



**INSTITUT FÜR
ENERGIETECHNIK
UND THERMODYNAMIK**
Institute of Energy Systems and Thermodynamics

Diplomarbeit

Leckage- und Sperrdampfsysteme von Industriedampfturbinen

unter der Leitung von

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

Univ.Ass. Dipl.-Ing. Gregor Franz Nicht, BSc

E302 - Institut für Energietechnik und Thermodynamik

Eingereicht an der Fakultät für Maschinenwesen und Betriebswissenschaften

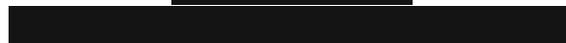
der Technischen Universität Wien

zum Zwecke der Erlangung des akademischen Grades

Diplom-Ingenieur (Dipl.-Ing.)

von

Bojan Marinovic, BSc



Eidesstattliche Erklärung

Ich erkläre hiermit an Eides statt, dass ich meine Diplomarbeit nach den anerkannten Grundsätzen für wissenschaftliche Abhandlungen selbstständig ausgeführt habe und alle verwendeten Hilfsmittel, insbesondere die zugrunde gelegte Literatur genannt habe. Weiters erkläre ich, dass ich diese Diplomarbeit bisher weder im In- noch im Ausland (einer Beurteilerin / einem Beurteiler zur Begutachtung) in irgendeiner Form als Prüfungsarbeit vorgelegt habe und dass diese Arbeit mit der vom Begutachter beurteilten Arbeit übereinstimmt.

Au am Leithaberger, November 2023

.....

(Bojan Marinovic, BSc)

Danksagung

Ich möchte diese Zeilen nutzen, um all jenen Personen zu danken, die mich auf meinem Weg zur Fertigstellung dieser Diplomarbeit und letztendlich auch zum Studienabschluss, unterstützt haben. Ihre Beiträge und Unterstützung waren von unschätzbarem Wert, und ich bin zutiefst dankbar für Ihre Hilfe.

Zunächst möchte ich meinem Betreuer Reinhard Willinger für die hervorragende fachliche Anleitung und sein Engagement danken, die er mir während der gesamten Arbeit entgegengebracht hat. Der fachliche Austausch während der Betreuung war zugleich lehrreich wie spannend.

Ich möchte mich auch bei meiner Familie bedanken, insbesondere bei meinen Eltern, für ihre bedingungslose Unterstützung und ihre ständige Ermutigung, meinen Bildungsweg fortzusetzen. Ebenso danke ich meiner Schwester, die mich auch während des Studiums moralisch unterstützt hat.

Ein herzliches Dankeschön geht auch an meine Freunde und Kommilitonen, die mit mir durch Höhen und Tiefen gegangen sind. Eure moralische Unterstützung hat dazu beigetragen, dass ich die Herausforderungen bewältigen konnte.

Zum Abschluss möchte ich auch noch dem Unternehmen *Iqony Solutions* für die Bereitstellung der *Epsilon* Lizenz danken. Die vorliegende Arbeit wäre ohne diese Software nicht in dieser Form möglich gewesen.

Mit herzlichem Dank,
Bojan Marinovic

Kurzfassung

Als Industriedampfturbinen bezeichnet man Dampfturbinen im Leistungsbereich von 2 MW bis zu 250 MW. Industriedampfturbinen dienen dem Antrieb eines Generators oder einer entsprechenden Arbeitsmaschine. Je nach Anforderung können die Turbinen als Kondensations- oder Gegendruckturbinen ausgeführt werden. Die meisten Turbinen können auch noch zusätzlich mit Entnahmen versehen werden.

Die Größe einer Turbine wird durch die Arbeitsbedingungen vorgegeben, die wesentlichen Größen sind dabei die Frischdampfparameter, die Art der Maschine, die Drehzahl, die geforderte Leistung sowie vorzusehende Entnahmen und Anzapfungen.

Aus der Vielzahl an Parametern ergibt sich eine Vielzahl an möglichen Turbinengrößen. Um den Konstruktionsaufwand zu verringern haben Turbinenhersteller begonnen bestimmte Elemente der Turbine zu standardisieren und diese somit für eine große Bandbreite an Anwendungsfällen verwendbar zu machen. In diesem Zusammenhang spricht man oft vom Baukastensystem, dieses verringert die Anzahl an möglichen Turbinengrößen enorm. Die einzelnen Bauteile und Elemente skalieren dabei um den selben Faktor und die Turbinenanzahl bleibt überschaubar.

Die Berechnung einer Industriedampfturbine beginnt bei der Thermodynamik, welche sich auf den Dampfpfad in der Maschine konzentriert. Der Dampfpfad beinhaltet dabei auch jene Massenströme welche über die Dichtungen verloren gehen oder welche als Sperrdampf in die Maschine gelangen. Dabei werden Leckageströme aus Labyrinthdichtungen oft der Turbine wieder hinzugeführt, um das restliche Enthalpiegefälle nutzen zu können.

Ziel dieser Arbeit ist es thermodynamische Berechnungen im Programm *Epsilon* vorzunehmen. Dabei sollen die Massenströme und die resultierenden Leistungsverluste bei verschiedensten Arten von Industriedampfturbinen ermittelt werden.

Abstract

Industrial steam turbines are steam turbines in the power range from 2 MW up to 250 MW. They are used to drive a generator or a corresponding mechanical drive. Depending on the requirements, the turbines can be designed as condensing or back-pressure turbines. Most turbines can also be equipped with additional extractions.

The size of a turbine is determined by the working conditions, the main parameters being the live steam parameters, the type of machine, the rotational speed, the required output, and the controlled and uncontrolled extractions to be provided.

The large number of parameters results in a large number of possible turbine sizes. In order to reduce the design effort, turbine manufacturers have begun to standardize certain elements of the turbine and thus make them suitable for a wide range of applications. This is often referred to as a modular system, which greatly reduces the number of possible turbine sizes. The individual components and elements scale by the same factor and the number of turbines remains manageable.

The calculation of an industrial steam turbine starts with thermodynamics, which focuses on the steam path in the machine. The steam path also includes those mass flows which are lost via the seals or which enter the machine as blocking steam. Leakage flows from labyrinth seals are often reintroduced into the turbine in order to utilize the remaining enthalpy drop.

The aim of this work is to carry out thermodynamic calculations in the program *Epsilon*. The final result should be the mass flows and the resulting power losses for different types of industrial steam turbines.

Inhaltsverzeichnis

1	Einleitung	1
2	Theoretische Grundlagen zu Dampfturbinen	3
2.1	Arten von Dampfturbinenstufen	3
2.2	Geschwindigkeiten in Turbinenstufen und deren Darstellung	6
2.3	Reaktionsgrad	9
2.4	Energieumsetzung in der Stufe	10
2.5	Wirkungsgrade in der Turbinenstufe	12
2.6	Teilbeaufschlagung	15
2.7	Energieumsetzung in der Turbine	16
2.8	Wirkungsgrade in der Turbine	18
2.9	Definitionen im Dampfturbinenbau	19
2.10	Regelstufen	23
2.11	Axialschub des Rotors	25
3	Industriedampfturbinen	30
3.1	Bauarten von Industriedampfturbinen	31
3.2	Das Baukastensystem	37
3.3	Normzahlen	39
4	Dichtungssysteme im Dampfturbinenbau	40
4.1	Klassifizierung der Labyrinthdichtungen	41

4.2	Berechnung von Dichtungen	44
4.2.1	Fannokurve	47
4.2.2	Berechnung nach Stodola	50
4.2.3	Berechnung nach Egli	54
4.2.4	Empirische Ansätze	60
4.3	Schaltung von Labyrinthdichtungen	62
4.4	Beispiel einer ausgeführten Dichtung	63
5	Auslegung der Turbinen	64
5.1	Annahmen für die Turbinen	65
5.2	Annahmen für die Dichtungssysteme und den Schubausgleich	67
5.2.1	Dichtungssystem Gegendruckturbine	69
5.2.2	Dichtungssystem Kondensationsturbinen	70
5.3	Berechnung der Gegendruckturbinen	72
5.4	Berechnung der Entnahme-Kondensationsturbinen	75
5.5	Berechnung der Kondensationsturbine mit direkter Rückführung	79
6	Erstellen der Simulationsmodelle	80
6.1	Komponenten in Epsilon	80
6.2	Modelle der verschiedenen Turbinentypen	83
7	Ergebnisse und Interpretation	87
7.1	Gegendruckturbinen	88
7.2	Entnahme-Kondensationsturbinen	90
7.3	Kondesationsturbine mit direkter Rückführung	93
7.4	Interpretation	95
7.5	Interpretation über die Stodola Gleichung	97
8	Schlussfolgerungen und Ausblick	98
	Literatur	100

A Python Skript	106
B Berechnungsergebnisse	115

Nomenklatur

Abkürzungen

AK	Ausgleichskolben
E	Entnahme
FD	Frischdampf
G	Gleichdruck
HD	Hochdruck
Kond	Kondensator
LA	Laufreihe
LE	Leitreihe
ND	Niederdruck
RF	Rückführung
RG	Regelrad
RK	Radkammer
SP	Sperrdampf
T	Turbine
Umg	Umgebung
V	Vakuum
VE	Vakuum-Entnahme

Thermodynamische Größen

\dot{m}	Massenstrom	kg/s
κ	Isentropenindex	1
ρ	Dichte	kg/m ³
c_p	spez. Wärmekapazität	kJ/(kg K)
h	spezifische Enthalpie	kJ/kg
p	Druck	Pa
R	Gaskonstante	kJ/(kg K)
s	spezifische Entropie	kJ/(kg K)
T	Temperatur	K
t	Temperatur	°C
v	spez. Volumen	m ³ /kg

Dichtungen

n, z	Spitzenanzahl	1
t	Teilung	mm
δ, s	Spalthöhe	mm
l	Länge der Dichtung	mm
h	Spitzenhöhe	mm
A, A_{Sp}	Spaltfläche	mm ²
α	Durchflussbeiwert	1
χ	Durchflussfunktion	1
ψ	Durchflussfunktion nach Egli	1
Φ	Durchflussfunktion empirisch	1

Turbinengrößen

α	Absolutwinkel	°
β	Relativwinkel	°
ϵ_t	Beaufschlagungsgrad	1
η	Wirkungsgrad	1
η'	Gitterwirkungsgrad LE	1
η''	Gitterwirkungsgrad LA	1
η_i	innerer Wirkungsgrad	1
η_u	Umfangswirkungsgrad	1
λ	Stufenarbeitszahl	1
ν	Nabenverhältnis	1
a_i	innere Stufenarbeit	kJ/kg
a_u	spez. Stufenarbeit	kJ/kg
c	Absolutgeschwindigkeit	m/s
d_m	mittlerer Durchmesser	mm
d_N	Beschaufelungsnennndurchmesser	mm
d_S	Spitzendurchmesser	mm
d_{AK}	Durchmesser Ausgleichskolben	mm
l	Schaufellänge	1
n	Drehzahl	1
P	Turbinenleistung	kW
R_k	Reaktionsgrad	1
S	Schub	N
u	Umfangsgeschwindigkeit	m/s
w	Relativgeschwindigkeit	m/s
Y	Radienverhältnis	1

Indizes

aus	Austritt
ein	Eintritt
m	Mittel
N	Nabe
S	Spitze
s	Isentrop
t	total

Kapitel 1

Einleitung

Die Industriedampfturbinen bezeichnen jene Dampfturbinen im Leistungsbereich von 2MW - 250MW, wobei der Großteil den Leistungsbereich bis 100MW abdeckt. Der Begriff der Industriedampfturbine hat seinen Ursprung in der Vergangenheit, in der diese Art von Turbinen als Antriebe oder Kraftmaschinen in großen Industriekomplexen dienten. Heutzutage kommen die Turbinen auch in kommunalen und kleineren Kraftwerken sowie auch in kombinierten Gas- und Dampfkraftwerken zum Einsatz. Weiters werden die Turbinen oft zur Optimierung von Industrieprozessen verwendet.

Die Hersteller von Industriedampfturbinen müssen zu diesem Zweck eine Vielfalt von Turbinenarten und Leistungsbereichen abdecken können. Um die Kosten gering zu halten verwenden die Hersteller ein sogenanntes Baukastensystem. In diesem werden Bauteile der Turbine standardisiert und mit einem festgelegten Faktor in der Größe skaliert. Der Hersteller muss bei der Anpassung der Turbine nur die entsprechenden Bauteile modular zusammensetzen und kann für jede Kundenanfrage eine passende Turbine liefern, ohne die Konstruktionen anzupassen.

Ein wichtiges Thema im Turbinenbau sind die Dichtungssysteme. Bei Turbomaschinen herrscht bei den abzudichtenden Stellen ein hoher Druckunterschied, somit sind berührende Dichtungen nicht zweckmäßig. Hinzu kommt die Umfangsgeschwindigkeit an den Dichtstellen, die ebenfalls die Verwendung von berührenden Dichtungen erschwert. Den Standard bei Industriedampfturbinen stellen daher Labyrinthdichtungen dar, welche aus einer Vielzahl an Dichtspitzen bestehen.

Bei Kondensationsturbinen kommen zudem noch die Sperrdampfsysteme hinzu. Da im Abdampfbereich von Kondensationsturbinen starkes Vakuum herrscht, müssen die Dichtungen dort mit Sperrdampf versorgt werden, um das Ansaugen von Umgebungsluft zu vermeiden. In dieser Arbeit soll die Gestaltung der Wellendichtungen von Industriedampfturbinen untersucht werden. Es soll untersucht werden ob die Wellendichtungen ebenfalls mit einem geometrischen Stufungsfaktor skalieren oder nicht. Zudem sollen die Verluste über die Wellendichtungen für verschiedene Größen von Industriedampfturbinen untersucht werden.

Für die Untersuchung der Dichtungen werden die Randbedingungen der Simulation aus einem Herstellerkatalog entnommen. Die Dichtungen werden dann mittels dem Simulationstool *Ebsilon* berechnet. Bevor die Modelle für die Dichtungen in *Ebsilon* erstellt werden können, müssen die geometrischen und thermodynamischen Parameter der Turbinen festgelegt werden.

Der Dichtungssimulation geht also eine Turbinenauslegung voraus. Die Berechnung soll einer realen Turbinenauslegung gleichen. Ziel der Vorauslegung ist es möglichst gute Inputdaten für die Simulation sowie Ergebnisse zum Validieren der Simulation zu liefern.

Die Simulationen werden an Gegendruck- und Entnahme-Kondensationsturbinen erfolgen. Weiters wird eine Simulation durchgeführt bei der eine direkte Rückführung von der Labyrinthanzapfung in die Turbine erfolgt. Dabei soll die entsprechende Leistungssteigerung untersucht werden.

Kapitel 2

Theoretische Grundlagen zu Dampfturbinen

In diesem Abschnitt sollen die Grundlagen zur Auslegung von Dampfturbinen erläutert werden. Die Energieumsetzung in der gesamten Turbine aber auch in der Stufe sollen im Vordergrund stehen. Aus diesem Grund werden besonders die thermodynamischen sowie strömungstechnischen Grundlagen betrachtet. Neben diesen essenziellen Prinzipien sollen auch die konstruktiven Vorgaben aus dem Turbomaschinenbau angeführt werden. Diese Vorgaben werden in späteren Kapiteln in die Turbinenauslegung einfließen.

Im Turbinenbau hat sich die axiale Bauart durchgesetzt, aus diesem Grund sind die hier präsentierten Grundlagen auch auf axiale Turbinen und Stufen zugeschnitten.

2.1 Arten von Dampfturbinenstufen

Bei den Bauarten von Dampfturbinenstufen lassen sich zwei Funktionsprinzipien unterscheiden. Die Gleichdruckstufe oder auch Aktionstufe genannt und die Überdruckstufe, auch als Reaktionsstufe bezeichnet. In beiden Fällen bestehen die einzelnen Turbinenstufen immer aus einer feststehenden Leitreihe, welche im Gehäuse montiert ist, und einer mit dem Rotor mitrotierenden Laufreihe. Zu einer Turbinenstufe gehören mindestens zwei Schaufelreihen, wobei es auch Sonderausführungen wie die Curtis Stufe gibt, welche aus vier Schaufelreihen besteht.

Nach Konvention werden die Ebenen hinter den einzelnen Reihen immer beginnend von 0 bis 2 nummeriert. Die Strömungsgeschwindigkeiten werden in diesen Ebenen auf Höhe der halben Schauffellänge, auch als Mittelschnitt bekannt, betrachtet. Abbildung 2.1 zeigt die beiden Stufenarten mit den Bezugsebenen. In der Abbildung sind auch die Geschwindigkeits- und Druckverläufe zu sehen. Bei der Überdruckstufe sinkt der Druck über die Laufreihe ab, während er bei der Gleichdruckstufe konstant bleibt.

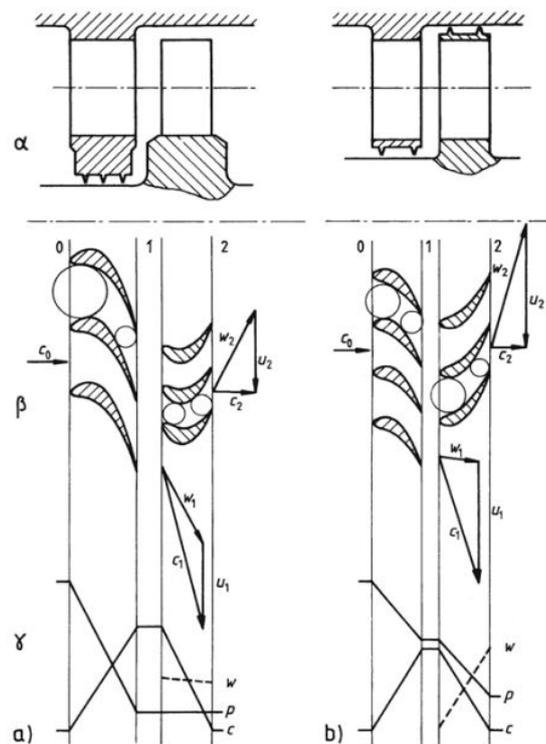


Abbildung 2.1: Gleichdruck- und Überdruckstufen [1]

In der Leitreihe wird der Druck von einem Niveau p_0 auf ein Niveau p_1 entspannt. Durch den Druckabbau wird die Strömung von c_0 auf c_1 beschleunigt, die Gestaltung der Leitschaufeln bestimmt die Richtung der Strömung. Mithilfe der Gl. 2.1 kann die Relativgeschwindigkeit einfach bestimmt werden. Im Laufrad kommt es bei Überdruckstufen zu einem weiteren Druckabbau, bei Gleichdruckstufen kommt es nur zu einer Strömungsumlenkung. Die Gestaltung der Laufschaufeln gibt die Richtung der Relativgeschwindigkeit w_2 vor. Bei Addition mit der Umfangsgeschwindigkeit ergibt sich die absolute Geschwindigkeit c_2 .

Betrachtet man nun die Umfangskomponenten der absoluten Geschwindigkeiten, vor und hinter dem Laufrad, erkennt man, dass diese stark abnimmt. Die Abnahme dieser Umfangskomponente c_u entspricht einer Abnahme des Dralls. Aus dem Drallsatz folgt, dass die Strömung dadurch ein Drehmoment auf die Schaufelung abgibt, somit ist die Leistungsabgabe auf das Laufrad gegeben. Allgemein spricht man dabei von der Eulerschen Impulsmomentengleichung (2.2). Bei rein axialem Durchtritt gilt $u_1 = u_2$. [2]

$$\vec{c} = \vec{w} + \vec{u} \quad (2.1)$$

$$a_u = u_1 c_{u1} - u_2 c_{u2} \quad (2.2)$$

Beide Turbinenbauarten haben ihre Vor- und Nachteile. Ein wesentlicher Unterschied ist die Teilbeaufschlagung, welche nur bei Gleichdruckbauart möglich ist. Bei der Überdruckbauweise kann aufgrund des Arbeitsprinzips keine Teilbeaufschlagung verwendet werden, Überdruckturbinen müssen immer vollbeaufschlagt werden. [2] Ein Vorteil der Überdruckstufe ist der höhere Stufenwirkungsgrad aufgrund der Aufteilung des Stufengefälles auf beide Schaufelreihen. Bei Gleichdruckstufen wird das Gefälle nur in den Leitreihen verarbeitet und es kommt zu starken Umlenkungen im Laufrad und somit zu Verlusten. Auf der anderen Seite erfordert der Druckunterschied bei Überdruckturbinen einen Ausgleichskolben zum Schubausgleich, auf diesen kann bei den Gleichdruckturbinen verzichtet werden.

2.2 Geschwindigkeiten in Turbinenstufen und deren Darstellung

Die tatsächlichen Strömungsverhältnisse in einer Turbinenstufe stellen ein räumliches, komplexes und schwer zu beschreibendes Geschwindigkeitsfeld dar. Am Anfang der Auslegung wird oft auf das sogenannte 1D-Mittelschnittverfahren zurückgegriffen, in diesem wird die Strömung auf mittlerer Schaufelhöhe in den Bezugsebenen beschrieben. Das Ergebnis sind die Geschwindigkeitsdreiecke an Leitrad- und Laufradaustritt.

Die Geschwindigkeiten sind einerseits von der Geometrie abhängig auf der anderen Seite auch von der gewählten Stufenarbeit und dem Reaktionsgrad. Da die Eingangsparameter mathematisch miteinander verknüpft sind können diese nicht unabhängig voneinander gewählt werden. Der Reaktionsgrad wird in Abschnitt 2.3 erläutert, die Stufenarbeitszahl wird zur Vollständigkeit kurz erläutert. Die Stufenarbeitszahl λ ist eine dimensionslose Kenngröße um Stufen miteinander vergleichen zu können. Da sie charakteristisch für die Bauarten ist kann sie auch im Vorhinein festgelegt werden und als Parameter zur Turbinenauslegung verwendet werden.

$$\lambda = \frac{a_u}{u^2} \quad (2.3)$$

Der kinematische Reaktionsgrad ist ebenfalls eine für die Turbinenbauart charakteristische Größe. Er bestimmt wie das Enthalpiegefälle zwischen den beiden Schaufelreihen verteilt ist. Er hat somit Einfluss auf die Gestaltung der Schaufeln und somit auf die Strömung. Unter der Annahme das die Turbinenstufe ideal ausgeführt ist, kann der Reaktionsgrad folgendermaßen berechnet werden.

$$R_k = -\frac{w_{u1} + w_{u2}}{2u} \quad (2.4)$$

Neben den dimensionslosen Größen hat auch die Wahl der Winkel einen Einfluss auf die Strömung. In [2] werden für die Bauarten folgende Leitradaustrittswinkel vorgeschrieben.

- $R_k = 0,05 \div 0,25 \quad \rightarrow \quad \alpha_1 = 12^\circ \div 16^\circ$
- $R_k = 0,5 \quad \rightarrow \quad \alpha_1 = 16^\circ \div 22^\circ$

Bei der Darstellung von Geschwindigkeiten ist es Konvention, dass die Komponenten in Richtung der Umfangsgeschwindigkeit immer positives Vorzeichen haben. Zudem werden die Winkel zu den absoluten Geschwindigkeiten immer mit α bezeichnet. Die Winkel zu den relativen Geschwindigkeiten mit β . Die Winkel werden meist von der positiven Umfangersrichtung aus gezählt, werden sie von der negativen aus gezählt werden sie zusätzlich mit einem "+" versehen.

Durch die Festlegung von R_k , α_1 , der Umfangsgeschwindigkeit u und dem Austrittswinkel der Laufreihe α_2 , sind die Geschwindigkeitsdreiecke festgelegt. Häufig wird die Annahme $\alpha_2 = 90^\circ$, welche einer drallfreien Abströmung entspricht, getroffen. Der Grund dafür ist das die Energie $c_2^2/2$ oft nicht weiter verwendet werden kann und auch nicht in einem Diffusor vollkommen zurückgewonnen werden kann. Aus diesen Grund ist es wünschenswert c_2 so klein wie möglich zu machen. Der Minimierung von c_2 zur Steigerung der Stufenwirkungsgrade wurde lange Zeit sehr viel Bedeutung zugesprochen, obwohl es auch Aspekte der Turbinengestaltung gegeben hätte die von einer Abweichung der drallfreien Abströmung profitiert hätten.[2]

Die oben genannten Annahmen charakterisieren eine idealisierte Stufe, diese kann mit einfachen trigonometrischen Formeln berechnet werden. Die Annahme das die Umfangsgeschwindigkeit konstant ist, bedeutet auch das die mittlere absolute Geschwindigkeit konstant ist ($c_m = konst.$). Sind diese Eigenschaften nicht gegeben ist die Bestimmung der Geschwindigkeitsdreiecke komplexer und erfordert die Berücksichtigung der thermodynamischen Beziehungen.

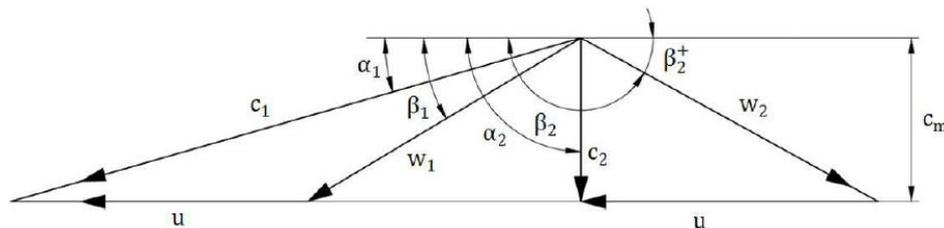


Abbildung 2.2: Geschwindigkeitsdreieck einer idealisierten Stufe[3]

In Abb. 2.2 ist ein Geschwindigkeitsdreieck zu sehen, die Berechnung der einzelnen Strömungsgrößen und Winkel kann nach Festlegung der Parameter (R_k, α_1, u) und der Annahme $\alpha_2 = 90^\circ$ mit den Gl. 2.5 bis 2.13 berechnet werden.

$$w_{u2} = -u \quad (2.5)$$

$$w_{u1} = u(1 - 2R_k) \quad (2.6)$$

$$c_{u1} = w_{u1} + u \quad (2.7)$$

$$c_1 = \frac{c_{u1}}{\cos \alpha_1} \quad (2.8)$$

$$c_2 = c_m = c_1 \sin \alpha_1 \quad (2.9)$$

$$w_1 = \sqrt{w_{u1}^2 + c_m^2} \quad (2.10)$$

$$w_2 = \sqrt{w_{u2}^2 + c_m^2} \quad (2.11)$$

$$\beta_1 = \arcsin \frac{c_m}{w_1} \quad (2.12)$$

$$\beta_2^+ = \arcsin \frac{c_m}{w_2} \quad (2.13)$$

2.3 Reaktionsgrad

Der moderne Turbinenbau sieht den Reaktionsgrad als Auslegungsgröße an und Werte zwischen 0 und 0,5 und auch über 0,5 sind möglich. [2]

Da eine isentrope Entspannung in der Praxis nicht realisierbar ist, wird neben dem isentropen Reaktionsgrad auch noch der kinematische Reaktionsgrad eingeführt. Dieser bezieht auf die realen Enthalpiegefälle. Der Vorteil ist, dass die Gitterwirkungsgrade nicht gegeben sein müssen und sich Enthalpiegefälle rein aus den Strömungsgeschwindigkeiten errechnen lassen. Bei der Turbinenauslegung bezeichnet ein Hochkomma immer das Leitrad, während zwei Hochkomma das Laufrad andeuten.

$$R_k = \frac{\Delta h''}{\Delta h' + \Delta h''} \quad (2.14)$$

Der kinematische Reaktionsgrad muss stets positiv sein. Nach außen zum Gehäuse hin nimmt er aufgrund von steigender Umfangsgeschwindigkeit zu. Zur Nabe hin sinkt der Reaktionsgrad, was bei falscher Wahl des Reaktionsgrades im Mittelschnitt zu negativen Reaktionsgraden führen könnte.

