichte des austretenden Abgases verringert:

$$\rho_4 = \frac{\frac{p_4}{T_4}}{R_L} = \frac{\frac{100000 \text{ Pa}}{853 \text{ K}}}{287 \text{ J/kg/K}} = 0,41 \text{ kg/m}^3 \quad (3.13)$$

4 → 1: Isobare Wärmeabfuhr q_{ab} durch Ausströmen in die Atmosphäre:

Der Abgasstrahl hat in der Realität nach dem Verlassen der Turbine noch einen geringen Restdruck, der durch Expansion in der Atmosphäre abgebaut wird. In der Praxis findet also eine nahezu isobare Abkühlung mit $p_4 > p_1$ statt. Beim Einsatz einer Schubdüse wird das Restenthalpiegefälle in zusätzliche kinetische Energie des Abgasstrahles umgewandelt. Die Abgastemperatur beträgt $T_4 = 853 \text{ K}$. Nach der Wärmeabfuhr an die Luft hat es die Umgebungstemperatur $T_1 = 273 \text{ K}$ angenommen. Der Kreisprozeß hat sich geschlossen. Das Volumen und somit die Dichte ist damit nach der Abkühlung wieder gleich der Luftdichte. Die Fläche 4-b-a-1 im s - T -Diagramm entspricht der abgeführten spezifischen Wärme q_{ab} :

$$q_{ab} = c_{pm} \cdot (T_4 - T_3) = 1004 \text{ J/kg/K} \cdot (853 \text{ K} - 976 \text{ K}) = -123492 \text{ J/kg} \quad (3.14)$$

Die an die Umgebung abgegebene spezifische Wärme q_{ab} ist viel kleiner als die zugeführte Wärme q_{zu} , weil ein Großteil davon als mechanische Arbeit (Fläche 1-2-3-4 im v - p - oder s - T -Diagramm) an das Verdichterlaufrad abgegeben wurde.

$$w_{mech} = q_{zu} - |q_{ab}| = 650592 \text{ J/kg} - 123492 \text{ J/kg} = 527100 \text{ J/kg} \quad (3.15)$$

Mit der bereits ermittelten relativen Ausströmgeschwindigkeit w_2 kann jetzt die Meridiangeschwindigkeit c_m des Abgasstrahles berechnet werden:

$$c_m = \sin \beta_2 \cdot w_2 = \sin 35^\circ \cdot 358 \text{ m/s} = 205 \text{ m/s} \quad (738 \text{ km/h}) \quad (3.16)$$

Die ohne Abgasdüse gemessene Schubkraft beträgt $F = 25 \text{ N}$. Mit Düse wurden 31 N gemessen, was eine Schubsteigerung um 24 % bedeutet. Durch Umstellen der Formel für den Schub erhält man den Massendurchsatz. „Man macht sich zunutze, daß der Durchsatz im Modellstrahltriebwerk an jeder Stelle praktisch gleich groß ist. Die Masse des zugeführten Kraftstoffes kann man vernachlässigen, da sie nur etwa 1,7 % des Luftdurchsatzes entspricht.“ (Kamps95, S. 42)

$$F = c_m \cdot m' \Rightarrow \frac{F}{c_m} = \frac{25 \text{ N}}{205 \text{ m/s}} = 0,122 \text{ kg/s} \quad (3.17)$$

3. Die Energieumwandlung in der Modellstrahlturbine

In zehn Sekunden wird also mehr als ein Kilogramm Luft „durchgesetzt“. Für die im Abgasstrahl steckende Strahlleistung erhält man:

$$P_{Strahl} = 0,5 \cdot m' \cdot c_m^2 = 0,5 \cdot 0,122 \text{ kg/s} \cdot (205 \text{ m/s})^2 = 2564 \text{ J/s} = 2564 \text{ W} \quad (3.18)$$

