

Labor Strömungsmaschinen

STM 3

„Vergleich von Axialturbinen“

1 GRUNDLAGEN TURBINEN

In Turbinen durchfließt das Wasser zunächst ein System von festen, zentrisch zur Welle angeordneten Kanälen, das Leitrad, und gelangt dann in ein durch Schaufeln in Zellen abgeteiltes Laufrad, welches das Drehmoment auf die Welle überträgt. Nur in seltenen Sonderfällen folgt bei Wasserturbinen auf das Laufrad ein zweites Leitrad, ein Diffusor. Je nach der Hauptdurchflußrichtung des Wassers spricht man von Axial- Diagonal- und Radialturbinen. Die Radialturbinen finden heutzutage sehr große Anwendung bei sehr großen Drücken (Hochdruckkraftwerke mit sehr hohem Nutzgefälle) in der gebräuchlichsten Form der Pelton turbine (1) und der Francisturbine (2). Weiter Bauformen sind die Ossberger (3) oder Durchströmturbine. Die Kaplan turbine (4) in der Axialbauform findet bei geringen Betriebsdrücken (Mittel und Niederdruckturbinen) ihre Anwendung . Die Diagonalturbinen Deriaz turbine (5) sind nicht so weit verbreitet. Die Turbinen können nach verschiedenen Parametern eingeteilt werden. Dabei sollte unterschieden werden in Gleichdruck und Überdruckturbinen, teil und vollbeaufschlagte Turbinen und in Hochdruck (1) in Mitteldruck (2) und (4) und Niederdruckturbinen (3) und (5). Die bauformbedingten Unterschiede kann man bei der Wellenlage horizontal, vertikal und schräg, und der Gehäusebauform Spiral , Schacht oder Rohrturbinen mit zur Unterscheidung benutzen. Turbinen werden in den vielfältigsten anderen Anwendungen benötigt als nur in Form von Wasserturbinen. Eine große Gruppe stellen hierbei die Dampfturbinen dar.

- Kleinturbinen mit Leistungen bis etwa 1200 kW
- mehrstufige Dampfturbinen der Gleichdruckbauart
- mehrstufige Dampfturbinen der Überdruckbauart
- Kernkraftwerksturbinen (Dampf oder Heißwasserturbinen)
- Schiffsturbinen
- Radialturbinen (1), (3)
- Gasturbinen (Antriebsturbinen für Schiffe und Flugzeuge)