In [4] wird über die Bedingung $R_{Nabe} = 0$ die Gl. 2.16 aufgestellt. Mit dieser kann der Mindestreaktionsgrad R_M im Mittelschnitt bestimmt werden.

$$\nu = \frac{r_N}{r_G} \quad (2.15)$$

$$R_M(\nu) = 1,05 \left[1 - \frac{1}{\left(\frac{1+\nu}{2\nu}\right)^2 \cos^2 \alpha_1 + \sin^2 \alpha_1} \right] \quad (2.16)$$

2.4 Energieumsetzung in der Stufe

Die Energieumsetzung in der Stufe muss auch aus der thermodynamischen Sicht betrachtet werden. Neben den Drücken sind auch die Enthalpien und die Entropie sowie die Temperatur von Bedeutung. Die Umsetzung kann in einem h, s Diagramm dargestellt werden. In Abb. 2.3 ist ein solches Diagramm für eine Turbinenstufe gegeben.

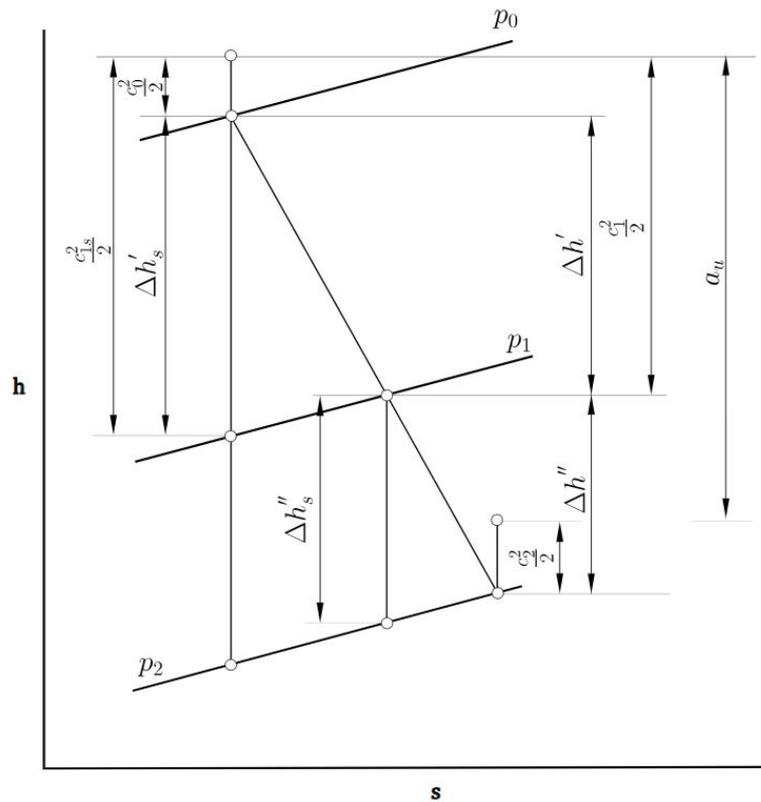


Abbildung 2.3: h, s -Diagramm Turbinenstufe

Die isentropen Enthalpiegefälle können aufgrund von Verlusten nicht realisiert werden. Diese Verluste spiegeln sich in der verringerten Absolutgeschwindigkeit c_1 wider, diese würde verlustfrei auf c_{1s} ansteigen. Die isentrope Absolutgeschwindigkeit lässt sich bei bekanntem Gitterwirkungsgrad η' errechnen. Sind die Geschwindigkeiten und der isentrope Gitterwirkungsgrad bekannt so können sowohl das isentrope als auch das reale Enthalpiegefälle bestimmt werden.

$$\Delta h'_s = \frac{c_{1s}^2}{2} - \frac{c_0^2}{2} = \frac{c_1^2}{2\eta'} - \frac{c_0^2}{2} \quad (2.17)$$

$$\Delta h' = \frac{c_1^2}{2} - \frac{c_0^2}{2} \quad (2.18)$$

Der Zustand des Dampfes am Eintritt der Turbinenstufe sollte bekannt sein. Durch das isentrope Enthalpiegefälle kann der Druck p_1 hinter der Leitreihe bestimmt werden. Mit dem tatsächlichen Enthalpiegefälle kann der Punkt 1 als Schnittpunkt der Isobaren mit der entsprechenden Enthalpie gefunden werden. Aus der Wasserdampf-tafel oder dem Mollier-Diagramm folgen dann die Temperatur, die Entropie und das spezifische Volumen.

In der Laufreihe erfolgt die Bestimmung des Enthalpiegefälles ähnlich, nur werden hier die relativen Geschwindigkeiten sowie die Umfangsgeschwindigkeiten verwendet. In der Laufreihe würde die relative Geschwindigkeit verlustfrei die isentrope Relativgeschwindigkeit w_{2s} erreichen. Aufgrund von Verlusten, welche wieder durch einen Gitterwirkungsgrad η'' beschrieben werden können, erreicht die Strömung eine niedrigere Geschwindigkeit.

$$\Delta h''_s = \frac{w_{2s}^2}{2} - \frac{w_1^2}{2} + \frac{u_1^2}{2} - \frac{u_2^2}{2} = \frac{w_2^2}{2\eta''} - \frac{w_1^2}{2} + \frac{u_1^2}{2} - \frac{u_2^2}{2} \quad (2.19)$$

$$\Delta h'' = \frac{w_2^2}{2} - \frac{w_1^2}{2} + \frac{u_1^2}{2} - \frac{u_2^2}{2} \quad (2.20)$$

Die Zustandsgrößen hinter dem Laufgitter können wieder über die Wasserdampf-tafel oder im Mollier-Diagramm abgelesen werden. Für die ersten Stufen oder die Regelstufe kann c_0 mit 0 angenommen werden. Die spezifische Stufenarbeit kann auch über die Totalzustände vor und hinter der Turbinenstufe bestimmt werden. Über die Darstellung aus Gl. 2.21 ist auch ersichtlich warum eine drallfreie Abströmung erstrebenswert ist. Es zeigt, dass je kleiner c_2 ist desto geringer ist die totale Enthalpie hinter der Stufe und desto größer wird die Stufenarbeit und dadurch die Leistung der Stufe.

$$a_u = \left(h_0 + \frac{c_0^2}{2} \right) - \left(h_2 + \frac{c_2^2}{2} \right) \quad (2.21)$$

2.5 Wirkungsgrade in der Turbinenstufe

In einer Dampfturbinenstufe gibt es verschiedene Arten von Verlusten und auch die Stufe an sich hat Einfluss darauf, welcher Wirkungsgrad am besten geeignet ist, um die Effizienz der Stufe zu charakterisieren. Sollen nur die Gitterverluste auf den Wirkungsgrad Einfluss haben, wird der Umfangswirkungsgrad verwendet.

$$\eta_u = \frac{a_u}{\Delta h_s + \frac{c_0^2}{2} - \frac{c_2^2}{2}} \quad (2.22)$$

In dieser Definition wird angenommen, dass die Austrittsgeschwindigkeit der Stufe noch verwendbar ist. Dies ist für einen Großteil der einzelnen Stufen zwar richtig, gilt aber nicht bei den letzten Stufen und auch nicht bei Regelstufen. In diesen Fällen muss auf den Total-zu-statisch Wirkungsgrad zurückgegriffen werden. Dieser berücksichtigt nicht die Austrittsenergie $\frac{c_2^2}{2}$ und wird verwendet, wenn diese Energie nicht mehr verwertbar und somit als Verlust zu werten ist. [5]

$$\eta_{uE} = \frac{a_u}{\Delta h_s + \frac{c_0^2}{2}} \quad (2.23)$$

Die Umfangswirkungsgrade können auch mit den Verlustenthalpien angeschrieben werden. Diese lassen sich einfach über die Gitterwirkungsgrade bestimmen.

$$\Delta h'_V = \Delta h'_s - \Delta h' = \frac{c_1^2}{2} \left(\frac{1}{\eta'} - 1 \right) \quad (2.24)$$

$$\Delta h''_V = \Delta h''_s - \Delta h'' = \frac{w_2^2}{2} \left(\frac{1}{\eta''} - 1 \right) \quad (2.25)$$

$$\eta_{uE} = \frac{a_u}{a_u + \Delta h'_V + \Delta h''_V + \frac{c_0^2}{2}} \quad (2.26)$$

Der Umfangwirkungsgrad hängt auch stark von den Geschwindigkeiten und dadurch auch vom Reaktionsgrad ab. In Abb. 2.4 sieht man den Verlauf des Wirkungsgrades über das Verhältnis $\frac{u}{c_1}$ und in Abhängigkeit vom Austrittswinkel α_1 . Die Gitterwirkungsgrade bei $R_k = 0$ sind mit $\eta' = 0,94$ und $\eta'' = 0,88$ angenommen, während bei $R_k = 0,5$ die Gitterwirkungsgrade mit $\eta' = \eta'' = 0,94$ angenommen wurden. [5]

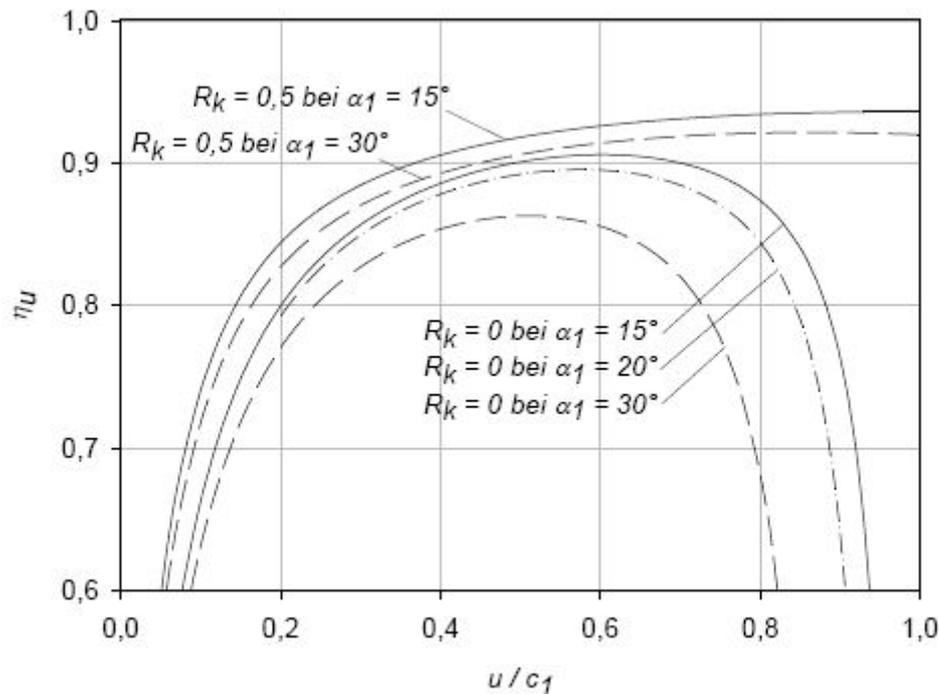


Abbildung 2.4: Umfangwirkungsgrad bei verschiedenen Reaktionsgraden R_k und Austrittswinkeln α_1 [5]

Beim tatsächliche Arbeitswirkungsgrad einer Stufe kommen weitere Verluste hinzu. Die Laufschaufeln reichen im Allgemeinen nicht ganz zum Gehäuse. Dieser Spalt ist wegen Einbautoleranzen notwendig. Jedoch entstehen dadurch Verluste, da der Dampf auch durch diese Spalte strömt anstatt Arbeit an der Laufreihe zu leisten. Zudem wird die Strömung im Randbereich gestört. Diese Art der Verluste nennt man die Spaltverluste Δh_{sp} , sie werden auf die Leit- und Laufreihe aufgeteilt.

Zudem kommt es besonders an den Seiten von Kammerturbinen zu Radreibungsverlusten Δh_R , bei denen das Medium an den Seitenflächen reibt. Bei teilbeaufschlagten Stufen kommt es in den nichtbeaufschlagten Teilen oft zu einer Verwirbelung, diese sogenannten Ventilationsverluste Δh_W sind ebenfalls zu berücksichtigen.

Mit diesen zusätzlichen Verlusten kann der innere Wirkungsgrad angeschrieben werden. Zu diesem Zweck wird die spezifische Stufenarbeit, welche auch oft als Umfangsarbeit bezeichnet wird, um die Verluste reduziert. Das Ergebnis ist die innere Stufenarbeit a_i

$$a_i = a_u - \Delta h_{sp} - \Delta h_R - \Delta h_W \quad (2.27)$$

$$\eta_i = \frac{a_i}{\Delta h_s + \frac{c_0^2}{2} - \frac{c_2^2}{2}} \quad (2.28)$$

$$\eta_{iE} = \frac{a_i}{\Delta h_s + \frac{c_0^2}{2}} \quad (2.29)$$

Bei Berücksichtigung dieser zusätzlichen Verluste sinkt die Leistung der Turbine. Der innere Wirkungsgrad berücksichtigt die Energieumwandlung der Maschine. Die Verluste über die Dichtungen sind hierbei noch nicht einbezogen, diese werden in der Regel auch nicht der Turbine zugerechnet. Man erkennt aber, dass die Definition des Wirkungsgrades von der Fragestellung abhängt. In [2] wird ein effektiver Wirkungsgrad angegeben, für diesen ist es jedoch notwendig, dass auch die Leckmassenströme bekannt sind.

2.6 Teilbeaufschlagung

In manchen Fällen ist die Menge an zu verarbeitendem Dampf so gering, dass mit einer Vollbeaufschlagung die Schaufellängen enorm kurz wären. Aus diesem Grund greift man oft auf die Teilbeaufschlagung zurück, bei dieser bilden die Leitschaufeln keinen vollständigen Kranz, sondern nur ein Segment davon. In Abb. 2.5 sind die beiden Arten dargestellt. Die Schaufelanzahl und der gesamte Strömungsquerschnitt wird verringert, dafür kann die Schaufellänge so gewählt werden, dass die Verluste in einem tragbaren Verhältnis bleiben. Die Laufreihe bleibt dabei erhalten und wird einfach nur mit einem Dampfstrahl beaufschlagt.

Die Teilbeaufschlagung ist nur bei kleinen Reaktionsgraden möglich. Bei Reaktionsturbinen würden durch die Überdruckwirkung verlustreiche Kurzschlussströmungen entstehen. Das Konzept der Teilbeaufschlagung wird häufig für die Regelung von Dampfturbinen verwendet. Durch Düsendruppen können Beaufschlagungssegmente zu- und abgeschaltet werden. [2]

Die Berechnung des Beaufschlagungsgrades ist recht einfach. In der folgenden Definition wird nicht berücksichtigt, dass ein Teil des Massenstromes über den Spalt zwischen Schaufel und Gehäuse strömt.

$$\epsilon_t = \frac{\dot{m}v}{d\pi l c_m} \quad (2.30)$$

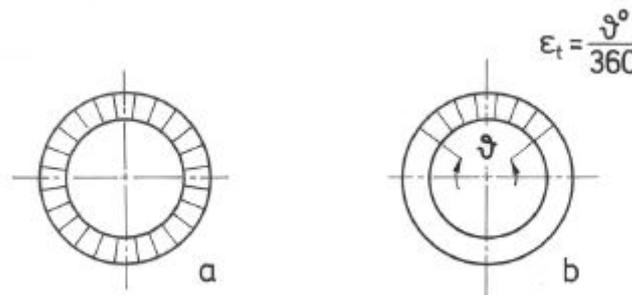


Abbildung 2.5: Beaufschlagungsarten a) Vollbeaufschlagung b) Teilbeaufschlagung [5]

2.7 Energieumsetzung in der Turbine

Der Energieumsatz in der gesamten Turbine setzt sich aus der Energieumsetzung der Einzelstufen zusammen. Durch Summierung der einzelnen Enthalpiegefälle erhält man das gesamte Enthalpiegefälle der Turbine. Dies gilt für das isentrope sowie für das reale Enthalpiegefälle, angenommen die Rückgewinnungen werden vernachlässigt.

In Abb. 2.6 ist das h, s Diagramm einer Turbine gegeben. Der Druck p_0 entspricht dem Eintrittsdruck, während der Druck p_1 am Ende der Turbine herrscht. Der Austrittsdruck ist durch das System vorgegeben. Das heißt der Kondensator oder das Gegendruckniveau geben diesen Enddruck p_1 vor. Der Unterschied zwischen den statischen und totalen Energiezuständen ist wieder die kinetische Energie der Strömung, welche sich aus $c_0^2/2$ und $c_1^2/2$ errechnen lässt.

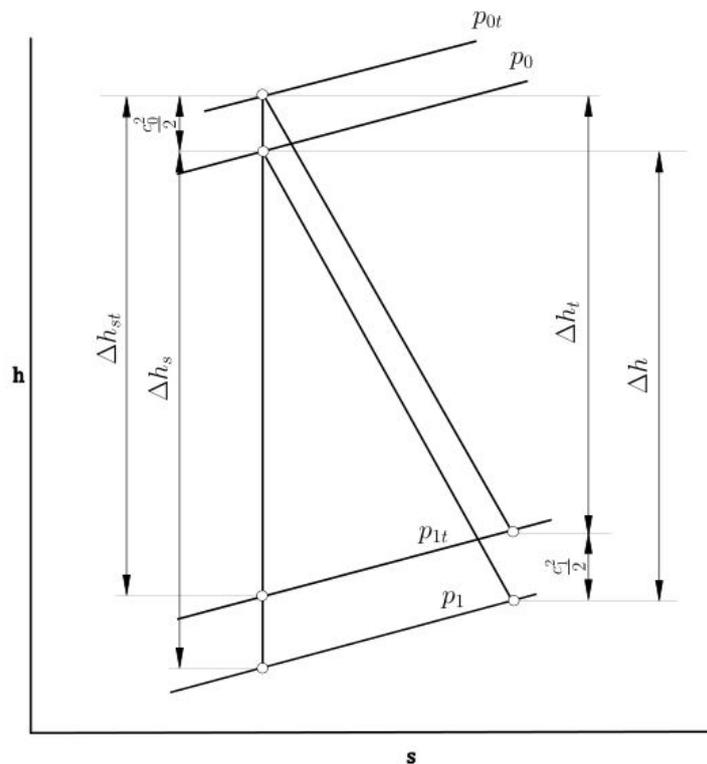


Abbildung 2.6: h, s Diagramm der Entspannung in einer Turbine

Die Berechnung der einzelnen Zustände erfolgt folgendermaßen. Die Turbinenleistung lässt sich mithilfe des Massenstromes ermitteln.

$$\Delta h_{st} = h_{0t} - h_{1st} \quad (2.31)$$

$$\Delta h_s = h_0 - h_{1s} \quad (2.32)$$

$$\Delta h_t = \left(h_0 + \frac{c_0^2}{2} \right) - \left(h_1 + \frac{c_1^2}{2} \right) \quad (2.33)$$

$$\Delta h = h_0 - h_1 \quad (2.34)$$

$$P_T = \dot{m}_T \Delta h_t \quad (2.35)$$

2.8 Wirkungsgrade in der Turbine

Die Definition der Wirkungsgrade ist ähnlich zu jenen der Stufen. Je nachdem ob die Austrittsenergie genutzt werden kann oder nicht, ist es zweckmäßig die eine oder die andere Definition zu verwenden. Der allgemein definierte isentrope Wirkungsgrad kann ebenfalls errechnet werden. Kann die Austrittsenergie $c_1^2/2$ nicht genutzt werden, sollte der Total-zu-Statisch Wirkungsgrad herangezogen werden. Die Definitionen ergeben sich folgendermaßen:

$$\eta_s = \frac{\Delta h}{\Delta h_s} \quad (2.36)$$

$$\eta_{st} = \frac{\Delta h_t}{\Delta h_{st}} \quad (2.37)$$

$$\eta_{sE} = \frac{\Delta h_t}{\Delta h_s + \frac{c_0^2}{2}} \quad (2.38)$$

2.9 Definitionen im Dampfturbinenbau

In diesem Kapitel sollen die Definition von Kenngrößen im Dampfturbinenbau und auch konstruktive Auslegungsgrenzen erläutert werden. In Abb. 2.7 ist der Meridianschnitt einer Laufschaufel mit den relevanten Maßen dargestellt. Häufig wird vereinfacht der arithmetische Mittelwert von Schaufelspitzenradius und Nebenradius für die Mittelwertbildung verwendet. Die zweckmäßigere Definition ist das geometrische Mittel, dieses teilt die Ringfläche in zwei gleichgroße Teile.

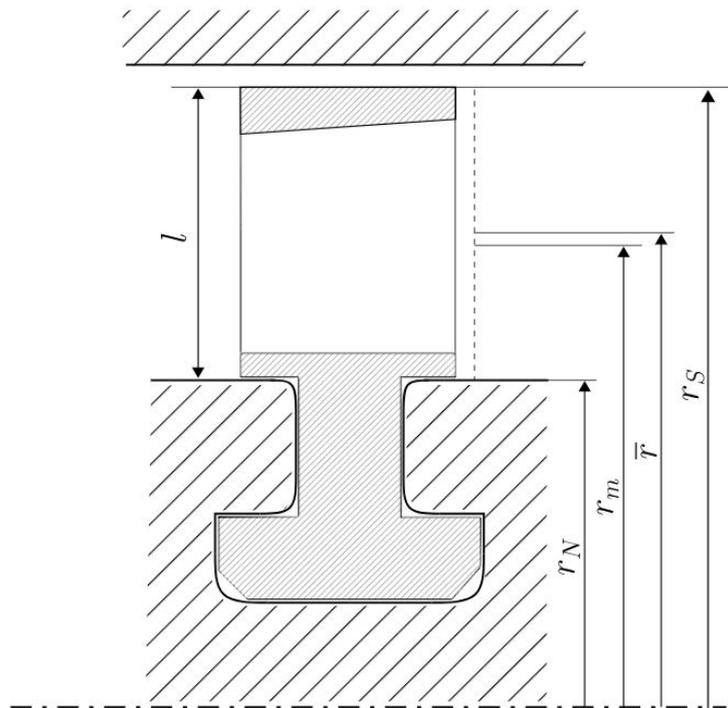


Abbildung 2.7: Meridianschnitt einer Laufschaufel

$$r_m = \frac{r_N + r_S}{2} \quad (2.39)$$

$$\bar{r} = \sqrt{\frac{r_N^2 + r_S^2}{2}} \quad (2.40)$$

In axialen Turbomaschinen ist die Schauffellänge ein wichtige Konstruktionsgröße, für ihre Kennzeichnung wurden verschiedenste Verhältniszahlen definiert.

$$\text{Schauffellängenverhältnis} \quad \frac{l}{d_m} \quad (2.41)$$

$$\text{Radienverhältnis} \quad Y = \frac{r_S}{r_N} \quad (2.42)$$

$$\text{Nabenverhältnis} \quad \nu = \frac{r_N}{r_S} \quad (2.43)$$

Für das Schauffellängenverhältnis gibt es im Turbinenbau bestimmte Grenzwerte, welche die Länge begrenzen. Grundsätzlich besitzen kurze Schaufeln schlechte Wirkungsgrade und werden daher vermieden. Auf der anderen Seite sollten mit wachsender Schauffellänge die Schaufeln verwunden werden. Aufgrund des großen Unterschiedes in der Umfangsgeschwindigkeit zwischen Schaufelspitze und Nabe. Für die Verwendung von rein zylindrischen Schaufeln gibt es einen Grenzwert.[2]

$$\text{Schauffellängenverhältnis Überdruckstufe:} \quad \frac{l}{d_m} \geq 0,05 \quad (2.44)$$

$$\text{Schauffellängenverhältnis Gleichdruckstufe:} \quad \frac{l}{d_m} \geq 0,02 \quad (2.45)$$

$$\text{Schauffellängenverhältnis zylindrische Schaufeln:} \quad \frac{l}{d_m} \leq 0,2 \quad (2.46)$$

In Abb. 2.8 ist der Rotor einer Turbine mit diversen Durchmessern und die erste und letzte Stufe zu sehen. Die mittleren Durchmesser der ersten und letzten Stufe können entweder aus dem geometrischen oder dem arithmetischen Mittel berechnet werden. Genauer wäre wieder das geometrische Mittel. Der mittlere Durchmesser aller Stufen kann dann ebenso berechnet werden. Analog kann bei den Schaufellängen vorgegangen werden. Daraus ergeben sich die folgenden Zusammenhänge.

$$d_{m_m} = \sqrt{\frac{d_{m_{ein}}^2 + d_{m_{aus}}^2}{2}} \quad (2.47)$$

$$l_{m_m} = \sqrt{\frac{l_{ein}^2 + l_{aus}^2}{2}} \quad (2.48)$$

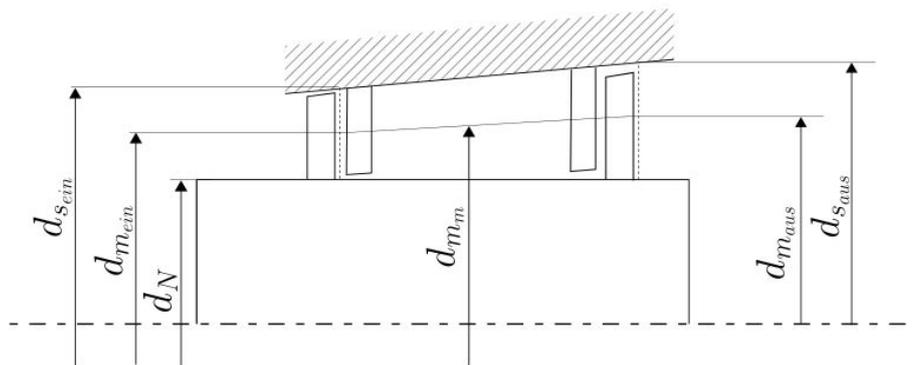


Abbildung 2.8: Rotor mit charakteristischen Durchmessern

Ein wichtiges Auslegungskriterium ist auch das Radienverhältnis der Endstufe von Kondensationsturbinen. In [6] werden Spannungen, Eigenfrequenzen, aerodynamische und erosionstechnische Kriterien zusammengefasst und das optimale Verhältnis Y ermittelt. In Abb. 2.9 ist zu sehen, dass eine Vielzahl an Herstellern das Verhältnis im Bereich von 2 – 2,5 wählen. Bei niedrigen Drücken müssen entsprechend hohe Volumina verarbeitet werden, der bevorzugte Bereich erlaubt solche hohen Ringflächen an den Endstufen.

Es sei angemerkt das in der englischen Fachliteratur oft von *Tip-to-Hub* ($X = \frac{r_T}{r_H}$) Verhältnissen gesprochen wird. Dieses Verhältnis entspricht dem angesprochenen Radienverhältnis Y .