Im Turboluftstrahltriebwerk stellt P_{Strahl} die eigentliche Nutzleistung dar, die letztlich zur Schuberzeugung dient. Anders wäre dies bei einem Wellenleistungstriebwerk, bei dem es gilt, möglichst viel mechanische Arbeit und somit wenig Strahlenergie zu erzielen. Dazu wird bei der Wellenleistungsturbine eine Expansionsdüse angebracht, die den Abgasstrahl verlangsamt, somit steckt weniger Energie im Abgasstrahl. Dadurch verbleibt ein größerer Energieanteil zum Antrieb eines Getriebes oder einer Freilaufturbine im Ansaug- oder Abgaskanal. Kurt Schreckling war der erste Turbinenexperte, der auf die Idee kam, eine Freilaufturbine mit vorangesetztem Leitsystem in den Ansaugkanal eines FD-Strahltriebwerkes zu installieren. Durch die Sogwirkung des Kompressors wird die Freilaufturbine durch die angesaugten Luftmassen in Drehung versetzt und treibt über ein Getriebe einen Hubschrauberrotor an.

4. Thermischer Wirkungsgrad

Der thermische Wirkungsgrad des Joule-Kreisprozesses ist von der Ansaugtemperatur T_1 und der Temperatur T_2 der verdichteten Luft abhängig, also auch vom Druckverhältnis π . Indirekt hängt η_{th} aber auch von T_3 und T_4 ab, da diese Größen die Eigenschaften und die Arbeitsabgabe an den Verdichter mitbestimmen.

$$\eta = \frac{1 - T_1}{T_2} = (\pi^{0,256}) - 1 = 0,13 \Rightarrow 13\% \quad (4.1)$$

Bei höherer Drehzahl ist π bzw. T_2 größer, wodurch η_{th} steigt. Grundsätzlich kann man sagen, daß sich alle Wirkungsgrade im Triebwerk bei steigender Drehzahl verbessern. Insbesondere wegen der Tatsache, daß sich die Reynoldszahlen bei höherer Strömungsgeschwindigkeit vergrößern, wodurch die Wirkungsgrade in der Verdichter- und Turbinenstufe steigen. Bekanntlich liegt bei höheren Reynoldszahlen bzw. höheren Geschwindigkeiten die Strömung besser an den Leit-, Turbinen und Verdichterschaufeln an, was dazu führt, daß die Strömungsrichtung der Gase nur gering von den idealen, berechneten Winkeln abweicht. Der thermische Wirkungsgrad in Großtriebwerken liegt zwischen 27 und 35 %. Die Ursache für den geringen Wert bei Modellstrahlturbinen liegt vor allem an der schlechten Ausnutzung des Kraftstoffes. Der Ausbrandwirkungsgrad beträgt ungefähr 90 %. 10 % verlassen also ungenutzt das Triebwerk. Bei großen Maschinen nähert er sich an 100 % an, denn erst bei den dort herrschenden hohen Drucken und Temperaturen kommt die Heizleistung des Treibstoffes richtig zur Geltung.

A. Abbildungen

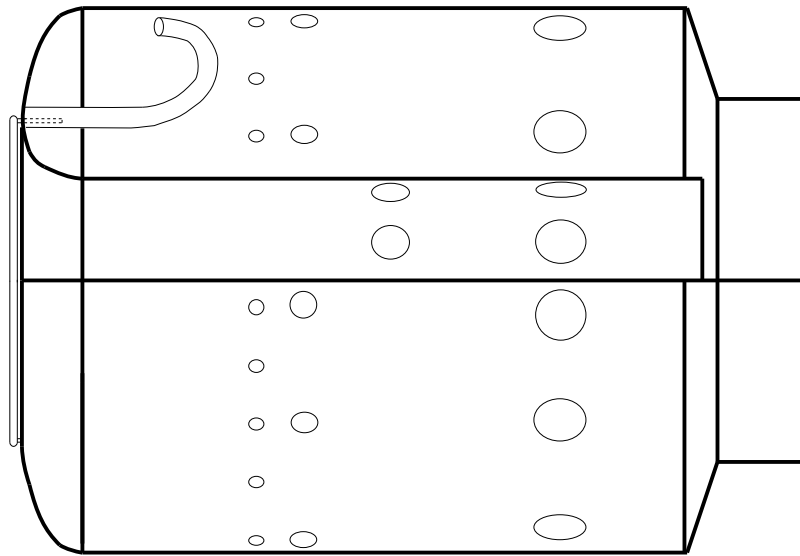
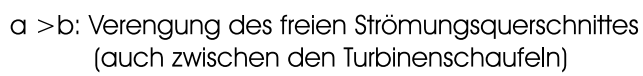