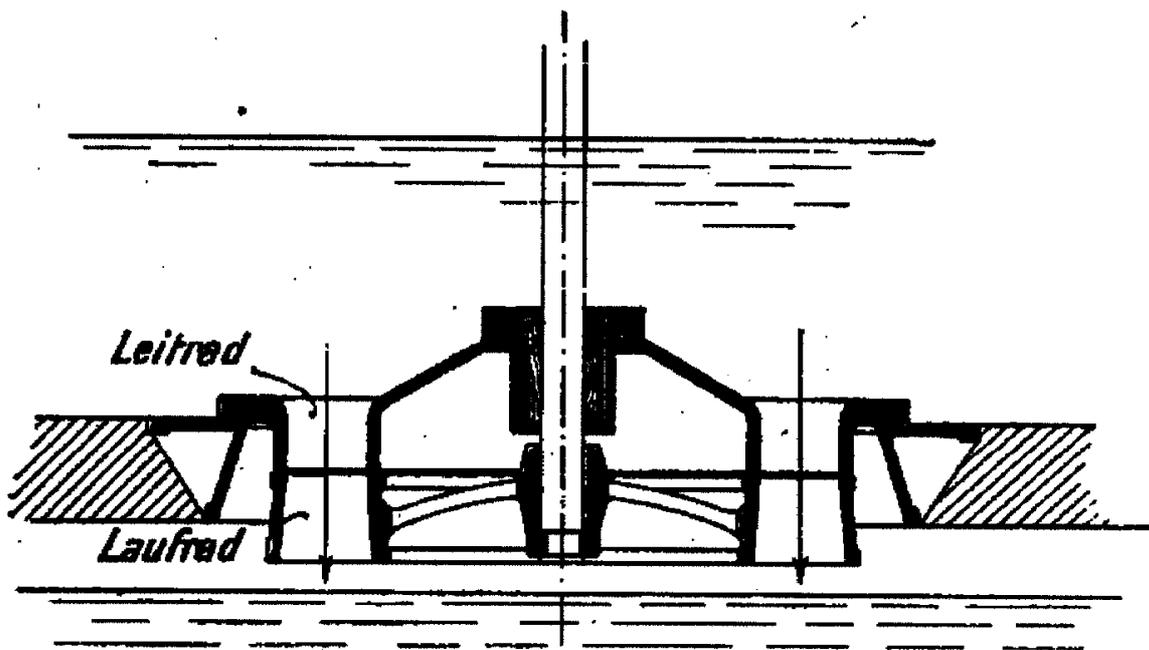


Abb.1: Axialturbinen mit Leit und Laufrad

1.2 Grundlagen Dampfturbine

Das Wirkprinzip der Axialimpulsturbinen hat aber auf dem Gebiet der thermischen Kraftmaschinen (Dampfturbinen) breitere Anwendung gefunden. Da sich das Wirkprinzip gleiches und in keiner weiteren Literatur etwas zu Wasseraxialturbinen beschrieben steht, werden in diesem Fall die theoretischen Grundkenntnisse zu Dampfturbinen dargelegt.

Dampfturbinen gehören neben Wasser- und Gasturbinen zu den Strömungsmaschinen. Grundlegende Bauteile einer Dampfturbine sind der Leitapparat (Düsen oder Leitschaufeln) und eine oder mehrere Laufschaufeln.

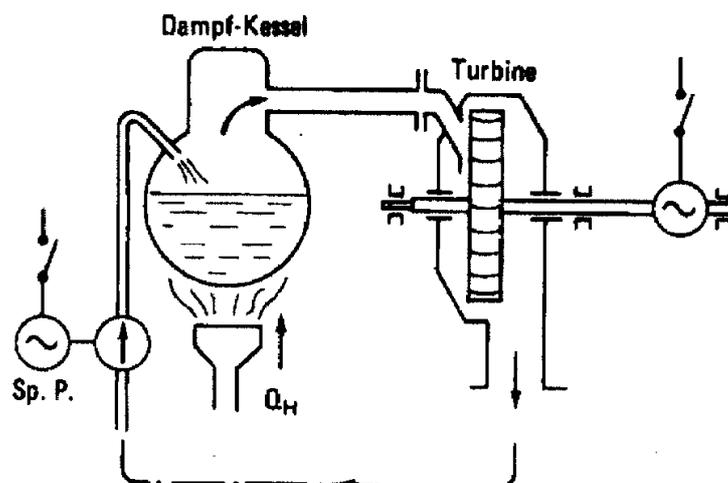


Abb.2 Dampfkreislauf

Der aus dem Dampferzeuger in den Rohrleitungen an die Turbine herangeführte Frischdampf wird, nachdem er die Absperr- und Regelarmaturen durchströmt hat, in abgewinkelte, düsenförmige Leiteinrichtungen geführt. Der Leitapparat ist im stillgelegtem Turbinengehäuse befestigt. Der Dampf wird auf einen niedrigeren Druck entspannt und ein Teil der Enthalpie des Dampfes in kinetische Energie umgewandelt. Dadurch verlässt der Dampf den Leitapparat mit einer hohen Geschwindigkeit. Die Umfangskraft rührt vom Bahndruck her, der bei der Umlenkung des Dampfes innerhalb der Laufschaufeln erzeugt wird.

Dabei ist bei der Unterscheidung in Gleich- und Überdruckturbine zu beachten das nur das Laufrad als Bezugsgröße genommen wird, ähnlich wie bei dem Energieumsatz in Pumpen oder anderen Strömungsarbeitsmaschinen. Das bedeutet das vor und hinter dem Laufrad in dem Laufradkanal, welcher nur betrachtet wird, sich bei einer Gleichdruckturbine die Strömungsverhältnisse nicht geändert haben dürfen. Dieses betrifft die Fluidgeschwindigkeit und den Fluiddruck und daraus folgernd auch die gleichen geometrischen Parameter.