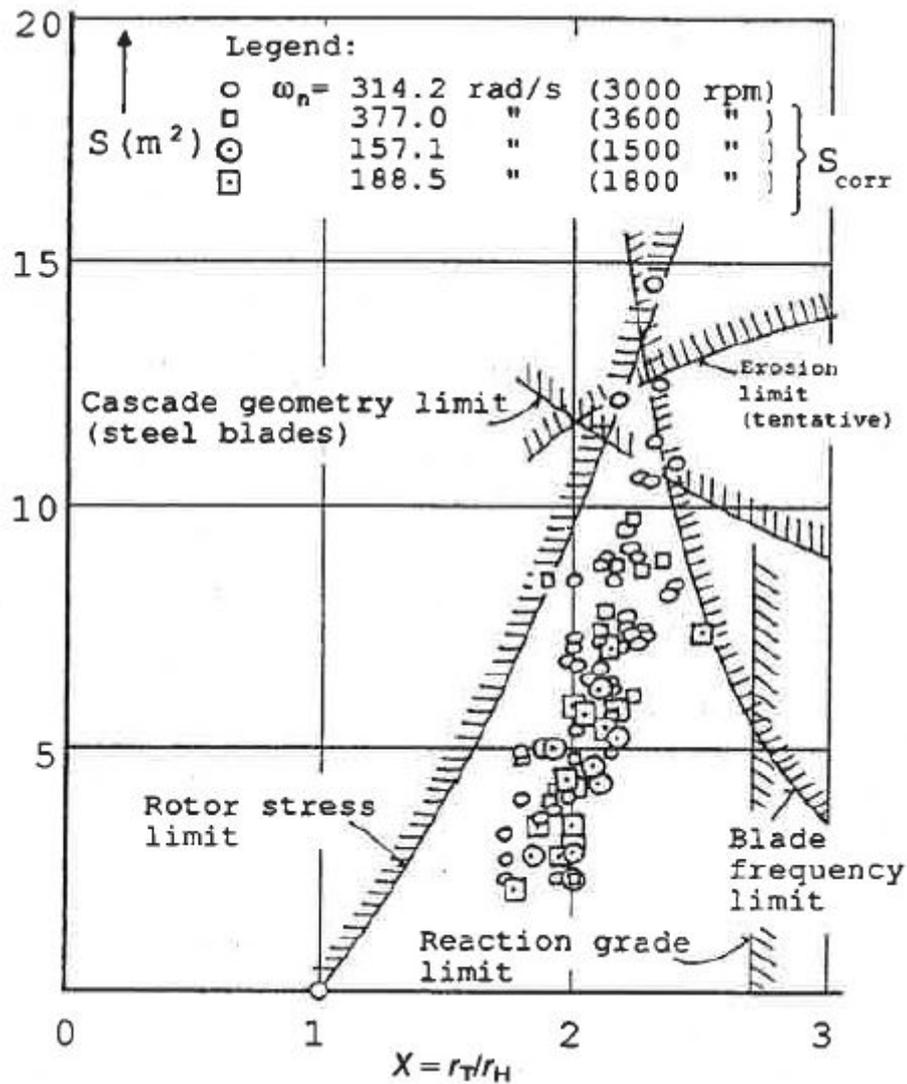


Abbildung 2.9: Ausgeführte Radienverhältnisse und deren Auslegungsgrenzen [6]

2.10 Regelstufen

Bei Regelstufen handelt es sich oft um die erste Stufe bei einer Dampfturbine. Diese Stufe ist meistens teilbeaufschlagt und wird verwendet um den Druck am Beginn der eigentlichen Turbinenstufen zu regulieren. Der Druck hinter der Regelstufe wird auch Radkammerdruck genannt.

Beim Einsatz einer Regelstufe wird diese meist mit einer Düsengruppenregelung, wie in Abb. 2.10 gezeigt, ausgeführt. Die Beschaufelung weist einige Sektoren mit Ventilen auf. Die Ventile regeln den Massenstrom, welcher der Turbine zugeführt wird. Die Ventile werden hintereinander geöffnet, wobei es Überschneidung beim Wechsel auf das nächste Ventil gibt, um Unstetigkeiten zu verhindern. Da nach und nach die Ventile voll geöffnet sind, entstehen nur an jener Stelle Drosselverluste, an der das Ventil nicht vollkommen geöffnet ist. Durch die verminderten Drosselverluste bleiben die Teillastwirkungsgrade hoch. [7]

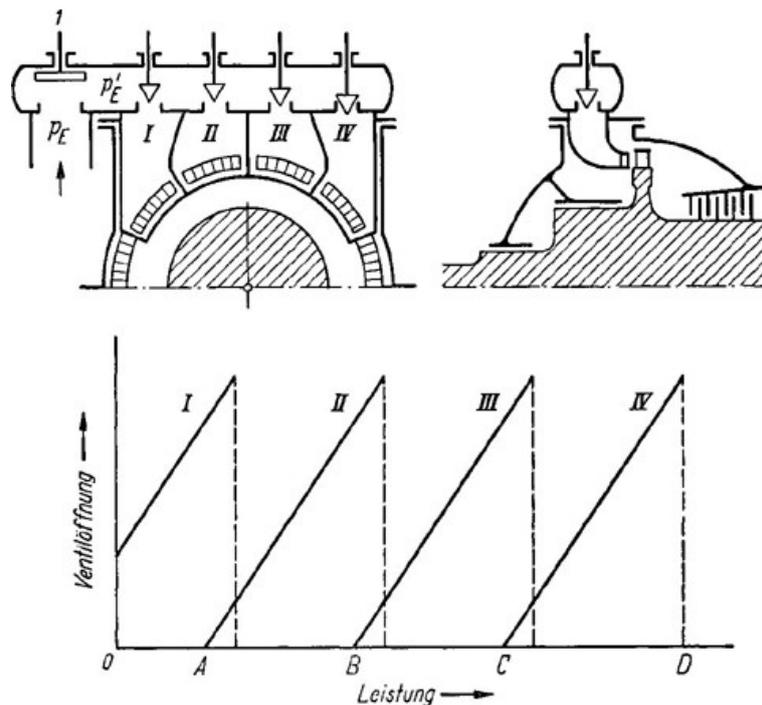


Abbildung 2.10: Düsengruppenregelung [7]

Die Regelstufen verarbeiten oft hohe Enthalpiegefälle, um die Gesamtanzahl an Stufen gering zu halten. Durch die großen Durchmesser entstehen hohe Geschwindigkeiten und dadurch kann auch das geforderte hohe Enthalpiegefälle verarbeitet werden. Die Umfangsgeschwindigkeit in der Mitte einer Stufe wird folgendermaßen berechnet.

$$u = r_m \omega = \frac{d_m}{2} \frac{n\pi}{30} \quad (2.49)$$

Typische Werte für Umfangsgeschwindigkeiten bei Regelstufen liegen laut [2] zwischen $120 - 250 \text{ m/s}$. Ist die Drehzahl gegeben und wird die Umfangsgeschwindigkeit gewählt folgt daraus der mittlere Durchmesser. Durch die Angabe von Strömungswinkeln kann das Geschwindigkeitsdreieck bestimmt werden und in weiterer Folge die Enthalpien und somit auch der Radkammerdruck.

2.11 Axialschub des Rotors

In einer Stufe bewirkt der Druckunterschied vor und hinter dem Laufrad eine Axialkraft am Rotor. Durch die Summation der Kräfte über alle Stufen und unter Einbezug weiterer Ringflächen erhält man den gesamten Schub, der auf den Rotor wirkt. Die Berechnung des Schubes ist besonders bei Überdruckturbinen notwendig. Bei diesen Turbinen sind die Schübe so groß, dass ein einfaches Axiallager nicht mehr ausreichend ist. Im folgenden soll die Schubberechnung erläutert werden. [3] Bei jeder Turbine wird ein Axiallager verwendet, welches einen moderaten Anteil an Schub aufnehmen kann. Durch die hohen Umfangsgeschwindigkeiten und die Größe der Wellen werden im Dampfturbinenbau üblicherweise Gleitlager verwendet. In Abb. 2.11 ist ein solches Axiallager schematisch dargestellt. Die Berechnung erfolgt analog zu [8]. In dieser Arbeit wurde angenommen, dass der Zapfendurchmesser d identisch dem halben Beschaulungsnennendurchmesser ist. Weiters gilt, dass der Innendurchmesser d_i des Lagers dem Zapfendurchmesser entspricht.

$$d_i = d = \frac{d_N}{2} \quad (2.50)$$

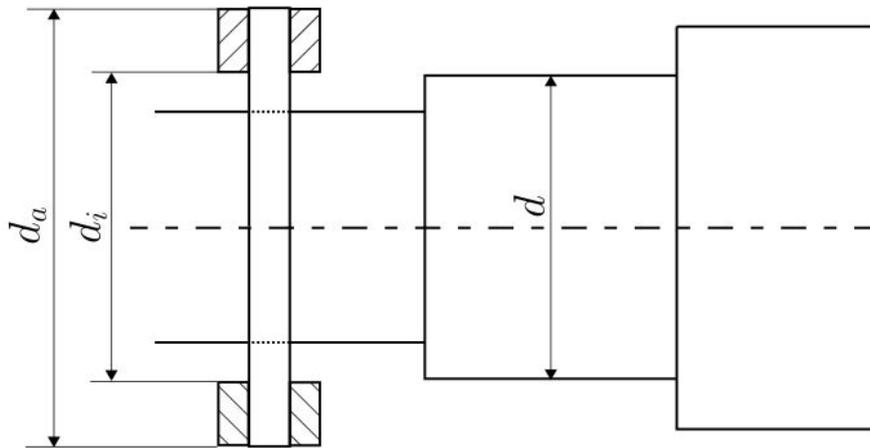


Abbildung 2.11: Schema eines Axiallagers

Das Verhältnis ν zwischen dem Außen- und Innendurchmesser, sowie der Traganteil α und die zulässige Flächenpressung des Lagers werden ebenfalls wie in [8] angenommen.

$$\nu = \frac{d_i}{d_a} = 0,6 \quad (2.51)$$

$$\alpha = 0,6 \quad (2.52)$$

$$p_{zul} = 3,5N/mm^2 \quad (2.53)$$

Mit diesen Annahmen kann der Schub S_{AL} , welchen das Lager aufnimmt berechnet werden.

$$S_{AL} = \frac{\pi}{4} d_a^2 (1 - \nu^2) \alpha p_{zul} \quad (2.54)$$

Der Schub den ein Axiallager aufnimmt ist meistens recht moderat. Bei Überdruckturbinen entsteht über die Vielzahl an Stufen ein relativ hoher Schub, den ein Axiallager nicht mehr aufnehmen kann. In solchen Fällen wird ein Ausgleichskolben verwendet. In Abb. 2.12 ist eine Turbine mit einem Ausgleichskolben zu sehen. Mit den Definitionen des mittleren Durchmessers der Turbine (Gl. 2.47) und den mittleren Schaufellängen (Gl. 2.48), kann der Restschub über die Turbine, für $R_k = 0,5$ näherungsweise berechnet werden. Dieser Schub wäre von einem Axiallager aufzunehmen. [3]

$$S = (p_{FD} - p_G) \pi [d_{mm} l_{mm} 0,5 - (r_{AK}^2 - r_N^2)] \quad (2.55)$$

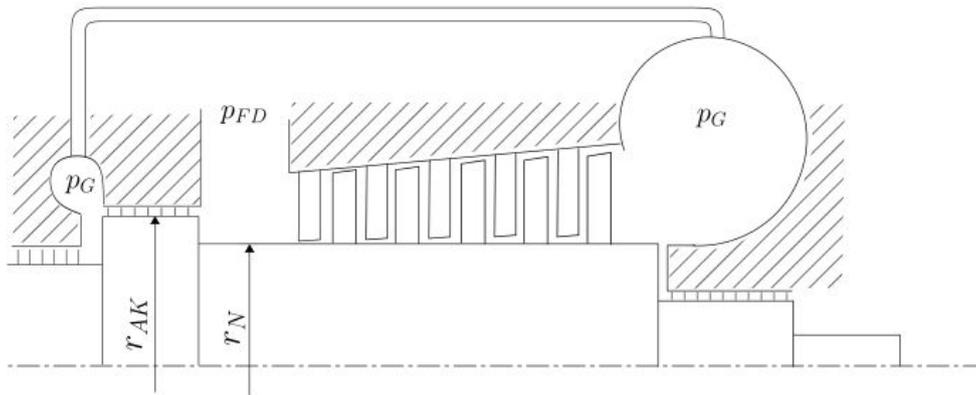


Abbildung 2.12: Schematische Darstellung Turbine mit Ausgleichskolben

Soll die Größe des Ausgleichskolben bestimmt werden, muss der Schub über die Stufengruppen bestimmt werden. Mit dem Nabennenddurchmesser und der Tragfähigkeit des Axiallagers kann dann der Ausgleichskolben berechnet werden.

$$S_T = (p_{FD} - p_G)\pi d_{m_m} l_{m_m} 0,5 \quad (2.56)$$

$$r_{AK} = \sqrt{\frac{S_T - S_{AL}}{(p_{FD} - p_G)\pi} + r_N^2} \quad (2.57)$$

Besitzt die Turbine eine Regelstufe, so muss auch der Schub der an dieser entsteht berücksichtigt werden. In Abb. 2.13 sind die Drücke in der Turbine mit Regelstufe zu sehen. Ist die Regelstufe als Gleichdruckstufe ausgeführt wird der Schub in der Regel vernachlässigbar sein. Aus Gründen der Vollständigkeit wird hier angenommen, dass der Schub nicht vernachlässigbar ist. Laut [3] sollte der Ringquerschnitt zwischen Regelstufe und Ausgleichskolben auch berücksichtigt werden. Es wird daher ein Faktor k eingeführt, um den Druckverlauf und somit den Einfluss dieser Fläche abzubilden. Soll die Größe des Ausgleichskolbens berechnet werden, können wieder die einzelnen Schubanteile berechnet und die Gleichung umgeformt werden.

$$S = (p_{RK} - p_G) \pi [d_{m_m} l_{m_m} 0,5 - (r_{AK}^2 - r_N^2)] + (p_C - p_{RK}) \pi [k(r_{RGi}^2 - r_{AK}^2) + (r_{RGa}^2 - r_{RGi}^2)] \quad (2.58)$$

Die Summe der einzelnen Schübe muss natürlich 0 sein. Setzt man die Durchmesser der Ausgleichskolben mit einem Faktor β in Beziehung, kann man die Gleichungen wieder umstellen, um die Größe der Ausgleichskolben zu bestimmen. Es sei angemerkt das zu den Schüben auch jene Kraft gezählt wird, welche durch das Axiallager aufgenommen wird.

$$r_{AK2} = \beta r_{AK1} \quad (2.63)$$

$$\sum S_i = 0 \quad \rightarrow r_{AK1} \quad (2.64)$$

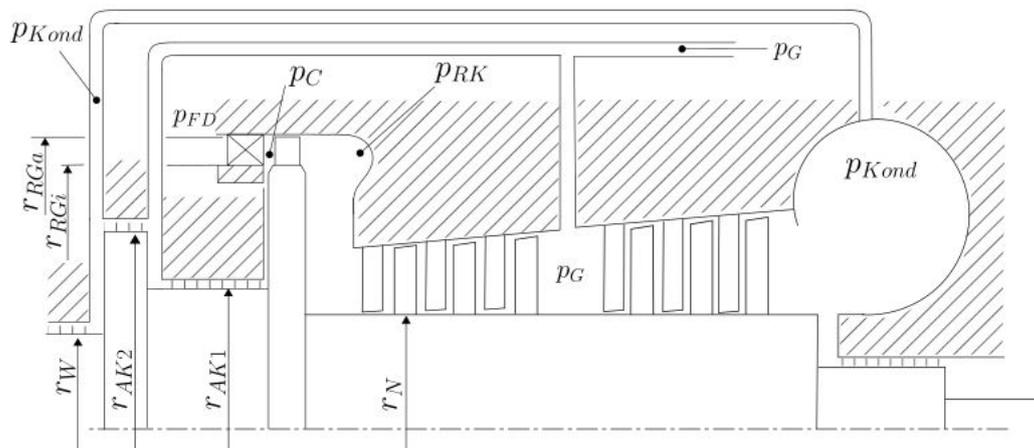


Abbildung 2.14: Schematische Darstellung Turbine mit zwei Ausgleichskolben und Regelrad

Kapitel 3

Industriedampfturbinen

Die Industriedampfturbinen beschreiben eine Gruppe von Turbinen, deren Leistungsbereich bis hin zu 250 MW reicht. Die meisten Turbinen aus dieser Gruppe sind im Leistungsbereich von 10 - 100 MW zu finden. Der Ursprung der Industriedampfturbine kommt aus der Zeit in der sie als Antrieb für Arbeitsmaschinen in der Industrie zur Verwendung kam. Heutzutage wird die Industriedampfturbine auch in kleinen bis mittleren Kraftwerken eingesetzt.

Neben der Einteilung nach Einsatzgebiet kann die Turbine auch nach Bauart unterschieden werden. Die zwei Grundvarianten von Industriedampfturbinen stellen die Gegendruckturbine und die Kondensationsturbine dar. Die Bauarten können noch mit Entnahmen versehen sein. Die Entnahmen bieten die Möglichkeit, Dampf für andere Prozesse zur Verfügung zu stellen. Eine weitere Adaption stellt die Zudampfturbine dar. In dieser wird noch zusätzlich Dampf bei einem bestimmten Druck und Temperaturniveau dem Prozess hinzugeführt. [9]

Die Industriedampfturbine stellt immer eine individuelle Lösung für den Kunden dar. Um trotzdem wirtschaftlich und effizient zu arbeiten, verwenden Hersteller ein sogenanntes Baukastensystem. Innerhalb des Baukastens sind die Komponenten so aufgebaut, dass eine Vielfalt an Anforderungen mit den bestehenden Komponenten erfüllt werden kann.

3.1 Bauarten von Industriedampfturbinen

Die klassischen Bauarten von Industriedampfturbinen sind die Gegendruckturbine und die Kondensationsturbine. Das Schaltschema einer Gegendruckturbine ist in Abb. 3.1 zu sehen. Der Dampf wird aus einem Netz mit hohen Dampfparametern bezogen und auf jenes Niveau entspannt, in dem es im zweiten Dampfnetz benötigt wird. In der Abb. 3.1 werden die Druckniveaus mit p_{FD} für den Frischdampfdruck und p_G für den Gegendruck bezeichnet. Hinter der Turbine befindet sich noch kein Kondensator, der Dampf an dieser Stelle entspricht Heißdampf. Das zweite Dampfnetz versorgt einen Prozess, daher ist es notwendig, dass der Dampf mit bestimmten Eigenschaften zur Verfügung gestellt wird. Der große Vorteil einer Gegendruckturbine sind die moderaten Schaufelhöhen an der Endstufe. Dadurch können diese Turbinen sehr kompakt und kosteneffizient gebaut werden. [9]

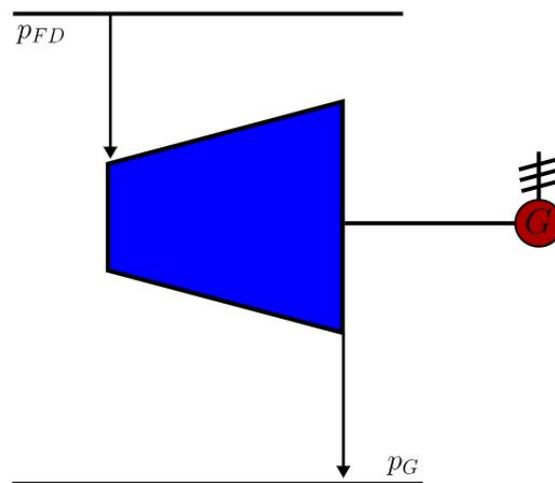


Abbildung 3.1: Schaltschema Gegendruckturbine

Die Kondensationsturbine hat in der Verwendung als Industriedampfturbine nur den Zweck mechanische Antriebsenergie bereitzustellen. Diese Antriebsenergie kann als mechanischer Antrieb oder zur Stromerzeugung mithilfe eines Generators verwendet werden. In Abb. 3.2 ist das Schaltschema einer Kondensationsturbine zu sehen. Der nachgeschaltete Kondensator gibt den Abdampfdruck p_{Kond} vor, dieser liegt unter dem Umgebungsdruck. Nach dem Kondensator wird das Wasser wieder dem Wasser-Dampf Kreislauf zugeführt.

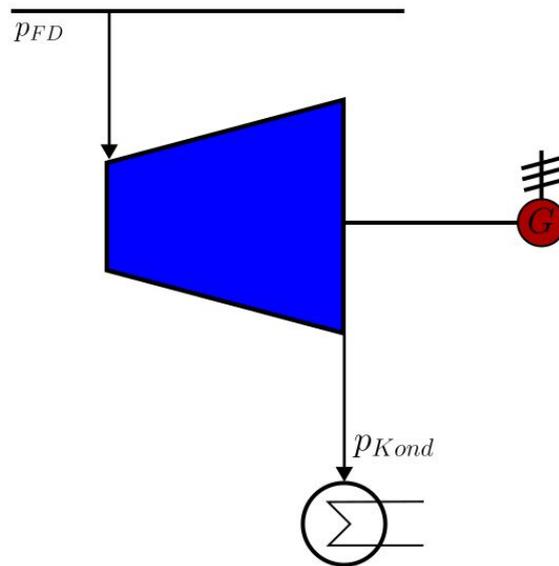


Abbildung 3.2: Schaltschema Kondensationsturbine

Die beiden Grundbauarten können auch mit gesteuerten Entnahmen ausgeführt werden. In diesen Fällen spricht man allgemein von Entnahme-Turbinen oder konkreter von Entnahme-Gegendruckturbinen und Entnahme-Kondensationsturbinen. In Abb. 3.3 wird das Schaltschema einer Entnahme-Kondensationsturbine gezeigt. Bei Entnahmen wird der Dampfmassestrom vollkommen aus der Turbine geleitet und aufgeteilt. Anschließend wird ein Teil in die Maschine zurückgeleitet. Aus diesem Grund werden zwei Turbinenteile in das Schaltschema eingezeichnet. Der Entnahmedruck wird mit p_E gekennzeichnet.

Bei einer Entnahme wird eine dichte Trennung zwischen dem Bereich vor der Entnahme und hinter der Entnahme vorgenommen. Der Druck bei dem entnommen wird entspricht jenem des Dampfnetzes, welches Dampf bei dem entsprechenden Druckniveau benötigt. Durch ein Regelorgan wird der Druck des Dampfes, der hinter der Entnahme der Turbine wieder zugeführt wird, bestimmt. Dieser Vorgang entspricht in der Regel einer Drosselung.

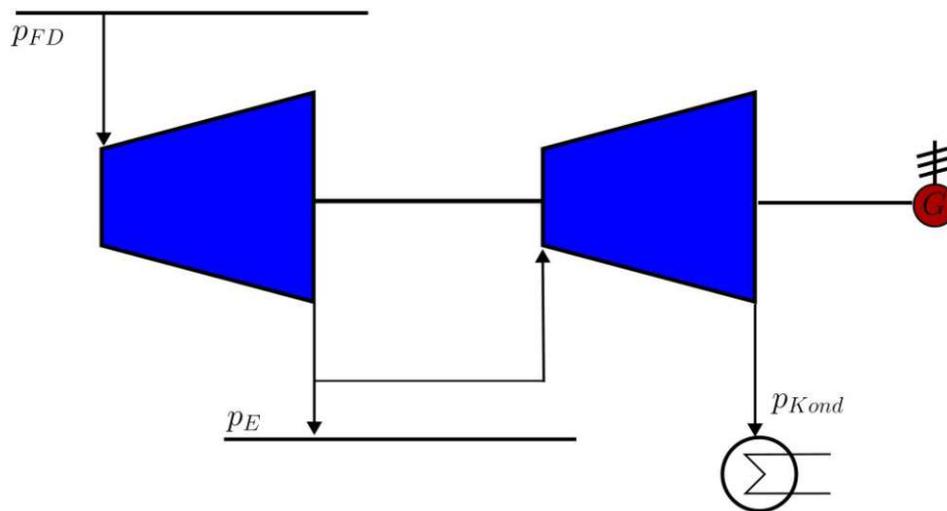


Abbildung 3.3: Schaltschema Entnahme-Kondensationsturbine

Bei Maschinen mit Mindestentnahmemengen ist das Regelorgan bei der Mindestentnahmemenge vollkommen offen. Bei vollkommen geöffnetem Regelorgan findet keine Drosselung statt, es ändert sich nur der Massenstrom der über den Teil der Turbine strömt.

In Abb. 3.4 ist das h, s Diagramm einer Maschine mit 30% Mindestentnahme dargestellt. Bei einer Überschreitung der Mindestentnahme wird der Druck des Dampfes, der in den Niederdruckteil strömt auf das Niveau p_E^* verringert. Es ist zu erkennen, dass durch die Drosselung auch das nutzbare Enthalpiegefälle sinkt.

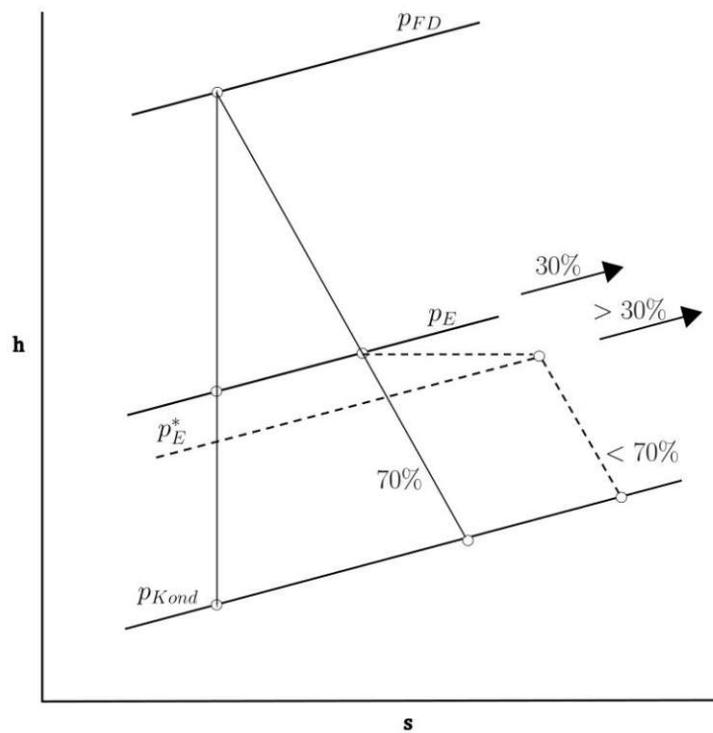


Abbildung 3.4: h, s -Diagramm Entnahmeprozesse

Neben der Entnahme gibt es noch die konstruktiv einfacher vorzusehenden Turbinenanzapfungen. Eine Anzapfung stellt eine unregelte Entnahme dar. Im Schaltbild Abb. 3.5 ist eine Gegendruckturbine mit Anzapfung zu sehen. Der Dampf wird zwischen den Stufengruppen entnommen ohne den Dampf umzuleiten. Aus diesem Grund wird im Schaltbild nur ein Turbinenteil eingezeichnet. Der Druck bei der Anzapfung kann je nach Betriebspunkt variieren. Der Druck ist abhängig von der Position der Anzapfstelle. Die Anzahl der Stellen hängt vom Wasser-Dampf Kreislauf und den benötigten Dampfmengen ab. Durch eine Wanderanzapfung können Anzapfungen so gesteuert werden, dass abhängig vom Betriebspunkt, jene Anzapfungen geöffnet werden, welche notwendig sind um ein gewisses Dampfnetz zu versorgen.[9]

Die Anzapfungen werden aber nicht nur im Turbinenteil gemacht, sondern auch bei den Labyrinthdichtungen. Bei diesen wird der Dampf aus der Dichtung entnommen und häufig einem Leckdampfcondensator zugeführt. Das primäre Ziel der Anzapfungen ist, den Verlust des Arbeitsfluides gering zu halten, um so den Aufwand für die Aufbereitung gering zu halten. Ein weiterer Vorteil ist die relativ hohe Temperatur des Dampfes, welche sich auch gut für Vorwärmungen einsetzen lässt.

