

modell-technik-berater

Weitere Titel aus dieser Reihe:

- MTB 1/2: Eppler-Profile
- MTB 3: NACA-Profile
- MTB 5: 203 erprobte Modelle
- MTB 6: Der 4-Takt Motor
- MTB 7: HQ-Profile
- MTB 8: Trucks
- MTB 9: Elektro Segelfluggel
- MTB 10: Alles über Segelfluggel
- MTB 13: Flugmodellbau
- MTB 14: Moderner Flugmodellbau
- MTB 15: Impeller-Propeller
- MTB 16: Freiflug-Modelle
- MTB 17: Modellflug mit Fernsteuerung
- MTB 18: LKW-Modellbau
- MTB 19: Ferngesteuerte LKW Modelle im Selbstbau
- MTB 20: Strahltriebwerke für Flugmodelle im Selbstbau
- MTB 21: Getriebe und Achsen für den LKW-Modellbau
- MTB 22: Drehzahlsteuerung im Modellbau

Die Reihe wird fortgesetzt!

ISBN 3-83160-120-0

MTB

modell-technik-berater



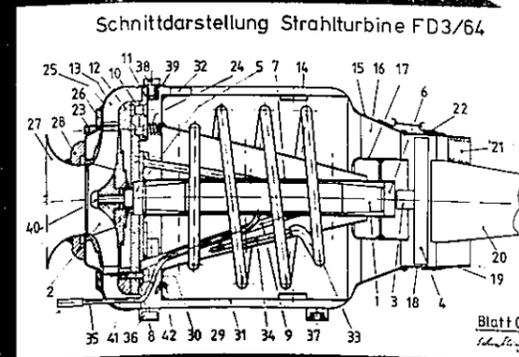
MTB 20

Strahltriebwerke

für Flugmodelle im Selbstbau

2. überarbeitete
und erweiterte Auflage

Dipl.-Ing. Kurt Schreckling



Der Bauplan
im Buchformat



Fachschriftenreihe im Verlag Technik und Handwerk

Ferit Baltaci
22.11.94

Dipl.-Ing. Kurt Schreckling

Strahltriebwerke für Flugmodelle im Selbstbau

**2. überarbeitete
und erweiterte Auflage**



**Verlag für Technik und Handwerk
Baden-Baden**

Cip-Kurztitelaufnahme der Deutschen Bibliothek

Schreckling, Kurt:
Strahltriebwerke für Flugmodelle im Selbstbau / Kurt Schreckling.
– 2., überarb. und erw. Aufl. – Baden-Baden : Verl. für Technik
und Handwerk, 1994
(Modell-Technik-Berater ; 20)
ISBN 3-88180-120-0
NE: GT

ISBN 3-88180-120-0

© 1992 by Verlag für Technik und Handwerk GmbH
Postfach 2274, 76492 Baden-Baden

© 2. überarbeitete und erweiterte Auflage 1994
by Verlag für Technik und Handwerk

Alle Rechte, auch die der Übersetzung, des Nachdrucks, der
fotomechanischen Wiedergabe oder unter Verwendung elektronischer
Systeme im ganzen oder auszugsweise vorbehalten.

Printed in Germany
Druck: F. W. Wesel, Baden-Baden

Der Verfasser

Kurt Schreckling, Dipl.-Ing., Jahrgang 1939

Nach handwerklicher Grundausbildung und Ingenieurstudium der Fachrichtung physikalische Technik arbeitet er in der Prozeßleittechnik und Anwendungstechnik eines großen Chemiebetriebes.

Schon im fünften Lebensjahr sammelte er erste praktische Erfahrung im Modellflug durch Umfunktionieren eines verhedderten Drachens zum Flugmodell. Jahre später baute er Flugmodelle und Fernsteuerungen. Die besondere Liebe gilt den noch nicht ausgezeigten Antriebssystemen. Daher mischte er auch kräftig mit bei der Entwicklung des Elektrofluges: Verstell-Luftschraube, Optimierung von Elektroflugantrieben mit Computer, erster Rekord mit einem selbst entwickelten Elektro-Hubschrauber und Auslegung des Elektroantriebes für das erste Geschwindigkeits-Rekordmodell von Wolfgang Küppers. Seit 1987 arbeitet er hauptfreizeitlich an der Entwicklung der Modell-Strahltriebwerke. nebenfreizeitlich schreibt er schon mal über seine Erfolge. Folglich blieb es ihm auch nicht erspart, bei der Entwicklung eines professionell gefertigten Bausatzes für eine Modellstrahltriebwerke mitzuwirken. Er selbst zählt nicht zu den besonders guten Modellflugpiloten. Da er aber seine Neuerungen weitgehend eigenhändig verwirklicht, die Modelle damit ausrü-



(Foto Dr. Gerhard Rubin)

stet und auch fliegt, gehört er zwangsläufig zu den besonders vielseitigen und erfahrenen Modellfliegern.

Strahltriebwerke für Flugmodelle mit ausführlicher Systembeschreibung und Bauplan

Der Berater vermittelt erstmalig das Know-How für handwerklich begabte Amateure zum kompletten Selbstbau einer leistungsfähigen Modell-Strahltriebwerke. Damit wird auch die Fertigung des hochbeanspruchten Verdichter- und Turbinenrades mit den Mitteln einer gut eingerichteten Amateur-Werkstatt ohne die Verwendung von exotischen Materialien möglich.

Die vom Verfasser entwickelte, vielfach erprobte Strahltriebwerke "FD3/64" wiegt 870 g, arbeitet in einem fernsteuerbaren Drehzahlbereich von etwa 20.000 bis 75.000 U/min, erzeugt dabei 2-24 N Schub und benötigt einen Diesel/Benzin-Mix oder Kerosin als Kraftstoff.

Ergänzend zur ausführlichen Bauanleitung mit Konstruktionszeichnungen werden die physikalisch-technischen Problemlösungen angesprochen und Rechenverfahren zur Auslegung einer Modell-Strahltriebwerke vorgestellt. Dazu gehören auch Kapitel über Meßtechnik mit Bewertung der Ergebnisse aus Theorie und Praxis, Antrieb- und Flugmodell mit der Vorstellung mehrerer turbostrahlbetriebener Flugmodelle, Zubehör, Betriebsverhalten und Bedienungsanleitung. Zusätzlich wird ein professionell gefertigter Bausatz für eine Strahltriebwerke vorgestellt.

Vorwort zur zweiten Auflage

Die vielen erfolgreichen Varianten der FD3/64 ließen den Gedanken aufkommen, bei der Neuauflage dieses Beraters eine Sammlung von Spezialitäten zum Thema Modellstrahltriebwerk anzuhängen. Eine sachgerechte Behandlung dieses Anhangs würde aber mit Sicherheit den Rahmen dieses Beraters sprengen und eher verwirren. Die Fragen an den Verfasser, warum denn die FD3/64 gerade so und nicht anders konstruiert ist, wird er auch in Zukunft nur unvollständig beantworten können. Ein mit einfachen Mitteln gelöstes Zeitproblem wie zum Beispiel die Ölversorgung der Lager, schafft bei ihm nicht den Druck, unbedingt auszuprobieren wie es denn sonst noch funktionieren könnte.

Die Aktivitäten vieler erfolgreicher Modellflieger mit Turbostrahlmodellen fanden im Juni 1994 bei der Ohain/Whittle Trophy in Nordheim ihren bisherigen Höhepunkt. Trotz professioneller Konkurrenz gewann dort ein Turbotrainer, angetrieben mit einer FD3/64, erbaut und geflogen von Reiner Eckstein, die Trophäe für „The Best of Show“.

Wirklich neu in der Entwicklung seit Erscheinen der Erstauflage sind viele Flugerfahrungen mit Semiscalemodellen und FD3-Antrieben und natürlich die Serienhilfe eines Bausatzes für die Strahltriebwerk FD3/67 LS.

Selbstverständlich wird der Verfasser auch in Zukunft bei Problemen mit dem Nachbau ansprechbar bleiben. Den vielen geduldigen Zuhörern seiner Telefonpredigten der Vergangenheit möchte er an dieser Stelle herzlich danken.

Inhaltsverzeichnis

1. Einleitung	7	4. Berechnungsmethoden zur Auslegung einer Modell-Strahltriebwerk	34
2. Physikalische und technologische Grundlagen der Strahltriebwerk für Flugmodelle	11	4.1 Geschwindigkeitsdreieck und Geschwindigkeitsplan	34
2.1 Funktionsprinzip einer einfachen Strahltriebwerk	11	4.2 Auslegung der Turbinenstufe	34
2.2 Der Weg zum Bau eines Gasturbinen-Läufers mit Amateurmitteln	12	4.3 Auslegung der Verdichterstufe	41
2.3 Das Verbrennungssystem	17	4.3.1 Strömungstechnische Auslegung des Verdichterrades	41
2.3.1 Kraftstoffe	17	4.3.2 Auslegung des Leitsystems	44
2.3.2 Brennkammer und Verdampfer	18	4.3.3 Festigkeit des Verdichterrades	45
2.4 Temperaturprobleme	19	4.4 Kraftstoffverbrauch	46
2.5 Kühlung	21	4.4.1 Berechnung des Kraftstoffverbrauchs der FD 3/64	46
3. Antrieb und Flugmodell	22	4.4.2 Festlegung der Betriebsparameter zur Optimierung des Kraftstoffverbrauchs	47
3.1 Die wesentlichen Unterschiede zwischen Strahltriebwerk- und Propellerantrieb	22	5. Meßgeräte, Meßtechnik und Auswertung von Meßergebnissen	48
3.2 Betrachtung der Kräfte am Flugmodell bei typischen Flugphasen	23	5.1 Drehzahlmessung	48
3.2.1 Bodenstart	23	5.2 Druckmessung	48
3.2.2 Steigleistung und Höchstgeschwindigkeit	24	5.3 Schubmessung	48
3.2.3 Der Looping als typische Kraftfigur	24	5.4 Temperaturmessungen	49
3.3 Flugerfahrung mit Turbostrahlmodellen	26	5.5 Messungen des Kraftstoffverbrauchs	49
3.3.1 Vorstellung einiger Modelle	26	5.6 Drallmessung am Düsenaustritt	49
3.3.2 Besondere Eigenschaften von Turbostrahlmodellen	31	5.7 Auswertung von Meßergebnissen	50
3.4 Verhalten der Strahltriebwerk im Flug	31	6. Sonstiges Zubehör	52
3.5 Geräusch	32	6.1 Zündanlagen	52
3.6 Empfehlungen zur Auswahl eines Modells	33	6.2 Kraftstoffdosiersystem	52
		6.3 Tanks	54
		6.4 Anlaßvorrichtungen	54
		6.4.1 Gebläse und Druckluft	54
		6.4.2 Elektro-Anlasser	54

7.	Bauanleitung für die Strahltrieb- "FD 3/64"	56	8.	Technische Daten der Strahltrieb "FD/64"	86
7.1	Allgemeines	56	9.	Betriebsverhalten und Bedienungsanleitung	87
7.2	Baubeschreibung der Komponenten	56	9.1	Folgen bei unkontrollierter Kraftstoffdosierung	87
7.2.1	Das Rotorsystem	56	9.2	Einfluß von Luftdruck und Temperatur ..	88
7.2.1.1	Die Welle	56	9.3	Anlassen und Betrieb mit Propan/Butan-Gas für die ersten Versuche	89
7.2.1.2	Das Verdichterrad	57	9.4	Anlassen und Betrieb mit Diesel/Benzin-Gemisch	90
7.2.1.3	Das Turbinenrad	61	9.5	Wartung	91
7.2.2	Hilfsvorrichtungen	63	10.	FD/67LS die Strahltrieb aus dem Bausatz	92
7.2.3	Innenstruktur	64	11.	Literaturhinweise	94
7.2.4	Gehäuse	65	12.	Bezugsquellen	94
7.2.5	Leitschaufelsystem Turbinenseite mit Turbinengehäuse	65			
7.2.6	Verbindung des Leitschaufelsystems mit dem Gehäuse	66			
7.2.7	Zentrierung der Innenstruktur	66			
7.2.8	Herstellung des Vorderteiles	66			
7.2.9	Brennkammer	67			
7.2.10	Verdampfer	68			
7.2.11	Einbau des Verdampfers in die Brennkammer	69			
7.2.12	Ringdüse	69			
7.3	Endmontage	69			
7.4	Stückliste zur Bauanleitung	71			
7.5	Zeichnungen	72			

1. Einleitung

Strahltriebmaschinenantrieb für Flugmodelle, was ist das überhaupt, eine Strahltriebmaschine? „Was hast du da für einen Motor eingebaut?“ Diese Frage hat der Verfasser mehr als einmal von erfahrenen Modell-Motorfliegern gehört. Etwas mehr Kenntnis drückte immerhin die Frage aus: „Wieviel Laufräder sind da in der Triebmaschine drin?“ Sehr selten kam die Frage nach dem Druckverhältnis. In diesem Fall war sicher, man hatte einen Profi vor sich. Alle Fragesteller hatten eines gemeinsam, sie wollten wissen, wie denn nun genau dieses Gerät Strahltriebmaschine funktioniert.

Eine Strahltriebmaschine, auch Turbo-Luftstrahltriebmaschine genannt, erzeugt den Schubstrahl mit Hilfe einer Gasturbine. Gasturbine heißt sie deshalb, weil das Arbeitsmedium Luft gasförmig ist. Mit der Möglichkeit, auch gasförmigen Kraftstoff zu verwenden, hat das gar nichts zu tun. In der einfachsten Bauform ist diese Wärmekraftmaschine bereits ein hochleistungsfähiger Flugantrieb. Die Gasturbine wird zur Strahltriebmaschine, indem man die Nutzenergie im Abgas der Triebmaschine konzentriert, z. B. mit Hilfe einer Düse. Im Prinzip ist dies aber nicht notwendig.

Das erste mit einer Strahltriebmaschine angetriebene Flugzeug flog erstmals am 22. 8. 1939. Es war die He 178. Sie wurde in den Heinkel-Werken gebaut, und vom Piloten Erich Warsitz geflogen. Das revolutionäre Triebwerk war die Schöpfung von Dr. Papst von Ohain. Dieses erste Flugzeug mit Turbostrahltriebmaschine erreichte bereits bei seinem Erstflug eine Geschwindigkeit von 600 km/h, schneller als alle anderen Propellerflugzeuge der damaligen Zeit, die serienmäßig gebaut wurden. Das Triebwerk war im wahrsten Sinne des Wortes einfach und genial. Ein einziges Verdichterrad saugt die Luft an, drückt sie in die Brennkammer, durch Verbrennung von Kraftstoff wird Wärmeenergie zugeführt, und durch die Triebmaschine als Schubstrahl ins Freie geleitet. Vorher aber nimmt die Triebmaschine gerade soviel Energie aus dem heißen Gas auf, wie zum Antrieb des Verdichters notwendig. Bei allen modernen Turbojets, Turbofans, Turbofans und teilweise auch bei Hubschraubern ist der eigentliche Antriebsmotor eine nach dem höchsten Stand der Technik entwickelte Gasturbine. Das einfache Grundprinzip des ersten Triebwerkes von Dr. Papst von Ohain ist bei den modernen Maschinen kaum noch zu erkennen.

Der Wunsch nach einer echten Strahltriebmaschine für Flugmodelle ist selbstverständlich auch bei den vielen vorbildähnlichen Flugmodellen verständlich. Die Verwirklichung eines solchen Triebwerkes für die Praxis der Modellfliegerei schien lange Zeit unmöglich zu sein. Der maßstabgerechte Nachbau eines modernen Turbostrahltriebwerkes führt mit Sicherheit nicht zu einer funktionsfähigen Modell-Strahltriebmaschine. Dagegen stehen neben dem extrem hohen Fertigungsaufwand vor allem physikalische Gesetzmäßigkeiten. Die großen Vorbilder von Turbostrahltriebmaschinen sind noch weniger zum funktionsfähigen Modellnachbau geeignet als etwa ein großer Doppelpistolen-Kolbenmotor. Es ist bekannt, daß kleine Kolbenmotoren in ihrer Leistungsfähigkeit bezogen auf den Bauaufwand sehr schnell nachlassen, oder erst gar nicht zum Laufen zu bringen sind, wenn man sie immer weiter verkleinert oder den Hubraum auf viele sehr kleine Zylinder aufteilt. Sie sind durchaus feinmechanische Schmuckstücke, aber nur für die Vitrine. Es gibt bereits einige Modell-Strahltriebmaschinen, die großen Triebwerken nachempfunden wurden. Sie haben leider nur den Nachteil, daß sie nicht funktionieren. Ebenso ist bekannt, daß ein maßstabgerecht verkleinertes Hochleistungs-Flugzeug um so schlechter fliegt, je kleiner der Maßstab gewählt wird. Trotzdem gibt es sehr kleine gut fliegende Segler, kleine Hochleistungs-Motoren und auch ganz, ganz wenige sehr kleine Strahltriebmaschinen, die fliegen. Das alles ist zugleich auch mit verhältnismäßig wenig technischem Aufwand machbar, wenn man die physikalischen Regeln richtig befolgt. Nur die Regel: maßstabgerecht verkleinern, dann muß es doch funktionieren, ist leider falsch.

Leider gibt es bisher keine Literatur, die besonders auf die Technik und Theorie von Modell-Strahltriebmaschinen eingeht. Dieser Mangel, die Erfolge des Verfassers sowie die vielen Anfragen gaben den Anlaß zu diesem Berater. Er soll dem am Selbstbau einer Modell-Strahltriebmaschine interessierten Leser die wichtigsten technologischen und physikalischen Grundlagen vermitteln.

Bei der Darstellung ist berücksichtigt, daß die Mehrzahl der Modellbauer weder Ingenieure noch Physiker sind. Es erscheint aber notwendig, ein Mindestmaß an physikalisch-technischem Verständnis für



Dieses durch Wärmeenergie betriebene Turbinenrad stand Pate bei der Entwicklung der Modell-Strahltriebwerke.

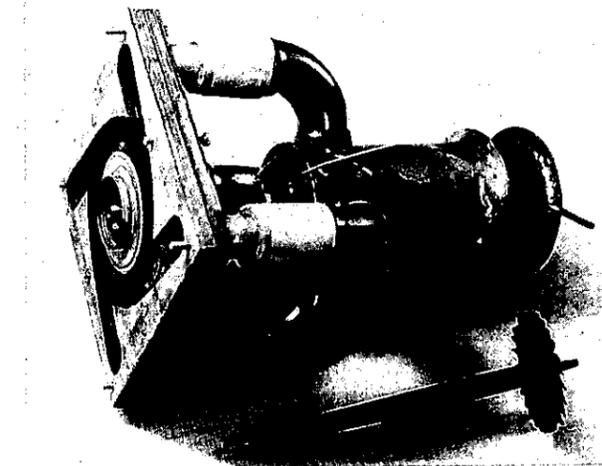
diese im Modellbau revolutionäre Antriebsart zu vermitteln, bevor man eine Bauanleitung mit den dazugehörigen technischen Zeichnungen präsentiert. Im Kapitel 2 wird versucht, das Verständnis ohne belastendes Formelnwerk und ohne Mathematik zu wecken. Dem technisch-wissenschaftlich vorbelasteten Leser wird im Kapitel 4 eine den praktischen Bedürfnissen der Modell-Strahltriebwerke entsprechende Theorie geboten. Dabei wurde auf wissenschaftlichen Perfektionismus verzichtet. Die in der Bauanleitung beschriebene Strahltriebwerke ist das Ergebnis eigener Entwicklung, flugerprobt und ausschließlich mit den Mitteln einer gut eingerichteten Werkstatt eines Amateurs entstanden. Trotz aller denkbaren Vereinfachungen ist ein nicht zu unterschätzender technischer Aufwand Voraussetzung. Dazu gehört folgende Ausrüstung:

1. Drehbank, mindestens 65 mm Spitzenhöhe, 300 mm Spitzenbreite
2. Schweißgerät für Schutzgasschweißungen
3. Hartlötgerät mit Sauerstoffunterstützung
4. Präzise Ständerbohrmaschine für Bohrungen zwischen 10 mm \varnothing bis herab zu 0,5 mm \varnothing
5. Alle für die Metallbearbeitung gängigen Werkzeuge vom Bohrer, Feile, Säge, Hammer, Zange nebst Meßwerkzeug
6. Meßgeräte zum Betrieb der Strahltriebwerke wie Drehzahlmesser, Temperatur- und Druckmeßgerät und Schubmeßvorrichtung

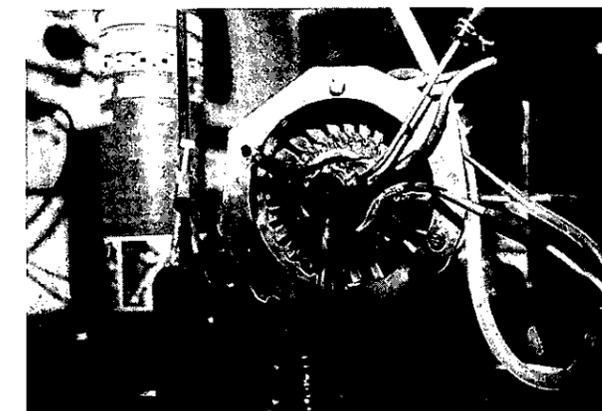
Die Baumaterialien sind dagegen weit weniger kostspielig. Bei der Auswahl wurde bewußt auf die allgemeine Verfügbarkeit Wert gelegt. Die Stückliste der

Bauanleitung sowie der Bezugsquellennachweis lassen das klar erkennen. Die wichtigste Voraussetzung für den erfolgreichen Nachbau ist aber die Geschicklichkeit des Handwerkers. Für besonders experimentierfreudige Leser sei dringend empfohlen, erst einmal alles zu lesen, bevor sie ihr erstes eigenständiges Experiment starten. Bei Beachtung der Bauanleitung dagegen ist es nicht zwingend erforderlich, die gesamte Theorie vollständig verstanden zu haben. Aber auch dem gereiften Praktiker wird empfohlen, die Theorie durchzulesen.

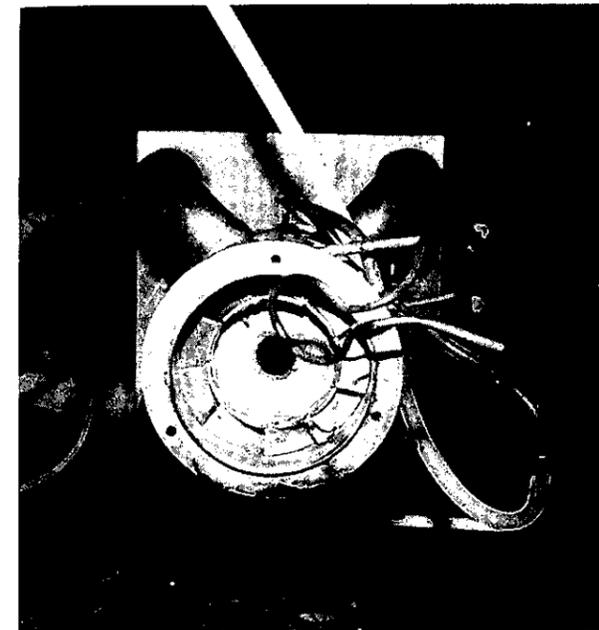
Die erste Bilderserie dokumentiert die Entwicklungsstadien vom ersten Versuchsstadium bis zur vielfach flugerprobten Strahltriebwerke „FD3/64“. Erfreulich ist, daß auch andere Modellbauer den Mut gefunden haben, ähnliche Projekte zu starten. Einer der Erfolgreichen ist Reiner Binczyk. Höhepunkt war bisher der gleichzeitige Flug des Strahltriebwerke-Modells von Reiner Binczyk und „Rutonium“ am 24. 8. 1991 bei einem Schaufliegen in Holsterbro/Dänemark.



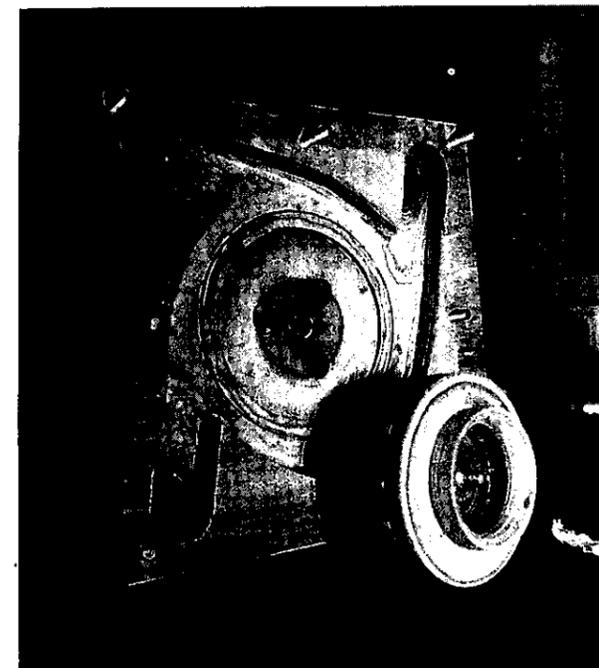
Der erste Versuchsaufbau zum Nachweis der Funktionsfähigkeit einer Strahltriebwerke mit „einfachen Mitteln“ entstand im April 1989 und lief bereits aus eigener Kraft mit Benzin.



Ansicht der Turbinenseite des Versuchsaufbaus. Die Welle ist außen gelagert. Das Lager wurde mit Öl und einer Rohrschlange gekühlt. Diese Lösung hat sich nicht bewährt. (Foto Reiner Binczyk).

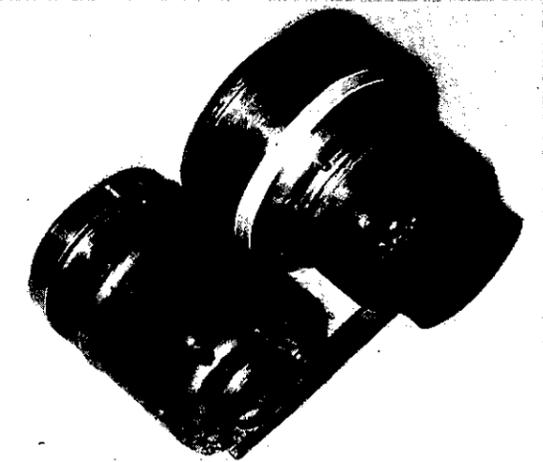


Ansicht des Leitsystems nach Ausbau des Turbinenrades. (Foto Reiner Binczyk).

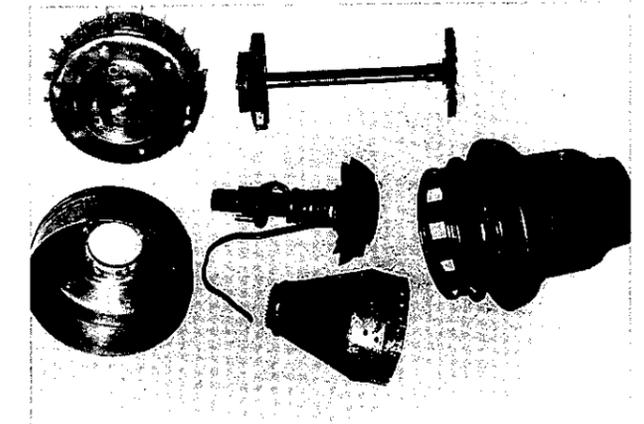


Die Verdichterseite nach Öffnung des Deckels und ausgebautem Verdichterrad. Das Gehäuse hat vier Diffusor-Abgänge ohne Leitschaufeln. Der Wirkungsgrad dieses Systems ist gut. Für die Anwendung in einer Modellstrahltriebwerke ist es aber zu sperrig. (Foto Reiner Binczyk)

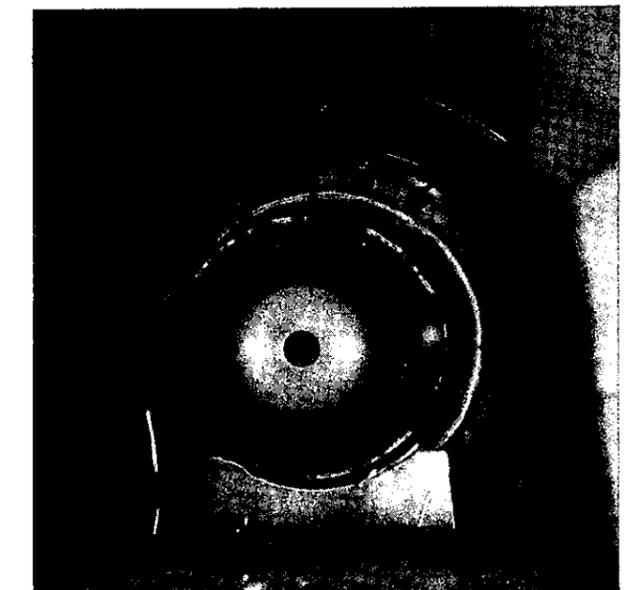
Blick auf die Turbinenseite der „FD2“. Bei laufendem Turbinenrad sieht man die Mitte der Turbinenscheibe und die Schaufeln des Leitsystems. (Foto Dr. Gerhard Rubin)

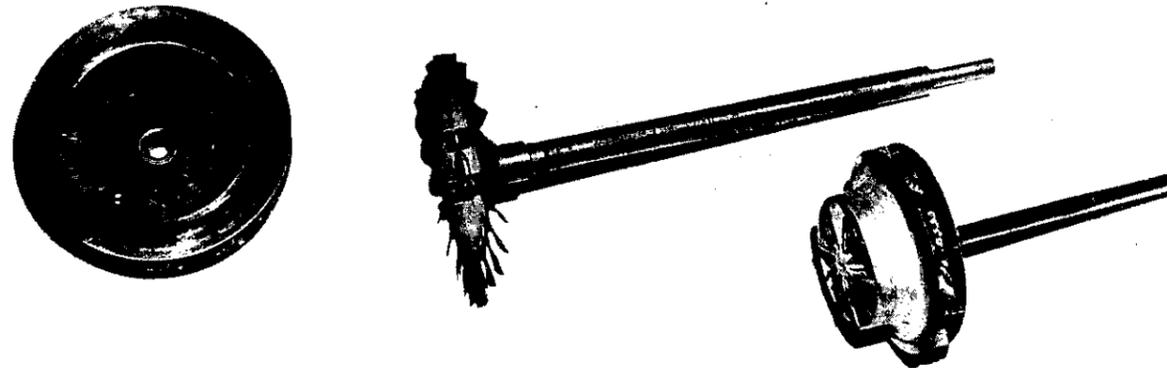


Der Sprung zur flugfähigen Modell-Strahltriebwerke gelang mit der „FD1“ (links) noch nicht. Sie war zwar selbstläufig, aber bei viel zu hoher Betriebstemperatur. Die Neukonstruktion des Verdichters mit größerem Gehäusedurchmesser führte zur „FD2“.

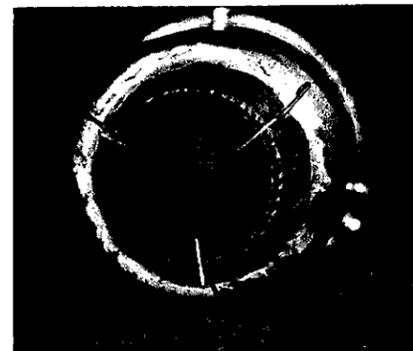
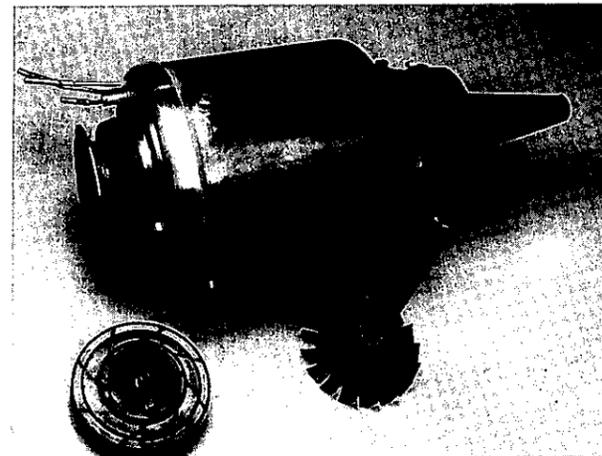


Die „FD2“ in der Urversion zerlegt. Die hier gezeigte Brennkammer und die Welle entsprechen noch nicht der flugfähigen Ausführung.





Experimente mit verschiedenen Turbinenrädern führten zu dem überraschenden Ergebnis, daß die einfache Form ähnlich dem ersten Foto für die Belange der Modell-Strahltriebwerke völlig befriedigend ist.



Der jüngste Stand der Entwicklung der „FD3/64“. Das Verdichterrad unterscheidet sich von der ersten Experimentalform nur durch die Armierung mit KFK, das Turbinenrad ist in der Materialstärke dicker gewählt. Durch Modifikation der Ringdüse kann der Standschub optimiert werden.

2. Physikalische und technologische Grundlagen der Strahltriebwerke für Flugmodelle

2.1. Das Funktionsprinzip einer einfachen Strahltriebwerke

Das Herz einer Strahltriebwerke, die Gasturbine, gehört zur Gruppe der luftatmenden Wärmekraftmaschinen, genau wie der Kolbenmotor, das Pulsor-Strahltriebwerk oder das Staustrahltriebwerk. Sie wandeln einen Teil der Verbrennungsenergie des Kraftstoffes in Nutzenergie um. Die Nutzenergie der Strahltriebwerke steckt voll in der Bewegungsenergie des mit hoher Geschwindigkeit ausgestoßenen Abgasstrahles. Die Geschwindigkeit, multipliziert mit dem Massestrom, ergibt den Schub. Die Energieumwandlung in den genannten Maschinen ist nur dann möglich, wenn das Arbeitsmedium, hier die Luft, zunächst auf höheren Druck als der Umgebungsdruck gebracht wird. Die genaue physikalische Erklärung des Prozesses ist leider nur durch einen Ausflug in die Theorie der Thermodynamik möglich, der den Rahmen dieses Beraters sprengen würde. Zur Veranschaulichung der weiteren Diskussion dient das Schema einer Strahltriebwerke.

Man kann aber ein anschauliches Beispiel nennen, daß es ohne Verdichtung d. h. ohne Kompression nicht geht, denkt man z. B. an eine defekte Zylinderkopfdichtung oder an eine mangelhaft eingeschraubte Glühkerze eines Modellmotors. Bei einem Kolbenmotor arbeitet der Kolben abwechselnd als energieverbrauchender Verdichter und dann wieder als Kraftspender während des Arbeitstaktes. Der Motor läuft aber nur dann selbsttätig weiter, wenn die Energieabgabe während des Arbeitstaktes höher ist als der Energiebedarf zur Verdichtung und die zusätzlich verrichtete Arbeit an der Welle mitsamt Reibungsverlusten. Vergleichsweise kann die Gasturbine nur dann selbsttätig weiterlaufen, wenn die Wellenarbeit der Turbine gleich oder größer ist als die im gleichen Zeitabschnitt verrichtete Wellenarbeit des Verdichters. Die je Zeiteinheit verrichtete Arbeit ist physikalisch die Leistung. Bei einer Maschine, die stetig Arbeit verrichtet, kann man deshalb mit gleichem Recht eine Leistungsbetrachtung durchführen.

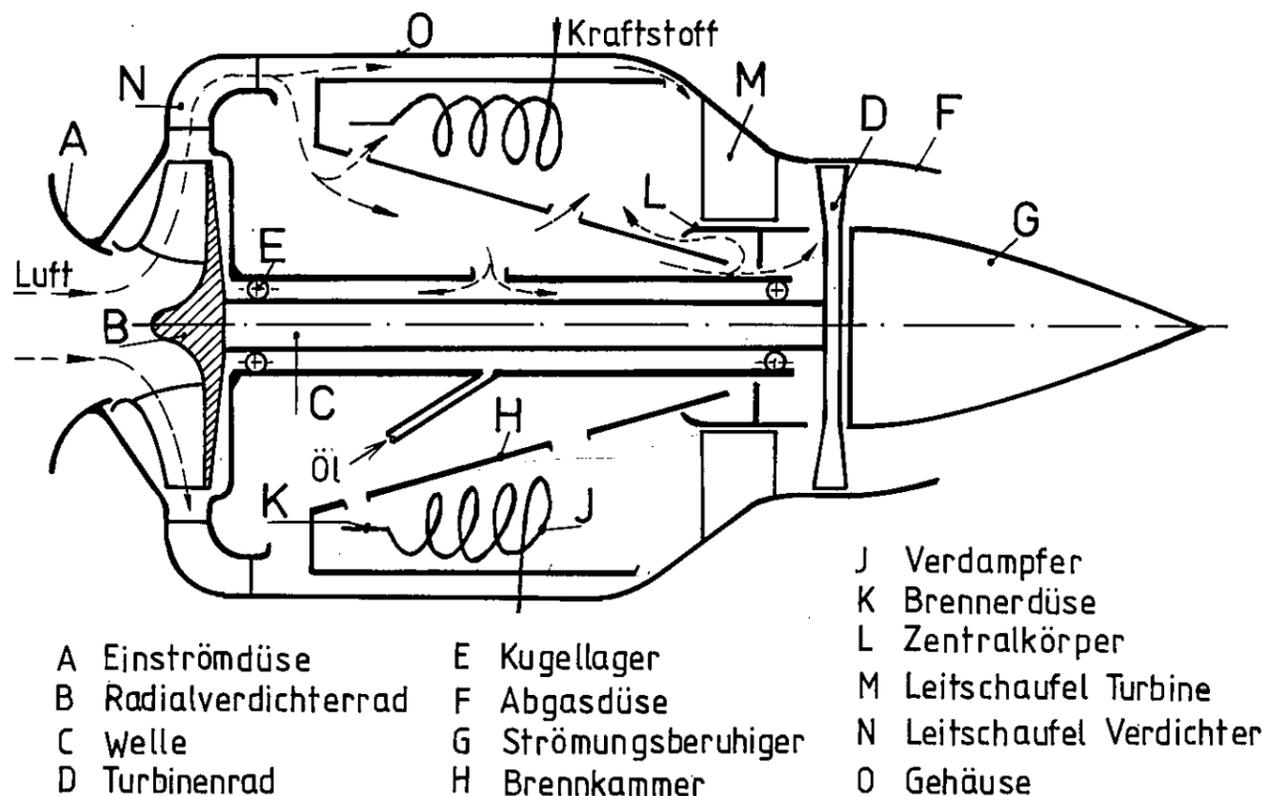
Bei einem Kolbenmotor kennt man im allgemeinen

die Wellenleistung. Aus dieser wird mit Hilfe des Propellers erst Schub produziert. Bei der Strahltriebwerke spricht man dagegen vom Schub. Ein direkter Vergleich vom Schub der Strahltriebwerke mit der Wellenleistung eines Kolbenmotors ist so einfach nicht möglich und bedarf noch der Klärung. Dieses Problem ist ausführlich im Kapitel 3 behandelt.

Wir wollen zunächst das Verständnis für die Wirkungsweise der Strahltriebwerke vertiefen. Verdichtung und Erzeugung von Wellenleistung erfolgen in der Strahltriebwerke stetig. Da energiezehrende Verdichtung und arbeitsleistende Entspannung des Arbeitsmediums Luft nicht gleichzeitig an ein und demselben Ort vonstatten gehen können, sind dazu einzelne Aggregate, nämlich die Verdichter- und Turbinenstufe erforderlich. Diese Stufen bestehen jeweils aus einem feststehenden Leitschaufelsystem, manchmal auch „Leitrad“ genannt, sowie den mit einer Welle gekoppelten Verdichter- und Turbinenrädern. Die Baugruppe, bestehend aus Welle, Verdichter und Turbinenrad, bezeichnet man als Läufer oder Rotor. Die Zufuhr der Wärmeenergie erfolgt in der Brennkammer. Sie wird vom gesamten Luftstrom durchströmt und liegt zwischen Verdichter und Turbinenstufe. Die Brennkammer selbst ist kein besonders kompliziertes Bauteil. Der Gasturbine ist es auch völlig egal, mit welchem Treibstoff sie gefüttert wird. Die Beherrschung einer intensiven Verbrennung auf kleinstem Raum, wie für eine praktisch verwendbare Modell-Strahltriebwerke erforderlich, verursacht aber erheblichen Versuchsaufwand.

Eine gefährliche Eigenart aller Gasturbinen muß ganz besonders beachtet werden. Sie sind nämlich unersättliche Futterverwerter. Je mehr sie bekommen, desto höher steigen Schub, Temperatur und Drehzahl an. Dabei steigt ebenso der Wirkungsgrad der Energieumsetzung und damit die Beschleunigung der Drehzahlerhöhung. Wird die Kraftstoffzufuhr nicht begrenzt, so steigt die Drehzahl rasend schnell an, bis irgendein rotierendes Bauteil der Fliehkraftbelastung nicht mehr standhält. Das gilt auch bei der Anwendung der besten Materialien. Das Ergebnis ist dann unweigerlich Turboschrott. Doch auch dieses Problem ist lösbar und wird ausführlich behandelt. Die Gasturbine muß grundsätzlich gegen „Durchgehen“,

Schema einer Strahltriebwerke



wie man das in der Fachsprache nennt, geschützt werden.

Der kleine Unterschied zwischen einer einfachen Gasturbine und einer Strahltriebwerke zeigt sich am Heck. Jede Gasturbine, die einen gerichteten Abgasstrahl erzeugt, ist bereits eine Strahltriebwerke. Zur Verstärkung der Strahlleistung und des Schubes wird hinter die Turbinenstufe eine Düse geschaltet. Bei der Anwendung als Flugmodellantrieb braucht in diesem Punkt kein besonders hoher Aufwand getrieben werden.

Zum Schluß der allgemeinen Betrachtung noch einige Worte zum Anlassen der Gasturbine. Genau wie ein Kolbenmotor kann sie nicht aus eigener Kraft von Drehzahl 0 auf irgendeine Arbeitsdrehzahl hochfahren. Dazu braucht sie ebenfalls die Hilfsenergie eines Anlassers. Sie kann allerdings bereits beim Anlassen durchgehen, wenn sie z. B. mit Kraftstoff „abgesoffen“ ist. Es ist deshalb dringend notwendig, das Kapitel Betriebsanleitung vor den ersten eigenen Versuchen gründlich zu lesen.

Auch für die Zündung ist Hilfsenergie erforderlich. Da die Verbrennung im Gegensatz zum Kolbenmotor stetig abläuft, braucht die Zündung bei der Gasturbine nur einmalig eingeleitet werden. Dies ist das geringste aller Gasturbine-Probleme.

2.2. Der Weg zum Bau eines Gasturbine-Läufers mit Amateurmitteln

Der Läufer einer jeden Gasturbine ist zweifellos der technisch aufwendigste Teil der gesamten Maschine. Wenn man einen Läufer bauen kann, wird man mit dem Rest der technischen Probleme zweifellos auch fertig. Es ist naheliegend, auf fertige Läufer in Form von PKW-Turboladern zurückzugreifen und den Rest drumherum zu konstruieren. Diese Läufer bestehen aus einem halboffenen Verdichterrad mit radialendenden Schaufeln und einem im Prinzip ähnlich geformten Turbinenrad. Dieser Weg zur Entwicklung einer Modell-Strahltriebwerke funktioniert zweifellos, sprengt aber mit Sicherheit den Rahmen der Möglichkeiten einer Amateurwerkstatt mit der in der Einleitung aufgelisteten Ausrüstung. Die Schwierigkeiten liegen vor allem bei der Ausführung eines präzisen Gehäuses. Die Konfiguration Gehäuse – Läufer mit radial wirkendem Verdichter- und Turbinenrad ist höchst empfindlich in den Toleranzen in Axialrichtung.

Der Aufwand zur Herstellung eines Gehäuses samt Lagerung zu dem eben genannten Läufer ist mit einiger Wahrscheinlichkeit höher als der im folgenden beschriebene Weg. Man muß zunächst alle bekannten Vorbilder an Modellstrahltriebwerken vergessen, denn es gibt keine, die mit den angegebenen Amateurmitteln gebaut wurde. Folgende praxisorientierte, theoretisch gestützte Versuche und Überlegungen haben dann zum Erfolg geführt:

1. Die physikalischen Gesetzmäßigkeiten, die bei großen Gasturbine zur Geltung kommen, sind grundsätzlich auch auf kleine Aggregate anwendbar. Schwierigkeiten machen dabei nur die Unsicherheiten und die Unberechenbarkeit der Verluste oder des sogenannten inneren Wirkungsgrades. Man kann aber rechnerisch zeigen, wie hoch diese Verluste sein dürfen, damit eine Gasturbine funktionstüchtig ist.

2. Vergleiche von ähnlichen Aggregaten wie z. B. Modellflugpropeller und Propeller für manntragende Flugzeuge zeigen folgendes Bild: Die besten Wirkungsgrade der großen Propeller liegen bei 85 bis 89 %. Eigene Versuche mit Elektroflugmodellen ergaben Wirkungsgrade für Modellpropeller von etwa 75 %. Aus diesem Zahlenvergleich kann man schließen, daß der alles entscheidende Wirkungsgrade dieser Strömungsmaschine trotz des starken Verkleinerungsmaßstabes gar nicht so dramatisch abfällt. Beim Vergleich der Strömungsverhältnisse an Propellern und Verdichterrädern kann man durchaus noch Ähnlichkeiten erkennen. In beiden Fällen wird die Luftströmung erst beschleunigt und dann wieder verzögert. Beim Verdichterrad mit radial endenden Schaufeln z. B. wird die Luft angesaugt, bei Durchströmung durch das Rad infolge der Drehbewegung auf die Umfangsgeschwindigkeit von mehr als 200 m/s beschleunigt. Dazu wird natürlich Antriebsleistung gefordert. Ein Teil der Druckerhöhung bewirkt die Fliehkraft. Der andere Teil wird durch Verzögerung der Strömung im Stator des Verdichtersystems in Druckenergie umgeformt. Es ist leider so, daß dabei Verluste von rund 20 % hinzunehmen sind. Hinzu kommen noch die Reibungs- und Spaltverluste bei der Durchströmung des Rades. Es ist prinzipiell unmöglich, eine Radial-Verdichterrad zu bauen, die ohne diese Verzögerung arbeitet.

Es gibt aber Bauformen von radialwirkenden Verdichterrädern, bei denen dieser mit besonders starken Verlusten behaftete Anteil, nämlich durch Verzögerung der Strömung, weniger stark in Erscheinung tritt und die Spaltverluste praktisch vermieden werden können. Diese sind Radialräder mit rückwärts gekrümmten Schaufeln und Deckscheibe. Solche Räder werden in Luft- und Gasförderanlagen der Industrie in allen möglichen Größen eingesetzt. Dabei werden Wirkungsgrade von mehr als 80 % erreicht. Eine bekannte Anwendung in kleinerer Ausführung ist z. B. das Saugrad eines Staubsaugers. Aber bitte jetzt keinen Staubsauger schlachten, um

daraus Turboverdichter bauen zu wollen! Einige Veröffentlichungen des Verfassers wurden so interpretiert, obwohl darin nur auf die zufällige Ähnlichkeit der ersten gelungenen Strahltriebwerke FD 2 mit einem Staubsaugermotor hingewiesen wurde. Der Verfasser versichert an dieser Stelle noch einmal, daß er niemals ein Staubsaugerteil für seine Strahltriebwerke verwendet hat.

Falls sich bei der Verkleinerung der bei Industrieanlagen verwendeten Räder auf die Maße eines für eine Strahltriebwerke notwendigen Läufers ebenfalls ähnlich wie bei den Propellern ein nur geringer Verlust an Wirkungsgrad zeigt, hat man schon gewonnen. Diese Frage konnte durch Versuche beantwortet werden. Dazu wurde eine Modell-Verdichterrad gebaut. Als Antrieb diente ein Hochleistungs-Elektromotor. Aus dem Wirkungsgrad des Motors, seiner Leistungsaufnahme und Druckmessung an kalibrierten Düsen hinter der Verdichterradstufe läßt sich sowohl deren Wirkungsgrad als auch die Kennlinie mit ausreichender Genauigkeit ermitteln. Die Ergebnisse sind ermutigend. Der beste Wirkungsgrad dieser kleinen Verdichterräder liegt bei 75 %, d. h. nur 25 % der Wellenleistung geht verloren. Die Berechnungsgrundlagen, wie sie in der Fachliteratur z. B. bei Bohl (1) recht ausführlich beschrieben sind, lassen sich sehr gut auch für kleine Verdichterräder anwenden. Die Kennlinie des Verdichters ist wie bei den großen Verdichtern vorteilhaft unkritisch. Das bedeutet, die beim Lastwechsel im praktischen Betrieb auftretenden Strömungsänderungen der gesamten Gasturbine wirken sich nicht nachteilig auf das Betriebsverhalten aus. Damit ist ein sehr stabiles Betriebsverhalten zu erwarten. Die Anpassung vom Leitsystem an das Laufrad ist bei rückwärts gekrümmten Rädern ebenfalls recht unkritisch.

Der Vollständigkeit halber muß gesagt werden, daß der Antriebsmotor bei den Versuchen nur Drehzahlen bis ca. 20000 U/min gestattete. Das ist so etwa die Leerlaufdrehzahl der Strahltriebwerke. Nach den Regeln der Strömungslehre ist aber zu erwarten, daß der Anteil der Strömungsverluste im Verhältnis zur Nutzarbeit mit steigender Drehzahl und Luftdurchsatz geringer wird. Ähnliche Effekte kennt man z. B. auch beim Flug von Modellen bei höheren und niederen Geschwindigkeiten. Die Ursache liegt darin, daß bei höheren Geschwindigkeiten die sogenannten Reynoldszahlen steigen. Damit fällt allgemein der Reibungsanteil am gesamten Luftwiderstand.

Das Verdichterrad mit Deckscheibe hat einen für unsere Praxis sehr wichtigen konstruktiven Vorteil. Man braucht es nicht mit eng toleriertem Axialspiel im Gehäuse zu führen, wie es bei den halboffenen Verdichterrädern aus Turboladern zwingend notwendig ist. Bei dem letztgenannten würden sonst die Spaltverluste den Wirkungsgrad sehr stark verschlechtern. Damit wäre eine funktionsfähige Modellstrahltriebwerke nicht mehr realisierbar.

Der einzige Nachteil durch die Rückwärtskrümmung liegt darin, daß das Rad einen größeren Durchmesser haben muß als ein solches mit radial endenden Schaufeln. Das bedeutet: Für die gleiche Verdichtungsarbeit bei gegebenem Durchfluß und Drehzahl muß das rückwärtsgekrümmte Rad auf höhere Drehzahlfestigkeit ausgelegt sein. Die praktische Entwicklung hat gezeigt, daß durch Armierung mit Kohlefaser und Grundwerkstoff Sperrholz ein für die Belange der Modellstrahltriebwerke notwendiges Maß an Drehzahlfestigkeit erreicht werden kann. Das Herstellungsverfahren ist in der Bauanleitung ausführlich beschrieben. Diese Technik führt zu sehr leichten Rädern. Das erleichtert erheblich die Abstimmung der Welle und der Lager ebenso, wie das für einen ruhigen Lauf der Gasturbine unerläßliche Auswuchten. Bleibt noch die Frage zu beantworten: Warum wird kein Axialverdichter verwendet? Eine Antwort ist für die echten Praktiker sehr schnell zu geben: Versuchen Sie es mal! Eine etwas ausführlichere Antwort ohne gleich mit großem Formelzauber loszulegen, ist folgende: Die selben physikalischen und mathematischen Regeln, die so gut mit der Praxis des kleinen Verdichterrades mit rückwärts gekrümmten Schaufeln zusammenpassen, führt zu dem Ergebnis, daß ein von der Leistung vergleichbarer Axialverdichter mindestens 4stufig ausgeführt werden muß. Das bedeutet den Bau von 4 Laufrädern und 4 Leitsystemen. Ein besserer Wirkungsgrad gegenüber dem Radialverdichter wie bei Großverdichtern erwiesen, ist wegen der kleinen Reynoldszahlen an den Schaufeln nicht zu erwarten. Es gibt auch bei professionell gefertigten Kleinst-Gasturbinen, die in etwa unserer Strahltriebwerke vergleichbar sind, keine einzige mit Axialverdichterstufe. Messungen des Verfassers an einem kleinen Axialverdichter zeigten eindeutig schlechtere Wirkungsgrade als beim Radialverdichter.

Betrachten wir jetzt die Probleme an dem im wahren Sinne des Wortes heißen Ende des Läufers, der Turbinenseite. Die Wahl eines Turbinenrades mit axialer Durchströmung vermeidet von vorne herein einige Probleme hinsichtlich der Gehäusekonstruktion. Es muß nämlich nur gut zentriert im Gehäuse laufen mit einem unvermeidlichen Spalt zur Gehäusewand. Das Axialspiel ist hier völlig unerheblich. Auch der Abstand zwischen dem Leitsystem und dem Turbinenrad hat keinen nennenswerten Einfluß auf den Wirkungsgrad der Turbinenstufe. Die Aufgabe des Turbinenrades ist es, einen Teil des durch Wärmezufuhr erhöhten Arbeitsvermögens der verdichteten Luft in Arbeitsleistung für das Verdichterrad umzuformen. Der Rest soll möglichst ungeschwächt als Strahlenergie zur Erzeugung des Abgasstrahles durchgelassen werden. Letzteres macht eigentlich jede luftbetriebene Gasturbine fast von alleine richtig. Für den Modellbedarf braucht man da kaum nachzuhelfen.

Das Hauptproblem beim Turbinenrad liegt in der Fliehkraftbelastung bei gleichzeitig hoher Betriebstemperatur. Es ist einleuchtend, daß mit steigender Drehzahl auch die Leistung sehr stark ansteigt, sogar steiler als die Drehzahl selbst. Aber irgendwann kommt das Turbinenrad derart in Streß, daß es im wahrsten Sinne des Wortes außer Façon gerät. Professionell gefertigte Kleingasturbinenräder werden deshalb aus hochwarmfesten Legierungen im Präzisionsgußverfahren hergestellt. Weder das Material noch das Fertigungsverfahren sind Amateurmittel, ebensowenig wie Funkenerodieren oder Fräsen mit CNC-Maschinen.

Trotzdem ist die Sache nicht hoffnungslos, wenn man auf die vorhin genannten Mittel verzichten muß. Wichtig ist, daß man die Aufgabenstellung Modellstrahltriebwerke nicht aus den Augen verliert. Ein Ergebnis aus Kapitel 4.1 sei hier vorweggenommen. Die notwendige Betriebstemperatur an den Schaufeln muß längst nicht so hoch sein, wie man das von professionellen Strahltriebwerken her kennt. Bei unserer Turbine kommt man mit Gastemperaturen an den Schaufeln von etwa 600 °C gut zurecht. Durch geschickte Kühlluftführung läßt sich die Temperatur der Turbinenscheibe und an den hochbelasteten Übergängen zu den Schaufeln noch erheblich niedriger halten. Für Materialien wie Holz, Aluminium und ähnlichem ist das natürlich immer noch viel zu heiß. Auch normaler sowie niedrig legierter Baustahl verliert bei Temperaturen oberhalb 400 °C bereits soviel an Festigkeit, daß er bei den notwendig hohen Drehzahlen den Fliehkraftbelastungen nicht mehr gewachsen ist. Ein besseres Maß für die Fliehkraftbelastung ist die Umfangsgeschwindigkeit des rotierenden Körpers. Geometrisch ähnliche, aber unterschiedlich große Körper haben dann die gleiche Fliehkraftbelastung, wenn deren Umfangsgeschwindigkeiten gleich groß sind.

Als brauchbarer Werkstoff für das Turbinenrad ist z. B. Chrom-Nickelstahl auch unter dem Namen V 2A, V 4A oder Remanit bekannt. Noch etwas besser sind Chrom-Nickelstähle mit einem Zusatz von Molybdän. Diese Werkstoffe werden in Schlosseereien und besonders in Werkstätten, die mit Feuerungsbau zu tun haben, in verschiedenen Stärken verwendet. Die Beschaffung von Abfallstücken, wahrscheinlich auch bei Schrotthändlern, dürfte kein Problem sein. Damit wäre das größte Beschaffungsproblem für die Materialien der Modell-Strahltriebwerke gelöst.

Wenden wir uns der Formgebung zu. Die letztgenannten Materialien lassen sich mit handelsüblichen HSS-Werkzeugen gut spanabhebend bearbeiten, also bohren, sägen, feilen, drehen und schleifen sowie ebensogut biegen. Weiterhin lassen sie sich gut schutzgasschweißen und hartlöten.

Bevor man sich auf eine aufwendige Werkelei einläßt, ist es wichtig zu wissen, ob überhaupt Aussicht

auf Erfolg besteht. Um den Leser nicht zu verwirren seit betont, daß zum Nachbau einer Strahltriebwerke der hier geschilderte Aufwand für Versuche natürlich nicht erforderlich ist. Hier ist es beispielhaft die Frage nach der Fertigung eines brauchbaren Turbinenrades, ohne erst eine vollständige Gasturbine bauen zu müssen. Zu diesem Zweck wurden Versuche gemacht, mit dem Ziel herauszufinden, inwieweit man ein Turbinenrad fertigungstechnisch vereinfachen kann und es dennoch einen genügend guten Wirkungsgrad für eine Strahltriebwerke behält. Nach den vorausgegangenen Versuchen mit dem Miniatur-Verdichterrad und den darauf basierenden Berechnungen war der Wirkungsgrad der Turbinenstufe der letzte Unsicherheitsfaktor, den man nicht anders als eben durch Versuche zu einer verlässlichen Rechengröße wandeln konnte.

Eine weitere allgemeine Erkenntnis der Strömungslehre war hier sehr förderlich. Bei praktisch allen Bauarten von Gasturbinen wird die verdichtete Luft sowohl im Leitsystem als auch im Turbinenrad entspannt und damit beschleunigt. Es liegt sogenannte Düsenströmung vor. In gut geformten Düsen kann man die Verluste auf nur 3 % beschränken, man hat also einen Wirkungsgrad bei Umwandlung der Druckenergie in Strömungsenergie von 97 %. Es gibt nur leider keine Literatur, die etwas darüber aussagt, wie gut die Düsenströmung zwischen Turbinenschaufeln noch sein kann, wenn man wie in unserem Falle zwangsläufig mit sehr kleinen Reynoldszahlen leben muß. Außerdem sind die Düsenquerschnitte des Leitsystems und zwischen den Flügeln des Turbinenrades eckig und die Düsenkanäle zudem noch gekrümmt. Ohne diese Krümmung gibt es leider keine Umlenkung der Strömung und ohne diese Umlenkung keine Umfangskraft am Turbinenrad. Ohne Umfangskraft kein Drehmoment am Turbinenrad und ohne dieses Drehmoment wird keine Wellenleistung für den Verdichter erzeugt. Weiterhin kommen noch unvermeidliche Spaltverluste zwischen den Schaufelenden und dem Gehäuse zum Tragen. Damit ist man von der idealen Düsenströmung mit den geringen Verlusten doch etwas entfernt.