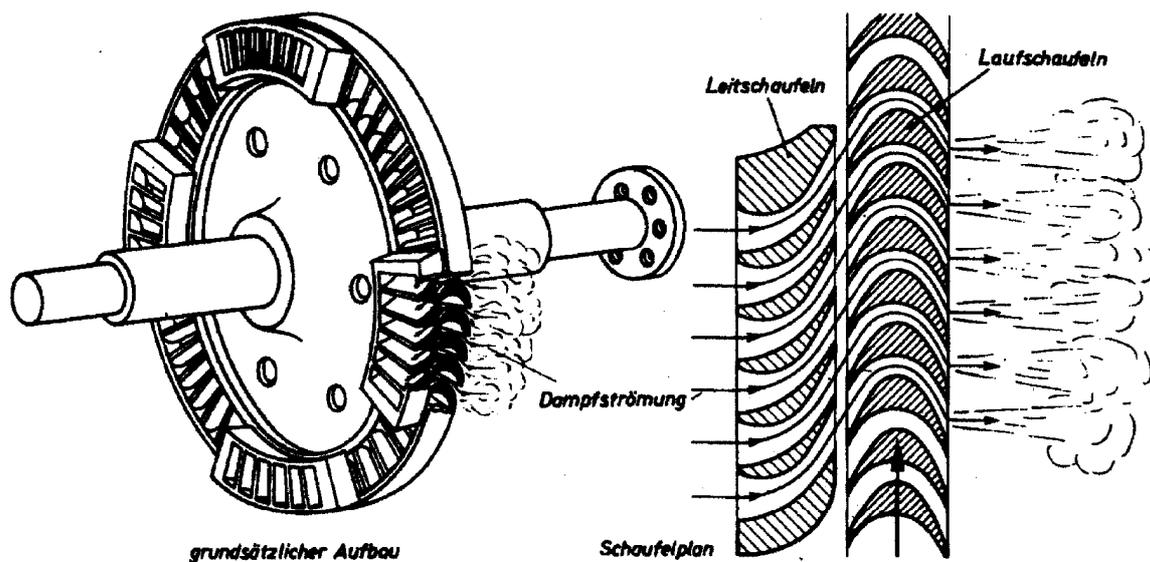


Abb.3 Wirkungsweise einer Gleichdruckturbine nach de`Laval

1.3 Bauformerteilung und Reaktionsgrad

Die zusammenarbeitenden Leit- und Laufradschaufeln werden als Stufe bezeichnet. In einer Turbinenstufe wird eine Enthalpiedifferenz verarbeitet. Die Summe der Stufenleistungen ergibt bei mehrstufigen Dampfturbinen die Gesamtleistung der Turbine. Bei mehreren Turbinenstufen werden die einzelnen Expansionsabschnitte durch das verarbeitete Stufengefälle ausgedrückt. Dampfturbinen werden in Gleichdruck- und Überdruckturbinen unterteilt. Die Bezeichnung

"Gleichdruck" und "Überdruck" beziehen sich auf das beliebig wählbare Arbeitsverfahren, mit welchem die Energie des strömenden Dampfes umgesetzt wird.

Die Beschaukelung der Stufen kann mit beliebiger Verteilung des Gefälles auf Leit- und Laufschaufeln ausgeführt werden. Je mehr Stufengefälle in den Laufschaufeln verarbeitet wird, umso größer ist der Reaktionsgrad r der Stufe. Es werden verschiedene Fälle für den Reaktionsgrad angewendet:

1. Fall: $r=0$; in der Laufschaufel soll kein Gefälle verarbeitet werden; das Laufschaufelprofil ist symmetrisch; der Querschnitt hat gleichbleibende Abmessungen; Aus- und Eintrittsgeschwindigkeit sind gleich; z.B. Gleichdruckturbinen.

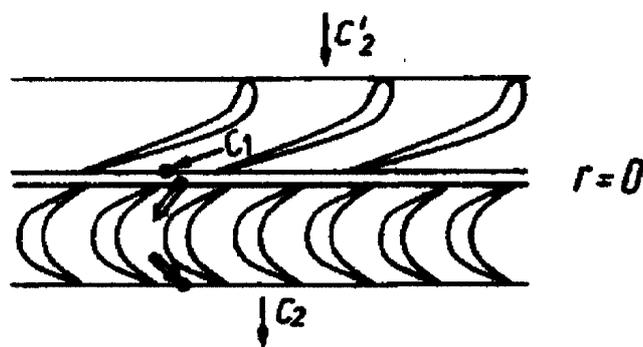


Abb.4: Stufengefälle $r=0$

2. Fall: $r=0,5$; in der Laufschaufel sollen 50% des Enthalpiegefälles der Stufe verarbeitet werden; Geschwindigkeitsdreiecke von Leit- und Laufschaufeln sind gleich; in der Leitschaufel soll das gleiche Enthalpiegefälle verarbeitet werden; die gleiche Geschwindigkeitszunahme wie in der Laufschaufel findet statt; z.B. Überdruckturbinen