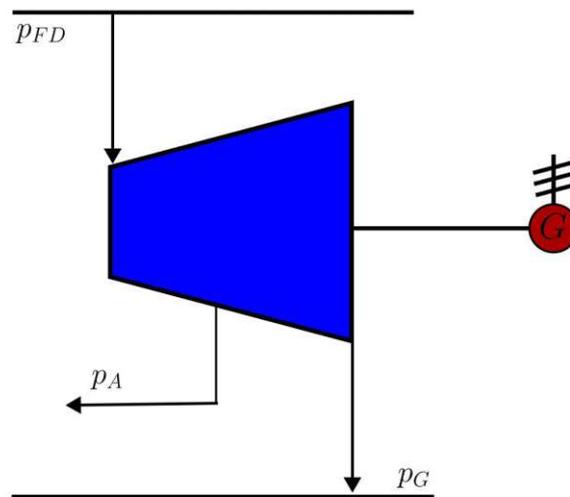


Abbildung 3.5: Schaltschema Gegendruckturbine mit Anzapfung

Um den konstruktiven Unterschied zwischen einer Entnahme und einer Anzapfung zu verdeutlichen, ist in Abb. 3.6 die selbe Turbine mit geregelter Entnahme und im Vergleich mit Anzapfung zu sehen. Die beiden Varianten werden immer vor der letzten Stufengruppe umgesetzt. Bei der Entnahme ist deutlich zu sehen wie die beiden Turbinenteile durch die Entnahme und mittels einer Dichtung voneinander getrennt werden. Bei der Anzapfung ist lediglich ein Abstand zwischen den beiden Stufengruppen und eine Leitung zu erkennen.

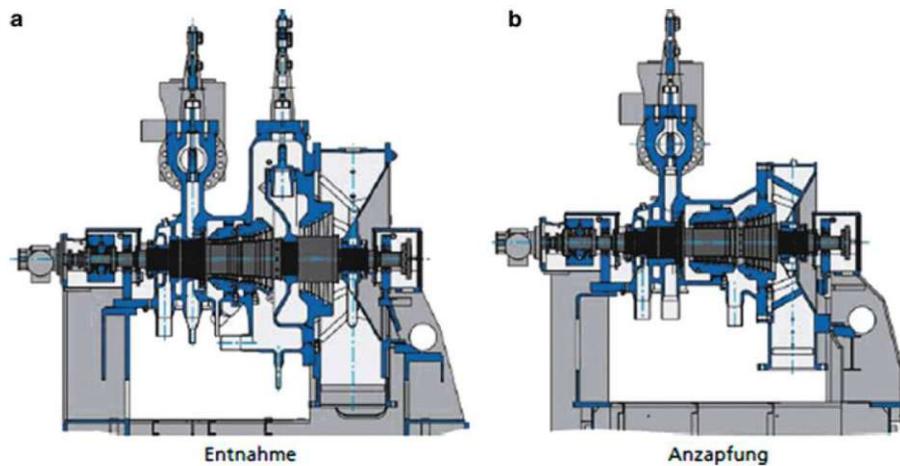


Abbildung 3.6: Vergleich konstruktiver Aufwand zwischen (a) Entnahme und (b) Anzapfung [9]

Abschließend sollen noch die Zudampfturbinen erwähnt werden. Bei diesen wird entlang der Expansion an bestimmten Stellen Dampf der Turbine zur Expansion zusätzlich hinzugeführt. Diese Zudampfstellen sind ähnlich wie Anzapfungen gestaltet. Grundsätzlich kann eine Turbine auch gleichzeitig mit Anzapfungen, Entnahmen und Zudampf ausgestattet werden. In der Praxis sind die Dampfnetze um eine Turbine herum sehr komplex aufgebaut. Die aufwändige Verschaltung ist durch die zu bedienenden Prozesse vorgegeben, wird aber auch zur Optimierung des Anlagenwirkungsgrades verwendet. [9]

3.2 Das Baukastensystem

Das Baukastensystem ist eine gängige Praxis im Dampfturbinenbau. Die Herstellung von maßgeschneiderten Turbinen für jeden Anwendungsfall würde die Turbinen unwirtschaftlich machen. Die Turbinenhersteller haben daher begonnen Turbinen-Komponenten so aufzubauen, dass man durch die Kombination der Bauteile einen möglichst großen Arbeitsbereich mit wenigen Baugrößen abdecken kann. Die Kunden der Hersteller profitieren von kurzen Lieferzeiten und kostengünstigeren Produkten. Ein weiterer Vorteil ist die bessere Referenzierung, da die selben Bauteile schon unzählige Male verbaut worden sind. [9]

Die Abb. 3.7 zeigt die Kombinatorik eines Baukastens. Bei einem Baukasten werden die unterschiedlichen Eingangsstutzen, Turbinengehäuse, Entnahme-Bereiche und Ausgangsstutzen sowie Lagergehäuse und Ventilblöcke so konstruiert, dass diese möglichst kombinierbar sind. Das bedeutet, dass Schnittstellen so gestaltet werden, dass diese mit möglichst vielen Größen der anderen Bauteile kombinierbar bleiben. Neben den ganzen Gehäusebauteilen ist auch die Beschau felung von Bedeutung. Um eine möglichst hohe Bandbreite bei kleinbleibender Komponentenvielfalt abzudecken wurden auch hier Standardisierungsmaßnahmen gesetzt. Je nachdem ob die Turbine als mechanischer Antrieb oder zur Stromerzeugung verwendet wird, ist die Verfügbarkeit oder die Effizienz im Vordergrund. Für die Hochdruck- und Mitteldruckbeschau felung werden häufig preiswerte, zylindrische Schaufeln verwendet. Um die Vielfalt an Schaufeln gering zu halten werden die selben Profile mit unterschiedlichen Staffelungswinkel, Sehnenlängen und Schaufellängen verwendet. Im Niederdruckteil werden meist Norm-Endstufenreihen eingesetzt.[9]

- L = Lagerung
- V = Ventilgehäuse
- R = Regelradgehäuse
- Z = Zylindergehäuse
- A = Abdampfgehäuse
- A' = Abdampfgehäuse für höhere Gegendrücke

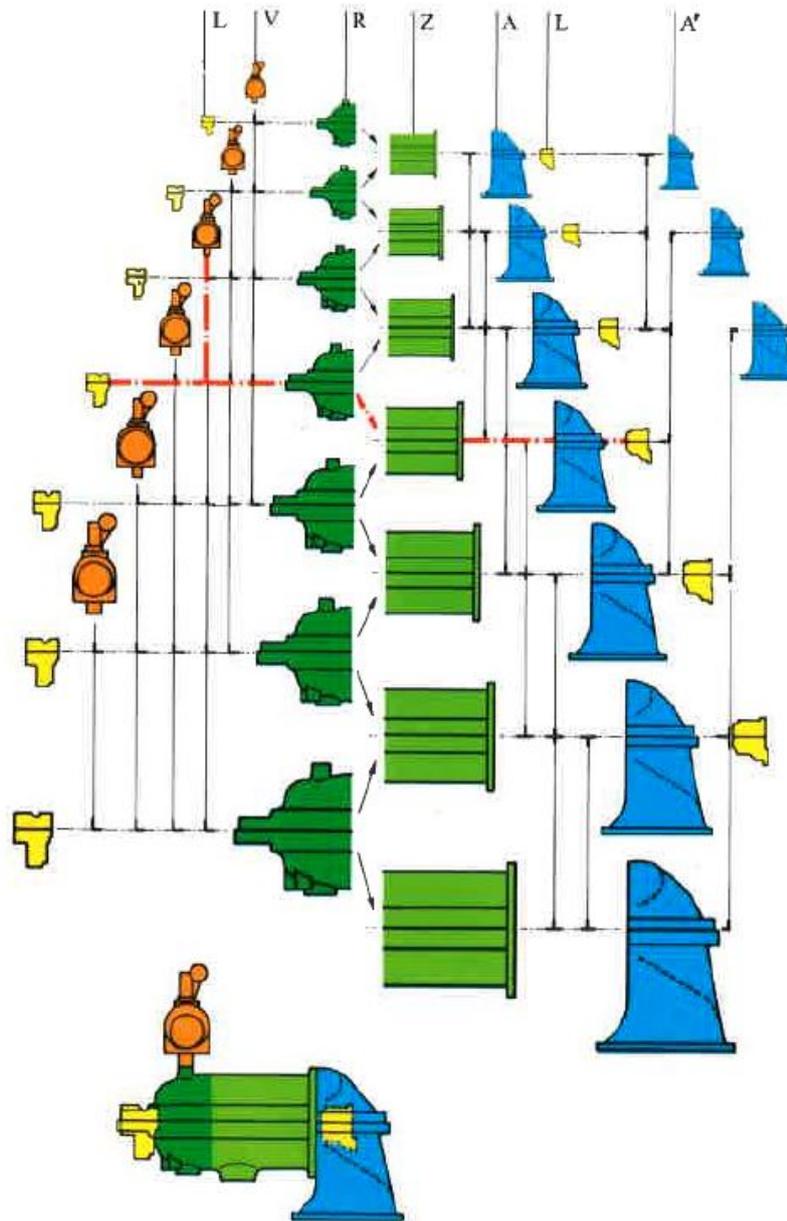


Abbildung 3.7: Kombinatorik eines Baukastensystems [10]

3.3 Normzahlen

Die Normzahlen kommen dort zum Einsatz wo Stufungen von beliebigen Größen, wie Längen, Flächen, Volumina und Ähnlichem eingesetzt werden. Die Normzahlen entsprechen geometrischen Stufungsfaktoren und sind in der DIN323 genormt. Das Ziel ist es die erforderliche Menge zu beschränken. Die Normzahlen sollten immer verwendet werden, außer es gibt entsprechende Gründe, wie physikalische Gesetze, die dagegen sprechen. [11]

Die Normzahlen werden zu Normzahlreihen zusammengefasst, diese werden mit R_x bezeichnet. Das x gezeichnet dabei die Anzahl der Stufen je Dezimalbereich. Jede Reihe beginnt mit eins, einer anderen Zehnerpotenz oder der reziproken Zahl einer Zehnerpotenz.

Der Stufensprung wird folgendermaßen ermittelt.

$$q_x = \sqrt[x]{10} \quad (3.1)$$

Die Normzahlreihe R10 enthält pro Dezimalbereich zehn Normzahlen. Der Stufensprung ergibt sich dabei folgendermaßen.

$$q_{10} = \sqrt[10]{10} \approx 1,25 \quad (3.2)$$

Nach der DIN323 sind neben der R10 noch die R5, R20 und die R40 genormt. Viele Dampfturbinenhersteller verwenden die R10 um die Größen innerhalb ihrer Industrieturbinen abzustufen.

Durch die Verwendung der Grundreihen können Abmessungen sinnvoll gestuft werden. Die Erzeugnisse sind dann geometrisch ähnlich und auch ihr Verhalten ist identisch. Neben dem Vorteil der Ähnlichkeit ist auch die Anzahl an Produkten begrenzt, deckt dabei aber einen großen Bereich an Einsatzgebieten ab. [11]

Kapitel 4

Dichtungssysteme im Dampfturbinenbau

Im Dampfturbinenbau herrschen, durch die großen Durchmesser und Drehzahlen, hohe Umfangsgeschwindigkeiten an den Dichtungsstellen. Hinzu kommen noch große Druckdifferenzen zwischen den beiden Dichtungsseiten. Das sind die Hauptgründe warum berührende Dichtungen eher ungeeignet für diese Anwendungen sind. In der Praxis haben sich berührungslose Dichtungen, sogenannte Labyrinthdichtungen durchgesetzt. Der aktuelle Trend geht aber hin zu berührenden Bürstendichtungen, welche schon seit längerer Zeit im Triebwerksbau verwendet werden.

Bei den Labyrinthdichtungen wird eine scharfkantige Drosselstelle mit einer Dissipationskammer kombiniert. Durch die ständige Beschleunigung der Strömung und Dissipation in Wärmeenergie wird der Druck allmählich verringert. Durch die Verwendung einer Vielzahl an Spitzen-Kammer-Paaren kann eine hohe Druckdifferenz verarbeitet werden.

In den folgenden Kapiteln sollen die Grundlagen der Dichtungstechnik im Dampfturbinenbau erläutert werden. Der Fokus liegt auf der am weitesten verbreiteten Labyrinthdichtung. Vor allem die Berechnung und Funktionsweise dieser Dichtungen soll im Vordergrund stehen.

4.1 Klassifizierung der Labyrinthdichtungen

Eine erste Unterscheidung bei Labyrinthdichtungen erfolgt über den Verwendungszweck. Bei den Dichtungen kann zwischen Überdruckdichtung und Unterdruckdichtung unterschieden werden. Bei der Überdruckdichtung sind die Drücke des Dampfes stets über Umgebungsdruck und es sollen die Leckagen nach außen hin so gering wie möglich gehalten werden. Bei Unterdruckdichtungen herrschen Dampfdrücke unter Umgebungsdruck, an diesen Stellen würde Luft ins System gesaugt werden, dies gilt es zu vermeiden.[9]

Bei diesen Dichtungen wird standardmäßig auf ein Sperrdampfsystem zurückgegriffen. In Abb. 4.1 wird das Prinzip einer Sperrdampfdichtung gezeigt. Der Sperrdampf wird mittig in die Dichtung eingeblasen. Dabei gilt $p_{SP} > p_{Umg} > p_{ND}$. Der Sperrdampf strömt dann über die beiden Dichtungshälften in die Umgebung und in den Niederdruckteil der Turbine. Ein Teil des Sperrdampfes geht für das System dabei verloren, das Ansaugen von Luft wird aber verhindert. Der Sperrdampfdruck liegt nur geringfügig über dem Umgebungsdruck, das reicht um einen Lufteinbruch zu verhindern und die Leckagen gering zu halten.

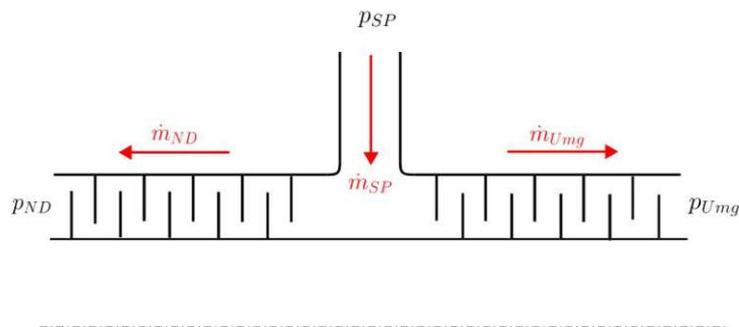


Abbildung 4.1: Prinzip einer Sperrdampfdichtung

Eine weitere Klassifizierung ist in Abb. 4.2 zu sehen und behandelt die grundlegende Form des Labyrinthes. Bei Labyrinthdichtungen kann zwischen einem Halblabyrinth und einem Volllabyrinth unterschieden werden. Beim Halblabyrinth sind die Spitzen der Drosselstellen nur auf einer Seite angeordnet. Beim Volllabyrinth sind die Drosselstellen gegeneinander verzahnt angeordnet. Der Vorteil eines Volllabyrinths sind kleinere Massenströme und bessere Dichtwirkungen, der große Nachteil ist der Einbau, da in diesen Fällen ein geteiltes Gehäuse vorausgesetzt wird. Einfache

Halblabyrinth können auch in nicht geteilten Gehäusen eingesetzt werden.[9]

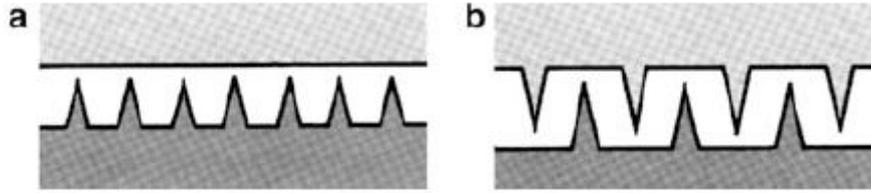


Abbildung 4.2: Dichtungsformen (a) Halblabyrinth (b) Volllabyrinth [9]

Eine weitere Art der Unterscheidung bietet die Ausführung einer Dichtung. In Abb. 4.3 und 4.4 sind die verschiedensten Arten gegeben. Die Spitzen können als eingestemmt Blech gestaltet sein aber auch direkt in die Welle angedreht sein. Das wichtigste Gestaltungskriterium einer Dichtung ist die Ausführung der Spitzen. Diese sollten eine geringe Fläche aufweisen, um beim Anstreifen einen großen Wärmetransport an die Welle und somit eine Verkrümmung der Welle zu verhindern.[9]

Um dieses Problem zu vermeiden, können auch Dichtschuhe, wie in Abb. 4.5, verwendet werden. Die Dichtspitzen sind somit statorseitig montiert, durch die gefederten Dichtschuhe können Schäden leicht vermieden werden, da im Falle des Anstreichens die Dichtschuhe ausweichen. Diese Bauart wird häufig im Turbinenbau verwendet.[9]

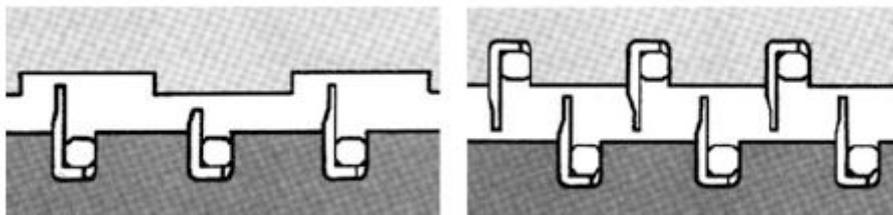


Abbildung 4.3: Labyrinthdichtungen mit Dichtbändern ausgeführt [9]

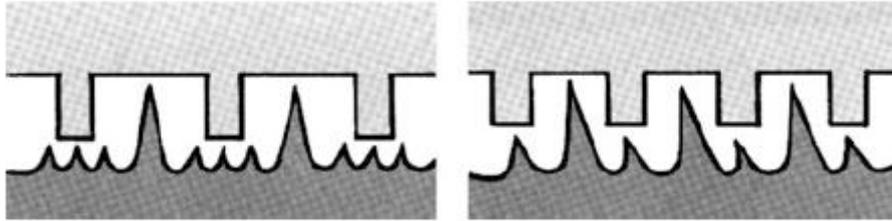


Abbildung 4.4: Labyrinthdichtungen mit angedrehten Spitzen an der Welle [9]

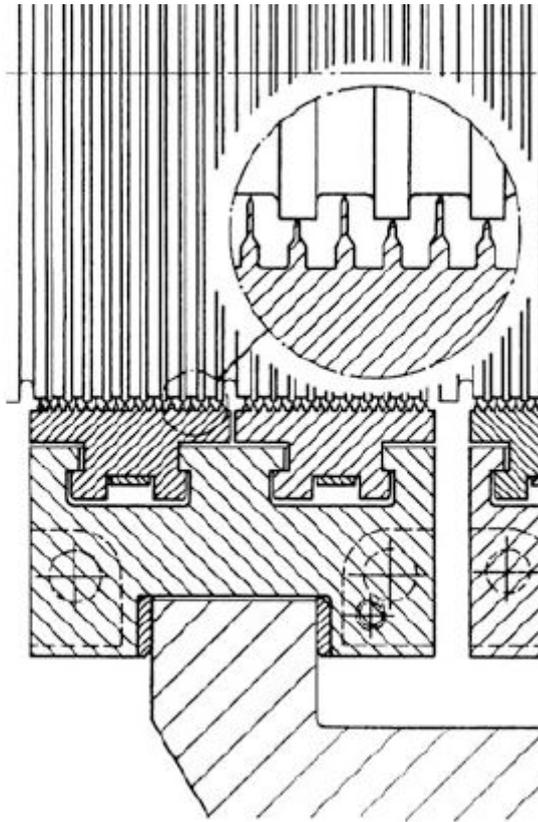


Abbildung 4.5: Dichtschuhe mit Labyrinthdichtungen [9]

4.2 Berechnung von Dichtungen

Die Auslegung einer Labyrinthdichtung spielt im Dampfturbinenbau eine wichtige Rolle. Ein Großteil der Optimierungsmöglichkeiten stellt die Minderung der Leckagemenge, sowie die Nutzung von Leckdampf dar. In ausgeführten Turbinen sind die umliegenden Dampfnetze und die interne Verschaltung der Dampfnetze so ausgelegt, dass sich möglichst hohe Wirkungsgrade ergeben. Die Bestimmung der Leckagemengen kann über verschiedenste Methoden erfolgen. Für die Methoden werden stets die selben Kennwerte verwendet, diese werden weiterer Folge erläutert.

Eine der Kenngrößen bei der Dichtungsausführung ist der Radialspalt oder auch Spaltweite. Dieser muss so gewählt werden, dass die Toleranzen von Lagern, der Herstellung und der Montage ausgeglichen werden. Im Betrieb muss auch das Durchfahren der kritischen Drehzahl beachtet werden. Der wichtigste Aspekt ist jedoch die Wärmedehnung und die Änderung der Abstände zwischen den einzelnen Bauteilen. Aus der Summierung der Fehler und Anforderungen an den Dichtspalt kann in Kombination mit den unterschiedlichen Wärmeausdehnungen der verwendeten Materialien eine Formel für die Bestimmung des Spaltes angegeben werden. [2]

$$\delta = A \frac{D}{1000} + 0,25mm \quad (4.1)$$

wobei

$A = 0,6$ für Verdichter

$A = 0,85$ für Turbinen und ferritischen Werkstoff

$A = 1,3$ für Turbinen und austenitischen Werkstoff

Eine weitere Kenngröße für die Auslegung der Dichtungen ist die Spaltfläche. Diese ist die freie Ringfläche, durch welche die Strömung fließt. In Abb. 4.6 ist ein Halblabyrinth mit dem Durchmesser und der Spaltweite gezeigt. Die Abb. 4.7 zeigt den Fall eines Volllabyrinths, dort müssen streng genommen die Durchmesser gemittelt werden. Analog müsste man auch die Spaltweiten mitteln, diese sollten theoretisch überall gleich sein. Allgemein lässt sich die Spaltfläche dann folgendermaßen berechnen. [12]

$$A_{Sp} = \pi d_s s \quad (4.2)$$

Die Mittelung kann für beide Dichtungsarten durchgeführt werden. In der Regel sollten die Spalte und Durchmesser beim Halblabyrinth identisch sein und somit wäre eine Mittelung überflüssig.

$$d_s = \frac{1}{n} \sum d_i \quad (4.3)$$

$$s = \frac{1}{n} \sum s_i \quad (4.4)$$

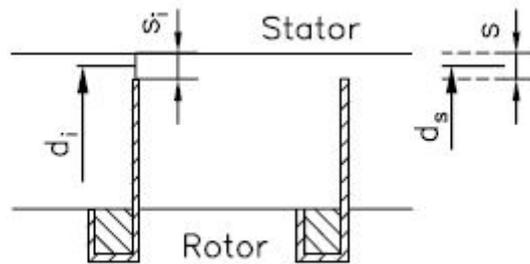


Abbildung 4.6: Halblabyrinth Abmessungen [12]

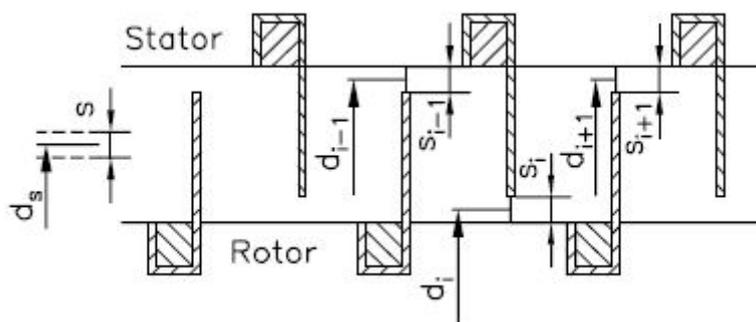


Abbildung 4.7: Volllabyrinth Abmessungen [12]

Abschließend soll noch der Durchflussbeiwert erläutert werden. In der Regel steht der Strömung nicht die gesamte Spaltfläche zum Durchströmen zur Verfügung, sondern eine verminderte Fläche. Dieser Einfluss wird durch den Durchflussbeiwert erläutert. In Abb. 4.8 ist eine Prinzipskizze zu sehen. Durch die Dichtspitze kommt es zu einer Einschnürung der Strömung und somit zu einer verringerten Durchströmfläche. Es sei erwähnt, dass dieses Phänomen bei Dampfturbinen erwünscht ist, da eine Verringerung der Fläche eine Verminderung des Leckagemassenstromes bedeutet. Der Durchflussbeiwert ergibt sich in der Regel aus der Kontraktionszahl und der Reibungszahl. Die genaue Berechnung des Einschnürbeiwertes erfordert aber eine genaue Kenntniss der ausgeführten Dichtungsgeometrie und der ausgeführten Dichtspitze. In der Literatur häufen sich die Werte im folgendem Bereich. [13]

$$\alpha = 0,8 \div 0,85 \quad (4.5)$$

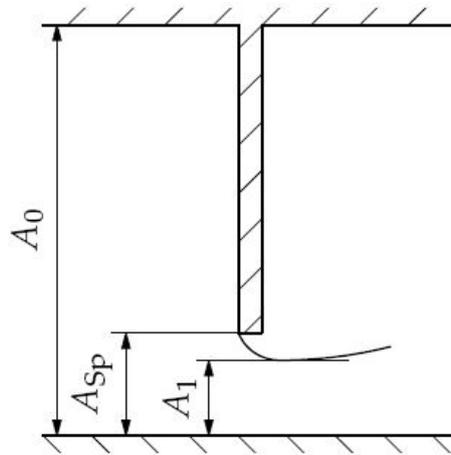


Abbildung 4.8: Schema Einschnürung [13]

4.2.1 Fannokurve

Eine strenge Methode der Berechnung des Leckagestromes stellt die Fannokurve dar. Für dieses Verfahren müssen der Druck vor der Dichtung p_1 und hinter der Dichtung p_2 gegeben sein. Weiters muss der Zustand des Dampfes vor der Dichtung bekannt sein. Da der Druck bekannt ist muss nur noch v_1 bekannt sein, da sich daraus h_1 bestimmen lässt. Um zu beginnen, muss noch der Massenstrom geschätzt werden.