Also zurück zu den Versuchen. Als Vorbild für das Turbinenrad wurde ein Windrad gewählt, so ähnlich wie bei Mallorcinischen Windmühlen oder wie zum Antrieb von Pumpsanlagen in Westernfilmen. Diese Räder sind durchaus als Turbinen anzusehen, da sie die Strömungsenergie des Windes in mechanische Energie umzuwandeln vermögen. Der Hauptgrund für diese Wahl lag aber in der leichten Herstellbarkeit im Modellmaßstab. Als Material diente 0,5 mm starkes Edelstahlblech. Das Original aus diesen Versuchen ist noch erhalten. Dieses Turbinenrad wurde in ein Rohr von 65 mm Innendurchmesser mit ca. 0,5 mm Spalt gelagert. In dieses Rohr vor dem Turbinenrad befand sich das ebenfalls aus Edelstahlblech ge-

formte Leitsystem. Dieses ist nichts anderes als ein Kranz von gekrümmten Düsen. Die Krümmung ist so gewählt, daß die Strömung am Austritt des Leitsystems einen kräftigen Drall in Drehrichtung des Turbinenrades erfährt. Für die in Drehung befindlichen Turbinenschaufeln sieht es dann so aus, als käme die Strömung genau von vorn, wenn ihre Drehgeschwindigkeit mit dem Drall übereinstimmt. Die Wölbung der Schaufeln des Turbinenrades ist so gewählt, daß die Gasströmung entgegen dem Drehsinn abgelenkt wird. Auf diese Weise entsteht das Drehmoment an den Turbinenschaufeln. Durch die Verwendung des Drallsystems wird das Drehmoment am Turbinenrad gegenüber der Arbeitsweise eines Windrades erheblich verstärkt. Die genaue Ausrichtung der Winkel und Wölbung an den Schaufeln vom Leitsystem und Turbinenrad ist nicht so kritisch. So wird z. B. auch das Windrad bei etwas schräger Anströmung trotzdem in Drehung versetzt. Die genaue Erklärung der Strömungsvorgänge durch das Leitsystem und Turbinenrad kann man leider nur mit Hilfe der Mathematik beschreiben. Ein Ergebnis der Berechnung ist es, daß das hinter dem Turbinenrad abströmende Gas im Idealfall ohne Drall ausströmt, also nur noch in der gewünschten Axialrichtung. Man kann sich das so vorstellen, daß der durch das Leitsystem aufgebaute Drall durch das Turbinenrad wieder vollständig abgebaut wird. Die Theorie sagt ferner aus, daß bei gleicher, aber entgegengesetzter Ablenkung der Gasströmung am Leitsystem und Turbinenrad, die Strömungsverluste am geringsten sind.

Weiter in der Beschreibung des Versuchsaufbaus: Der vordere Teil des Rohres bildete eine gasbeheizte Brennkammer. Als Ersatz für den Verdichter wurde zur Erzeugung der Druckluft ein Staubsaugergebläse verwendet. Zur Belastung des Turbinenrades diente ein kleiner Propeller, der auf dem freien Wellenende der Turbinenwelle außerhalb des Rohres montiert war. Das Drehzahl-Leistungsdiagramm des Propellers wurde vorher mit Hilfe eines Elektromotors mit bekanntem Wirkungsgrad ermittelt. Daraus konnte die Wellenleistung der Turbine durch Drehzahlmessung des Propellers und direktem Vergleich mit den Werten des Elektromotorantriebes bestimmt werden. Aus den Meßwerten von Druck, Temperatur sowie Durchfluß der Luft durch die Brennkammer läßt sich wiederum das Leistungsangebot vor der Turbine bestimmen. Das Verhältnis von Wellenleistung zu diesem Leistungsangebot ist genau die kritische Größe, nach der gefahndet wurde, nämlich der Wirkungsgrad der Turbinenstufe. Nach diesen Messungen kam ein Wert von 75 % heraus. Durch die Beheizung der Brennkammer konnte der Wirkungsgrad auch in Abhängigkeit von der Temperatur ermittelt werden. Im Rahmen der Meßgenauigkeit war kein Unterschied feststellbar.

Die Resultate dieser Messungen waren so verblüffend, daß man Zweifel haben konnte. Als nächstes

wurde deshalb ein Turbinenrad gebaut, dessen Schaufelform und Wölbung einem großen Gasturbinenrad eher entsprachen. Die Meßergebnisse waren allerdings trotz des enormen Aufwandes für die Fertigung dieses Rades nicht deutlich besser als bei den ersten Versuchen. Mit diesem Rad gelang dann auch der erste selbständige Lauf des Versuchsaufbaus einer vollständigen Gasturbine. Das mit viel Aufwand gefertigte Rad war wie erwartet wenig drehzahlfest und diente ja auch nur reinen Grundlagenversuchen. Kurz gesagt, für die Belange der Modellstrahlurbine ist ein Kompromiß bei der Radform zugunsten der Fertigungstechnik durchaus zulässig. Ideal gestaltete Räder sind zwangsläufig massiver. Damit wird insbesondere bei den kleinen Abmessungen der Modellstrahlurbine das Problem der Wärmebelastung durch Wärmeübertragung auf die Welle und Lager sehr schwierig. Verwendet man z. B. das massive Radialturbinenrad eines Turboladers, so wird man das Kühlproblem nur durch ein aufwendiges Ölschmier-system in den Griff bekommen. Dieses ist beim Einsatz in einem PKW-Motor ja bereits vorhanden. Für eine Modell-Strahlurbine müßte es erst entwickelt werden.

Wie die Abbildungen und Fotos demonstrieren, ist das zum Nachbau in der FD3/64 beschriebene Turbinenrad sehr ähnlich zu dem aus den ersten Versuchen. Die notwendigen Tricks und Kniffe sind ausführlich in der Bauanleitung beschrieben. Bevor sie aber dorthin springen, wird dringend empfohlen, erst den Rest der Theorie zu lesen. Es sei denn, Sie wollen ohne fremde Hilfe unbedingt Ihre eigene Strahlurbine erfinden.

Noch einige Hinweise zur Geometrie des Turbinenrades, die ebenfalls durch Versuche gesichert ist. Die Schaufelhöhe beträgt etwa $\frac{1}{4}$ des Außendurchmessers. Eine Verkleinerung der Schaufelhöhe bringt keine nachweisbare Verminderung des Wirkungsgrades. Es wird dann allerdings bei gegebenem Rad-durchmesser und gleicher Drehzahl weniger Luft durchgesetzt, und damit auch weniger Schub erzeugt. Bei Erhöhung der Schaufelhöhe wird die Schaufel im Verhältnis zum tragenden Teil der Scheibe immer schwerer. Die Belastbarkeit bei höheren Drehzahlen ist nicht mehr gesichert und es besteht zudem die Gefahr von Schwingungsbrüchen an den Schaufeln. Ein ganz wichtiger Punkt bezüglich der Festigkeit des Rades sei hier ohne mathematisch-physikalische Beweisführung erwähnt. Das ist die Verbindung des Rades mit der Welle. Man darf zu diesem Zweck das Rad auf keinen Fall durchbohren. Eine durchbohrte Scheibe hat nur die Hälfte der Drehzahlfestigkeit gegenüber einer unbeschädigten Scheibe. Bei großen Turbinenrädern, die in der Mitte gebohrt sind, wird dieser Bereich als dicke Nabe ausgebildet.

Die optimale Teilung, d. h. die Anzahl der Schaufeln, liegt nach allen bisherigen Versuchen bei 17. Höhere Schaufelzahlen sind eindeutig ungünstiger

und machen zudem mehr Arbeit. Geringere Schaufelzahlen auch, da die Blattform nicht mehr stabil bleibt und damit letztendlich die Fertigung eines neuen Rades erforderlich wird.

Eine Profilierung der Schaufeln ist nur so weit erforderlich, wie es der Festigkeitssteigerung dient. Die bei großen Turbinenrädern übliche Profilierung der Schaufeln soll bei unvermeidlicher Fehlanpassung während eines Lastwechsels die Stoßverluste in der Strömung vermindern. Profilierte Flächen sind nach den Regeln der Strömungslehre erst dann wirksam, wenn die Reynoldszahl genügend hoch ist. Bei unseren geringen Abmessungen der Schaufeln und gleichzeitig hoher Temperatur sind die Reynoldszahlen weit niedriger als bei einem leichten Freiflugmodell. Der Temperatureinfluß der Drehzahl ist so: Bei 550 °C und sonst gleichen Bedingungen fällt der Wert auf rund $\frac{1}{4}$ gegenüber Raumtemperaturen von 20 °C ab. Der unvermeidliche Spalt zwischen Turbinenschaufeln und Gehäuse darf bis zu 5 % der Schaufelhöhe betragen, ohne daß der Wirkungsgrad deutlich gemindert wird. Damit wird die Zentrierung im Gehäuse und der erforderliche mechanische Aufwand relativ gering.

Zur Vervollständigung des Rotors gehört die Welle. Sie überträgt das Drehmoment vom Turbinenrad auf das Verdichterrad. Allein für diese Aufgabe ausgelegt, könnte sie sehr dünn sein, denn das Drehmoment ist vergleichsweise gering, allerdings bei sehr hoher Drehzahl. Bekanntlich ist die übertragene Wellenleistung proportional dem Produkt aus Drehmoment und Drehzahl. Bei dem Kraftangriff des Turbinenrades auf die Welle werden im Gegensatz zum Kolbenmotor keine Biegekräfte erzeugt. Trotzdem muß die Turbinenwelle auf hohe Steifigkeit ausgelegt werden. Die Ursache dafür liegt in der Gefahr von Resonanzschwingungen bei hoher Drehzahl. Man muß also das gesamte Rotorsystem so anpassen, daß es zu keinen gefährlichen Resonanzschwingungen kommt. Wird dieser Grundsatz mißachtet und tritt bei Drehzahlen von rund 60.000 U/min eine Biegeschwingung der Welle auf, so wirkt sich das verheerend auf den Rotor aus.

Die Anregung zur Resonanzschwingung kann man auch durch sehr gutes Auswuchten des Rotors nicht vermeiden. Die wenn auch minimale, aber physikalisch unvermeidbare Durchbiegung infolge der Schwerkraft reicht aus, um im Resonanzfalle die Schwingung anzufachen. Eine Verbesserung der Steifigkeit durch Verwendung von hochvergütetem oder gehärtetem Stahl bringt praktisch keine Verbesserung der Schwingungsfestigkeit. Im Resonanzfalle wird an Stelle einer Verbiegung ganz schlicht ein Wellenbruch auftreten. Der sicherste Weg zur Vermeidung der Resonanzschwingung ist der, den Läufer so zu dimensionieren, daß seine Resonanzfrequenz mindestens 20 % höher liegt als die maximale Betriebsdrehzahl. Berechnungsverfahren zur Bestimmung

der Resonanzfrequenz sind ebenfalls bei (1) angegeben. Die nach dieser Methode berechnete Resonanzfrequenz der zur Zeit verwendeten Welle liegt bei über 100.000 U/min. Während der Entwicklungsphase der „FD2“ wurde eine wesentlich dünnere Welle verwendet, die bei einer Drehzahl von etwa 65.000 U/min versagte. Diese Welle von 8 mm Durchmesser und 120 mm Länge war um 2 mm verbogen. Eine Nachrechnung führte tatsächlich zu dem Ergebnis, daß bei der oben genannten Drehzahl die erste Biege-Resonanzschwingung zu erwarten war. Natürlich ist die Unwucht des Rotors und der Welle selbst wegen der damit verbundenen Lagerbelastung so gering wie möglich gehalten. Hat man z. B. eine Welle mit einer Exzentrizität von nur 0,01 mm, so bringt das bei der maximalen Drehzahl bereits eine periodische Kraft von mehr als 10 N auf die Lager. Diese Wechsellast regt die gesamte Strahlurbine zum Schwingen an und ist als kräftiges Pfeifen wahrzunehmen. Damit ist ein ungenügendes Auswuchten des Rotors die Hauptschallquelle der Modell-Strahlurbine.

Der relativ große Querschnitt der Welle sorgt auch gleichzeitig für eine Ableitung der vom heißen Turbinenrad her einströmenden Wärme. Um diesen Effekt zu verstärken, wurde erfolgreich eine Wellenkonstruktion entwickelt, deren Mittelstück aus Alulegierung besteht. Sie ist etwas dicker als eine gleich steife Stahlwelle, und hat dadurch eine größere Oberfläche zur Ableitung der oben angegebenen Wärme und ist im übrigen auch noch etwas leichter als eine ansonsten gleichwertige Stahlwelle. Natürlich müssen die Wellenenden zur Aufnahme der Lager und der Räder aus Stahl gefertigt sein.

Wenn man sich erstmals mit Problemen der Gasturbine im Modellmaßstab befaßt und an die Lagerung des Rotors bei den notwendig hohen Drehzahlen denkt, wird man leicht unsicher. Doch hier befindet man sich nicht mehr auf technischem Neuland, denn es gibt durchaus andere Anwendungen für schnelllaufende Lager und damit bereits Vorbilder für Problemlösungen.

Eine Lösungsmöglichkeit ist die Anwendung von Gleitlagern mit Öldruckschmierung, wie sie z. B. bei Turboladern und sehr hohen Drehzahlen angewendet wird. Die Welle „schwimmt“ auf einem Ölfilm in den Lagerschalen und hat keine metallische Berührung mit ihnen. Damit ist diese Lösung verschleißarm und problemlos. Voraussetzung dazu ist allerdings ein Ölkreislauf mit Ölpumpe und verhältnismäßig hoher Ölmenge. Bei einem PKW-Motor steht beides zur Verfügung. Eigene Versuche in dieser Richtung kommen zu dem Resultat, daß diese Lagerung bei hohen Drehzahlen und vergleichsweise geringem Drehmoment doch einen beträchtlichen Anteil der Wellenleistung des Turbinenrades verzehrt. Diese Verlustwärme wird zwangsläufig das Öl aufheizen und bei zu geringer Ölmenge kann das so weit gehen,

daß es verdampft und verbrennt. Diese Unsicherheit ist für den Betrieb einer flugfähigen Modell-Strahlurbine nicht tragbar.

Die einfachere Lösung des Lagerproblems ist die Verwendung von Kugellagern und Schmierung mit Ölnebel. Da die Tragkräfte bei der kleinen Masse des Rotors nur gering sind, können kleine leichte Lager eingesetzt werden. Die in Frage kommenden Größen sind nach Herstellerangaben bei Ölnebelschmierung bis zu Drehzahlen von 90.000 U/min verwendbar. Die Auslegungsdrehzahl von der Strahlurbine, dies sei hier vorweggenommen, beträgt dagegen nur 75.000 U/min. Das Ölnebelschmiersystem arbeitet vollautomatisch ohne irgendwelche Verschleißteile. Zur Förderung des Öls wird die physikalisch bedingte Druckdifferenz zwischen Verdichter und Wellentunnel ausgenutzt. Als Öl hat sich Feinmaschinenöl wie es für Nähmaschinen, Fahrräder und sonstiges verwendet wird, bestens bewährt. Der Ölverbrauch ist dabei erfreulich gering. Das Gesamtschema veranschaulicht die Wirkungsweise dieses Schmier-systems.

Wer den Lagern etwas Gutes tun will kann auch spezielles Turbinenöl verwenden, zum Beispiel Aero-shell Turbinenöl 560.

2.3 Das Verbrennungssystem

2.3.1 Kraftstoffe

Die einfachste Methode zur Erhitzung der verdichteten Luft vor der Turbinenstufe ist die durch Verbrennung von Kraftstoffen im Luftstrom an dieser Stelle. Im Hinblick auf den Flugbetrieb eignen sich solche Kraftstoffe am besten, die eine möglichst hohe Verbrennungswärme je kg Brennstoff liefern, also eine hohe spezifische Verbrennungswärme haben. Dazu gehören z. B. Benzin, Dieselöl, Heizöl, Petroleum, Kerosin, aber auch noch Propan- und Butangas. Die Verbrennungswärme dieser Kraftstoffe ist annähernd gleich hoch und liegt zwischen 40.000 bis 45.000 kJ/kg. Leicht handhabbare Kraftstoffe mit höherer Energiedichte braucht man nicht weiter zu suchen, es gibt sie nicht. Methanol und Ethanol (Brennspiritus) sind in der Energiedichte wesentlich ungünstiger und deshalb weniger gut geeignet. Dieselöl, dem Kerosin sehr ähnlich, hat von allen genannten Kraftstoffen die höchste Dichte, ist an jeder Tankstelle verfügbar, und liegt damit in der Energiedichte bezogen auf das Tankvolumen weit vorn. Nach diesen Kriterien ist Diesel der bestgeeignete Kraftstoff für unsere Modell-Strahlurbine. Soweit dem Verfasser bekannt, hat es bis zur Strahlurbine FD2 noch kein vergleichbares Triebwerk gegeben, das mit Diesellokraftstoff funktionierte.

Alle Kraftstoffe können erst verbrennen, wenn sie erst gasförmig mit Luft gemischt zündfähig werden. Dabei ist es genau wie beim Kolbenmotor von entscheidender Bedeutung, welches Mischungsverhältnis vorliegt und wie gut die Durchmischung ist. Zu mager oder zu fettes Gemisch zündet und brennt schlecht bis gar nicht. Die Gemischaufbereitung funktioniert bei Verwendung von Propan- und Butangas naturgemäß am leichtesten, da sie bei Raumtemperatur und Normaldruck bereits gasförmig sind. Die Verwendung insbesondere von Propan vereinfacht wesentlich das Kraftstoffaufbereitungssystem in der Strahltriebwerke. Auf dieser Basis ist die erste funktionsfähige Strahltriebwerke eines britischen Teams bereits vor 10 Jahren geflogen. Dieser Vorteil von Propan wird aber für den Flugbetrieb im wahrsten Sinne des Wortes mit einem großen und schwergewichtigen Nachteil erkauft. Man braucht nämlich einen druckfesten Tank, dessen Volumen wegen der geringen Dichte des verflüssigten Propan von nur 0,5 kg/m³ rund doppelt so groß sein muß wie bei der gleichen Masse von Dieseldieselkraftstoff. man spart zwar bei Propan wegen des hohen Dampfdruckes im Tank eine Förderpumpe, dieser Dampfdruck ist aber wie bei allen Flüssigkeiten sehr stark von der Temperatur abhängig. Zur sicheren Dosierung muß daher erst ein spezielles fernsteuerbares Regelsystem geschaffen werden.

Diese technologischen Nachteile bewogen den Verfasser von Anfang an, seine Strahltriebwerke für den Flugbetrieb mit Dieseldieselöl auszulegen. Eine für diesen Kraftstoff ausgelegte Gasturbine kommt meistens auch mit Flüssigpropan gut zurecht. Umgekehrt allerdings nicht. Für die Entwicklung und für Standversuche ist dagegen die Verwendung von Propan oder Propan-Butan sehr bequem.

Bei der Betrachtung der Brennstoffe kommt man natürlich auf den Gedanken, Vergaserbenzin zu verwenden, da es ja offensichtlich leichter verdampft als Diesel. Deshalb betrachten wir einmal die Eigenschaften von Benzin und Diesel. Benzindampf-Luftgemische zünden erst bei einer Temperatur von über 600°C, Dieseldampf-Luftgemische dagegen bereits bei ungefähr 300 °C. Die geringere Zündtemperatur ist von Vorteil für die Stabilität der Flammenhaltung in der Brennkammer. Die Abstimmung der Luftführung in ihr wird dadurch weniger kritisch. Die Praxis hat gezeigt, daß es etwas kritischer ist, die Strahltriebwerke mit reinem Dieseldieselkraftstoff zu starten. Das hat zu dem Kompromiß geführt, dem Dieseldieselkraftstoff 10-15% Vergaserbenzin beifrei zuzusetzen. Leider ist die Zusammensetzung des Dieseldieselkraftstoffes nicht überall gleich. Im Zweifelsfalle ist es deshalb empfehlenswert, Kerosin JET A 1 oder auch JP 4 zu verwenden. Die Zusammensetzung dieser Kraftstoffe ist einheitlicher.

2.3.2 Brennkammer und Verdampfer

Wie bereits gesagt, muß der flüssige Kraftstoff erst in der Brennkammer verdampft werden. Die Lösung dieses Problems kostete den größten Zeitanteil im gesamten Versuchsprogramm, obwohl es im Prinzip ganz einfach ist. In der Brennkammer muß gerade soviel Kraftstoff verbrannt werden, daß die verdichtete Luft vor der Turbine auf eine verträgliche Temperatur von rund 600 °C aufgeheizt wird. Da die Temperatur in der Verbrennungszone aber sehr viel höher ist, ca. 1700 °C, wird nur ein kleinerer Anteil der Luft in die eigentliche Verbrennungszone geleitet. Mit dem großen Rest werden zunächst die Wandungen der Brennkammer gekühlt und anschließend wird diese vorgewärmte Kühlluft mit dem sehr heißen Gas aus der Verbrennungszone in der Brennkammer gemischt. Am Ausgang der Brennkammer hat man dann die gewünschte mittelhohe Temperatur. Dieses Verfahren ist so alt wie die Gasturbinen selbst. Es gilt nur folgende Schwierigkeiten auch im Modellmaßstab zu überwinden:

1. Die Flamme muß im gesamten Lastbereich stabil in der Brennkammer bleiben, auch bei Lastwechsel, unabhängig davon ob im Stand oder im Fluge.
2. Die gewünschte mittelhohe Temperatur soll im gesamten Querschnitt am Ausgang der Brennkammer möglichst gleichmäßig hoch sein. Ideal wäre sogar eine Temperaturverteilung, die am äußeren Rande und im Bereich der Schaufelwurzel am Leitsystem und Turbinenrad etwas abfällt. Ungleichmäßigkeiten der Temperaturverteilung erzeugen unweigerlich mehr oder weniger ausgeprägte „Hot Spots“ im Bereich der Turbinenstufe. Das sind Stellen mit weit überhöhter Temperatur, die sich durch mehr oder minder starkes Glühen deutlich zeigen. Durch diese Ungleichmäßigkeit der Temperatur, insbesondere der Außenwand, kommt es zu Verspannungen und Verformungen des Gehäuses. Zuletzt streift die Turbine an der Außenwand an. Dieses Problem erwies sich als sehr hartnäckig und kostete besonders viel an Versuchszeit.
3. Der dosierte Kraftstoff soll möglichst vollständig verbrannt werden.

Die Aufteilung der Brennkammer in die sogenannte Primärzone, das ist dort, wo die Verbrennung abläuft, sowie in die Sekundärzone, in der die Mischung mit der unverbrannten Kühlluft erfolgt, wird durch die Lage und Größe der Löcher in den Brennkammerwänden eingestellt. Leider kann man nicht irgendeine große Brennkammer als Vorbild nehmen und maßstabgerecht verkleinern. Je größer die Brennkammer bei gegebenem Luftdurchsatz und je höher der Druck und damit die Gasdichte in ihr ist, desto leichter scheint die Einstellung zu gelingen. Die Brennkammerform als Ringbrennkammer ist sowohl bezüglich der konstruktiven Gestaltung als auch der Raumausnutzung die bestmögliche Wahl. Bei profes-

sionell gefertigten Kleingasturbinen wird diese Bauform fast ausschließlich angewandt. Die Größe dieser Brennkammern ist aber immer noch erheblich zu groß für die Anwendung in einer Modell-Strahltriebwerke. Die erste Strahltriebwerke der Welt, entwickelt von Dr. Papst von Ohain, hatte ebenfalls diese Bauform.

Mit wachsender Brennkammergröße wächst natürlich auch ihr Gewicht und zusätzlich das Gewicht des sie umschließenden Gehäuses. Will man ein gutes Schub-Gewichtsverhältnis bei kleinem Bauvolumen der gesamten Strahltriebwerke erreichen, bleibt nichts anderes übrig, als das Brennkammervolumen durch zahllose Versuche zu minimieren.

Genau so wichtig wie die Brennkammer ist das Kraftstoff-Aufbereitungssystem. Auch hier dienten die ersten Konstruktionen von Dr. von Ohain und von Sir Whittle als Vorbild, bei denen das Verdampferprinzip angewendet wurde. Die andere Möglichkeit, den Kraftstoff mittels Zerstäuberdüsen wie in den meisten großen Gasturbinen verbrennungsfähig zu machen, erscheint bei den Abmessungen der Modell-Strahltriebwerke ziemlich aussichtslos. Zum Betrieb der Zerstäuberdüsen braucht man relativ hohen Druck von etwa 10 bar. Regelbare Zerstäuberdüsen kleiner Abmessung müssen aber erst noch erfunden werden.

Der Verdampfer ist nichts anderes als ein System von Wärmetauscherrohren innerhalb der Brennkammer. Der Kraftstoff wird mit Hilfe der Dosierpumpe durch die Rohre gepumpt. Durch die Aufheizung im heißen Gasstrom verdampft der Kraftstoff und tritt gasförmig durch mehrere Öffnungen in die Brennzzone ein. Die geeigneten Abmessungen des Verdampfers kann man auch nur durch systematische Versuche ermitteln. Bei zu geringer Verdampferleistung tritt der Brennstoff teilweise flüssig in den Brennraum ein. Das führt zu völlig unregelmäßigen Flammenbildern und zum Spucken der Turbine. Bei wesentlich zu heißem Verdampfer kann der Brennstoff bereits innerhalb der Verdampferrohre gecrackt werden, d. h. die Kohlenwasserstoffe spalten teilweise Kohlenstoff ab, das zum Verstopfen des gesamten Systems führt. Damit eine ausreichend gute Durchmischung von Luft und Kraftstoffdampf in der Primärzone gewährleistet ist, muß die Ausströmgeschwindigkeit aus den Düsen des Verdampfers genügend hoch sein.

Zum Anlassen der Strahltriebwerke ist der Verdampfer erst einmal auf Betriebstemperatur zu bringen. Dazu wird an Stelle von Dieseldiesel Hilfsgas in die Brennkammer geleitet. Propan oder Propan-Butangas ist dazu gut geeignet. Das Aufheizen dauert nur einige Sekunden. Der Hilfsgasbehälter gehört nicht zum fliegenden Inventar. Die genaue Prozedur des Anlassens ist in der Betriebsanleitung ausführlich beschrieben.

Als Baumaterial für die Brennkammer und den Verdampfer hat sich Edelstahl als ausreichend bewährt. Die in der Bauanleitung vorgestellte Lösung ist nur

eine von vielen Möglichkeiten. In Anbetracht der vielen hier nicht aufzählbaren Fehlversuche während der Entwicklungszeit wird dem experimentierfreudigen Leser dringend geraten, nicht ausgerechnet mit Änderungen an der Brennkammergeometrie zu beginnen.

2.4 Temperaturprobleme

Wie bei allen Verbrennungskraftmaschinen muß man sich mit dem Einfluß der unvermeidlich hohen Temperaturen, auf praktisch jedes einzelne Bauteil, gründlich befassen. Die Temperatur wirkt dabei in zweifacher Weise. Zum einen dehnen sich die meisten Körper bei Erwärmung in unterschiedlichem Maße aus. Zum anderen wird deren Festigkeit mit steigender Temperatur immer stärker gemindert.

Die Wärmeausdehnung eines Bauteils ist berechenbar, wenn man die Wärmeausdehnungszahl des Materials und die Temperaturänderung kennt. Eine genaue Vorausberechnung der Temperaturen für jeden Betriebszustand ist aber kaum möglich. Erschwerend kommt hinzu, daß die Temperaturänderung innerhalb miteinander verbundener Bauteile nicht zeitgleich abläuft, weil die Übertragung von Wärme innerhalb eines Bauteils durch dessen Wärmeleitung und Wärmeableitung sehr unterschiedlich sein kann. Dies kann im ungünstigen Fall zu starken Spannungen innerhalb eines Bauteils führen, daß es sogar zu Brüchen oder bleibenden Verformungen kommt.

Man kann immerhin einige Extrembedingungen rechnerisch abschätzen. Näheres dazu ist in der Auslegungsrechnung beschrieben (Kapitel 4.2). Die Zuverlässigkeit dieser Berechnung zeigt sich letztendlich beim praktischen Betrieb der Strahltriebwerke. Grundsätzlich muß man die Konstruktion so auslegen, daß Bauteile, die unvermeidlich starken Temperaturschwankungen ausgesetzt sind, ihre Wärmedehnung frei ausleben können. Die in der Bauanleitung beschriebene Strahltriebwerke FD 3/64 ist das Ergebnis von Theorie und Praxis auch in dieser Hinsicht. Abweichungen von der Konstruktion und bei der Materialauswahl ohne Berücksichtigung der Temperaturprobleme sind deshalb riskant.

Zur Verdeutlichung sei das Problem am Beispiel des Turbinenrades diskutiert. Das Rad muß in jedem Betriebszustand frei laufen können. Ein Anstreifen der Schaufeln an die Gehäusewand ist gleichzusetzen einem Kolbenfessler bei einem Verbrennungsmotor. Wegen der hohen Umfangsgeschwindigkeit der Schaufeln kann man sich eine ölgeschmierte Gleitreibung wie beim Kolben im Zylinder nicht leisten. Dazu läßt man zwischen Schaufeln und Außenrand einen Spalt. Dieser darf natürlich nicht so groß sein, daß die Gasverluste, die natürlich bevorzugt durch den Spalt strömen, so groß werden, daß zu wenig zum

Antrieb des Turbinenrades übrig bleibt. Bei Erwärmung des Turbinenrades auf Betriebstemperatur dehnt es sich natürlich aus und damit wird der Spalt verkleinert. Man mag einwenden, daß das Gehäuse ebenfalls erwärmt wird und sich im gleichen Sinne ausdehnt. Damit bliebe der Spalt ja erhalten. Diese Überlegung ist zwar grundsätzlich richtig, hat aber einen Haken. Bei den betriebsmäßig bedingten Temperaturänderungen z. B. Anfahren oder Lastwechsel heizen sich die Teile nicht mit der gleichen Geschwindigkeit auf. Die Turbinenschaufeln und ebenso die Schaufeln des Leitsystems sind wegen der beiderseitigen Umströmung mit Sicherheit viel schneller in der Temperaturanpassung als das Gehäuse. Außerdem wird das Gehäuse außen von der kalten Umgebungsluft umströmt und erreicht dadurch auch im Temperaturgleichgewicht nicht dieselbe Temperatur wie die Schaufeln. Damit wird der Spalt zwangsläufig enger. Bei zu knapp bemessenem Spalt kommt es dann unweigerlich und schlagartig zum Blockieren der Turbine und damit zu deren Zerstörung. Schafft man es, zumindest die Turbinenscheibe zu kühlen, wird natürlich die Durchmesseränderung weniger dramatisch ausfallen. Geht man bei der Spaltweite auf Nummer sicher und macht diesen zu groß, so führt das ebenso zu Überhitzung und damit zur Funktionsunfähigkeit des Systems, wegen der zu hohen Spaltverluste.

Wie bereits gesagt, ist die gesamte Konstruktion den Temperaturänderungen in unterschiedlichem Maße ausgesetzt und man schafft es leider nicht, daß die Teile zumindest ideal rotationssymmetrisch aufgeheizt werden. Dies führt unvermeidlich zu zeitweiligen Verspannungen, die sich letztendlich auf die Zentrierung der Turbine im Gehäuse übertragen. Damit wird die Spaltbreite einseitig verkleinert. Hauptursache für diesen Effekt ist die Schwierigkeit, eine vollständig radialsymmetrische Verbrennung in der Brennkammer zu erreichen.

Das Problem der optimalen Spaltbreite konnte ebenfalls nur durch eine Vielzahl von Versuchen mit hinreichender Sicherheit gelöst werden. Danach kann man einen Richtwert für die Spaltbreite zwischen Turbinenflügel und Außenmantel von 0,6 % des Turbinenraddurchmessers angeben. Bei einem Turbinendurchmesser von 64 mm sind das abgerundet 0,4 mm.

Ebenso wie die Turbinenschaufeln erfahren auch die Leitschaufeln beträchtliche Längenänderungen gegenüber dem Außenmantel. Auch hier kann man das Problem durch konstruktive Gestaltung eines Spaltes zwischen den Schaufeln und dem inneren Zentralkörper lösen. Da diese Teile nicht rotieren, kann man hier die Spaltbreite auf etwa 0,2 % des Turbinenraddurchmessers herabsetzen. Eine geringe Verspannung der Leitschaufeln infolge Überhitzung beeinträchtigt die Funktionsfähigkeit der Turbine nicht.

Betrachten wir nun ebenfalls am Turbinenrad das

Problem der Festigkeitsminderung bei höheren Temperaturen. Zweifellos wird dieses Bauteil infolge der hohen Drehzahl neben dem Verdichterrad am stärksten durch die Fliehkraft belastet. Beim Verdichterrad können wir das Temperatur-Problem vernachlässigen, da die Temperaturerhöhung infolge der Kompressionswärme bei unseren geringen Druckverhältnissen nur etwa 30° beträgt. Die Schaufeln der Turbinenstufe dagegen werden allseitig vom heißen Arbeitsgas umströmt und nehmen praktisch dessen Temperatur an, die bis über 600 °C betragen kann. Eine Innenkühlung der Schaufeln, wie sie bei modernen Hochleistungsgasturbinen angewandt wird, ist mit unseren Mitteln nicht machbar. Ebensowenig ist es möglich, hochtemperaturfeste Speziallegierungen mit unseren Mitteln zu bearbeiten. Von deren Beschaffbarkeit sei einmal ganz abgesehen.

Bei allen Metallen und Legierungen fällt die Festigkeit mit steigender Temperatur mehr oder weniger steil ab. Besinnt man sich auf die notwendige Betriebstemperatur einer Modell-Strahltriebwerke von nur 600 °C, dann sieht die Sache gar nicht so hoffnungslos aus. Wie im Kapitel 4 gezeigt, kann man bei Betriebstemperaturen an der Turbinenstufe von 600 °C mehr als ausreichende Schubleistungen der Modell-Strahltriebwerke erwarten. Normaler Baustahl und ebensowenig Werkzeugstahl reicht da nicht mehr ganz aus. Mit Chrom-Nickelstahl dagegen ist diese Temperatur von 600 °C an der Turbinenschaufel noch zu verkraften. Die Festigkeit dieses Materials ist bei dieser Temperatur etwa dreimal höher als die von Stahl. Die Turbinenscheibe selbst kann man dagegen verhältnismäßig wirksam kühlen und damit deren Festigkeit erheblich steigern. So wird z. B. die Zeitstandsfestigkeit bei einer Absenkung der Temperatur von 600 °C auf 500 °C fast verdoppelt.

Auch bei den Lagerbuchsen für die Kugellager müssen die unvermeidlichen Größenänderungen durch Temperaturwechsel konstruktiv berücksichtigt werden. Diese sind wegen der kleineren Durchmesser und der geringen Temperaturwechsel absolut gesehen recht klein, doch sind hier die Toleranzen in den Passungen auch wesentlich enger. Wichtig ist vor allem, daß sich keine Wärmespannungen durch relative Längenänderungen zwischen Wellentunnel und Welle ausbilden können. Falls die Kugellager stärker axial verspannt werden, führt das unweigerlich zu Überhitzung und Zerstörung der Lager und damit zu Turboschrott. Die einfachste Abhilfe dagegen ist die Auslegung der turbinenseitigen Kugellagerbuchse als leichtgängiger Schiebesitz.

Die Kugellager selbst haben aber ebenfalls Grenzen der Temperaturbelastbarkeit. Kugeln und Lagerbahnen bestehen aus gehärtetem Stahl. Bei Temperaturen oberhalb 260 °C verliert er deutlich an Qualität. Maßnahmen zur Verminderung der Wärmeströmung und gleichzeitig Kühlung der Lager sind deshalb zwingend erforderlich. Das Prinzip ist in der verein-

fachten Schnittdarstellung der Strahltriebwerke deutlich gemacht.

Die größte relative Längenänderung innerhalb der Strahltriebwerke ist zwischen der Längenausdehnung der Brennkammer und dem Gehäuse zu erwarten. Die Längenänderung kann etwa 1 mm betragen. Dies ist solange kein Problem, wie man die Brennkammer nicht daran hindert, eine ihrer Temperatur gemäße Form anzunehmen. Die Konstruktionselemente zur Positionierung der Brennkammer müssen dazu genügend nachgiebig als Federelemente ausgelegt werden. Die Ausbildung als zueinander verschiebbare Segmente wie bei Brennkammern großer Gasturbinen ist nicht notwendig.

2.5 Kühlung

Als Kühlmittel steht uns die Luft des Verdichters zur Verfügung. Das Bauteil mit dem größten Kühlmittelbedarf ist zweifellos die Brennkammer. Sie wird von rund $\frac{3}{4}$ des Gesamtluftstromes umströmt, bevor dieser Kühlluftstrom innerhalb der Brennkammer mit den sehr heißen Gasen aus der Verbrennungszone gemischt wird. Für die Funktion der Turbine macht es keinen Unterschied, ob das Arbeitsgas schon beim Umströmen der Brennkammer oder erst nach Mischung mit dem Heißgas auf die Betriebstemperatur gebracht wird. Dies gilt, solange keine Luft verlorengeht und kein hoher Strömungswiderstand zu überwinden ist. Damit hat die Kühlung der Brennkammer

keinen großen Einfluß auf den Wirkungsgrad des gesamten Läufers. Man muß etwa 5 % Druckverlust infolge des unvermeidlichen Strömungswiderstandes beim Übergang in die Brennkammer in Rechnung stellen. Wie weiter oben diskutiert, müssen auch die Lager gekühlt werden. Dazu sind etwa 3 bis 4 % des gesamten Luftstroms erforderlich. Dieser Luftstrom besorgt gleichzeitig den Ölnebeltransport durch die Lager. Der Druckverlust auf dem Weg in die Brennkammer sowie der Verlust an Kühlluft für die Lager wirkt sich so aus, als arbeite die Verdichterstufe mit etwas geringerem Wirkungsgrad als auf dem Prüfstand gemessen. Die richtige Dimensionierung der Kühlluftführung kann natürlich nur experimentell ermittelt werden. Wenn das einmal geschafft ist, gibt es aber kein Versagen des Kühlsystems.

Häufig wird auch die Frage gestellt, wie heiß wird denn die Strahltriebwerke an den Außenflächen? Die heißeste Zone ist dabei das Gehäuse im Bereich der Leitschaufeln, Turbinenrad und Düse. Die Temperatur an der Außenfläche beträgt hier rund 450 bis 500 °C. Eine zusätzliche Kühlung zur Verbesserung des Betriebsverhaltens ist hier nicht erforderlich. Man kann aber diesen Bereich ohne großen Aufwand und ganz ohne Schubverlust kühlen, indem man ihn mit einem „Kühlinjektor“ umgibt. Das Prinzip ist ebenfalls im Schema verdeutlicht.

Die übrigen Gehäuseteile haben Betriebstemperaturen von weniger als 100 °C. Den vorderen Bereich des Gehäuses kann man während des Betriebes ohne Verbrennungsgefahr anfassen.

3. Antrieb und Flugmodell

3.1 Die wesentlichen Unterschiede zwischen Strahltriebwerken- und Propellerantrieb

Es gibt noch keinen sehr großen Erfahrungsschatz mit turbostrahlgetriebenen Flugmodellen. Trotzdem ist man nicht auf blindes Probieren angewiesen. Ein wenig angewandte Physik hilft recht zuverlässig, die Möglichkeiten und Grenzen dieses verhältnismäßig jungen Flugantriebes zu beurteilen. Die Wirksamkeit eines Turbostrahlantriebes in den einzelnen Flugphasen läßt sich für ein vorgegebenes Modell rechnerisch besser abschätzen als die eines Propeller- oder Impeller-Triebwerkes. Das hat folgenden Grund: Beim Turbostrahltrieb kann man mit gutem Gewissen den Schub gemessen im Stand bis zu sehr hohen Modellflug-Geschwindigkeiten als konstant annehmen. Beim Propeller und Impeller hängt der Schub dagegen in sehr komplizierter Weise von der Fluggeschwindigkeit ab. Es macht daher wenig Sinn, Standschubmessungen dieser völlig verschiedenartigen Antriebe als Qualitätsmaßstab für die Leistung des Antriebes insgesamt zu nutzen. Dies gilt auch für den Vergleich von Propellerantrieben untereinander.

Der Propeller macht erst aus der Wellenleistung des Motors den Schub. Dabei gilt die folgende Grenzbedingung immer: Das Produkt aus Schub mal Geschwindigkeit kann niemals größer sein als die momentane Wellenleistung des Motors. Geschwindigkeit ist gleich Weg dividiert durch Zeit. Schub ist Kraft in Bewegungsrichtung. Kraft mal Weg ist Arbeit und Arbeit durch Zeit ist Leistung. Zusammengefaßt heißt das: Schub mal Geschwindigkeit ist die Flugleistung des Antriebes. Wegen der unvermeidlichen Verluste der Luftschaube muß diese Flugleistung immer kleiner sein als die Wellenleistung des Motors. Der Schub im Fluge ist schließlich Flugleistung dividiert durch Geschwindigkeit.

Man kann mit ein und demselben Motor, gleichgültig ob Kolben oder Elektro, durch Anwendung verschiedener Luftschauben sowie mit Getriebeuntersetzung praktisch jeden beliebigen Standschub produzieren, wohl bemerkt bei ein und derselben Wellenlei-

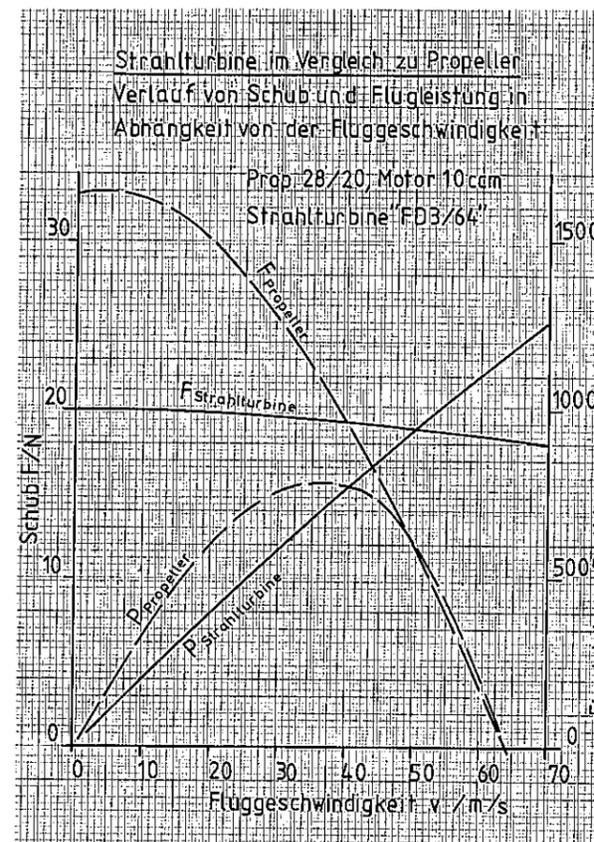
stung des Motors. Was daraus im Fluge wird, also in Abhängigkeit von der Geschwindigkeit, hängt ganz wesentlich von den Eigenschaften der Luftschaube und des Motors ab. Zur Berechnung der Schub-Geschwindigkeitskennlinie, also der Leistungskennlinie eines Propellerantriebes, muß man die Kennlinie des Motors und die der Luftschaube kombinieren. Für den normalen Modellflugbetrieb ist dieser Aufwand natürlich nicht erforderlich. Die Feinabstimmung zwischen Motor, Modell und Luftschaube kann man getrost nach Gefühl, Gehör und optischem Eindruck vornehmen, solange man sich nicht allzu weit von den Herstellerempfehlungen entfernt.

Natürlich ist auch die Strahltriebwerke kein Perpetuum Mobile. Sie kann keine Energie oder Leistung aus dem Nichts schaffen. Die physikalische Erklärung für die praktische Konstanz ihres Schubes ist dennoch einleuchtend. Die eingesetzte Primärleistung in Form der Wärmeenergie des Kraftstoffes ist enorm hoch. Sie beträgt bei der FD 3/64 bei Vollast 80 kW. Mit steigender Geschwindigkeit wird die Energieumsetzung, also der Wirkungsgrad, stetig besser. Diese Grundeigenschaft hat sie mit den großen Turbostrahl-Triebwerken gemeinsam. Das Diagramm zeigt die typischen Schubgeschwindigkeits- sowie Leistungsgeschwindigkeitskurven für einen Modellpropellerantrieb und die Strahltriebwerke FD 3/64. Als Propellerantrieb wird ein 10-ccm-Motor mit 1000 W Wellenleistung bei 12000 U/min angenommen. Ein passender Propeller für diesen Motor ist hier eine Luftschaube mit 28 cm Durchmesser und 18 cm Steigung berechnet. Diese hat bei einem Fortschrittsgrad von 0,7 ihren besten Wirkungsgrad von 75 %. Für den Standschub des Motors gilt näherungsweise die Formel:

$$F_{st} = 0,6 \cdot \sqrt[3]{D^2 \cdot 3,14 \cdot \frac{\rho}{2} P^2}$$

F_{st} = Standschub in N
 D = Luftschauben-Ø in m
 P = Wellenleistung in W
 ρ = Luftdichte $\approx 1,2 \text{ kg/m}^3$

Das Ergebnis sind 33 N Standschub.



Man erkennt deutlich an dem Diagramm, beim Start und Steigflug bei langsamer Bahngeschwindigkeit liefert der Propeller die höhere Flugleistung. Oberhalb einer Geschwindigkeit von 40 m/s liefert die Strahltriebwerke ganz klar höhere Flugleistungen. Man kann natürlich durch Wahl eines anderen Propellers auf demselben Motor die Kurve verschieben, d. h. die maximale Leistung bei höherer Geschwindigkeit erreichen. Dann wird allerdings der Standschub geringer. Der grundsätzliche Verlauf bleibt aber erhalten. Es gibt noch einige andere wesentliche Unterschiede dieser beiden Antriebsarten, die sich unschwer erklären lassen. Im Sturz- oder Stechflug kann der Propeller bedingt durch die Charakteristik des Motors nicht beliebig hoch drehen. Der Propellerantrieb wird dann zur Propellerbremse, vorausgesetzt der Motor trägt die überhöhte Drehzahl. Das bedeutet in der Praxis, das Propellermodell erreicht nur eine begrenzte Stechfluggeschwindigkeit. Beim Turbostrahltrieb gibt es dagegen diese Bremswirkung nicht. Auch bei der sogenannten LeerlaufEinstellung der Strahltriebwerke liefert diese noch Schub im angedrückten Zustand. Das hat Konsequenzen für die Modellauswahl, doch davon später. Als letztes sei noch auf das Drehmoment des Propellerantriebes hingewiesen. Eine Strahltriebwerke ebenso wie ein Impellerantrieb zeigt dieses Drehmoment nicht, da in beiden Fällen der Drall des Antriebsstrahles durch Zusammenwirken von Rotor und Stator praktisch kompensiert wird.

3.2 Betrachtung der Kräfte am Flugmodell bei typischen Flugphasen

Die Grundfrage bei allen Antriebsarten ist immer die gleiche, nämlich: Welche Widerstandskräfte muß der Antrieb bei den einzelnen Flugphasen überwinden? Z. B. wie hoch ist der Rollwiderstand beim Bodenstart, wie steigt der Luftwiderstand mit der Geschwindigkeit oder wie hoch ist der Widerstand bei einem scharfen Kurvenflug oder Looping? Von der Antriebsseite her ist es die Frage, welchen Schub muß das Triebwerk dabei produzieren.

3.2.1 Bodenstart

Hierzu braucht man den Rollwiderstand des Modells. Dieser ist direkt abhängig vom Modellgewicht, der Beschaffenheit der Piste und natürlich ebenso von der Qualität des Fahrwerks. Es ist klar, daß eine Rasenpiste einen höheren Rollwiderstand bedeutet als eine Hartpiste. Nach Messungen des Verfassers muß man bei Rasenpisten und mittelgroßen Modellen etwa 20 % des Modellgewichts als Mindest-Rollwiderstand annehmen. Bei Hartpisten sind es dagegen nur 5 %. Nehmen wir als Startmasse des Modells z. B. 4 kg an, so wird ein Rollwiderstand von

$$0,2 \cdot 4 \cdot 9,81 \text{ N} \approx 8 \text{ N}$$

notwendig.

Bei einem Turbostrahltrieb mit 20 N Schub bleiben zur Beschleunigung auf die Abhebegeschwindigkeiten dann noch 12 N übrig. Wenn das Modell ohne Anstellwinkel rollt, kann man den Luftwiderstand bis zum Abheben näherungsweise vernachlässigen. Die 12 N Schub beschleunigen das Modell mit $12/4 \text{ m/s}^2$

$$b = 3 \text{ m/s}^2.$$

Wie hoch ist aber die Abhebegeschwindigkeit v? Dazu muß der Tragflächeninhalt sowie der vom Profil her mögliche maximale Auftriebsbeiwert c_a bekannt sein. Der Zusammenhang von Auftrieb, Geschwindigkeit und Tragflächeninhalt berechnet sich

$$F_a = c_a \cdot A \cdot \frac{\rho}{2} v^2.$$

Nehmen wir ein schnelles Profil an, so kann man mit c_a von maximal 0,6 noch sicher fliegen. Die Tragfläche A unseres Modells sei mit $0,5 \text{ m}^2$ angenommen. Die Luftdichte beträgt $1,2 \text{ kg/m}^3$. Bei dieser Tragfläche haben wir eine Flächenbelastung von 80 g/dm^2 , oder genauer 80 N/m^2 . F_a entspricht der Gewichtskraft des Modells = $9,81 \cdot 4 \text{ N}$. Die Formel nach v aufgelöst ergibt

$$v = \sqrt{\frac{2 \cdot F_a}{c_a \cdot A \cdot \rho}} = \sqrt{\frac{2 \cdot 9,81 \cdot 4}{0,6 \cdot 0,5 \cdot 1,2}} = 14,8 \text{ m/s}$$

Die Zeit t bis zum Erreichen der Abhebegeschwindigkeit beträgt

$$t = \frac{v}{b} = \frac{14,8}{3} \text{ s} \approx 5 \text{ s.}$$

Für den Startvorgang bleibt noch die notwendige Rollstrecke s zu berechnen. Wir nehmen konstante Beschleunigung an, dann gilt:

$$s = b/2 \cdot t^2.$$

Nach dieser Formel wird $s = 37,5 \text{ m}$.

Die meisten Modellflugplätze haben weit längere Pisten. Man kann also durchaus behaupten, ein Schub/Gewichtsverhältnis von 0,5 ist für Bodenstart von Rasenpisten ausreichend, sofern die Flächenbelastung nicht extrem hoch wird.

Bei der Auslegung eines turbostrahlgetriebenen Modells kann man die oben angegebenen Daten mühe-los einhalten. Bei vorbildähnlichen Modellen moderner Militärjets kommt man da schon eher in Schwierigkeiten, insbesondere, wenn man die allseits beliebte „Harzpanzerbauweise“ anwendet. Bei Delta-modellen gibt es bei gleicher Masse und Flächeninhalt wie oben angegeben bezüglich der Rollstrecke keine Probleme. Einige Besonderheiten werden noch bei der Vorstellung der Modelle besprochen.

3.2.2 Steigleistung und Höchstgeschwindigkeit

Die Höchstgeschwindigkeit v_{\max} im Horizontalflug ist dann erreicht, wenn der Luftwiderstand W_{ges} des Modells genau so hoch ist wie der Schub des Triebwerkes. Es wird angenommen, daß das Modell vorher nicht aus größerer Höhe angeheizt wurde. Für W_{ges} können wir schreiben

$W_{\text{ges}} = v^2 \cdot \frac{\rho}{2} (c_{wFL} \cdot A_{FL} + c_{wR} \cdot A_R + c_{wF} \cdot A_F + c_{wi} \cdot A_{FL})$
Mit c_w sind die entsprechenden Widerstandszahlen von Tragfläche, Leitwerk, Rumpf und Fahrwerk bezeichnet. A sind die jeweiligen Flächen. Bei Rumpf und Fahrwerk sind die senkrecht zur Flugrichtung projizierten Flächen einzusetzen. Für ein Modell unserer Größe sind die Werte in der Tabelle zusammengefaßt.

Modellteil	Fl · A m ²	Widerst. Zahl c_w	$A \cdot c_w \cdot \rho/2$
Tragfläche	0,5	0,006	0,0018
Rumpf	0,011	0,1	0,00066
Fahrwerk	0,004	0,6	0,00144

c_{wi} kann man bei hohen Geschwindigkeiten vernachlässigen.

Für eine genaue Rechnung wäre noch der Einfluß der Reynolds-Zahl zu berücksichtigen. Sie nimmt bei turbulenter Strömung um eine Platte mit

$$\frac{5 \sqrt{Re_1}}{\sqrt{Re_2}} \text{ ab.}$$

Bei Verdopplung der Geschwindigkeit entspricht das einer Verminderung um den Faktor 0,87. Dieser Ein-

fluß gilt aber nur näherungsweise für Tragflächen und Leitwerk. Im Sinne einer Abschätzung kann man diese Feinheiten vernachlässigen. Faßt man die Werte zusammen und setzt als Schub des Triebwerkes 20 N ein, so erhält man:

$$v_{\max} = \sqrt{\frac{20}{0,0039}} \text{ m/s} = 71,6 \text{ m/s}$$

Die Horizontalgeschwindigkeit unseres Modells beträgt also $v_{\max} = 71,6 \text{ m/s}$ oder 258 km/h. Wer da nicht das Gas zurücknimmt, muß recht gute Nerven und noch bessere Augen haben. Selbst bei halbem Triebwerkschub würde die Geschwindigkeit nur um den Wert $1/\sqrt{2}$ geringer. Das wären dann immer noch rund 180 km/h.

Kommen wir nun zur Abschätzung der Steigleistung bei konstanter Bahngeschwindigkeit v_b . Man denke sich dazu das Modell auf einer schiefen Ebene aufwärts geschoben mit dem Steigungswinkel α . Entgegen der Flugrichtung wirkt dann die Kraft mit dem Betrag $G \cdot \sin \alpha$ und ebenso der Luftwiderstand W . Die Geschwindigkeit bleibt unverändert solange $F = W + G \cdot \sin \alpha$ gilt, d. h. Kräftegleichgewicht besteht. Die Steiggeschwindigkeit beträgt dann

$$v_{\text{steig}} = v_b \cdot \sin \alpha \quad \text{mit} \quad \sin \alpha = \frac{F - W}{G} \quad \text{und} \quad G = m \cdot g$$

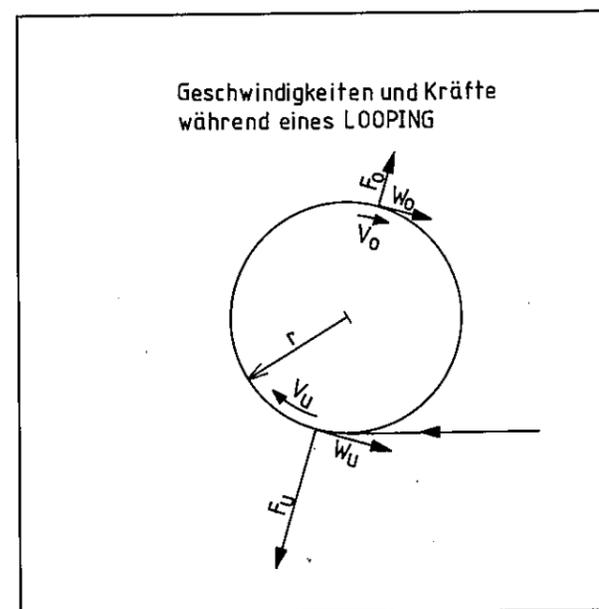
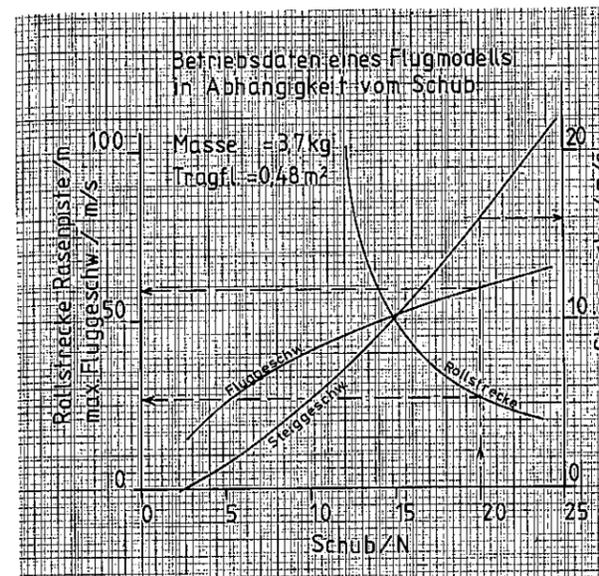
Wir können dafür auch schreiben

$$v_{\text{steig}} = v_b \cdot \frac{F - W}{G} = v_b \cdot \frac{F - W}{m \cdot g}$$

Zur Berechnung des Luftwiderstandes können wir die Daten aus der vorangegangenen Tabelle verwenden. Der geschwindigkeitsabhängige Einfluß des induzierten Widerstandes wird dabei vernachlässigt. Dies gilt näherungsweise nur dann, wenn die Geschwindigkeit erheblich höher ist als die Abhebegeschwindigkeit. Der induzierte Widerstand sinkt bekanntlich umgekehrt mit dem Quadrat der Bahngeschwindigkeit. Da auch die Näherungsrechnung bereits sehr umfangreich ist, beschränkt sich der Verfasser hier auf eine graphische Darstellung des Ergebnisses. In diesem Diagramm sind die erreichbare Maximalgeschwindigkeit, die Mindestrollstrecke sowie die beste Steiggeschwindigkeit in Abhängigkeit vom Schub für das jüngste Modell „Rutonium“ dargestellt. Bei 20 N Schub erreicht das Modell bei einer Bahngeschwindigkeit von 40 m/s eine Steigleistung von 13 m/s. Zusammenfassend kann man sagen: Ein Turbostrahlmodell, das von einer Rasenpiste sicher startet, ist in der Luft absolut Spitze. Dazu reicht bereits ein Schub/Gewichtsverhältnis von 0,5 aus, sogar für viele Semiscalemodelle.