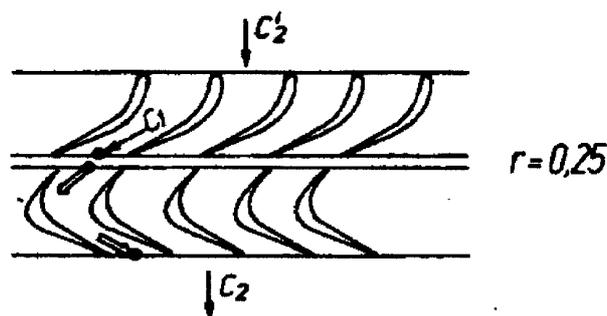
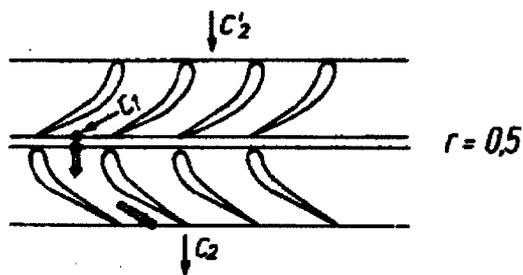
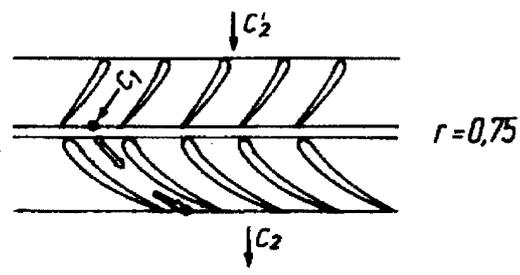


Abb.5 Stufengefälle $r=0,25$

3. Fall: $r=0,25\%$ und $r=0,75\%$; in der Laufschaufel sollen 25% bzw. 75% des Enthalpiegefälles der Stufe verarbeitet werden; das Austrittsdreieck ist genauso, wie bei den zuvor behandelten Fällen

Abb.6 Stufengefälle $r=0,5$ Abb.7 Stufengefälle $r=0,75$

Als große Vorteile der Dampfturbine kann man anführen,

- daß sie mit hohen Drehzahlen arbeitet, da der Dampf mit hoher Geschwindigkeit strömt. Hohe Drehzahlen bedeuten kleine Abmessungen der Maschine.
- daß keine pulsierende Massenkräfte auftreten und damit die Fundamente leichter sind.
- daß hochüberhitzter Hochdruckdampf verwendet werden kann, da man keine Rücksicht auf Kolbensmierung und Triebwerksbelastung genommen werden muß.
- daß große Enthalpiedifferenzen verarbeitet werden können, welches eine wesentliche Verbesserung der Ausnutzung des Dampfprozesses mit sich bringt.

Als Schwierigkeiten bei der Konstruktion von Dampfturbinen gelten:

- Beherrschung der Festigkeitsbeanspruchung bei umlaufenden Teilen, besonders den Laufschaufeln, hervorgerufen durch Zug infolge Fliehkraft und Biegung bei der Strahlumlenkung, dazu kommen Schwingungsprobleme bei langen Schaufeln.
- Zwischen den stillgelegten und drehenden Teilen der Turbine ist, besonders aufgrund der Wärmedehnung, ein Spiel notwendig; an diesen Stellen strömt Dampf, der die Beschaukelung umgeht, also auch keine Leistung abgibt, was den Wirkungsgrad beeinträchtigt.
- Es muß bei der Ausführung der Gehäuseteile außerdem auf Wärmedehnungen und Wärmespannungen Rücksicht genommen werden, die durch rasch wechselnde Temperaturänderungen, sowie bei Lastwechsel entstehen.

1.4 Funktionsprinzipien von Dampfturbinen

Die erste mit dem Gleichdruckverfahren arbeitende Dampfturbine ist 1883 von dem Schweden *de Laval* entwickelt worden. Sie diente zum Antrieb von Zentrifugen und war für die damals sehr hohe Umfangsgeschwindigkeit von 400 m/s bei Drehzahlen von 17000 min^{-1} und für eine Leistung von 7 kW ausgelegt.

Wesentlich am Gleichdruckverfahren ist, daß das Stufengefälle allein in den Leitschaufeln in die Zulaufgeschwindigkeit umgewandelt wird. In den Laufschaufeln wird kein oder nur ganz geringes Enthalpiegefälle verbraucht, so das die Drücke vor und hinter dem Laufschaufelkranz gleich groß bleiben. Gleichdruckturbinen bestehen im Prinzip aus einzelnen, auf der Welle befestigten Radscheiben. Die Einzelstufen werden durch die Zwischenböden abgeteilt, welche sich im Turbinengehäuse befinden. Sie nehmen die Leitschaufeln auf und "dichten" die Stufen gegenüber der Welle berührungsfrei durch Labyrinth ab. Gleichdruckturbinen werden in unterschiedlichen Ausführungen und Größen gebaut.