In Abb. 4.9 ist die Funktionsweise einer Labyrinthdichtung angedeutet. Der Druckabbau in einer Labyrinthdichtung basiert auf der wiederholten Expansion des Dampfes und der Dissipation der dabei erreichten kinetischen Energie. Die Dissipation erfolgt durch die Verwirbelung der Strömung entlang der Isobaren im h, s Diagramm. Die einzelnen Kammern sind durch die Dichtspitzen getrennt. Die bei einer Expansion entstehende Geschwindigkeit wird folgendermaßen berechnet. [5]

$$c = \sqrt{h_1 - h} \quad (4.6)$$

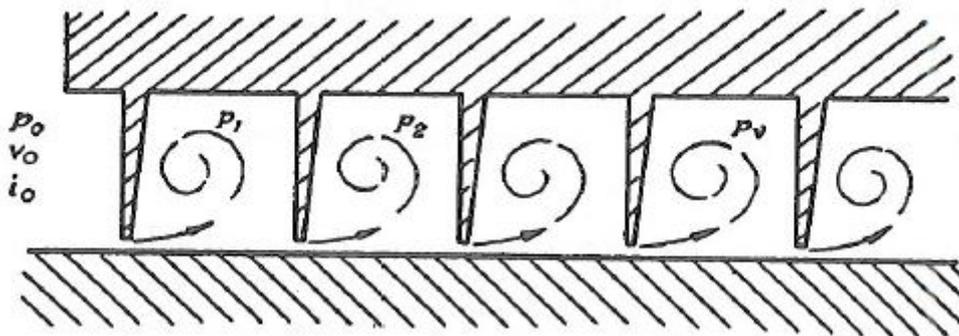
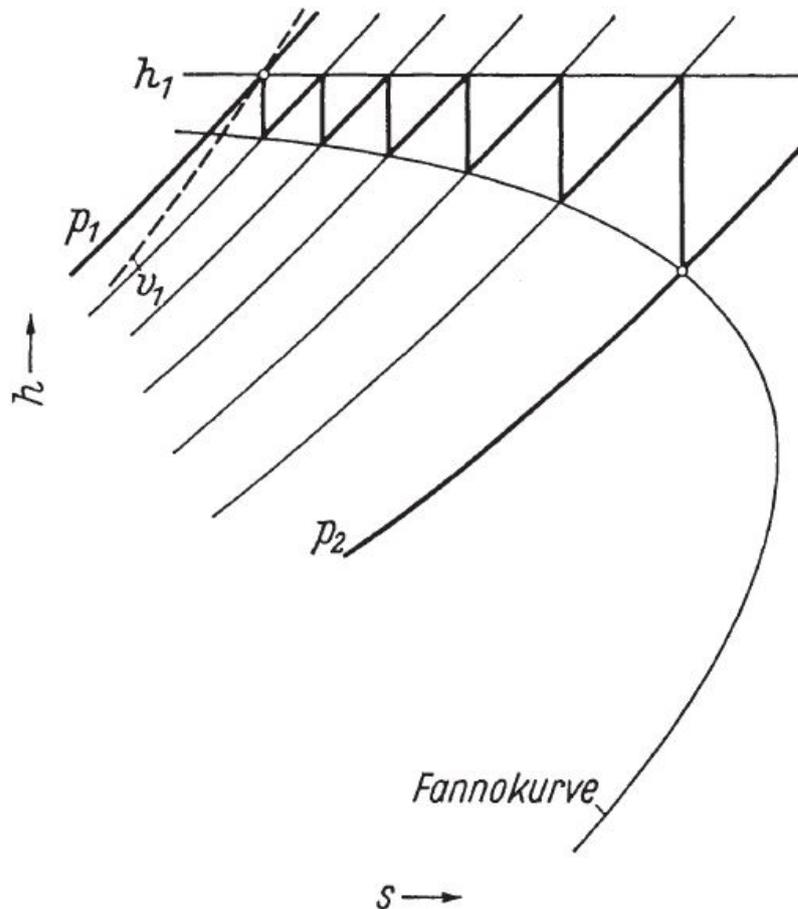


Abbildung 4.9: Schema Druckabbau in der Labyrinthdichtung [14]

Der Vorgang des Druckabbaus in einer Labyrinthdichtung entspricht thermodynamisch einer Drosselung. Das bedeutet, dass nach der Dissipation der Dampf die Enthalpie h_1 besitzt. Am Ende der Dissipation beginnt die nächste Expansion und somit die nächste Kammer. Mit dem geschätzten Massenstrom, dem Durchflussbeiwert und der Ringfläche lassen sich mit dem Ausgangszustand die Werte von h und v nach der Dissipation bestimmen. Die Berechnung setzt die Massenbilanz voraus.

$$\frac{\dot{m}}{\alpha A_{Sp}} = \frac{c}{v} = \frac{\sqrt{h_1 - h}}{v} = const. \quad (4.7)$$

Da die Werte h und v aneinander gekoppelt sind und die Expansion isentrop angenommen wird, kommen nur eine Reihe an Wertepaaren in Frage. Jede Expansion entspricht einer Dichtspitze. Hinter der letzten Dichtspitze, somit auch nach der letzten Expansion sollten die Werte für h, v an der Isobaren p_2 liegen. Zeichnet man alle Wertepaare für h, v in einem h, s Diagramm mit den entsprechenden Isobaren ein erhält man durch Verbindung dieser die sogenannte Fannokurve. Eine solche Fannokurve ist in Abb. 4.10 gezeigt. In der Abbildung ist die sich wiederholende Expansion und anschließende Dissipation zu sehen.



a

Abbildung 4.10: Fannokurve unterkritisch [2]

Durch die Zunahme des spezifischen Volumens steigt die Geschwindigkeit von Spalt zu Spalt. In manchen Fällen erreicht man sogar Schallgeschwindigkeit im letzten Spalt. Die Expansion auf den Enddruck p_2 erfolgt dann hinter dem Labyrinth. In Abb. 4.11 ist dieser Fall dargestellt.

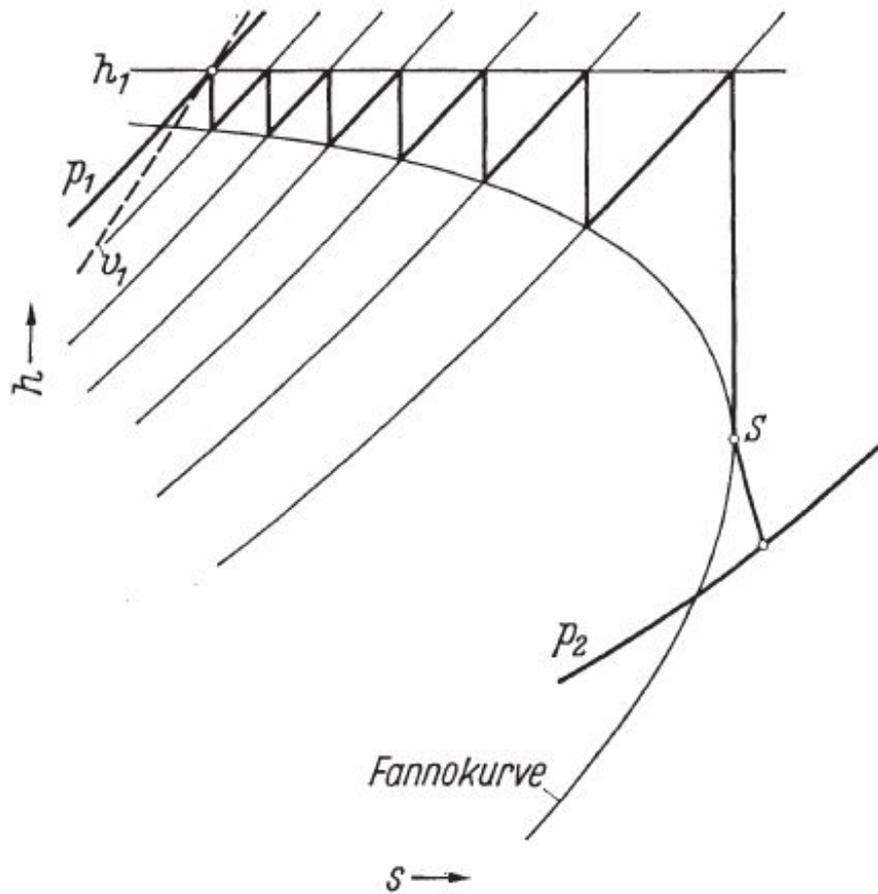


Abbildung 4.11: Fannokurve überkritisch [2]

Trifft keiner der beiden Fälle zu, muss der Massenstrom neu geschätzt werden und das Verfahren wiederholt werden. Der Vorteil des Verfahrens sind sehr genaue Lösungen. Der große Nachteil ist der Aufwand der Durchführung.

4.2.2 Berechnung nach Stodola

Die Berechnung nach Stodola ist ein schnelles Verfahren, wobei dieses eine Näherungsformel darstellt. Die Genauigkeit, die dieses Verfahren liefert ist jedoch ausreichend. Stodola ging ebenfalls von der Massenbilanz aus, die Geschwindigkeit wird hierbei aber über die Druckdifferenz angegeben. Die Herleitung erfolgt analog zu [2].

$$c = \sqrt{2\Delta p v} \quad (4.8)$$

$$\dot{m} = \alpha A_{Sp} \frac{c}{v} = \alpha A_{Sp} \sqrt{\frac{2\Delta p}{v}} \quad (4.9)$$

Durch Umformung lässt sich die Gleichung in die folgende Form bringen.

$$\frac{\Delta p}{v} = \frac{1}{2} \left(\frac{\dot{m}}{\alpha A_{Sp}} \right)^2 \quad (4.10)$$

Durch die Annahme $pv \approx p_1 v_1$ und der Multiplikation mit p können die Gleichungen umgestellt werden.

$$p\Delta p = \frac{pv}{2} \left(\frac{\dot{m}}{\alpha A_{Sp}} \right)^2 \approx \frac{p_1 v_1}{2} \left(\frac{\dot{m}}{\alpha A_{Sp}} \right)^2 \quad (4.11)$$

Summiert man über alle Dichtspitzen und ersetzt anschließend die Summation durch ein Integral, folgt durch eine Reihe von Umformungen schließlich eine Formel für den Massenstrom.

$$\sum p\Delta p = \frac{z p_1 v_1}{2} \left(\frac{\dot{m}}{\alpha A_{Sp}} \right)^2 \quad (4.12)$$

$$\int_{p_2}^{p_1} p dp = \frac{p_1^2 - p_2^2}{2} = \frac{z p_1 v_1}{2} \left(\frac{\dot{m}}{\alpha A_{Sp}} \right)^2 \quad (4.13)$$

$$\dot{m} = \alpha A_{Sp} \sqrt{\frac{p_1^2 - p_2^2}{z p_1 v_1}} \quad (4.14)$$

Gleichung 4.14 kann nur verwendet werden, wenn in der letzten Kammer die Schallgeschwindigkeit nicht erreicht wird. Für den Fall, dass diese erreicht wird, muss die Gleichung adaptiert werden. Für diesen Fall benötigt man die Durchflussfunktion. Ausgehend von der Strömung aus einer Düse und der Annahme von idealen Gasen erhält man folgende Gleichungen. Die Herleitung wird analog zu [13] durchgeführt.

$$c = \sqrt{2(h_1 - h)} \quad (4.15)$$

$$\text{Ideales Gas: } dh = c_p dT \quad pv = RT \quad c_p = \frac{\kappa}{\kappa - 1} R \quad (4.16)$$

$$c = \sqrt{\frac{2\kappa}{\kappa - 1} (p_1 v_1 - pv)} \quad (4.17)$$

Erweitern wir die Auströmgeschwindigkeit auf die Massenstromdichte und setzen eine isentrope Zustandsänderung voraus, erhalten wir folgende Gleichungen.

$$\frac{c}{v} = \sqrt{\frac{2\kappa}{\kappa - 1} \frac{1}{v^2} (p_1 v_1 - pv)} \quad (4.18)$$

$$\text{Isentrope Zustandsänderung: } p_1 v_1^\kappa = p v^\kappa \quad (4.19)$$

$$\frac{c}{v} = \sqrt{\frac{2\kappa}{\kappa - 1} \frac{p_1}{v_1} \left[\left(\frac{p}{p_1} \right)^{\frac{2}{\kappa}} - \left(\frac{p}{p_1} \right)^{\frac{\kappa+1}{\kappa}} \right]} \quad (4.20)$$

Die Massenstromdichte kann dann mit der Durchflussfunktion χ folgendermaßen angeschrieben werden.

$$\chi = \sqrt{\frac{2\kappa}{\kappa - 1} \left[\left(\frac{p}{p_1}\right)^{\frac{2}{\kappa}} - \left(\frac{p}{p_1}\right)^{\frac{\kappa+1}{\kappa}} \right]} \quad (4.21)$$

$$\frac{c}{v} = \chi \sqrt{\frac{p_1}{v_1}} \quad (4.22)$$

Leitet man die Durchflussfunktion ab und setzt die Ableitung 0, um das Maximum zu bestimmen, erhält man daraus das kritische Druckverhältnis. Bei diesem Druckverhältnis erreicht man Schallgeschwindigkeit. Setzt man die Lösung wieder in die Durchflussfunktion ein erhält man folgendes Ergebnis.

$$\frac{d\chi}{d\left(\frac{p}{p_0}\right)} = 0 \quad \rightarrow \quad \frac{p^*}{p_0} = \left(\frac{2}{\kappa - 1}\right)^{\frac{\kappa}{\kappa-1}} \quad (4.23)$$

$$\chi_{Max} = \left(\frac{2}{\kappa - 1}\right)^{\frac{\kappa}{\kappa-1}} \sqrt{\frac{2\kappa}{\kappa + 1}} \quad (4.24)$$

Mit diesem Ergebnis kann nun die Stodola-Gleichung angepasst werden. Der Zustand in der letzten Kammer sei mit p', v' gegeben. Der Massenstrom ermittelt sich folgendermaßen.

$$\dot{m} = \alpha A_{Sp} \chi_{Max} \sqrt{\frac{p'}{v'}} \quad (4.25)$$

Für den Teil der Labyrinthdichtung, in dem keine Schallgeschwindigkeit auftritt, kann eine Beschreibung erfolgen.

$$\chi_{Max} \sqrt{\frac{p'}{v'}} = \sqrt{\frac{p_1^2 - p'^2}{(z - 1)p_1 v_1}} \quad (4.26)$$

Durch eine Erweiterung mit $\sqrt{p'/p'}$ und der Verwendung von $pv \approx p_1 v_1$ folgt.

$$\chi_{Max} \sqrt{\frac{p'^2}{p_1 v_1}} = \sqrt{\frac{p_1^2 - p'^2}{(z-1)p_1 v_1}} \quad (4.27)$$

$$p'^2 = \frac{p_1^2}{\chi_{Max}^2 (z-1) + 1} \quad (4.28)$$

In Gl. 4.25 kann mit der selben Erweiterung und der selben Annahme die Gleichung folgendermaßen umgestellt werden.

$$\dot{m} = \alpha A_{Sp} \chi_{Max} \sqrt{\frac{p_1^2}{[\chi_{Max}^2 (z-1) + 1] p_1 v_1}} = \alpha A_{Sp} \sqrt{\frac{1}{z + \frac{1}{\chi_{Max}^2} - 1}} \left(\frac{p_1}{v_1}\right) \quad (4.29)$$

Für $\kappa = 1,3$ ergibt sich daraus folgende Gleichung .

$$\dot{m} = \alpha A_{Sp} \sqrt{\frac{1}{z + 1,4}} \left(\frac{p_1}{v_1}\right) \quad (4.30)$$

Die Stodola-Gleichungen führen selten zu großen Fehlern bei der Berechnung und sind gut geeignet um Massenströme zu bestimmen. Das Problem ist jedoch, dass der Übergang zwischen unterkritisch und kritisch nicht stetig ist. Dieser Makel entsteht durch die Vielzahl an Annahmen die bei der Herleitung getroffen wurden. [2]

4.2.3 Berechnung nach Egli

In den Untersuchungen von Egli vergleicht dieser unter anderem den theoretischen Durchfluss, gegeben durch die Durchflussfunktion χ einer idealen Düse, mit den Messdaten für eine scharfkantige Mündung. Abbildung 4.12 zeigt die Kurven für den Durchfluss. Über dem Druckverhältnis $\beta = 0,8$ sind die Kurven identisch, darunter weisen sie Unterschiede auf. Der theoretische Durchfluss erreicht ein Maximum bei $\beta = 0,546$ und bleibt danach konstant, während die Messdaten weiterhin ansteigen. [14]

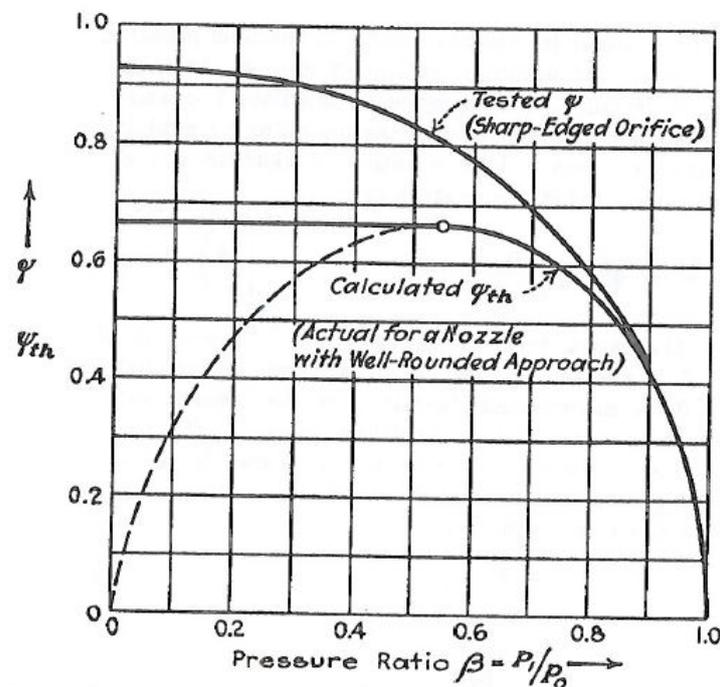


Abbildung 4.12: Vergleich theoretischer Durchfluss durch eine ideale Düsen mit Messdaten einer scharfkantigen Mündung [14]

Weiters beschreibt Egli ein Verfahren zur Ermittlung der Durchflussfunktion für Dichtungen mit einer Spitzenanzahl größer als 1. Zunächst wird der Durchfluss durch ein Labyrinth mit zwei Spitzen berechnet. Dabei verwendet man die folgende Formulierung.

$$\dot{m} = A\alpha\phi\sqrt{\frac{p_0}{v_0}} \quad (4.31)$$

Mithilfe dieser Gleichung kann der Massenstrom über die beiden Spitzen in folgender Form angeschrieben werden. Die Spitzen werden einzeln betrachtet.

$$\dot{m}_1 = A\alpha\phi_1\sqrt{\frac{p_0}{v_0}} \quad (4.32)$$

$$\dot{m}_2 = A\alpha\psi\sqrt{\frac{p_1}{v_1}} \quad (4.33)$$

Durch Gleichsetzen der beiden Massenströme $\dot{m}_1 = \dot{m}_2$ folgt.

$$\phi_1\sqrt{\frac{p_0}{v_0}} = \psi\sqrt{\frac{p_0}{v_0}} \quad (4.34)$$

Mit der Annahme $p_0v_0 = p_1v_1$ erhält man eine Gleichung für ψ . ψ stellt den Durchfluss durch die letzte Spitze dar. Bei bekanntem Druckverhältnis kann aus Abb. 4.12 der entsprechende Durchfluss angegeben werden. Dann sucht man ϕ_1 mit einem passenden Druckverhältnis p_1/p_0 , welches die Gleichung erfüllt. Durch Multiplikation der Druckverhältnisse erhält man so den Durchfluss ϕ_2 für ein Labyrinth mit zwei Spitzen. Dieses besitzt das Druckverhältnis p_2/p_0 und den Durchfluss ϕ_1 .

$$\psi = \frac{1}{p_1/p_0}\phi_1 \quad (4.35)$$

$$\frac{p_2}{p_0} = \frac{p_2}{p_1} \frac{p_1}{p_0} \quad (4.36)$$

$$\phi_2 = \phi_1 \left(\frac{p_2}{p_0}, \phi_1 \right) \quad (4.37)$$

In analoger Weise kann für ein Labyrinth mit drei Spitzen geschrieben werden.

$$\psi = \frac{1}{p_2/p_0}\phi_2 \quad (4.38)$$

Wird diese Vorgangsweise fortgeführt, erhält man die Durchflussfunktion für weitere Spitzenanzahlen. In Abb. 4.13 ist die Durchflussfunktion für verschiedene Spitzenanzahlen gegeben. Das Lösen der Gleichung ist sehr aufwendig, daher hat

Egli eine Formel für die Berechnung hergeleitet.

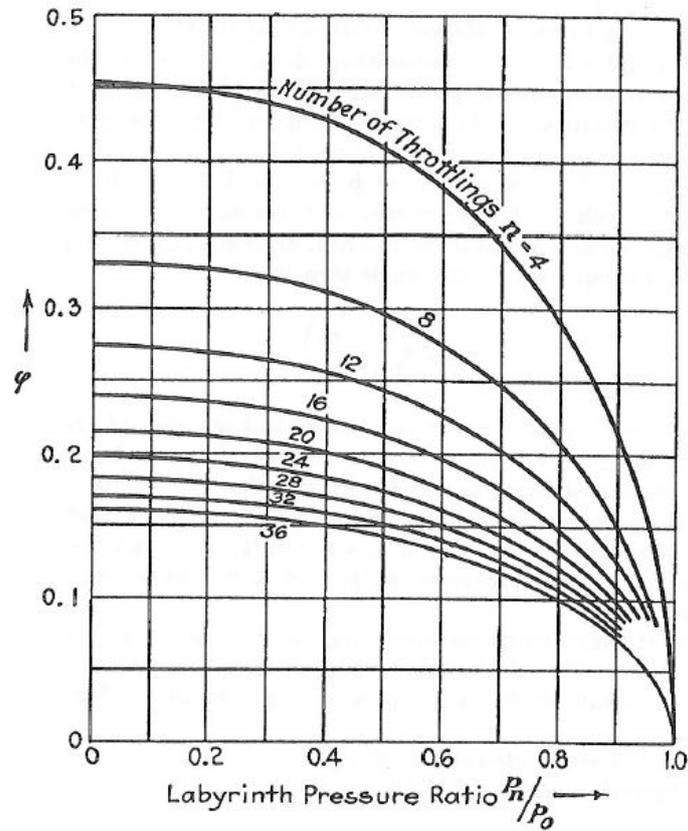


Abbildung 4.13: Durchflussfunktion verschiedener Spitzenanzahlen [14]

Die folgenden Herleitungen werden analog zu [14] durchgeführt. Die Herleitung der Gleichung für die Durchflussfunktion basiert zunächst auf der Energiegleichung.

$$d\left(\frac{c^2}{2}\right) = -vdp \quad (4.39)$$

Mit der Annahme einer isentropen Zustandsänderung erhält man durch die Integration folgende Gleichung.

$$\text{Isentrope Zustandsänderung: } pv^\kappa = \text{const.} \quad (4.40)$$

$$\frac{c^2}{2} = p_1 v_1 \frac{\kappa}{\kappa - 1} \left[1 - \left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} \right] \quad (4.41)$$

Mit $\Delta p = p_2 - p_1$ kann man folgende Reihe entwickeln.

$$\left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} = \left(1 + \frac{\Delta p}{p_1} \right)^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} = 1 + \frac{\kappa - 1}{\kappa} \left(\frac{\Delta p}{p_1} \right) + \frac{\kappa - 1}{2\kappa^2} \left(\frac{\Delta p}{p_1} \right)^2 \quad (4.42)$$

Setzt man diese Reihe in Gl. 4.41 ein, erhält man folgendes Ergebnis. Dabei wurde der quadratische Term der Gleichung vernachlässigt.

$$\frac{c^2}{2} = -p_1 v_1 \left[\frac{\Delta p}{p_1} - \frac{1}{2\kappa} \left(\frac{\Delta p}{p_1} \right)^2 + \dots \right] \quad (4.43)$$

$$\frac{c^2}{2} = -p_1 v_1 \left[\frac{\Delta p}{p_1} \right] \quad (4.44)$$

Dieses Ergebnis kann auch folgendermaßen interpretiert werden.

$$\frac{c^2}{2} = -v dp \quad (4.45)$$

In einem nächsten Schritt beginnt man mit dem Anschreiben der Kontinuitätsgleichung.

$$\frac{\dot{m}}{\alpha A} = \frac{c}{v_2} \quad (4.46)$$

Unter der Voraussetzung einer isentropen Zustandsänderung und der Verwendung einer Reihenentwicklung erhält man folgendes Ergebnis. Dabei wird wieder $\Delta p = p_2 - p_1$ für die Reihe verwendet.

$$v_2 = v_1 \left[1 - \frac{1}{\kappa} \left(\frac{\Delta p}{p_1} \right) + \frac{\kappa + 1}{2\kappa^2} \left(\frac{\Delta p}{p_1} \right)^2 + \dots \right] \quad (4.47)$$

Durch die Vernachlässigung aller nichtlinearen Terme kann die Reihe in verkürzter Form angeschrieben werden.

$$v_2 = v_1 \left[1 - \frac{1}{\kappa} \left(\frac{\Delta p}{p_1} \right) \right] \quad (4.48)$$

Durch die Kombination der Gl. 4.45, Gl. 4.46 und Gl. 4.48 erhält man folgendes Ergebnis.

$$\left(\frac{\dot{m}}{\alpha A} \right)^2 = \frac{-2\Delta p}{v_1 \left[1 - \frac{2}{\kappa} \left(\frac{\Delta p}{p_1} \right) + \dots \right]} \quad (4.49)$$

Unter der Annahme, dass die Enthalpie nach jeder Expansion wieder auf denselben Wert ansteigt, kann der Ausdruck $p_1 v_1 = p_0 v_0 = konst.$ verwendet werden. Stellt man den Ausdruck um und setzt diesen in Gl. 4.49 erhält man folgendes Ergebnis.

$$\frac{1}{v_1} = \frac{p_1}{p_0 v_0} \quad (4.50)$$

$$\left(\frac{\dot{m}}{\alpha A} \right)^2 = \frac{-2p_1 \Delta p}{p_0 v_0 \left[1 - \frac{2}{\kappa} \left(\frac{\Delta p}{p_1} \right) \right]} \quad (4.51)$$

Die Gleichung wird nun umgeschrieben und mit einem Δx erweitert.

$$\left(\frac{\dot{m}}{\alpha A}\right)^2 \frac{1}{\Delta x} + \left(\frac{\dot{m}}{\alpha A}\right)^2 \frac{2}{\kappa p_1} \left(\frac{\Delta p}{\Delta x}\right) = \frac{-2}{p_0 v_0} p_1 \left(\frac{\Delta p}{\Delta x}\right) \quad (4.52)$$

Ist die Anzahl der Spitzen groß genug, kann $\Delta p/\Delta x = dp/dx$ gesetzt werden.

$$\left(\frac{\dot{m}}{\alpha A}\right)^2 \frac{1}{\Delta x} \int_{x_0}^{x_n} dx + \left(\frac{\dot{m}}{\alpha A}\right)^2 \frac{2}{\kappa} \int_{p_0}^{p_n} \frac{dp}{p_1} = \frac{-2}{p_0 v_0} \int_{p_0}^{p_n} p_1 dp \quad (4.53)$$

Mit $(x_n - x_0)/\Delta x = n$ führt die Integration auf die Gleichung für den Durchfluss mit der gesuchten Durchflussfunktion ψ .

$$\dot{m} = \alpha A \sqrt{\frac{p_0}{v_0}} \sqrt{\frac{1 - \left(\frac{p_n}{p_0}\right)^2}{n + \frac{2}{\kappa} \ln\left(\frac{p_0}{p_n}\right)}} \quad (4.54)$$

$$\psi = \sqrt{\frac{1 - \left(\frac{p_n}{p_0}\right)^2}{n + \frac{2}{\kappa} \ln\left(\frac{p_0}{p_n}\right)}} \quad (4.55)$$

Für hohe Spitzenanzahlen sinkt die Bedeutung des logarithmischen Terms und die Berechnung kann auch nach der Formulierung von Martin erfolgen. Diese Formulierung unterscheidet sich nur in einer Konstante zu der von Egli.

$$\psi_{Martin} = \sqrt{\frac{1 - \left(\frac{p_n}{p_0}\right)^2}{n + \ln\left(\frac{p_0}{p_n}\right)}} \quad (4.56)$$

Die Formulierung nach Martin wurde für die Berechnung der Kurven in Abb. 4.13 verwendet. Mit der Gleichung lässt sich die Durchflussfunktion für beliebige Spitzenanzahlen bestimmen. Für hohe Spitzenanzahlen ist der Unterschied zur Definition nach Egli gering und vernachlässigbar.