3.2.3 Der Looping als typische Kraftfigur

Schafft das Modell einen großen Looping? Der Aufwand für diese Kunstflugfigur läßt sich für den ungünstigsten Fall recht gut rechnerisch abschätzen. Zur



Verdeutlichung dient die nebenstehende Skizze. Behandeln wir die Energiebilanz, so kommen wir schnell zur Klärung. Das Modell hat die Anfluggeschwindigkeit v_u und damit die gespeicherte Energie $E_{\text{kin}} = m/2 \cdot v_u^2$. m ist die Masse des Flugmodells in kg. Auf dem Weg zum Gipfelpunkt der Flugfigur wird der Höhenunterschied $2r$ überwunden. Dazu muß eine potentielle Energie $E_{\text{pot}} = m \cdot g \cdot 2r$ aufgewendet werden, egal auf welchem Wege das Modell diesen Punkt erreicht. Zusätzlich kommen noch die Widerstandsverluste auf der Flugbahn von P_u bis P_o dazu. Da die Geschwindigkeit bei diesem Steigflug im allgemeinen abnimmt, wird dieser Widerstand ebenfalls mit der Geschwindigkeit abnehmen. Für eine genaue Berechnung der Energiebilanz ist das mit einem erheblichen mathematischen Aufwand verbunden. Zur Abschätzung können wir uns aber die Sache er-

leichtern und annehmen, daß der Luftwiderstandseinfluß entsprechend der höchsten Geschwindigkeit v_u auf der ganzen Flugbahn wirkt. Wir wissen, daß es in der Praxis dann eher etwas günstiger ist als wie hier beschrieben, vereinfacht berechnet. Auf dem gleichen Wege aber genau entgegengerichtet wirkt der Schub des Triebwerkes F_t . Dieser kann mit guter Näherung als konstant angesehen werden. Die wirk-same Widerstandskraft entlang der Flugbahn wäre dann $F_t - F_1$ und die Energiebilanz $E_s = r \cdot (F_t - F_1)$. Im oberen Punkt des Loopings hätte das Modell im ungünstigsten Fall die kinetische Energie $E_{\text{kino}} = E_{\text{kino}} + r \cdot \pi \cdot (F_t - F_1) - 2r \cdot m \cdot g$. Falls bei der Ausrechnung dieses Ausdruckes ein Wert kleiner null herauskommt, heißt das, daß das Modell diese gewählte Flugkurve mit dem Radius r nicht fliegen kann. Bei Werten größer als null kann man daraus die Geschwindigkeit v_o berechnen nach der Formel

$$v_o = \sqrt{\frac{2E_{\text{kino}}}{m}}$$

Soweit ist alles klar, bleibt nur noch die Berechnung des Luftwiderstandes durchzuführen. Dieser ist zu Beginn des Looping, also beim ersten Ziehen, am höchsten. Dabei passiert folgendes: das Modell erfährt dann eine zum Gewicht zusätzliche Kraft senkrecht zur Flugbahn infolge der Kreisbeschleunigung

$$b_{\text{kreis}} = \frac{v^2}{r}$$

Die Tragfläche muß dann die Auftriebskraft $F_a = m \cdot (g + b)$ erzeugen. Dazu gehört ein Auftriebsbeiwert

$$c_a = \frac{2 \cdot F_a}{A \cdot v_u \cdot \rho}$$

Mit c_a läßt sich der Beiwert für den induzierten Widerstand berechnen

$$c_{wi} = \frac{c_a^2}{\pi \cdot \lambda}$$

π = Kreiszahl
 λ = Streckung der Tragfläche

Der zusätzliche induzierte Widerstand berechnet sich nach der Formel

$$W_i = v_a^2 \cdot A \cdot c_{wi} \cdot \frac{\rho}{2}$$

Natürlich erhöht sich auch der Profilwiderstand bei den meisten Profilen mit steigendem c_a . Dieser Wert kann bei Kenntnis der Profildaten aus den entsprechenden Kurven entnommen werden.

Zur Veranschaulichung sei ein Rechenbeispiel gegeben. Wir bleiben bei unserem bodenstartfähigen Modell mit 4 kg Masse und 20 N Schub des Triebwerkes. Wir nehmen willkürlich an, das Modell habe bei Beginn des Loopings die Geschwindigkeit v_u von 50 m/s. Dieser Wert ist nach dem vorangegangenen Kapitel sicher nicht zu hoch gegriffen. Der Radius r des Loopings soll 40 m betragen. Das Tragflächenprofil ist ein

NACA 009, also ein typisches schnelles Profil. Die wichtigsten Daten fassen wir der Übersicht halber noch einmal kurz zusammen und rechnen aus:

$$\begin{aligned} m &= 4 \text{ kg} \\ F_t &= 20 \text{ N} \\ A &= 0,5 \text{ m}^2 \\ v_u &= 50 \text{ m/s} \\ r &= 40 \text{ m} \\ \lambda &= 5 \end{aligned}$$

$$b_K = \frac{50^2}{40} \frac{\text{m}}{\text{s}^2} = 62,5 \text{ m/s}^2$$

$$F_a = 4(9,81 + 62,5) \frac{\text{kgm}}{\text{s}^2} = 289 \frac{\text{kgm}}{\text{s}^2} = 289 \text{ N}$$

$$c_a = \frac{2 \cdot 289}{0,5 \cdot 2500 \cdot 1,2} = 0,385$$

$$c_{wi} = \frac{0,385^2}{3,14 \cdot 5} = 0,00945$$

$$W_i = 50^2 \cdot 0,5 \cdot 0,00945 \cdot 0,6 \text{ N} = 7,1 \text{ N}$$

Bei diesem c_a steigt der Profilwiderstandsbeiwert etwa von 0,006 auf 0,01. Daraus resultiert ein Tragflächenwiderstand

$$W_r = 0,01 \cdot 2500 \cdot 0,5 \cdot 0,6 \text{ N} = 7,5 \text{ N}$$

Die Teilwiderstände von Rumpf und Fahrwerk können als unverändert aus der Rechnung für die Geschwindigkeit aus dem vorigen Kapitel übernommen werden. Sie produzieren bei 50 m/s einen Luftwiderstand von 5,3 N. Der Gesamtwiderstand ist demnach $5,3 \text{ N} + 7,5 \text{ N} + 7,1 \text{ N} = 19,9 \text{ N}$, also praktisch genauso groß wie der Schub. Damit wäre die Energiebilanz auf dem Weg zum oberen Punkt vollständig:

$$\begin{aligned} E_{\text{kino}} &= 5000 \text{ Nm} \\ 2r \cdot m \cdot g &= -3139 \text{ Nm} \\ w_u \cdot r \cdot \pi &= 13 \text{ Nm} \\ E_{\text{kino}} &= 1874 \text{ Nm} \end{aligned}$$

Danach beträgt die Geschwindigkeit v_o mindestens: 30,6 m/s.

Bei dieser Geschwindigkeit ist die Beschleunigung am oberen Punkt nach außen = 23,4 m/s²

Zum Kreismittelpunkt hin wirkt an diesem Punkt die Erdbeschleunigung entgegengesetzt gerichtet. Sie ist aber mit 9,81 m/s erheblich geringer. Damit muß man auch im oberen Punkt des Loopings noch leicht ziehen. Diese Abschätzung zeigt, daß man mit einem normalen Modell und einem Schub/Gewichtsverhältnis von nur 0,5 recht ordentliche Flugfiguren fliegen kann. Eine wichtige Voraussetzung dazu ist aber eine genügend hohe Anfangsgeschwindigkeit des Modells.

Wie die Rechnung gezeigt hat, ist die Widerstandszunahme infolge starker Erhöhung des induzierten Widerstandes durch die Radialbeschleunigung nicht zu

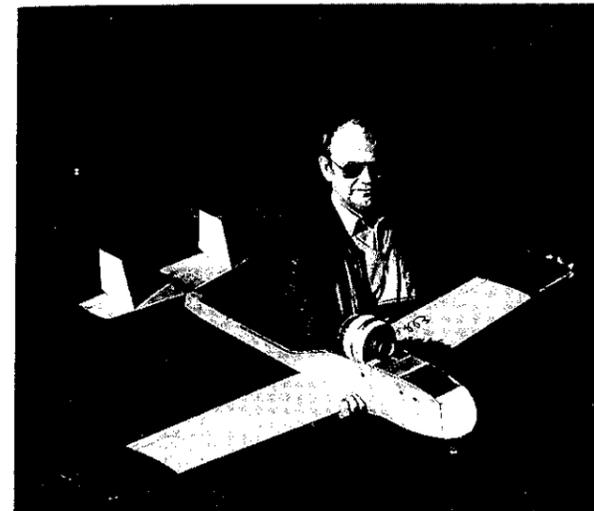
vernachlässigen. Nimmt man zum Vergleich ein Delta-Modell gleicher Masse und gleichem Tragflächeninhalt, so würde die Zunahme des induzierten Widerstandes etwa um den Faktor 5 ansteigen gegenüber dem vorher betrachteten Normalmodell. Das bedeutet einen extrem starken Geschwindigkeitsverlust bei starkem Kurvenflug und hoher Geschwindigkeit. Ähnliches beobachtet man auch bei Modellen, die modernen Militärjets nachempfunden sind. Will man mit solchen Modellen eindrucksvolle Kunstflugfiguren fliegen, so bedarf es dazu extrem starker Antriebsleistung. Bei einem Delta braucht man für die vergleichbare Figur etwa ein Schub/Gewichtsverhältnis von 1, also 40 N Schub. Das macht bei einer Geschwindigkeit von 50 m/s eine echte Flugleistung von 2000 W aus. Will man diese Leistung z. B. mit einem Impellerantrieb realisieren, muß der Wirkungsgrad in eingebautem Zustand mit berücksichtigt werden. Wenn man diesen Wirkungsgrad mit etwa 60 % veranschlagt, bedeutet das eine Wellenleistung für den Motor von 2000/06 W = 3333 W oder 4,5 PS. Dabei ist noch nicht berücksichtigt, inwieweit der Modellwiderstand durch die für den Impellerantrieb notwendigen Zusatzöffnungen vergrößert wird. Bei Verwendung einer Strahltriebwerke kommt man nachweislich mit einer Einlaßöffnung am Modell von nur 60 mm Durchmesser aus.

3.3 Flugerfahrungen mit Turbostrahl-Modellen

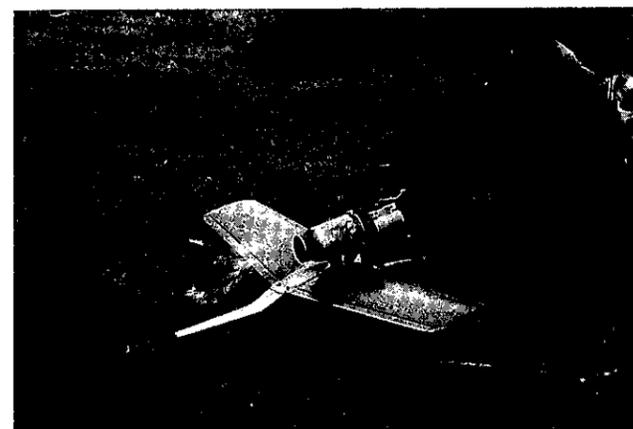
3.3.1 Vorstellung einiger Modelle

Der Verfasser hat seit 5 Jahren Erfahrungen mit Turbostrahlmodellen. Insgesamt sind es bis heute 5 verschiedenartige Modelle mit fortgeschrittenen Entwicklungsstadien der Strahltriebwerke aus der FD-Serie. Die wichtigsten Daten sind tabellarisch zusammengefaßt. Die Tabelle spiegelt nur die praktische Erfahrung des Verfassers wieder. Eine vollständige Behandlung aller erfolgreich geflogener Flugmodelle mit FD-Antrieb würde sicher bereits den Umfang eines neuen Beraters annehmen.

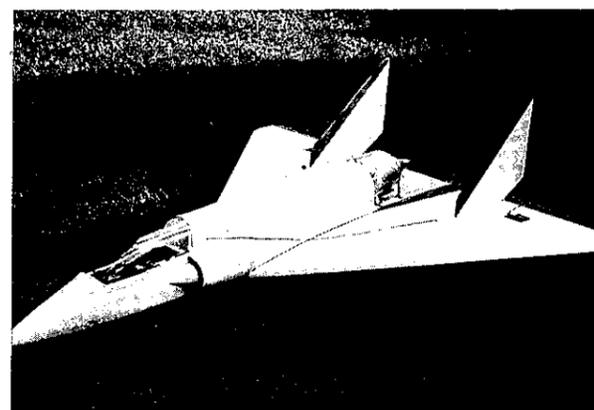
Name des Modells	Masse kg	Spannw. m	Fläche m ²	Datum Erstflug	Triebw.	Schub N	Drehz. U/min
Elkete	3,1	1,5	0,4	10.9.89	FD2	10	63000
					FD2s	17	75000
Mirage 2000 (Delta)	4,1	1,11	0,5	21.5.90	FD3	18	70000
Turbo-Schnurf (Delta)	3,3	1,15	0,55	20.10.90	FD3/62	13	73000
					FD3/64	18	75000
Rutonium	3,8	1,77	0,48	2.8.91	FD3/64s	20	67000
F 100	6,2	1,47	0,6	11.92	FD3/64s	22	72.000
					FD3/67LS	30	87.000



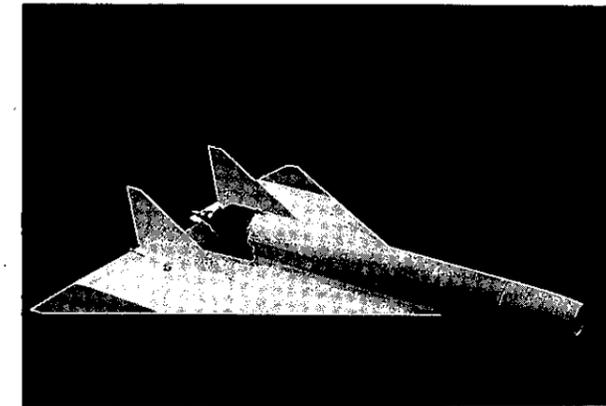
Die „FD2“ auf dem Versuchsmodell „Elkete“ nach den ersten erfolgreichen Flügen mit Bodenstarts im Herbst 1989. (Foto Dr. Gerhard Rubin)



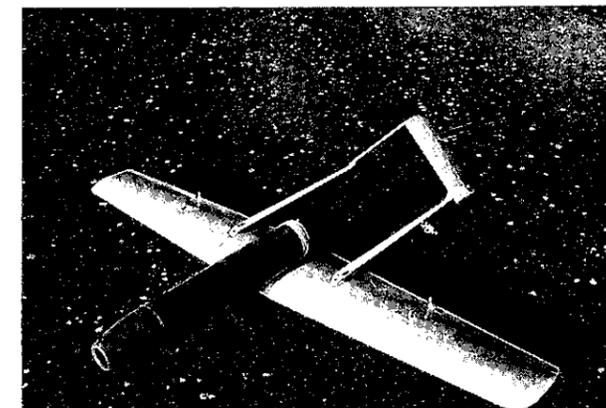
Reiner Binczyk beim Anlassen seiner ersten flugfähigen Strahltriebwerke. Einige kurze Flammenstöße beim ersten Hochfahren sind normal.



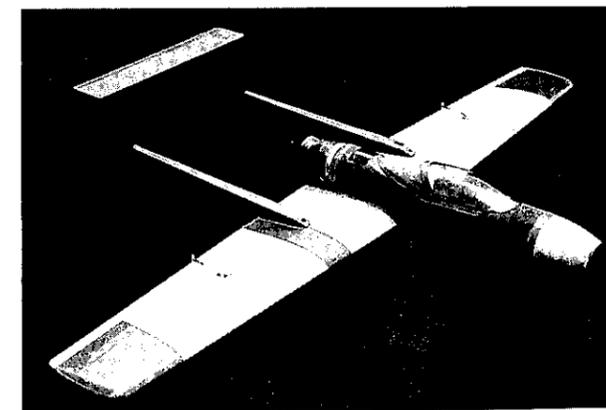
Das erste Semiscale-Experiment, eine Mirage 2000, ursprünglich von Reiner Binczyk für Druckpropellerantrieb gebaut. Sie wurde dem Verfasser freundlicherweise zu Turboexperimenten überlassen. Hier kam erstmals eine Strahltriebwerke der „FD3“-Serie zum Einsatz.



„Turboschnurf“, eine reine Zweckkonstruktion für Strahltriebwerke. Das Triebwerk bekommt seine Luft durch die Öffnung im Bug.



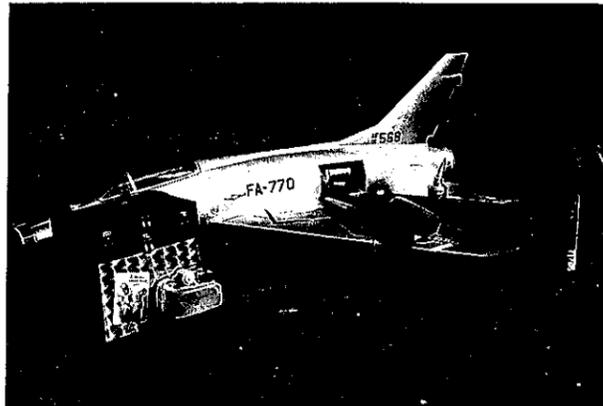
„Rutonium“, eine Turbo-Zweckkonstruktion für die „FD3/64“. Auch hier wird die Luft durch den Rumpf angesaugt. Das Rad unter dem Rumpf ist lenkbar und einziehbar. An den Enden der Leitwerksträger sind kleine Stützräder eingelassen. Diese Fahrwerkskonstruktion hat sich bestens bewährt, dagegen erwies sich das Leitwerk als nicht flugtauglich.



„Rutonium“ nach dem Umbau des Leitwerkes. Die Reparaturen sind Folge der vorhin angegebenen Fehlkonstruktion des Leitwerkes. Die Luftklappen auf der Oberseite des Triebwerkes sind nicht unbedingt erforderlich.



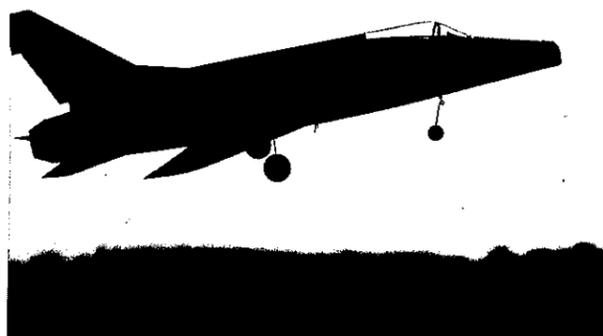
Beim Anlassen des Triebwerkes werden die heißen Abgase sicherheitshalber durch einen Blechkanal unter dem Höhenleitwerk abgeleitet. Die Anlasserluft wird durch die Hauptansaugöffnung eingeblasen. Dabei schließen die Zusatzklappen automatisch. Nach Stabilisierung auf Leerlaufdrehzahl ist der Abgaskanal nicht mehr erforderlich.



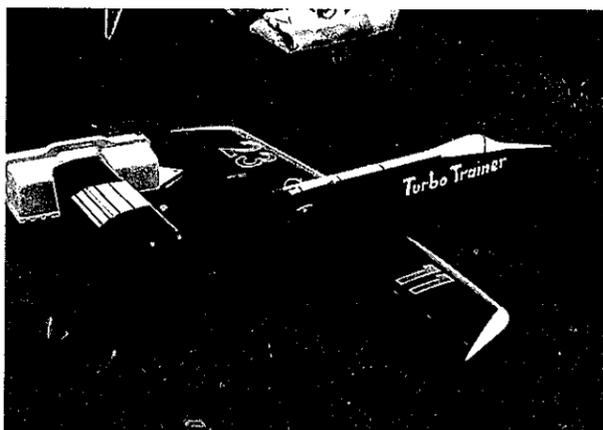
Die F 100, das Semiscale-Modell mit der größten Strahltriebwerkeinführung. Ebenfalls im Bilde das gesamte Zubehör zum Anlassen. Als Anlasser dient ein umfunktionierter 12 V Autostaubsauger. Der Feuerlöcher sollte zu jeder Strahltriebwerkeinführung gehören.



„Rutonius“ in der Luft.



Die F 100 kurz nach dem Start.



Der Turbo Trainer von Reiner Eckstein, ausgerüstet mit einer FD3/64 war gut genug für die Trophäe „The Best of Show“ bei der ersten Ohain-Whittle-Trophy im Juni 1994.

Elkete

Dies war ein reines Zweckmodell, wahrscheinlich das erste Turbostrahlmodell, dessen Triebwerk mit flüssigem Kraftstoff (Diesel) betrieben wurde. Bei einem Schub/Gewichtsverhältnis von nur 0,32 schaffte es einen einwandfreien Bodenstart von der Asphaltpiste, nach Verbesserung des Triebwerkes ebenso sicher von der Rasenpiste. Durch Auswertung von Videoaufnahmen in der Startphase konnte die Richtigkeit der Startstreckeberechnung gemäß Kapitel 3. 2. 1 bestätigt werden. Hinsichtlich Geschwindigkeit war es wegen des aufgesetzten Triebwerkes mit verhältnismäßig großem Durchmesser nicht besonders auffällig. Erstaunlich war, daß die hoch über dem Schwerpunkt liegende Schubachse des Triebwerkes überhaupt keine Lastigkeitsänderungen bei Schubänderung während des Fluges bewirkte. Wahrscheinlich

wird beim Gasgeben der Sekundärstrahl von kalter Luft mit einem geringen Winkel am Leitwerk nach oben abgelenkt, das wirkt wie Ziehen und kompensiert automatisch das Drehmoment um die Querachse. Ähnlich ist auch das erste Experimentalmodell von Reiner Binczyk.

Mirage 2000

Das war ein modifiziertes Semi-Scale-Modell. Mit einem Schub/Gewichtsverhältnis von weniger als 0,5 und einer Flächenbelastung von etwas mehr als 80 g/dm² kam es mit einer Startstrecke von rund 40 m Länge aus. Im Steigflug und Geschwindigkeit wirkte es sehr überzeugend und konnte selbst bei gedrosseltem Schub noch schnell geflogen werden. Verblüffung lösten die kleinen vorbildähnlichen Lufteinlaßöffnungen bei Impeller-Modellfliegern aus.

Turbo-Schnurf

Das war ebenfalls ein Delta, aber im Gegensatz zum Vorgänger mit erheblich geringerer Startmasse und dünnerem Profil. Bei nur 13 N Standschub kam es sicher vom Boden weg. Die 13 N Schub konnten in der Luft noch erheblich reduziert werden, ohne daß das Modell lahm wirkte. Mit dem schubstärkeren Triebwerk FD 3/64 wurde der Maximalschub von 18 N nur zum Start und für steilen Steigflug sowie Loopings eingesetzt. Beim Geradeausflug mit Vollgas war es anerkannt das allerschnellste Modell am Platze.

Rutonius

Die Flächengeometrie ist konventionell, bei einer Profildichte von 15 %. Dank des guten Schub/Gewichtsverhältnisses von besser als 0,5 sind die Flugleistungen überragend. Trotz des dicken Profils fliegt es extrem schnell und kann die Geschwindigkeit gut in Höhe umsetzen. Es ist echt kunstflugfähig. Durch die fehlende Bremswirkung beim Landeanflug, die bei gedrosseltem Propellerantrieb so typisch ist, landet es sich wie ein hochwertiger Segler, sofern man das Triebwerk nicht abstellt.

Das hochgesetzte T-Leitwerk zeigt die entgegengesetzte Tendenz wie bei Elkete. Bei Schubänderung des Triebwerkes, z. B. von Leerlauf auf Vollgas, neigt es die Nase leicht nach unten. Bei Gas wegnehmen dagegen geht es leicht in die Höhe. Die Erklärung, daß dies durch die einseitige Wirkung des Sekundärstrahls auf das Leitwerk zustande kommt, ist somit einleuchtend. In der ursprünglichen Version war das Leitwerk bei Rutonius als dachförmiges V-Leitwerk ausgelegt. Damit war es kaum noch zu steuern und das führte beinahe zum Totalschaden.

Das Fahrwerk von Rutonius ist ungewöhnlich konzipiert. Es besteht aus einem lenkbaren Rad in der Rumpfmittle ca. 10 cm vor dem Schwerpunkt, auch einziehbar. Zwei kleine Stützräder am Ende des Leitwerkträgers sorgen für einen sehr guten Geradeauslauf. Das Fahrwerk verschafft dem Modell einen Anstellwinkel von etwa 5°. Es hat sich bei vielen Flügen, überwiegend bei Starts von Rasenpisten bestens bewährt.

F 100 Super Sabre

Dieses Modell wird von allen Zuschauern und Modellfliegern einhellig als typischer „Düsenjäger“ angesehen. Das große Vorbild startete erstmals im Jahre 1953 und erreichte als eines der ersten Jagdflugzeuge Überschallgeschwindigkeit im Geradeausflug.

Das Modell wird weltweit von verschiedenen Herstellern als Bausatz für Impellerantrieb angeboten. Wie alle Modelle dieser Art, hat es auf Grund der starken Tragflächenpfeilung einige für Modellfluggeschwindigkeiten ungünstige Eigenschaften, insbesondere beim Start. Das hängt damit zusammen, daß ein stark gepfeilter Flügel eine wesentlich stärkere Anstellung zur Anströmungsrichtung bedarf um bei gegebener Fluggeschwindigkeit und Flächenbelastung den gleichen Auftrieb zu erzeugen, wie ein konventionell konstruiertes Sportmodell. Als Kennzahl für den Auftrieb wird allgemein der Auftriebswert c_a betrachtet. Zum Beispiel wird bei einem Sportmodell für den Start ein c_a von 0,8 angenommen. Dazu gehört ein Anstellwinkel von etwa 6-8°. Will man mit einem stark gepfeilten Flügel mit dem gleichen c_a -Wert fliegen, so muß der Anstellwinkel etwa doppelt so hoch sein, also 12-16°. Daraus ergibt sich aber ein wesentlich höherer Luftwiderstand der Tragfläche und zusätzlich auch des extrem angestellten Rumpfes. Das kann soweit gehen, daß das Modell zwar genügend Fahrt hat um mit Hilfe des Bodeneffektes abzuheben, aber bei kräftigem Ziehen durch die eben beschriebene Widerstandszunahme wieder völlig abgebremst wird und wieder zu Boden geht. Diese Schwierigkeit kann man dadurch vermeiden, indem man beim Start das Modell möglichst lange ohne Anstellung beschleunigt, damit es mit höherer Geschwindigkeit und demzufolge geringerem c_a -Wert und daher geringerem Luftwiderstand sicher steigen kann. Daraus folgt, daß die Rollstrecke eines solchen Modells gegenüber einem „Normalmodell“ deutlich länger wird.

Diese grundsätzlichen Unterschiede sind unabhängig von der Art des Antriebes. Die allgemein beschränkte Länge der Startpisten auf den meisten Modellflugplätzen macht es notwendig, sich mit dieser unabweidbaren Tatsache beim Fliegen mit Jet-Modellen gründlich auseinanderzusetzen.

Zur Minderung dieses Problems ist es wichtig, die Flächenbelastung solcher Modelle in Grenzen zu halten und bei der Auslegung des Fahrwerkes für möglichst geringen Rollwiderstand durch eine solide Radführung und möglichst große Rädern zu sorgen. Natürlich muß auch das Schub/Gewichtsverhältnis ausreichend bemessen sein. Die Praxis zeigt, daß man den für den Start notwendigen Höchstschub im Fluge kaum ausnutzen kann.

Ein Vorbild wie die F 100 als echter Modell-Düsenjäger, also ausgerüstet mit einer Modellstrahltriebmaschine, stellt aber noch eine andere Herausforderung an den Konstrukteur und Piloten: Die Strahltriebmaschine muß vollständig im Rumpf integriert sein. Die F 100 ist in dieser Hinsicht wahrscheinlich das Modell mit der größten und längsten Strahltriebmaschinenenerfahrung das jemals geflogen ist.

Für die hier beschriebene F 100 wurde ein Bausatz der Firma Kudelka verwendet. Der Rumpf ist aus Epoxi-Glasfaser-Laminat, die Tragflächen und Höhenleitwerke aus Abachi mit Styroporkern gefertigt. Die Höhenleitwerke sowie ein kleiner Teil der Fläche ist aus Transportgründen demontierbar. Gesteuert werden die Querruder mit zwei Tragflächenservos, die Höhenleitwerke als Pendelruder, das Bugrad und natürlich die Triebwerksleistung. Das Fahrwerk ist pneumatisch einziehbar.

Die nachfolgende Tabelle zeigt die Massen allein der zum Antrieb gehörenden Komponenten:

Triebwerk:	800 g
Pumpe:	110 g
Pumpenakku:	120 g
Schubrohr:	110 g
Steuerelektronik:	40 g
Öltank mit Füllung:	30 g
Leitungen, Ventile:	30 g
Kraftstofftank:	120 g
Kraftstoff (1 l Diesel):	840 g
Summe:	2.210 g

Der interessierte Leser mag sich zum Vergleich selbst eine Tabelle für einen alternativen Antrieb erstellen und danach die Gewichtsverhältnisse vergleichen.

Das bereits angegebene Gesamtgewicht von 6,2 kg ist einschließlich Kraftstoff zu verstehen. Für die Zelle und Steuerung beträgt das Gewicht ziemlich genau 4 kg. Zur Verbesserung der Starteigenschaften müßte man hier mit Sparmaßnahmen ansetzen, ohne das Modell zu verkleinern. Eine Verkleinerung des Modells würde zwar Gewicht sparen, aber gleichzeitig die Flächenbelastung erhöhen. Das führt wiederum zu einer sehr hohen Landegeschwindigkeit und damit wieder zu Platzproblemen. Die Flugeigenschaften der vorgestellten F 100 sind folgendermaßen: Bereits bei einem Standschub von 22 N ist eine Hartpiste von

50 m Länge bei Windstille ausreichend. Das Flugbild wirkt bereits sehr realistisch und der Schub reicht aus, um zum Beispiel langsame Rollen zu fliegen. Mit 25 N Standschub und sehr guter Rasenpiste reichen etwa 80 m Startbahn aus. Bei 30 N gibt es praktisch keine Startprobleme mehr. Bei weiträumigem Fliegen kann man ohne Krampf große Loopings, langsame und schnelle Rollen sowie eindrucksvolle Steigflüge demonstrieren.

Betrachten wir den inneren Aufbau des Modells: Der Tank muß selbstverständlich im Schwerpunkt liegen. Das Triebwerk ist dahinter montiert, so daß zwischen Tank und Lufteintritt circa 5-6 cm freier Raum besteht. Spezielle Luftführungskanäle sind bei dem großen Rumpffuerschnitt nicht erforderlich. Der Schubstrahl des Triebwerkes wird durch ein Schubrohr von 43 cm Länge abgeführt. Die Besonderheit liegt darin, daß zwischen Düsenaustritt des Triebwerkes und Eintritt in das Schubrohr ein Spalt von circa 10 mm besteht. Der Eintritt des Schubrohres ist gerundet. Der Durchmesser am Eintritt in das Schubrohr beträgt zirka 80 mm, der Austritt etwa 75 mm Durchmesser. Das Schubrohr ist aus 0,1 mm Edelstahlblech geformt. Die Naht kann genietet oder punktgeschweißt sein. Durch den Spalt zwischen Düsenaustritt und Schubrohreintritt wird Luft angesaugt, die sich im Schubrohr mit dem heißen Abgas mischt. Durch diesen Trick bleibt die Wandung des Schubrohres auf einer Temperatur unter 350 °C. Die Abgastemperatur am Ende des Schubrohres in der Mitte wurde mit 380 °C gemessen. Bei optimaler Einjustierung des Spaltes zwischen Düse und Schubrohr kann man sogar einen Schubgewinn von 1-2 N erzielen. Der Übergang vom Ende des Rumpfes auf das Schubrohr wurde vorbildähnlich nach Art einer laminierten Verstelldüse aus dünnem Chrom-Nickel-Stahlblech geformt. Der Austrittsdurchmesser des Schubrohres. Das Ende des Schubrohres liegt etwa 3 mm innerhalb der Düse. Bei der Konfiguration tritt kein merklicher Schubverlust auf und es wird noch zusätzlich Kühlluft zwischen Düse und Schubrohrende gesaugt.

Als thermischer Schutz des hinteren Rumpfbereiches ist auf der Innenseite des Rumpfes eine Schicht aus selbstklebender dünner Alufolie ausreichend. Der geschützte Bereich reicht von Anfang des Triebwerkes bis zum Ende des Rumpfes.

Im Stand und bei mäßiger Geschwindigkeit entsteht ein leichter Unterdruck im Rumpf, so daß die Zugangsklappe zum Triebwerk deutlich spürbar angesaugt wird. Aber bereits bei mäßiger Geschwindigkeit überwiegt der Druck im Innern. Eine mangelhaft gesicherte Klappe fliegt dann einfach davon. Wegen des Unterdrucks in der Startphase sind die Fahrwerksschächte zur Innenseite hin abgedichtet. Sonst besteht die Gefahr, daß Fremdkörper vom Fahrwerk aufgewirbelt und in das Triebwerk gesaugt werden. Beim Anlassen des Triebwerkes ist erhöhte Aufmerksamkeit erforderlich. Die genaue Prozedur ist in

den Kapiteln 9 und 10 ausführlich beschrieben. Einiges sei hier vorweg genommen. Beim Betanken muß unter allen Umständen vermieden werden, daß das Triebwerk mit Kraftstoff geflutet wird. Wird dies übersehen, so wird unweigerlich beim Anlassen flüssiger Kraftstoff aus dem Triebwerk gedrückt, der sich dann im Rumpf verteilen und entzünden kann. In solchen Fällen hilft nur noch die schnelle Reaktion mit einem griffbereiten Feuerlöscher. Empfehlenswert sind solche mit CO₂-Füllungen, da sie nach Gebrauch keine Spuren am Brandherd hinterlassen. Auf jeden Fall muß nach einem solchen Brand auch wenn es nicht offensichtlich ist, das Modell gründlich auf Brandschäden (angeschmorte Kabel ect.) untersucht werden. Bei den Einbauverhältnissen ähnlich wie hier beschrieben, sollte die Außenzündung, das heißt mit einer Flamme vom Schubrohrende her vermieden werden. Es kann nämlich der Zustand eintreten, daß das Hilfs gas nur im Schubrohr zündet und die Flamme sich dort hält. Das führt nach kurzer Zeit zur Überhitzung im Bereich des Schubrohres und trotz Alu-Abschirmung zu Schäden an der Rumpfhaut. Wesentlich sicherer ist die Einleitung der Zündung mittels Glühkerze. Falls eine Glühkerzenhalterung nicht vorhanden ist, kann man mit einem elektrischen Gasanzünder in den Spalt zwischen Düse und Schubrohr hineinfahren und dort zünden. Aber auch hier ist bereits Vorsicht geboten. Der Feuerlöscher sollte in jedem Fall zur Ausrüstung gehören.

Der Einbau der übrigen Komponenten wie Pumpe, Akkus, Steuerelektronik ist unkritisch und kann auch zum Schwerpunktausgleich im vorderen Bereich des Rumpfes erfolgen. Bei dem großen Rumpffuerschnitt ist die Strömungsgeschwindigkeit auch bei Vollgas des Triebwerkes relativ niedrig, so daß keine nennenswerten Strömungsverluste auftreten. Lediglich der Bereich des Rumpfeinlaufes sollte strömungsmäßig glatt sein.

3.3.2 Besondere Eigenschaften von Turbostrahl-Modellen

Im Gegensatz zu Propellermodellen kann das Leitwerk nicht vom Primärstrahl des Triebwerkes angeblasen werden. Damit sind Seiten- und Höhenruder bei niedriger Rollgeschwindigkeit wirkungslos. Zum gesteuerten Rollen am Boden, vor allem für den Start, braucht man deshalb ein lenkbares Fahrwerk mit genügend Kraft auf dem lenkbaren Rad. Ein Dreibein-fahrwerk sorgt für stabilen Geradeauslauf. Da kein Propellerkreis berücksichtigt werden muß, kann die Höhe der Federbeine kurz gehalten werden. Es ist nicht erforderlich, dem Modell bereits durch das Fahrwerk einen positiven Anstellwinkel zum Boden zu geben. Die "Mirage" mit 4,1 kg Startmasse, hatte sogar einen leicht negativen Anstellwinkel beim Rollen, ohne daß es zu Startschwierigkeiten kam.

Einbau des Triebwerkes

Das Triebwerk muß seine gesamte Luft durch den Rumpf ansaugen. Die Einbauten im Rumpf störten dabei praktisch nicht. Ein Luftenlaß von mindestens 60 mm Durchmesser mit gerundeter Eintrittskante und ein kurzes Diffusorstück mit einer Erweiterung auf etwa 70 mm Durchmesser sind völlig ausreichend. Ein spezieller Kanal vom Diffusor bis zur Einlaßdüse des Triebwerkes erwies sich als nicht erforderlich. Der freie Rumpffuerschnitt nach Abzug der Verengungen durch Einbauten muß an der ungünstigsten Stelle dann noch mindestens doppelt so groß sein, wie der Querschnitt des Einlaß-Diffusors. Die Verwirbelung des Luftstroms infolge der Einbauten verursacht keine Probleme. Im Vergleich zu Impeller-Triebwerken ist der Luftdurchsatz der Strahltriebmaschine wesentlich geringer, deshalb reichen auch die kleineren Strömungsquerschnitte aus. Bei frei aus dem Rumpf herausragender Düse des Triebwerkes kann man die Zündung mittels Feuerzeug oder Gasanzünder einleiten.

Schwerpunktlage

Bei allen Modellen wurde der Kraftstofftank im Schwerpunkt des Modells eingebaut. Das Triebwerk muß dann zwangsläufig dahinter eingebaut werden, wenn man die Anordnung wie beim ersten Experimentalflugmodell „Elkete“ nicht mag. Bei den Delta-Modellen ist die Rumpflänge vor dem Schwerpunkt genügend groß, so daß man durch Platzierung von Akkus, Empfänger und Pumpe im vorderen Teil des Rumpfes die richtige Schwerpunktlage ohne Zusatzmassen erreichen kann. Beim letzten Modell benötigte man zur richtigen Austrimmung nur 40 g Blei im Vorderteil des Rumpfes. Die Regeln zur Schwerpunktbestimmung sind bei Turbostrahlmodellen die gleichen, wie bei Propeller-Modellen.

3.4 Verhalten der Strahltriebmaschine im Flug

Mit steigender Geschwindigkeit wirkt der Staudruck der Luft wie eine zusätzliche Verdichterstufe, für die aber keine Turbinenleistung erforderlich ist. Gleichzeitig entsteht auf der Rückseite des Triebwerkes ein leichter Unterdruck durch die Luftströmung. Beides zusammen wirkt sich so aus, als arbeite der Verdichter mit besserem Wirkungsgrad als im Standlauf. Der Luftdurchsatz wird dadurch erhöht. Bei gegebener Kraftstoffdosierung sinkt aber die Temperatur in der Brennkammer. Dies kann dazu führen, daß der Verdichter nicht mehr befriedigend arbeitet. Im ungünstigsten Fall wird die Flamme in der Brennkammer ausgeblasen. Der nachfolgende Kraftstoff verdampft

aber an den noch heißen Wänden und wird als weiße Rauchfahne sofort sichtbar. Das Triebwerk setzt damit aus. Es kann aber auch passieren, daß eine Rückzündung durch die noch heißen Teile des Triebwerkes einsetzt, weil durch die Unterbrechung der Verbrennung die Förderleistung des Verdichters sofort zusammenbricht. In diesem Falle spuckt das Triebwerk unregelmäßig. Dieses Problem Ausblasen oder Spucken trat bei der ersten flugfähigen Version der FD 2 auf, konnte aber durch Optimierung der Brennkammer mit Verdampfer restlos behoben werden. Eine weniger deutlich erkennbare Störung, die ebenfalls auf zu geringe Verdampferleistung zurückzuführen ist zeigt sich, wenn das Modell im Fluge von mittlerer Gasstellung auf Vollgas nicht mehr richtig Gas annimmt. Dabei wird ein erheblicher Anteil an Kraftstoff einfach nicht verbrannt. Auch hier ist durch eine sorgfältige Erprobung der passenden Verdampferlänge Abhilfe geschaffen worden. Bei der im Bauplan vorgestellten Version treten diese Kinderkrankheiten nicht mehr auf. Der Schub der FD 3/64 läßt sich im Fluge von Vollast über Leerlauf und zurück in jedem Flugzustand sauber fernsteuern. Selbst ein Anheizen des Modells aus großer Höhe bei niedrigster LeerlaufEinstellung führt nicht zur Löschung der Verbrennung. „Anheizen“ mit Vollgas aus großer Höhe sollte aus Sicherheitsgründen vermieden werden. Da der Triebwerksschub praktisch nicht nachläßt, kann die Geschwindigkeit sehr schnell über die Belastbarkeitsgrenze des Modells ansteigen. Landungen mit Leerlauf des Triebwerkes und anschließend Rollen mit Triebwerksleistung am Boden ist reine Routine, genau wie mit einem gut eingestellten Kolbenmotor.

Übliche Kunststofftanks mit Pendel haben sich auch beim Einsatz in den Turbostrahlmodellen bewährt. Allerdings ist dabei wichtig, daß alle Schlauchverbindungen vom Tank bis zur Pumpe aus Benzin- und dieselfestem Gummi bestehen. Silikonschlauch ist für Benzin, Diesel oder deren Gemisch völlig ungeeignet. Bei böigem Wetter ist es während des Fluges nicht ganz zu vermeiden, daß Luft in die Kraftstoffleitung gerät. Das führt zu kurzen Aussetzern des Triebwerkes, aber nicht zu Abstellern, sofern die Unterbrechung der Kraftstoffzufuhr nicht mehr als ca. 1 Sekunde beträgt. Diese Störung läßt sich sehr wirkungsvoll durch Verwendung eines Filzpendels vermeiden. Damit wird der Kraftstoff praktisch bis zum letzten Tropfen ausgelutscht.

3.5 Geräusche

Bei der Modell-Strahltrieburbine gibt es zwei verschiedene Geräuschquellen. 1. ist es der Drehklang, der als Pfeifton hörbar wird. Die Intensität dieses Tones ist ausschließlich von der Qualität der Auswuchtung

abhängig. Bei den hohen Drehzahlen wirkt sich bereits eine sehr kleine Masse als Unwucht aus. Z. B. wurde in einem Falle ein kleiner Aufkleber aus Textilklebeband mit etwa 5 x 5 mm Abmessung als Auswuchtmasse auf die Innenseite der Luftereinlaßöffnung des Verdichterrades geklebt. Während des Fluges wurde das Pfeifgeräusch schlagartig lauter und daraufhin das Triebwerk sicherheitshalber abgestellt. Nach der Landung zeigte sich bei einer sorgfältigen Inspektion, daß dem Triebwerk nichts fehlte außer der kleinen Auswuchtmasse. Der Effekt konnte bei Probeläufen am Boden wiederholt nachvollzogen werden. Damit waren die mechanischen Schwingungen infolge der Unwucht als Quelle des Pfeifgeräusches eindeutig erkannt. 60.000 U/min entsprechen einem Pfeifton von 1000 Hz.

Die Abstrahlung des Pfeiftons ist stark gerichtet. Am größten ist er in Richtung quer zur Flugbahn. Beim Blick auf das Heck des Triebwerkes hört man den Pfeifton auch am Boden in etwa 20 m Abstand nicht mehr. Entgegengesetzt zur Flugrichtung hört man ganz typisch das Strömungsgeräusch der Abgase. Es ist vom Klang her sehr ähnlich dem eines großen Strahltriebwerkes, aber viel, viel leiser. Bei der Modell-Strahltrieburbine liegt die Strahlgeschwindigkeit der Abgase mit ca. 150 bis 200 m/s im Vergleich zu herkömmlichen Propellerantrieben sehr viel höher, aber noch weit unterhalb der Schallgeschwindigkeit. Der von großen Jets, insbesondere Militärjets her bekannte Strahlärm beruht einmal auf der viele tausendmal höheren Leistung, vor allem aber auf der Überschallgeschwindigkeit der austretenden Abgasstrahlen.

Schallmessungen in 7 m Abstand quer zur Achse der Modell-Strahltrieburbine, analog zu den üblichen Schallmessungen an Kolbenmotormodellen, ergaben einen Meßwert von 75 dBA. Das Triebwerk war in diesem Fall noch nicht einmal optimal ausgewuchtet. Vereinskameraden, die sich tatkräftig und erfolgreich um Lärminderung ihrer Verbrennungsmotoren bemüht haben, beurteilen die Modell-Strahltrieburbine als sehr lärmarme Antriebsquelle gerade im Flug.

Schallmessungen in 7 m Abstand quer zur Achse der Modell-Strahltrieburbine, analog zu den üblichen Schallmessungen an Kolbenmotormodellen, ergaben einen Meßwert von 75 dBA. Das Triebwerk war in diesem Fall noch nicht einmal optimal ausgewuchtet. Vereinskameraden, die sich tatkräftig und erfolgreich um Lärminderung ihrer Verbrennungsmotoren bemüht haben, beurteilen die Modell-Strahltrieburbine als sehr lärmarme Antriebsquelle gerade im Flug. Bei dem ersten Meeting für Turbostrahlmodelle, der Ohain/Whittle Trophy in Nordheim wurde während der Flugvorführungen die ganz normal laute Lautsprechermusik abgestellt, da sonst die Modelle im Flug nicht mehr richtig zu hören waren.

Ein ganz besonderes akustisches Phänomen sei hier noch vorgestellt, daß bei heißen windarmen Sommer-

tagen auftritt. Eine bodennahe Schallquelle, zum Beispiel ein noch im Tiefflug befindliches Flugmodell in der Startphase, wird nach einer Strecke von nicht viel mehr als 100 m kaum noch hörbar. Dadurch kann man zu dem Schluß kommen als ließe die Leistung des Triebwerkes nach. Die Ursache dafür liegt in der Temperaturschichtung der Luft begründet die vor Ablösung von Thermikblasen am Boden deutlich heißer sein kann. Dadurch wird der Schall des Triebwerkes nach oben hin abgelenkt, und ist in der Bodenebene entsprechend schwächer wahrnehmbar.

3.6 Empfehlungen zur Auswahl eines Modells

Eine Voraussetzung für den Modellflug mit Strahltrieburantrieb sollte selbstverständlich sein, nämlich die sichere Beherrschung von schnellen Modellen mit Kolbenmotorantrieb. Spezielle Baukästen, Halbfertigmodelle oder Baupläne für flugerprobte Strahltrieburenmodelle gibt es z. Z. noch nicht. Hier ist noch Entwicklungsarbeit zu leisten.

Grundsätzliche Schwierigkeiten im Flugverhalten gegenüber Propellermodellen sind bei den bisher vorgestellten Turbo-Strahlmodellen nicht aufgetreten und auch nicht zu erwarten. Für die ersten Versuche ist die Umrüstung eines normalen Tragflächenmodells wie z. B. „Elkete“ der sicherste Weg zur ersten positiven Flugführung mit der neuen Antriebsart.

Wählt man eine widerstandsärmere Bauweise ebenfalls mit konventionellen Tragflächen, ähnlich wie „Rutonium“, so sind Brems- oder Spreizklappen sehr empfehlenswert. Sonst hat man Mühe, das Modell mit gedrosseltem Triebwerk zielgenau zu landen. (Motorflieger geraten bekanntlich leicht in Streß, wenn sie ihr Modell mit stehendem Motor landen müssen).

Delta-Modelle lassen sich zwar gut fliegen und ebenso dank der hohen Überziehfestigkeit mit geringer Geschwindigkeit landen. Der Widerstandsbeiwert steigt dabei soweit an, daß man durchaus mit etwas Gas im Landeanflug nachhelfen muß. Die Überziehfestigkeit hat aber Grenzen. So kann es passieren, daß bei Triebwerksausfall das Modell soweit überzogen wird, daß die Ruder nicht mehr angeströmt werden und das Modell nicht mehr zu steuern ist. Die einzige Möglichkeit, aus diesem Zustand herauszukommen heißt Schub, der aber fehlt! Wenn man Glück hat, sinkt das Modell mit dem bekannten Gleitwinkel eins zu Plumps und der Plumps endet relativ sanft. Bei Deltas als Tiefdecker-Version liegt der Schwerpunkt über der Tragfläche. Durch die starke Anstellung in diesem überzogenen Zustand kann die Resultierende der Gewichtskraft hinter den Neutralpunkt rutschen. In dem Moment wird der Flugzustand völlig instabil. Da weiterhin keine Ruderwirkung vorhanden ist, führt das unweigerlich zum Desaster. Man muß also Erfahrungen mit Delta-Modellen haben, bevor man sie mit einer neuen Antriebsart ausrüstet.

4. Berechnungsmethoden zur Auslegung einer Modell-Strahltriebwerke

Die aus der Theorie der Thermodynamik entwickelten Formeln erfordern ein Mindestmaß an Übung in angewandter Mathematik. Im Sinne der Anwendung ist es nicht erforderlich, alle theoretischen Details rechnerisch genau erfassen zu wollen. Wer z. B. mit Hilfe eines Taschenrechners solche Aufgaben wie $X = 1,5^{0,285}$ ohne Mühe lösen kann, hat nach eigener Erfahrung genügend mathematisches Verständnis, um die Auslegungsrechnung für eine Modell-Strahltriebwerke nachvollziehen zu können. Für den Nachbau gemäß Bauanleitung ist dieses mathematische Rüstzeug nicht erforderlich. Trotzdem empfehle ich allen Lesern, auch dieses theoretische Kapitel zumindest einmal durchzulesen, auch wenn nicht alles verstanden wird.

Bei den Auslegungsrechnungen wird grundsätzlich in internationalen SI-Einheiten gerechnet, also in kg, s, m und den daraus abgeleiteten Einheiten. Es mag dann ungewöhnlich sein, daß man z. B. den Austrittsquerschnitt oder die Querschnitte von Bohrungen in m^2 einsetzt, aber man braucht sich nicht mit irgendwelchen Umrechnungsfaktoren herumzuschlagen. Die einzelnen Größen werden jeweils an der entsprechenden Stelle erklärt. Das erspart die Sucherei in mühselig zusammengestellten Tabellen mit Formeln und Größen, die wegen der Begrenztheit des griechischen und lateinischen Alphabets nicht immer eindeutig sind. Der Verfasser stützt sich bei den Formeln und Berechnungsverfahren im wesentlichen auf Bohl [1], Dietzel [2], Kalide [3].

4.1 Geschwindigkeitsdreieck und Geschwindigkeitsplan

In der Fachliteratur werden die Geschwindigkeiten der Gasströmungen und der rotierenden Schaufeln nach Betrag und Richtung in Form von Geschwindigkeitsdreiecken maßstabgerecht dargestellt. Dabei hat sich eine einheitliche Bezeichnung durchgesetzt:

u = Umfangsgeschwindigkeit des betrachteten Schaufelelements, d. h. die Geschwindigkeit in Drehrichtung.

c = Geschwindigkeiten im stillstehenden Leitsystem,

Gehäuse oder Düsenquerschnitt. Sie wird auch Absolutgeschwindigkeit genannt. Es ist die Geschwindigkeit, die ein Betrachter von außen messen würde. w = Geschwindigkeit bezogen auf die rotierenden Schaufeln, auch Relativgeschwindigkeit genannt. Es ist die Geschwindigkeit, die ein Meßsystem, das sich mit den Schaufeln bewegt, an der betreffenden Stelle messen würde.

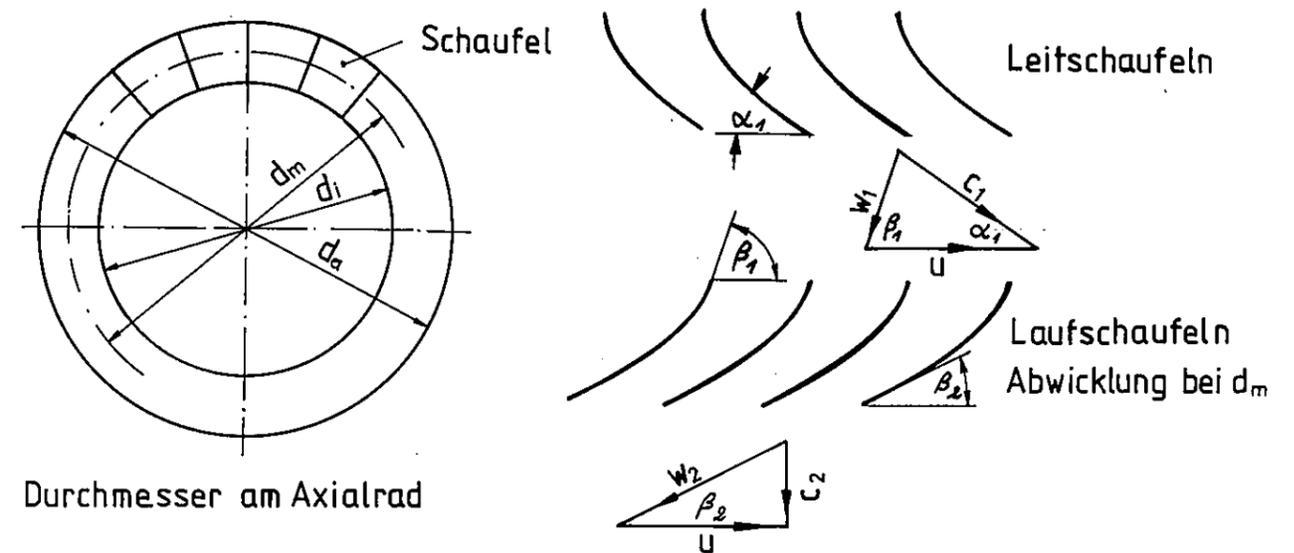
Die markanten Punkte, an denen eine Darstellung der Geschwindigkeiten sinnvoll ist, sind z. B. Eintritt und Austritt aus den Schaufeln, Eintritt in die nächstfolgende Stufe, falls vorhanden. Geschwindigkeitsdreiecke am Eintritt und Austritt eines Schaufelelements können dann durch geometrische Addition zu einem Geschwindigkeitsplan zusammengefaßt werden. Die Nutzanwendung dieser Methode werden wir im folgenden noch genauer kennenlernen.

4.2 Auslegung der Turbinenstufe

Wir fangen bewußt von hinten an, also am Ausgang der Turbinenstufe. Denn das wichtigste am Turbostrahltriebwerk ist natürlich die Austrittsgeschwindigkeit und damit der Schub. Man fragt also zuerst, wie muß eine Turbinenstufe für den geforderten Schub gestaltet sein, selbstverständlich unter Berücksichtigung der maximalen Temperatur und Umfangsgeschwindigkeit. Nach Auslegung der Turbinenstufe wird die dazu passende Verdichterstufe berechnet. Die Forderung nach höchstmöglicher Wirtschaftlichkeit, d. h. geringstmöglichen Kraftstoffverbrauch steht für die relativ kurzen Flugzeiten eines Flugmodells nicht im Vordergrund.

Wir beschränken uns hier auf eine Axial-Turbinenstufe. Diese ist dadurch gekennzeichnet, daß das Arbeitsgas in Achsrichtung in die Schaufeln einströmt und ebenso wieder austritt. Bei allen Turbinenrädern dieser Bauart ist die Schaufelhöhe klein gegenüber dem maximalen Durchmesser. Es ist daher ausreichend, die Geschwindigkeitsverhältnisse bei einem mittleren Durchmesser d_m zu betrachten. Die Skizze zeigt die in der Zeichenebene gedachte Abwicklung der Schaufeln des Turbinenrades und des dazugehörigen feststehenden Leitsystems. Zur besseren Darstel-

Geschwindigkeitsdreiecke einer Axialturbinenstufe



lung der Geschwindigkeiten sind die beiden Schnitte in Achsrichtung auseinandergezogen.

Die Umfangsgeschwindigkeit u ist bei der Axialstufe am Ein- und Ausgang der Laufschaufeln bei dem mittleren Durchmesser d_m gleich. Betrachten wir die Strömungs- und Bewegungsverhältnisse vom Ausgang her, also hinter den Laufschaufeln der Turbine. Schließlich interessiert uns in erster Linie das Endergebnis, nämlich der Schubstrahl. Dieser ist dargestellt durch den Zeiger c_2 . Wir können c_2 dann voll als Schubvektor einsetzen, wenn er genau in Achsrichtung der Turbine zeigt. Wir setzen dieses bei der Auslegung zunächst einmal voraus. c_2 und die Umfangsgeschwindigkeit u der Schaufeln bilden dann ein rechtwinkliges Dreieck. Die dritte Seite dieses Dreiecks ist die Relativgeschwindigkeit w_2 des Abgases, bezogen auf die Laufschaufeln am Austritt. Damit wäre das sogenannte Austrittsdreieck komplett. Da das Abgas bei genügender Schaufeldichte der Schaufelkrümmung folgt, ist der Winkel β_2 zwischen w_2 und u praktisch gleich dem Winkel an der Austrittskante der Schaufeln. Damit wird

$$c_2 = u \cdot \tan \beta_2.$$

Wir können durch konstruktive Wahl des Schaufelwinkels β_2 das Verhältnis von c_2 zu u und damit auch w_2 zu u theoretisch beliebig festsetzen. Inwieweit das praktisch sinnvoll ist, muß noch behandelt werden. Ebenso müssen natürlich auch die Voraussetzungen, die zu diesem Betriebszustand führen, physikalisch garantiert werden.

Um ein Gefühl für die Praxis zu gewinnen, wollen wir

eine rechnerische Abschätzung des maximalen Schubes der Strahltriebwerke FD 3/64 durchführen. Zur Vereinfachung wird die Wirkung der Austrittsdüse nicht berücksichtigt. Gegeben sind:

$$d_a = 0,064 \text{ m} \quad d_i = 0,042 \text{ m}$$

Damit wird $d_m = (0,064 + 0,042) \text{ m} / 2 = 0,053 \text{ m}$. Wie bereits in Kapitel 2 diskutiert, können wir für Cr-Ni-Stahl als Baumaterial für das Turbinenrad eine maximale Umfangsgeschwindigkeit von $u_{\max} = 250 \text{ m/s}$ sowie eine Schaufeltemperatur von 600°C zulassen, wenn es gelingt, die Temperatur der Turbinenscheibe deutlich darunter zu halten. Wie die Praxis beweist, gelingt das ohne Schwierigkeiten.

Mit den oben angegebenen Daten ist als Nebenergebnis bereits die maximale Drehzahl n_{\max} festgelegt.

$$n_{\max} = \frac{u_{\max}}{d_a \cdot \pi} = \frac{250}{0,064 \cdot 3,14} \frac{1}{\text{s}}$$

$$n_{\max} = 1243/\text{s} \text{ oder rund } 75.000/\text{min}.$$

Zur weiteren Rechnung brauchen wir jetzt das Austrittsdreieck der Turbine und die mittlere Umfangsgeschwindigkeit u .

$$u = d_m \cdot \pi \cdot n_{\max} \quad \pi \text{ ist hier die Kreiszahl}$$

$$u = 0,053 \cdot 3,14 \cdot 1243 \text{ m/s} = 207 \text{ m/s}.$$

Es fehlt noch der Austrittswinkel β_2 der Turbinenschaufeln. Er beträgt 37° . Dieser Wert ist ebenfalls aus Theorie und Praxis entstanden und wird in späteren Ausführungen noch diskutiert. Wir können jetzt das Austrittsdreieck zeichnen und nehmen dabei drallfreien Austritt der Gasströmung an. D. h. c_2 als

Austrittsgeschwindigkeit steht senkrecht auf u und damit parallel zur Drehachse. c_2 läßt sich auch einfach berechnen:

$$c_2 = 207 \text{ m/s} \cdot \tan 37^\circ = 156 \text{ m/s}.$$

Wir erkennen, daß diese hohe Austrittsgeschwindigkeit weit höher ist, als jede vernünftigerweise fliegbare Modellgeschwindigkeit. Eine Düse zwecks Geschwindigkeitssteigerung am Ausgang der Düse ist demnach für unsere Anwendung gar nicht mehr erforderlich. Man kann allerdings mit einer Düse den Schub des Triebwerkes noch etwas steigern, doch davon später.

Wie oben angegeben, beträgt die Gastemperatur $600^\circ\text{C} = 873 \text{ K}$. Wir brauchen noch den Massedurchsatz \dot{m} , d. h. je Sekunde durchgesetzte Abgasmenge in kg. Da das Abgas auf Umgebungsdruck entspannt wird, läßt sich sein Dichte ρ leicht berechnen.