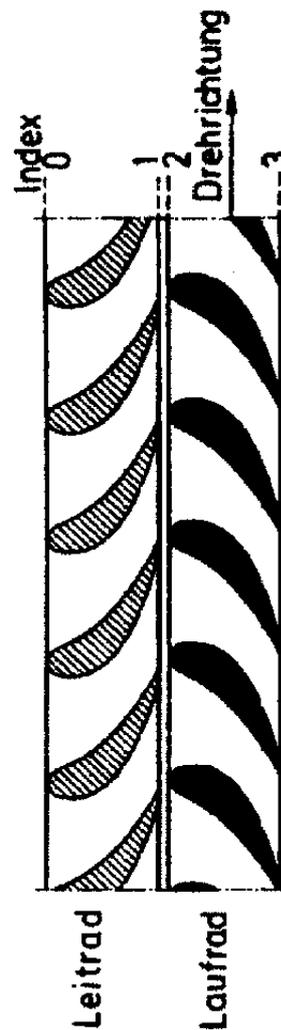
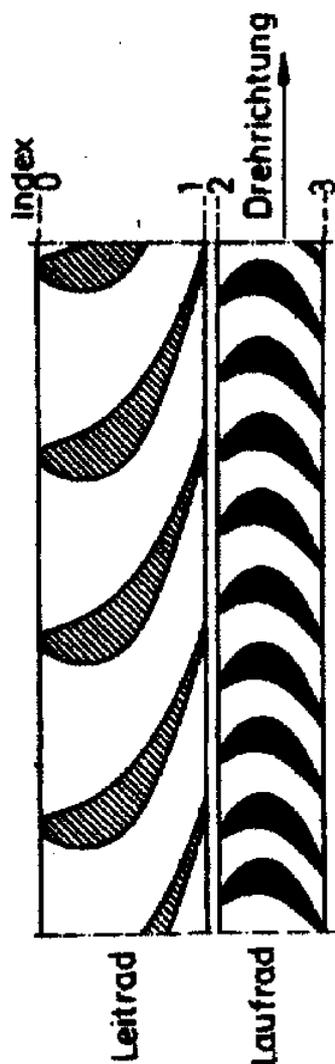


Abb.7 Schema einer Gleichdruckstufe

Abb.8 Schema einer Überdruckstufe

Die erste Überdruckdampfturbine wurde im Jahre 1884 von dem Engländer *Parsons* gebaut und in Betrieb genommen. Sie hatte eine Leistung von 5 kW bei einer Drehzahl von 18000 min^{-1} mit einem Stufendurchmesser von 75 mm. Bei einer Überdruckdampfturbine ist der

Dampfdruck beim Eintritt der Laufschaufeln höher als im Austritt. Es herrscht ein Überdruck am Laufschaufelkranz, der zum Unterschied zur Gleichdruckstufe einen Axial Schub hervorruft. Außerdem ist die Fläche, in welcher die Spaltverluste entstehen, etwas größer als bei der Gleichdruckstufe. Der Läufer der Überdruckturbinen ist als Trommel gebaut, die aus Einzelscheiben zusammenschweißt oder als Walze ausgebildet ist. Auf ihrem Umfang sind die Laufschaufeln befestigt. Die Leitschaufeln befinden sich direkt in der Gehäusewand; sie können auch in den Leitschaufelträgern befestigt sein, die wärmeelastisch in das Gehäuse eingesetzt sind. Die Schaufelkanäle sind nicht mehr nahezu Rohrkrümmer, sondern wie Düsen ausgebildet in der Druck abgebaut wird und die Relativgeschwindigkeit ansteigt.

Dampfturbinen können Teil- oder Vollbeaufschlagt werden. Bei Gleichdruckstufen, $r=0$, ist eine Teilbeaufschlagung möglich, da das Stufendruckgefälle allein in den Leitschaufeln entspannt wird. Nicht angetriebene Laufschaufeln laufen leer an den Leitschaufeln vorbei, ohne daß sich Störungen in der Dampfströmung ergeben. Überdruckstufen können so nicht betrieben werden. Da der Druck auf der Eintrittsseite der Laufschaufeln höher ist als auf ihrer Austrittsseite, würde der Dampf im Spalt zwischen Leit- und Laufschaufeln expandieren, was die Strömungsverhältnisse erheblich stört.