4.2.4 Empirische Ansätze

Aus experimentellem Beobachten ist bekannt, dass die berechneten Massenströme, selbst wenn die sehr genaue Methode der Fannokurve angewendet wird, trotzdem noch Abweichungen aufweisen. Ein Grund dafür ist die Änderung des Durchflussbeiwertes, der nicht konstant ist sondern vom Druckverhältnis am betrachteten Spalt abhängt. Sinkt also der Gegendruck hinter der Dichtung, kann trotz Erreichung der Schallgeschwindigkeit sich durch die Änderung des Durchflussbeiwertes der Massenstrom ändern. Für einen Durchfluss kann allgemein geschrieben werden. [2]

$$\dot{m} = \alpha A_{Sp} \Phi \sqrt{\frac{p_1}{v_1}} \quad (4.57)$$

Die Bestimmung von Φ ist essenziell für die Berechnung des Massenstromes. Die Funktion Φ soll dabei abhängig vom Druckverhältnis p_2/p_1 und der Spitzenanzahl z sein. Durch das Druckverhältnis ist auch implizit die Durchflusszahl enthalten. Der Aufbau beruht darauf, dass die maximale Massenstromdichte sich aus $\chi_{Max} \sqrt{p_1/v_1}$ ergibt und dass die tatsächliche Massenstromdichte zu dieser im Verhältnis stehen muss. Die Bestimmung dieser Funktion kann durch Berechnung über die Fannokurve, indem man eine Kurvenschaar mit den verschiedenen Durchflussbeiwerten zeichnet oder aber auch durch Messungen erfolgen. Die Geometrie spielt allerdings eine Rolle bei der Bestimmung. Somit kann die Funktion nur für eine bestimmte Anordnung verwendet werden. In Abb. 4.14 ist eine Auswertung für Vollabyrinth gegeben.

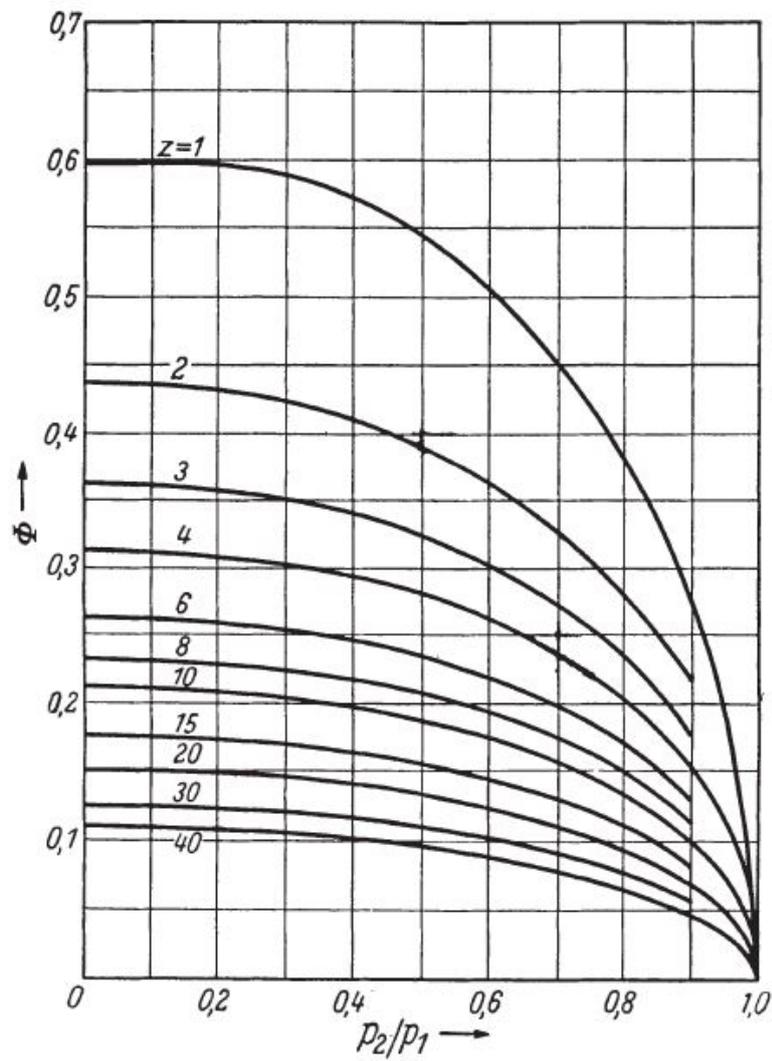


Abbildung 4.14: Durchflussfunktion Φ [2]

4.3 Schaltung von Labyrinthdichtungen

Bei der Schaltung von Labyrinthdichtungen geht es um das interne Dampfnetz in der Turbine. Um Verluste in der Turbine zu minimieren, werden auch Labyrinthdichtungen angezapft. Bei der Anzapfung wird der Dampf aus der Dichtung an einer entsprechenden Stelle der Turbine wieder zugeführt. Der Dampf ist daher nur für ein geringes Enthalpiegefälle verloren. Durch eine geschickte Zusammenschaltung der Labyrinthdichtung und des Dampfnetzes kann somit ein spürbarer Mehrertrag erzielt werden. [2]

In Abb. 4.15 ist eine Turbine mit einer solchen Verschaltung zu sehen. Im Ringraum 6 wird der Dampf in der Dichtung angezapft und der Turbine am Punkt 7 zurückgeführt. Der Dampf verrichtet ab dieser Stelle wieder Arbeit. Weiters ist noch zu sehen, dass aus dem Ringraum 4 der Dampf als Sperrmittel für die Dichtung am hinteren Ende der Turbine verwendet wird.

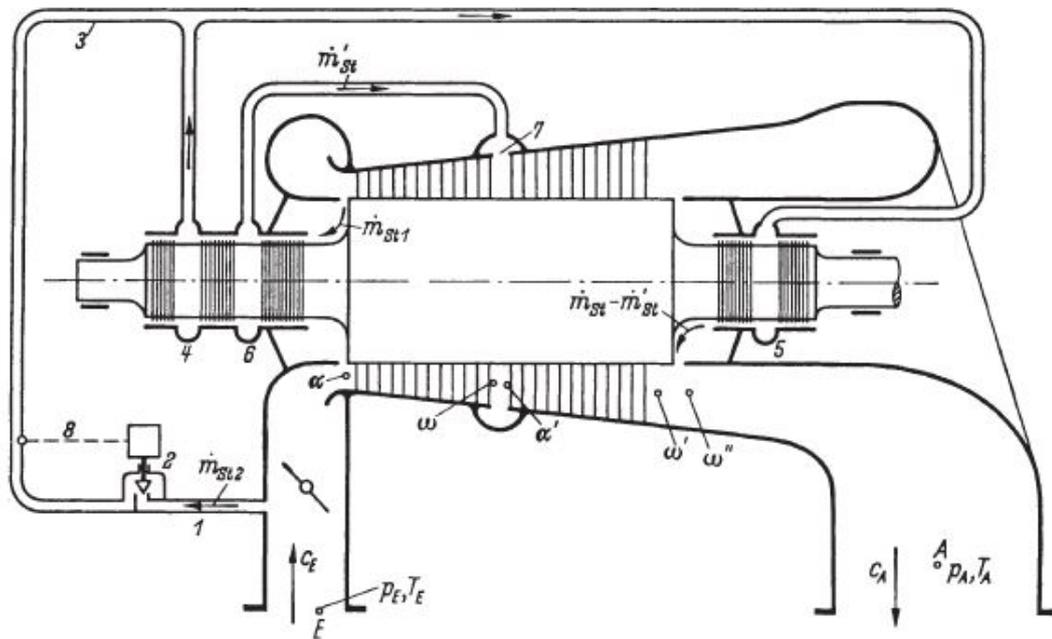


Abbildung 4.15: Schaltungen in einer Dampfturbine [2]

4.4 Beispiel einer ausgeführten Dichtung

In [12] findet man die Ausführung eines Volllabirinthes mit seinen Abmessungen. Die Berechnung der Dichtungen in den späteren Kapiteln soll sich an dieser Dichtung orientieren. In der Arbeit wurden drei Volllabirinth mit unterschiedlichen Spaltweiten vorgestellt und gemessen. Die theoretischen Werte für die Dichtung sind in Tab. 4.1 zusammengefasst. Alle Abmessungen sind in mm angegeben. Die Abb. 4.16 zeigt die Dichtung mit ihren theoretischen Werten.

TYP	Spitzenanzahl n	Spitzen- dicke b	Spitzen- höhe h, h_1	Teil- ung t	Spalt- weite s, s_1	Wellen- radius r_w	Stator- radius r_s
V805	11	0,3	0,5	8	0,5	150	156
V807	11	0,3	0,7	8	0,5	150	156
V807	11	0,3	1	8	0,5	150	156

Tabelle 4.1: Theoretische Werte [12]

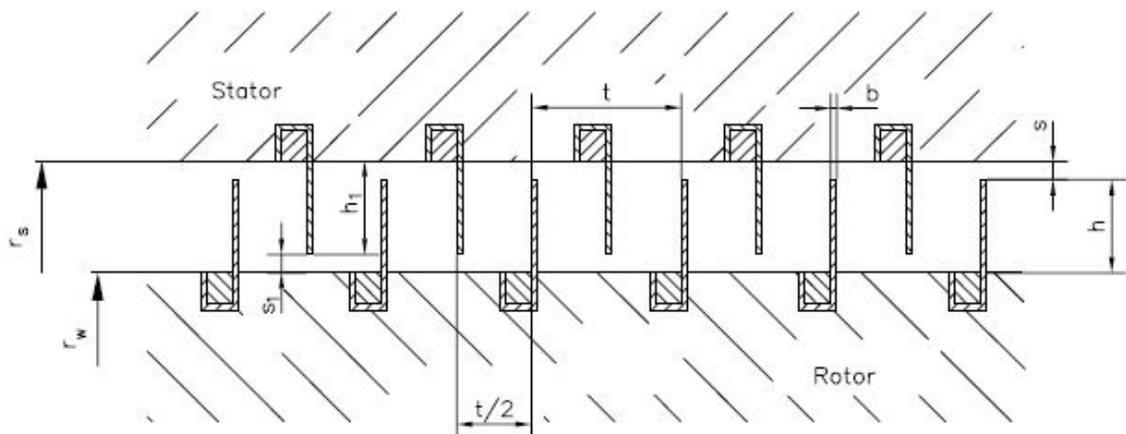


Abbildung 4.16: Ausgeführtes Volllabirinth [12]

Kapitel 5

Auslegung der Turbinen

Die Simulation der Dichtungssysteme in *Epsilon* erfordert bestimmte Randbedingungen und Eingabeparameter. Die Randbedingungen werden aus Herstellerangaben übernommen, während bestimmte Eingabeparameter durch eine Auslegung der Turbinen ermittelt werden müssen. Besonders die Geometrie der Wellendichtungen hat großen Einfluss auf die Leckagemassenströme und muss daher durch eine Auslegung festgelegt werden.

Für die verschiedenen Dichtungssysteme werden drei Turbinentypen ausgelegt. Innerhalb eines Turbinentypes sollen verschiedene Turbinengrößen ausgelegt werden, um die Änderung der Leckagen und Sperrdampfmenen untersuchen zu können. Die Auslegung erfolgt anhand der Theorie aus dem Kapitel 2.

Die Berechnung für die unterschiedlichen Größen und Typen ist sehr ähnlich und kann automatisiert werden. Die Berechnung wird in Python durchgeführt, das Skript für die Berechnung ist in Anhang A hinterlegt.

5.1 Annahmen für die Turbinen

Die Eingangsdaten für die Berechnung der Turbinen werden aus dem ABB-Katalog [15] entnommen. Neben den Eingangsdaten werden Annahmen, welche weitgehend konstruktive Vorgaben aus dem Dampfturbinenbau darstellen, für die Turbinen getroffen. Diese sind unten zusammengefasst und gegliedert angeführt. Da die Turbinen entweder aus Hochdruckteil (HD) allein oder aus gekoppelten Hoch- und Niederdruckteil (ND) bestehen, sind die Annahmen nach HD-Teil und ND-Teil gegliedert.

Bei Industriedampfturbinen ist es üblich Trommelläufer zu verwenden. In vielen Fällen werden diese mit einem konstanten Nabendurchmesser gefertigt. Zudem wird auch sehr häufig der Reaktionsgrad mit 0,5 festgelegt, dadurch können die gleichen Schaufelprofile an den Leit- und Laufreihen verwendet werden. Für die berechneten Hochdruck- und Niederdruckteile werden diese Annahmen ebenfalls getroffen. Bei Niederdruckturbinen wird der Kondensordruck p_{Kond} mit 150mbar festgelegt.

Annahmen für die Regelstufe:

- Umfangsgeschwindigkeit der Regelstufe u_{RG} entspricht 250m/s
- Austrittswinkel aus dem Leitrad α_1 wird mit 16° angenommen
- Drallfreie Abströmung aus dem Laufrad; α_2 entspricht 90°
- Gitterwirkungsgrad der Leitreihe η' angenommen mit 0,94
- Gitterwirkungsgrad der Laufreihe η'' angenommen mit 0,88
- Gleichdruckstufe mit geringem Reaktionsgrad $R_k \geq 0,05$
 - Mindestreaktionsgrad wird geprüft
- Länge der Regelstufen-Schaufeln $l_{RG} > 15mm$

Annahmen für die HD-Teile:

- Austrittswinkel an den Endstufen α_1 entspricht 20°
- Dampfmenge entspricht der FD-Menge abzüglich 5 % Verluste über den Ausgleichskolben
- HD-Teil nur mit zylindrischen Schaufeln, daher $l/d_m < 0,2$
- innerer Wirkungsgrad η_i entspricht 0,84

Annahmen für die ND-Teile:

- Austrittswinkel an den Endstufen α_1 entspricht 20°
- Bei Entnahmen werden 30 % der FD-Menge entnommen
- Keine Anzapfungen, nur Entnahmen am Ende des HD-Teils
- Endstufen im ND-Teil sollten ein Nabenverhältnis von ca $\nu \approx 0,5$ aufweisen
- die Endnässe bleibt unter 15% ($x > 0,85$)
- Nabendurchmesser um 30% größer als im HD-Teil ($d_{N_{ND}} = 1,3 \cdot d_N$)
- innerer Wirkungsgrad η_i entspricht 0,84

5.2 Annahmen für die Dichtungssysteme und den Schubausgleich

Neben den Annahmen für die Turbinen müssen auch noch Annahmen für die Dichtungen und die Schubausgleichskolben getroffen werden. Der Schub über die Turbine muss vom Axiallager und von den Ausgleichskolben aufgenommen werden. Die Berechnungen bezüglich des Schubes werden laut Kapitel 2 durchgeführt. Die Ausgleichskolben werden so dimensioniert, dass der Restschub ausgeglichen wird. Für das Axiallager werden folgende Annahmen getroffen:

- innerer Lagerdurchmesser d_i entspricht dem halben Beschaufelungsne Durchmesser d_n aus dem ABB Katalog
- das Durchmesser Verhältnis $\nu = \frac{d_i}{d_a}$ wird mit 0,6 gewählt
- der Tragflächenanteil α wird analog zu [2] mit 0,6 angenommen
- die zulässige Flächenpressung wird mit $3,5 N/mm^2$ angenommen

Die Wellendichtungen sind an den Ausgleichskolben und an den Wellendurchtritten angebracht. Alle Dichtungen werden als Vollabyrinth ausgeführt. Die folgenden Annahmen dienen dazu, die Geometrie der Dichtung abzuleiten und sind den Schnittdarstellungen des ABB Katalogs entnommen worden. Mit den folgenden Annahmen können die Spitzenanzahlen an den Dichtungen geschätzt und die Spalthöhen an den Dichtungen berechnet werden. Diese beiden Größen stellen mit dem entsprechenden Wellendurchmesser alle notwendigen geometrischen Daten der Dichtung dar.

Die Gegendruckturbine hat nur einen Ausgleichskolben und da die Drücke über dem Atmosphärendruck liegen sind keine Sperrdampfsysteme notwendig. Bei Kondensationsturbinen sind zwei Ausgleichskolben vorhanden, um den relativ hohen Schub über den Nieder- und Hochdruckteil auszugleichen. Zudem tritt bei Kondensationsturbinen Unterdruck auf, welcher Luft in den Dampfkreislauf saugen würde. Dieser sogenannte Lufteinbruch ist durch ein Sperrdampfsystem zu verhindern.

- die Teilung t beträgt analog zu [12] 8mm
- die Länge des ersten Ausgleichskolben l_{AK1} wird mit dem halben Beschau-
felungsnennndurchmesser geschätzt. ($l_{AK1} = 0,5 \cdot d_N$)
- die Länge des zweiten Ausgleichskolben l_{AK2} wird mit einem Viertel des
Beschau-
felungsnennndurchmesser geschätzt. ($l_{AK2} = 0,25 \cdot d_N$)
- die Dichtungen zur Umgebung werden identisch ausgeführt.
- die Dichtungen zur Umgebung haben folgende Eigenschaften:
 - die Länge der Dichtung l_{Umg} ist der halbe Beschau-
felungsnennndurchmes-
ser ($l_{Umg} = 0,5 \cdot d_N$)
 - der Durchmesser der Dichtung d_{Umg} ist um 20 % kleiner als der Beschau-
felungsnennndurchmesser ($d_{Umg} = 0,8 \cdot d_N$)
- wenn zwei Schubausgleichskolben vorhanden sind ist der Durchmesser des
zweiten 30 % größer als der des ersten Kolbens ($r_{AK2} = 1,3 \cdot r_{AK1}$)
- Sperrdampf wird mit einem Drosselventil auf $p_{SPD} = 1,03$ bar reduziert
- der Sperrdampf wird immer mittig in die entsprechende Dichtung eingeblasen,
die Anzahl der Dichtspitzen wird gleichmäßig verteilt

5.2.1 Dichtungssystem Gegendruckturbinen

Die Verschaltung der Gegendruckturbinen und deren Dampfnetze ist in der Regel recht einfach. Durch das Entfallen der Sperrdampfsysteme sind für eine Mindestverschaltung sehr wenige Leitungen notwendig. In Abb. 5.1 ist das Schaltschema einer Gegendruckturbinen zu sehen. Bei den Dichtungen sind die relevanten Größen angegeben. Allgemein sind in der Abbildung die relevanten Größen wie Massenströme und Drücke zu sehen.

Das Schema beginnt links oben mit der Frischdampfleitung, diese führt den Dampf der Regelstufe zu. Hinter der Regelstufe herrscht der Radkammerdruck p_{RK} , der Dampf bei diesem Druckniveau wird dem HD-Teil zugeführt. Hinter dem Hochdruckteil folgt der Abdampfstutzen, dieser ist frei endend. Jener Teil des Dampfes der nicht durch die Laufreihe der Regelstufe strömt geht über den Ausgleichskolben. Hinter dem Ausgleichskolben wird der Dampfmassenstrom aufgeteilt, ein Teil wird über eine Verbindungsleitung in den Abdampfstutzen geleitet. Ein kleiner Teil entweicht über die Dichtung am Wellendurchtritt nach außen. Auch hinter der Gegendruckturbinen befindet sich eine Dichtung zur Umgebung.

Es sei angemerkt, dass diese Schaltung die Mindestschaltung darstellt. Bei Turbinen mit Anzapfungen im Turbinenteil und der Labyrinthdichtung würde das System durchaus komplexer werden. Auf der anderen Seite könnte durch eine Optimierung auch der Wirkungsgrad erhöht und die Dampfverluste über die Dichtungen verringert werden.

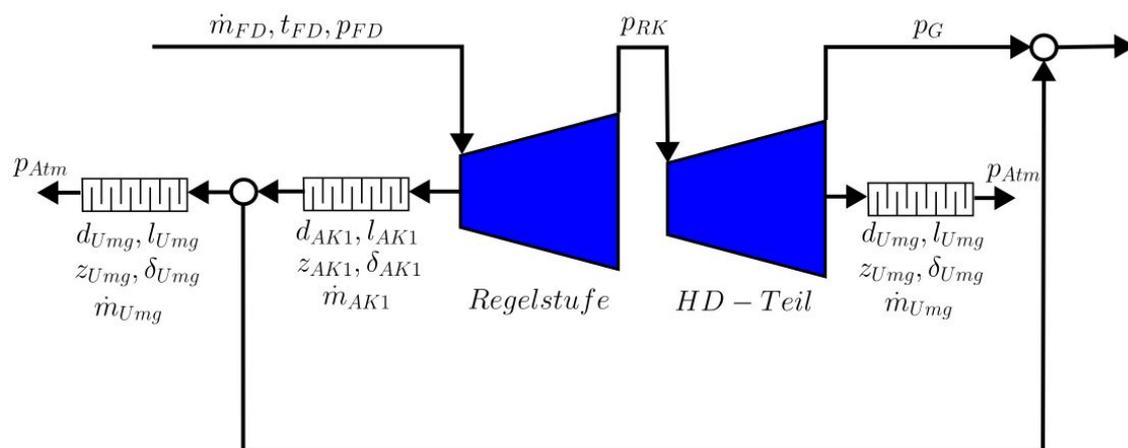


Abbildung 5.1: Schaltschema Dichtungen und Dampfleitungen Gegendruckturbinen

5.2.2 Dichtungssystem Kondensationsturbinen

Die Schaltung an Kondensationsturbinen sind etwas komplizierter als bei der Gegendruckturbine. Bei Kondensationsturbinen herrscht am Ende der Turbine Unterdruck, die Turbine würde also aus der Umgebung Luft ansaugen. Dies gilt es mit einem Sperrdampfsystem zu verhindern. In Abb. 5.2 ist das Schaltschema einer solchen Turbine zu sehen.

Von der Regelstufe gelangt der Dampf wieder in den HD-Teil, hinter diesem erfolgt eine Entnahme. Der restliche Dampf gelangt in den Niederdruckteil und von dort aus in den Kondensator. Im Gegensatz zur Gegendruckturbine besitzt die Entnahme-Kondensationsturbine zwei Ausgleichskolben. Hinter dem ersten Kolben wird ein Teil des Dampfes abgezweigt und mit dem Entnahmedampf gemischt. Der Großteil dieser Dampfmenge wird dann als Prozessdampf verwendet, während ein kleiner Teil als Sperrdampf verwendet wird. Dieser Anteil wird durch ein Drosselventil auf einen geringen Überdruck heruntergedrosselt und mittig in die Dichtung am Ende des ND-Teils eingebracht. Ein Teil des Dampfes geht dabei in den Abdampfstutzen während der Rest in die Umgebung strömt.

Für das zweite Sperrdampfsystem wird Dampf aus der Frischdampfleitung entnommen und gedrosselt. Jener Teil des Dampfes, der im Dampfsystem der Turbine bleibt, wird mit dem Dampf des zweiten Ausgleichskolbens zusammengefasst und in die Abdampfleitung geführt.

Diese Schaltung stellt wieder eine Mindestschaltung dar, in der Praxis würde man nicht den Dampf aus dem Ausgleichskolben mit jenem der Entnahme kombinieren. Zudem würde das Dampfnetz durch Optimierungen viel komplexer sein. Weiters fehlen, wie bei der Gegendruckturbine schon erwähnt, auch die Anzapfungen der Dichtungen und der Turbinen. In Abb. 5.3 ist das Schema mit Rückführung zu sehen. Bei diesem wird ein Großteil des Dampfes hinter dem ersten Ausgleichskolben dem ND-Teil zugeführt. Die Prozessdampfleitung entfällt.

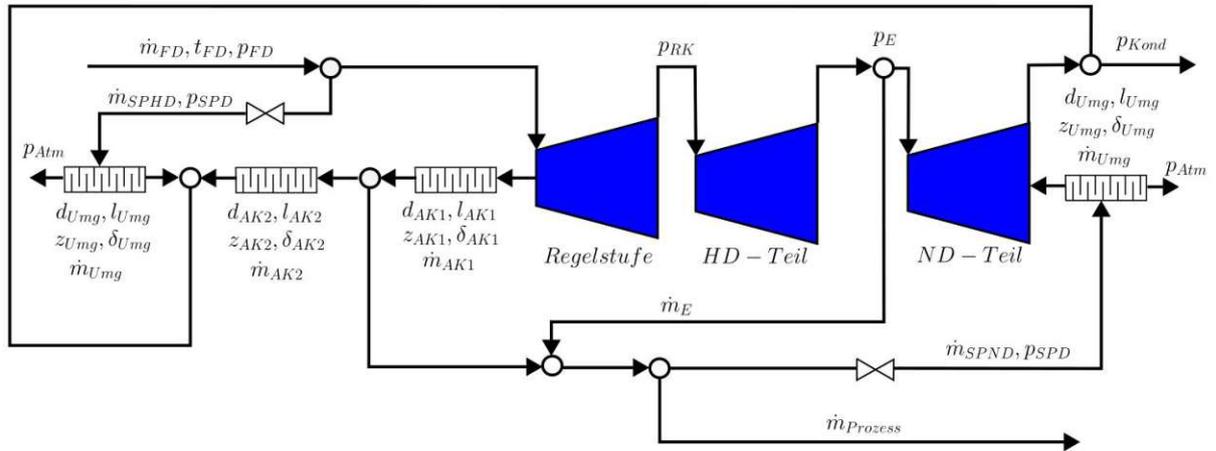


Abbildung 5.2: Schaltschema Dichtungen und Dampfleitungen Entnahme-Kondensationsturbine

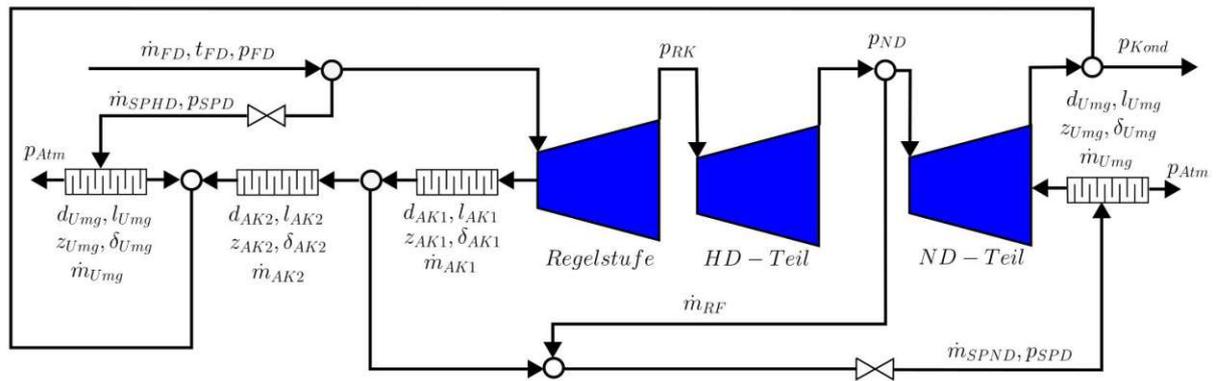


Abbildung 5.3: Schaltschema Dichtungen und Dampfleitungen Kondensationsturbine mit Rückführung

Die Expansion einer Gegendruckturbine ist in Abb. 5.5 in einem h, s -Diagramm qualitativ angedeutet. Die drei charakteristischen Druckniveaus sind der Frischdampfdruck, der Radkammerdruck hinter der Regelstufe und der Gegendruck, welcher am Austritt der Turbine herrscht. Die thermodynamische Auslegung der Turbine beschreibt den Turbinenteil als eine einzelne Komponente. Die Druckniveaus hinter den einzelnen Turbinenstufen und die Anzahl der Turbinenstufen werden nicht berechnet. Für die Berechnung sind nur die Schauffellängen am Turbineneintritt sowie am Turbinenaustritt notwendig.

Der Frischdampfmassenstrom ist so festgelegt, dass die Turbine ausschließlich zylindrische Schaufeln aufweist. Weiters sind die Schauffellängen für die Berechnung des mittleren Durchmessers und somit für die Berechnung des Schubes notwendig.