ρ_N = Normdichte der Luft bei 0°C und 1013 hpa
 $\rho_N = 1,29 \text{ kg/m}^3$

$$\rho = \rho_N \cdot \frac{273}{837} \cdot \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} = 0,4 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}$$

Da nur ein Teil des Luftsauerstoffs, der wiederum nur ein Teil der Luft ausmacht, durch die Verbrennung zu CO_2 und Wasser mit dem Kraftstoff umgewandelt wird, ändert sich die Normdichte des Abgases gegenüber der Frischluft nur unwesentlich und wird deshalb vernachlässigt. Ebenso bleibt der im Verhältnis zum Luftstrom wesentlich kleinere Kraftstoffmassenstrom unberücksichtigt. Aus dem Austrittsquerschnitt A , sowie der Austrittsgeschwindigkeit c_2 berechnet sich

$$\dot{m} = A \cdot c_2 \cdot \rho$$

$$A = \frac{(d_a^2 - d_i^2) \cdot \pi}{4}$$

$$A = \frac{(0,064^2 - 0,042^2) \cdot 3,14}{4} \text{ m}^2$$

$$A = 0,00183 \text{ m}^2$$

$$\dot{m} = 0,4 \cdot 0,00183 \cdot 156 \text{ kg/s} = 0,114 \text{ kg/s}$$

Der Schub F beträgt dann endlich:

$$F = \dot{m} \cdot c_2 = 0,114 \cdot 156 \text{ kg} \cdot \text{m/s} \cdot \text{s} = 17,8 \frac{\text{kg} \cdot \text{m}}{\text{s}^2} = 17,8 \text{ N}$$

Es ist sicher einleuchtend, daß mit größerem d_a und d_m bei unverändertem c_2 und u der Schub infolge des größeren Austrittsquerschnittes in gleichem Maße steigt. Betrachtet man die Umfangsgeschwindigkeit u als konstant, so bleibt auch β_2 gleich, aber die Drehzahl wird entsprechend der oben angegebenen Formel geringer. Wir merken uns für alle weiteren Betrachtungen noch einmal: Drehzahlangaben sind nur sinnvoll bei Kenntnis des entsprechenden rotierenden Durchmessers!

Wir wollen zunächst noch so tun, als könnten wir die Temperatur der Abgase oder den Schaufelwinkel β_2 unabhängig voneinander festlegen. Auf diese Weise kann man am leichtesten erkennen, in welchem Maße diese Größen bei sonst konstanten Bedingungen den Schub beeinflussen. Nehmen wir also einmal an, die Abgastemperatur sei um 100° niedriger. Dann ändert sich die Dichte des Abgases um den Faktor $837/737 = 1,14$.

Der Massenstrom \dot{m} wird um den gleichen Faktor erhöht und damit auch der Schub F . Als Ergebnis erhalten wir:

$$F = 17,8 \text{ N} \cdot 1,14 = 20,3 \text{ N}.$$

Eine niedrigere Abgastemperatur setzt allerdings voraus, daß die Gesamtverluste im System vermindert, oder anders gesagt der Gesamtwirkungsgrad verbessert werden muß.

Nehmen wir jetzt willkürlich einen größeren Schaufelwinkel β_2 von z. B. 40° an, und lassen sonst alles unverändert. Die Austrittsgeschwindigkeit c_2 wird dann nach der bereits bekannten Gleichung auf $173,7 \text{ m/s}$ erhöht. Ebenso erhöht sich der Massenstrom auf $0,127 \text{ kg/s}$. Der Schub wird nach der ebenfalls bereits bekannten Formel:

$$F = 0,127 \cdot 173,7 \text{ N} = 22 \text{ N}.$$

Wir sehen, daß der Schaufelwinkel sehr stark in die Schubberechnung eingeht und ahnen, daß das nicht beliebig weit fortgesetzt werden darf. Mit größerem Schaufelwinkel β_2 steigt, wie wir gesehen haben, die Austrittsgeschwindigkeit und damit auch die kinetische Energie des Abgasstrahles. Energie gibt es aber nirgends aus dem Nichts. In unserem System kann sie nur aus der Verbrennungsenergie des Kraftstoffes stammen und wir müssen mit steigendem Winkel β_2 mit höheren Abgastemperaturen und damit auch höherer Betriebstemperatur des Turbinenrades rechnen. Damit stößt man sehr schnell an die Temperaturgrenze des Materials.

Der Zusammenhang zwischen Energieumsetzung und Strömung läßt sich in der Turbinen- und Verdichterstufe recht gut theoretisch beschreiben. Kehren wir deshalb zu unserem Geschwindigkeitsdreieck zurück und klären zunächst, wie das Drehmoment am Turbinenrad zustande kommt. Zur Vereinfachung der Rechnung nehmen wir an, daß sich die Dichte des Gases bei der Durchströmung nicht ändert. Dies ist bei unserer Turbinenstufe, die mit geringem Druckverhältnis arbeitet, durchaus statthaft. Zur Erzeugung eines Drehmomentes muß eine Kraft in Umfangsrichtung wirken. Diese Kraft entsteht durch die Ablenkung der Strömung an den Laufschaufeln. Die Strömung wird durch die Leitschaufeln so gelenkt, daß sie mit dem Winkel β_1 mit der Relativgeschwindigkeit w_1 anströmt. Die Umlenkung allein, hier von β_1 auf β_2 übt ähnlich wie bei einer Tragfläche eine Kraft auf die Schaufeln aus. Diese Kraft wird noch verstärkt durch die Beschleunigung der Strömung

von w_1 auf w_2 in den Schaufelkanälen. Für die Leistung des Turbinenrades sind nur die durch Geschwindigkeitsänderungen erzeugten Kräfte in Umfangsrichtung maßgebend. Nach dem Physiker Euler ist die Kraft proportional dem Massenstrom multipliziert mit dem Betrag der Umlenkung bezogen auf die Umfangsrichtung dargestellt als c_{1u} . Die von der Turbine erbrachte Leistung ist demnach:

$$P = \dot{m} \cdot c_{1u} \cdot u$$

Wir sehen, daß die durch die Leitschaufeln bestimmte Geschwindigkeit c_2 die Leistung der Turbine entscheidend bestimmt.

Theoretische und praktische Untersuchungen lange Zeit vor Realisierung einer Modell-Strahltriebwerke kommen zu dem Ergebnis, daß die Strömungsverluste bedingt durch die Reibung und Verwirbelung in allen Schaufelkanälen dann am geringsten wird, wenn der Energieabbau also das Druck-Temperaturgefälle zu gleichen Teilen im Leitsystem und im Turbinenlaufrad umgesetzt wird. Dieses ist dann idealerweise der Fall, wenn Leit- und Laufschaufeln gleiche Kanalformen bilden, nur mit gegensinniger Krümmung. β_1 wird dann 90° groß und die Geschwindigkeitsdreiecke am Ein- und Ausgang der Laufschaufeln spiegelsymmetrisch gleich. Letzlich wird dabei $c_{1u} = u$ und damit die Wellenleistung der Turbine:

$$P_w = \dot{m} \cdot u^2. \quad \text{Dann ist auch } \alpha_1 = \beta_2.$$

Die gesamte in der Turbinenstufe umgesetzte Leistung ist natürlich wesentlich höher. Man kann auch sagen, die Eingangsleistung P_E wird nur mit dem Wirkungsgrad η_T in Nutzleistung umgewandelt. Es gilt:

$$P_w = \eta_T \cdot P_E.$$

Die Nutzleistung besteht aus der eben beschriebenen Wellenleistung und der Strahlleistung und wir können dafür schreiben:

$$P_E = \frac{\dot{m} \cdot u^2 + \dot{m} \cdot \frac{c_2^2}{2}}{\eta_T} = \frac{\dot{m} (u^2 + \frac{c_2^2}{2})}{\eta_T}$$

Bei dem angenommenen Geschwindigkeitsdreieck ist, wie bereits diskutiert:

$$c_2 = u \cdot \tan \beta_2$$

Dieser Ausdruck wird in die obige Gleichung eingesetzt. Das ergibt für die Eingangsleistung

$$P_E = \frac{\dot{m} \cdot u^2 \cdot (1 + \frac{\tan^2 \beta_2}{2})}{\eta_T} \quad (1)$$

Wir sehen dieser Formel an, daß eine beliebige Erhöhung des Winkels β_2 sehr schnell zu unmöglich hohen Eingangsleistungen für die Turbinenstufe führen würde.

Es fehlt uns noch die mathematische Verknüpfung von Druck und Temperatur mit der Eingangsleistung

vor der Turbinenstufe. Die Rechnung erfolgt in 2 Schritten. Wir können aus dem gegebenen Massenstrom und der Wellenleistung das Druckverhältnis der Verdichterstufe berechnen. Dabei muß natürlich wieder der Wirkungsgrad der Verdichterstufe berücksichtigt werden. Dafür gilt die Beziehung:

$$P_w \cdot \eta_v = \dot{m} \cdot c_p \cdot T_1 \left[\pi \left(\frac{\chi - 1}{\chi} \right) - 1 \right]$$

In dieser Formel bedeuten:

- η_v = Wirkungsgrad der Verdichterstufe
- P_w = Wellenleistung des Turbinenrades
- \dot{m} = Luftmassenstrom durch Verdichter- und Turbinenstufe
- c_p = spezifische Wärme der Luft bei konstantem Druck. Ihr Wert beträgt etwa 1000 J/kg K .
- T_1 = absolute Temperatur der angesaugten Luft in K, z. B. 20°C Außentemperatur ($20 + 273$) K.
- π = Druckverhältnis, das ist der Druck in der Verdichterstufe bezogen auf den Druck der angesaugten Luft.
- χ = Verhältnis der spezifischen Wärmen c_p/c_v der Luft. Der Wert beträgt 1,4.

Wir setzen in die Formel für $P_w = \dot{m} \cdot u^2$ ein, dann kürzt sich \dot{m} heraus.

$$u^2 \cdot \eta_v = c_p \cdot T_1 \cdot \left[\pi \left(\frac{\chi - 1}{\chi} \right) - 1 \right]$$

Diese Formel läßt sich nach π auflösen. Der Exponent $(\frac{\chi - 1}{\chi})$ hat den Wert

$$\frac{1,4 - 1}{1,4} = 0,285.$$

$$\frac{\eta_v \cdot u^2}{c_p \cdot T_1} + 1 = \pi^{0,285}$$

$$\pi = \left(\frac{\eta_v \cdot u^2}{c_p \cdot T_1} + 1 \right)^{\frac{1}{0,285}} \quad (2)$$

Wir können jetzt bereits das Druckverhältnis vor der Turbinenstufe ausrechnen. Nehmen wir wieder unsere erste Schätzung mit $u = 207 \text{ m/s}$, Umgebungstemperatur der angesaugten Luft $T_1 = 293 \text{ K}$ und als Wirkungsgrad $\eta_v = 70\%$ an. Die Annahme dieses Wirkungsgrades stützt sich auf Messungen des Verfassers am Modellverdichter.

$$\pi = \left(\frac{0,7 \cdot 207^2}{1000 \cdot 293} + 1 \right)^{\frac{1}{0,285}}$$

$$\pi = 1,408$$

Wir kümmern uns vorläufig noch nicht darum, wie der Verdichter auszusehen hat und wie er genau arbeitet, wollen aber glauben, er schafft es mit etwa 70% Wirkungsgrad. Bei einem Außendruck von 1 bar wird sich also vor der Turbinenstufe ein Druck von 1,408 bar absolut oder 0,408 bar als Überdruck einstellen.

Zur vollständigen Beschreibung der Vorgänge an der Turbinenstufe fehlt nur noch die Temperatur T_3 . Man kann die Aufgabe so formulieren: Berechne die Temperatur T_3 bei gegebenem Druckverhältnis und bekannter Eingangsleistung der Turbinenstufe. Dazu benutzen wir die nachfolgende Formel, die nach T_3 aufgelöst wird.

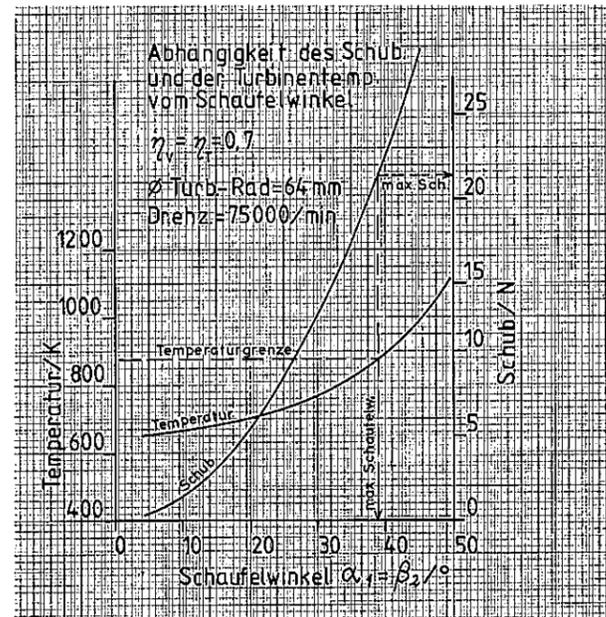
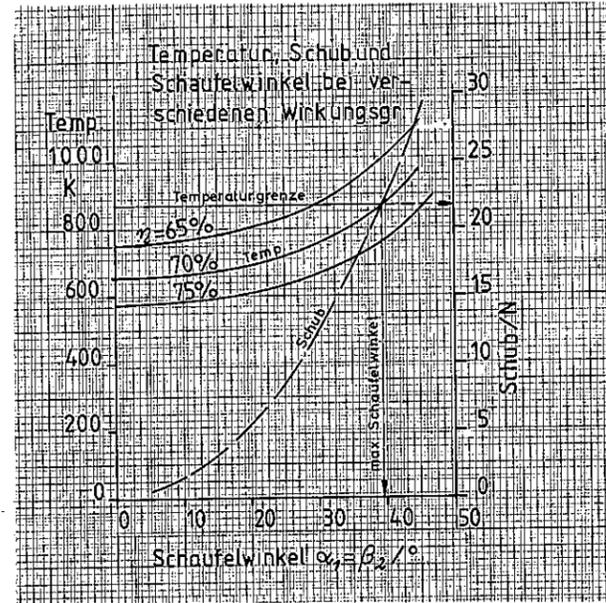
$$P_E = c_p \cdot T_3 \left(1 - \frac{1}{\pi^{0,285}}\right) \cdot \dot{m}$$

Für P_E setzen wir die bekannte Formel (1) und für π ebenso die Formel (2) ein und lösen nach T_3 auf:

$$T_3 = \frac{u^2 \cdot \left(1 + \frac{\tan^2 \beta_2}{2}\right)}{\eta_T \cdot c_p \left(1 - \frac{1}{\frac{\eta_v \cdot u^2}{c_p \cdot T_1} + 1}\right)} \quad (3)$$

Diese Formel ist eine für unsere Belange hinreichend brauchbare Näherung. Sie zeigt eindeutig, daß die Temperatur vor der Turbinenstufe mit größer werdendem Schaufelwinkel ansteigen muß. Es sei darauf hingewiesen, daß die Ableitung der Formel nur für Turbinenstufen mit einem Reaktionsgrad von 0,5 gilt, d. h., wenn die Energieumwandlung zu gleichen Teilen im Leitsystem und in den Laufschaufeln stattfindet. Der Zusammenhang zwischen Temperatur und Schaufelwinkel bei verschiedenen Wirkungsgraden ist in dem nebenstehenden Diagramm veranschaulicht. Die zulässige mittlere Umfangsgeschwindigkeit wurde, wie bereits diskutiert, mit 207 m/s angenommen. Die Ansaugtemperatur beträgt 15 °C entsprechend 288 K. Die Wirkungsgrade der Verdichter- und Turbinenstufe sind mit unseren Mitteln nicht so exakt meßbar. Ausgehend von eigenen Messungen, die für beide Stufen einen Wert von 0,7 ergaben, sind zur Abschätzung der Einflüsse Kurven für Wirkungsgrade von 0,75 und 0,65 berechnet. Es ist für unsere Praxis unerheblich, ob z. B.: die Verdichterstufe einen Wirkungsgrad von 0,72 und die Turbinenstufe dagegen nur 0,68 hat, oder umgekehrt. Nur einen extrem schlechten Wirkungsgrad einer Stufe kann man nicht mehr kompensieren.

Der praktische Nutzen dieser theoretischen Arbeiten hat sich bei der Entwicklung der „FD's“ bezahlt gemacht. Es wurden Exemplare mit Schaufelwinkeln von 30°, 37° und auch 43° gebaut. Die gemessenen Temperaturen paßten recht gut auf die Wirkungsgradkurve von 0,7. Nimmt man 873 K entsprechend 600 °C als zulässige Temperaturgrenze an, dann wäre ein Schaufelwinkel von 40° noch vertretbar. Bei der Auslegung mit 43° wurden die Turbinenschaufeln bei der Maximal-Drehzahl bereits so heiß, daß sie sich nach einigen Minuten Laufzeit deutlich verformten. Nach den berechneten Kurven beträgt die Schaufeltemperatur dann 940 K = 667 °C. Mit Rücksicht auf die höhere Betriebssicherheit wurde die in der Bau-



anleitung vorgestellte Version der FD 3/64 mit einem Schaufelwinkel von 37° ausgeführt. Die Schub-Drehzahlkurven gemessen und berechnet bestätigen wiederum die Brauchbarkeit der zugegebenermaßen vereinfachten Theorie. Für die praktische Auslegung ist natürlich auch die Temperaturabhängigkeit über der Drehzahl von entscheidender Bedeutung. Wie die Temperatur-Drehzahlkurve zeigt, ist die Temperaturabhängigkeit glücklicherweise nicht so stark von der Drehzahl abhängig wie der Schub. Damit scheint die Drehzahlsteigerung bei gegebenem Durchmesser des Turbinenrades das beste Mittel zur Schubsteigerung zu sein. Leider aber steigt die Materialbelastung infolge Fliehkraft im gleichen Maße wie der Schub

an. Das erfordert aber den Einsatz von exotischen Baumaterialien mit hoher Warmfestigkeit für das Turbinenrad. Für Amateure ist der damit verbundene technologische Aufwand nicht tragbar. Wie die Schub-Drehzahlkurve zeigt, ist durch Verwendung einer Düse, deren Verengung experimentell ermittelt wurde, eine deutliche Schubsteigerung bei nur geringem Temperaturanstieg erreichbar. Bei der Berechnung der Kurve wurde angenommen, daß 10 % des Druckgefälles abgebaut wird.

Falls man mit einfachen Mitteln ohne technologische Probleme eine schubstärkere Strahltriebmaschine schaffen will, geht das am leichtesten durch die Wahl eines größeren Turbinenrades. Bei Einhaltung der oben angegebenen Grenzen für Temperatur und Umfangsgeschwindigkeit sowie der Schaufelwinkel, bleibt die maximale Austrittsgeschwindigkeit gleich. Da aber der Querschnitt der Turbine mit dem Quadrat des Durchmessers ansteigt, wird im gleichen Maße auch der Luftdurchsatz erhöht und damit auch der Schub. Kurz gesagt, der Schub steigt mit dem Quadrat des Turbinendurchmessers an. Die maximale Drehzahl bei konstanter Umfangsgeschwindigkeit fällt dagegen umgekehrt proportional zum Raddurchmesser. Nehmen wir z. B. einen Turbinendurchmesser von 80 mm statt 64 mm an, so sinkt die maximal zulässige Drehzahl n_{80} .

$$n_{80} = n_{64} \cdot \frac{64}{80}$$

$$\text{z. B. } n_{80} = 75.000 \cdot \frac{64}{80} \text{ U/min} = 60.000 \text{ U/min}$$

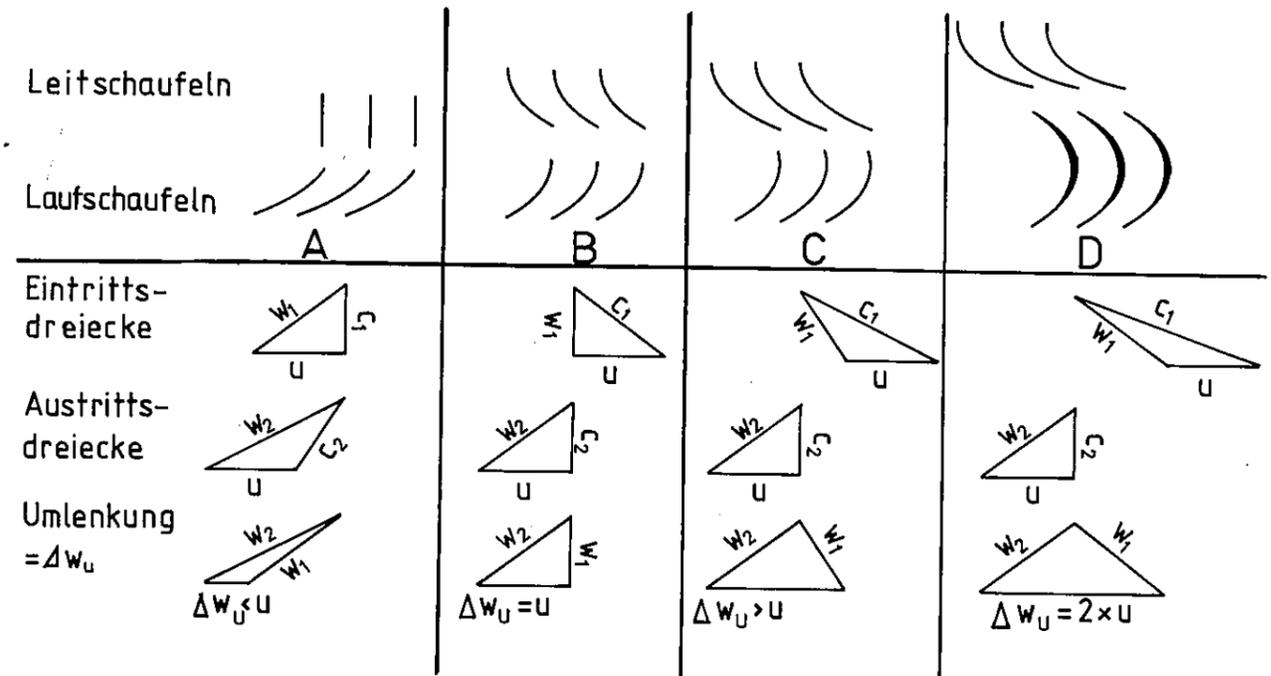
Der Schub steigt dagegen

$$\text{z. B.: } F_{80} = 20 \text{ N} \cdot \left(\frac{80}{64}\right)^2 = 31,3 \text{ N}$$

Bei Verwendung einer Düse sind wahrscheinlich noch 20 % mehr Schub herauszuholen, so daß am Ende 37 N Standschub realistisch sind. Natürlich wird die Masse des Triebwerks auch erhöht, da fast alle Bauteile im gleichen Maße wie das Turbinenlaufrad vergrößert werden müssen. Wahrscheinlich ist aber durch die Vergrößerung eine geringe Verbesserung der inneren Wirkungsgrade zu erwarten.

Es gibt aber zumindest noch theoretisch eine Möglichkeit zur Schubsteigerung bei gegebenem Raddurchmesser, Temperatur und Umfangsgeschwindigkeit, indem man ein Schaufelsystem in der Turbinenstufe wählt, das eine höhere Umlenkung am Turbinenrad bewirkt. Die Abbildungen A – D zeigen die möglichen Konfigurationen. Es ist aber nur mit erhöhtem technischen Aufwand möglich, Turbinenräder mit der Schaufelform C – D herzustellen. Über den Wirkungsgrad im Modellmaßstab kann ohne

Schaufelformen und Geschwindigkeits-Dreiecke bei Axialturbinenstufen



Versuche nichts gesagt werden und dem Verfasser sind keine derartigen Untersuchungen bekannt. Allgemein kann man sagen, daß der Übergang von der Konfiguration A - D jede beliebige Zwischenlösung gestattet, und bei mäßiger Abweichung von den berechneten Formen keine dramatischen Änderungen im Betriebsverhalten zu erwarten sind. Es versteht sich von selbst, daß für jede Konfiguration eine spezielle Verdichterauslegung erforderlich ist. Inwieweit eine Fehlanpassung das Betriebsverhalten beeinflusst, hängt in sehr starkem Maße von der Bauart der Verdichterstufe ab.

Zur Kontrolle der Auslegung sei noch eine Berechnungsmethode zur Ermittlung der Austrittsgeschwindigkeit c_2 sowie des Massenstromes \dot{m} behandelt. Dazu brauchen wir Standschubmessungen und Temperaturmessungen sowie den Austrittsquerschnitt hinter der Turbine. Aus der Temperatur wird die Dichte ρ des Abgases berechnet. Es gelten die beiden Formeln

$$F = \dot{m} \cdot c_2$$

$$\dot{m} = A \cdot \rho \cdot c_2$$

$$c_2 = \frac{\dot{m}}{A \cdot \rho}$$

Dieser Ausdruck für c_2 wird in die erste Formel eingesetzt

$$F = \dot{m} \cdot \frac{\dot{m}}{A \cdot \rho} \cdot \frac{\dot{m}^2}{A \cdot \rho}$$

Auflösung nach \dot{m}

$$\dot{m} = \sqrt{F \cdot A \cdot \rho}$$

Damit kann Gleichung 1 nach c aufgelöst werden. Nehmen wir ein Beispiel aus der Praxis der FD 3/64. Gemessen wurden $F = 20 \text{ N}$ bei $630^\circ\text{C} = 903 \text{ K}$

$$(1 \text{ N} \hat{=} 1 \frac{\text{kg} \cdot \text{m}}{\text{s}^2})$$

$$\rho = 1,29 \cdot \frac{273}{903} \text{ kg/m}^3 = 0,39 \text{ kg/m}^3$$

$$A = 0,00183 \text{ m}^2$$

$$\dot{m} = \sqrt{0,00183 \cdot 0,39 \cdot 20 \cdot \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \cdot \frac{\text{kg} \cdot \text{m}}{\text{s}^2}}$$

$$\dot{m} = 0,119 \frac{\text{kg}}{\text{s}}$$

Mit diesem Wert für \dot{m} läßt sich nach Umstellung der ersten Formel c_2 berechnen:

$$c_2 = \frac{F}{\dot{m}} = \frac{20 \frac{\text{kg} \cdot \text{m}}{\text{s}^2}}{0,119 \frac{\text{kg}}{\text{s}}} = 168 \frac{\text{m}}{\text{s}}$$

Mißt man gleichzeitig die Drehzahl, so hat man eine recht gute Kontrolle zu den berechneten Daten. Bei dieser Berechnungsmethode wird vorausgesetzt, daß die Strömungsgeschwindigkeit in dem betrachteten Querschnitt annähernd konstant ist. Man kann nach dieser Methode ebenso gut die Ausströmungsgeschwindigkeit

und den Massestrom von Impeller-Triebwerken berechnen und nach der Formel

$$P_{\text{Strahl}} = \frac{\dot{m}}{2} \cdot c^2$$

die Strahlleistung im Stand. Daraus läßt sich wiederum der Wirkungsgrad bezogen auf die Wellenleistung des Antriebsmotors berechnen. Zusammenfassend kann man sagen, daß die Auslegungsrechnung für eine Strahltriebwerke einschließlich des Flugverhaltens gemäß Kapitel 3 weit weniger aufwendig ist, als für einen Kolbenmotor mit Luftschraube oder Impeller.

Zum Schluß der Auslegung der Turbinenstufe sei noch die Wärmeausdehnung abgeschätzt. Die Wärmeausdehnungskoeffizienten α der im Heißgasteil verwendeten Materialien betragen für Stahl $12 \times 10^{-6}/\text{K}$ und für Chrom-Nickelstahl $16 \times 10^{-6}/\text{K}$. Diese Werte sind genau genommen temperaturabhängig. Für unsere Betrachtung ist das aber von untergeordneter Bedeutung.

Bei gleichmäßiger Erwärmung beträgt dessen Längenänderung

$$\Delta l = l \cdot \Delta T \cdot \alpha$$

l ist die Länge des betrachteten Bauteils z. B. der Durchmesser. ΔT die Temperaturdifferenz vom kalten zum heißen Zustand. Die Ausdehnung erfolgt bei allen normalen Metall-Legierungen gleichmäßig in alle Richtungen des Raumes. Bei der Turbinenstufe interessieren uns nur die Durchmesseränderungen. Der Durchmesser des Verdichterrades der FD 3/64 beträgt 64 mm. Nehmen wir an, das Rad habe im ungünstigsten Fall eine Betriebstemperatur von 600°C . Damit wird $\Delta T = 580^\circ\text{C}$ und die Durchmesseränderung:

$$\Delta \varnothing = 64 \cdot 580 \cdot 0,000016 \text{ mm}$$

$$\Delta \varnothing = 0,59 \text{ mm.}$$

Das entspricht einer Durchmesseränderung von fast 1 %. D. h., daß bei einer Spaltbreite $\Delta \varnothing / 2$ von rund 0,3 mm die Turbinenflügel gerade noch freilaufen, wenn das Rad exakt im Gehäuse zentriert ist und die Ausdehnung infolge Fliehkraft vernachlässigt wird. In der Praxis wird das Rad in der Mitte wesentlich kälter als 600°C bleiben, dafür können die Schaufeln beim Anlassen und bei Beschleunigungsvorgängen kurzzeitig durchaus heißer werden. Der oben berechnete Wert ist demnach als Schätzung für die maximale Durchmesseränderung realistisch. Etwas entschärft wird das Problem durch die gleichsinnige Wärmeausdehnung des Gehäuses. Im Bereich des Turbinenrades beträgt dessen Temperatur etwa 400°C und der Durchmesser 66 mm. Mit Stahl als Baumaterial ergibt das eine Durchmesseränderung von:

$$\Delta \varnothing_2 = 66 \cdot 380 \cdot 0,000012 \text{ mm}$$

$$\Delta \varnothing_2 = 0,3 \text{ mm}$$

In stationärem Zustand, d. h. nach Temperaturengleich, kann man für das Turbinenrad eine mittlere Temperatur von 500°C ansetzen. Die entsprechende Durchmesseränderung beträgt dann nur noch 0,49 mm. Auch nach Temperaturengleich nimmt der Außendurchmesser der Turbinen um 0,3 mm mehr zu als der Durchmesser des Gehäuses. Rechnerisch bleibt dann noch eine Spaltbreite von 0,15 mm übrig. Die Praxis hat gezeigt, daß man mit einer Spaltbreite von 0,4 mm, gemessen im kalten Zustand, ohne Schwierigkeiten zurecht kommt.

4.3 Auslegung der Verdichterstufe

4.3.1 Strömungstechnische Auslegung des Verdichterrades

Wir haben mit Festlegung der Turbinenstufe die Drehzahl, den Massestrom \dot{m} sowie die Wellenleistung P_w vorgegeben und suchen den passenden Verdichter. Hier hilft die Fachliteratur weiter. Als besonders hilfreich ist z. B. das Buch von Willi Bohl mit dem Titel „Ventilatoren“. Eine scharfe technologisch oder physikalisch begründbare Abgrenzung zwischen Ventilatoren und rotierenden Verdichtern gibt es nicht. Praktisch betrachtet man Ventilatoren als Strömungsmaschinen mit relativ geringem Druck im Gegensatz zu Verdichtern, die zu hohen Druckverhältnissen getrieben werden können.

Der erste Schritt bei der Auslegung ist die Frage nach der optimalen Radform. Dazu wird mit dem durch die Turbinenstufe festgelegten Betriebsdaten die sogenannte Laufzahl σ berechnet. Aus dem allen Ventilatorexperten bekannten Cordier-Diagramm läßt sich damit direkt die optimale Radform ablesen. Die Radformen reichen von radial über diagonal bis zur axialen Durchströmung. Typisch für die radiale Bauform ist z. B. das Laufrad eines Staubsaugers. Ein extremes Axialrad dagegen ist am anderen Ende der Cordier-Skala der altbekannte Propeller. Dazwischen liegt z. B. das Impeller-Laufrad oder das viel-flügelige Laufrad eines mehrstufigen Axialverdichters und auch das eines großen Turbofans. Es gibt in der Auswahl keine scharfe Abgrenzung. Nach Bohl kann man die Aussage des Cordier-Diagramms hinsichtlich der günstigsten Radform übersichtlich in der folgenden Tabelle zusammenfassen:

Laufzahl	Radform
0,06–0,8	Radialrad
0,25–1,0	Diagonalrad
0,6–3	Axialrad
0,35–05	Trommelläufer

Als günstigste Radform wird die mit dem besten Wirkungsgrad bei den vorgegebenen Bedingungen angesehen. Wie man sieht, ist die Einteilung überlappend. Man kann z. B. bei einer Laufzahl von 0,5 sowohl ein

Radialrad als auch ein Diagonalrad mit annähernd gleich gutem Wirkungsgrad bauen. Der in der letzten Zeile der Tabelle aufgeführte Trommelläufer ist für uns wegen seiner ungünstigen Bauform nicht weiter von Interesse.

Wir berechnen zunächst die Laufzahl σ mit der Formel:

$$\sigma = \frac{2 \cdot n \cdot \sqrt{\dot{V} \cdot \pi}}{(2 \cdot Y_t)^{3/4}}$$

n = Drehzahl in s^{-1}

Y_t = spezifische totale Förderarbeit in J/kg
Für unsere Anwendung können wir als spezifische Förderarbeit den Ausdruck

$$\frac{P_w}{\dot{m}} = u^2$$

aus der Turbinenberechnung einsetzen.

\dot{V} = Volumenstrom durch die Verdichterstufe in m^3/s . Dieser läßt sich aus der Temperatur und dem Druck auf der Verdichterseite sowie dem Massestrom \dot{m} leicht berechnen. Wir erinnern uns: der Massestrom ist sowohl durch den Verdichter als auch die Turbine gleich groß. Der Volumenstrom ist dagegen temperatur- und druckabhängig.

π = Kreiszahl 3,14

Die Rechenwerte aus der Abschätzung für die Turbinenstufe waren:

$$u = 207 \text{ m/s}$$

$$\dot{m} = 0,121 \text{ kg/s}$$

$$n = 1250/\text{s} \text{ entsprechend } 75000/\text{min.}$$

Daraus wird $Y_t = 42800 \text{ J/kg}$.

Als Luftdichte auf der Verdichterseite nehmen wir einen Wert von $1,25 \text{ kg/m}^3$ an. Damit wird $\dot{V} = 0,097 \text{ m}^3/\text{s}$. Damit läßt sich σ berechnen:

$$\sigma = \frac{2 \cdot 1250 \cdot \sqrt{0,097 \cdot 3,14}}{(2 \cdot 42800)^{3/4}}$$

$$\sigma = 0,285$$

Diese Laufzahl liegt ganz eindeutig im Bereich der radialen Laufräder, selbst wenn man etwas Unsicherheit bei den oben angegebenen Werten der einzelnen Rechengrößen berücksichtigt. Wir können also jetzt bereits sagen, daß unser Verdichter einstufig mit einem Radialrad gebaut werden kann.

Nun werden aber bekanntlich bei den großen Strahltriebwerken fast ausschließlich vielstufige Axialverdichter eingesetzt und es stellt sich die Frage, warum denn diese Bauform für unsere Zwecke ungeeignet ist. Ein Grund ist offensichtlich, nämlich der durch die höhere Stufenzahl bedingte kompliziertere Aufbau. Ein Axialverdichter muß für unser sehr bescheidenes Druckverhältnis von etwa 1,4 mindestens dreistufig ausgelegt werden. Weiterhin konnte durch Messungen an einer einzelnen Axialstufe passender Größe festgestellt werden, daß ihr Wirkungsgrad bestenfalls 60 % beträgt. Ähnliche Wirkungsgrade sind auch

von Messungen an Impeller-Triebwerken bekannt, die ja auch typische Axialräder sind. Offensichtlich läßt sich bei der kleinen Bauform bedingt durch geringere Reynolds-Zahlen kein den großen Axialverdichtern vergleichbarer Wirkungsgrad erreichen. Meßergebnisse an einer Radialverdichterstufe liefern dagegen einen Wirkungsgrad von mindestens 70 %. Das ist eine Bestätigung, daß die Überlegenheit der Axialstufe wahrscheinlich nur bei größeren Einheiten zum Tragen kommt. Ein für große Strahltriebwerke entscheidender Vorteil, nämlich der kleinere Durchmesser einer Axialstufe und damit geringerer Luftwiderstand, ist nur für hohe Flugeschwindigkeiten in Schall- und Überschallbereich besonders wichtig und zählt für Modellflugeschwindigkeiten praktisch nicht. Man kann nicht ausschließen, daß auch eine kleine funktionstüchtige Strahltriebwerke mit mehrstufigem Axialverdichter machbar ist, aber mit Sicherheit ist dazu ein für Amateure unmöglicher Aufwand notwendig.

Es würde Bände füllen, würde man hier genau die Begründung für die Wirksamkeit der einzelnen Verdichterradtypen entwickeln. Wir beschränken uns deshalb auf das wesentliche bei der Radialstufe. Der wichtigste Effekt zur Druckerzeugung liegt in der Ausnutzung des Fliehkraftunterschiedes beim Übergang vom kleineren Eintrittsdurchmesser zu dem größeren Austrittsdurchmesser. Gleichzeitig vermittelt das Radialrad der Strömung eine Austrittsgeschwin-

digkeit von annähernd der Größe der Umfangsgeschwindigkeit. Diese hohe kinetische Energie kann ebenfalls in Druckenergie umgeformt werden. Dies geschieht im Stator der Verdichterstufe, der als Diffusor wirkt.

Wir bleiben zunächst beim Radialrad. Auch hier sind noch viele Varianten möglich: z. B. Schaufelkrümmung vorwärts, rückwärts, radial endend, mit oder ohne Deckscheibe. Bezüglich Wirkungsgrad sind Räder mit rückwärts gekrümmten Schaufeln und Deckscheibe die günstigste Bauform. Bei stationären Ventilatoren werden sie bevorzugt angewandt. Räder mit radial endenden Schaufeln ergeben bei kleinstem Durchmesser den höchsten Druckgewinn, sind aber vom Wirkungsgrad her ungünstiger. Man kann diesen Nachteil durch entsprechend hohen Aufwand am Leitsystem ausgleichen. Bei professionellen Kleingasturbinen z. B. APU's (Auxiliary Power Unit) wird diese Bauform gern genutzt. Auch einige professionell gefertigte Modellstrahltriebwerke sind mit solchen Verdichtern ausgerüstet. Nach Berechnungen und Versuchen des Verfassers und Berücksichtigung einiger praktischer Voraussetzungen schien die Bauform mit rückwärts gekrümmten Schaufeln die bestgeeignete zu sein.

Die Abbildung zeigt die Hauptabmessungen eines solchen Rades sowie die Geschwindigkeitspläne an den Schaufeleintritts- und Austrittskanten mit den entsprechenden Winkelangaben. Für die Fertigung

sind die Hauptabmessungen von Bedeutung.

- d_s = Eintrittsdurchmesser, dieser entspricht praktisch dem Durchmesser d_1 der Schaufeleintrittskante.
- d_2 = Außendurchmesser
- b_1 = Breite des Schaufelkanals im Eintritt
- b_2 = Breite des Schaufelkanals im Austritt
- R = Radius der Schaufelkrümmung
- ρ = geometrischer Ort des Radius R
- r_s = Radius der Deckscheibe am Einlaß
- s = Dicke der Schaufeln

Die Zahlenangaben sowie alle weiteren Informationen zur Fertigung eines solchen Rades sind Bestandteil der Bauanleitung.

Zur Behandlung der Energieumsetzung als notwendige Voraussetzung für die richtige Auslegung müssen die Geschwindigkeits- und Strömungsverhältnisse in der gesamten Verdichterstufe betrachtet werden. Bevor wir in die etwas kompliziert erscheinenden Geschwindigkeitspläne einsteigen, stellen wir die Frage: welche spezifische Arbeit Y_{th} kann in einem solchen Rad bei verlustloser Durchströmung überhaupt umgesetzt werden? Oder anders: welche Wellenarbeit kann ein solches Rad in Form von Druck- und kinetischer Energie des Strömungsmediums umwandeln? Nach Euler gilt die Beziehung:

- $Y_{th} = u_2 \cdot c_{2u}$
- u_2 = Umfangsgeschwindigkeit am Außendurchmesser
- c_{2u} = die auf die Tangente am Umfang projizierte Komponente der Austrittsgeschwindigkeit c_2

Überraschenderweise treten in dieser Formel die Ansauggeschwindigkeit und die Relativgeschwindigkeiten w_1, w_2 gar nicht auf. Daraus kann man folgendes ableiten: Egal, wie man die Luft dazu bringt, auf die Geschwindigkeit c_{2u} zu kommen, bei vorgegebener Umfangsgeschwindigkeit ist die übertragene Arbeit niemals größer als Y_{th} gemäß dieser einfachen Formel. Die umgesetzte Arbeit setzt sich wie bereits gesagt, aus der Druckenergie und der kinetischen Energie der Strömung zusammen. Die Umwandlung der kinetischen Energie in Druckenergie im Leitapparat ist leider nur mit verhältnismäßig hohen Verlusten möglich. Die wesentliche Kunst bei der Auslegung der Verdichterstufe besteht eben darin, diese Verluste auf ein Minimum herabzusetzen. Bei Verwendung eines Rades mit rückwärts gekrümmten Schaufeln ist der Anteil an kinetischer Energie geringer als bei einem Rad mit radial endenden Schaufeln. Darin liegt der Grund für den besseren Wirkungsgrad des Erstgenannten.

Als Randbedingungen sind der Durchfluß, die Wellenleistung, die Drehzahl und die davon unabhängige maximale Umfangsgeschwindigkeit u_2 des Verdichterrades gegeben. Daraus läßt sich einfach der Maxi-

malwert für d_2 festlegen nach der Formel

$$d_{2max} = \frac{u_2}{\pi \cdot n}$$

Es ist noch offen, ob dieser Grenzwert wirklich ausgenutzt werden muß. Wir halten fest, daß neben der strömungstechnischen Optimierung selbstverständlich auch die Festigkeit des Rades abgesichert werden muß.

Wir bleiben bei der strömungstechnischen Optimierung. Als variable Größen stehen zur Verfügung:

$$d_2 \text{ mit der Bedingung } d_2 < d_{2max}, b_1 \text{ und } b_2.$$

Bei Festlegung dieser Größen werden u_1 und u_2 sowie die Durchtrittsgeschwindigkeiten der Luft c_s, c_{1m} und c_{2m} sowie c_{2u} zwangsläufig festgelegt.

$$d_1 \approx d_s$$

$$c_s = \frac{\dot{V} \cdot 4}{d_s^2 \cdot \pi} \quad \dot{V} = \text{Volumenstrom}$$

$$c_{1m} = \frac{\dot{V}}{A_1} \quad A_1 = b_1 \cdot \pi \cdot d_1 - \frac{s}{\sin \beta_1} \cdot z \cdot b_1$$

$$c_{2m} = \frac{\dot{V}}{A_2} \quad A_2 = b_2 \cdot \pi \cdot d_2 - \frac{s}{\sin \beta_2} \cdot z \cdot b_2$$

Bei kleinen Verdichtungsverhältnissen kann man \dot{V} am Ein- und Ausgang des Rades als konstant ansehen.

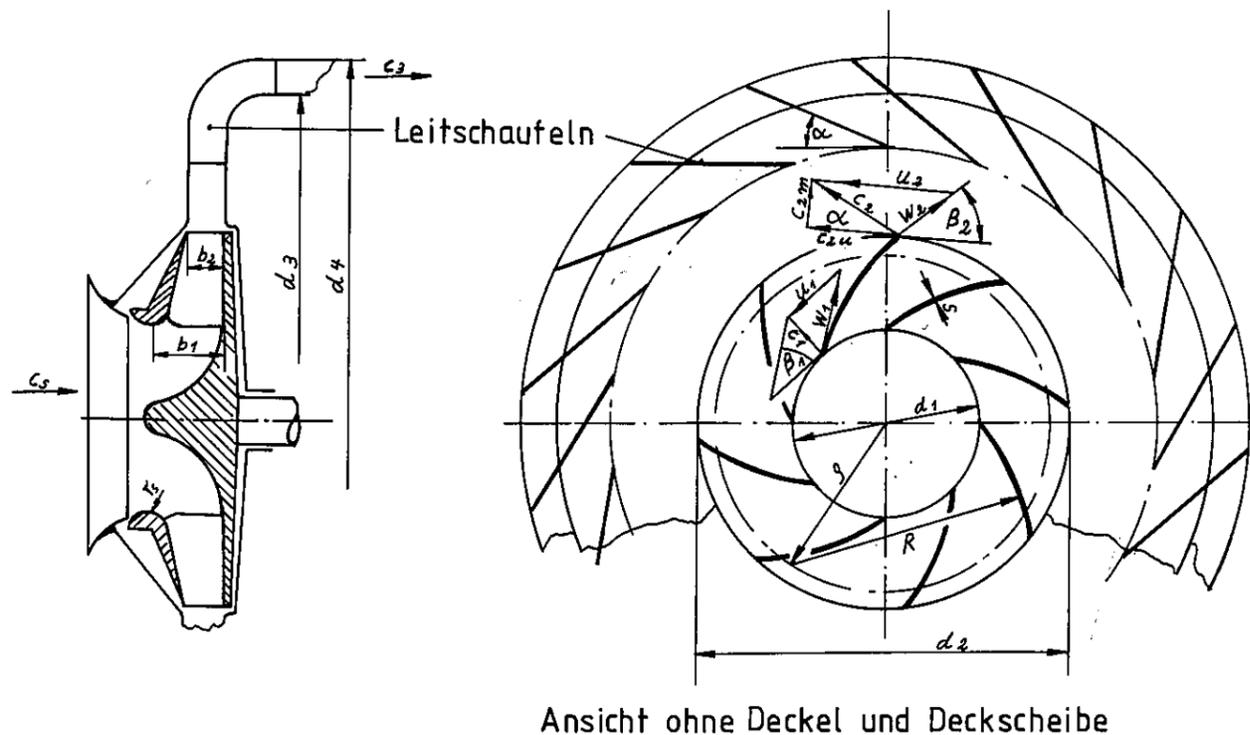
$$c_{2u} = \frac{P_w}{u_2 \cdot \dot{m}} = \frac{Y_w}{u_2}$$

Bei der letzten Formel mag der Super-Theoretiker, der die Strömungsverhältnisse im Detail kennt, Bauchschmerzen bekommen. Wir wissen bereits, daß auf Grund unvermeidbarer Verluste gar nicht die volle Wellenlänge umgeformt werden kann. Damit wäre richtig im Nenner $Y_w \cdot \eta_v$ zu setzen. Es ist noch ein weiteres Phänomen zu berücksichtigen. Bei endlicher Schaufelzahl folgt die Strömung nicht genau der Schaufelkrümmung. Zwischen den Schaufeln bildet sich eine überlagerte Zirkulationsströmung aus. Als Resultat ist die Richtung von w_2 so, als sei der Winkel β_2 effektiv kleiner als geometrisch ausgeführt. Dieser Effekt wird in der Literatur mit dem Minderleistungsfaktor μ berücksichtigt. Die richtige Formel sähe dann so aus:

$$c_{2u} = \frac{Y_w \cdot \eta_v}{u_2 \cdot \mu}$$

Bei gut ausgelegten Verdichterrädern sind η_v und μ annähernd gleich groß. Das berechtigt zu der eingangs gemachten Vereinfachung. Der Minderleistungsfaktor steigt mit der Schaufelzahl leicht an. Das führt zu der Frage nach der optimalen Schaufelzahl z. Hier müssen selbst die besten praktisch erfahrenen Theoretiker passen. Aber keine Sorge, irgend ein Wert zwischen 8 und 12 ist für unsere Räder richtig. Nach den Erfahrungen des Verfassers scheint für unsere Zwecke die Schaufelzahl nicht sehr kritisch zu sein.

Hauptmaße und Geschwindigkeiten an einer Radialverdichterstufe



Ansicht ohne Deckel und Deckscheibe

Die an Hand der Formeln, Tabellen und Diagramme [1] ermittelten Optimalwerte für die Durchmesser und Schaufelbreiten sind nicht als strenge mathematische Lösungen zu betrachten. Es ist daher naheliegend, von diesen für den Wirkungsgrad optimalen Werten zugunsten höherer Drehzahlfestigkeit etwas abzuweichen. Die konsequente Optimierung für höchstmögliche Drehzahlfestigkeit führt zu Rädern ohne Deckscheibe mit radial endenden oder nur schwach rückwärts gekrümmten Schaufeln. Bei Anwendung der oben angegebenen Formel wird dann $c_{2u} = u_2$ und damit auch die kinetische Energie der Strömung im Vergleich zu einem Rad mit rückwärts gekrümmten Schaufeln erheblich höher bei gleicher theoretischer Förderarbeit. Für eine gute Umsetzung in Druckenergie wird dann eine aufwendige Konstruktion des Leitsystems mit verhältnismäßig großem Durchmesser notwendig. Eine in diesem Sinne optimierte Strahltriebchine hätte eine Fladenform mit der Breitseite zur Strömungsrichtung. Das ist schon rein optisch nicht besonders vorteilhaft. Viele Versuche mit modifizierten Rädern führten zu dem in der Baubeschreibung behandelten Rad. In der Tabelle sind die nach [1] berechneten Daten sowie die Proportionen des in der Bauanleitung verwendeten Rades relativ und absolut dargestellt.

Größe	berechnet nach [1]	Ausführ. FD3/64	relative Abm	$R = \frac{d_2^2 - d_1^2}{4(d_2 \cdot \cos \beta_2 - d_1 \cdot \cos \beta_1)}$
d_2	70	66	$d_{\max \text{ turb.}}$	$\rho = \sqrt{R^2 + \frac{d_1^2}{4} - R \cdot d_1 \cdot \cos \beta_1}$
d_1	33	33	$0,5 \cdot d_2$	
b_1	16	13	$0,2 \cdot d_2$	
b_2	8,5	7,5	$0,11 \cdot d_2$	
β_1	29°	34°	34°	
β_2	39°	45°	45°	
R	37,3	42,3	gemäß Formel	
ρ	24,2	30,1	gemäß Formel	
z	9	11	8 bis 12	
s	1,1 mm	0,88 mm	$0,07 \cdot b_2$	

Für den Praktiker stellt sich natürlich die Frage, wie groß dürfen die „Fehler“ bei der Auslegung der Hauptdaten denn werden? Oder, was passiert, wenn die Hauptabmessungen deutlich von den in der Tabelle angegebenen Werten abweichen? Dazu werden einige Fallbeispiele aus der Entwicklungsgeschichte der „FD's“ vorgestellt.

Fall 1

Das Verdichterrad hatte 12 Schaufeln mit einem Austrittswinkel von rund 70°, $b_2 = 8$ mm und $d_2 =$ Durchmesser des Turbinenrades. Ergebnis: Die Strahltriebchine neigte beim Anlassen zum Pumpen und beschleunigte sehr schlecht von Leerlauf- auf Arbeitsdrehzahl. Das Pumpen kommt durch Strömungsab-

riß im Verdichter und/oder Verdichterbereich zustande. Es äußert sich als sattes Brummen, ganz untypisch zum üblichen Rauschen des Gasstrahls. Bei Einsatz desselben Rades in eine andere „FD“ mit etwas geringerem Schaufelwinkel am Leitsystem der Turbine war das Triebwerk nicht mehr funktionsfähig. Daraus läßt sich ableiten, daß bei Überdimensionierung des Verdichterrades das System zusammenbricht.

Fall 2

Das Verdichterrad hatte 8 Schaufeln, radial endend, aber mit einem Außendurchmesser entsprechend 90 % des Turbinenrad-Durchmessers. Ergebnis: Das Gerät funktionierte, aber mit hellrot glühendem Turbinenrad. Ein Betrieb bei der Maximaldrehzahl wie für den Flug erforderlich, war deshalb nicht möglich.

Fall 3

Das Verdichterrad hatte 12 rückwärts gekrümmte Schaufeln mit 50° Austrittswinkel, aber $d_2 = 85$ % des Turbinenraddurchmessers. Dieses war das kleinste Rad bei allen Versuchen. Ergebnis: Startverhalten und Beschleunigung auf Maximaldrehzahl waren ausgezeichnet. Die Abgastemperatur lag unter 500 °C, aber der Schub bei 75000 U/min betrug nur 10 N.

Fall 4

Das V-Rad wurde mit zur Grundscheibe planparalleler Deckscheibe gefertigt. D. h. Eingangs- und Ausgangsbreite der Schaufeln waren gleich groß. Die Schaufelzahl betrug 12, der Schaufelwinkel am Eintritt 40° und die übrigen Werte entsprachen den Richtwerten. Ergebnis: Mit diesem Verdichterrad war ein einwandfreier Flugbetrieb möglich, aber bei geringerem Schub und merklich höherer Temperatur an der Turbinenstufe.

Zusammenfassend kann man sagen: Echte Probleme gibt es nur bei der Überdimensionierung des Verdichterrades. Dies kann bewirkt werden durch zu große Werte von d_2 , b_2 und ebenso β_2 .

4.3.2 Auslegung des Leitsystems

Die aus dem Verdichterrad in der Drehebene abströmende Luft hat auch bei rückwärts gekrümmten Schaufeln eine hohe Absolutgeschwindigkeit c_2 . Sie beträgt bei unserem Rad bei Vollast 170 m/s. Die kinetische Energie der Strömung entspricht etwa 30 – 40 % der umgesetzten Wellenleistung. Zur Durchströmung der Brennkammer ist aber eine wesentlich geringere Geschwindigkeit sinnvoll. Als Richtwert für die Einströmgeschwindigkeit durch die Löcher in der Brennkammer kann man etwa 50 m/s annehmen. Damit ist es sinnvoll, die Ausströmgeschwindigkeit c_2 von 170 m/s auf rund 50 m/s zu verzögern, bei möglichst hohem Druckgewinn. Der theoretisch mögliche Druckgewinn ΔP_{Leit} beträgt:

$$\Delta P_{\text{Leit}} = \frac{\rho_m}{2} (c_2^2 - c_{3m}^2) \cdot \eta_{\text{Leit}}$$

η_{Leit} ist der Wirkungsgrad des als Diffusor wirkenden Leitsystems und beträgt schätzungsweise 70 %.

ρ_m ist die mittlere Dichte der Luft im Leitsystem. Sie ist ca. 10 % höher als die der Umgebungsluft.

Der praktische Druckgewinn beträgt damit ca. 12000 pa entsprechend 0,12 bar (1 pa = 1 N/m²).

Die Verzögerung der Luftgeschwindigkeit von c_2 auf c_3 erreicht man durch entsprechende Vergrößerung der Strömungsquerschnitte A_2 auf A_3 . A_2 ist der Austrittsquerschnitt des Verdichterrades.

$$A_2 = d_2 \cdot b_2 \cdot \pi$$

A_3 ist der Ringquerschnitt nach der Formel

$$A_3 = \frac{\pi}{4} (d_4^2 - d_3^2)$$

Es gilt also die Beziehung

$$\frac{A_3}{A_2} = \frac{c_2}{c_3}$$

Der Raum zwischen dem Austritt des Verdichterrades bis zur Umlenkung im Ringspalt wirkt als Plattendiffusor. Die Komponente c_3 ist wesentlich höher als c_{3m} . In c_3 steckt noch der gesamte Drall. Dieser wird im Plattendiffusor nicht abgebaut. Zum Abbau des Dralls sind die Leitschaufeln erforderlich. Der Eintrittswinkel dieser Schaufeln berechnet sich aus

$$\tan \alpha = \frac{c_{2m}}{c_{2u}}$$

Dazu kommt noch eine Korrektur von + 2° für die Verengung infolge der Schaufeldicke. In unserem Leitsystem ist ein Winkel $\alpha = 24^\circ$ richtig.

Der Schaufelfreiraum vor dem Eintritt in den Plattendiffusor bewirkt einen Ausgleich der Strömung bei mäßiger Fehlanpassung des Winkels α . Bei genauer Betrachtung der Strömungsverhältnisse, insbesondere bei Beschleunigungsvorgängen des Triebwerkes, ändern sich unvermeidlich die Strömungsrichtung am Austritt des Rades und natürlich auch die Geschwindigkeitsverhältnisse. Ein kleiner Restdrall der Strömung hinter den Schaufeln d. h. im Raum zwischen Diffusor und Brennkammer hat praktisch keine Nachteile.

Systematische Versuche zur Optimierung der Schaufelzahl des Leitsystems wurden nicht durchgeführt. Sicher ist aber, daß ein Leitsystem ohne Leitschaufel mit unserer Geometrie nicht funktioniert, wegen des oben angegebenen Dralls. Die Anordnung der Leitschaufel kann alternativ auch im Raum zwischen d_3 und d_4 erfolgen. Dabei sollte der Eintrittswinkel etwa dem oben angegebenen Wert entsprechen und so gekrümmt sein, daß sie in axialer Richtung enden. Die ersten flugfähigen Versionen des Verfassers, (FD2 und FD3/62) waren so ausgerüstet. Der bautechnische Aufwand ist dabei aber etwas höher, ohne praktische Vorteile. In solchen Fällen ist es sinnvoll, die technisch einfachere Lösung wie in der FD3/64 gemäß Bauplan zu realisieren.

Das bei stationären Ventilatoren überwiegend angewandte Spiralgehäuse als Leitsystem funktioniert ohne Leitschaufeln. Die Geometrie eines Spiralgehäuses ist aber für die Anwendung in einer flugfähigen Modell-Strahltriebchine zu sperrig. Bei dem ersten Versuchsaufbau wurde eine Verdichterstufe mit 4-zügigem Spiralgehäuse verwendet. Damit gelang der erste selbständige Lauf einer Modell-Strahltriebchine mit den bisher beschriebenen Turbinen- und Verdichterrädern.

4.3.3 Festigkeit des Verdichterrades

Die hohe Umfangsgeschwindigkeit dieses Bauteils macht es notwendig, die Belastung infolge Fliehkraft genauer zu betrachten. Eine ausführliche Beschreibung findet man ebenfalls bei Bohl [1]. Schaut man sich das Verdichterrad daraufhin an, so sieht man, daß die rückwärts gekrümmten Schaufeln auf Biegung beansprucht werden. Die Biegespannung läßt sich berechnen. Bei beidseitig fest eingespannten Schaufeln gilt z. B. für die Biegespannung an der Schaufeleintrittskante

$$\sigma = \frac{\rho \cdot u_1^2 \cdot b_1^2 \cdot \cos \beta_1}{d_1 \cdot s}$$

σ = Biegespannung in N/m²

ρ = Dichte des Schaufelmaterials in kg/m³

u_1 = Umfangsgeschwindigkeit der Schaufeln am Eintritt

b_1 = Breite der Schaufeln

s = Dicke der Schaufeln

d_1 = Durchmesser am Schaufeleintritt

Wir können damit die Biegespannung am Schaufeleintritt des Verdichterrades gemäß Bauanleitung berechnen:

$d_1 = 33$ mm = 0,033 m

$\rho = 1$ mm

$b_1 = 13$ mm

$u_1 = 0,033 \cdot 3,14 \cdot 1250$ m/s = 129,6 m/s

$\beta_1 = 34^\circ$

$\sigma = 700$ kg/m³

$$\sigma = \frac{700 \cdot 129,6^2 \cdot 0,013^2 \cdot \cos 34^\circ}{0,033 \cdot 0,001} \cdot \frac{\text{kg} \cdot \text{m}^3 \cdot \text{m}^2}{\text{m}^2 \cdot \text{s}^2} = 49,9 \cdot 10^6 \text{ Pa} \approx 50 \text{ N/mm}^2$$

Die Biegefestigung von diversen Hölzern mit einer Dichte von 0,7 g/cm³ liegt zwischen 70 und 110 N/mm². Kurzzeitig wurde ein solches Rad bei Drehzahlen von mehr als 90.000 U/min betrieben, ohne daß das Rad Schäden zeigte. Bei einem anderen Rad mit der größeren Schaufelbreite $b_1 = 16$ mm und $d_1 = 35$ mm kam es zu partiellen Schaufelbrüchen an der Eintrittskante bei etwa 76.000 U/min. Bei diesem Rad war allerdings die Einspannung der Schaufeln in den Scheiben noch nicht so weit entwickelt wie bei dem Rad gemäß Baubeschreibung. Bei der Berechnung muß man einige Unsicherheiten in Kauf nehmen.