Abbildung A.1.: Primär- und Sekundärzone

Skizze der Brennkammer: Im vorderen Bereich (Primärzone) sieht man links oben ein Hakenrohr, im hinteren Bereich (Sekundärzone) die zahlreichen Kühlluftbohrungen.



Skizze

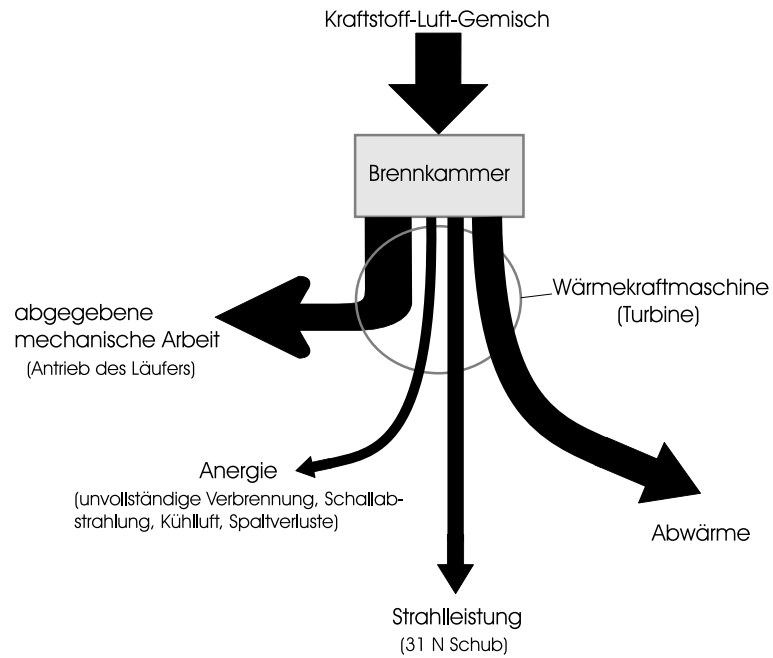


Abbildung A.3.: Energieflußschema

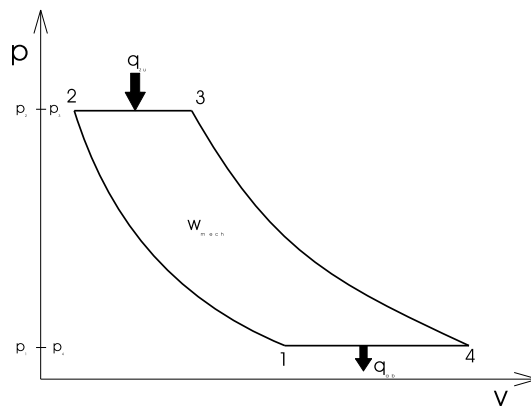


Abbildung A.4.: v - p -Diagramm
qualitativ – idealer Kreisprozeß der Gasturbine

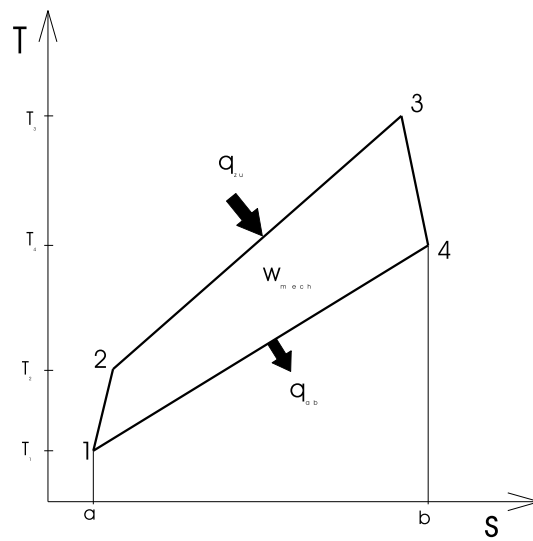


Abbildung A.5.: s - T -Diagramm
qualitativ – Verluste in Verdichter- und Turbinenstufe berücksichtigt