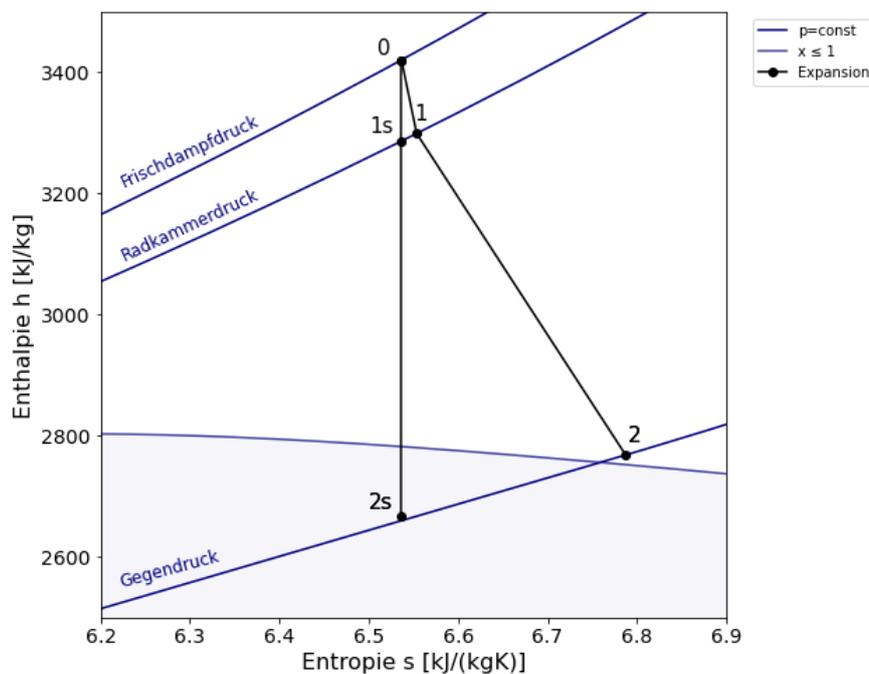


Abbildung 5.5: Expansionsverlauf der Gegendruckturbine

Die Ergebnisse aus der Berechnung des Turbinenteils sind in Tab. 5.2 für alle Turbinengrößen angeführt. Aus Gründen der Übersicht sind lediglich die Inputgrößen für ϵ und zusätzlich im unteren Teil der Tabelle die wichtigsten Ergebnisse angeführt. Die gesamten Berechnungsergebnisse sind im Anhang B zu finden. Bei den Dichtspitzen wurde auf ganze Zahlen gerundet. Der Durchmesser des Ausgleichskolben wurde ebenfalls gerundet, in den Berechnungsergebnissen sind die genauen Werte angegeben.

Auslegung der Turbinen

Turbine	G16	G20	G25	G32	G40	G50	G63
p_{RK} [bar]	87,85	86,76	86,22	85,74	85,74	85,74	85,74
η_i [-]	0,84	0,84	0,84	0,84	0,84	0,84	0,84
d_{AK1} [mm]	180	230	280	360	450	570	710
z_{AK1} [-]	20	25	31	40	50	62	78
δ_{AK1} [mm]	0,41	0,45	0,50	0,56	0,64	0,73	0,86
d_{Umg} [mm]	128	160	200	256	320	400	504
z_{Umg} [-]	20	25	31	40	50	62	79
δ_{Umg} [mm]	0,36	0,39	0,42	0,47	0,52	0,59	0,68
R_{km} [-]	0,096	0,072	0,06	0,05	0,05	0,05	0,05
d_{mRG} [mm]	298	398	477	597	758	955	1194
$\frac{l}{d_{mmax}}$	0,2	0,2	0,2	0,2	0,2	0,2	0,2
d_{mT} [mm]	184	232	288	367	458	574	720
S_{Turb} [kN]	67,2	109,2	164	252,2	398,8	627,9	978
S_{AK1} [kN]	48,4	79,8	118,2	177,1	281,5	444,6	687,1
P_T [kW]	2976	4647	7258	11338	17715	27681	43252

Tabelle 5.2: Ergebnisse Gegendruckturbine

5.4 Berechnung der Entnahme-Kondensationsturbinen

Für die Entnahme-Kondensationsturbine werden wieder Daten aus [15] verwendet. Der Entnahmedruck entspricht dem maximalen Gegendruck der Gegendruckdampfturbinen. Dies führt dazu, dass der HD-Teil identisch ausgeführt werden kann. Nach dem HD-Teil erfolgt die Entnahme aus der Turbine, der restliche Massenstrom wird im ND-Teil zur Leistungserzeugung verwendet. Abbildung 5.6 zeigt die Schnittdarstellung der Turbine mit den verschiedenen Varianten die das Baukastensystem ermöglicht. Die Daten für die Berechnung sind in Tab. 5.3 zusammengefasst.

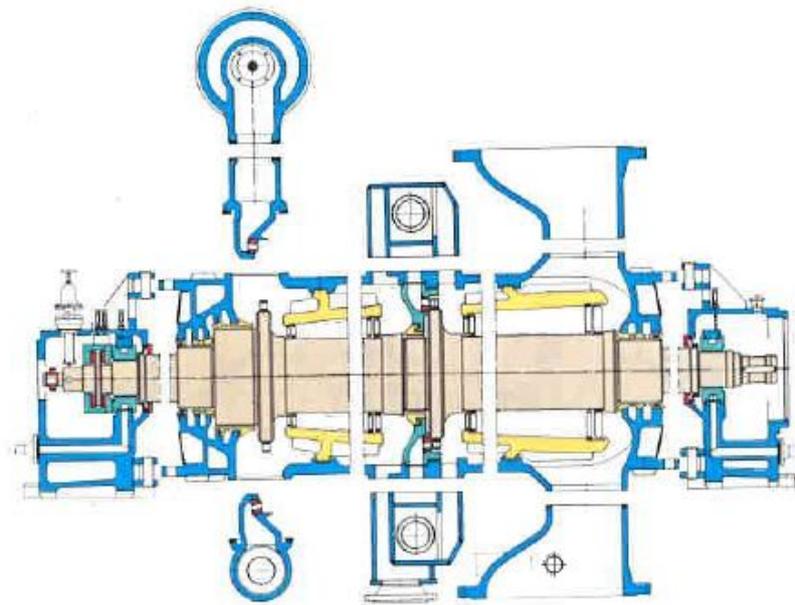


Abbildung 5.6: Entnahme-Kondensationsturbine Schnittdarstellung [15]

Auslegung der Turbinen

Turbine	VE20	VE25	VE32	VE40	VE50	VE63	VE80
Drehzahl [U/min]	14000	12000	10000	8000	6300	5000	4000
max. FD-Druck [bar]	133	133	133	133	133	133	133
max. FD-Temp. [bar]	532	532	532	532	532	532	532
Entnahmedruck [bar]	6	6	6	6	6	6	6
Beschaufelungs- Nenn Durchmesser HD-Teil [mm]	200	250	320	400	500	630	800
FD-Menge [kg/s]	5	7,81	12,21	19,07	29,08	46,57	72,76
Entnahmemenge [kg/s]	1,5	2,34	3,66	5,72	8,94	13,97	21,83

Tabelle 5.3: Daten VE-Turbine [15]

Die Expansion der Entnahme-Kondensationsturbine ist in Abb. 5.7 in einem h, s -Diagramm qualitativ angedeutet. Der Kondensatordruck kommt als zusätzliches charakteristisches Druckniveau hinzu. In der Berechnung wird angenommen, dass die Entnahmemenge gleich der Auslegungsentnahmemenge ist, daher gibt es hier keinen Druckverlust. Würde eine größerer Menge entnommen werden, würde durch das Regelorgan der Druck abgesenkt werden. Es ist deutlich zu erkennen, dass die Expansion im ND-Teil bis ins Nassdampfgebiet reicht. Die einzelnen Stufen werden wiederum nicht betrachtet. Der Massenstrom ist so gewählt, dass im ND-Teil das Austrittsnabenverhältnis Nahe dem Optimum ist.

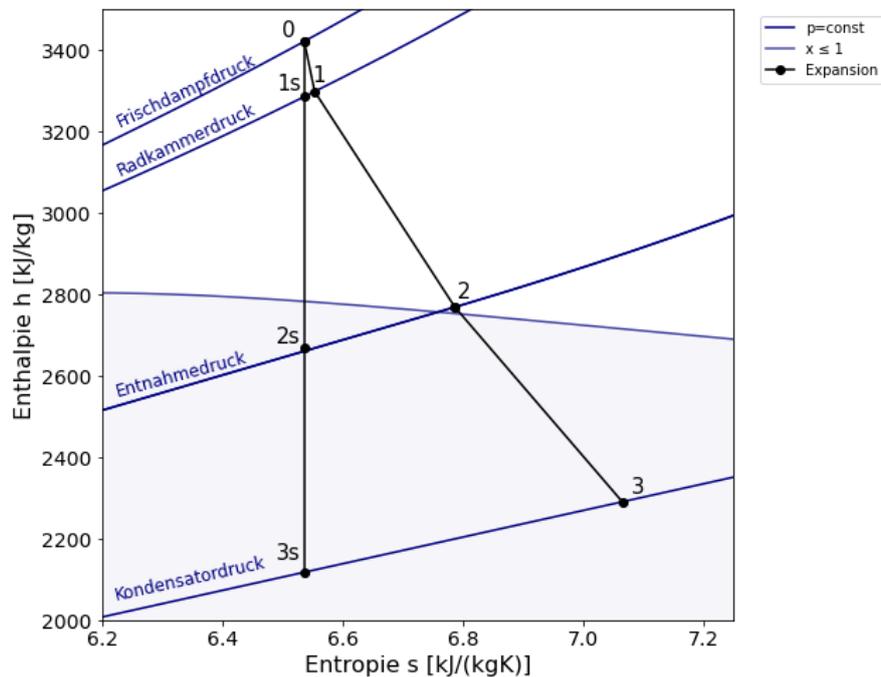


Abbildung 5.7: Expansionsverlauf der Entnahme-Kondensationsturbine

Die Ergebnisse aus der Berechnung sind in Tab. 5.4 für alle Turbinengrößen angeführt. Aus Gründen der Übersicht sind lediglich die Inputgrößen für *Epsilon* und zusätzlich, im unteren Teil der Tabelle, die wichtigsten Ergebnisse angeführt. Durch den zweiten Ausgleichskolben und das Sperrdampfsystem steigt die Anzahl der Inputwerte für *Epsilon* enorm. Die gesamten Berechnungsergebnisse sind wieder im Anhang B zu finden. Bei den Dichtspitzen wurde auf ganze Zahlen gerundet. Der Durchmesser des Ausgleichskolben wurde ebenfalls gerundet, in den Berechnungsergebnissen sind die genauen Werte angegeben.

Auslegung der Turbinen

Turbine	VE20	VE25	VE32	VE40	VE50	VE63	VE80
p_{RK} [bar]	87,30	86,76	86,22	85,74	85,74	85,74	85,74
η_i [-]	0,84	0,84	0,84	0,84	0,84	0,84	0,84
d_{AK1} [mm]	220	275	350	430	540	680	860
z_{AK1} [-]	25	31	40	50	62	78	100
δ_{AK1} [mm]	0,44	0,48	0,55	0,62	0,71	0,83	0,99
d_{AK2} [mm]	265	330	420	520	650	820	1040
z_{AK2} [-]	15	19	24	30	38	48	60
δ_{AK2} [mm]	0,49	0,55	0,63	0,73	0,85	1,00	1,20
d_{Umg} [mm]	160	200	256	320	400	504	640
z_{Umg} [-]	25	31	40	50	62	79	100
δ_{Umg} [mm]	0,39	0,42	0,47	0,52	0,59	0,68	0,79
R_{km} [-]	0,084	0,072	0,06	0,05	0,05	0,05	0,05
$d_{m_{RG}}$ [mm]	341	398	477	597	758	955	1194
$d_{m_{HD}}$ [mm]	232	288	367	458	574	720	906
ν	0,43	0,43	0,45	0,45	0,45	0,45	0,45
$d_{m_{ND}}$ [mm]	392	485	611	764	956	1202	1517
S_{Turb} [kN]	172,44	283,57	397,97	595,74	924,68	1465,41	2284,70
$S_{AK1+AK2}$ [kN]	129,9	195,7	303	472,2	744,2	1174,4	1854,6
P_T [kW]	4638	7247	11325	17697	27651	43205	67508

Tabelle 5.4: Ergebnisse Entnahme-Kondensationsturbine

5.5 Berechnung der Kondensationsturbine mit direkter Rückführung

Die Kondensationsturbine mit direkter Rückführung basiert auf der Entnahme-Kondensationsturbine. In diesem Fall wird aber nicht Dampf entnommen, sondern der Dampf hinter dem ersten Ausgleichskolben wird in den ND-Teil der Turbine zurückgeführt. Da keine Entnahme stattfindet, wird der Frischdampfmassenstrom im Vergleich zur Entnahme-Kondensationsturbine um den Entnahmemassenstrom, verringert. Die restlichen Daten werden von der Entnahme-Kondensationsturbine übernommen. Ebenso werden auch die Maße der Ausgleichskolben und die Ausführung der Dichtungen nicht verändert. Die Daten für die Turbinen sind in Tab. 5.5 zusammengefasst.

Turbine	VE20	VE25	VE32	VE40	VE50	VE63	VE80
Drehzahl [U/min]	14000	12000	10000	8000	6300	5000	4000
max. FD-Druck [bar]	133	133	133	133	133	133	133
max. FD-Temp. [bar]	532	532	532	532	532	532	532
Entnahmedruck [bar]	6	6	6	6	6	6	6
Beschaufelungs-Nenn Durchmesser [mm]	200	250	320	400	500	630	800
FD-Menge [kg/s]	3,5	5,47	8,544	13,35	20,86	32,6	50,93

Tabelle 5.5: Daten VE-Turbine [15]

Kapitel 6

Erstellen der Simulationsmodelle

Die Simulation der Wellenlabyrinthdichtung soll in *Ebsilon* erfolgen. Zu diesem Zweck wurde im vorausgehenden Kapitel die Berechnung der Turbinen beschrieben. Die Eingangsdaten sowie die Ergebnisse der Berechnung bilden die Eingabeparameter der Simulation. Weiters sind die Ergebnisse auch zur Validierung der Simulation geeignet.

In den folgenden Unterkapiteln sollen die Komponenten und die Anwendung in Bezug auf die Simulation der Wellendichtung beschrieben werden. Eine ausführliche Beschreibung der Komponenten ist in der Dokumentation von *Ebsilon* [16] zu finden. Weiters soll in den Unterkapiteln der Aufbau der Simulationmodelle erläutert werden.

6.1 Komponenten in Ebsilon

In *Ebsilon* können thermodynamische Prozesse nachgebildet werden. Die Software ermöglicht die Bilanzierung von Komponenten bis zu vollständigen Systemen. Für die Simulation der Wellendichtungen ist es ausreichend ein Teilsystem aus den relevanten Komponenten der Turbine zu betrachten. Dies bedeutet, dass der Dampferzeuger, die Speisewasserpumpe und der Kondensator nicht betrachtet werden. Die Grenzen der Simulation bilden die Frischdampfleitung, die Abdampfleitung und die Prozessdampfleitungen für Entnahmeprozesse.

Die einzelnen Komponenten in der Dampfturbine werden mit Dampfleitungen und einer Welle verbunden. In diesen Dampfleitungen muss ein bestimmtes Druckniveau herrschen, dieses kann auf verschiedene Arten vorgeschrieben werden. Einerseits kann durch Komponenten wie Turbinen oder Ventile ein Druck bzw. ein Druckverlust vorgeschrieben werden, andererseits können Werte direkt vorgegeben werden. Zur Festlegung von Letzterem gibt es zwei Bauteile in *Epsilon*.

Um eine Dampfleitung ohne dampfführende Komponente zu erzeugen, muss eine Systemgrenze definiert werden. In dem entsprechenden Bauteil können ebenfalls Werte vorgeschrieben werden. In den Simulationsmodellen bildet diese Komponente den Beginn der FD-Leitung. Für die Abdampf- und Prozessleitungen wird diese Komponente nicht benötigt.

- Bauteil 33: Werteingabe Startwert
 - Vorgabe mehrerer Parameter in der Rohrleitung, z.B Druck, Temperatur und Massenstrom.
 - Enthalpie und Energiestrom können ebenfalls angegeben werden.
 - die genannten Größen sind nicht unabhängig voneinander, sondern durch physikalische Gesetze aneinander gekoppelt
- Bauteil 46: Werteingabe Messwert
 - Vorgabe eines Parameter in der Rohrleitung.
- Bauteil 1: Randwert
 - Zur Definition von Systemgrenzen.
 - Definition von Parametern wie Bauteil 33.

Neben den Bauteilen, welche nur Dampfparameter festlegen, gibt es auch noch jene Bauteile die eine physische Komponente darstellen. Diese sind auch in einer real ausgeführten Turbine zu finden. In der folgenden Aufzählung sind diese Komponenten mit ihren wichtigsten Eigenschaften angeführt.

- Bauteil 2: Drossel
 - Druckreduzierung in einer Rohrleitung
- Bauteil 4: Einfache Verzweigung
 - Zum Aufspalten eines Massenstromes in zwei Teilströme
 - Vorgaben der Massenströme von außen
- Bauteil 37: Einfache Zusammenführung
 - Zum Zusammenführen zweier Massenströme
 - Vorgaben der Massenströme von außen
- Bauteil 122: Dampfturbine (SCC)
 - Eine Publikation von Spencer, Cotton und Cannon ist der Grund für die Namensgebung.
 - In Epsilon gibt es drei Komponenten für die Simulation einer Dampfturbine. Bauteil 122 ist das Einzige mit der die Wellendichtung verbunden werden kann.
 - Vorgabe der Berechnungsmethode, wie zum Beispiel Angabe des isentropen Wirkungsgrades oder die SCC-Methode.
 - Eingabe von Parametern für die gewählte Berechnungsmethode
 - Berechnung der gesamten Turbine oder nur der Regelstufe
- Bauteil 133: Wellendichtung
 - Vorgabe von Wellendurchmesser, Spitzenanzahl, Spalthöhe und Einschnürbeiwert sowie des Berechnungsansatzes
 - Die Druckdifferenz ist von außen vorgeschrieben.
- Bauteil 11: Generator
 - Wandelt Wellenleistung in elektrische Leistung um
 - Annahme: Keine Verluste.

6.2 Modelle der verschiedenen Turbinentypen

Die Gegendruckturbine besitzt keinen Niederdruckteil, keine Entnahme und auch kein Sperrdampfsystem. Daher ist dieses Modell das einfachste der drei Turbinentypen. Die gesamten Komponenten und die Verschaltungen der Leitungen sind in Abb. 6.1 zu sehen. Um die einzelnen Druckniveaus und Massenströme besser verfolgen zu können sind auch immer wieder die Zustände des Mediums in den Leitungen in einem Wertekreuz zusammengefasst.

Beginnend von der FD-Leitung wird der Dampf zunächst in die Regelstufe und anschließend in den HD-Teil geleitet. Nach der Expansion würde der Dampf über den Abdampfstutzen in das nächste Dampfnetz gelangen. Dieses Dampfnetz ist nicht mehr Teil der Simulation, daher ist die Leitung frei endend. Hinter der Regelstufe befindet sich die Wellendichtung des Ausgleichskolben. Das Druckniveau hinter der Dichtung wird über die Verbindungsleitung mit dem Abdampfstutzen vorgegeben. Um die Verbindung umzusetzen wird in der Abdampfleitung eine Zusammenführung realisiert. Da ein Teil des Dampfes vom Ausgleichskolben zum Wellendurchtritt strömt, muss an dieser Stelle eine Verzweigung realisiert werden. Die Dichtungen zur Umgebung befinden sich hinter der Verzweigung und dem HD-Teil, der Dampf strömt über diese Dichtungen in die Umgebung. Die Turbinenstufen und die Dichtungen sitzen mit dem Generator alle auf einer Welle.

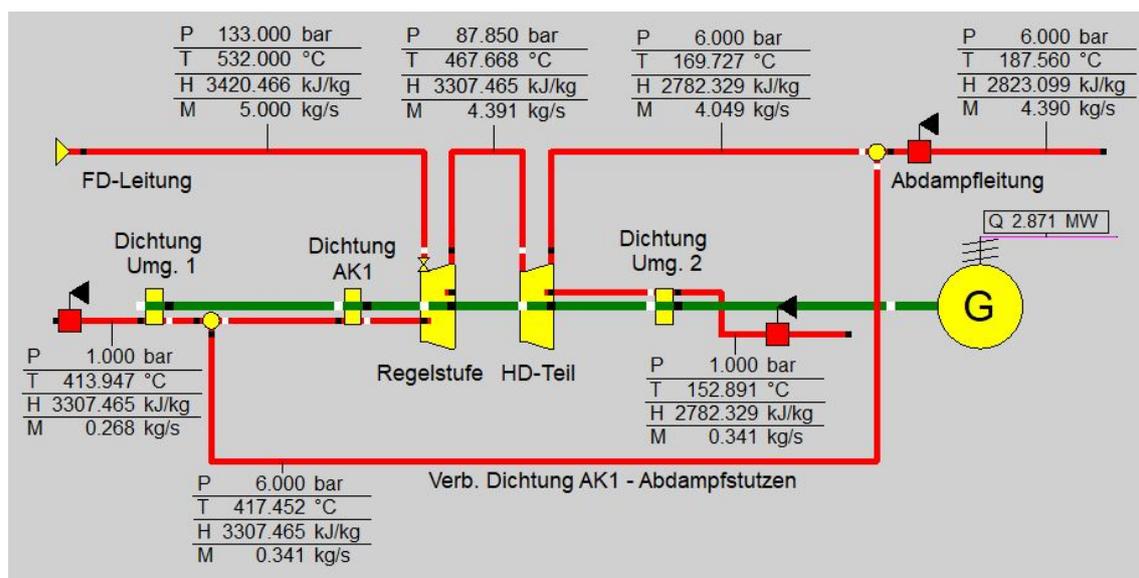


Abbildung 6.1: Epsilon Modell einer Gegendruckturbine

Die komplexeste Schaltung der simulierten Turbinentypen stellt die Entnahme-Kondensationsturbine dar. Durch die beiden Ausgleichskolben, den Niederdruckteil, der Entnahme und dem Sperrdampfsystem wird die Verschaltung deutlich aufwändiger. In der Abb. 6.2 ist die Entnahme-Kondensationsturbine und die Verschaltung des Dampfsystems zu sehen. Um das System übersichtlicher zu gestalten, ist die FD-Leitung und die Verbindungen zwischen den einzelnen Turbinenteilen mit dickeren Linien dargestellt. Die restlichen Dampfleitungen sind aus dem selben Grund mit unterschiedlichen Farbmustern versehen worden.

Die Regelstufe und der HD-Teil sind identisch zu jenen der Gegendruckturbine ausgeführt. In der Verbindung von HD-Teil zu ND-Teil sitzt eine Verzweigung in der die Entnahme realisiert wird. Bei diesem Turbinentyp wird ein Sperrdampfsystem benötigt. In den Sperrdampfleitungen sitzen Drosseln, welche den Sperrdampf auf das richtige Druckniveau bringen. Der Sperrdampf wird dann über eine Verzweigung in die beiden Dichtungshälften, welche die Dichtung zur Umgebung darstellen, geblasen. Ein Teil des Sperrdampfes gelangt in die Umgebung, während der andere Teil mit dem Massenstrom aus dem zweiten Ausgleichskolben über eine Verbindungsleitung in die Abdampfleitungen strömt. Der für das Sperrdampfsystem benötigte Dampf kommt aus der FD-Leitung bzw. vom ersten Ausgleichskolben. Dabei muss beachtet werden, dass der Dampf vom ersten Ausgleichskolben mit dem Entnahmemassenstrom über eine Zusammenführung kombiniert wird und dann über eine Verzweigung in den Sperrdampf und den Prozessdampf aufgeteilt wird. Die Verschaltung wurde gewählt, um das Gesamtsystem zu vereinfachen. In der Realität würde der Entnahmedampf nicht mit jenem vom Ausgleichskolben gemischt werden. Der Dampf vom Ausgleichskolben, welcher nicht als Sperrdampf verwendet wird, würde wahrscheinlich für eine Wärmerückgewinnung in einem Leckdampf-kondensator niedergeschlagen werden.

Da die Expansion im ND-Teil im Zweiphasengebiet endet, werden in den Abdampfleitungen auch die Feuchte in den Wertekreuzen angegeben. Alle Turbinenteile sitzen wieder auf der selben Welle.

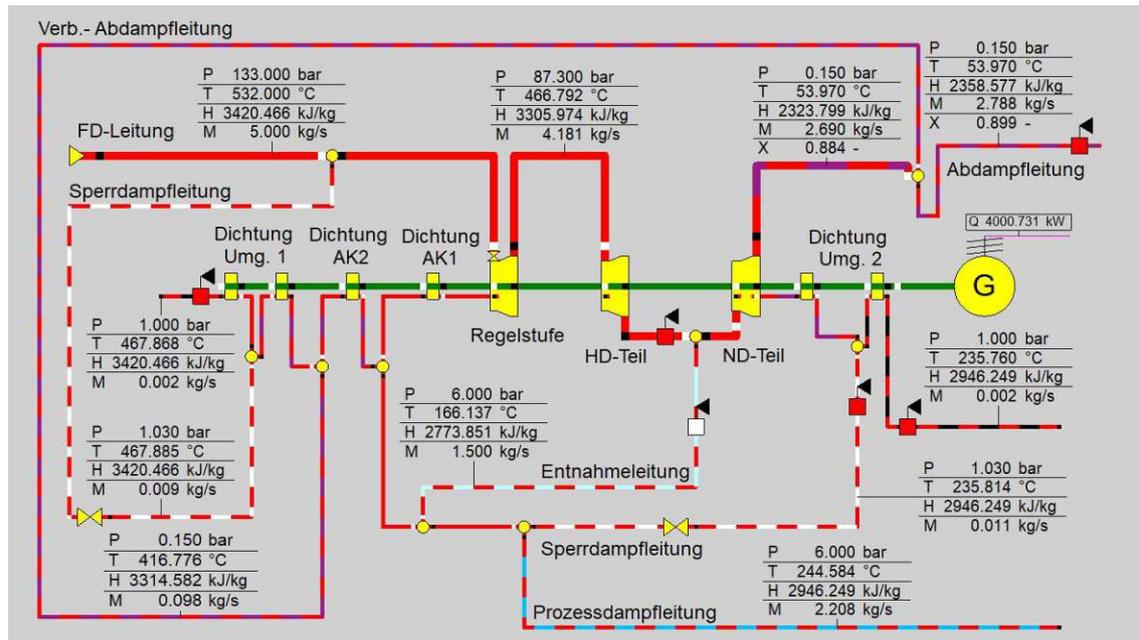


Abbildung 6.2: Ebsilon Modell einer Entnahme-Kondensationsturbine

Der letzte Turbinentyp ist jener der direkten Rückführung. Dieser ähnelt stark der Entnahme-Kondensationsturbine, nur dass hierbei anstatt einer Entnahme eine Rückführung stattfindet, also Dampf in die Turbine zurückgeführt wird. Laut [2] führt so eine direkte Rückführung zu einer Erhöhung der Leistung und wird auch sehr häufig in Turbinen eingesetzt. Mit dem Modell der Rückführung soll die Aussage an Turbinen mit validierten Größen getestet werden. Ein großer Vorteil von *Ebsilon* ist, dass bei dieser Berechnung auch die Wärmerückgewinnung durch den heißen Dampf aus dem Ausgleichskolben miteinbezogen wird und der Effekt der Rückführung deutlich wird. Um die zusätzliche Leistung zu ermitteln wird das Modell einmal mit Rückführung einmal ohne die Rückführung erstellt. Bei der Variante ohne Rückführung wird jener Dampf, der nicht als Sperrdampf verwendet wird, über eine Leitung abgeführt. Die beiden Varianten sind in den Abb. 6.3 und 6.4 zu sehen.