Schauen wir uns noch die Biegespannung am äußeren Rand der Schaufeln, also an der Radbreite b_2 an. Wir rechnen mit derselben Formel, aber mit den bei b_2 gültigen Daten:

$$d_2 = 66 \text{ mm}, U_2 = 259,2, b_2 = 7,5 \text{ mm}, \beta_2 = 45^\circ$$

$$\sigma_2 = \frac{700 \cdot 259,2^2 \cdot 0,0075^2 \cdot \cos 45^\circ}{0,066 \cdot 0,001} \text{ Pa} = 28,4 \cdot 10^6 \text{ Pa} \hat{=} 28,4 \text{ N/mm}^2$$

Als Ergebnis halten wir fest, bei unserer Radform ist die Biegespannung der Schaufeln an der Eintrittskante größer als am Austritt. Die Schadensanalyse bei vielen Versuchen zur Entwicklung der Radfestigkeit bestätigt die Brauchbarkeit der Rechnung zur Orientierung.

Eine vollständige Festigkeitsberechnung, insbesondere der Verbindung zwischen Schaufel und Scheibe, ist aufwendiger und wahrscheinlich auch ungenauer als die Durchführung entsprechender Versuche.

Man kann aber einige Abschätzungen bezüglich der Festigkeit der Scheiben durchführen. Für Scheiben gleicher Dicke beträgt die maximale Spannung $\sigma_{\max} = 0,83 \cdot \rho \cdot u_2$, bei kleiner Bohrung in der Mitte.

Bei Holz mit der Dichte von 700 kg/m^3 und einer Umfangsgeschwindigkeit von rund 260 m/s wie bei unserem Verdichterrad maximal zulässig, beträgt die Spannung rund $39 \text{ Mpa} = 39 \text{ N/mm}^2$. Diese maximale Spannung tritt am Rande der Bohrung auf, nicht etwa am Rande der Scheibe, wie man vermuten könnte. Diese berechnete Spannung kann durchaus von Holz verkraftet werden.

In unserem Falle werden aber die Scheiben durch die Schlitz zur Verbindung mit den Schaufeln stark geschwächt. Bei Verbindung von Schaufel und Scheibe ohne Schlitz hielten die Räder immerhin schon Drehzahlen bis rund 50.000 U/min entsprechend einer Umfangsgeschwindigkeit von 170 m/s aus. Wie zur erwarten, erwies sich die dabei angewandte Klebeverbindung zwischen den Schaufeln und den ungeschlitzten Scheiben als Schwachpunkt. Da andererseits die erreichte Umfangsgeschwindigkeit dieser reinen Holzkonstruktion nicht allzu weit von der Betriebsdrehzahl entfernt lag, war es naheliegend, Versuche zur Verstärkung der Holzkonstruktion durchzuführen. Diese Idee ist gar nicht originell, wenn man an die alten Holzkarrenräder mit Eisenringen oder Holzfässer denkt.

Man kann leicht ausrechnen, welche Zugspannung in einem rotierenden Ring auftritt, dabei gilt die einfache Formel

$$\sigma_{\text{Ring}} = \rho \cdot u^2$$

Nehmen wir z. B. einmal Stahl mit einer Dichte von 7850 kg/m^3 und unsere maximale Umfangsgeschwindigkeit von 260 m/s an, so ergibt das eine Zugspannung allein aus der Masse des Ringes von 531 Mpa entsprechend 530 N/mm^2 . Machen wir dieselbe Rechnung mit Kohlefaser als Verstärkungsmaterial d. h. mit einem Ring aus Kohlefaser gewickelt. Die Dichte

der Kohlefaser beträgt etwa 1500 kg/m^3 so kommt als Zugspannung nur 101 N/mm^2 heraus. Kohlefaser ist aber weit über 1000 N/mm^2 belastbar. Damit bietet sich dieses Material zur Verstärkung geradezu an. Das Ergebnis ist die Konstruktion des Verdichterrades gemäß Bauanleitung.

Neben der Festigkeit muß aber auch die elastische Verformung infolge der Fliehkraft beachtet werden. Für einen Ring läßt sich dies leicht berechnen. Dabei beträgt die Durchmesseränderung

$$\Delta d = d \cdot \sigma_{\text{Ring}} / E$$

E ist der Elastizitätsmodul, er hat die Dimension eines Druckes. Die Zahlenwerte für Stahl sind $2,1 \cdot 10^{11}$ in N/m^2 , Kohlestoffasern erreichen ebenfalls diesen hohen Wert. Setzt man diese Zahlen und die bereits berechneten Spannungen in die Formel ein, so bekommt man für den Stahlring eine Durchmesseränderung von $0,17 \text{ mm}$, bei dem Kohlestoffring dagegen nur $0,03 \text{ mm}$. Berücksichtigt man die hohe Zugfestigkeit der Kohlefaser, so kann man leicht abschätzen, daß damit eine Verstärkerwirkung hinsichtlich Festigkeit und Formstabilität weitaus besser zu erreichen ist als mit jedem anderen Verstärkermaterial. Entscheidend für die Formänderung bei sonst gleichen Bedingungen ist die Materialkonstante ρ/E . Je kleiner dieser Wert ist, um so geringer die Formänderung bei gegebenen Abmessungen und Umfangsgeschwindigkeiten. Kohlestofffaser wird in dieser Hinsicht von keinem anderen Material übertroffen. Die ebenfalls als hochfest geltende Aramitfaser (Keflar), ist für die Anwendung zur Verstärkung des Verdichterrades völlig ungeeignet. Ihre Vorzüge liegen bei Konstruktionen, die hohe Festigkeit und hohe Dehnungen fordern, z. B. bei stoßbeanspruchten Bauteilen.

Zuletzt noch ein Hinweis auf die denkbare Festigkeitsminderung durch Temperaturerhöhung in der Verdichterstufe. Bei unserem geringen Verdichtungsverhältnis von $1,4$ beträgt die Temperaturerhöhung etwa 30°C . Als Richtwert gilt die Formel:

$$T_2 = T_1 \cdot \pi^{0,285}$$

π ist hier das Druckverhältnis der Verdichterstufe. Die Probleme, wie sie bei hohen Verdichtungsverhältnissen großer Triebwerke auftreten, haben wir nicht. Dort können durchaus Verdichtertemperaturen in der letzten Stufe von rund 400°C auftreten.

4.4 Kraftstoffverbrauch

4.4.1 Berechnung des Kraftstoffverbrauches der FD3/64

Mit der Festlegung der Betriebsdaten Temperatur und Luftdurchsatz hat man auch gleichzeitig den Mindestkraftstoffverbrauch festgelegt. Man kann davon ausgehen, daß bei einer Wärmekraftmaschine mit ge-

ringem Druckverhältnis der größte Anteil der Wärmeenergie für die Erwärmung des Arbeitsmediums aufgewendet wird. Aus der spezifischen Wärme der Luft, dem Durchfluß und der Temperaturdifferenz ergibt sich die Wärmeleistung nach der Formel:

$$\dot{Q} = c_1 \cdot \dot{m} \cdot \Delta T$$

c_1 = spez. Wärme der Luft

ΔT ist die Temperaturdifferenz zwischen der Ansaugtemperatur und der Abgastemperatur. Als Beispiel nehmen wir die Daten unserer Strahltriebwerke. Dann wird

$$\dot{Q} = 0,115 \cdot 600 \cdot 1050 \text{ W} = 72.450 \text{ W Wärmeleistung!}$$

Bei der Verbrennung von Kohlenwasserstoffen wie Diesel, Benzin oder ähnlichen werden je Gramm 40.000 J Wärmeenergie frei. Folglich ist ein Mindestkraftstoffverbrauch je Sekunde von $72.450/40 \text{ g/s} = 1,81 \text{ g/s}$ zu erwarten. Bei einer spezifischen Dichte von $0,85 \text{ g/ml}$ entspricht das einem Kraftstoffvolumenstrom von

$$1,81/0,85 \text{ ml/s} = 2,13 \text{ ml/s.}$$

Man kann auf diese Weise für den gesamten Drehzahlbereich aus dem entsprechenden Masedurchfluß und Temperatur der Abgase den Mindestkraftstoffverbrauch gut abschätzen. Die Überprüfung in der

Praxis bringt etwas höhere Werte als berechnet (s. Diagramm Kap. 5.7).

Bei der Berechnung des Kraftstoffverbrauches ist ausschließlich der Heizwert maßgebend.

4.4.2 Festlegung der Betriebsparameter zur Optimierung des Kraftstoffverbrauches

Für die Anwendung bei Geschwindigkeiten von ca. 50 m/s , wie bei Flugmodellen durchaus üblich, kann man noch näherungsweise annehmen, daß der Schub praktisch dem Standschub entspricht. Daher ist die Frage sinnvoll, inwieweit man den Kraftstoffverbrauch, bezogen auf den Standschub, optimieren kann. Wie die Auslegungsrechnung gezeigt hat, ist man bei der Wahl der Schaufelwinkel und somit dem Verhältnis von Durchsatz zu Wellenleistung des Turbinenrades in weiten Grenzen frei. Man kann auf diese Weise ein höheres Druckverhältnis bei gegebenen Durchsatz realisieren. Bekanntlich wird der thermische Wirkungsgrad einer Verbrennungskraftmaschine neben dem inneren Wirkungsgrad der Energiewandler ganz maßgeblich vom Druckverhältnis beeinflusst. Voraussetzung für die praktische Umsetzung ist allerdings, daß man ein Turbinenrad mit größerer Umlenkung verwendet. Dieses ist im Sinne einer einfachen Fertigungstechnik nicht mehr realisierbar.

5. Meßgeräte, Meßtechnik und Auswertung von Meßergebnissen

Zur vollständigen Systembeschreibung gehört selbstverständlich ein Mindestmaß an Kenntnissen zur Meßtechnik.

5.1 Drehzahlmessung

Wie bereits erläutert, darf die zulässige Drehzahl der Strahltriebchine 75000 U/min betragen. Wie noch im Kapitel 9 beschrieben wird, ist die höchstzulässige Drehzahl einer Strahltriebchine sehr wichtig. Herkömmliche Meßgeräte, wie sie für Verbrennungsmotoren üblich sind, sind für diesen hohen Drehzahlbereich nicht ausgelegt. Es gibt aber im Fachhandel auch Typen mit Meßbereichen von 100.000 U/min, die berührungslos arbeiten. Ihre Auflösung bei digitaler Anzeige beträgt 1 U/min. Zur Messung muß am Rotor eine Reflexmarke angebracht sein. Am einfachsten läßt sich das realisieren, indem man die Nabe des Verdichterrades bis auf einen schmalen radialen Streifen mit Mattlack schwärzt. Ohne Drehzahlmessung ist ein erfolgreicher Betrieb der Strahltriebchine nicht denkbar. Man muß nicht unbedingt bei jedem Anlassen die Drehzahl kontrollieren, für Einstellarbeiten am Kraftstoff-Dosiersystem oder zur Aufnahme der Schub-Drehzahlkennlinie bzw. der Druck-Drehzahlkennlinie ist der Drehzahlmesser unentbehrlich.

5.2 Druckmessung

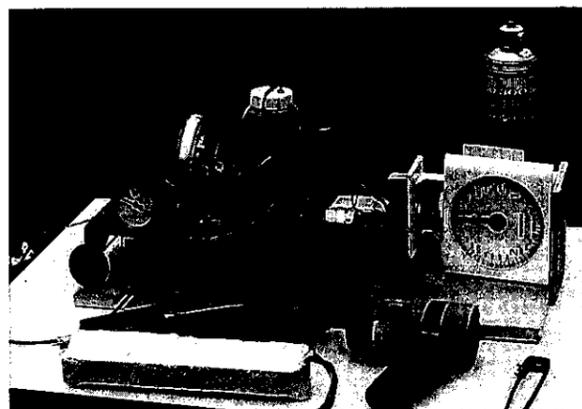
Druckmessungen sind an zwei Stellen des Systems von Interesse.

1. Zur Kontrolle des Druckes der Kraftstoffpumpe. Hierzu ist ein Manometer mit einem Meßbereich von etwa 10 bar richtig.
2. Druckmessung an der Verdichterstufe der Strahltriebchine. Bei unserer Auslegung beträgt dieser Druck maximal 0,5 bar. Ein Manometer mit einem Meßbereich von 1 bar ist dazu genau richtig. Diese Druckmessung kann an Stelle der Drehzahlmessung zur Funktionskontrolle genutzt werden. Wie das Schub-Druckdiagramm anzeigt, besteht zwischen Schub und Druck ein linearer Zusammenhang d. h. bei halbem oder doppeltem Schub wird der Druck in glei-

chem Maße fallen oder steigen. Man muß nur einmal bei der maximalen Drehzahl gleichzeitig den Schub und den Druck messen und kann dann diesen Maximaldruck als zulässigen Wert an Stelle der Drehzahlmessung betrachten. Der Vorteil liegt vor allem darin, daß man bei eingebautem Triebwerk ohne große Schwierigkeiten einen Anschluß für das Manometer schaffen kann und so eine zuverlässige Funktionskontrolle beim Betrieb des Triebwerkes hat. Falls man eigene Entwicklung betreiben will, kann man sich auch ein sehr preiswertes und dennoch empfindliches und auch genaues Manometer als U-Rohrmanometer schaffen, dessen Schenkel mit Wasser gefüllt auf ein senkrecht stehendes Brett mit Millimeterskala montiert wird. Das ist vor allem gut geeignet für die Messung kleiner Druckdifferenzen z. B. zur Messung des Druckverlustes zwischen Verdichterausgang und Brennkammer-Innenraum.

5.3 Schubmessung

Der Schub der Strahltriebchine ist zweifellos die interessanteste Größe. Als Meßgerät kann man sehr gut



Die „FD3“ auf dem Prüfstand mit kompletter Ausrüstung. Ebenso wie bei der Konstruktion des Triebwerkes selbst wurde bei der Erstellung des Prüfstandes auf allgemein verfügbare Mittel zurückgegriffen. Im Vordergrund: Akku, Anlassergebläse, Gasanzünder, Drehzahl- und Temperaturmeßgerät. Zur Schubmessung dient eine Küchenwaage. Dahinter eine handelsübliche Gaskartusche mit Entnahmeventil als Hilfgasquelle.



Alle auf dem Wagen montierten Teile sind flugerprobt. Der Aufbau entspricht der Abbildung „Gesamtschema des Strahltriebchinenantriebes“. Im Vordergrund Pumpe, Fahrtenregler, Akku für Pumpe, Empfänger-Akku und Empfänger mit Schalter. Der Kraftstofftank trägt zur Messung des Kraftstoffverbrauches zwei Markierungen. Der kleinere Tank enthält das Schmieröl für die Lager. Der helle Fleck im Einlauf der Strahltriebchine ist eine Reflexmarke zur optischen Drehzahlmessung, angebracht auf der Innenseite der Einlaufklappe.

eine Haushaltswaage mit Federwerk benutzen. Diese kann man einfach hinlegen, das Triebwerk auf einen fahrbaren Untersatz schnallen und gegen die verankerte Waage drücken lassen. Als fahrbarer Untersatz kann natürlich auch das bodenstartfähige Modell verwendet werden. Das Foto zeigt den vom Verfasser benutzten Prüfstand, auf dem zu Testzwecken die sonst im Modell eingebaute Pumpenanlage und Steuerung zu erkennen ist.

Als Meßbereich für die Waage sind 3 bis 5 kg genau richtig. Für Genauigkeits-Fanatiker noch ein Hinweis: die Anzeige der Waage z. B. von 1 kg entspricht der Schubkraft von 9,81 N. Selbstverständlich kann man an Stelle der Küchenwaage auch eine Federwaage benutzen. Man muß diese nur so mit dem Prüfstand oder Modell verbinden, daß sie nicht gerade vom Abgasstrahl angepustet wird.

5.4 Temperaturmessungen

Diese ist für die Funktionskontrolle der Strahltriebchine ebenso wichtig wie die anderen Messungen. Dabei geht es um die Abgastemperaturen. Als Meßelement ist ein Thermoelement aus Ni-CrNi sehr empfehlenswert. Es geht aber auch mit Eisen-Konstantan-Thermoelementen. Zusätzlich braucht man Milivoltmeter und die entsprechenden Umrechnungstabellen. Es gibt aber auch preisgünstige Digitalmeßgeräte mit Meßbereichen über 1000 °C im Fachhandel. Man kann mit diesen Meßgeräten sehr zuverlässig sowohl die Gleichmäßigkeit der Temperaturverteilung als auch das Temperaturprofil im Abgasstrahl ausmessen. Unregelmäßigkeiten auf dem Umfang der Austrittsfläche in der Größe von rund 100 °C sind für die

Funktionsfähigkeit des Systems nicht so dramatisch. Größere Temperaturfehler, sogenannte Hot-Spots, erkennt man auch rein optisch, sofern die Turbine nicht gerade im grellen Sonnenlicht betrieben wird. Die sicherste Methode zur Betrachtung des Turbinenausgangs bei laufendem Gerät besteht darin, daß man einen Spiegel etwas außerhalb des Abgasstrahles in einem Abstand von ca. 0,5 m plaziert. Dieser wird so ausgerichtet, daß der Turbinenausgang aus einer Position außerhalb des Gefährdungsbereiches im Spiegel zu erkennen ist.

Will man die mittlere Abgastemperatur messen, so geht das nur dann zuverlässig, wenn der Abgasstrahl in einem Blechrohr, das auf den Ausgang des Triebwerkes gesetzt wird, gesammelt wird. Man kann davon ausgehen, daß in einem Abstand von rund 30 cm von der Turbine die mittlere Abgastemperatur nach Durchmischung der Abgase gemessen wird. Bei dieser Art der Temperaturmessung wird der Schub allerdings verringert. Wichtig ist diese Art der Temperaturmessung insbesondere dann, wenn man eine Düse optimieren will. Bei zu enger Düseneinstellung wird nämlich die Abgastemperatur und damit auch die Betriebstemperatur sehr schnell ansteigen. Als Richtwert für die Temperatur sollte ein Wert von 600 °C nicht überschritten werden. Mißt man Abgastemperaturen, die erheblich unter 600 °C liegen, so kann man durch vorsichtige Verengung der Düse noch etwas an Schub herausholen.

5.5 Messung des Kraftstoffverbrauches

Der Kraftstoffverbrauch ist natürlich für die Auslegung des Modells ganz wichtig. Man weiß, daß Strahltriebchinen einen höheren Verbrauch haben als Kolbenmotoren bezogen auf die Flugzeit. Uns interessiert in erster Linie, ob das mitzunehmende Kraftstoffvolumen oder Gewicht das Modellgewicht wesentlich beeinflusst. Als Richtwert kann man eine Flugzeit zwischen 5 und 10 Minuten annehmen. Die Messung selbst ist technisch kein Problem. Man mißt die Zeit bei einer genau festgelegten Einstellung des Triebwerkes, z. B. beim mittleren Schub, bis der Tank mit bekanntem Volumen leer ist. So kann man den Kraftstoffverbrauch beliebig genau messen. Für eine genauere Betrachtung ist es sinnvoll, diese Messungen bei verschiedenen Schubeinstellungen durchzuführen.

5.6 Drallmessungen am Düsenaustritt

Idealerweise sollte der Abgasstrahl drallfrei aus der Düse austreten. In diesem Fall hat man die bestmögliche Umsetzung der Strahlenergie in Schub. Dazu

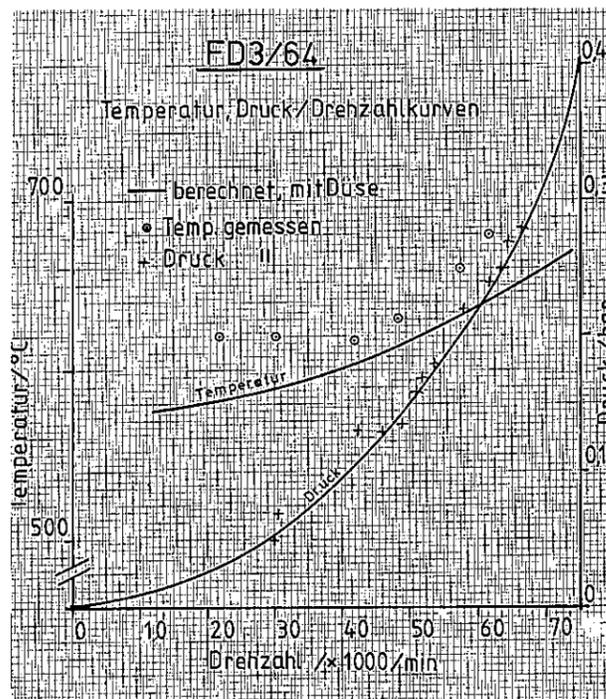
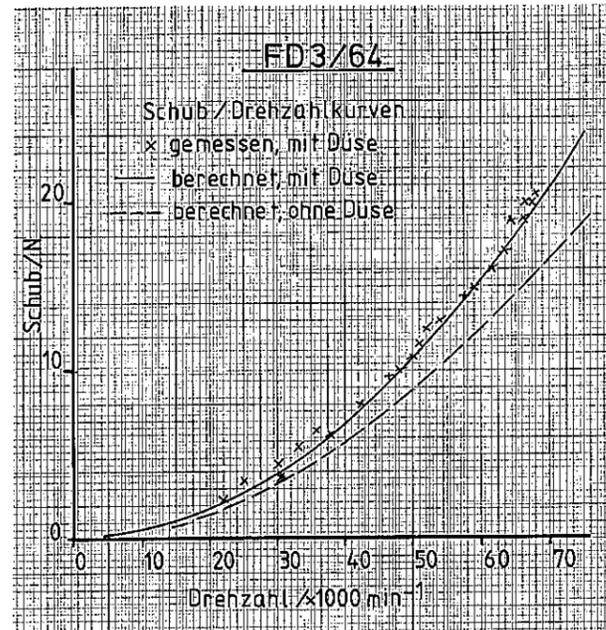
braucht man nur eine kleine Windfahne aus Blech, die an einem Draht festgehalten ist, unmittelbar an den Austritt der Ringdüse zu halten. Sie richtet sich genau in Strömungsrichtung aus. Man erkennt sofort, ob die Richtung dieser Windfahne mit der Achsrichtung der Turbine parallel gerichtet ist. Kleine Abweichungen beeinträchtigen den Schub nicht. Ein Winkelfehler von 10° bedeutet nur 1,5 % Schubverlust.

5.7 Auswertung von Meßergebnissen

Die Durchführung von Messungen war für die Entwicklung der Modell-Strahltriebwerke von ganz entscheidender Bedeutung. Im folgenden sollen einige systematische Messungen diskutiert werden. Betrachten wir die Schub-Drehzahlkurve. Der gemessene und berechnete Schub in Abhängigkeit von der Drehzahl ist für die Auslegung mit und ohne Düse dargestellt. Wie man sieht, liegen die Meßwerte recht nahe bei der berechneten Kurve. Man kann aus den theoretischen Betrachtungen und dem tatsächlichen Verlauf der Meßwerte ableiten, daß der Schub in guter Näherung mit dem Quadrat der Drehzahl steigt. Nehmen wir z. B. den berechneten Wert von 4 N bei 30.000 U/min aus der Kurve und vergleichen den Wert z. B. bei 60.000 U/min, so müßte der Schub bei 60.000 U/min viermal höher sein, also 16 N. Der abgelesene Wert aus der berechneten Kurve, die an dieser Stelle sehr gut mit den Meßwerten übereinstimmt, beträgt 15,5 N. Das ist ein Fehler von gerade 3%. Das Ergebnis zeigt, daß die theoretischen Annahmen und Berechnungsmethoden sehr gut mit der Praxis übereinstimmen.

Natürlich ist die Schub-Drehzahlkurve allein noch nicht ausreichend, um die Sicherheit der Theorie für die Praxis zu stützen. Es könnte nämlich sein, daß zwar die berechnete Schub-Drehzahlkurve mit der gemessenen übereinstimmt, die Betriebstemperatur aber bereits kritische Werte annimmt und/oder der Kraftstoffverbrauch weit von den vorausgerechneten Werten entfernt ist.

Betrachten wir deshalb zunächst die Temperatur-Drehzahlkurve und vergleichen die gemessenen mit den vorausgerechneten Werten. Wir erkennen, daß die tatsächliche Temperatur im allgemeinen etwas höher liegt, als die theoretische Kurve. Für die niedrigeren Drehzahlen kann man diese Abweichungen damit erklären, daß die Turbine ja bekanntlich nicht mit extrem geringen Drehzahlen laufen kann. Sie hat eine Mindestdrehzahl. Unterhalb dieser würde sie bei dem Versuch zu beschleunigen, ganz schlicht in Weißglut vergehen. Man kann das auch so deuten, daß der Wirkungsgrad bei niedrigeren Drehzahlen schlechter ist als angenommen. Interessant ist aber die Temperaturabweichung von der Sollkurve im oberen Drehzahlbereich. Die Ursache dafür kann



z. B. durch nicht ganz ideale Verbrennung in der Brennkammer sein. Dann geschieht folgendes: Ein Teil des Kraftstoff-Luftgemisches verbrennt außerhalb der Brennkammer und damit wird natürlich das Abgas hinter der Brennkammer stärker aufgeheizt. Mehr Aufschluß darüber gewinnt man, indem man die Temperaturverteilung auf dem gesamten Umfang der Ringdüse mißt. Starke Schwankungen deuten auf den oben angegebenen Mangel hin. Bei der hier diskutierten Meßserie war tatsächlich an einer Stelle der

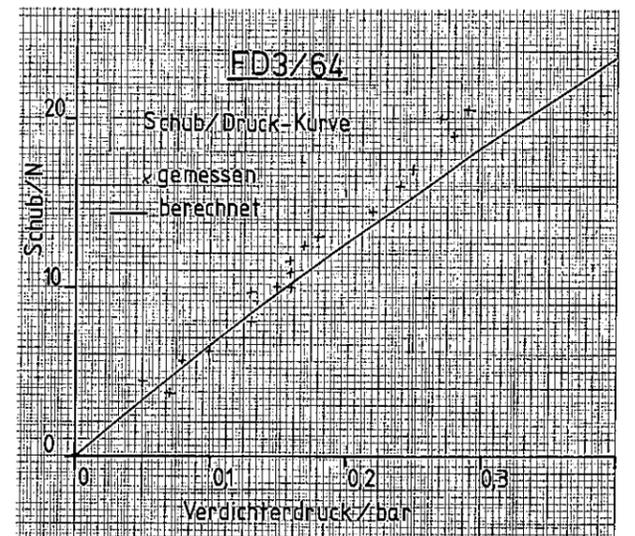
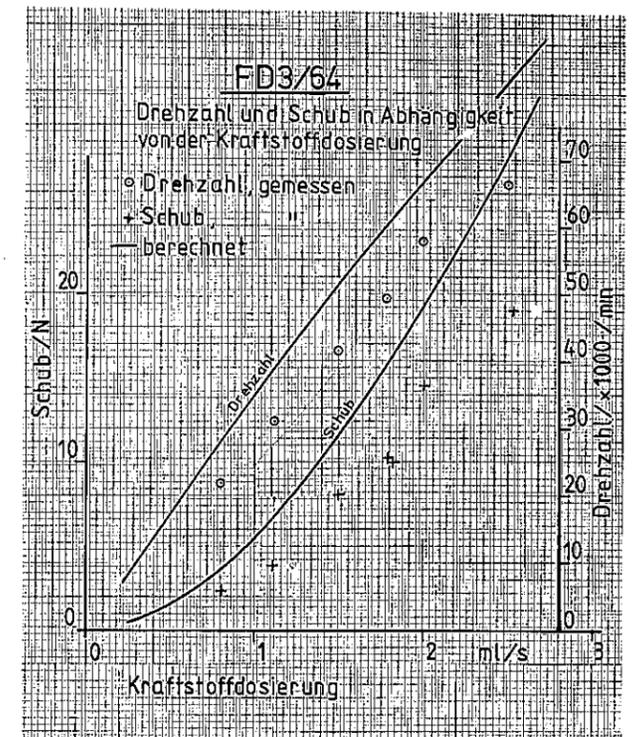
Gasaustritt unmittelbar an der Ringdüse 750°C heiß. Man konnte das auch bereits durch Beobachtung der Temperaturverteilung an den Leitschaufeln deutlich erkennen. Bei Dämmerung sieht man an dieser Stelle ebenfalls eine ganz schwache blaue Flamme. Das ist das sichere Zeichen, daß tatsächlich ein geringer Teil des Kraftstoffes außerhalb der Brennkammer verbrennt.

Wenn die vorhin gemachten Schlußfolgerungen zutreffen, muß das mit Sicherheit auch beim Vergleich des praktisch gemessenen Kraftstoffverbrauches mit dem theoretisch gemessenen Verbrauch zu erkennen sein. Wie das Diagramm zeigt, ist dieser Befund ganz eindeutig.

Besonders interessant ist der Verlauf der Kurve, wenn man den Schub über den Kraftstoffverbrauch aufträgt. Wie man sieht, steigt der Schub viel schneller als der Kraftstoffverbrauch. Die Meßwerte bestätigen die berechnete Kurve, liegen allerdings etwas darunter. Zur Erzeugung von Schub muß aber auch die Drehzahl steigen. Das bedeutet: bei zu starker Kraftstoffdosierung steigt die Drehzahl schnell bis über den kritischen Bereich.

Zum Schluß sei noch die Schub-Druckkurve betrachtet. Hier liegen die gemessenen Schubwerte etwas über den theoretisch berechneten. Diese Abweichungen haben aber praktisch keine Bedeutung. Nimmt man noch die Drehzahl-Druckkurve zur Hilfe, so kann man festlegen, welchen Maximaldruck man ohne Drehzahlmesser fahren kann, um z. B. einen Schub von 20 N zu erreichen. Nach der berechneten Kurve wäre bei einem Druck von 0,35 bar, gemessen am Verdichtergehäuse, die maximale Drehzahl von 75.000 noch nicht erreicht. Man liegt also bezüglich der Drehzahl noch auf der sicheren Seite. Der berechnete Schub bei diesem Druck beträgt 21 N, die Meßwerte lassen sogar einen etwas höheren Schub erwarten.

Beim Nachbau der FD3/64 braucht man den hier vorgestellten Meßaufwand nicht in allen Einzelheiten nachzuvollziehen. Hier sollte gezeigt werden, wie man Meßergebnisse praxisgerecht deutet.



6. Sonstiges Zubehör

Neben dem bereits beschriebenen Meßgerätepark richtet sich das notwendige Zubehör nach den Wünschen des Betreibers. Will man die Strahltriebwerke nur im Stand betreiben, so kann man auf ein Kraftstoff-Dosiersystem für Diesel und zugehörigen Tank verzichten und stattdessen Propan oder Propan-Butan aus Gasflaschen als Kraftstoff benutzen. Der Inhalt der Gasflasche sollte dann mindestens 5 Liter betragen. Es geht zwar auch mit kleinen Einweg-Gaskartuschen, doch dieser Spaß ist ziemlich teuer. Die Gasflasche oder Gaskartusche muß mit einem Feinreguliertventil ohne Druckminderer und mit druckfestem Verbindungsschlauch vom Ventil zur Strahltriebwerke ausgerüstet sein. Als Verbindungsschlauch eignet sich sehr gut ein benzinbeständiger Kraftstoffschlauch, mit 5 mm Außendurchmesser und ca. 2,5 mm Innendurchmesser. Dieser Schlauch ist auch für die Verbindung bei Betrieb mit Kraftstoff-Dosierpumpen geeignet. Zum Betrieb mit Diesel braucht man auf jeden Fall eine kleine Gaskartusche mit dem oben angegebenen Reguliertventil. Unverzichtbar ist auch ein spezieller Öltank sowie eine Anlaßvorrichtung. Als Zündquelle genügt ein Feuerzeug oder Gasanzünder.

6.1 Zündanlagen

Die Verbrennung in der Brennkammer startet nicht von selbst. Sie muß einmalig beim Anlassen des Triebwerkes nach der Einleitung von Hilfsgas in Gang gesetzt werden. Die Verbrennung bleibt dann solange stetig erhalten, wie Hilfsgas oder Kraftstoff fließt. Der einfachste Weg zur Zündung ist der mit Hilfe eines Gasanzünders oder Feuerzeugs am Turbinenauslaß. Man kann selbstverständlich auch eine Hochspannungszündkerze oder Glühkerze in die Brennkammerwand einbauen. Beide Systeme funktionieren einwandfrei. Bei der Wahl einer Glühkerze muß deren Heizwendel etwas vorgezogen werden. Der Heizstrom wird so eingestellt, daß die Wendel gelbglühend wird. Die günstigste Position für den Einbau der Zünd- oder Glühkerze liegt im vorderen Bereich der Brennkammer. Dieser Aufwand ist aber entbehrlich, solange der Auslaß der Turbine gut zugänglich ist.

6.2 Kraftstoffdosiersystem

Der Schub der Strahltriebwerke folgt stetig dem Kraftstoffstrom. Dazu ist ein geeignetes Dosiersystem notwendig. Bestens geeignet ist eine kleine Zahnradpumpe mit Elektromotor. Durch Änderung der Drehzahl ändert sich im gleichen Maße der Kraftstoffstrom. Dies wird mit Hilfe eines handelsüblichen Fahrtenreglers, wie bei RC-Cars oder Elektroflugmotoren gebräuchlich, ferngesteuert. Die Anordnung ist im Gesamtschema dargestellt. Eine Gemischregulierung wie bei Vergasern von Modell-Dieselmotoren ist bei der Strahltriebwerke nicht erforderlich.

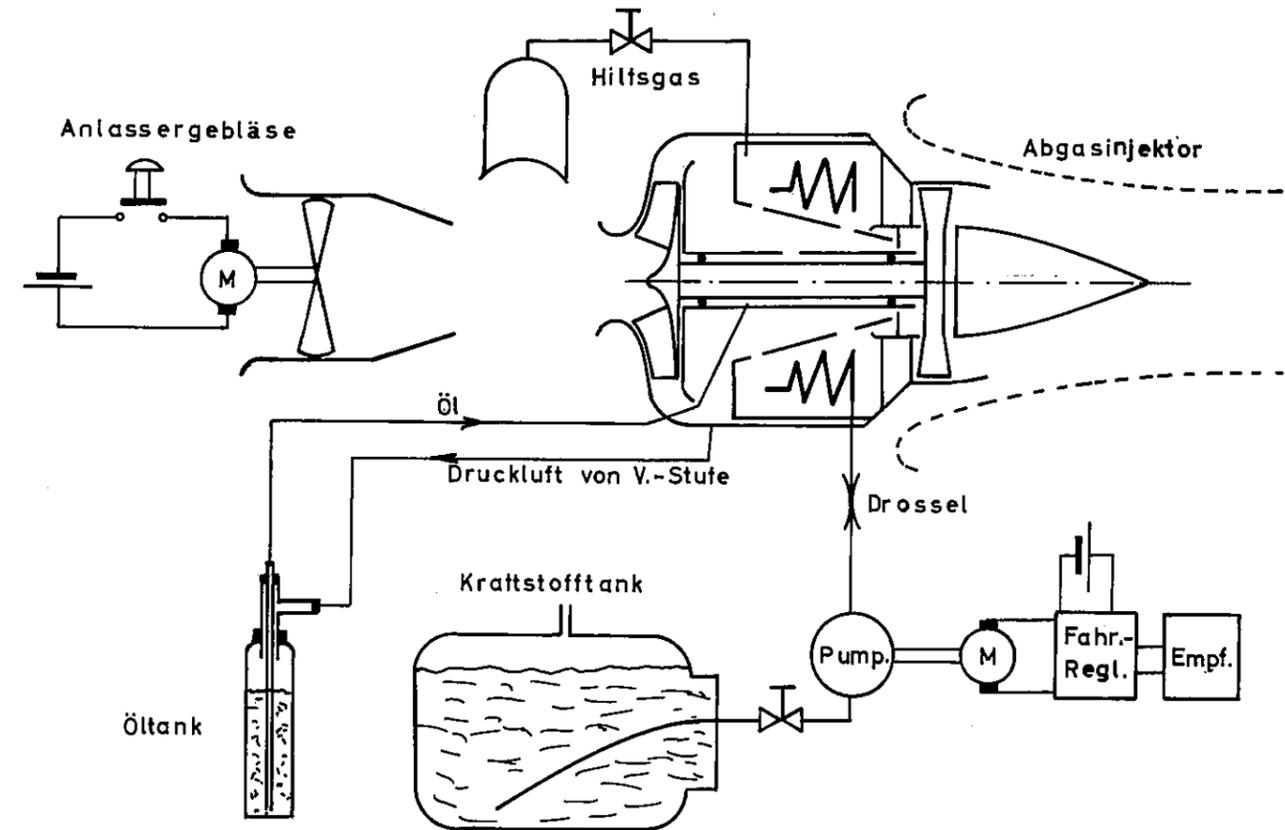
Ein speziell für die Belange der Modell-Strahltriebwerke entwickeltes Dosiersystem ist noch nicht käuflich. Dennoch kann man mit handelsüblichen Elementen ein zuverlässiges Dosiersystem schaffen. Folgende Anforderungen an die Zahnradpumpe sollten beachtet werden:

1. Beständigkeit gegen Benzin, Diesel, Petroleum und Kerosin.
2. Leckfreie Abdichtung der Antriebswelle zwischen Pumpe und Motor bei Druckbetrieb.
3. Mindestdruck von 3 bar bei einer Förderleistung von etwa 2 ml/s.
4. Gleichstrommotor mit einer Betriebsspannung von etwa 6 – 12 V mit soliden Kupfergraphitbürsten.

Der Verfasser benutzt eine Einbau-Kraftstoffpumpe von Conrad Electronic (Bestell-Nr. 224421-22). Der Motor dieser Pumpe läßt sich gegen einen stärkeren Typ z. B. von Graupner Typ RS 380 austauschen. Dabei muß das Verbindungsstück des Originalmotors von der Welle abgezogen und auf die Welle des RS 380 aufgedreht werden. Weiterhin muß eine Distanzscheibe von 10 mm Durchmesser und 1 mm Dicke zwischen Motor und Abdichtung der Pumpe eingelegt werden.

Ebenfalls im Conrad-Katalog zu finden ist ein brauchbarer Kraftstoffhahn (Bestell-Nr. 239321-22). Dieser ist zur Vermeidung von unbeabsichtigtem Zufluß von Kraftstoff zur Turbine während des Auftankens unbedingt erforderlich.

Gesamtschema des Strahltriebwerkeantriebes



Der Fahrtenregler soll folgende Eigenschaften haben:

1. Gedämpftes Stellverhalten, d. h. bei schneller Verstellung des Sender-Steuerknüppels von 0 auf Vollast darf der Fahrtenregler nur sanft hochfahren.
2. Möglichst lineares Öffnungsverhalten von der Stellung des Steuerknüppels. Es gibt Fahrtenregler, die zwar sanft hochfahren, aber nur einen sehr engen Stellbereich zwischen 0 und Vollast haben. Für eine feinfühligke, stetige Kraftstoffdosierung sind solche Typen völlig ungeeignet.
3. Hohe Taktfrequenz von mehreren kHz, da sonst Störungen der Fernsteuerung in Verbindung mit dem kleinen Pumpenmotor auftreten können.
4. Freiheit von Störfrequenzen (Oberwellen der Taktfrequenz).

Moderne Fahrtenregler, die für Elektroflug ausgelegt sind, erfüllen meist diese Anforderung. Der Stromverbrauch des Pumpenmotors von ca. 2,5 A sowie die Betriebsspannung sind für alle gängigen Fahrtenregler kein Problem. EMK-Bremse sowie Fahrtrichtungsumkehr sind nicht erforderlich. Grundsätzlich ist bei allen Fahrtenreglern ein Reichweitentest der Fernsteuerung am Boden dringend anzuraten. Dabei

sollte der Fahrtenregler mit dem Motor zusammen in allen möglichen Laststellungen getestet werden. Selbstverständlich muß auch ein kleiner Elektromotor mit Entstörkondensatoren ausgerüstet werden. Als Energiequelle reicht ein Akku, bestehend aus 5 bis 6 Ni-Cd-Zellen mit einer Kapazität von etwa 500 mAh aus. Eine Versorgung des Pumpenmotors aus dem Empfänger-Akku ist nicht sinnvoll. Genauso wichtig wie eine zuverlässige Arbeitsweise von Pumpe und Regler ist die Vermeidung von Überdosierung des Kraftstoffes. Das erreicht man am einfachsten durch Einbau einer Begrenzungsdrossel in der Leitung zwischen Pumpe und Triebwerk. Die Drossel muß so ausgelegt sein, daß bei Maximalstellung des Fahrtenreglers der höchstzulässige Kraftstoffstrom nicht überschritten wird. Eine solche Drossel läßt sich leicht herstellen. Sie besteht aus einem Messingrohr mit 1 mm Innendurchmesser und passenden Schlauchanschlußstücken. Die Länge dieses Rohres beträgt etwa 10 cm. In dieses Rohr wird ein Federstahldraht von 0,8 mm eingeschoben. Damit dieser nicht herausrutschen kann, wird er etwas verbogen. Die Länge des Drahtes bestimmt die Drosselwirkung und wird experimentell ermittelt (siehe Betriebsanleitung).

6.3 Tanks

Man benötigt einen Kraftstofftank sowie einen Öltank. Als Kraftstofftank eignen sich handelsübliche Kunstflugtanks mit einem Fassungsvermögen zwischen 0,5 l und 1 l. Wichtig ist nur, daß das flexible Pendel aus benzin- und dieselfestem Gummi besteht, ebenso die Verbindungsleitungen zur Pumpe. Die Ausführung als Drucktank, wie vielfach bei Verbrennungsmotoren üblich, ist nicht erforderlich.

Das Volumen des Öltanks braucht nicht mehr als 20 ml zu fassen. Dieser Tank sollte aus transparentem Kunststoff bestehen und so eingebaut sein, daß man den Ölstand gut erkennen kann. Das Schema der Leitungsführung im Tank kann man dem Bild Gesamtschema entnehmen. Da dieser Tank vom Druck des Triebwerks (max. 0,5 bar) beaufschlagt wird, muß die Dichtung der Rohrdurchführung gegen Herausrutschen gesichert sein. Gut bewährt hat sich ein kleiner ölbeständiger O-Ring als Abdichtung und eine Drahtschleife nach Art Sektkorkensicherung. Falls man keinen O-Ring auftreiben kann, kann man aus einem dickwandigen ölbeständigen Gummischlauch mit einem scharfen Messer oder einer Rasierklinge passende Dichtungsringe schneiden.

Die Ausbildung der Entnahmeleitung als Pendel ist nicht erforderlich. Eine kurze Unterbrechung der Ölzufuhr während des Flugbetriebes wirkt sich nicht kritisch aus. Damit der Ölverbrauch nicht zu hoch wird, muß die Zuführungsleitung zum Triebwerk als Kapillar-Leitung ausgeführt werden, deren Länge experimentell zu ermitteln ist. Als Leitungsmaterial hat sich hierzu die Kunststoffseele von dünnen Bowdenzügen (Innendurchmesser 0,8 mm) bestens bewährt. Alle Verbindungsstellen zwischen dem Öltank und dem Triebwerk können aus dickwandigem ölbeständigem Kraftstoffschlauch hergestellt werden. Eine zusätzliche Betankungsöffnung ist nicht erforderlich. Man löst dazu die Verbindung zwischen Ausgang des Tanks und Versorgungsleitung und spritzt das Öl mit einer Injektionsspritze in den Tank.

6.4 Anlaßvorrichtung

6.4.1 Gebläse oder Druckluft

Es ist bekannt, daß bei großen Strahltriebwerken im Notfall die Energie der Luftströmung zum wiederholten Anlassen ohne weitere Hilfsenergie ausreicht. Es ist daher naheliegend für unsere Modell-Strahltriebwerke, den Luftstrom eines Gebläses als Anlasser zu benutzen. Für die Größe der FD 3/64 ist dazu das Gebläse eines Haartrockners ausreichend. Dazu muß die Heizwendel sowie die Schutzabdeckung entfernt werden. Der Antriebsmotor kann direkt aus einem Akku mit rund 20 V Gleichspannung betrieben werden. Die Stromaufnahme ist dabei sehr gering. Man

braucht dann allerdings etwa 20 NiCd-Zellen oder 2 kleine 12-Volt-Bleiakkus in Serie geschaltet. Es ist aber auch möglich, den Antriebsmotor des Haartrockners gegen einen gleichgroßen Elektromotor z. B. Graupner Typ 380 RS zu ersetzen. Dieser Motor bringt dann bereits bei 7 – 8 NiCd-Zellen genügend Leistung, zieht aber dann entsprechend mehr Strom. Durch Austausch des Motors spart man den elektrischen Aufwand für ein teures Ladegerät und natürlich auch viele NiCd-Zellen. Falls man irgendein anderes elektrisch betriebenes Gebläse verfügbar hat, kann man seine Brauchbarkeit als Anlasser schnell testen. Das Gebläse ist dann ausreichend, wenn der Rotor der Strahltriebwerke im kalten Zustand auf eine Drehzahl von etwa 3000 U/min hochgefahren werden kann. Durch Aufstecken einer Düse auf das Gebläse kann man leicht feststellen, ob dadurch die Wirkung des Anlassers verbessert werden kann. Der Abstand zwischen Gebläse und Einlauf der Strahltriebwerke ist nicht so kritisch. Er darf einige Zentimeter betragen, bei kräftigem Gebläse sogar einige Dezimeter.

Bei verdeckt eingebauter Ansaugöffnung der Strahltriebwerke im Modell kann man das Gebläse direkt auf die Ansaugöffnung halten. Das reicht aus, um die notwendigen 3000 U/min zu erreichen. Bei einem Modell mit 2 Lufteinlässen beidseitig des Rumpfes oder an der Flügelwurzel ist es zweckmäßig, wenn man eine zusätzliche Öffnung von ca. 25 mm Durchmesser seitlich im Rumpf vor der Triebwerksöffnung anbringt. Durch diese kann man dann einen abgewinkelten Schnorchel einführen, der mit dem Gebläse verbunden ist.

Falls man einen kräftigen Kompressor besitzt, kann auch dieser als Anlasser benutzt werden. Bei einem Druck von mehreren bar reicht der freie Druckluftstrahl auch noch aus einer Entfernung von einem halben Meter zum Anlassen aus.

6.4.2 Elektroanlasser

Man kann den Rotor auch mit Hilfe eines kleinen Elektromotors über eine flexible Kupplung auf die erforderliche Mindestdrehzahl bringen. Als Kupplung eignet sich ein kurzes Stück dickwandigen Silikon-schlauches, der fest auf der Motorwelle haften muß. Der Motor wird dabei gegen die Nabe des Verdichterrades gedrückt, genau wie beim Anlassen eines Kolbenmotors. Die Leistung dieses Anlassermotors ist nicht so wichtig. Entscheidend ist seine Leerlaufdrehzahl. Sie muß erheblich über der Selbsthaltungsdrehzahl der Strahltriebwerke liegen. Kleine Elektromotoren, wie sie z. B. zum Antrieb von RC-Cars benutzt werden, sind dazu bestens geeignet. Die erforderliche Leerlaufdrehzahl sollte mindestens 15.000 U/min betragen. Beim Ankoppeln des Motors ohne Zündung der Turbine wird diese Drehzahl und auch nicht die Selbsthaltungsdrehzahl erreicht. Im kalten Zu-

stand der Turbine ist die Stromaufnahme des Motors am größten. Sobald die Verbrennung einsetzt, steigt die Drehzahl deutlich an und die Stromaufnahme des Motors sinkt. Durch weiteres Gasgeben steigt die Drehzahl solange an bei entsprechenden Abfall des Motorstromes, bis die Selbsthaltungsdrehzahl erreicht wird. Zu diesem Zeitpunkt muß der Motor keine Leistung mehr an die Turbine abgeben. Dabei fällt der Motorstrom auf den Leerlaufstrom zurück. Man hat damit eine einfache Kontrolle, inwieweit die Turbine überhaupt in der Lage ist, selbsttätig weiterzulaufen. Bleibt der Motor weiter angekoppelt, so wird er über seine Leerlaufdrehzahl durch die Turbine angetrieben und es fließt jetzt ein Strom in umgekehrter Richtung, d. h. der Motor wirkt als Generator. Man kann

den Motor kurz nach Unterschreitung des Leerlaufstromes abschalten und die Turbine weiter aus eigener Kraft beschleunigen lassen.

Diese Methode ist zum Start einer erprobten Strahltriebwerke wie z. B. der FD 3/64 nicht erforderlich. Wenn man aber eigene Entwicklung betreibt, ist es die sicherste Methode, um die Selbstlauffähigkeit einer Strahltriebwerke festzustellen. Falls z. B. nach Zündung keine oder ungenügende Stromminderung am Motor auftritt, obwohl die Betriebstemperatur an der Turbine bereits hoch ist, kann man davon ausgehen, daß irgendetwas mit dem System nicht in Ordnung ist. Die Methode ist umso sicherer, je höher die Leerlaufdrehzahl des Motors über der Selbsthaltungsdrehzahl liegt.

7. Bauanleitung für die Strahltriebwerke FD 3/64

7.1 Allgemeines

Alle beschriebenen Teile sind gemäß den Zeichnungen vom Verfasser gebaut und als Ganzes fluggeprüft. Vor Baubeginn ist es zweckmäßig, diese Anleitung erst einmal vollständig durchzulesen. Die angewandten Techniken sind ganz im Sinne von geringstmöglichem technologischen Aufwand und nicht mit dem Ziel einer rationellen kommerziellen Fertigungstechnik entwickelt. Fertigungstechnische Verbesserungen bleiben daher jedem Anwender selbst überlassen. Abweichungen von der Beschreibung, von der Materialauswahl und Ausführung bringen aber immer das Risiko der Fehlfunktion im Gesamtsystem mit sich.

Die Herstellung des Rotors sowie einiger Gehäuseteile ist ohne eine Drehbank leider nicht möglich. Zur Ausrüstung dieser Maschine sollte mindestens ein radial justierbares Spannfutter, Reitstock samt mitlaufender Körnerspitze sowie Winkeleinstellung am Kreuzsupport gehören. Vorteilhaft, aber nicht unbedingt zwingend ist eine Leitspindel zum Schneiden gängiger Gewinde. Die Größe der Maschine richtet sich nach dem größten zu bearbeitenden Dreh- oder Drückteil. Dies ist hier der Deckel mit 130 mm Durchmesser Rohmaß.

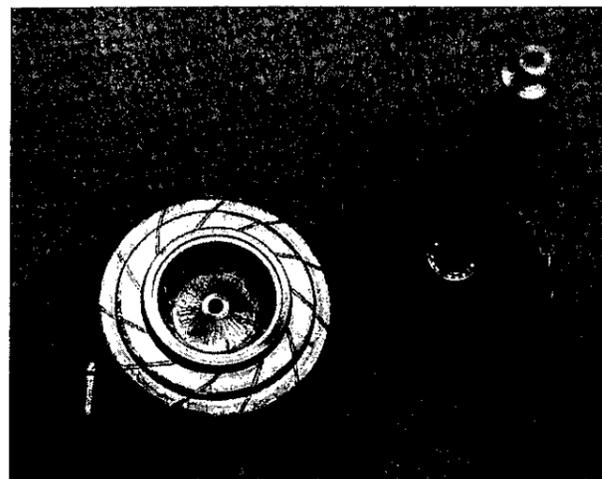
Alle Angaben für die Ausführung einiger notwendiger Paßteile sind so formuliert, daß man ohne teure Meßwerkzeuge wie Rachenlehre oder Grenzlehrdorn auskommt. Bei den Angaben „vorne“, „Vorderseite“ entspricht das der Verdichterrad = Lufttrittsseite, entsprechend gilt „hinten“, „Rückseite“ für die Gasaustrittsseite.

7.2 Baubeschreibung der Komponenten

7.2.1 Das Rotorsystem

Dieses besteht aus der zusammengesetzten Welle sowie dem Verdichter- und Turbinenrad. Zur präzisen Fertigung dieser Räder ist die gebrauchsfertige Welle unbedingt erforderlich. Als Meßzeug wird neben einer guten Schieblehre eine Meßuhr mit 1/100 mm

Skalierung und eine Mikrometerschraube benötigt. Anstelle der Mikrometerschraube reicht auch eine Schieblehre mit 1/100 mm Digitalanzeige.



Der komplette Läufer einbaufertig.

7.2.1.1 Die Welle

Sie besteht aus dem Mittelstück sowie den beiden Lagerzapfen. Das Mittelstück wird auf ca. 14,5 mm Durchmesser und ca. 0,5 mm Übermaß in der Länge gedreht. Danach werden die Bohrungen 10 mm Durchmesser und Gewinde M 6 zur Aufnahme der Lagerzapfen ausgeführt. Zur Vermeidung von Unwucht der fertigen Welle ist es ratsam, nach jedem Umspannen den Rundlauf des Drehteils mittels Meßuhr zu kontrollieren und die Zentrierung des Spannfeeders gegebenenfalls neu zu justieren.

Die kraftschlüssige Verbindung erfolgt durch die Verschraubung M 6 und der Paßbohrung Nennmaß 10 mm Durchmesser. Man mißt das Ist-Maß und addiert dazu 0,1 mm für den Solldurchmesser am Lagerzapfen. Nach dem Abdrehen auf dieses Maß wird die zum Mittelstück weisende Kante gebrochen. Bei eingespanntem Werkstück wird dieses mit dem Mittelstück versuchsweise verschraubt. Die Paßbohrung soll so ausgeführt sein, daß sich das Mittelstück mit dem Zapfen bei mäßiger Kraftanstrengung bis zum Bund 12 mm Durchmesser verschrauben läßt. An-

denfalls muß der Durchmesser durch vorsichtiges Abschleifen reduziert werden. Nach gelungener fester Verschraubung mit dem Mittelstück wird die Stirnseite des vorderen (Verdichterrad) Lagerzapfens mit einem 60° Zentrierbohrer angebohrt und das Gewindeloch 3,2 mm Durchmesser für Gewinde M 4 gebohrt.

Bei beiden Lagerzapfen werden die Durchmesser für die Kugellagersitze zunächst mit ca. 0,5 mm Übermaß gedreht, ebenso der Zapfen für das M 6-Gewinde zur Aufnahme des Turbinenrades. Nach Verschraubung beider Lagerzapfen mit dem Mittelstück wird das Werkstück am noch nicht fertig bearbeiteten turbinenseitigen Zapfen eingespannt und das andere Ende mit der mitlaufenden Körnerspitze zentriert. Es ist für die Präzision der Welle und damit des Läufers äußerst wichtig, daß die nachfolgenden Arbeitsgänge ohne Wechsel der Einspannung durchgeführt werden. Das geschieht in folgender Reihenfolge: beidseitig Konus, Mittelstück auf Nenndurchmesser 14, Durchmesser für Kugellager drehen. Beim Kugellagerdurchmesser dreht man auf 0,01 mm Übermaß. Die Endfertigung der Kugellagerpassung auf leichten Haftsitz erfolgt durch polieren der Lagersitze bei Einspannung am Mittelstück. Es ist zweckmäßig, bei Beginn dieser Kalibrierung den Rundlauf des Lagerzapfens mittels Meßuhr zu kontrollieren und gegebenenfalls die Zentrierung zu justieren. Zuletzt werden die Gewinde M 4 und M 6 geschnitten.

Anmerkung: Es ist auch möglich, die Welle aus einem Teil vollständig aus Stahl zu drehen. Dabei kann der maximale Durchmesser von 14 auf 12 mm reduziert werden, ohne Verlust an Biegefestigkeit.

7.2.1.2 Das Verdichterrad

Dieses ist das schwierigste Bauteil der Strahltriebwerke. Zusätzlich zu den Zeichnungen ist der Werdegang fotografisch veranschaulicht. Neben der Drehbank benötigt man eine kleine präzise Ständerbohrmaschine mit mindestens 6000 U/min sowie eine Miniatur-Handschleifmaschine. Falls mit dem verfügbaren Drehbankfutter keine Rohlinge mit mindestens 50 Durchmesser eingespannt werden können, benötigt man zur Bearbeitung der Innenseite der Deckscheibe einen Einspanndorn mit 10 mm Durchmesser und Auflageflansch.

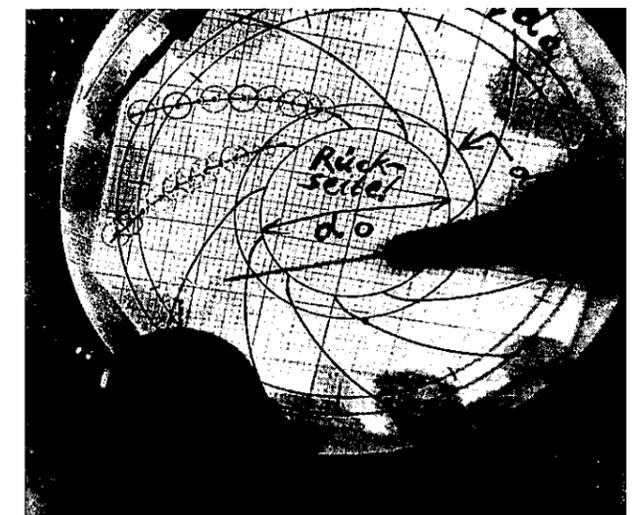
Wir beginnen mit den Buchsen zur späteren Aufnahme der Grundscheibe. Bei der rückseitigen Buchse ist wichtig, daß die Bohrung Nennmaß 8 mm Durchmesser zwecks präziser Zentrierung des fertigen Rades auf der Welle als leichter Haftsitz auf dem vorderen Lagerzapfen 8 mm Durchmesser ausgeführt wird und die gegen den Innenring des Kugellagers stoßende Stirnseite des Bundes 10 mm Durchmesser genau senkrecht zur Bohrung läuft. Die Kontur der vorderen Buchse wird erst nach Verklebung beider Buchsen mit der Grundscheibe hergestellt.

Für die Grund- und Deckscheibe wird je ein Rohling mit Außendurchmesser 80 aus 6 mm Flugzeugsperrholz und Zentrierbohrung 10 Durchmesser gedreht, zusätzlich für die Deckscheibe ein Rohling mit Außendurchmesser 50 aus dem gleichen Material.

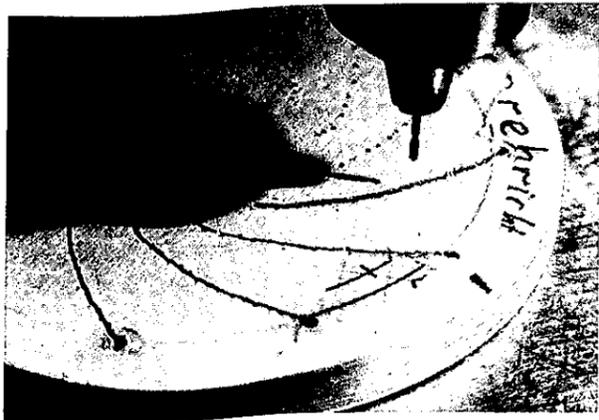
Fertigung der Schlitze zur Aufnahme der Schaufeln

Dazu werden die Mittellinien der Schaufelkrümmung auf die Rückseite der Grundscheibe übertragen. Am einfachsten gelingt dies durch Aufzeichnung auf Papier und Aufkleben dieser Zeichnung auf die Rückseite der Grundscheibe. Achtung: Bei Betrachtung des Schaufelrades von der Rückseite erscheint der Drehsinn umgekehrt. Folglich müssen auch die Krümmungen auf der Schablone spiegelverkehrt aufgezeichnet werden. Für die Genauigkeit der Teilung, hier $360^\circ / 11 = 32,72^\circ$ reicht die auf $0,5^\circ$ gerundete Aufzeichnung mittels Winkelmesser, also $32,5^\circ$; $65,5^\circ$; $98^\circ \dots$ usw.