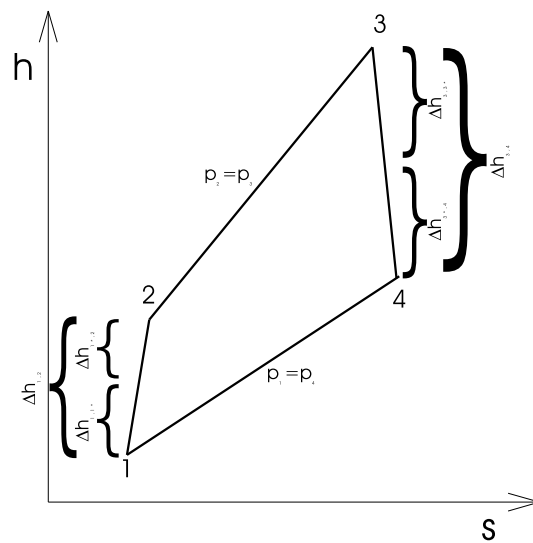


Abbildung A.6.: s - h -Diagramm
qualitativ – Verluste in Verdichter- und Turbinenstufe berücksichtigt

B. Tabellen

B. Tabellen

Tabelle B.1.: Thermodynamische Daten

Daten	Bedeutung	Einheit
$T_1 = 273 \text{ K}$	Umgebungstemperatur	K; °C
$T_2 = 328 \text{ K}$	Temperatur der verdichteten Luft	K; °C
$T_3 = 976 \text{ K}$	Frischgastemperatur vor dem Leitsystem	K; °C
$T_4 = 853 \text{ K}$	Abgastemperatur beim Austritt aus der Turbine	K; °C
$p_1 = 1,00 \text{ bar}$	Umgebungsdruck	bar; Pa; N/m ²
$p_2 = 1,6 \text{ bar}$	Druck der verdichteten Luft	bar; Pa; N/m ²
$p_3 \approx 1,6 \text{ bar}$	Druck des Frischgases vor dem Leitsystem	bar; Pa; N/m ²
$p_4 \approx 1,00 \text{ bar}$	Druck des Abgases	bar; Pa; N/m ²
$h_{1,2} = 72 \%$	Wirkungsgrad der Verdichterstufe	%
$h_{3,4} = 75 \%$	Wirkungsgrad der Turbinenstufe	%
$h_{th} = 13 \%$	thermischer Wirkungsgrad	%
$R_L = 287 \text{ J/kg/K}$	spez. Gaskonstante für Luft und Rauchgas	J/kg/K
ρ	Gasdichte	kg/m ³
s	spez. Entropie	J/kg/K
q	spez. Wärmemenge	J/kg
h	spez. Enthalpie	J/kg
w	spez. Arbeit	J/kg
$\alpha_1 = 60^\circ$	Turbinenleitschaufelwinkel am Eintritt	°
$\alpha_2 = 30^\circ$	Turbinenleitschaufelwinkel am Austritt	°
$\beta_1 = 60^\circ$	Turbinenschaufelwinkel am Eintritt	°
$\beta_2 = 35^\circ$	Schaufelendwinkel der Turbinenschaufeln	°
c_1	Absolutgeschwindigkeit bei Statoraustritt	m/s
w_1	Relativgeschwindigkeit bei Statoraustritt	m/s
c_2	Absolutgeschwindigkeit bei Rotoraustritt	m/s
$w_2 = 358 \text{ m/s}$	Relativgeschwindigkeit bei Rotoraustritt	m/s
$c_m = 205 \text{ m/s}$	Meridiangeschwindigkeit von c2 in Axialrichtung	m/s
$u_v = 283 \text{ m/s}$	Umfangsgeschwindigkeit des Verdichterrades	m/s
$u = 232 \text{ m/s}$	mittlere Umfangsgeschwindigkeit der Turbine	m/s
F_u	Umfangskraft auf die Turbine	N
$n = 81928 \text{ 1/min}$	Umdrehungen des Läufers pro Minute	1/min
$F = 25 \text{ N}$	Schubkraft ohne Abgasdüse	N
$F_D = 31 \text{ N}$	Schubkraft mit Abgasdüse	N
$m' = 0,112 \text{ kg/s}$	Gasmassendurchsatz	kg/s
$A_V = 1,0367 \cdot 10^{-3} \text{ m}^2$	Strömungsquerschnitt beim Verdichterauslaß	m ²