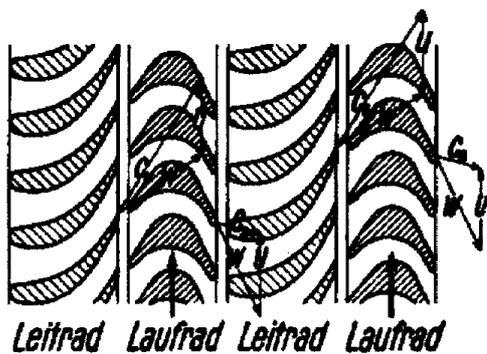


Abb.9 Schaufelbild einer mehrstufigen Gleichdruckturbinen

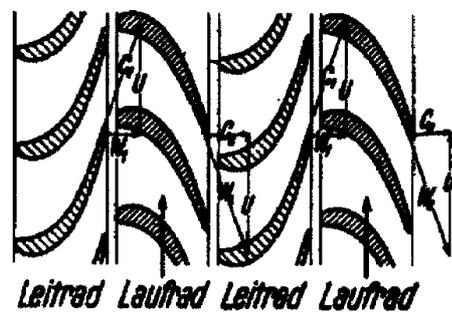


Abb.10 Schaufelbild einer mehrstufigen Überdruckturbinen

2. AUFBAU DER AXIALIMPULSTURBINE FM31

Die AXIAL IMPULS TURBINE FM 31 (Bild 11) stellt eine einkränzige Axialgleichdruck-Dampfturbine ohne Umkehrkammer dar, welche mit Wasser betrieben wird. Die Grundplatte (9) ist auf dem Wasserbehälter der Service Einheit FM3SU befestigt und druckseitig an der Kreiselpumpe angeschlossen. Die Steuerungselemente und Sensoren sind auf der Grundplatte montiert. (Abb.8.23) Das Gehäuse (Stator) der Turbine (11) ist fest auf der Grundplatte verankert. Es besitzt vier Einlaßdüsen (5). Jede der Einlaßdüsen kann einzeln per Hand durch das jeweilige Ventil angesteuert werden. Die Einlaßdüsen haben einen Auslaßdurchmesser von 2 mm und eine Neigung zur Ebene von 20° . Sie sind mit der Sammelleitung, die von der Druckseite der Pumpe kommt, verbunden. Die Sammelleitung ist eine stabile Kunststoffleitung und besitzt ein externen Haupthahn (7). Das Laufrad (Rotor) wird auf einer Welle in zwei korrosionsfreien Lagern im Gehäuse geführt. Am anderen Ende der Welle befindet sich eine Riemenscheibe, die zur Bremskrafteinstellung dient. Das Laufrad hat ein Hauptdurchmesser von 45 mm. Die Rotorblätter haben am Einlaß und am Auslaß einen Winkel von 40° . Die folgenden Sensoren dienen zur Durchführung von Messungen in Verbindung mit dem Computer Die Sensoren sind Baugleich mit denen an der PELTON-Turbine:

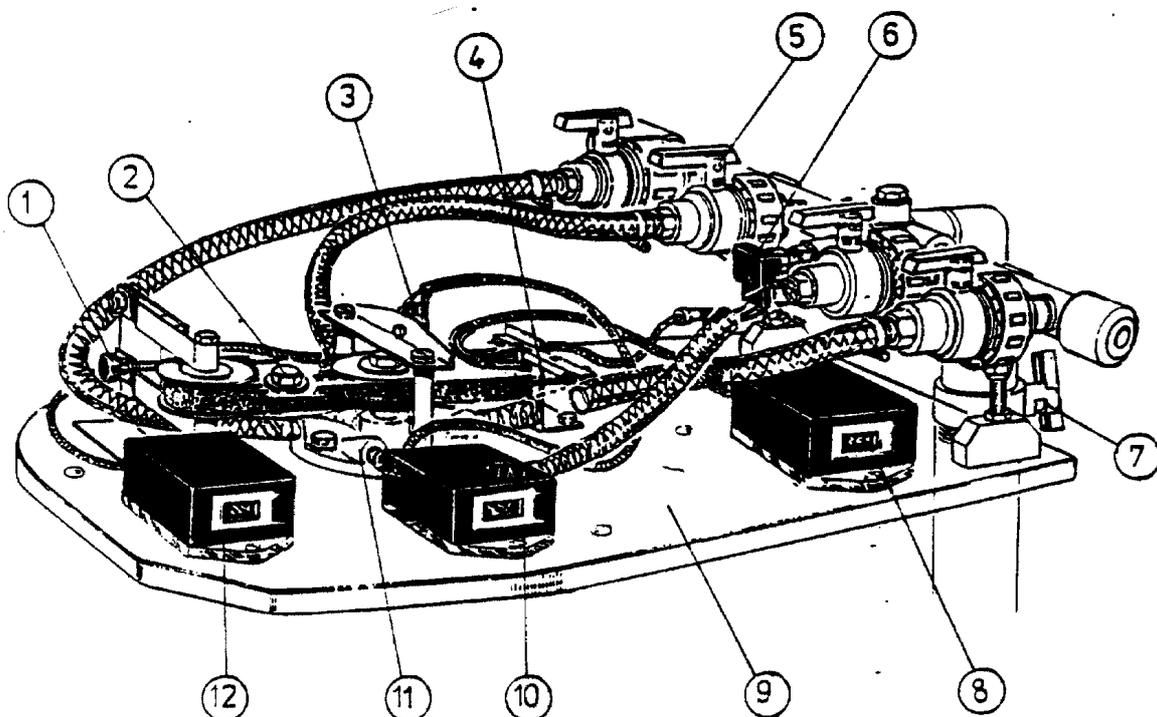


Abb.11: Skizze der Axialgleichdruckturbine FM 30

3. AUFBAU DER ROHRTURBINE (PROPELLER) FM33

Die Propellerturbine FM 33 ist auf Basis eines eigenen Versuchstandes im Labor vorhanden. Die Kreiselpumpe stellt die hydraulische Leistung zur Verfügung so dass über die Überdruckturbine, bestehend aus einem Leitrad und einem Laufrad mit dem Stufengefälle von $r=0,5$ die zugeführte Leistung in eine mechanische Leistung umgewandelt werden kann.

Die Turbine hat einen feststehenden Leitapparat und ein Laufrad welches direkt mit dem Abtriebsrad verbunden ist.

Dazu wird das Druckgefälle in der Turbine gemessen um aus dem die nutzbare Enthalpiedifferenz zu bestimmen. Die mechanische Leistung wird über das schon aus den anderen Versuchen bekannte System mit einer Bremskraftschraube, einem Hebelarm und der gemessenen Drehzahl bestimmt. Für die Bestimmung der einzelnen Belastungen und Messwerte werden differenzierte Formeln benötigt. Aus den Volumenströmen können sämtliche Geschwindigkeiten bestimmt werden.

4. TEILVERSUCH 1

4.1 Versuchsdurchführung

Bei dem Teilversuch wird die Rohrturbine mit verschiedenen Belastungsstufen durchgeföhren die sich auf eine Regelung mit dem Haupthahn beschränken. Dabei ist zu beachten das durch die Turbine hohe Drehzahlen erreichen kann. Vor der Aufnahme der Messwerte sollte etwas gewartet werden damit sich konstante Versuchsbedingungen einstellen können.

4.2 Versuchsaufgabe

Dabei muss mit dem Ventil eine Drosselung des Volumenstromes vorgenommen werden. Es werden drei Versuchsreihen aufgenommen die jeweils eine bei 3, 5 und 7 Umdrehungen des Ventil zu erfolgen haben. Dabei wird die Bremskraft immer bis zum Stillstand der Turbine, in 15° Schritten an der Messscheibe erhöht. Die dazugehörenden Werte müssen über die Leertaste aufgenommen werden. Die Messdaten werden in einer Datei gespeichert und können am Ende des Versuches ausgedruckt werden.

Messwerte	Δp_0	[kPa]
	Δp_t	[kPa]
	n	[Hz]
	F _b	[N]

4.3 Berechnungsgrundlagen

$$\text{Massenstrom: } Q_m = \frac{\alpha \cdot \pi \cdot d^2 \cdot \sqrt{(2 \cdot \rho \cdot \Delta p_0)}}{4}$$

$$\text{Volumenstrom: } Q_v = \frac{Q_m}{\rho}$$

$$\text{hydraulische Leistung: } P_h = Q_v \cdot \Delta p_t$$

$$\text{Bremsmoment: } M_b = F_b \cdot r$$

$$\text{Bremsleistung: } P_b = 2 \cdot \pi \cdot n \cdot T$$

$$\text{Turbinenwirkungsgrad: } \eta = \frac{P_b \cdot 100}{P_h}$$

Wobei mit $\alpha = 0.63$; $\rho = 1000 \text{ kg/m}^3$; $r = 0,049 \text{ m}$ und $d = 0.009 \text{ m}$ gerechnet wird.