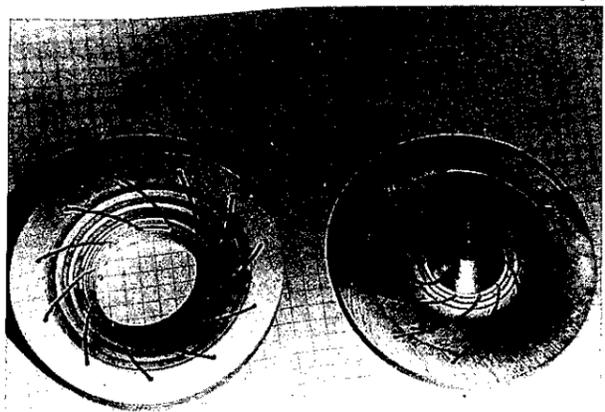
Die beiden Rohlinge 80 mm Durchmesser werden jetzt zentrisch aufeinandergelegt und am Außendurchmesser mit einigen Aufleimern gesichert. Die Vorderseite der Deckscheibe sowie die Position der Scheiben zueinander werden mit einem Stift markiert. Die Ausarbeitung der Schlitze beginnt, indem man entlang der Mittellinie eine Kette von Löchern mit 1 mm Durchmesser im Abstand von ca. 2 mm durch beide Scheiben bohrt. Man beginnt genau am inneren Durchmesser 32 und fährt bis ca. 2 mm über den äußeren Durchmesser 66 fort. Die Scheiben werden wieder getrennt und dann die 1-mm-Bohrungen im Bereich von 26 bis 32 mm allein auf der Grundscheibe vollendet. Danach werden die Perlenketten mit einem Laubsägeschnitt verbunden. Dieser Schnitt darf keinesfalls bis zum Außendurchmesser



Markierung der Rohlinge und Vorbohren der Schaufelschlitze. Grund- und Deckscheibe werden gemeinsam im Bereich d_1 bis d_2 durchbohrt. Danach wird die Grundscheibe allein im Bereich d_1 bis d_2 durchbohrt.



Ausfräsen der Schlitze.



Ansicht der ausgedrehten Innenflächen nach Einkleben der Buchsen in die Grundscheibe und Verbindung der Deckscheibe mit der Scheibe 50 Ø.

80 geführt werden. Entlang dieses Schnittes wird mit Hilfe eines Bohrers der Schlitz von 1 mm Breite bei hoher Drehzahl der Ständerbohrmaschine aufgefäst.

Einsetzen der Buchsen in die Grundscheibe

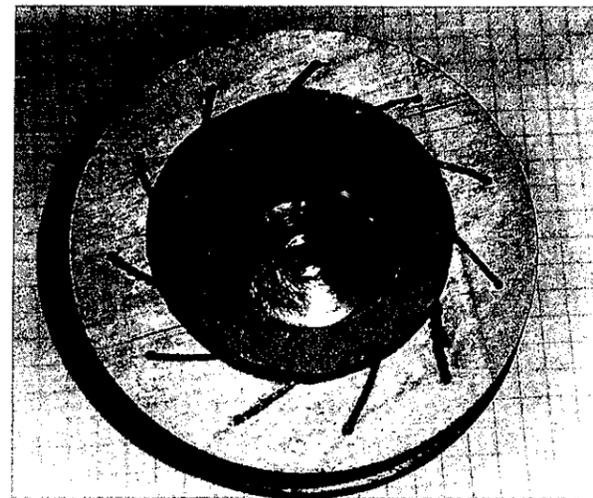
Die Buchsen müssen mit der Grundscheibe gut passend verklebt werden. Als Kleber hat sich heiß aushärtbares Epoxidharz, z. B. UHU Endfest 300, bewährt. Ein Reinigen und Aufrauen der Klebeflächen vor Auftragen des Klebers ist selbstverständlich. Überschuss an Kleber ist zu vermeiden. Die Teile werden mit einer durchgeführten Schraube und Mutter leicht zusammengedrückt und in diesem Zustand bei 120° ausgehärtet. Nach dem Auskühlen wird der Rohling zusammen mit einem Kugellager auf die in der Drehbank eingespannte und am Kugellagersitz zentrierte Welle mit der Spannschraube verschraubt. Jetzt kann die Kontur der Buchse und der Absatz mit Innendurchmesser 64 auf der Vorderseite der Grundscheibe herausgearbeitet werden. Die Kontur der Buchse wird zunächst in kleinen Stufen herausge-

dreht und danach mittels Minischleifscheibe zu einem Radius von ca. 17 mm geglättet. Der Radius dieser Kontur ist für die Funktion des Verdichterrades unkritisch. Wichtig ist nur ein fließender Übergang von Metall zum Holz und ein taumelfreier Lauf der bearbeiteten Flächen. Der Absatz im äußeren Bereich gemäß Zeichnung ist zwecks Fertigung der Kohlefaserverstärkung unbedingt einzuhalten. Er wird bei der Endfertigung des Verdichterrades weggeschliffen. Es ist zweckmäßig, die Position der Scheibe zur Welle durch kleine Markierungen zu kennzeichnen und diese Teile bei späteren Bauabschnitten und bei der endgültigen Montage für die Inbetriebnahme stets in dieser Position miteinander zu verschrauben. Der Außendurchmesser 80 bleibt zunächst noch erhalten. Der Rohling 50 mm Durchmesser wird zentrisch auf die Vorderseite des Deckscheibenrohlings mit Cyanacrylatkleber verbunden. Die Faserrichtung an den Klebeflächen sollen sich senkrecht kreuzen. Vor der Verwendung des Klebers achte man auf seine Tauglichkeit für Holzverbindungen. Nach der Verklebung wird dieses Teil am Durchmesser 50 eingespannt oder falls das verfügbare Futter das nicht erlaubt, auf den Spanndorn aufgeschraubt. Jetzt kann die Innenkontur der Deckscheibe gemäß Zeichnung herausgearbeitet werden. Genau wie bei der Grundscheibe bleibt der Vorsprung von 0,5 mm wichtig und der Außendurchmesser von 80 mm zunächst noch erhalten. Als letzte Phase in diesem Arbeitsgang wird der Innendurchmesser 33 durchbohrt.

Die Vorbereitung der Schaufel-Rohlinge beschränkt sich auf die Fertigung gemäß Zeichnung. Sie haben sowohl in Länge als auch in Breite Übermaß. Das angegebene Material Buchensperrholz, 3lagig, Nennmaß 0,8 mm (= 0,88 mm) hat sich bestens bewährt. Die Richtung der äußeren Fasern muß unbedingt zur Drehachse parallel sein. Vor Experimenten mit anderen Materialien oder dünnerem Sperrholz sei hier ausdrücklich gewarnt!

Zusammenbau der Schaufeln mit Grund- und Deckscheibe

Wichtig ist hierbei, daß die beiden Scheiben planparallel und zentrisch zueinander laufen. Die Grundscheibe wird mit samt einem Kugellager auf die Welle geschraubt und die Welle in die Drehbank gespannt. Auf den inneren Rand der Deckscheibe werden 3 kleine Distanzstücke mit genau 6,5 mm Breite im Abstand von ca. 120° aufgeklebt. In die Schlitze der Deckscheibe setzt man zunächst nur 3 Schaufelrohlinge, und zwar die den Distanzstücken nächstbenachbarten ein. Die Schaufeln dürfen aber noch nicht mit der Scheibe verklebt werden. Dieser Verbund wird in die entsprechenden Schlitze der Grundscheibe eingeschoben. Dabei ist auf die Markierung an den Rändern der beiden Scheiben zu achten. Durch die Krümmung der Schlitze werden die Schaufeln entsprechend gebogen. Diese Biegespannung



Die drei Scheiben nach Verklebung mit den Schaufeln.

bewirkt eine lösbare justierbare Steckverbindung des gesamten Bauteiles in dieser Bauphase. Durch sanftes Anpressen der Deckscheibe mittels Reitstock und einem weichen Zwischenstück wird sichergestellt, daß beide Scheiben mit allen 3 Distanzstücken Berührungskontakt haben. Mit etwas Geduld kann man jetzt auch den zentrischen Lauf der Deckscheibe zur Grundscheibe sehr gut justieren. Eine Exzentrizität von 0,1 mm ist befriedigend. Nach gelungener Justage werden die Berührungsflächen der Schaufeln in den Schlitzen mit Cyanacrylatkleber verklebt. Es ist sehr wichtig, hierzu eine Type zu verwenden, die ausdrücklich für die Verklebung von Holz empfohlen wird. Alternativ kann man auch langsam aushärtendes Epoxidharz verwenden. Bei der weiteren Verarbeitungstechnik darf die Klebertype dann nicht mehr gewechselt werden. Nach Aushärtung der Verbindungen wird das Werkstück von der Welle gelöst und die restlichen Schaufeln von der Rückseite der Grundscheibe bis zur Begrenzung auf der Vorderseite der Deckscheibe durchgesteckt und wie oben angegeben verklebt.

Verstärkung des Verdichterrades

Das Verdichterrad wird wieder auf die Welle gespannt und auf dem Außendurchmesser abgedreht. Die Verstärkung besteht aus 3 ringförmigen Wicklungen an jeder Scheibe aus Kohlefaser. Als Bindemittel ist Epoxidharz mit genügend langer Abbindezeit oder aber spezieller Cyanacrylatkleber geeignet. Wichtig für die Festigkeit ist in jedem Falle, daß die Kohlefasern sehr dicht und in Umfangsrichtung geordnet sowie möglichst vollständig mit Bindemittel benetzt sind. Schnellreagierende Bindemittel insbesondere sogenannte Blitzkleber, erfüllen diese Forderung nur unzureichend. Die Verwendung von Glasfaser oder Aramidfaser anstelle von Kohlefaser ist hier nicht geeignet. Aramidfaser hat zwar eine sehr hohe Festig-

keit, aber gleichzeitig im Vergleich zur Kohlefaser eine vielfach höhere Dehnung und wesentlich geringeres Elastizitätsmodul. Dadurch würde es zu einer starken Aufweitung der Verstärkungsringe bei Fliehkraftbelastung und zum Bruch der Holzkonstruktion kommen. Glasfasern haben ebenfalls ein geringes Elastizitätsmodul und höhere Dehnung als Kohlefaser und lassen sich außerdem nicht so gut wickeln. Es ist empfehlenswert, die Wicklungstechnik an einer Probescheibe aus gleichem Material und Durchmesser zu üben. Auf die Ausarbeitung der Schlitze und die Innenkontur kann dabei verzichtet werden.

Kommen wir nun zur Ausführung der Verstärkung. Zuerst werden die Nuten mit dem größten Außendurchmesser mit Hilfe eines feinen und scharfen Einstechstahles ausgedreht und mit feinstem Schleifpapier geglättet. Als nächstes muß die Kohlefaser vorbereitet werden. Die allgemein im Fachhandel erhältlichen Kohlefaserrovings sind für unsere Wicklung zu dick. Der Querschnitt beträgt etwa 1 mm². Man muß einen solchen Roving in etwa 5 einzelne annähernd gleich starke Stränge aufteilen. Ihre Länge sollte möglichst größer als 1 m sein. Anfang und Ende eines Stranges werden mit einem scharfen Balsamesser geschäftet. Damit wird erreicht, daß die einzelnen Fasern eines Stranges nicht an einem einzigen Punkt enden. Die einzelnen Stränge müssen frei von Knoten sein.

Das Wickeln wird durch manuelle Drehung des eingespannten Werkstückes und Zuführung des Kohlefaserstranges von Hand unter Spannung durchgeführt. Der Anfang des Stranges muß dabei glatt am Boden der Nut anliegen. Man erreicht dies durch Kämmen mit einem schmalen Streifen aus weichem Balsaholz. Liegt der Anfang des Stranges richtig in der Nut, wird der erste Tropfen Kleber zugegeben. Die weitere Zugabe von Kleber erfolgt etwa jede viertel Umdrehung. Das Ende eines Stranges wird ebenfalls sauber in die Nut eingekämmt und an einer um etwa 180° versetzten Stelle mit der Wicklung des nächsten Stranges begonnen. Dieses wird soweit fortgeführt, bis die Nut vollständig mit Kohlefaser gefüllt ist. Vor Fertigung der Nuten mit dem nächst kleineren Durchmesser sollte eine Aushärtezeit von einigen Stunden, auch bei Verwendung von Cyanacrylatkleber abgewartet werden.

Hat man zunächst ein Probestück gefertigt, kann man nach Aushärtung den Kohlefaserring vom Holz abdrehen und durch Bruchversuch die Qualität der Wicklung testen. Durch Betrachtung der Bruchstelle mit einer starken Lupe erkennt man gut, ob die oben angegebene Tränkung der Fasern mit Bindemittel ausreichend gelungen ist. Falls größere Bereiche ungetränkt erscheinen, ist der verwendete Kleber bzw. das Epoxidharz ungeeignet. Nach Erfahrung des Verfassers hat sich UHU Endfest 300 oder Blitzkleber „extra dünn“ der Firma Simprop bestens be-



Nach Abdrehen der Scheiben auf Nenndurchmesser werden die äußeren Nuten für die Wicklung eingestochen. Der Breite der inneren Flanke der Nut auf beiden Scheiben entspricht der Kante „K“.

währt. Obwohl dieser Kleber als Blitzkleber bezeichnet ist, reagiert er bei der oben angegebenen Kohlefaser-Wicklung genügend langsam und trinkt sehr gut durch. Eine Versuchswicklung mit Cyanacrylatkleber ist in jedem Fall empfehlenswert, da das Klebeverhalten aller Cyanacrylatkleber sehr stark von deren Alter abhängt. Ein nach dieser Fertigungstechnik hergestelltes Verdichterrad hat Drehzahlen bis über 90.000 U/min schadlos überstanden.

Bei der Herstellung des kleinsten Ringes auf der Rückseite der Grundscheibe ist zur Herstellung der Nut ein kleiner Trick erforderlich. Man dreht nur den Absatz mit dem kleinsten Durchmesser und klebt anschließend auf die Rückseite eine dünne Sperrholzscheibe mit 4 mm größerem Durchmesser auf. So schafft man die zum Wickeln notwendige Nut.

Endbearbeitung des Verdichterrades

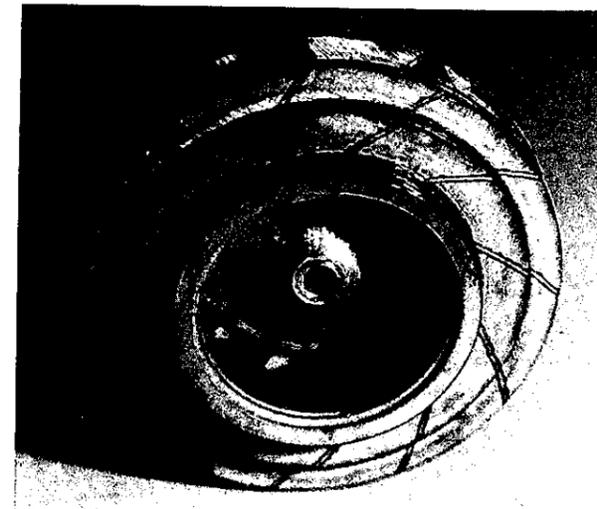
Nach Abstechen der Hilfsscheibe für die letzte Nut ist die äußere Kontur von Deck- und Grundscheibe fertiggestellt. Danach werden alle Oberflächen, auch die der Schaufeln, mit dem zuletzt verwendeten Kleber imprägniert. Nach Aushärtung werden die Eintrittskanten der Schaufeln mit einem feinen Fräser



Wicklung der Kohlefaserverstärkung. Nach Aushärtung der ersten Wicklung wird die Nut mit dem nächst kleineren Durchmesser ausgearbeitet und gewickelt.

und Mini-Handbohrmaschine zugeschärft und die Imprägnierung an diesen Stellen ergänzt. Die Übergangsstellen von den Schaufeln zu den Scheiben bleiben aber unbearbeitet. In gleicher Weise arbeitet man den Stützrand am äußeren Durchmesser auf den beiden Innenseiten der Scheiben ab. Dabei dürfen aber die Schaufeln und Kohlefaserwickeln keineswegs beschädigt werden. Idealerweise sollte noch eine kleine Holzschicht zwischen Kohlewickeln und Innenseite übrigbleiben. Der bearbeitete Rand läßt sich gut mit einer feinen Schmirgelfeile glätten.

Als letzter Arbeitsgang auf der Drehbank wird die Ausdrehung und Rundung am Saugmund hergestellt. Die Ausdrehung richtet sich nach dem Außendurchmesser der Einlaufdüse und sollte erst nach deren Fertigstellung angepaßt werden. Es ist zweckmäßig, diesen Arbeitsgang erst nach Fertigstellung aller inneren Bauteile und des Deckels auszuführen. Man geht dabei in 2 Schritten vor. Zunächst wird die Ausdrehung soweit aufgebohrt, daß die Einlaufdüse darin haftet. Nach dem Zusammenbau des Läufers mit den übrigen Teilen und Anpassen des Gehäusedeckels kann man nun sehr präzise die Düse und den Deckel zusammen mit dem Verdichterrad zentrieren



Das fertige Verdichterrad.

(siehe Kapitel 7. 2. 8). Nach dieser Zentrierung wird der Durchmesser der Ausdrehung und ebenso die Tiefe um 0,2 mm vergrößert. Die bearbeiteten Flächen werden mit Kleber imprägniert.

Auswuchten des Verdichterrades

Dieses erfolgt sinnvollerweise erst nach vollständiger Ausführung aller vohin beschriebenen Arbeitsgänge. Das Verdichterrad wird mit samt einem Kugellager mit der Welle verschraubt. Man hält diese Konstruktion zwischen Daumen und Zeigefinger am Außenring des Kugellagers fest und bringt das Ganze durch Anblasen des Verdichterrades mittels Startergebläse oder Druckluftstrahl auf eine Drehzahl von ca. 10000 U/min. Im allgemeinen wird man schon bei geringeren Drehzahlen eine sehr deutliche Vibration in den Fingerspitzen fühlen, ein Zeichen für Unwucht. Man klebt nun auf irgendeine beliebige Stelle auf den äußeren Bereich der Deckscheibe einen Streifen Textilklebeband von ca. 1 cm² und wiederholt den Versuch. Das Fingerspitzengefühl sagt einem sofort, ob man zufällig die richtige Richtung getroffen hat, falls nämlich die Vibration deutlich geringer geworden ist. Durch Positionswechsel und wiederholten Versuch auch mit anderen Klebestreifen-Abmessungen findet man sehr schnell die Stelle, an der die Vibration minimal wird. Anstelle des Ausgleichgewichtes bringt man einen Tropfen Kleber auf die Deckscheibe und verstreicht diesen zu einer dünnen Schicht. Nach Wiederholung des Anblaseversuches und mit Fingerspitzengefühl im wahrsten Sinne des Wortes kann man auf diese Weise das Verdichterrad genügend sauber auswuchten. Die Methode ist so empfindlich, daß man eine Massendifferenz von wenigen Milligramm am Rand des Verdichterrades durch geänderte Vibration mit den Fingerspitzen gut erkennen kann. Nach diesem Auswuchten ist das Verdichterrad einsatzfähig.

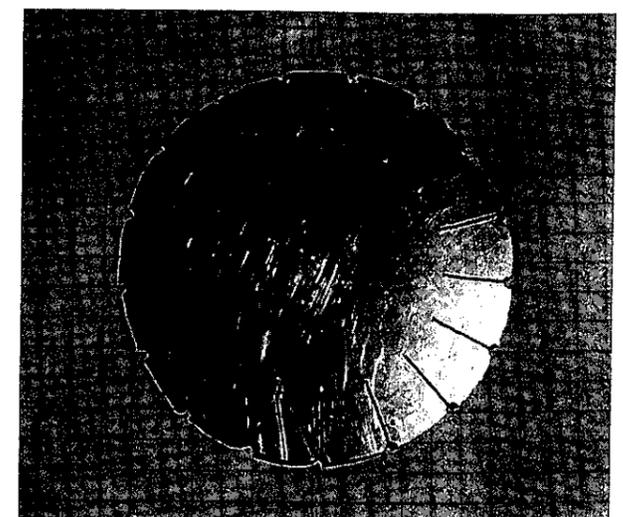
7.2.1.3 Das Turbinenrad

Zur Herstellung braucht man neben der Drehbank ein Schutzgas-Schweißgerät sowie eine kleine robuste hochoberflächige Handschleifmaschine. Die Schaufelteilung mit Fußkreisdurchmesser 41,5 und äußerem Durchmesser 65 werden auf Zeichenpapier aufgezeichnet und als Schablone auf das Rohmaterial (2,5 mm Edelstahlblech) aufgeklebt. Ebenso muß der Durchmesser des Befestigungsflansches auf die Schablone aufgezeichnet werden. Der hier angegebene Außendurchmesser ist ca. 1,5 mm größer als der Durchmesser des fertigen Turbinenrades.

Die Schnittpunkte der Schaufelteilung mit den Innen- und Außendurchmessern werden durch Körnerschläge auf das Blech übertragen. Dabei sind die Punkte auf dem Außendurchmesser kräftig, die auf dem Fußkreis nur ganz zart anzudeuten. In der gleichen Weise wird auch der Durchmesser des Nabenflansches mit 4 leichten Körnerschlägen im Abstand von 90° gekennzeichnet. Nach Entfernung der Papierschablone werden die Schaufelteilungen jeweils vom Körnerpunkt am Fußkreis, ausgehend bis zum entsprechenden Außenpunkt, mit der Reißnadel angerissen. Ein Durchziehen der Anrißlinie über die gesamte Scheibe hinweg ist wegen der Kerbwirkung einer solchen Anrißlinie zu vermeiden.

Herstellung des Rohlings

Die äußeren Markierungen der Teilung werden mit einem Bohrer Durchmesser 2,5 durchbohrt. Hierzu ist ein HSS-Bohrer erforderlich, sowie Schmiermittel für Edelstahl empfehlenswert. Zur Not reicht als Schmiermittel auch Öl. Bohrlöcher entgraten. Der so vorbereitete Rohling wird aus der Blechplatte herausgeschnitten. Mit gutem Laubsäge-Werkzeug ist das eine Sache von ca. 30 Minuten. Man führt dabei die Säge von einem Loch, ausgehend auf die Mitte



Der Rohling nach dem Aussägen und Markierung der Position für den Flansch.

des nächst benachbarten Loches. So bleibt jeweils die Hälfte der Bohrung am Rohling erhalten. Die Schaufeln werden dann ebenfalls mit der Laubsäge, von den Halblöchern ausgehend, entlang der Anrißlinie bis zum jeweiligen Körnerpunkt am Fußkreis ausgesägt.

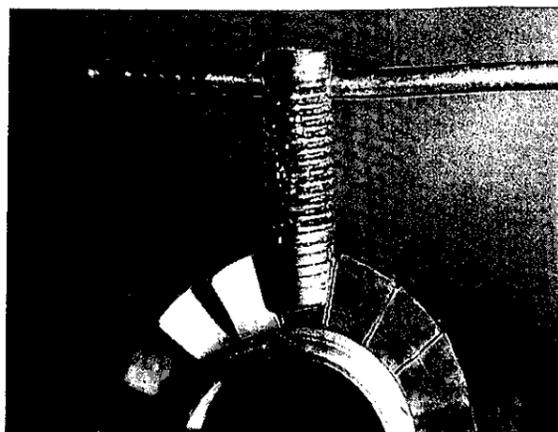
Verdrillung der Schaufeln

Der Rohling wird bei ca. 700° ausgeglüht. Das erleichtert den nachfolgenden Arbeitsgang erheblich. Der Rohling wird zwischen 2 Stahlringe mit einem Durchmesser von 41 mm in den Schraubstock gespannt. Die Vorderseite des Rohlings mit den Markierungspunkten für den Nabendurchmesser weist dabei zum Handwerker. Die senkrecht nach oben weisende Schaufel wird mit der Klaue gemäß Foto gefaßt und um 37° verdrillt. Es ist selbstverständlich, daß diese Arbeit erst nach dem Auskühlen durchgeführt wird. Beim Verdrillen ist der Drehsinn zu beachten: Schaut man von oben auf die Schaufel, so ist die Verdrillung entgegengesetzt dem Uhrzeigersinn auszuführen. Zur Kontrolle des Verdrillungswinkels wird eine auf 37° eingestellte Schmiege oder ein einstellbarer Winkelmesser benutzt. Ein Schenkel des Meßgerätes wird an den äußeren Rand der Schaufel gelegt. Bei richtigem Winkel liegt der andere Schenkel parallel zu den Spannbacken. Danach wird der Rohling zwischen den beiden Ringen so weit verdreht, daß die nächstbenachbarte Schaufel senkrecht nach oben weist und verfährt wie vorhin.

Beim Verdrillen ist darauf zu achten, daß die Schaufeln nur um ihre Hochachsen verdrillt und nicht gleichzeitig in Richtung Drehachse verbogen werden. Benutzt man eine Zange anstelle der abgebildeten Klaue, kann dieser Fehler leicht auftreten. Die Verdrillung gelingt mit dieser einfachen Methode ohne Schwierigkeiten besser als $\pm 1^\circ$ Genauigkeit.

Herstellung der Nabe

Der Rohling der Nabe wird in einer Einspannung für Gewinde M 6 durchbohrt, die Paßbohrung 6,5



Verdrillung der Schaufeln mit Hilfe einer Klaue.

Durchmesser gebohrt, sowie die übrigen Maße mit ca. 0,5 mm Übermaß gedreht. Dann wird das Gewinde M 6 geschnitten und der Rohling abgestochen. Die Passung von Nabe zu dem entsprechenden Wellenzapfen wird durch Abdrehen des Zapfens erreicht. Die Passung soll als leichter Haftsitz ausgeführt werden. Nach Verschraubung der beiden Teile wird die Welle eingespannt und die Nabe auf Fertigmaß gedreht. Selbstverständlich muß die Zentrierung am Kugellagersitz mittels Meßuhr vorher kontrolliert werden.

Verschweißen der Nabe mit dem Turbinenrohling

Die Welle mit Nabe bleibt in der Drehbank eingespannt. Der Turbinenrohling wird mittels Reitstock mitlaufender Körnerspitze und einer zylindrischen Zwischenlage gegen den Flansch gedrückt und axial zum Flanschdurchmesser justiert. Als Bezugspunkte für den zentrischen Sitz dienen die 4 Körnerpunkte auf dem Rohling. Jetzt kann der Rohling mit dem Flansch durch 8 Schweißpunkte verbunden werden. Als Schweißdraht verwendet man Cr-Ni-Draht 0,6 Durchmesser, selbstverständlich unter Schutzgas. Die Schweißpunkte werden jeweils um 180° versetzt ausgeführt. Zur Vermeidung von eingebrannten Schweißperlen auf Teilen der Drehbank wird die Umgebung der Schweißstelle mit Blechen abgedeckt. Danach wird der Rohling auf etwa 0,5 mm Übermaß im Außendurchmesser abgedreht.

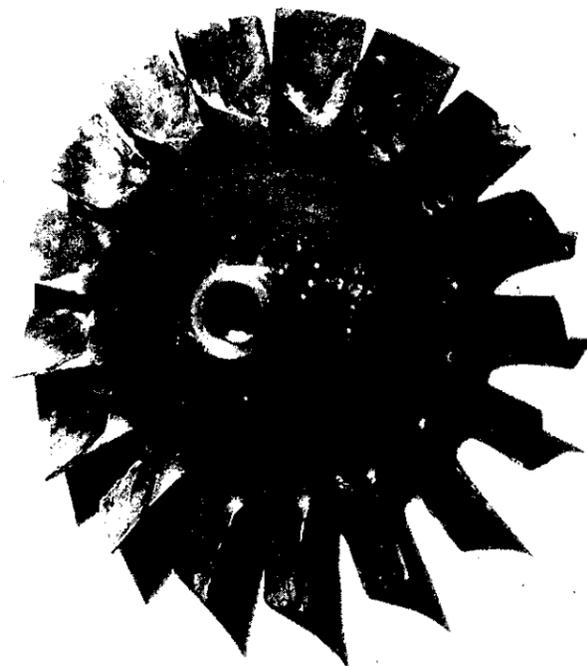
Schleifen der Turbinenschaufeln

Zur Schleifausrüstung gehört neben der hochtourigen Miniatur-Handschleifmaschine eine Schutzbrille und ebenso eine Staubmaske. Wer keine Routine für solche Arbeiten hat, fertigt zweckmäßigerweise erst einmal einige Schriffe zur Übung an einem Blech aus dem gleichen Material wie der Turbinenrohling. Die Drehzahl wird so hoch eingestellt, daß beim Schleifen kräftig Funken fliegen.

Die Schaufeln müssen auf eine Form geschliffen werden, die annähernd den Schnittdarstellungen gemäß



Zentrierung des auf der Welle aufgeschraubten Flansches mit dem Rohling zum Verschweißen.



Draufsicht und Seitenansicht des fertigen Turbinenrades.

Zeichnung entspricht. Die exakte Einhaltung der Profilform ist nicht so zwingend erforderlich. Die gezeichneten Profile in den Schnittbildern gewährleisten vor allem eine genügende Steifigkeit und Festigkeit der Schaufeln. Daher ist es wichtig, daß vor allem am Schaufelfuß der dargestellte Querschnitt nicht vermindert wird.

Man beginnt die Schleifarbeit mit der Aufweitung des Spaltes am Schaufelfuß so, daß dort ein ca. 2 mm breiter Kanal mit einem Winkel von 40° gemessen zur Drehebene entsteht. Dabei werden gleichzeitig die Spuren des Sägeschnittes am Schaufelfuß weggeschliffen. Der Durchmesser, auf dem der Boden dieser Kanäle liegt, beträgt, wie in der Zeichnung skizziert, 41,5 mm. Danach werden die Rundungen der Schaufel-Rückseiten entsprechend den Radien der Zeichnung geschliffen. Als nächstes wird die Vorderseite profiliert. Dabei ist zu beachten, daß die Profildicke vom Schaufelfuß nach außen hin stetig abnimmt. Die Profildicke im äußeren Bereich der Schaufel soll etwa 1 mm betragen. Die Vorderkanten der Schaufeln werden spitz zugeschliffen, während die Hinterkanten noch etwa 0,2 mm Dicke haben sollen. Eine Rundung der Vorderkante bringt strömungstechnisch keine Vorteile. Zuletzt werden die Schaufeln auf eine Breite von 10,5 mm außen zurechtgeschliffen und die Zuspitzung an der Vorderkante und gegebenenfalls die Schaufeldicke an der Hinterkante nachgearbeitet.

Auswuchten des Turbinenrades

Vor dem Auswuchten wird das Rad auf den endgültigen Durchmesser von 63,5 mm abgedreht. Dazu wird es wieder mit der Welle verschraubt und an der Welle eingespannt. Das Auswuchten erfolgt sinngemäß wie beim Verdichterrad beschrieben. Die Unwucht kann aber hier nur durch Abschleifen von Material am Turbinenrad korrigiert werden. Im allgemeinen ist dabei meistens irgendeine Schaufel etwas zu dick geraten, oder das Ausschleifen des Schaufelfußes etwas zu gering ausgefallen. Durch Nacharbeiten dieser Fehler kann man sehr schnell den Rundlauf des Turbinenrades nach der Fingerspitzen-Methode erzielen. Keinesfalls darf man das Auswuchten durch Anbohren der Scheibe oder Wegschleifen von Material an der Turbinenscheibe selbst durchführen. Ein angebohrtes oder gar durchbohrtes Turbinenrad ist für höhere Drehzahlen völlig unbrauchbar. Es würde dabei mit Sicherheit zerstört.

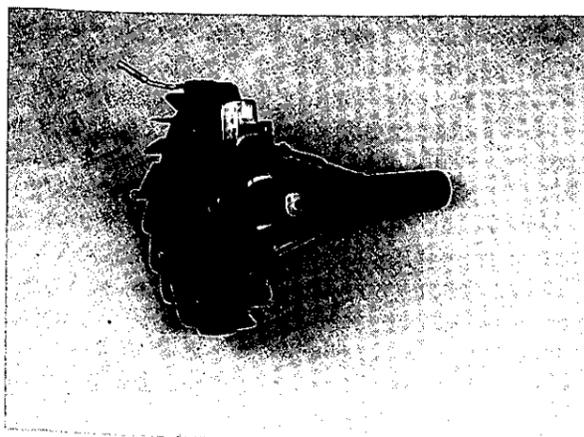
7.2.2 Hilfsvorrichtungen

Diese werden benötigt zum Zentrieren des Gehäuses Teil 14 mit den Teilen 15 - 18 sowie der Innenstruktur Teile 7 - 13. Dazu braucht man eine Scheibe mit Flansch, ähnlich der Turbinenscheibe mit einem Durchmesser, der dem Innendurchmesser von Teil 18 entspricht (Teil A). Weiterhin 2 Scheiben mit dem

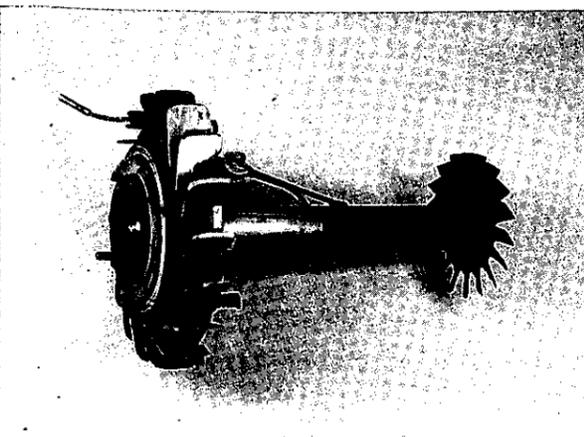
Innendurchmesser des Gehäuses und einer zentrischen Bohrung mit dem Durchmesser der Welle. Diese beiden Scheiben werden mit 3 Stehbolzen im Abstand von ca. 70 mm verbunden. Die Scheiben können aus 4–5 mm dickem Sperrholz gedreht werden. Die beiden großen Scheiben mit den Stehbolzen sind Hilfsvorrichtung B. Vorrichtung C dient zum Justieren der Teile 15, 16 und 18.

7.2.3 Innenstruktur

Die Innenstruktur besteht aus den Teilen Nr. 7 bis 13. Sie sorgt für die Zentrierung der Lagerung des Rotors im Gehäuse und ist gleichzeitig im vorderen Bereich Leitsystem für das Verdichterrad.



Ansicht der kompletten Innenstruktur. Das links oben hervorragende Rohrstück ist die Ölleitung. Durch das gleiche Feld zwischen den Leitschaufeln werden auch die Kraftstoff- und Hilfgasleitung durchgeführt. An der entsprechenden Stelle des Deckels sind dazu drei Bohrungen $\varnothing 3$ mm vorgesehen. Diese Art der Leitungsführung erspart viel Arbeit mit Durchführungsbuchsen.



Der Läufer in die Innenstruktur eingebaut. In diesem Zustand kann man schon vor der Endmontage die Qualität der Lagerung überprüfen.

Wir beginnen mit dem Wellentunnel Teil 7. Er trägt an den Enden die Lagerbuchsen. Die hintere Lagerbuchse wird als leichter Schiebesitz ausgebildet. Die vordere Lagerbuchse ist als Festlager für die axiale Führung des Rotors zusammen mit der Grundplatte Teil 10 ausgeführt. Teil 7 und Teil 10 werden mit Hilfe des Lagers zueinander zentriert.

Die Anfertigung der Lagerbuchsen ist am leichtesten, wenn man diese aus dem Vollen vordreht, in das Rohrstück des Wellentunnels einsetzt und mit diesem hartverlötet. Nachdem der Wellentunnel auf Länge gedreht ist, wird der vordere Befestigungsflansch durch etwa 6 Schweißpunkte angeschweißt und anschließend die Streben zwischen Flansch und Wellentunnel eingeschweißt. In dieser Form wird das Werkstück eingespannt, die Stirnseite des Flansches plangedreht und die vordere Lagerpassung gemäß Zeichnung gedreht. Die Lage der Belüftungsbohrung auf dem Umfang des Wellentunnels ist unkritisch. Wichtig ist der Abstand von der Stirnseite und daß die Einführung der Ölleitung Teil 35 gegenüber der Bohrung um 180° versetzt ist. Teil 35 wird mit Teil 7 hartverlötet und durch eine Drahtwicklung und Hartlötung an einer Strebe abgefangen.

Die Grundplatte Teil 10 wird auf Übermaß ausgeschnitten. Eine Reduzierung der Materialstärke zur Gewichtseinsparung ist Sparsamkeit am falschen Platze! Die Steifigkeit dieser Grundplatte zusammen mit dem Wellentunnel und der Verbindung zum Gehäuse über die Verbinder Teil 11 ist für die einwandfreie Arbeitsweise des Triebwerkes Voraussetzung. Zunächst wird die Platte zentrisch durchbohrt und der Kugellagersitz gedreht. Falls die vorhandene Drehbank keine direkte Einspannung der Grundplatte für diesen Arbeitsgang zuläßt, kann man sie auf einen einfachen Hilfsflansch mit planer Stirnfläche schrauben. Die Löcher für diese Verschraubung werden später mit Alu-Senkknieten wieder verschlossen. Die Verbinder Teil 11 werden zunächst so gefertigt, daß für den genauen Durchmesser im Gehäuse noch Bearbeitungszugabe übrig bleibt. Die Befestigungsgewinde für die Schrauben Teil 8 werden erst nach vollständiger Bearbeitung der Innenstruktur beim Zusammenpassen mit dem Gehäuse gebohrt. Die vorgefertigten Verbinder werden mit der Grundplatte vernietet. Dabei ist die Vorderseite auf der Grundplatte als Senkniet-Verbindung auszuführen. Der Leitschaufelträger-Verdichter Teil 12 wird auf Rohmaß ausgesägt und zur Aufnahme der Leitschaufeln Teil 13 geschlitzt. Zur Aufzeichnung der Schlitzes kann man die im Kapitel 7. 2. 1 bewährte Schablonenmethode anwenden. Danach wird Teil 10 und Teil 12 mittels heißaushärtbarem Epoxidkleber z. B. UHU Endfest 300 verklebt und bei 120° ausgehärtet. Diese Verbindung kann dann mit den bereits fertigen Teilen 7, 8 und 9 zusammengefügt werden, wobei ein Kugellager zur Zentrierung hilfreich ist. Danach werden die Schraubverbindungen gebohrt und zwar in

folgender Reihenfolge: Durchmesser 2,5 durchbohren. Diese Löcher am Teil 8 auf 3,1 aufbohren. Gewinde M 3 durch Teil 10 und 12 bohren. Danach wird die Gewindebohrung in Teil 12 mittels Cyanacrylatkleber gehärtet. Durch diese Maßnahme entsteht eine genügend selbsthemmende Gewindeverbindung. Zur weiteren Bearbeitung werden die beiden Baugruppen verschraubt. Das Werkstück wird am Wellentunnel eingespannt und kann am eingesetzten Kugellager mit Hilfe der mitlaufenden Körnerspitze zentriert werden. Das Kugellager wird nur für diese Arbeitsgänge verwendet und sollte später nicht zum Betrieb des Rotors genutzt werden. Jetzt werden der Durchmesser von Teil 10 und 12 sowie der Radius und die Stirnseite von Teil 12 auf Maß gedreht.

Vor Einsetzen der Leitschaufeln Teil 13 in die Schlitzes müssen die Schlitzes von überschüssigem Kleber befreit werden. Dazu verwendet man einen Miniaturfräser von 1 mm Durchmesser oder einen Bohrer und eine Miniatur-Handbohrmaschine. Die Gewindebohrungen zur Aufnahme der Gewindebolzen Teil 23 werden so gesetzt, daß ihre Zentren sich mit der Mittellinie der benachbarten Schaufeln schneiden.

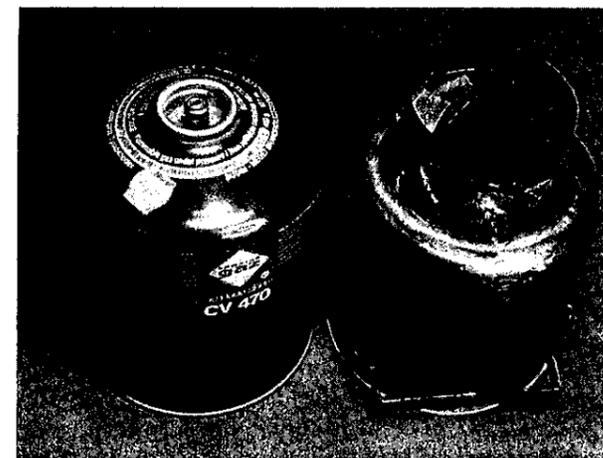
Die Leitschaufeln Teil 13 werden auf Rohmaß zugeschnitten, an der dem Luftstrom ausgesetzten Vorderkante zugescharft und mit Teil 12 ebenfalls mit UHU Endfest 300 verklebt und bei 100° ausgehärtet. Es ist wichtig, bei diesem Aushärtvorgang keine höhere Temperatur zu wählen, da die Gefahr besteht, daß sich der Leitschaufelträger von der Grundplatte löst.

Die Fertigbearbeitung von Teil 11 und Teil 13 auf der Drehbank ist erst dann sinnvoll, wenn das Gehäuse Teil 14 und der Deckel Teil 25 vorgearbeitet sind. Zunächst wird der Außendurchmesser der von den Teilen 11 und 13 zum Innendurchmesser des Gehäuses Teil 14 passend gedreht. Zum leichteren Einpassen werden die gedrehten Außenkanten der Teile 11 und 13 mit der Feile leicht gerundet. Die Passung zum Innendurchmesser Teil 14 wird als Haftsitz ausgeführt, so daß die Innenstruktur ohne große Kraftanstrengung in das Gehäuse eingefügt werden kann. Der Innendurchmesser 67 mm an Teil 12 wird ausgedreht und die Kante gebrochen. Alle bearbeiteten Holzflächen dieses Teiles müssen mit ölfestem Lack imprägniert werden. Die Außenkontur der Leitschaufeln Teil 13 wird gemäß der Kontur des Deckels angepaßt. Das Drehen der Schaufeln wird weniger problematisch, wenn man die Drehbank entgegen dem gewohnten Drehsinn drehen läßt und den Drehmeißel mit der Schneide nach unten einspannt.

7.2.4 Gehäuse

Das Gehäuse wird aus einer leeren Gaskartusche Typ Camping-Gas-International CV 470 gefertigt. Zunächst wird auf der Ventilseite der Durchmesser für

79 mm angerissen und mit der Minirenscheibe herausgetrennt. Danach wird der Bodenteil so abgetrennt, daß die Länge des Gehäuses gemessen vom hinteren Durchbruch 108 mm beträgt. Auch hier geht das Abtrennen mit der Minirenscheibe am einfachsten. Die Lackschichten auf der Innen- und Außenseite werden abgeschliffen oder vorsichtig abgebrannt. An Stelle der Lackierung wird die Innen- und Außenseite mit Aluminiumspray behandelt. Nach Abtrocknung dieser Schicht wird sie mit Hilfe einer Lötlampe eingebrannt. Jetzt können die Befestigungsfüße Teil 36 und Teil 37, der Anschlußnippel Teil 42 sowie die Verstärkungen Teil 39 hart angelötet werden. Als Hartlot ist niedrigschmelzendes Silberlot, sogenanntes Tiefpunktlot, bestens geeignet.



Links der Rohling für das Gehäuse. Im Endzustand wird daraus ein integrales Bauteil mit Leitschaufeln, Turbinengehäuse, Befestigungsfüßen und Anschlußrohr für Verdichterdruckluft (rechts unten) zum Öltank.

7.2.5 Leitschaufelsystem Turbinenseite mit Turbinengehäuse

Dieses besteht aus dem Leitschaufelträger Teil 15, Leitschaufeln Teil 16, Zentralkörper Teil 17 und dem Turbinengehäuse Teil 18. Zunächst wird das Teil 17 gemäß Zeichnung gefertigt. Zur Arbeitersparnis kann man den äußeren Zylinderring aus einem Rohr fertigen und die innere Ringscheibe aus 0,8 mm starkem Stahlblech einsetzen und mit dem äußeren Ring verschweißen. Teil 17 wird mit Aluspray behandelt und nach dem Abtrocknen ausgeglüht. Man kann an Stelle von Stahl und der eben genannten Oberflächenbehandlung dieses Teil auch aus Chrom-Nickelstahlblech zusammenschweißen. Der Radius an der Vorderkante ist bei der Ausführung unkritisch. Teil 15 und Teil 18 werden aus 0,8 mm Stahlblech ge-

mäß Abbildung zugeschnitten und als Zylinder bzw. Kegelstumpf gebogen. Dabei ist als Hilfsmittel ein Drehteil aus Holz gemäß der Innenkontur dieser Teile als Hilfsvorrichtung geeignet. Nach dieser Formgebung werden die Teile 15 und 18 miteinander unter Schutzgas verschweißt. Die Teile werden dazu auf der Hilfsvorrichtung zentriert und an einigen Punkten der Schweißnaht geheftet, danach die Hilfsvorrichtung herausgenommen und die Naht von außen vollständig verschweißt. Die innere Stoßkante der beiden Teile wird mittels Minihandschleifmaschine verputzt. Danach wird das Bauteil ebenfalls mit Aluspray oberflächengeschützt und diese Schicht durch Einbrennen fixiert.

Auf der Außenfläche von Teil 15 werden die Schlitzlöcher zur Aufnahme der Leitschaufeln mittels Minitrennscheibe und Bohrer eingeschnitten. Zum Anzeichnen der Schlitzlöcher benutzt man wieder die Papier-Schablonenmethode. Man kann die Papier-Schablone fest aufkleben und gemäß den aufgezeichneten Mittellinien schleifen bzw. bohren. Vor Einsetzen der Schaufeln wird die Hilfsvorrichtung C gemäß Skizze aus Holz gefertigt. Es ist wichtig, daß der Durchmesser 64 der Hilfsvorrichtung als Preß-Sitz in Teil 18 eingepreßt wird. Man schafft mit dieser Hilfsvorrichtung einen Anschlag für die Innenkante der Leitschaufeln Teil 16. Der Durchmesser dieses Anschlages soll ca. 1 mm geringer sein, als der Außendurchmesser von Teil 17 an dieser Stelle. Damit erreicht man eine definierte Bearbeitungszugabe an den Innenkanten der Leitschaufeln.

Zur Fertigung der Leitschaufeln fertigt man erst eine Musterleitschaufel aus 0,5 mm Messingblech an, die möglichst gut auf dem Zylinder der Hilfsvorrichtung anliegt und etwa 2 mm über dem Außenrand von Teil 15 hinausragt. Die Biegung dieser Schaufel ist am äußeren Rand durch die Schlitzlöcher in Teil 15 vorgegeben. Der Radius der Biegung wird zum Zylinder der Hilfsvorrichtung hin stetig vermindert. Die genaue Einhaltung der vorgegebenen Radien ist für die Funktion des Systems nicht sehr kritisch. Die Leitschaufeln werden dann gemäß dieser Schablone gefertigt. Zum Justieren der Schaufeln werden diese zunächst durch die Schlitzlöcher gesteckt und von außen mit dem Schweißgerät angeheftet und gegebenenfalls justiert. Eine radialsymmetrische Ausrichtung der Schaufelvorder- und Hinterkanten nach Augenmaß ist vollkommen ausreichend. Danach können die Schaufeln vollständig mit Teil 15 unter Schutzgas verschweißt werden. Als Schweißelektrode verwendet man Stahldraht 0,6 mm Durchmesser.

Die Hilfsvorrichtung wird herausgedrückt und das Bauteil am Durchmesser Teil 18 in die Drehbank gespannt. Das Innenmaß der Leitschaufeln kann jetzt durch Abschleifen mit der Minischleifmaschine auf das Endmaß geschliffen werden. Dieses wird so gewählt, daß Teil 17 mit ca. 0,2 mm Luft in den Leitschaufeln schwimmt.

7.2.6 Verbindung des Leitschaufelsystems mit dem Gehäuse

Dazu wird die Hilfsvorrichtung B in das Gehäuse geschoben. Auf die Welle wird an Stelle der Turbine die Hilfsvorrichtung A aufgeschraubt. Danach wird die Baugruppe Teil 15 bis 18 auf die Rückseite von Teil 14 gesetzt und die Welle mit Hilfsvorrichtung A zwecks Zentrierung von hinten eingeschoben. Die Verbindung von Teil 14 der Baugruppe erfolgt durch Hartlötung. Wer die Möglichkeit zum Schweißen sehr dünner Bleche hat, kann statt Hartlötung hier auch schweißen. Nach der Verbindung werden die Hilfsvorrichtungen entfernt und die Hartlötnaht bzw. Schweißnaht an den inneren Stoßflächen verputzt. Messing-Hartlot verwenden.

7.2.7 Zentrierung der Innenstruktur

Die Innenstruktur muß mit dem vorderen Lager bestückt sein. Sie wird von vorn in das Gehäuse eingeschoben. Die Welle wird auf der Turbinenseite ebenfalls mit einem Kugellager bestückt und dann wieder die Hilfsvorrichtung A angeschraubt. Dieses Teil kann jetzt von hinten in den Wellentunnel eingeschoben werden. Damit wird der Wellentunnel genau zum Turbinengehäuse zentriert. Nach Einstellung des richtigen Abstandes wird Teil 14 mit den Verbindern Teil 11 verbohrt. Dabei wird zunächst für Gewinde M 4 mit 3,2 Durchmesser durchgebohrt. Nach Auseinandernehmen der Innenstruktur und Gehäuse wird am Gehäuse auf 4 mm aufgebohrt und die Gewinde M 4 in die Teile 11 geschnitten.

7.2.8 Herstellung des Vorderteils

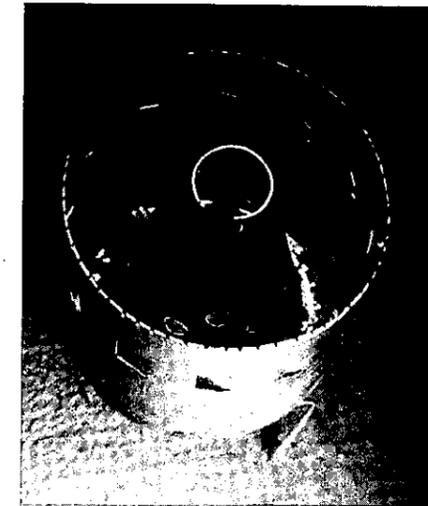
Dieses besteht aus dem Deckel Teil 25, Verstärkungsring Teil 26, Verbindungsring Teil 28 sowie der Einlaufdüse Teil 27. Teil 25 und Teil 27 werden aus 1 mm Rein-Alublech gedrückt. Diese Herstellungstechnik ist sehr leicht erlernbar. Es ist sinnvoll, mit dem einfacheren Teil 27 zu beginnen. Dazu braucht man ein Drehteil aus Hartholz oder auch aus Sperrholzscheiben zusammengesetzt, das in der Außenkontur der Innenkontur des zu drückenden Bauteiles entspricht, aber etwas länger ist, siehe Zeichnung. Dieses Drehteil wird in die Drehbank eingespannt. Auf die plane Stirnseite wird der Rohling für das Werkstück angepreßt. Dazu benutzt man die mitlaufende Körnerspitze und eine Andrückscheibe mit einem etwas kleineren Durchmesser als der Stirndurchmesser der Drückform. Der Rohling besteht aus einer planen Blechscheibe mit dem Durchmesser gemäß Zeichnung. Er wird vor dem Drücken bei etwa 300° weich „geglüht“. Man benutzt zum Drücken an Stelle eines Drehstahls ein Drückwerkzeug. Dieses kann für unseren Zweck aus einer Hartholzleiste mit etwa 10 x 10 mm Querschnitt gefertigt werden. Dieses wird an der Vorderseite gerundet. Zusätzlich

braucht man bei dieser einfachen Art des Drückens noch ein Schmiermittel, z. B. Fett. Das Prinzip des Drückens beruht darauf, daß man das kaltverformbare Blech bei Drehung der Drückform mit dem Drückwerkzeug gegen die Kontur drückt. Als ersten Arbeitsgang führt man das Drückwerkzeug so, daß eine gedachte Kontur zwischen der Endform und der planen Fläche entsteht. Danach wird die Kontur näher an das Drückwerkzeug herangeführt, bis es zuletzt anliegt. Dazu gehört etwas Übung. Falls bei diesem Vorgang das Material zu sehr versprödet und reißt, muß man einen neuen Versuch starten und dabei nach dem zweiten Arbeitsgang wieder weich glühen. Ist das Drücken gelungen, wird das Werkstück noch auf dem Drückwerkzeug auf Länge abgedreht und kann dann getrennt werden. Falls es sich der Trennung widersetzt, hilft eine mäßige Erwärmung mit der Flamme. Die hier zu fertigenden Teile 25 und 27 gelingen im allgemeinen ohne Zwischenglühen.

Nach dem Drücken von Teil 25 wird der Verstärkungsring Teil 26 mit UHU Endfest 300 verklebt und heiß ausgehärtet. Danach wird der zentrische Durchbruch für Teil 27 ausgesägt. Die Zentrierung dieses Durchbruchs ist nicht kritisch. Teil 25 und 26 werden gemäß den Bohrungen für die Verbindungsschrauben Teil 41 zur Innenstruktur gebohrt. Danach kann der Deckel, Innenstruktur und Gehäuse miteinander verschraubt werden und Teil 27, 28 und 25 mit dem Verdichterrad zentriert werden. Als Zentrierung für Teil 27 dient die Ausdrehung in der Deckscheibe des Verdichterrades. Die Teile 25, 28 und 27 werden in einem Arbeitsgang miteinander verklebt. Dabei muß Teil 27 genau in der Ausdrehung sitzen. Als Kleber kann man hier ausnahmsweise schnellhärtendes Epoxidharz verwenden. Die metallischen Klebeflächen sollten jedoch vorher gereinigt und mit grobem Schleifpapier aufgeraut werden. Es ist darauf zu achten, daß kein Kleber in die Fuge zwischen Teil 27 und dem Verdichterrad gerät. Nach Aushärtung der Verbindung werden die Teile wieder auseingebaut (soweit sie nicht miteinander verklebt sind). Die Ausdrehung im Verdichterrad wird auf der Drehbank soweit nachgearbeitet, daß zwischen Düse und Deckscheibe axial und radial ein Spalt von 0,3 mm entsteht. Danach muß die Ausdrehung wieder versiegelt werden. Es ist zweckmäßig, nach diesem Arbeitsgang die Auswuchtung des Verdichterrades nochmals zu prüfen.

7.2.9 Brennkammer

Sie besteht aus dem Innenkegel Teil 29, Stirnteil 30 und Außenmantel 31. Die Teile werden gemäß Zeichnung angerissen und die Bohrungen in Teil 29 gebohrt. Zum Bohren dünner Bleche legt man eine Hartholzplatte unter. Es ist wichtig, bei dem hier zu verarbeitenden Material die richtigen Bohrer zu verwenden. Bestens bewährt haben sich sogenannte



Ansicht der Brennkammer von hinten. Bautechnisch birgt sie keine Probleme. Die Position und die Größe der Bohrungen und Fenster sind entscheidend für die Qualität der Verbrennung. Die hier gezeigte Version entspricht in den Abmessungen der Bohrungen nicht genau der Bauanleitung. Das nach unten herausragende Rohr ist die Hilfsgasleitung.



Dieselbe Brennkammer, Ansicht von vorne.

Panzerbohrer, und die Verwendung von Edelstahl-Schneidpaste. Nach dem Bohren werden die Bohrlöcher mit Hilfe einer Miniatur-Schleifmaschine entgratet.

Alle Blechteile kann man mit der Miniatur-Schleifmaschine und feinen Trennblättern präzise und ohne Verzug aus der Blechplatte ausschneiden. Teil 29 muß zur Kegelform gebogen werden. Dazu kann man einen entsprechenden Holzkegel drehen und diesen als Formwerkzeug benutzen. Mit einiger Geschicklichkeit geht es aber auch, indem man einen Rundstahl mit etwa 15 mm Durchmesser in den

Schraubstock spannt und das Teil segmentweise biegt, bis man die gewünschte Kegelform erreicht hat. Danach wird die Naht unter Schutzgas mit Chrom-Nickeldraht 0,6 mm verschweißt. Teil 29 wird zunächst mit dem Stirnteil 30 wie bereits beschrieben, verschweißt. Anschließend erst Teil 30 mit Teil 31 verschweißen. Zur Zentrierung von Teil 29 mit Teil 31 ist es zweckmäßig, am rückseitigen Ende einen Zentrierring aus Sperrholz einzusetzen. Die Luftklappen in Teil 31 werden jetzt mit der Miniaturtrennscheibe ausgeschnitten, und entsprechend der Zeichnung nach innen aufgebogen. Es ist wichtig, daß die Klappen so ausgeschnitten werden, daß sie in Drehrichtung weisen. Ebenfalls mit einer Trennschleifscheibe von 1 mm Breite werden die Kühlluftschlitze gemäß Zeichnung eingeschliffen. Zur Vervollständigung der Brennkammer fehlen noch die Distanzhalter, die mittels Schutzgasschweißung angeheftet werden, sowie das Einlaßrohr Teil 43 für Hilfs-gas an Teil 30. Dieses wird mit hochschmelzendem Silber-Hartlot eingelötet. Das Einlaßrohr soll nur ganz knapp in die Brennkammer hineinragen, da sonst die Gefahr besteht, daß es während des Betriebes zugeschmolzen wird.

Falls man eine interne Zündung einbauen möchte, ist an die Stirnseite etwa 60° zum Einlaßrohr versetzt eine Gewindebuchse zur Aufnahme einer Glühkerze ebenfalls hart einzulöten. Man muß dann aber bei der späteren Endmontage darauf achten, daß der herausragende Glühkerzenkopf nicht mit Teilen der Innenstruktur zusammenkommt. Zum Betrieb der Glühkerze muß ebenfalls eine Kabeldurchführung vorgesehen werden. Die Durchführung kann an irgendeiner Stelle des Gehäuses im Bereich zwischen Teil 10 und Teil 30 geschaffen werden. Als Isolierung für das Kabel hat sich dickwandiger Silikonschlauch bewährt. Als Kontakt zum Glühkerzenkopf eignet sich eine federnde Klaue aus Messingblech. Die Distanzhalter 32 werden so gebogen, daß sie beim Einsetzen der Brennkammer in das Gehäuse Teil 14 leicht gegen die Innenwand drücken.