$c_p = 1010 \text{ J/kg/K}$	spez. Wärmekapazität bei konst. Druck	J/kg/K
$c_{pm} = 1004 \text{ J/kg/K}$	mittlere spez. Wärmekapazität bei konst. Druck	J/kg/K
$\pi = 1,6$	Druckverhältnis $\frac{p_2}{p_1}$	-
$\chi = 1,4$	mittlerer Adiabatenexponent für Luft	-
$n = \frac{(\chi-1)}{\chi} = 0,286$	Polytropenexponent für Luft	-
r	Reaktionsgrad 18	-
$Y_{Lau\!f} \cong \Delta h_{1,1*}$	spez. Förderarbeit im Verdichterlaufrad	J/kg
$Y_{Leit} \cong \Delta h_{1*,2}$	spez. Förderarbeit im Verdichterleitsystem	J/kg
$Y_{Stufe} \cong \Delta h_{1,2}$	spez. Förderarbeit in der Verdichtstufe	J/kg
$\Delta h_{3,3*} \cong \Delta h_{T-Leit}$	Enthalpiegefälle im Turbinenleitsystem	J/kg
$\Delta h_{3*,4} \cong \Delta h_{T-Lau\!f}$	Enthalpiegefälle in der Turbine	J/kg
$\Delta h_{3,4} \cong \Delta h_{T-Stufe}$	Enthalpiegefälle in der Turbinenstufe	J/kg

Tabelle B.2.: Technische Daten TJ 66

Länge:	260 mm
Durchmesser:	108 mm
Gewicht:	1200 g
Schubkraft:	33 N
Drehzahl:	80.000 1/min
Druckverhältnis:	1,6
Abgastemperatur:	ca. 550 °C
Treibstoff:	Kerosin oder Diesel-Benzin-Mix (ca. 80 % Diesel und 20 % Benzin)
Treibstoffversorg.:	Drucktanksystem oder elektrische Zahnradpumpe
Verdichterlaufrad:	Radialverdichter (KKK Turbolader), 66 mm Durchmesser, 12 Schaufeln
Verdichterleitsys.:	Radialleitsystem (Aluminium), 18 rückwärts gekrümmte Leitschaufeln
Turbinenlaufrad:	Axialturbine (aus V2A-Edelstahl), 65,3 mm Durchmesser, 21 Schaufeln
Turbinenleitsystem:	Axialleitsystem (aus V2A-Edelstahl), 66 mm Durchmesser, 11 Schaufeln
Welle:	Ø = 14 mm, V2A, Eigenfrequenz des Läufers bei 138.000 1/min
Wellentunnel:	Aluminium
Kugellager vorne:	Ø _a = 22 mm, Ø _i = 8 mm, b = 7 mm; Typ: Rillenkugellager 608
Kugellager hinten:	Ø _a = 16 mm, Ø _i = 8 mm, b = 5 mm; Typ: Rillenkugellager 688
Schmierung:	Ölnebelschmierung im Wellentunnel
Brennkammer:	Ringbrennkammer (Stahlblech)
Einspritzsystem:	6 Hakenrohre, 6 mm Durchmesser, V2A
Verdichtergehäuse:	Aluminium
Gehäuse:	Stahlblech, 0,3 mm Dicke
Turbinengehäuse:	V2A-Edelstahl
Schubdüse:	V2A-Blech, 0,3 mm Dicke