4.4 Versuchsauswertung

Zum Versuch ist ein Versuchsprotokoll mit folgenden Punkten anzufertigen:

a) Darstellung der Meßwerte

- die Meßwerte sind in tabellarischer Form darzustellen

b) Berechnung der Systemgrößen

- Bremsmoment	M_b	[mNm]
- Bremsleistung	P_b	[W]
- Hydraulische Leistung	P_h	[W]
- Turbinenwirkungsgrad	η	[%]

- die Zwischenwerte und berechneten Systemgrößen sind in tabellarischer Form darzustellen und es ist für einen Datensatz die Beispielrechnung mit den Einheiten durchzuführen.

c) Graphische Darstellung

- Bremskraft in Abhängigkeit von der Drehzahl
 - Bremsleistung in Abhängigkeit von der Drehzahl
 - Hydraulische Leistung in Abhängigkeit von der Drehzahl
 - Turbinenwirkungsgrad in Abhängigkeit von der Drehzahl
- Die Meßreihen sollen in einer Grafik mit jeweils einer Abhängigkeit dargestellt werden. Wobei der Vergleich zwischen den Ventileinstellungen zuzuführen ist.

d) Diskussion der Ergebnisse

- Erläuterung der Kurvenverläufe
- Fehleranalyse (nur Beschreibung aufgetretener Fehler)

5. TEILVERSUCH 2

5.1 Versuchsdurchführung

Der Versuch wird in Anlehnung an die Hinweise zum Anwenderprogramm durchgeführt, aus denen grundlegende Anwendungsmöglichkeiten hervorgehen.

Die Versuchsturbine sollte wie folgt angefahren werden:

- Bremskrafteinstellschraube lockern
- Hauptschalter (Mains) einschalten am IFD 1 - A
- Sockel 1 Schalter (Socket 1 Power) einschalten am IFD 1 - A
- Einlaßventil öffnen und Differenzdruck einstellen

5.2 Versuchsaufgabe

Zur Beurteilung der Axial Impulsturbine bei unterschiedlichen Betriebsbedingungen werden folgende Systemgrößen aufgenommen:

- Eingangsdruck	p_1	[kPa]
- Differenzdruck	Δp_0	[kPa]
- Drehzahl	n	[Hz]
- Bremskraft	F_b	[N]

Es sollen mehrere Datenreihen aufgenommen werden. Verschiedene Betriebsbedingungen sollen durch Einstellen der Bremskraft und des Differenzdruckes wie folgt erreicht werden:

- 4 Meßreihen mit der unterschiedlicher Düsenanzahl:

- 1 Düse geöffnet
 - 2 Düsen geöffnet
 - 3 Düsen geöffnet
 - 4 Düsen geöffnet
 - dazu jeweils alle 15° Bremskrasteinstellungen in steigender Form
- Die aufgenommenen Meßreihen sind unter dem Namen der Versuchsgruppe abzuspeichern.

5.3 Berechnungsgrundlagen

Massenstrom:
$$Q_m = \frac{\alpha \cdot \pi \cdot d^2 \cdot \sqrt{(2 \cdot \rho \cdot \Delta p_0)}}{4}$$

Volumenstrom:
$$Q_v = \frac{Q_m}{\rho}$$

Fallhöhe:
$$H_i = \frac{p_1}{\rho \cdot g}$$

hydraulische Leistung:
$$P_h = \rho \cdot g \cdot Q_v \cdot H_i$$

Bremsmoment:
$$M_b = F_b \cdot r$$

Bremsleistung:
$$P_b = 2 \cdot \pi \cdot n \cdot T$$

Turbinenwirkungsgrad:
$$\eta = \frac{P_b \cdot 100}{P_h}$$

Wobei mit $\alpha = 0.63$; $\rho = 1000 \text{ kg/m}^3$; $r = 0,024 \text{ m}$ und $d = 0.009 \text{ m}$ gerechnet wird.

5.4 Versuchsauswertung

Zum Versuch ist ein Versuchsprotokoll mit folgenden Punkten anzufertigen:

a) Darstellung der Meßwerte

- die Meßwerte sind in tabellarischer Form darzustellen

b) Berechnung der Systemgrößen

- Bremsmoment	M_b	[mNm]
- Bremsleistung	P_b	[W]
- Hydraulische Leistung	P_h	[W]
- Turbinenwirkungsgrad	η	[%]

- die Zwischenwerte und berechneten Systemgrößen sind in tabellarischer Form darzustellen und es ist für einen Datensatz die Beispielrechnung mit den Einheiten durchzuführen.

c) Graphische Darstellung

- Bremskraft in Abhängigkeit von der Drehzahl
- Bremsleistung in Abhängigkeit von der Drehzahl
- Hydraulische Leistung in Abhängigkeit von der Drehzahl
- Turbinenwirkungsgrad in Abhängigkeit von der Drehzahl

Die Meßreihen sollen in einer Grafik mit jeweils einer Abhängigkeit dargestellt werden, wobei der Vergleich zwischen den Düseneinstellungen zuzuführen ist.

d) Diskussion der Ergebnisse

- Erläuterung der Kurvenverläufe
- Fehleranalyse (nur Beschreibung aufgetretener Fehler)