7.2.10 Verdampfer

Dazu benötigt man ein Edelstahlrohr 5 mm Außendurchmesser, 0,3 mm Wandstärke und 1300 mm Länge. Ein Rohrende wird flach gedrückt und nach Art eines Zahnpastatubenverschlusses umgebogen. Zur nachfolgenden Biegebehandlung muß es bei Rotglut mit Hilfe einer Gaslötlampe ausgeglüht werden. Nach dem Abkühlen wird es mit feinstem Quarzsand gefüllt. Damit der Sand dicht genug im Rohr liegt, unterstützt man dieses durch Klopfen mit Hilfe eines metallischen Gegenstandes gegen das Rohr. Nach vollendeter Füllung wird das offene Rohrende mit einem Holzstopfen verschlossen. Nun wird das Rohr gemäß Zeichnung zu einer Wendel gewickelt. Als Wickelkörper ist dazu ein Zylinder von 70

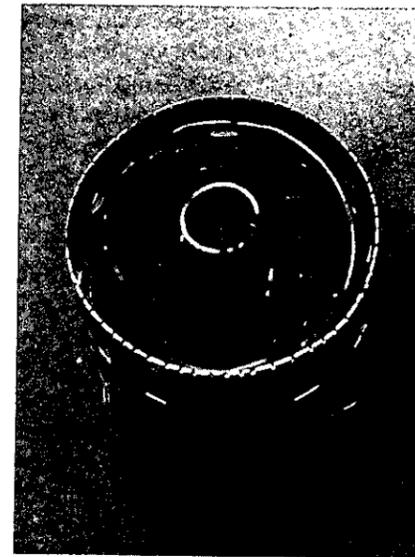
mm Außendurchmesser geeignet. Der Wickelsinn ist zu beachten: Schaut man auf das zugekniffene Ende der Wendel, so muß dieses in Drehrichtung zeigen. Die erste Wicklung wird zu einem Ring mit einem Innendurchmesser von 66 mm geformt und so gebogen, daß dieser Ring annähernd zentrisch zu der Wendel liegt. Das andere Ende der Wendel wird nach innen gebogen. Nach Entfernen des Holzstopfens wird der Sand aus dem Rohr herausgeklopft.

Senkrecht zur Ebene des vorderen Ringes werden in das Rohr fünf Düsenlöcher 0,8 Durchmesser im Abstand von 72° gebohrt. Die Ausblaserichtung dieser Düsenlöcher wäre dann genau axial in Richtung Verdichterseite. Zur Verbesserung der Durchmischung werden die Löcher mit Hilfe eines 0,8 mm Durchmesser Federstahldrahts zu Hutzen aufgebogen. Beim Aufbiegen wird der Draht so geführt, daß er am Ende in der Ebene des Ringes liegt und mit der Tangente an den Durchmesser einen Winkel von ca. 20° nach außen bildet. In dieser Lage wird der Draht unmittelbar neben dem Loch mit einer Zange leicht gegen das Rohr gequetscht. Durch diese Maßnahme erfährt der ausströmende verdampfte Kraftstoff einen Drall, der zur besseren Durchmischung von Kraftstoff und Luft beiträgt. An das freie Ende des Verdampferrohres wird die Kraftstoffleitung Teil 34 über einen Adapter hart angelötet. Man kann das Rohr so biegen, daß die Lötstelle im Durchführungsloch im Teil 29 liegt.

Falls kein 5 mm Edelstahlrohr der angegebenen Länge verfügbar ist, kann man an das Rohr auch ein 4 mm Edelstahlrohr hart anlöten. Das Hauptrohr muß aber mindestens 1 m lang sein. Diese zusätzliche Lötverbindung wird so gelegt, daß sie die Außenwand der Brennkammer berührt. Auf diese Weise ist die Gefahr gering, daß die Lötstelle beim Betrieb aufgeschmolzen wird. Hier muß hochschmelzendes Hartlot verwendet werden.



Die Verdampferwendel mit Kraftstoffleitungen und Austrittsöffnungen. Der Drehsinn der Wendel ist hier entgegengesetzt der Version in der Bauanleitung.



Verdampfer in der Brennkammer eingebaut.

7.2.11 Einbau des Verdampfers in die Brennkammer

Der Verdampfer wird von hinten in die Brennkammer eingeführt. Das Verbindungsrohr wird dabei durch das entsprechende Loch des Innenteils nach vorne durchgeführt. Der vordere Ring des Verdampfers wird mit 3 Drahtschellen aus 0,6 mm Chrom-Nickeldraht (Schweißdraht) befestigt. Das Zuführungsrohr kann nun so gebogen werden, daß es zwischen Grundplatte und Gehäusewand zwischen den Schaufeln nach vorne gerichtet ist. An dieser Stelle wird ein Loch von 3 mm Durchmesser in den Deckel gebohrt. Nach Durchführung des Rohres kann man es auf eine gewünschte Länge abschneiden und an diesem Ende eine Schlaucholive von ca. 3 mm Durchmesser löten. In der gleichen Weise wird auch das Einlaßrohr für Hilfs-gas zurechtgebogen und nach draußen geführt. Die Brennkammer und der Verdampfer sind damit betriebsfertig.

7.2.12 Ringdüse

Diese besteht aus der äußeren Düse Teil 19, Strömungsberuhiger Teil 20 und den Verbindungsstegen Teil 21. Zur Fixierung am Gehäuse sind noch zusätzlich die Befestigungslaschen Teil 22 notwendig. Teil 19 besteht aus einem kurzen Kegelstumpf, dessen Außendurchmesser genau dem Außendurchmesser von Teil 18 angepaßt wird. Diese Stoßverbindung wird genau passend mit dem kurzen zylindrischen Stück des Teiles 19 abgedeckt. Dieses äußere Teil wird aus einem Blechstreifen gebogen, mittels Draht stramm um Teil 18 gespannt und durch ca. 20 Schweißpunkte mit dem konischen Teil verschweißt. Danach werden auf Teil 19 und Teil 18 jeweils 3 Verbindungslaschen um 120° versetzt angeschweißt. Das konische Ende von Teil 19 wird zur Aufnahme der Befestigungslaschen Teil 22 mit Hilfe einer Trenn-

schleifscheibe geschlitzt. Der Ableitkonus wird zunächst über einen Rundstab von 12 mm soweit vorgebogen, daß er verschweißt werden kann. Die Schweißnaht wird mit der Miniaturschleifmaschine innen und außen verputzt. Danach kann dieser Kegelstumpf auf einen Hartholzkegel aufgetrieben werden. Der Hartholzkegel ist an der Basis leicht gerundet. Durch Einspannen des Holzkegels in die Drehbank mit einem entsprechenden Spanndorn kann der Ableitkonus in die Endform gedrückt und verputzt werden. Zum Zusammenbau von Teil 20 und Teil 19 und den Teilen 21 wird Teil 19 auf Teil 18 aufgesteckt und mittels Chrom-Nickel-Draht über die Laschen fixiert. Teil 20 wird mit Hilfe eines Zentrierrings und einer Distanzscheibe bei eingesetztem Turbinenrad auf die Turbinenscheibe aufgesetzt. Danach werden die Stege Teil 21 eingesetzt und mit Teil 19 und Teil 20 durch einige Schweißpunkte verbunden. Nach Entfernung der Distanzscheibe und des Zentrierrings ist die Ringdüse gebrauchsfertig. Eine leichte Deformation im Sinne eines Dreiecks am dickeren Ende des Ableitkonus ist für die Funktionsfähigkeit der Ringdüse ohne Bedeutung.

Die Befestigung der Ringdüse mittels Drahtschellen und den vorgesehenen Befestigungslaschen ist für den Betrieb der Strahltriebwerke vielfach erprobt und zuverlässig. Eine gasdichte Verbindung zwischen Düse und Gehäuse ist nicht erforderlich.

7.3 Endmontage

In die M 4 Gewindebohrungen der Zentralstruktur werden 3 Gewindebolzen eingeschraubt und durch Kontermuttern auf der Rückseite gesichert. Im Bereich des Luftkanals auf der Vorderseite werden die Bolzen mit der Schleifscheibe etwas abgeflacht. Auf das nach hinten überstehende Ende der Bolzen werden die Spannfedern zum Andrücken der Brennkammer aufgeschoben. Man kann die Federn so zurecht biegen, daß sie nicht von allein von den Bolzen abrutschen. Das überstehende Ende der Gewindebolzen in Richtung Brennkammer soll im kalten Zustand mindestens 1 mm Abstand von der Brennkammer-Stirnseite haben, damit bei Wärmedehnung der Brennkammer keine größeren Verspannungen auftreten.

Das vordere Ende der Bolzen dient zur Befestigung des Deckels. Dazu reichen 3 M 4 Muttern. Man kann aber zur Befestigung der Strahltriebwerke 2 Muttern gegen 2 Führungsbolzen 7 Durchmesser mit M 4 Innengewinde verwenden. Diese Bolzen werden durch einen Spant am Ende des Rumpfes gesteckt und das Triebwerk nur noch am hinteren Befestigungsfuß Teil 37 mit einem entsprechenden Auflager am Modell verschraubt. Falls man diese Art der Befestigung wählt, kann auf den Befestigungsfuß Teil 37 verzichtet werden.

Vor dem endgültigen Zusammenbau zwecks Inbetriebnahme werden zunächst alle Leitungen auf Durchgang geprüft und gekennzeichnet. Alle Teile werden gründlich von Staub und Spänen befreit. Das vordere und hintere Kugellager wird eingesetzt und die Zentralstruktur mit den 3 Schrauben M 3 verschraubt. Die Welle wird in das Drehbankfutter gespannt und das Turbinenrad von Hand mit Hilfe eines Lappens bis zum Anschlag, aber ohne Gewaltanwendung angeschraubt. Der weitere Zusammenbau geschieht in folgender Reihenfolge:

Teil 17 bis zum Anschlag einschieben. Brennkammer so einschieben und so drehen, daß die Anschlußleitungen in Richtung der Durchgänge im Deckel weisen. Zentralstruktur einschieben und Gewindebohrungen in den Teilen 11 mit den entsprechenden Bohrungen in Teil 14 zur Deckung bringen, Schrauben hereindrehen, aber noch nicht festspannen. Welle mit Turbinenrad von hinten in den Wellentunnel bis zum Anschlag einschieben. Den Spaltabstand zwischen Turbinenrad und Teil 18 einjustieren. Dazu verwende man 3 Blechstreifen von 0,3 mm Stärke, die um ca. 120° verschoben, zwischen Turbinenrad und Teil 18 eingeschoben werden. Befestigungsschrauben Teil 38 leicht anspannen. Blechstreifen wieder herausziehen und Turbinenrad auf Freilauf prüfen. Dazu ist die Verwendung eines Spions, Dicke 0,2 bis 0,3 mm, zweckmäßig. Falls der Spion sich überall gleich durchschieben läßt, ist die Zentrierung des Turbinenrades gelungen. Sonst muß der Justiervorgang etwas abgewandelt verbessert werden. Man löst dazu die Spannschraube, die der engsten Stelle nächstbenachbart ist, eventuell auch 2 Spannschrauben und führt an die engste Stelle einen Spion von 0,4 mm ein. Danach werden wieder alle Schrauben angezogen und der Spion herausgezogen. Falls auf diese Weise keine Zentrierung möglich ist, müssen die Bohrungen in Teil 14 vorsichtig nachgearbeitet werden.

Nach gelungener Justierung kann das Verdichterrad aufgesteckt und mit der Spannschraube Teil 40 mit der Welle verschraubt werden. Danach wird der Freilauf des Rotors nochmals geprüft. Die Lagerung muß so leichtgängig sein, daß er durch leichtes Pusten in das Verdichterrad in Drehung versetzt wird. Wenn

auch dieser Test zufriedenstellend verläuft, kann das Vorderteil aufgesteckt und verschraubt werden. Jetzt muß der Freilauftest wiederholt werden und auch die Zentrierung der Turbine, da unter Umständen durch das Aufschrauben des Deckels das Gehäuse verspannt werden kann. Dies ist möglich, wenn der Deckel zu stramm auf den Rand des Gehäuses gepreßt wird. In diesem Fall muß der Deckel an der Berührungsstelle mit dem Gehäuse etwas ausgeschliffen werden. Nach Verschraubung des Vorderteils und einwandfreier Zentrierung der Turbine wird der Rotor mit Hilfe des Gebläses angeblasen und nach Abschalten des Gebläses das Triebwerk mit der Einlaßöffnung nach unten gehalten. In diesem Fall dürfen keine Schleifgeräusche hörbar sein, oder der Rotor abrupt abgebremst werden. In diesem Fall muß die Ausdrehung in der Deckscheibe des Verdichterrades nachgearbeitet werden, falls die Ursache der Schleifgeräusche nicht durch Schmutz oder Kleberreste am Rande der Einlaufdüse verursacht sind.

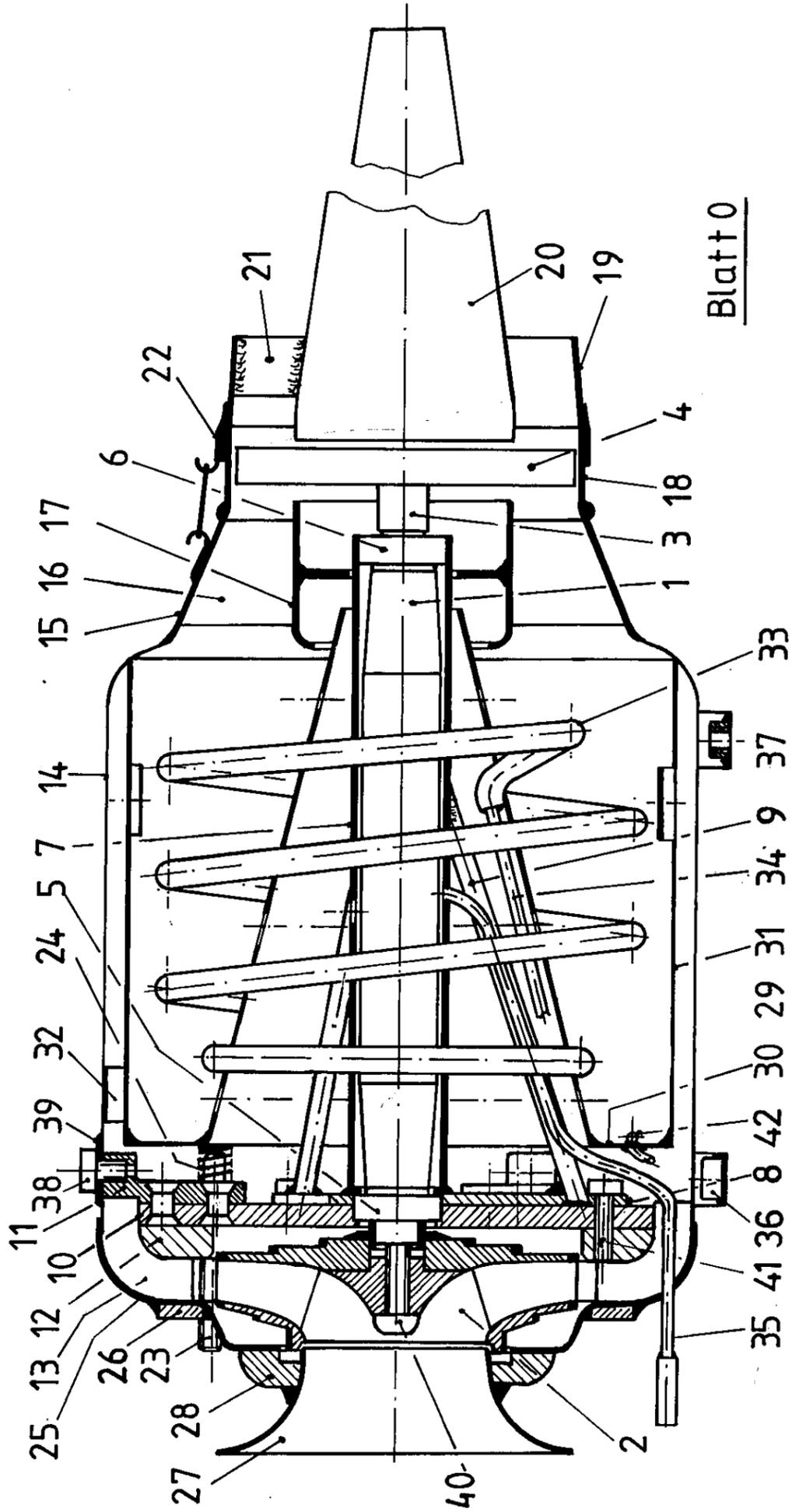
Zur ersten Inbetriebnahme wird der Spalt zwischen Teil 15 und Teil 14 mit Hilfe eines schmalen Textilklebebandes, das in 2 Lagen stramm über diesen Spalt gewickelt wird, abgedichtet. Die freien Öffnungen zwischen den Zuführungsleitungen und dem Deckel werden mit dünnem Schlauch provisorisch abgedichtet. In diesem Zustand ist das Triebwerk bereit zum ersten Probelauf. Die Ringdüse wird dazu noch nicht aufgesetzt.

Nach erfolgreichem Test gemäß Kapitel 9. 3 bis 9. 4 wird der Deckel und die Durchführung der Zuleitungen mit Silikon-Dichtungsmasse abgedichtet. Dazu wird vorher die Innseite des Deckels und der Rand des Gehäuses von Ölspuren gereinigt. Die Silikon-Abdichtung wird wie folgt durchgeführt: Man setzt den Deckel auf und zieht die Spannmutter bis zur Endposition leicht an. Danach werden die 3 Spannmutter wieder um 1 Umdrehung gelockert und der Deckel bis zur Begrenzung durch die Mutter nach vorne geschoben. Jetzt wird ein schmaler Wulst von Silikon-Dichtungsmasse ringförmig auf den Spalt aufgetragen und die Spannmutter endgültig angezogen. Die Rohrdurchführungen im Deckel werden ebenfalls mit Silikon-Dichtungsmasse abgedichtet.

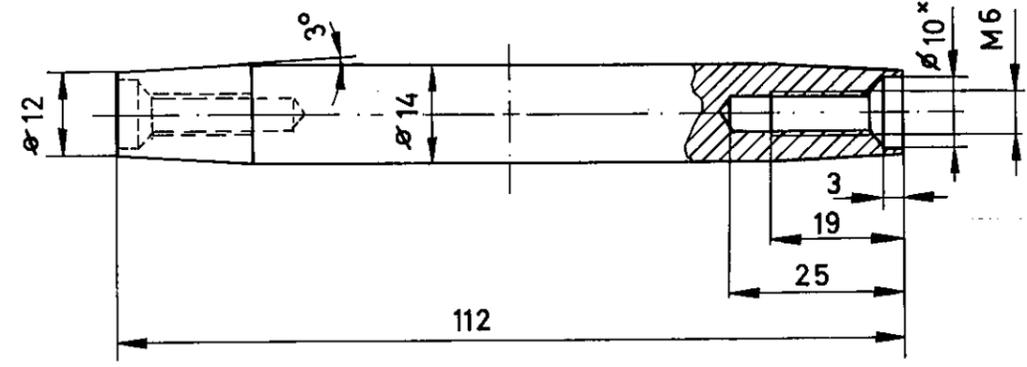
7.4 Stückliste zur Bauanleitung

Teil Nr.	Bezeichnung	Stückzahl	Material	Halbzeug	Abmessungen	Bemerkungen	Darstellg. Blatt Nr.
1	Welle	1		Verbund			1.
1.1	Mittelstück	1	Al.-Leg.	Rundstab Ø 15			1
1.2	Lagerzapfen vorn	1	St.C 45 o.ä.	Rundstab Ø 12			1
1.3	Lagerzapfen hinten	1	St.C 45 o.ä.	Rundstab Ø 12			1
2	Verdichterrad	1		Verbund			2
2.1	Buchse vorn	1	Al.-Leg.	Rundstab Ø 25			1
2.2	Buchse hinten	1	St.C 45	Rundstab Ø 25			1
2.3	Grundscheibe	1	Sperrholz	6 dick mit Kohlefaser-Verbund			2,3
2.4	Deckscheibe	1	Sperrholz	6 dick mit Kohlefaser-Verbund			2,3
2.5	Schaukel V-Rad	11	Sperrholz	0,8-0,9 dick 3-lagig			2
3	Nabe	1	St. C 45	Rundstab Ø 12			4
4	Turbinenrad	1	Cr-Ni-St.	2,5 dick			4
5	Radial-Kugellager vorn	1	Cr-St.	di=8, da=16, B=5, ISO 688			0
6	Radial-Kugellager hinten	1	Cr-St.	di=8, da=16, B=5, ISO 688			0
7	Wellentunnel	1	St.	Rohr 18 x 1 u. Rundstab Ø 18			5
8	Flansch	1	St. 37	Blech 2 dick			5
9	Strebe	3	St.	Schweißdraht Ø 2,5			5
10	Grundplatte	1	Al.-Leg.	Blech 4 dick			6
11	Verbinder	3	Al.-Leg.	Platte 10 dick, 10 x 10 oder Rundstab Ø 15			5,6
12	Leitschaukelträger V.	1	Sperrholz	6 dick, feinlagig, Buche oder Birke			6
13	Leitschaukel V.	18	Al.-Leg.	Blech 1 dick			5
14	Gehäuse	1	St.	Gaskartusche GAS CV 470			7
15	Leitschaukelträger T.	1	St.	Blech 0,8 dick			8
16	Leitschaukel T.	11	Cr-Ni-Stahl	Blech 0,8-1 dick			8
17	Zentralkörper	1	St. 37	Rundstab 42 Ø oder Rohr + Blech 0,8 dick			8
18	Turbinengehäuse	1	St.	Blech 0,8 dick			8
19	Ringdüse	1	Cr-Ni-Stahl	Blech 0,5 dick			9, 12
20	Ableitkonus	1	Cr-Ni-Stahl	Blech 0,5 dick			9, 12
21	Steg	3	Cr-Ni-Stahl	Blech 0,5 dick			9
22	Öse	6	Cr-Ni-Stahl	Blech 0,5 dick			0
23	Gewindebolzen	3	St.	Rundstab Ø 4 oder Gewindestange M 4			5
24	Andruckfeder	3	Federstahl	Draht Ø 0,6 oder Fertigteil ähnl. Zeichn.			5
25	Deckel	1	Alu	Blech 1 dick			10
26	Verstärkungsring	1	Alu.-Leg.	Blech 2 dick			10
27	Einströmdüse		Alu	Blech 0,8 bis 1 dick			10
28	Verbindungsring	1	Sperrholz	6 dick			10
29	Brennkammer Innenteil	1	Cr-Ni-Stahl	0,5 dick			11
30	Brennkammer Stirnteil	1	Cr-Ni-Stahl	0,5 dick			11
31	Brennkammer Außenteil	1	Cr-Ni-Stahl	0,5 dick			12
32	Distanzhalter	3	Cr-Ni-Stahl	0,5 dick			0
33	Verdampfer	1	Cr-Ni-Stahl	Rohr 5 x 0,3, 1300 lg			13
34	Kraftstoffleitung	1	MS	Rohr 2 x 0,5 und 3 x 0,5			13
35	Ölleitung	1	MS	Rohr 2 x 0,5 und 3 x 0,5			0
36	Befestigungsfuß vorn	1	St.	Blech 0,8 dick, 2 Einschlagmutter M 4			7
37	Befestigungsfuß hinten	1	St.	Blech 0,8 dick, 2 Einschlagmutter M 4			7
38	Schraube	3	St.	M 4 x 6 Innen-Sechskant			0
39	Verstärkung	3	St.	Blech 0,5 dick			7
40	Spannschraube	1	ST.	M 4 x 16 Innen-Sechskant			0
41	Schraube	3	St.	M 3 x 12 Innen-Sechskant			0
42	Hilfsgasleitung	1	MS	Rohr 2 x 0,5 und 3 x 0,5			0

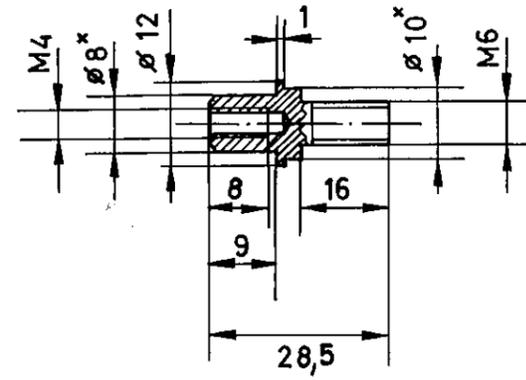
Schnittdarstellung Strahltriebwerke FD3/64



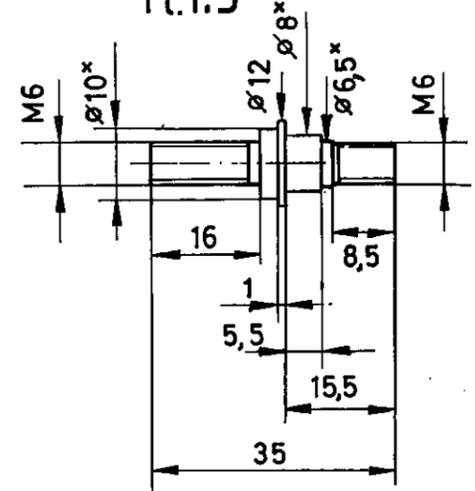
TL.1.1 Mittelstück



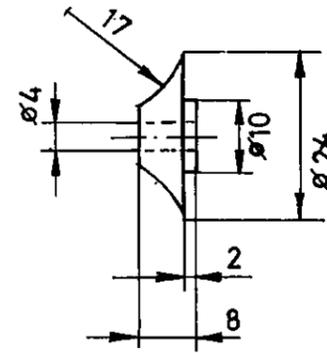
TL.1.2



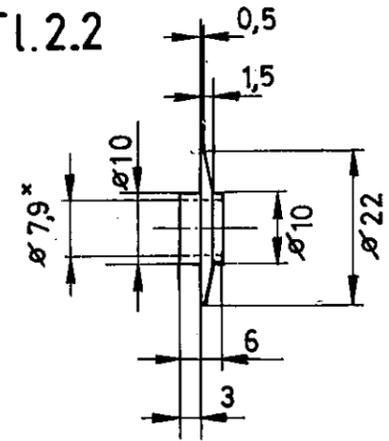
TL.1.3



TL.2.1



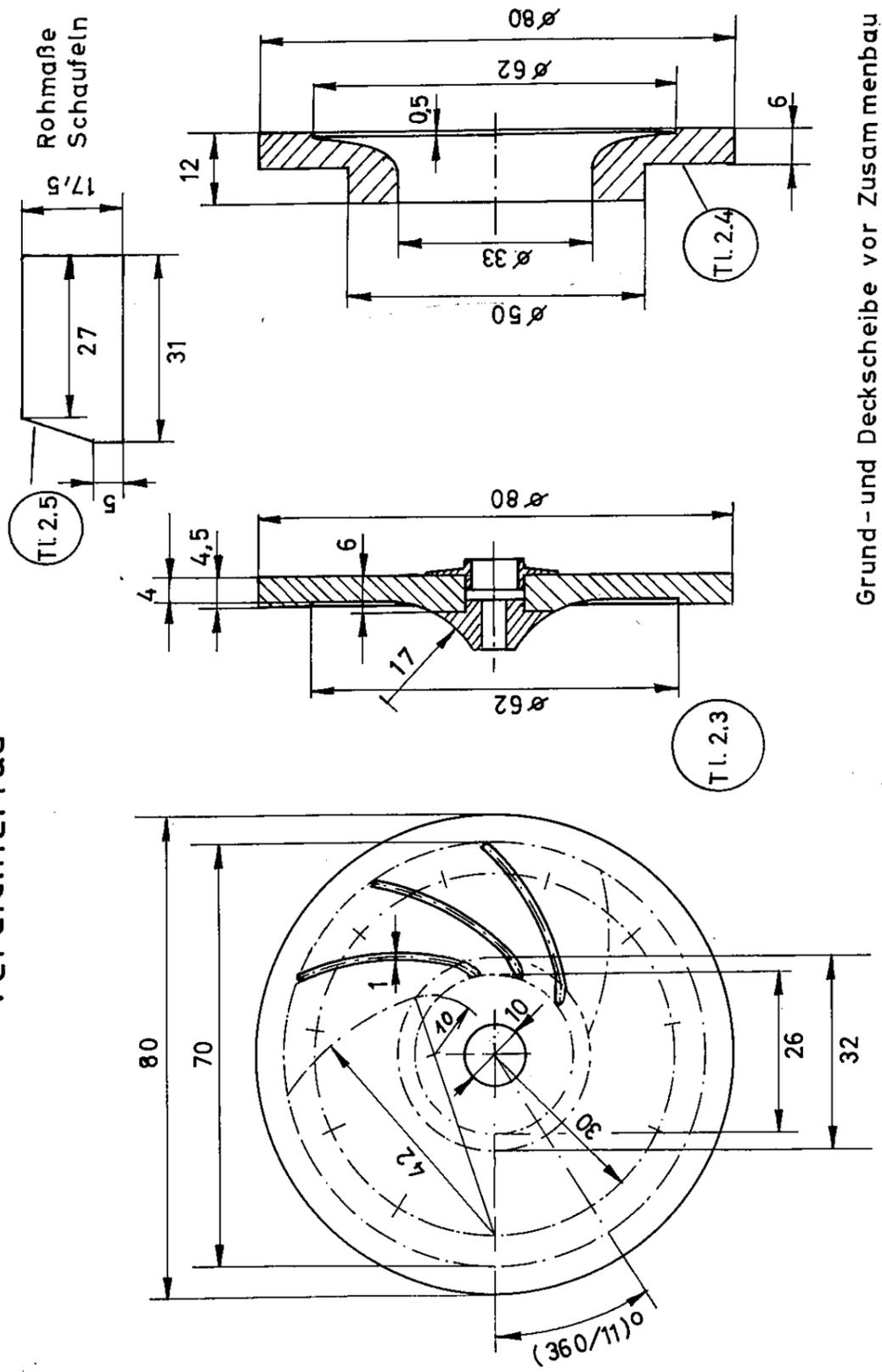
TL.2.2



Blatt 1

* Passungen, Ausführung s. Bauanleitung !

Verdichterrad

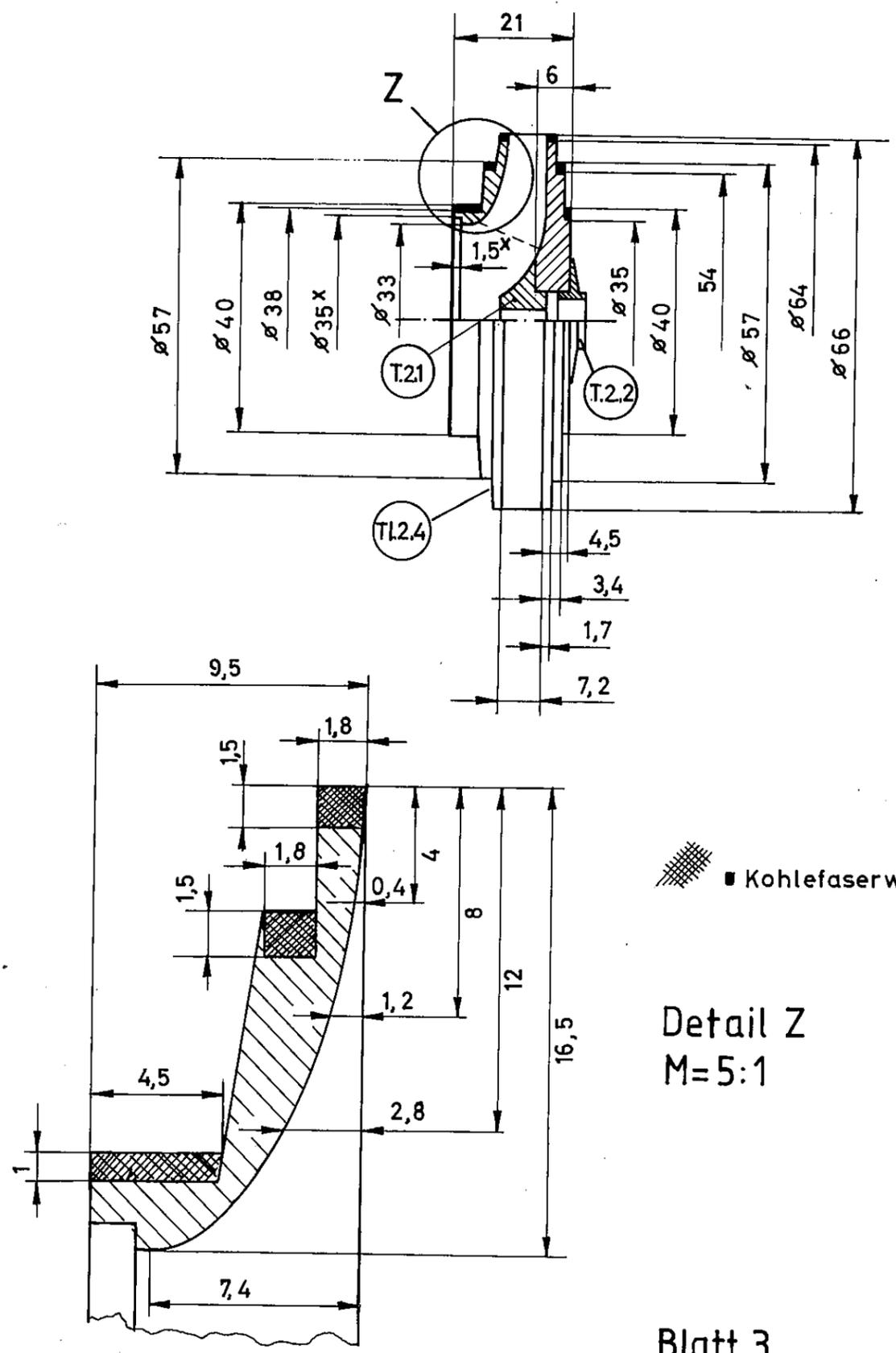


Anreißplan für Schaufelschlitz
Ansicht Grundscheibe Rückseite

Grund- und Deckscheibe vor Zusammenbau

Blatt 2

Verdichterrad

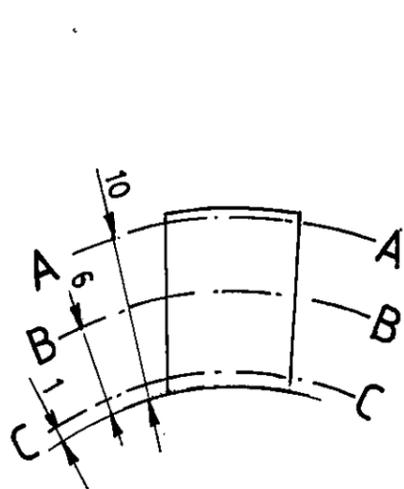
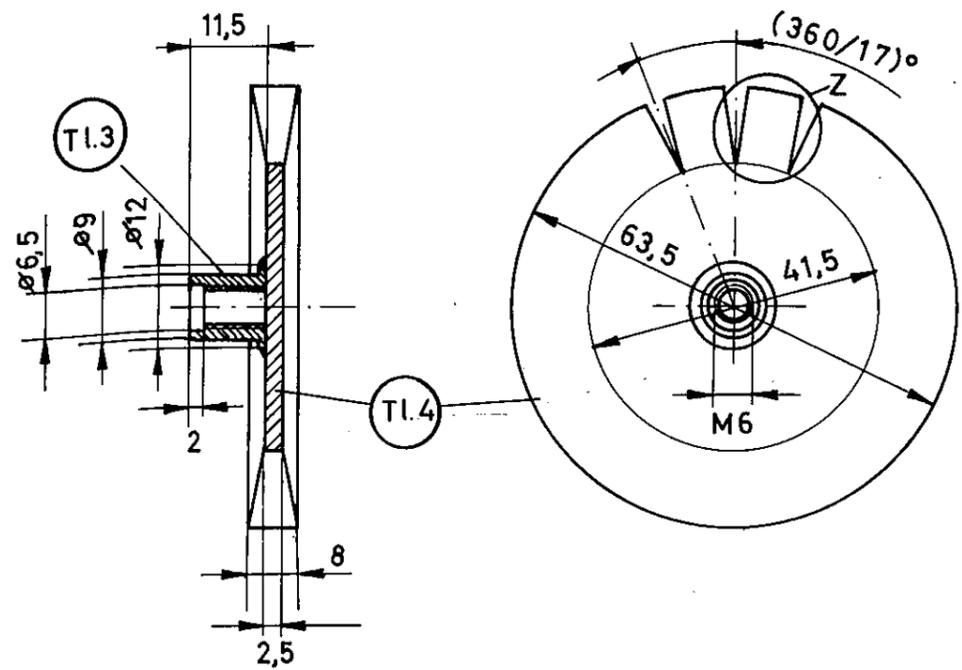


■ Kohlefaserwicklung

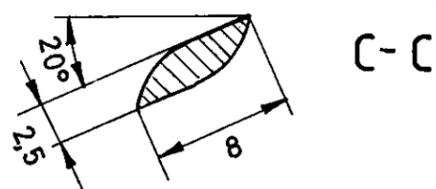
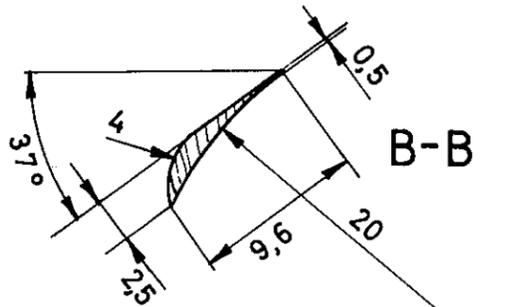
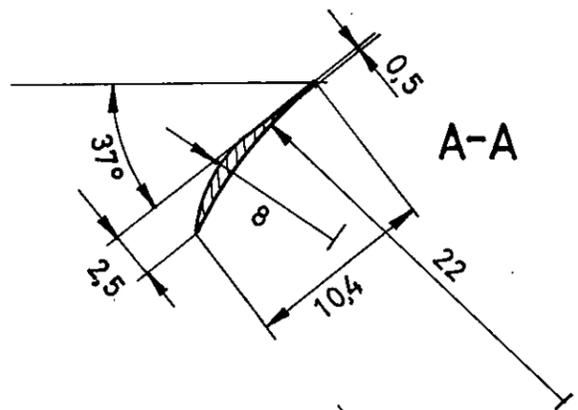
Detail Z
M=5:1

Blatt 3

Turbinenrad



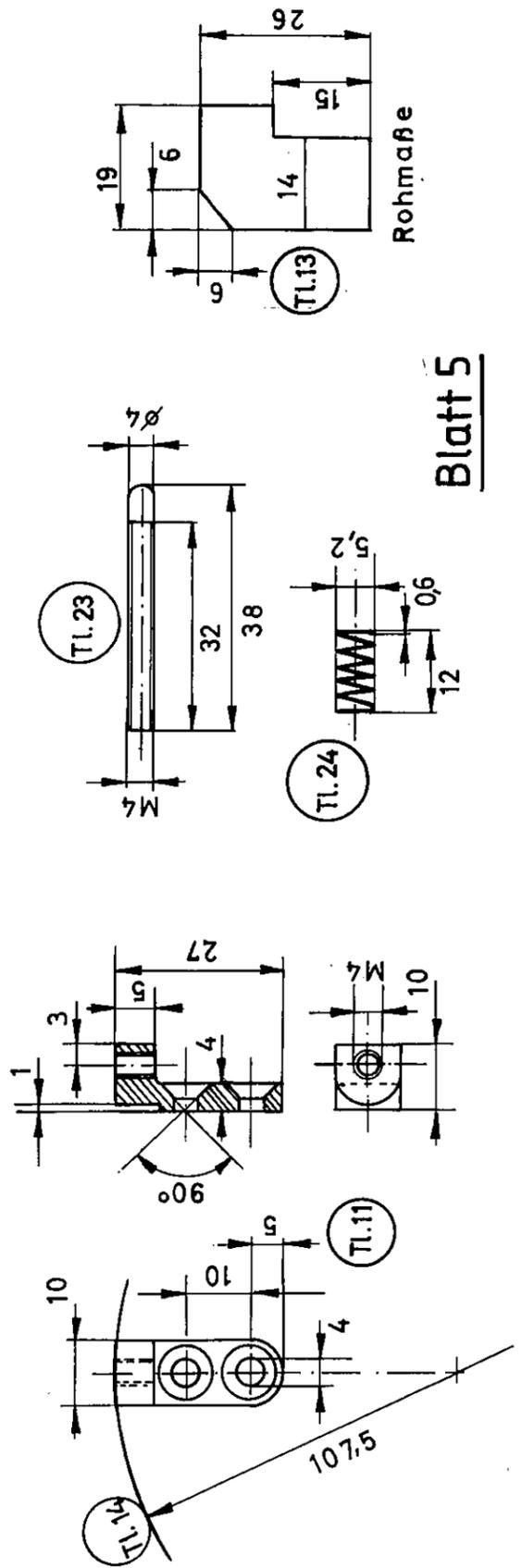
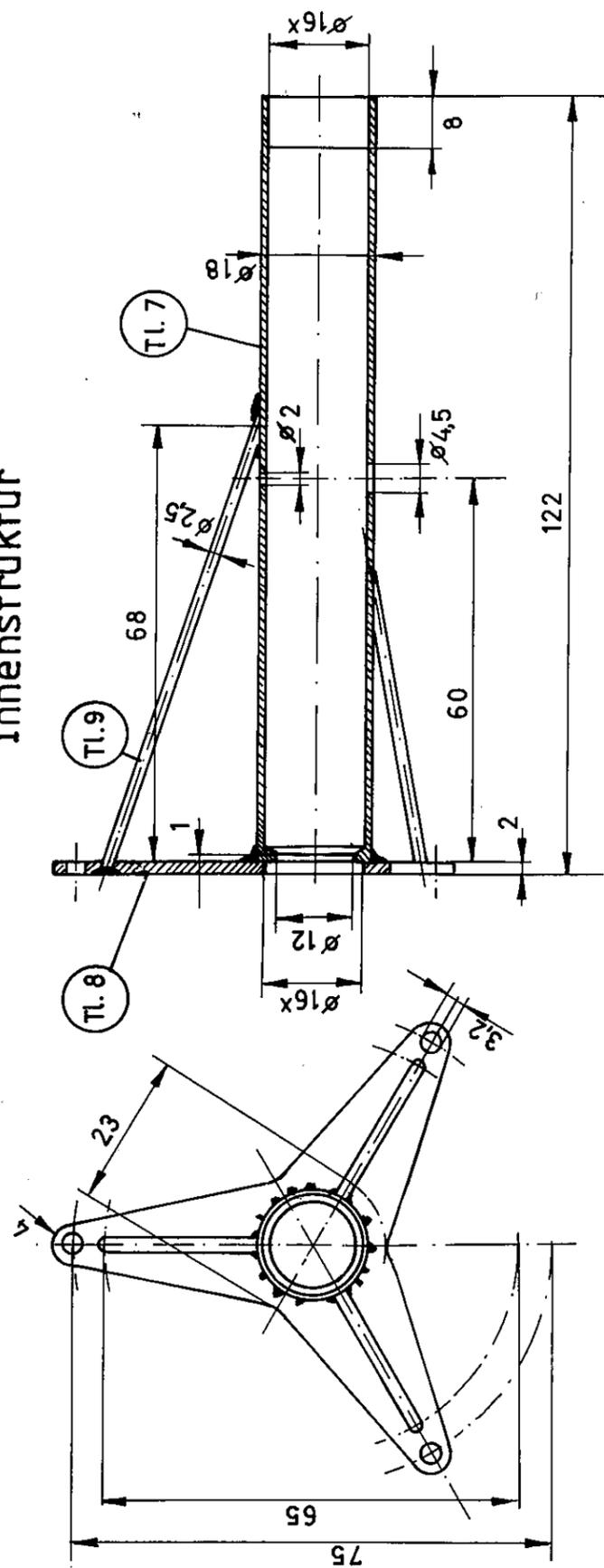
Detail Z
M=2,5:1



Drehrichtung

Blatt 4

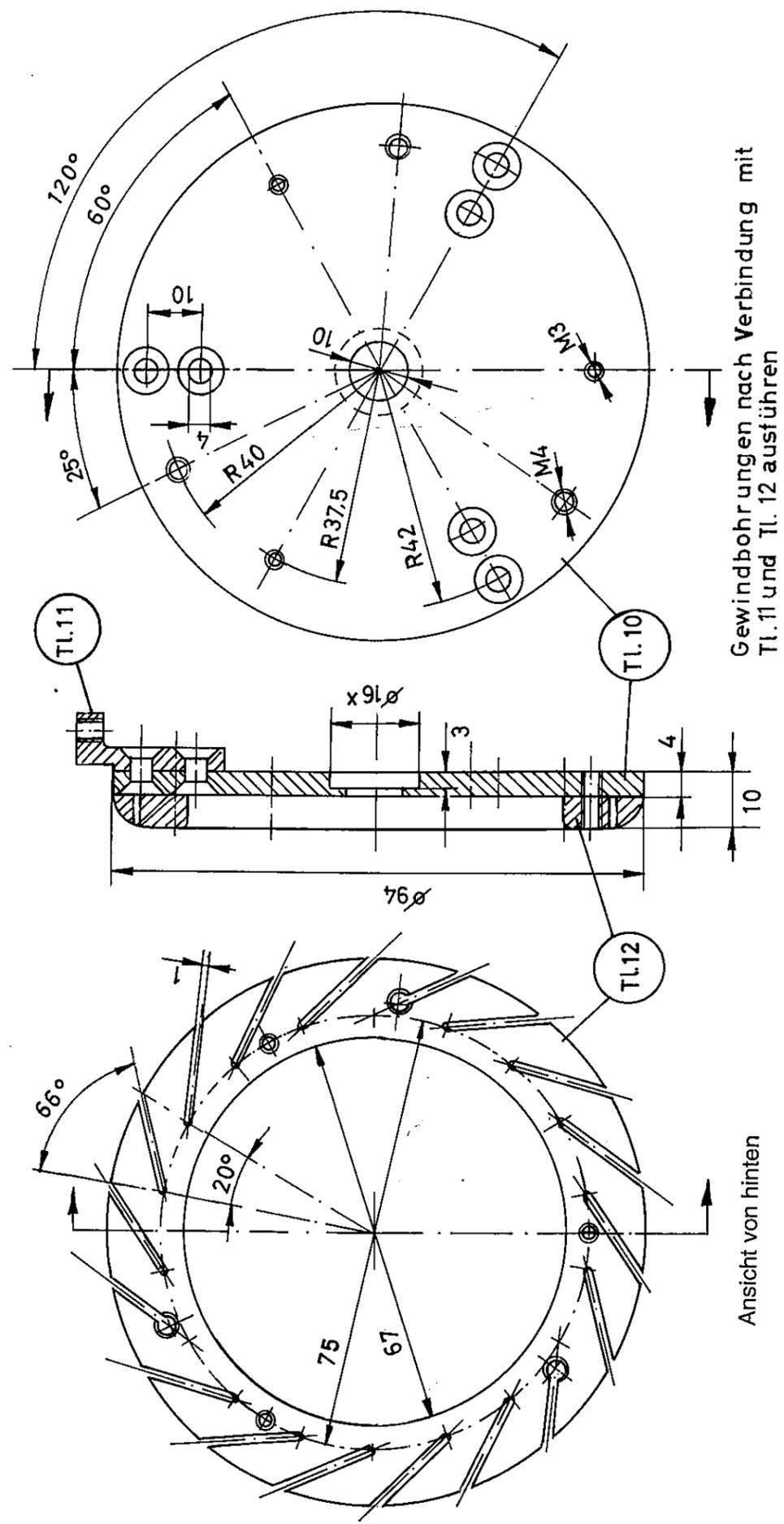
Innenstruktur



Rohrmaße

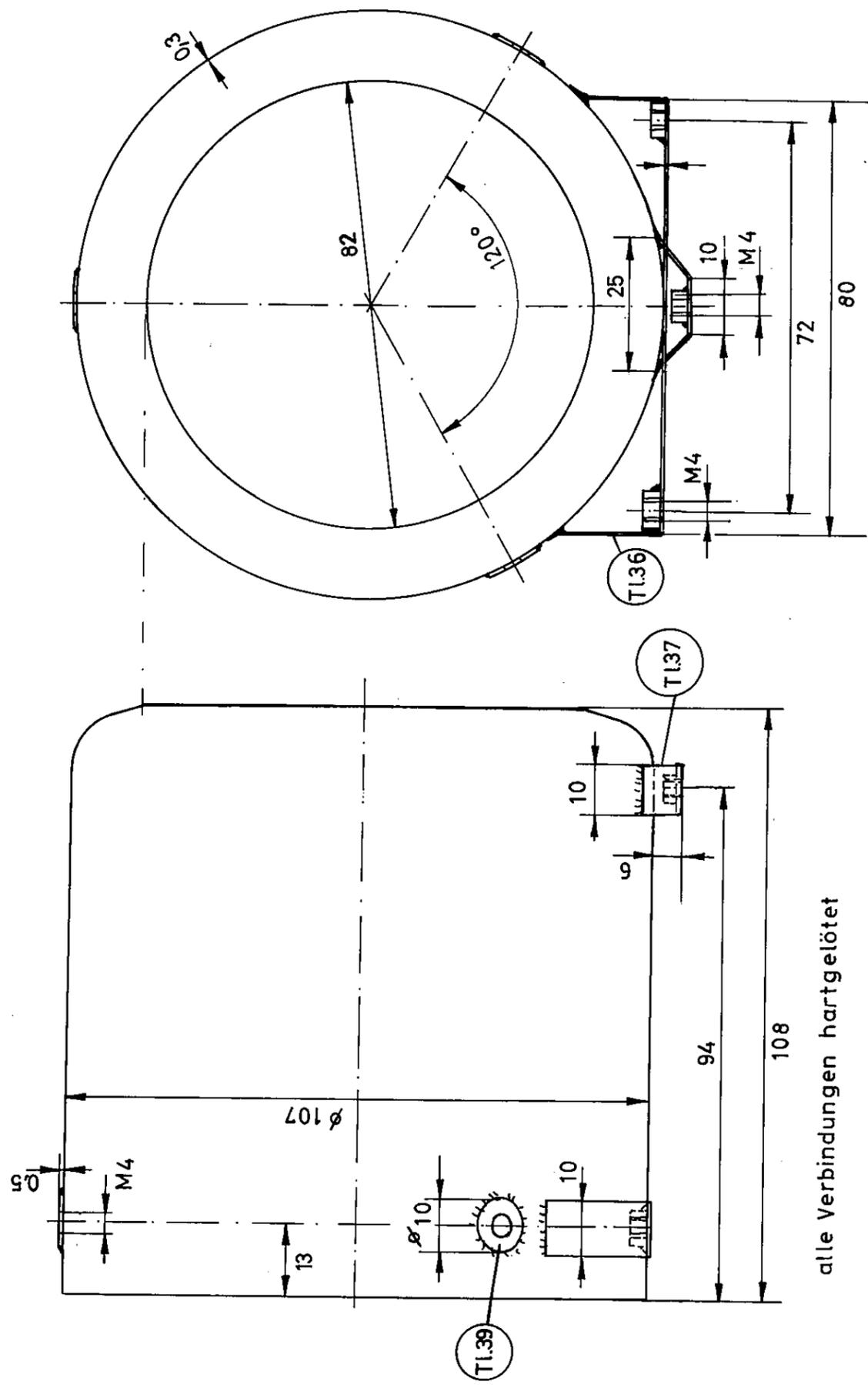
Blatt 5

Innenstruktur



Blatt 6

Gehäuse Tl.14

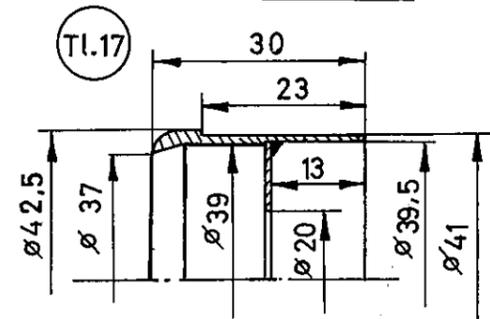
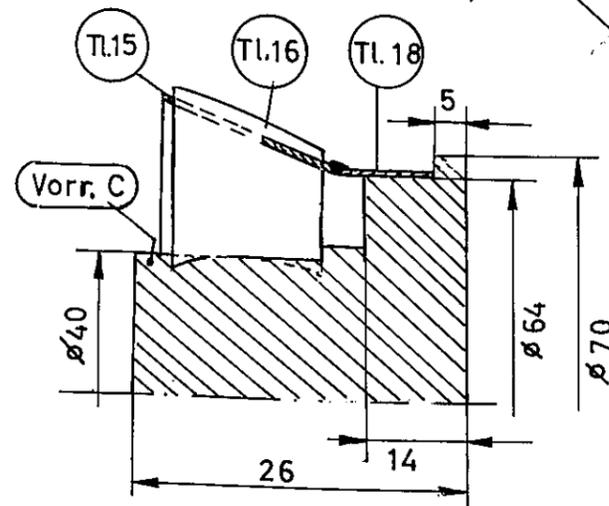
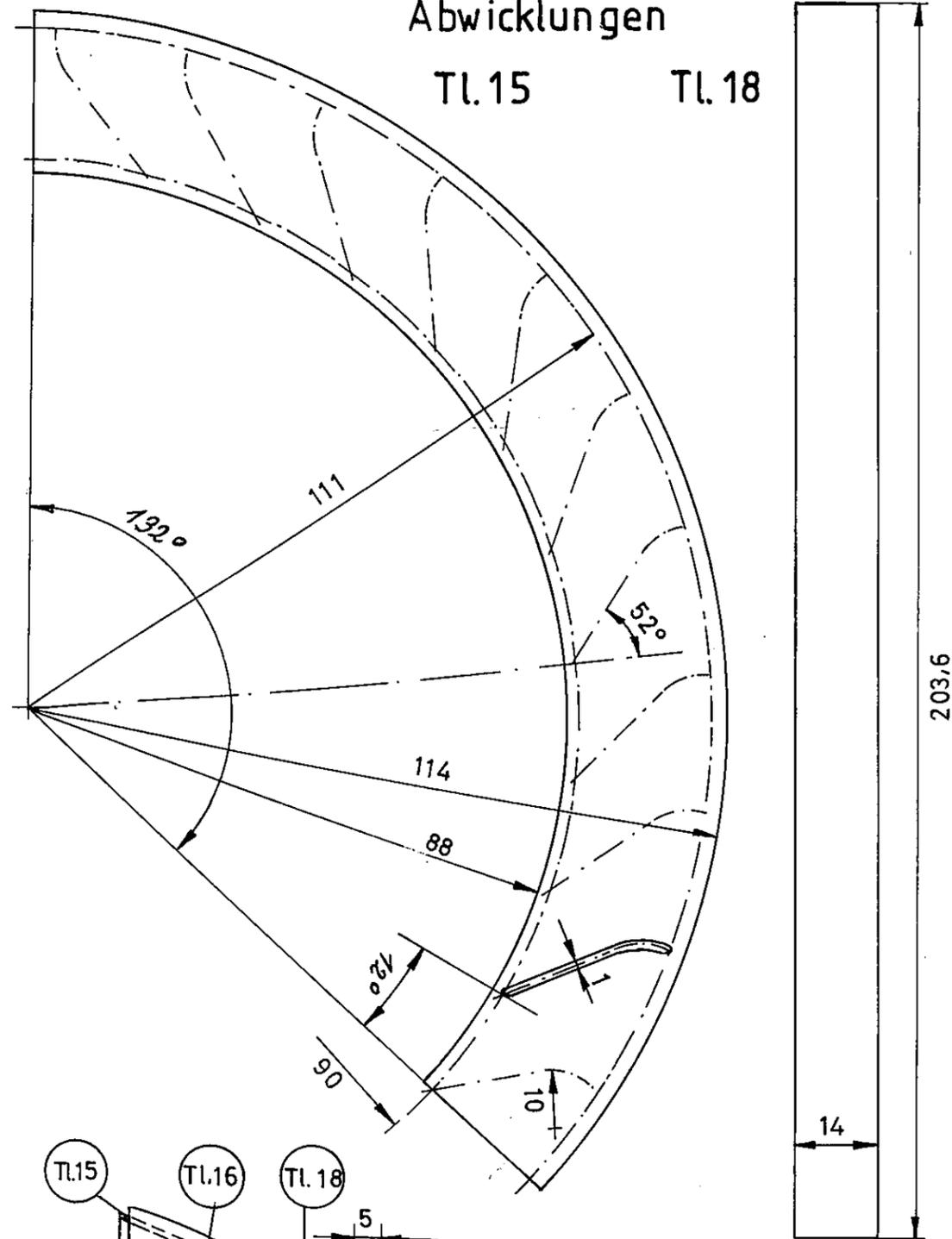


Blatt 7

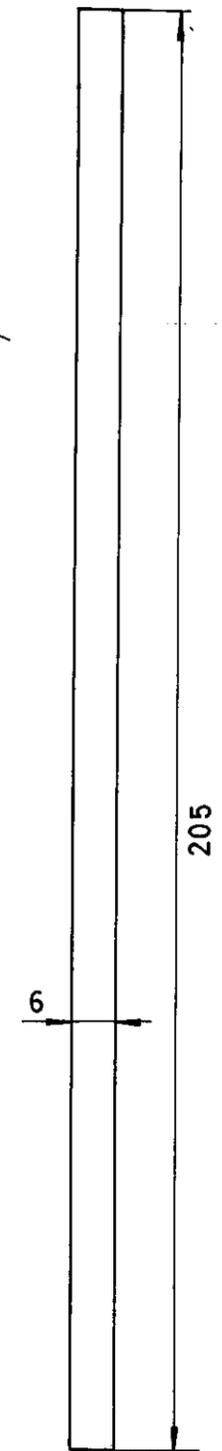
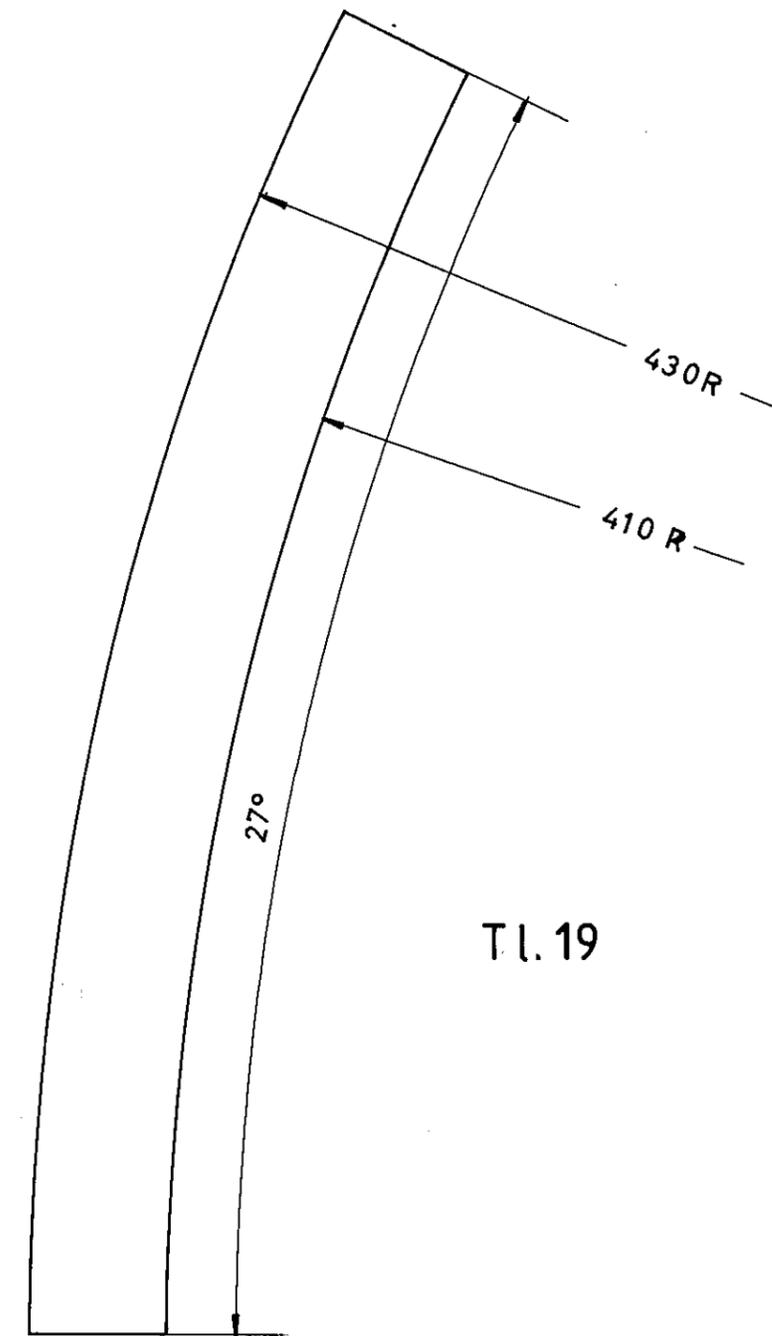
Abwicklungen