Literaturverzeichnis

Fachliteratur

- [Ahlheim83] AHLHEIM, KARL-HEINZ (Hrsg.): *Die Energie. Erzeugung, Nutzung, Versorgung*. Mannheim: Bibliographisches Institut; Meyers Lexikonverlag 1983.
- [Boelkow90] BÖLKOW, LUDWIG (Hrsg.): *Ein Jahrhundert Flugzeuge. Geschichte und Technik des Fliegens*. Düsseldorf: VDI-Verlag 1990.
- [Dietzel74] DIETZEL, FRITZ: *Industrielle Gasturbinen-Anlagen, Strahltriebwerke für den Flugbetrieb, Grundlagen, Maschinen, ausgeführte Anlagen, Berechnungsbeispiele*. Würzburg: Vogel-Verlag 1974.
- [Goetsch80] GÖTSCH, ERNST: *Einführung in die Luftfahrzeugtechnik*. Alsbach: Leuchtturm-Verlag 1971. 3. erweiterte Auflage 1980.
- [Kamps95] KAMPS, THOMAS: *Modellstrahltriebwerke. Komponenten, Selbstbau, Praxis*. Baden-Baden: Verlag für Technik und Handwerk 1995.
- [Krist88] KRIST, THOMAS: *Handbuch für Techniker und Ingenieure. Formeln, Daten, Begriffe*. Darmstadt: Hoppenstedt Technik Tabellen Verlag. 10. überarbeitete und erweiterte Auflage 1988.
- [Schreckling94] SCHRECKLING, KURT: *Strahltriebwerke für Flugmodelle im Selbstbau*. Baden-Baden: Verlag für Technik und Handwerk 1992. 2. überarbeitete und erweiterte Auflage 1994.

Fachzeitschriften

- [Kamps94a] KAMPS, THOMAS: *Faszination Strahltrieb Teil 1*, in: Flug- und Modelltechnik, Nr. 6/94.
- [Kamps94b] KAMPS, THOMAS: *Faszination Strahltrieb Teil 2*, in: Flug- und Modelltechnik, Nr. 7/94.
- [Kamps94c] KAMPS, THOMAS: *Der Jetantrieb im Modellflugzeug heute*, in: Flug- und Modelltechnik, Nr. 2/96.

- [Pigisch93a] PIGISCH, HARALD (sen.) u. PIGISCH HARALD (jun.): *Turborec T 240 ein Jahr im Flugeinsatz Teil 1*, in: Flug- und Modelltechnik, Nr. 5/93.
- [Pigisch93b] PIGISCH, HARALD (sen.) u. PIGISCH HARALD (jun.): *Turborec T 240 ein Jahr im Flugeinsatz Teil 2*, in: Flug- und Modelltechnik, Nr. 6/93.
- [Pigisch93c] PIGISCH, HARALD (sen.) u. PIGISCH HARALD (jun.): *Turborec T 240 ein Jahr im Flugeinsatz Teil 3*, in: Flug- und Modelltechnik, Nr. 7/93.
- [Rubin93] RUBIN, GERHARD: *Strahlmaschine im Modellbau*, in: Maschinen im Modellbau, Ausgabe 1993.

Abbildungsverzeichnis

A.1. Primär- und Sekundärzone	13
A.2. Geschwindigkeitsplan der Turbinenstufe	14
A.3. Energieflußschema	15
A.4. v - p -Diagramm	15
A.5. s - T -Diagramm	16
A.6. s - h -Diagramm	16

Tabellenverzeichnis

B.1. Thermodynamische Daten	18
B.2. Technische Daten TJ 66	19