TL.15

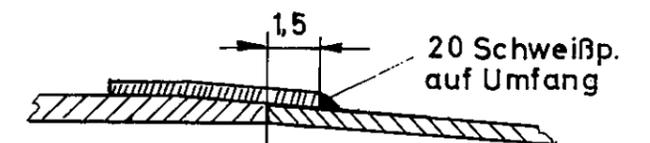
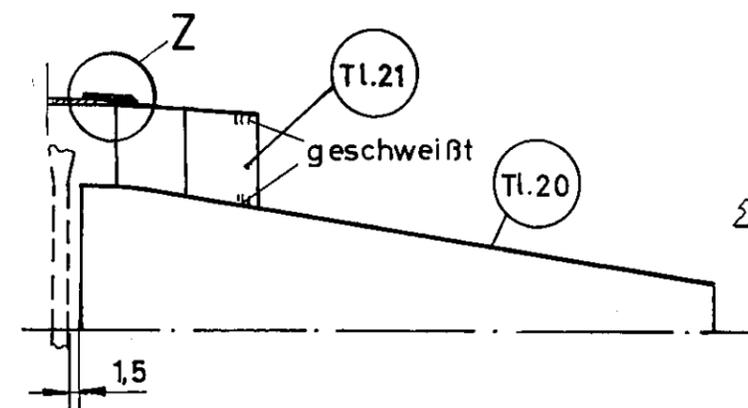
TL.18



Blatt 8

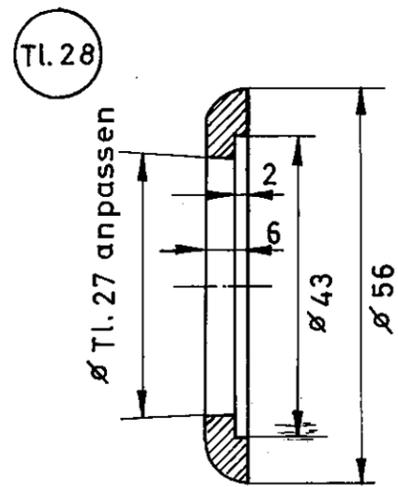
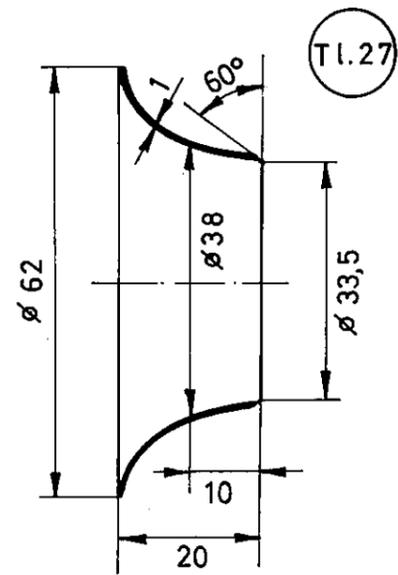
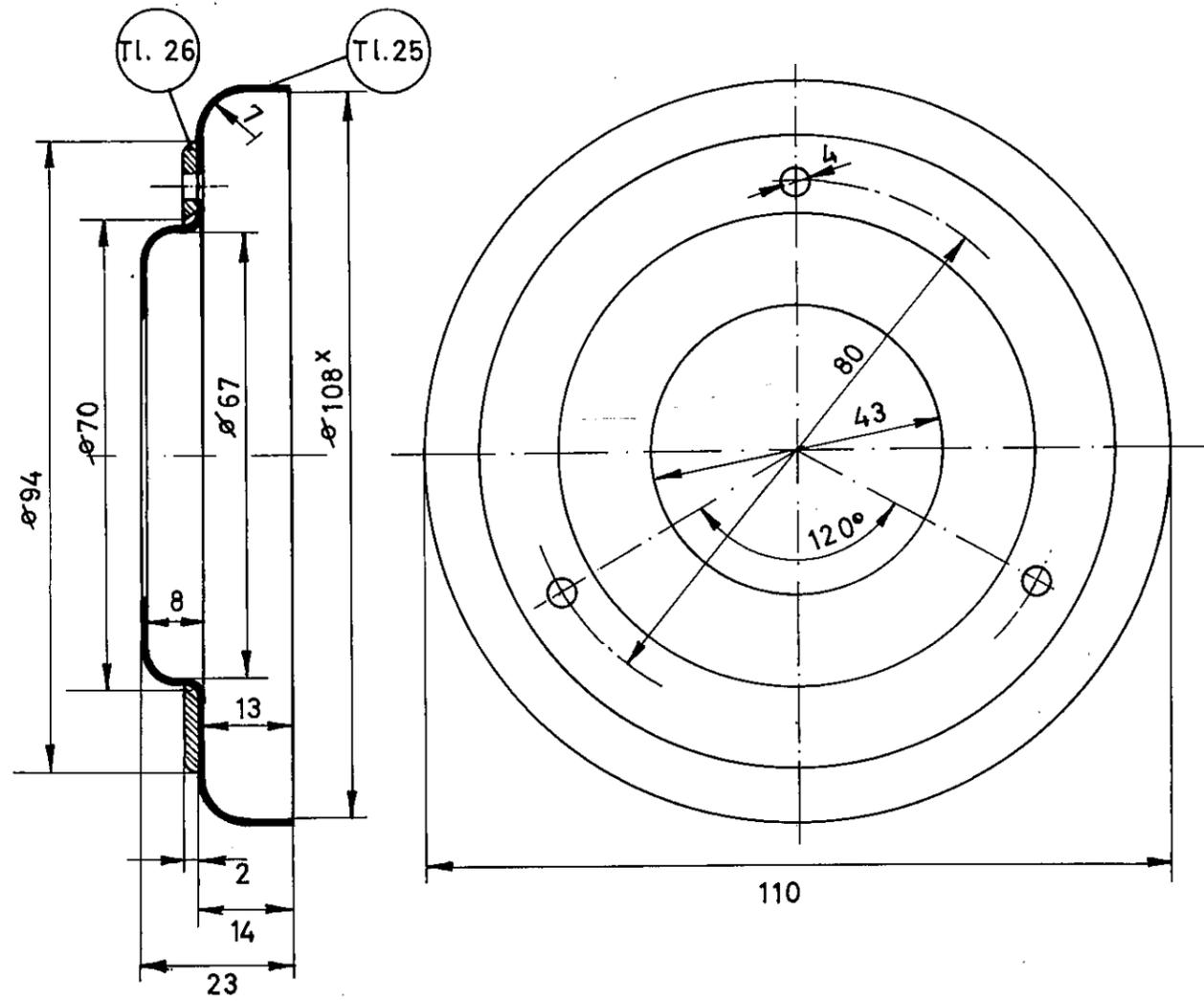


Blatt 9



Detail Z
M=5:1

Vorderteil

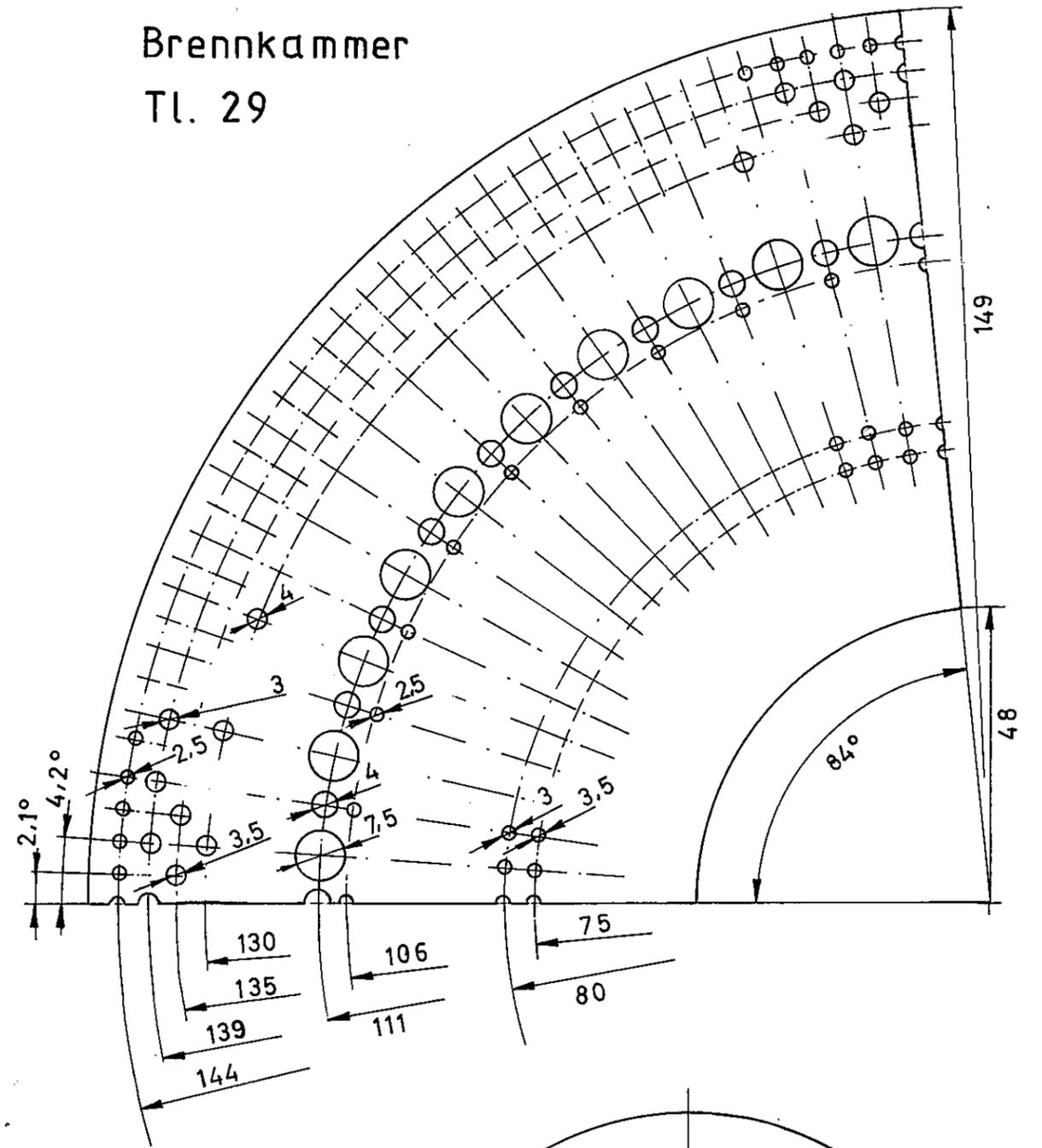


Blatt 10

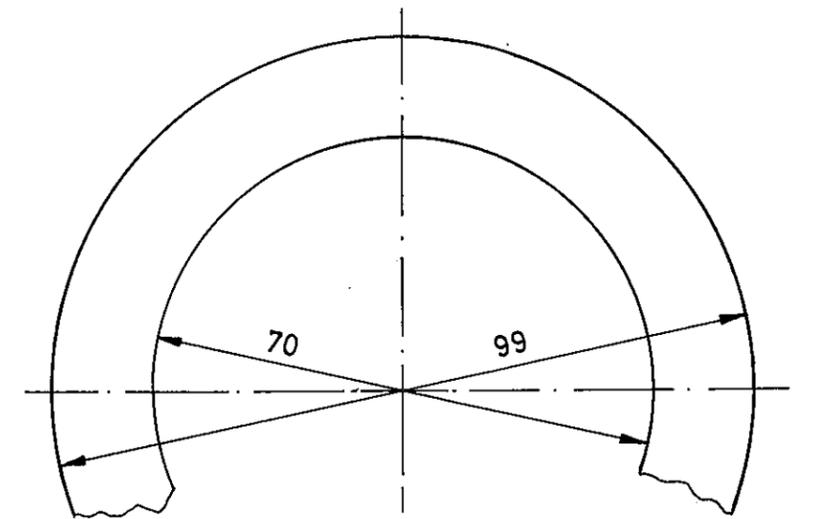
Blatt 11

Brennkammer

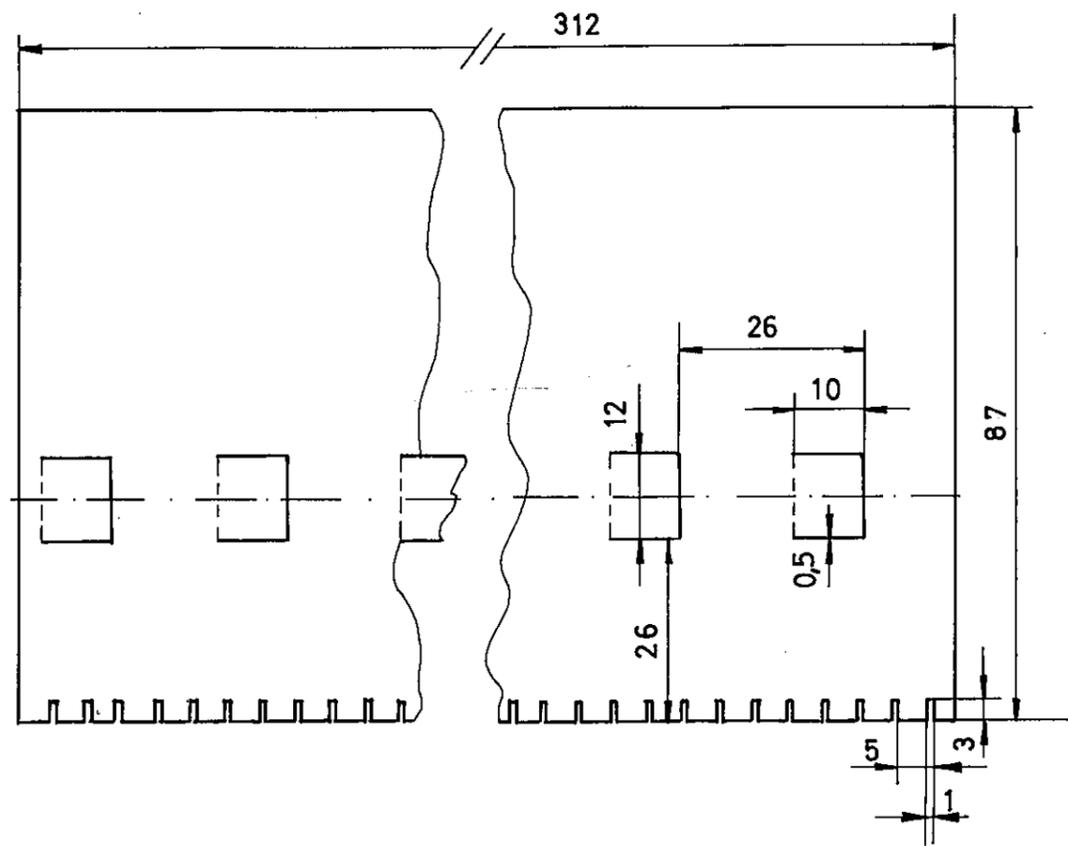
TL. 29



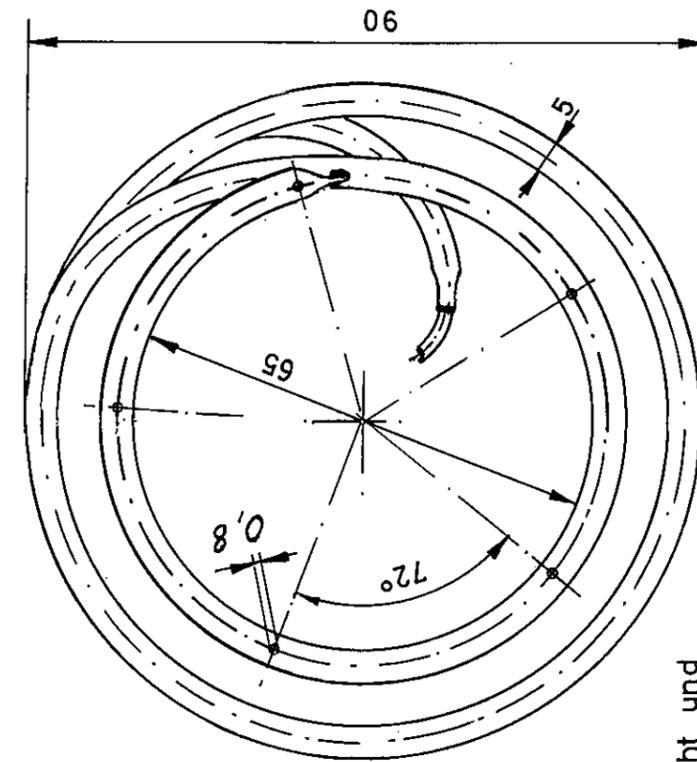
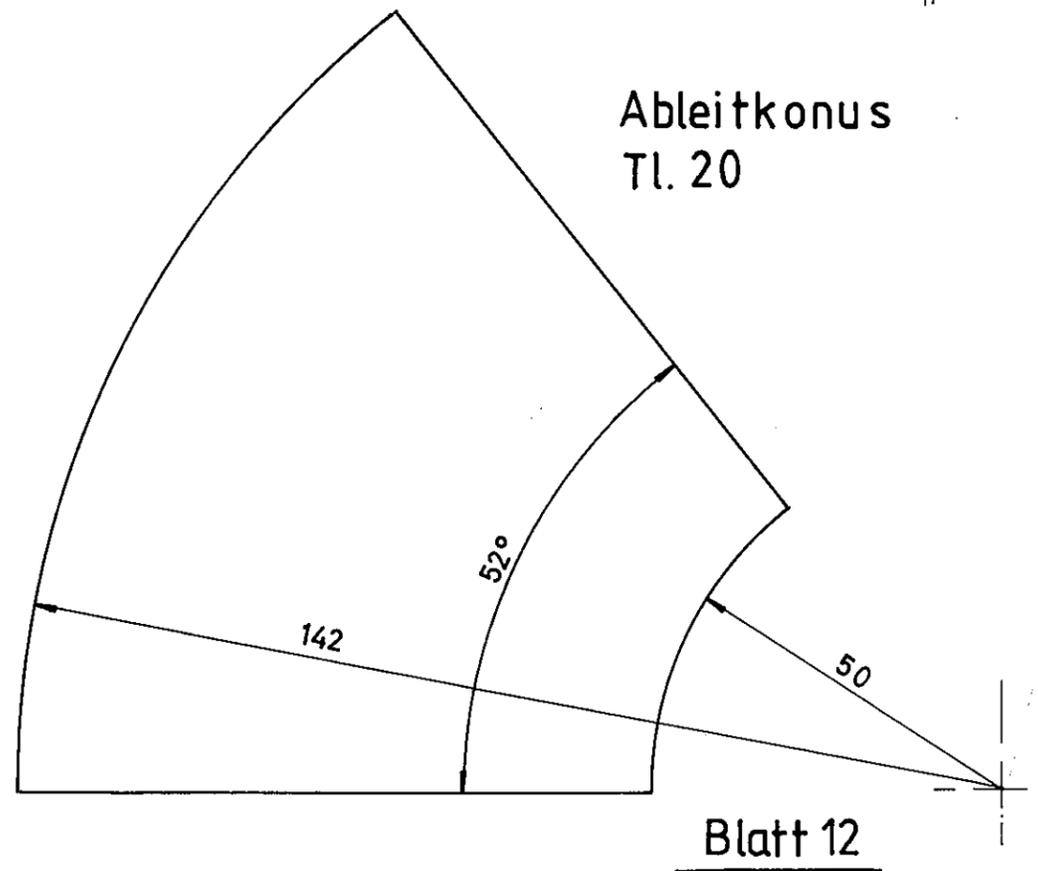
TL. 30



Brennkammer
Tl. 31

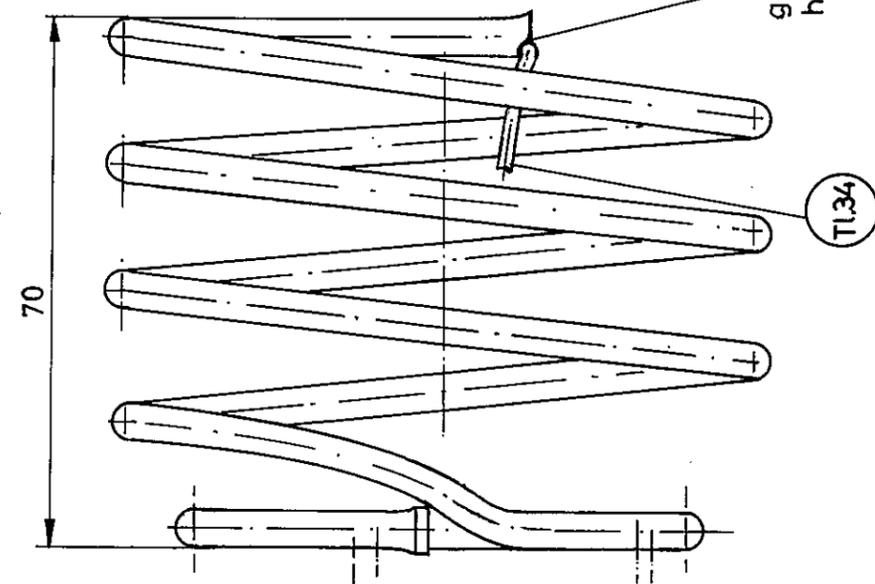


Ableitkonus
Tl. 20



gestreckt 1300

gequetscht und
hartgelötet



Verdampfer
Tl. 33

Blatt 13

8. Technische Daten der Strahltriebwerke FD 3/64

Bauart:
Radialverdichter-Axialtriebwerk, einstufig, mit Ringbrennkammer und Verdampfer

Abmessungen:	
Maximaldurchmesser	110 mm
Länge	265 mm
Durchmesser Verdichterrad	66 mm
Durchmesser Turbinenrad	63,5 mm
Masse ohne Hilfsaggregate	870 g
Masse der mitfliegenden Hilfsaggregate	280 g

Betriebsdaten bei 75000 U/min:	
Schub	24 N
Druckverhältnis	1,4
Luftdurchsatz	0,115 kg/s
Kraftstoffverbrauch	160 ml/min
	Diesel mit ca. 10-15% Benzin
Schmierölverbrauch	2 mm/min
Ausströmgeschwindigkeit	209 m/s
Abgastemperatur	630 °C

Sonstige Betriebsdaten:	
Selbsthaldedrehzahl	8000 U/min
Leerlaufdrehzahl	20.000 U/min
Schubregelbereich	2 - 24 N

Hilfsaggregate nicht mitfliegend:
Niederdruckgebläse mit ca. 20 W
Motorleistung
Gasanzünder oder Feuerzeug
Hilfsgasbehälter für Propan-Butan mit Entnahmeventil
Manometer, Meßbereich 1 bar

9. Betriebverhalten und Bedienungsanleitung

9.1 Folgen bei unkontrollierter Kraftstoffdosierung

Es gibt zwei garantiert sichere Methoden, um eine Strahltriebwerke sicher zu zerstören. Damit ist nicht das Zerkleinern mit dem dicken Hammer und auch nicht der Absturz aus großer Höhe gemeint, sondern zwei Methoden, die für Gas- und Strahltriebwerke typisch sind, wenn man sie falsch behandelt.

Versuchen wir es mit der spektakulären Methode, Variante 1:

Dazu bringe man die Turbine nach Zündung auf eine Drehzahl dicht unterhalb der Selbsthaldedrehzahl, schalte den Anlasser ab und gebe weiter kräftig Kraftstoff, Gas oder Sprit spielt dabei keine Rolle. Die Turbine wird nicht einfach stehen bleiben wie ein Kolbenmotor, den man mit zu wenig Schwung angeworfen hat. Der Läufer wird mit mehr oder minder langsam fallender Drehzahl weiterlaufen. Damit sinkt der Luftdurchsatz. Es ist aber immer noch Luftüberschuß in der Brennkammer. Bei gleichbleibendem Kraftstoffstrom wird das Abgas sehr heiß. Die Turbinenflügel werden rot, gelb und schließlich weißglühend, ebenso die Leitschaufeln und etwas verzögert auch das Turbinengehäuse samt Düse. Falls wir nicht das Pech haben und der Rotor vorzeitig durch Wärmeverzug blockiert, endet das Ganze in einem Feuerspektakel mit hellen Flammen und herrlichem Funkenregen. Wohl bemerkt, das funktioniert nur dann so schön, wenn man den Anlasser im rechten Moment abschaltet und das Gas stehen läßt. Es muß gar nicht Vollgas sein!

Versuchen wir es mit der Variante 2, falls die erste nicht so recht gelungen sein sollte. Voraussetzung ist diesmal, daß man die Turbine ohne Feuerwerk angelassen und auf die Leerlaufdrehzahl stabilisiert hat. Einige dezente Flammenspitzen während dieses Vorgangs im unteren Drehzahlbereich bringen die Turbine nicht so schnell um. Nun brauchen wir etwas Geduld. Aber bei Neuentwicklungen und mangelnder Übung des Experimentators sind die Chancen relativ günstig. Nehmen wir also an, aus irgendeinem Grunde werde die Arbeit des Turbinenrades erschwert, z. B. durch verspannte oder mangelhaft ge-

schmierte Lager, oder ein leichtes Anstreifen der Turbinenflügel am Gehäuse. Solche Effekte sind sofort hörbar und durch Beobachtung der Betriebstemperatur und Drehzahl im Ansatz sofort erkennbar. Man kommt am sichersten zu dem oben beschriebenen Feuerzauber, wenn man die Meßgeräte erst gar nicht einschaltet und eventuelle Geräuschänderungen mißachtet. Es ist erstaunlich, mit welcher Zähigkeit die Turbine versucht durchzuhalten. Meistens ist der Ablauf vom ersten Anzeichen bis zum Funkenfinale recht schnell. Man kann aber noch gut optisch folgen. Es gibt Experten, die schaffen so etwas mit der Video-Kamera. Nachteilig bei diesen Varianten ist nur, man braucht mindestens für jeden gelungenen Versuch eine neue Turbine. Der Verfasser hat die Variante 1 aus Kostengründen nie bis zur Vollkommenheit durchspielen können. Variante 2 ist ihm aber während der Entwicklungszeit von rund 3 Jahren durch Zufall mehrmals gelungen.

Kommen wir nun zur schnellen Zerstörungsmethode. Die Versuchsbedingungen sind denkbar einfach. Wichtigste Voraussetzung ist eine Kraftstoffpumpe, die bei Bedarf ungezügelt Leistungsreserven im Kraftstoffstrom freisetzen kann. Sämtliche Angaben zur Begrenzung des Kraftstoffstroms und alle übrigen Anweisungen der Betriebsanleitung werden ignoriert.

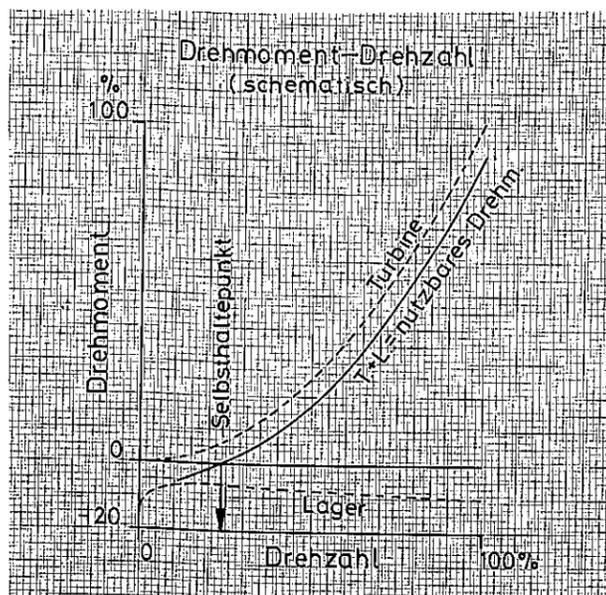
Lieber Leser, spätestens hier hört der Spaß auf! Eine auf höhere Betriebsdrehzahl stabilisierte Gas- oder Strahltriebwerke geht bei sprunghafter Überdosierung von Kraftstoff so schnell durch, daß man nur noch den Knall hört. Es sind dabei alle Möglichkeiten von Brüchen denkbar. Die Bruchstücke eines massiven Verdichters- oder Turbinenrades haben die Energie ähnlich von Granatsplittern. Die bevorzugte Flugrichtung dieser Brocken ist irgendeine Richtung in der Drehebene. Ihre Durchschlagkraft ist abhängig von deren Geschwindigkeit und Masse. Es sind Fälle bekannt, daß ein Rotor als Ganzes sich aus dem Gehäuse der Turbine herausgerissen hat.

Es gibt aber auch einige versteckte Ursachen für das Durchgehen einer Turbine. Z. B. kann sich in der Anlaufphase oder vor dem Zünden Kraftstoff im Gehäuse ansammeln. Dieser wird mit steigender Drehzahl verwirbelt und schlagartig verdampft. Das wirkt

sich genau so aus wie eine sprunghafte Überdosierung. Ähnliches kann passieren, wenn der Verdampfer bei niedriger Drehzahl mangelhaft arbeitet.

Wir wollen die Ursachen für das Durchgehen bei hoher Drehzahl sowie das Verbrennen bei geringer Drehzahl infolge Kraftstoffüberdosierung etwas eingehender diskutieren. Schauen wir uns dazu einmal die Drehmomentkurve des Turbinenrades an. Sie steigt sehr steil an. Zusätzlich ist noch die Drehmomentkurve für den Widerstand der Lagerung aufgetragen. Die Selbsthaldedrehzahl ist der Punkt, an dem sich beide Kurven schneiden. Dieser Punkt ist temperaturabhängig, wie die gesamte Drehmomentkurve. Befinden wir uns im Drehzahlbereich unterhalb der Selbsthaldedrehzahl, so überwiegt das Widerstandsmoment der Lagerung eindeutig. Bleibt die Turbine sich selbst überlassen, wird die Drehzahl abgebremst. Man kann nun versuchen, durch zusätzliches Gasgeben mehr Energie umzusetzen. Da der Druck bei diesen geringen Drehzahlen sehr gering ist, steigt zwar die Temperatur sehr schnell an, nicht aber das Arbeitsvermögen des Gases. Die Folgen sind wie beschrieben.

Nehmen wir jetzt den anderen Extremfall. Die Turbine laufe bei einer hohen konstanten Drehzahl. Hier ist der Druck hoch. Die Temperatur vor der Turbine nur etwa 600 °C, infolge der hohen Zumischung von Sekundärluft. Wegen des hohen Sauerstoffüberschusses im Abgas kann ohne Schwierigkeiten die zwei- bis dreifache Menge des Kraftstoffes schlagartig verbrannt werden. Dadurch steigt natürlich auch die Temperatur sprunghaft, aber im annähernd gleichen Maße auch das Drehmoment, weil das Arbeitsgas unter erhöhtem Druck steht. Auf diese Weise kommt es zu einer dramatischen Beschleunigung der Drehzahl. Sie kann ohne weiteres innerhalb einer zehntel Se-



kunde um 20.000 U/min ansteigen. Das heißt, innerhalb einer zehntel Sekunde von 75.000 auf 95.000 U/min. Für diese Drehzahl ist das System aber nicht ausgelegt. Selbstverständlich steigt auch die Temperatur der Schaufeln, aber nicht so schnell wie die Drehzahl. Falls die Turbine bereits mit der maximal zulässigen Drehzahl dreht, ist es nicht ratsam, auch nur mal ganz kurz mehr Gas geben zu wollen.

Jetzt wird auch einleuchtend, warum es sinnvoll ist, die sogenannte Leerlaufdrehzahl erheblich höher einzustellen als die Selbsthaldedrehzahl. Man wählt etwa den dreifachen Wert der Selbsthaldedrehzahl als Leerlaufdrehzahl. Das Beschleunigungsvermögen des Turbinenrades ist dann bereits so gut, daß man soweit Kraftstoff dosieren kann, um innerhalb weniger Sekunden auf die Maximaldrehzahl zu kommen. Es gibt noch einen weiteren Grund, die Turbine nicht bei zu geringer Drehzahl zu betreiben. Wir brauchen nämlich einen Mindestdruck für die Öldosierung. Bei der oben genannten Drehzahl reicht das gerade aus. Typisch für alle Gasturbinen ist es, daß bei jedem Gasgeben die Temperatur zunächst einmal ansteigt und danach wieder fällt. Bei dieser Stabilisierung landen wir dann auf einer etwas höheren Temperatur gemäß der Temperatur-Drehzahlkurve. Bei zu forschem Gasgeben besteht auch hier Überhitzungsgefahr an den Turbinenschaufeln.

9.2 Einfluß von Luftdruck und Temperatur

Bei der Berechnung der Schub-, Druck-, Temperatur- und Verbrauchskurven wurde der Luftzustand der internationalen Normalatmosphäre vorausgesetzt (INA). Dieser entspricht ein mittlerer Luftdruck von 1.013,25 mbar und eine Temperatur von 15 °C = 288 K. Bekanntlich ändern sich witterungsbedingt Luftdruck und Temperatur an ein und demselben Ort. Im Extremfall kann die Druckänderung $\pm 5\%$ und die Dichte sogar um $\pm 10\%$ um den Mittelwert schwanken. Bei Ortsveränderungen ist die Höhenlage zu berücksichtigen. In Bodennähe nimmt der Luftdruck um 1,2 % je 100 m Höhenzunahme ab. Diese Schwankungen beeinflussen selbstverständlich auch die Betriebsdaten einer Modell-Strahltriebwerke. Eine genaue Berechnung der Abhängigkeiten ist sehr aufwendig und für unsere Fälle nicht unbedingt erforderlich. Man liegt auf der sicheren Seite, wenn man folgende Faustregeln beachtet:

a) Einfluß der Temperatur

Die Arbeitstemperatur an der Arbeitsturbine steigt um etwa 2,5 % mit jedem Grad Celsius Temperaturanstieg der angesaugten Luft. Bei einer Lufttemperatur von 30 °C entsprechend einer Änderung von + 15 °C zum Normalzustand kann man eine Temperatur-

erhöhung von fast 40 °C an der Turbine erwarten. Hält man die Kraftstoffdosierung wie bei Normalbedingungen aufrecht, steigt die Drehzahl ebenfalls an, der Schub fällt dagegen um einige Prozent ab. Da die Belastbarkeit mit steigender Drehzahl und Temperatur nachläßt, ist es notwendig, die maximal zulässige Drehzahl bei höheren Lufttemperaturen durch stärkere Begrenzung der Kraftstoffdosierung zu reduzieren.

b) Einfluß des Luftdrucks

Bei vorgegebener Kraftstoffdosierung steigt die Drehzahl umgekehrt proportional zum Luftdruck an. Beispiel: Bei einem Ortswechsel von 0 auf 500 m Höhe sinkt der Luftdruck um 6 %. Die Drehzahl steigt bei sonst gleichen Bedingungen um 6 %, also von 75.000 auf 79.500 U/min bei Vollast. Damit wird aber die maximal zulässige Drehzahl erheblich überschritten. Bei niedrigerem Luftdruck muß man deshalb ebenfalls die maximale Kraftstoffdosierung reduzieren.

Zusammenfassend kann man sagen, höhere Temperatur sowie niedrigerer Luftdruck führen zu geringerer Leistung der Strahltriebwerke. Dies gilt für andere Verbrennungsmotoren ebenso. Der Einfluß der Luftfeuchtigkeit spielt beim Betrieb der Strahltriebwerke keine nennenswerte Rolle.

9.3 Anlassen und Betrieb mit Propan/Butan-Gas für die ersten Versuche

Diese Kraftstoffe sind für den ersten Probelauf sowie zur ersten persönlichen Betriebserfahrung mit der Modell-Strahltriebwerke sehr empfehlenswert. Selbstverständlich sollten Inbetriebnahme-Versuche nur im Freien durchgeführt werden. Wichtige Voraussetzung ist die Verwendung eines feineinstellbaren Entnahmeventils an der Gasflasche. Weiterhin gehört zur Mindestausrüstung das Anlassergebläse oder Druckluft, Gasanzünder, Öltank, Drehzahlmesser, eine standfeste Halterung für die Strahltriebwerke sowie ein Spiegel.

Nach Betankung mit Öl drückt man mit Druckluft (große Injektionsspritze) etwas Öl aus dem Tank in die Ölleitung. Das Gasdosierventil wird über einen druckfesten Schlauch mit dem Kraftstoffeingang der Strahltriebwerke verbunden. Der Anschluß für Hilfgas ist mit einem Blindstopfen zu verschließen. Die Gasflasche wird so hingestellt, daß man das Ventil aus einer sicheren Position vor dem Triebwerk bequem bedienen kann. Der Spiegel wird in einem Abstand von 0,5 m schräg hinter die Turbine gestellt, damit man von der Bedienposition aus die Turbine gut beobachten kann. Damit ist die Anlage betriebsbereit. Zuerst wird die Verdichterseite mit dem Gebläse an-

geblasen und gleichzeitig die Drehzahl gemessen. Sie soll bei kaltem Triebwerk mindestens 3000 U/min erreichen. Das Gebläse wird abgeschaltet, aber weiter in der Anblaseposition betriebsbereit gehalten. Der Rotor läuft infolge seiner Trägheit mit langsam fallender Drehzahl weiter. In dieser Phase wird das Gasventil etwas geöffnet und der Gasanzünder am Auslaß der Turbine betätigt. Bei der weiter fallenden Drehzahl ändert sich die Konzentration des Gas-Luft-Gemisches zwangsläufig, so daß man automatisch in den Zündbereich kommt. Falls nach Zündung die Flamme nur außen brennt, muß die Gaszufuhr etwas gedrosselt werden. Das beabsichtigte Zurückschlagen der Flamme in die Brennkammer und die Änderung des Verbrennungsgeräusches ist deutlich zu hören. Danach wird das Gebläse sofort wieder eingeschaltet und bei Beobachtung der Turbine über den Spiegel die Gaszufuhr erhöht. Bei einwandfreier Funktion steigt die Drehzahl sehr deutlich an. Es ist zweckmäßig, wenn ein Helfer dabei gleichzeitig die Drehzahl mißt. Bei einer Drehzahl von über 15.000 U/min kann man das Gebläse abschalten. Die Temperatur an der Turbine darf dabei nur dunkelrot glühend sein. Bei weiterem Aufdrehen des Gasdosierventiles wird die Drehzahl entsprechend ansteigen und während der Beschleunigungsphase auch eine etwas höhere Temperatur zu erkennen sein. Da nun das verflüssigte Gas in der Vorratsflasche verdampft, sinkt dessen Temperatur und damit auch der Gasstrom in das Triebwerk. Folglich wird die Drehzahl langsam abfallen. Dieser Effekt ist sehr stark von der Größe der Gasflasche abhängig.

Reines Butangas ist wegen des geringen Gasdruckes für den Versuchsbetrieb ungeeignet. Bei Mischungen Propan/Butan hängt die Gebrauchsfähigkeit sehr stark von der Außentemperatur ab. Bei Temperaturen unter 20 °C ist nur noch reines Propangas flüssig als Versuchskraftstoff geeignet.

Bei der ersten Inbetriebnahme muß man aber mit Störungen rechnen. Falls z. B. nach der Zündung oder später beim Beschleunigungsversuch ein unerwartet hoher Temperaturanstieg durch helles Glühen der Turbine angezeigt wird, oder irgendwelche Schleifgeräusche zu hören sind, muß die Gaszufuhr sofort unterbrochen werden. Danach ist es sinnvoll, mit dem Gebläse das Triebwerk weiter zu kühlen. Die Ursache für diese Störung ist in den meisten Fällen ein Anstreifen der Turbinenschaufeln am Gehäuse. Nach Abkühlung des Triebwerkes kann man die Schleifspuren deutlich erkennen. Falls diese nur einseitig auftreten, muß die Turbine im Gehäuse neu justiert werden. Sind mehrere Schleifspuren auf dem Umfang verteilt zu erkennen, so ist der Turbinen-Durchmesser etwas zu groß. Nach Abdrehen um 0,1 bis 0,2 mm vom Durchmesser kann man die Inbetriebnahme wiederholen.

Bei ungünstiger Justierung der Verdampferdüse kann es vorkommen, daß sich „Hot Spots“ an Turbi-



Typischer Fall von "Hot Spot". So darf die Verbrennung nicht aussehen. Ursache war hier eine Leckage im Verdampfungssystem.

nengehäuse oder im Leitschaufelbereich zeigen. Dann bleibt nichts anderes übrig, als das Triebwerk zu öffnen. Durch Änderung des Öffnungswinkels an den Luftklappen im Außenteil der Brennkammer bekommt man diese Störung in den Griff, falls die Ursache nicht durch zu große Ungleichmäßigkeiten der Düsenöffnung des Verdampfers verursacht ist. Im letzten Fall kann man versuchen, die Düse mit dem größten Austritt durch Brennproben mit Gas und dem offenen Verdampfer herausfinden, und durch Zustopfen mit Chrom-Nickeldraht Abhilfe schaffen. Dazu wird der Chrom-Nickeldraht in die Düse eingesteckt und das Ende um das Verdampferrohr gewickelt.

Hat man diese Anfangsschwierigkeiten überwunden, kann man die Gasdosierung verstärken. Dazu wird die Vorratsflasche so aufgebaut, daß das Entnahmementil unten liegt. Beim Öffnen tritt jetzt flüssiges Gas in die Leitung und in das Triebwerk ein. Das bedeutet eine wesentliche Verstärkung der Kraftstoffzufuhr und damit die Gefahr der Überdosierung bei unvorsichtiger Dosierung. Bei Dosierung mit Flüssiggas kann man bereits Druck- und Schubmessungen vornehmen. Die Steigerung der Leistung sollte aber nur schrittweise mit nachfolgender Inspektion des Turbinenrades durchgeführt werden.

9.4 Anlassen und Betrieb mit Diesel/Benzin-Gemisch

Als Ausrüstung braucht man die Teile gemäß Gesamtschema und Beschreibung nach Kapitel 6. Als

erster Schritt muß das Kraftstoff-Dosiersystem durch Einstellung der Drossel auf die maximal zulässige Fördermenge eingerichtet werden. Man beginnt mit einer Drahtlänge von etwa 10 cm in der Drossel und mißt den Kraftstoff-Durchfluß bei freiem Austritt und Vollast der Förderpumpe. Für den ersten Versuch sollte man den maximalen Durchfluß auf etwa 1 ml/s begrenzen.

Für den ersten Versuch ist eine Mischung aus 70 % Diesel mit 30 % Normalbenzin richtig. Als Hilfgastank reicht eine kleine Gaskartusche vollkommen aus. Selbstverständlich muß jetzt das Hilfgas an den entsprechenden Anschluß der Strahltriebwerke angeschlossen werden. Die erste Phase des Anlassens ist genau die gleiche wie im vorigen Kapitel beschrieben. Nach Einsetzen der Zündung und Wiedereinschaltung des Gebläses wird vorsichtig der Kraftstoff-Gashebel am Sender betätigt. Beim ersten Eintreten des Kraftstoffes in den Verdampfer wird ein mehr oder minder intensiver Flammenausstoß am Triebwerk sichtbar. Wenn dabei gleichzeitig die Drehzahl deutlich ansteigt, verschwindet die Flamme nach kurzer Zeit im Triebwerk. Es ist wichtig, in dieser Phase die Drehzahl zu messen. Bei konstant gehaltener Kraftstoffzufuhr und einer Drehzahl von 20.000 U/min kann man die Hilfgaszufuhr abstellen. Die Drehzahl wird dadurch geringfügig absinken. Bei ordentlicher Einstellung gemäß der vorangegangenen Kapitel folgt das Triebwerk jetzt einwandfrei der Kraftstoffdosierung. Im Gegensatz zum Betrieb mit Gas wird man aber im Leerlaufbereich eine gelbe bis weiße Verbrennung durch die Spalte des Leitsystems erkennen können. Kurze Flammenspitzen am Turbinenausgang sind ungefährlich, solange keine „Hot Spots“ auftreten.

Durch Einstellung der Leerlauf-Trimmmung kann man jetzt auf die Leerlauf-Drehzahl von etwa 20.000 U/min zielen. Durch vorsichtige Betätigung in Richtung Vollgas stellt man fest, wie weit die Drossel eventuell noch geöffnet werden muß. Wie bereits beschrieben, ist bei jedem Beschleunigungsvorgang eine kurzzeitige Temperaturerhöhung normal. Bevor man aber die Drossel auf den höchstzulässigen Durchsatz eintrimmt, ist es sinnvoll, Versuche mit geringer werdendem Benzinanteil im Kraftstoff zu fahren. Nach Erfahrung des Verfassers ist der günstigste Benzinanteil etwa 10 – 15 %. Bei weiterer Verringerung besteht die Gefahr, daß das Verdampfersystem zu Schwingungen neigt. Dabei ändert sich die Drehzahl des Triebwerks periodisch innerhalb von einigen Sekunden. Falls dieser Effekt bei der hohen Benzinkonzentration auftritt, ist die Betriebstemperatur des Verdampfers zu gering. Die Ursache dafür kann darin bestehen, daß die Wendel zu nahe am Außenrand der Brennkammer anliegt. Man muß in diesem Falle den Verdampfer ausbauen und die Wicklung etwas enger zusammenziehen. Kleine Knick- oder Abweichungen von der gezeichneten Idealform sind für die Funktionstüchtigkeit ohne Bedeutung.

Eine weitere Ursache für die Schwingungen kann dadurch hervorgerufen werden, daß die Pumpenleistung zu gering und gleichzeitig die Drossel zu weit geöffnet ist. Bei der vom Verfasser angegebenen Dosierpumpe kann man durch Erhöhung der Betriebsspannung und gleichzeitiger Verstärkung der Drosselwirkung diese Schwingungen unterbinden. Bei den ersten Schubmessungen ohne Düse erreicht man einen Schub, der ca. 30 bis 40 % geringer ist. Sind alle bisherigen Tests erfolgreich abgeschlossen, bleibt nur noch die Öldosierung einzustellen. Das ge-

schieht durch die Wahl der passenden Länge der Kapillarleitung zwischen Öltank und Triebwerk. Als Richtwert kann man einen Ölverbrauch von 5 ml/min bei Vollast annehmen.

Der letzte Test auf dem Prüfstand dient zur Kontrolle der Ringdüse. Dabei kommt es vor allem darauf an, daß die Abgastemperatur nicht über den höchstzulässigen Wert von 630 °C hinausgeht. Sollte eine deutliche Temperaturüberhöhung mit Düse auftreten, so muß sie etwas erweitert werden. Das geschieht am einfachsten, in dem man sie um etwa 5 mm verkürzt.

9.5 Wartung

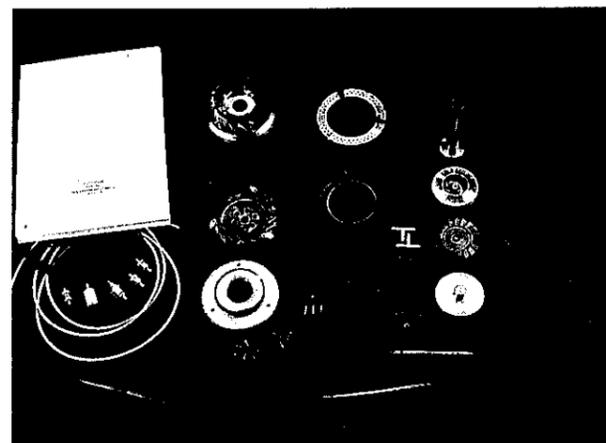
Einziges echtes Verschleißteil der Strahltriebwerke sind die Kugellager. Eine verbindliche Angabe über deren Lebensdauer kann man leider nicht angeben. Nach bisherigen Erfahrungen wurden die Kugellager nach etwa 25 Flügen sicherheitshalber ausgewechselt, ohne daß deutliche Schäden bemerkbar waren. Diese Lager waren in einem Vorläufer-Exemplar der „FD 3/64“ eingesetzt, dessen Betriebs-Drehzahl über 70.000 U/min betrug. Ansonsten ist darauf zu achten, ob nach längerem Betrieb Risse im Bereich der Schaufelfüße oder am Verdichterrad auftreten. Diese Teile müssen dann ersetzt werden. Ebenso ist es denkbar, daß an den Verbindungen der Innenstruktur, z. B. Schweißverbindungen der Streben, Ermüdungsbrüche auftreten. Die Lebensdauer, insbesondere des Turbinenrades, ist naturgemäß sehr stark von der Temperatur-Wechselbelastung abhängig. Systematische Versuche dazu sind noch nicht durchgeführt worden.

10. FD3/67 LS, die Strahltriebwerke aus dem Bausatz

Für Jet-Freunde die nicht die Zeit oder nicht den Maschinenpark haben um eine Strahltriebwerke nach Bauplan zu bauen, wurde der Bausatz der Strahltriebwerke FD3/67 LS entwickelt. Die Firma Schneider-Sánchez aus St. Lambrecht/Österreich produziert den Bausatz seit Anfang 1994. Wie die Namensgebung vermuten läßt, ist es eine Weiterentwicklung der FD3/64, allerdings unter Einsatz von hochwertigen Werkstoffen und professioneller Fertigungstechniken.

Wie die Fotos erkennen lassen, enthält der Bausatz neben allen Turbinenteilen auch die Kraftstoffpumpe mit spezieller Elektronik, Sensoren, Ventilen, Filtern und Kraftstoffleitungen. Nicht im Bausatz enthalten sind die Tanks, Akkus sowie das Anlasserzubehör. Hier kann die gleiche Ausrüstung wie zum Betrieb der FD3/64 verwendet werden.

Die Bauteile des Bausatzes sind fast vollständig einsatzfähig gefertigt. Die notwendigen handwerklichen Aktivitäten zur Betriebsbereitschaft der Strahltriebwerke beschränken sich auf das Entgraten einiger Teile, die Herstellung von Lötverbindungen, Zusammenstecken, Schrauben, Zentrieren und Abdichten mit Dichtmasse. Die wichtigste Anforderung an den Erbauer besteht eigentlich nur darin, die sehr umfangreiche Bau- und Betriebsanleitung sorgfältig zu studieren.



Der komplette Bausatz für die Strahltriebwerke FD3/67 LS

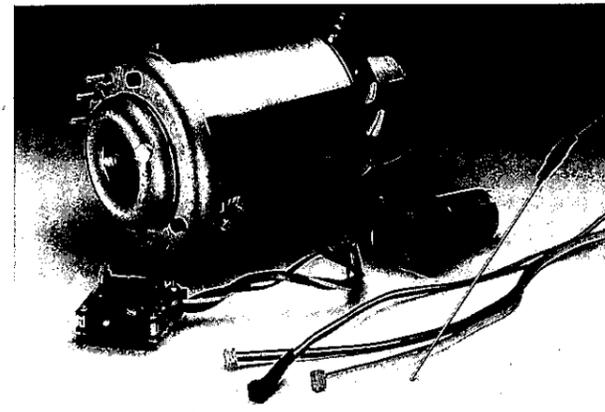
Foto: Foto Grafik Petek, Graz

Es werden dabei keine besonderen Voraussetzungen verlangt, aber wer lesen kann, ist immer im Vorteil!

Das FD3/67-System hat folgende technische Daten:

Durchmesser:	110 mm
Länge:	220 mm
Masse Turbine:	780 g
Masse Nebenaggregate:	300 g
Max. Drehzahl:	85.000 U/min
Max. Schub:	30 N
Min. Schub:	3 N
Beschleunigung von min. auf max.	
Leistung:	2-3 s
Spezif. Schub:	27 N/kg
Treibstoffverbrauch (bei max. Leistung):	ca. 200 ml/min
Ölverbrauch:	2 ml/min
Treibstoff:	Diesel mit 15 % Benzin oder Kerosin

Nebenaggregate:
Kraftstoffpumpe, Elektronik mit Temperatur- und Drehzahlsensoren
Öltank, Kraftstofftank, NC-Akku mit fünf Zellen (nicht im Bausatz enthalten).



Die Strahltriebwerke montiert. Im Vordergrund Drehzahl- und Temperatur-Sensor mit Anschlußkabel, Elektronik sowie Kraftstoffpumpe.

Foto: Foto Grafik Petek, Graz

Der spezifische Schub von 27 N/kg, das heißt das Verhältnis von Schub zur gesamten Hardware des Antriebs ist unübertroffen gut. Wie in Kapitel Antrieb und Flugmodelle bereits vorgestellt, kann man damit sehr eindrucksvoll Flugmodelle betreiben, die den großen Vorbildern im Flugbild und Sound sehr nahekommen.

Eine besondere Neuerung bei dieser Modellstrahltriebwerke ist die Temperatur- und Drehzahlüberwachung mit einer speziellen Elektronik. Ihre Aufgabe ist es, den Betrieb in unzulässigen Temperatur- und Drehzahlbereichen zu verhindern. Das beginnt schon beim Anlassen.

Ein Drehzahlsensor in der Stirnseite der Strahltriebwerke gibt ständig ein Drehzahlsignal an die Steuer- und Überwachungselektronik und gleichzeitig ein Temperatursensor das Temperatursignal des Abgasstromes. Die Turbine wird wie bereits beschrieben mit Gebläse und Propan-Butan-Gas angelassen. Die Kraftstoffpumpe kann aber von der Überwachungselektronik erst angesteuert werden, wenn die Drehzahl das untere Limit von etwa 12.000 U/min und die Abgastemperatur mindestens 300 °C überschritten hat. Damit wird verhindert, daß flüssiger Kraftstoff in die kalte oder mit zu geringer Drehzahl laufende Turbine eingespeist wird. Die Steuer- und Überwachungselektronik signalisiert mit verschiedenfarbigen LEDs den Zustand unteres Drehzahl-limit erreicht, unteres Temperaturlimit erreicht, einige Sekunden nach dem Anblasen und Zündung und Vorwärmung mit Hilfsgas. Die Pumpe kann dann in der Leistung proportional zum Ausschlag des Gasknüppels am Sender angesteuert werden. Das manuell schaltbare Ventilsystem gewährleistet eine problemlose Umschaltung von Hilfsgas auf flüssigen Kraftstoff. Der Temperatursensor sorgt außerdem dafür, daß bei Überschreitung des Temperaturlimits von zir-

ka 850 °C die Pumpe spontan abgeschaltet wird und eine Wiederinbetriebnahme erst nach manuellem Reset der Elektronik möglich wird. Die Übertemperatur-Sicherung wirkt zum Beispiel dann, wenn man mit zu geringer Anlasserleistung und zuviel Hilfsgas versucht, die Turbine in Betrieb zu nehmen. Die dadurch ausgelöste Sperrung der Pumpe wird durch eine rote Signallampe angezeigt. Das gleiche geschieht bei zu forscher Beschleunigung beim Übergang von Hilfsgas auf flüssigen Kraftstoff oder bei sonstigen Störungen die zur Überschreitung des oberen Temperaturlimits führen...

Auch die obere Drehzahlgrenze wird überwacht. Die Elektronik ist so justiert, daß bei Annäherung an die fest eingestellte obere Drehzahlgrenze die Pumpleistung stark gedrosselt wird. Durch diesen Trick werden Exemplarsteuerungen der Kraftstoffpumpe sowie des Zusatzakkus ausgeglichen. Sofern während des Betriebes die untere Drehzahlgrenze unterschritten wird, wird die Pumpe ebenfalls gesperrt.

Die Temperatur- und Drehzahlgrenzen sind bereits vom Hersteller fest eingestellt. Es muß nur noch die Anpassung der Elektronik an die jeweilige RC-Anlage (Nullpunkt, Dynamik) vom Betreiber vorgenommen werden. Innerhalb der Betriebsgrenzen läßt sich die Elektronik und damit die Turbine per Sendersignal beliebig steuern. Der für eine Strahltriebwerke unkomplizierte Aufbau mit verhältnismäßig wenigen Verbindungsstellen erleichtert erheblich die sachgerechte Wartung gemäß beiliegendem Handbuch. In diesem Punkt ist sicherlich mehr Aufwand erforderlich als bei einem durchschnittlichen Zweitaktmotor. Nach Meinung des Herstellers und des Konstrukteurs vermittelt dieser Bausatz ein Mindestmaß an technischen Kenntnissen, der zum sicheren Flugbetrieb einer Modellstrahltriebwerke unerlässlich ist.

11. Literaturhinweise

1 Bohl

Ventilatoren
Vogel-Buchverlag Würzburg

2 Dietzel

Turbinen, Pumpen und Verdichter
Vogel-Buchverlag Würzburg

3 Kalide

Energieumwandlung in Kraft- und Arbeitsmaschinen
Einführung in die technische Strömungslehre
Hanser-Verlag München, Wien

12. Bezugsquellen

Die bei der Entwicklung und zum Bau der Strahlmaschine gemäß Bauanleitung genutzten Werkzeuge, Maschinen und Materialien sind bis auf wenige Ausnahmen im Einzelhandel oder Versandhandel für jedermann erhältlich. Die Ausnahmen sind Chrom-Nickelstahlblech zum Bau des Turbinenrades. Dieses Material, auch als V2A, V4A oder REMANIT bekannt, läßt sich als Abfallmaterial in Schlossereien oder Betrieben für Behälterbau sowie Ofenbau und Heizungsanlagenbau beschaffen. Ebenso findet man bei metallverarbeitenden Betrieben mit Sicherheit Reststücke von Rundmaterial aus Stahl- oder Aluminiumlegierung. Die „gelben Seiten“ enthalten die nächstgelegenen Adressen.

Werkzeuge und Maschinen sowie dünne Bleche aus Stahl, Edelstahl und Aluminium findet man in Bau-

und Heimwerkermärkten. Propangasflaschen verschiedenster Größen und Gaskartuschen mit dem passenden Zubehör führen alle Campingfachgeschäfte.

Als Lieferant für Meßgeräte sowie alle gängigen Modellbauartikel sei die Firma Conrad-Electronic genannt; Klaus-Conrad-Str. 1, 92240 Hirschau
Dünnwandiges Edelstahlrohr für den Bau des Verdampfers führen Modellbau-Fachgeschäfte, die insbesondere für Schiffsmodellbau ausgerüstet sind. Diese Rohre werden vorzugsweise für Reelings und Aufbauten bei Schiffsmodellen verwendet.

Ein Bausatz für die Strahlmaschine FD3/67 LS sowie weiteres Zubehör liefert die Firma Schneider-Sánchez GmbH, Am Grünen Weg 5, A-8813 St. Lambrecht.