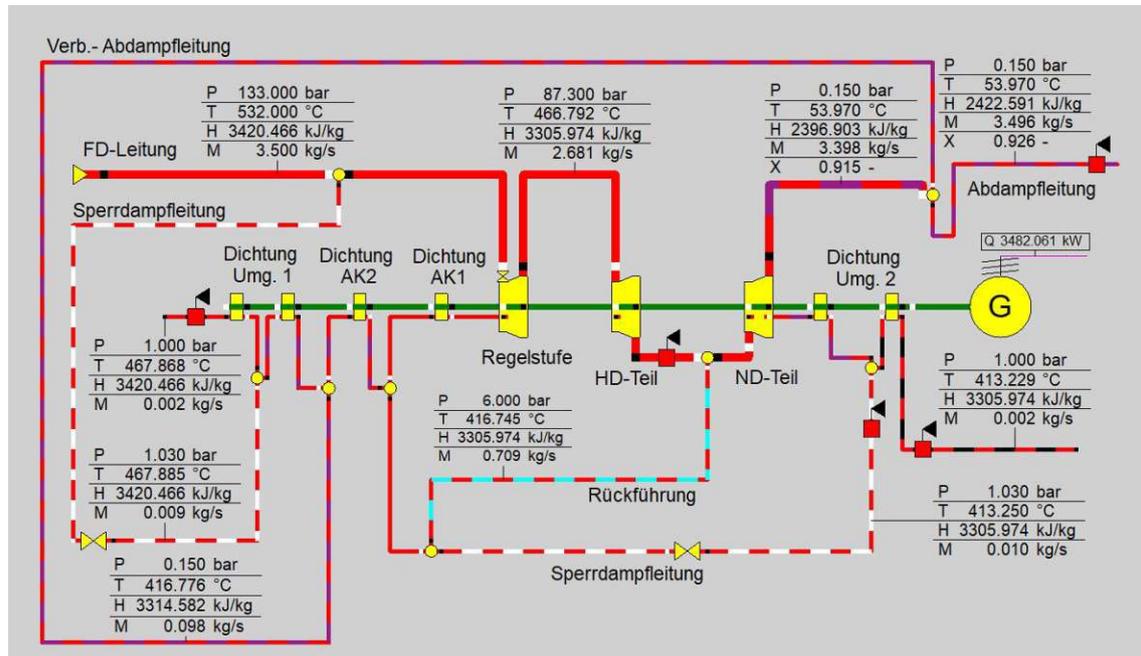


Abbildung 6.3: Epsilon Modell einer Kondensationsturbine mit Rückführung

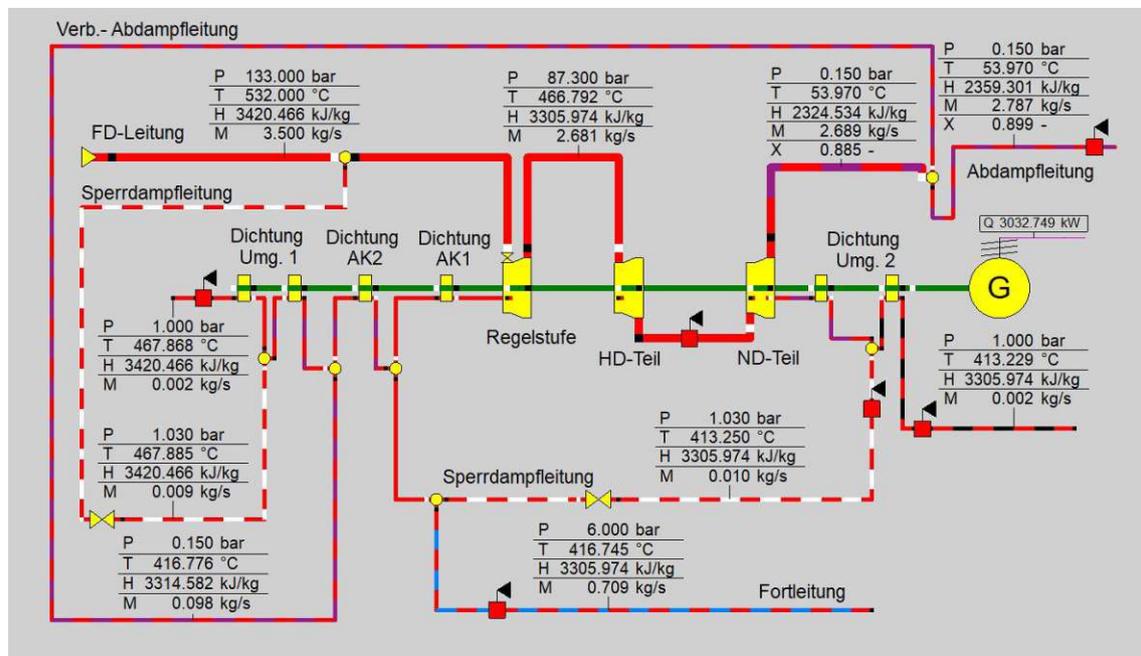


Abbildung 6.4: Epsilon Modell einer Kondensationsturbine ohne Rückführung

Kapitel 7

Ergebnisse und Interpretation

Die Präsentation der Ergebnisse wird nach den verschiedenen Turbinentypen gegliedert. Die Interpretation der Ergebnisse folgt nach der Präsentation der Ergebnisse. Die unterschiedlichen Ergebnisse können in drei Kategorien eingeteilt werden.

- Massenströme über die Dichtungen, absolut und bezogen auf die FD-Menge
- Leistungsverluste bzw. Leistungssteigerungen, absolut und relativ zur Turbinenleistung
 - Die Berechnung erfolgt über die Enthalpiegefälle in *Epsilon*
- Änderungsraten zwischen Turbinengrößen

Es sei angemerkt, dass in *Epsilon* der Benutzer auswählen kann ob er die Berechnung der Massenströme nach Martin oder Egli durchführen möchte. Der Unterschied der beiden Formulierungen ist gering, sie unterscheiden sich in einer Konstante. Bei den verwendeten Modellen ist der Ansatz nach Egli gewählt worden.

7.1 Gegendruckturbinen

Die Simulationsergebnisse für die Gegendruckturbinen sind in Tab. 7.1 zusammengefasst. Die Änderungsraten sind in Tab. 7.2 zusammengefasst. Da die Dichtungen an den Wellendurchtritten gleich sind, wird der Massenstrom über diese Dichtungen summiert und als ein Massenstrom ausgewiesen.

Turbine	G16	G20	G25	G32	G40	G50	G63
\dot{m}_{FD} [kg/s]	5	7,8125	12,21	19,07	29,80	46,57	72,76
\dot{m}_{AK} [kg/s]	0,60	0,76	0,92	1,18	1,50	1,98	2,60
\dot{m}_{Umg} [kg/s]	0,60	0,73	0,89	1,10	1,40	1,82	2,31
\dot{m}_{AKrel} [%]	11,90	9,86	7,56	6,16	5,04	4,25	3,57
\dot{m}_{Umgrel} [%]	11,93	9,33	7,27	5,77	4,70	3,91	3,17
$P_{Verlust}$ [kW]	388,0	483,5	589,2	750,2	958,6	1264,7	1659,0
$P_{Verlustrel}$ [%]	13,20	10,52	8,06	6,49	5,25	4,41	3,68

Tabelle 7.1: Simulationsergebnisse Gegendruckturbinen

Turbine	G16/20	G20/25	G25/32	G32/40	G40/50	G50/63	Mittel.
$\frac{\dot{m}_{AK_{i+1}}}{\dot{m}_{AK_i}}$ [abs]	1,27	1,22	1,27	1,27	1,32	1,31	1,28
$\frac{\dot{m}_{Umg_{i+1}}}{\dot{m}_{Umg_i}}$ [abs]	1,22	1,22	1,27	1,27	1,32	1,31	1,27
$\frac{\dot{m}_{AK_{i+1}}}{\dot{m}_{AK_i}}$ [rel]	$\frac{1}{1,23}$	$\frac{1}{1,28}$	$\frac{1}{1,23}$	$\frac{1}{1,22}$	$\frac{1}{1,19}$	$\frac{1}{1,19}$	$\frac{1}{1,22}$
$\frac{\dot{m}_{Umg_{i+1}}}{\dot{m}_{Umg_i}}$ [rel]	$\frac{1}{1,28}$	$\frac{1}{1,28}$	$\frac{1}{1,26}$	$\frac{1}{1,23}$	$\frac{1}{1,20}$	$\frac{1}{1,23}$	$\frac{1}{1,25}$
$\frac{P_{Verlust_{i+1}}}{P_{Verlust_i}}$ [abs]	1,27	1,22	1,27	1,27	1,32	1,31	1,28
$\frac{P_{Verlust_{i+1}}}{P_{Verlust_i}}$ [rel]	$\frac{1}{1,25}$	$\frac{1}{1,31}$	$\frac{1}{1,24}$	$\frac{1}{1,24}$	$\frac{1}{1,19}$	$\frac{1}{1,20}$	$\frac{1}{1,24}$

Tabelle 7.2: Änderungsraten Gegendruckturbinen

Die Ergebnisse werden in den Abb. 7.1, 7.2 und 7.3 auch grafisch dargestellt. Auf der unteren Achse werden die Turbinenbezeichnungen aufgetragen. Die Ergebnisse sind stets diskret zu verstehen, die Verbindungslinien sind nur zur Hervorhebung des Trends eingefügt. Alternativ könnte man auch den Beschauelungsnennndurchmesser heranziehen, da dieser mit den Turbinenbezeichnungen gekoppelt ist.

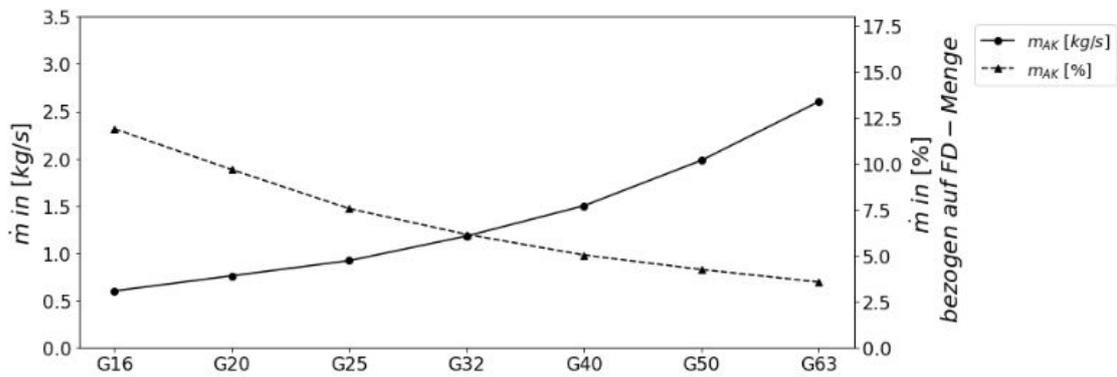


Abbildung 7.1: Massenströme Dichtung Ausgleichskolben (G)

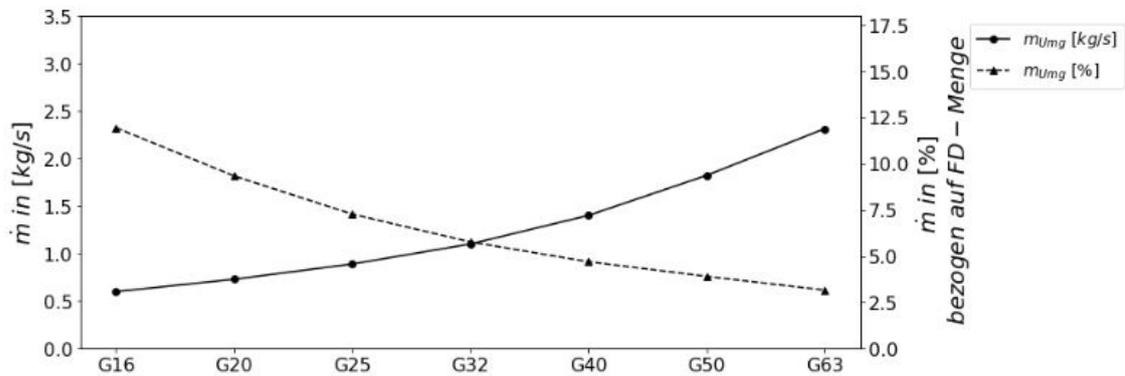


Abbildung 7.2: Massenströme Dichtung Umgebung (G)

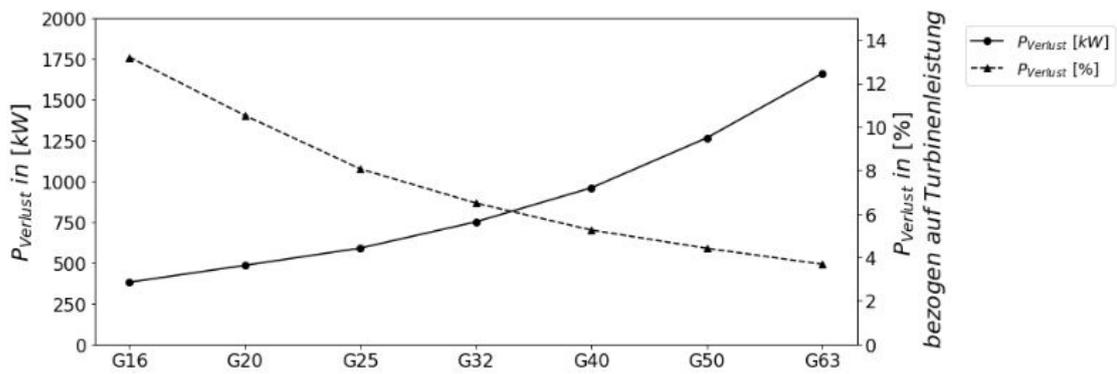


Abbildung 7.3: Leistungsverluste durch Dichtungen (G)

7.2 Entnahme-Kondensationsturbinen

Die Simulationsergebnisse für die Entnahme-Kondensationsturbinen sind in Tab. 7.3 zusammengefasst. Die Änderungsraten sind in Tab.7.4 zusammengefasst. Da die Dichtungen an den Wellendurchtritten gleich sind, wird der Massenstrom über diese Dichtungen summiert und als ein Massenstrom ausgewiesen. Bei den Sperrdampfsystemen wird die Hochdruck- und die Niederdruckseite unterschieden. Die Hochdruckseite ist jene, auf der die Ausgleichkolben sitzen, die Niederdruckseite ist jene am Ende des ND-Teils.

Turbine	V20	V25	V32	V40	V50	V63	V80
\dot{m}_{FD} [kg/s]	5	7,8125	12,21	19,07	29,80	46,57	72,76
\dot{m}_{AK1} [kg/s]	0,71	0,88	1,13	1,40	1,82	2,40	3,22
\dot{m}_{AK2} [kg/s]	0,08	0,10	0,14	0,18	0,23	0,31	0,42
\dot{m}_{SPHD} [kg/s]	0,0090	0,011	0,014	0,017	0,022	0,029	0,039
\dot{m}_{SPND} [kg/s]	0,011	0,014	0,017	0,022	0,028	0,037	0,050
\dot{m}_{Umg} [kg/s]	0,004	0,005	0,006	0,008	0,010	0,013	0,017
$\dot{m}_{AK1_{rel}}$ [%]	14,23	11,20	9,24	7,34	6,11	5,16	4,42
$\dot{m}_{AK2_{rel}}$ [%]	1,63	1,32	1,11	0,92	0,77	0,66	0,58
$\dot{m}_{SPHD_{rel}}$ [%]	0,18	0,14	0,11	0,091	0,075	0,062	0,053
$\dot{m}_{SPND_{rel}}$ [%]	0,22	0,17	0,14	0,12	0,095	0,079	0,068
$\dot{m}_{Umg_{rel}}$ [%]	0,082	0,064	0,052	0,042	0,034	0,030	0,024
$P_{Verlust}$ [kW]	790,3	972,3	1253,8	1557,5	2023,6	2670,2	36575,4
$P_{Verlust_{rel}}$ [%]	19,3	14,6	11,8	9,2	7,5	6,4	5,4

Tabelle 7.3: Simulationsergebnisse Entnahme-Kondensationsturbinen

Turbine	V20/25	V25/32	V32/40	V40/50	V50/63	V63/80	Mittel.
$\frac{\dot{m}_{AK1_{i+1}}}{\dot{m}_{AK1_i}}$ [abs]	1,23	1,29	1,24	1,30	1,32	1,34	1,29
$\frac{\dot{m}_{AK2_{i+1}}}{\dot{m}_{AK2_i}}$ [abs]	1,26	1,32	1,29	1,31	1,35	1,35	1,31
$\frac{\dot{m}_{SPHD_{i+1}}}{\dot{m}_{SPHD_i}}$ [abs]	1,22	1,27	1,21	1,31	1,31	1,33	1,28
$\frac{\dot{m}_{SPND_{i+1}}}{\dot{m}_{SPND_i}}$ [abs]	1,23	1,26	1,29	1,29	1,31	1,35	1,29
$\frac{\dot{m}_{Umg_{i+1}}}{\dot{m}_{Umg_i}}$ [abs]	1,25	1,20	1,33	1,28	1,27	1,31	1,27
$\frac{\dot{m}_{AK1_i}}{\dot{m}_{AK1_{i+1}}}$ [rel]	$\frac{1}{1,27}$	$\frac{1}{1,21}$	$\frac{1}{1,26}$	$\frac{1}{1,20}$	$\frac{1}{1,18}$	$\frac{1}{1,17}$	$\frac{1}{1,22}$
$\frac{\dot{m}_{AK2_i}}{\dot{m}_{AK2_{i+1}}}$ [rel]	$\frac{1}{1,23}$	$\frac{1}{1,19}$	$\frac{1}{1,20}$	$\frac{1}{1,20}$	$\frac{1}{1,17}$	$\frac{1}{1,15}$	$\frac{1}{1,19}$
$\frac{\dot{m}_{SPHD_i}}{\dot{m}_{SPHD_{i+1}}}$ [rel]	$\frac{1}{1,28}$	$\frac{1}{1,27}$	$\frac{1}{1,21}$	$\frac{1}{1,21}$	$\frac{1}{1,21}$	$\frac{1}{1,17}$	$\frac{1}{1,23}$
$\frac{\dot{m}_{SPND_i}}{\dot{m}_{SPND_{i+1}}}$ [rel]	$\frac{1}{1,27}$	$\frac{1}{1,24}$	$\frac{1}{1,22}$	$\frac{1}{1,21}$	$\frac{1}{1,20}$	$\frac{1}{1,16}$	$\frac{1}{1,22}$
$\frac{\dot{m}_{Umg_i}}{\dot{m}_{Umg_{i+1}}}$ [rel]	$\frac{1}{1,27}$	$\frac{1}{1,23}$	$\frac{1}{1,24}$	$\frac{1}{1,24}$	$\frac{1}{1,13}$	$\frac{1}{1,25}$	$\frac{1}{1,23}$
$\frac{P_{Verlust_{i+1}}}{P_{Verlust_i}}$ [abs]	1,23	1,29	1,24	1,30	1,32	1,34	1,29
$\frac{P_{Verlust_{i+1}}}{P_{Verlust_i}}$ [rel]	$\frac{1}{1,32}$	$\frac{1}{1,24}$	$\frac{1}{1,29}$	$\frac{1}{1,22}$	$\frac{1}{1,19}$	$\frac{1}{1,19}$	$\frac{1}{1,24}$

Tabelle 7.4: Änderungsraten Entnahme-Kondensationsturbinen

Die Ergebnisse werden in den Abb. 7.4, 7.5, 7.6 und 7.7 auch grafisch dargestellt. Die untere Achse wird wieder mit den Turbinenbezeichnungen versehen.

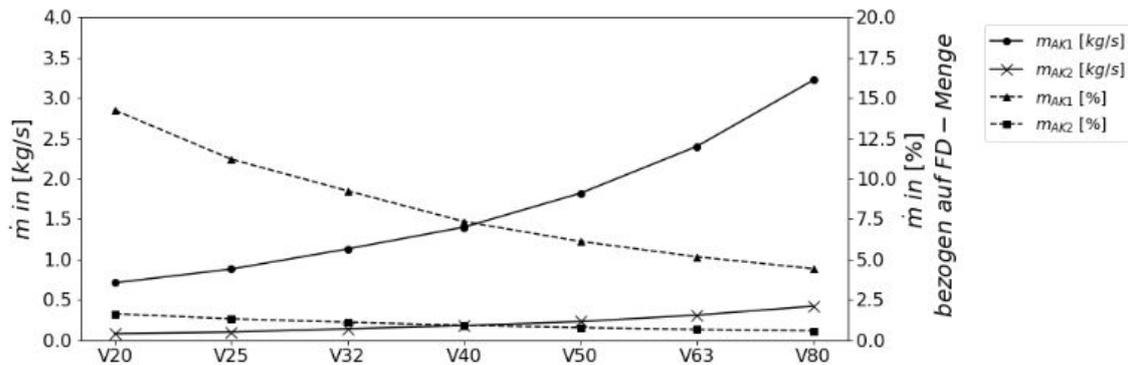


Abbildung 7.4: Massenströme Dichtung Ausgleichskolben (VE)

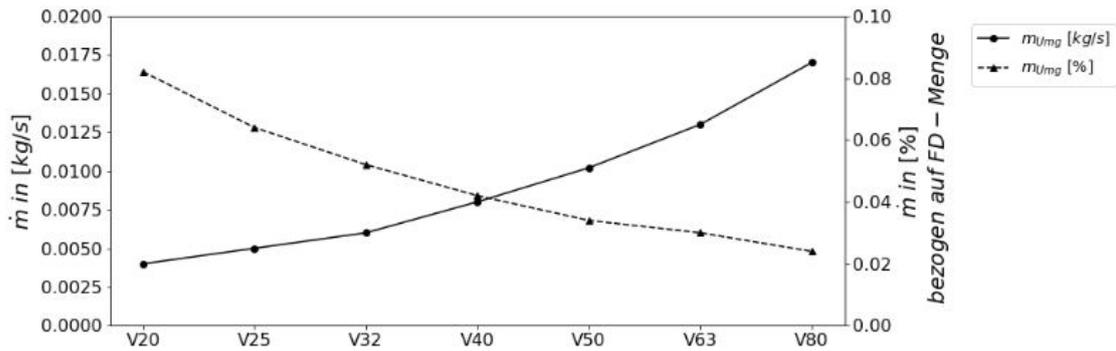


Abbildung 7.5: Massenströme Dichtung Umgebung (VE)

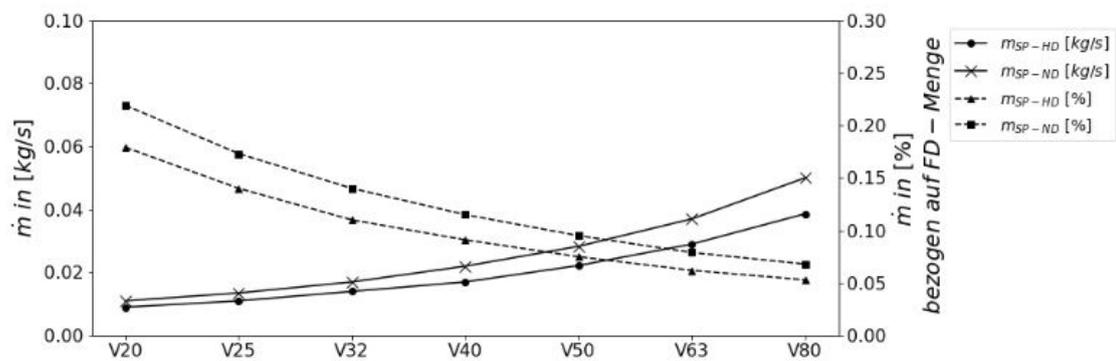


Abbildung 7.6: Massenströme für Sperrdampfsysteme (VE)

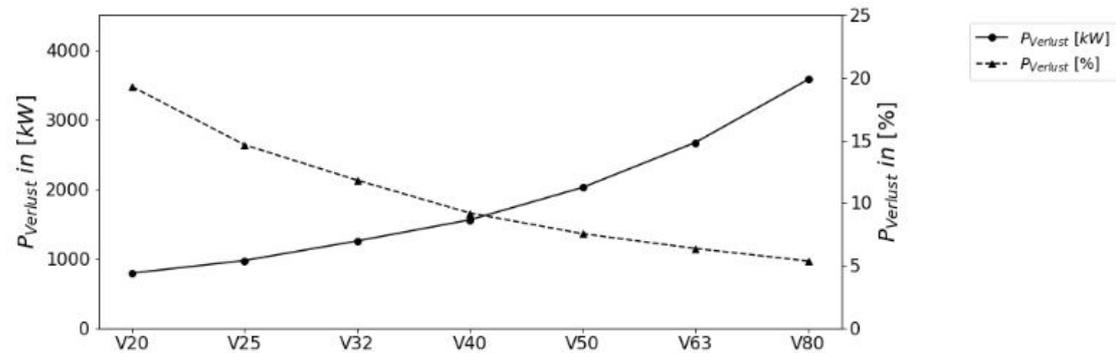


Abbildung 7.7: Leistungsverluste durch Dichtungen (VE)

7.3 Kondensationsturbine mit direkter Rückführung

Die Simulationsergebnisse für die Kondensationsturbinen mit Rückführung sind in Tab.7.5 zusammengefasst. Die Änderungsraten sind in Tab. 7.6 zusammengefasst. Die Turbinen basieren auf den Entnahme-Kondensationsturbinen, daher werden nur die Daten zur Rückführung angeführt, nicht jedoch die Daten der Dichtungen, da diese mit jenen aus dem vorherigen Kapitel ident wären.

Turbine	V20	V25	V32	V40	V50	V63	V80
\dot{m}_{FD} [kg/s]	3,5	5,47	8,54	13,35	20,86	32,60	50,93
\dot{m}_{RF} [kg/s]	0,62	0,88	0,98	1,21	1,57	2,07	2,76
$\dot{m}_{RF_{rel}}$ [%]	17,73	16,18	11,45	9,04	7,51	6,34	5,41
P_{Gewinn} [kW]	392,6	436,9	615,9	758,3	983,9	1296,4	1729,2
$P_{Gewinn_{rel}}$ [%]	12,55	8,52	7,46	5,72	4,67	3,89	3,28

Tabelle 7.5: Simulationsergebnisse Kondensationsturbinen mit direkter Rückführung

Turbine	V20/25	V25/32	V32/40	V40/50	V50/63	V63/80	Mittel.
$\frac{\dot{m}_{RF_{i+1}}}{\dot{m}_{RF_i}}$ [abs]	1,42	1,11	1,23	1,30	1,32	1,34	1,29
$\frac{\dot{m}_{RF_{i+1}}}{\dot{m}_{RF_i}}$ [rel]	$\frac{1}{1,10}$	$\frac{1}{1,41}$	$\frac{1}{1,27}$	$\frac{1}{1,20}$	$\frac{1}{1,19}$	$\frac{1}{1,17}$	$\frac{1}{1,22}$
$\frac{P_{Gewinn_{i+1}}}{P_{Gewinn_i}}$ [abs]	1,11	1,41	1,23	1,30	1,32	1,33	1,28
$\frac{P_{Gewinn_{i+1}}}{P_{Gewinn_i}}$ [rel]	$\frac{1}{1,47}$	$\frac{1}{1,14}$	$\frac{1}{1,30}$	$\frac{1}{1,22}$	$\frac{1}{1,20}$	$\frac{1}{1,19}$	$\frac{1}{1,26}$

Tabelle 7.6: Änderungsraten Kondensationsturbinen mit direkter Rückführung

Die Ergebnisse werden in den Abb. 7.8 und 7.9 auch grafisch dargestellt.

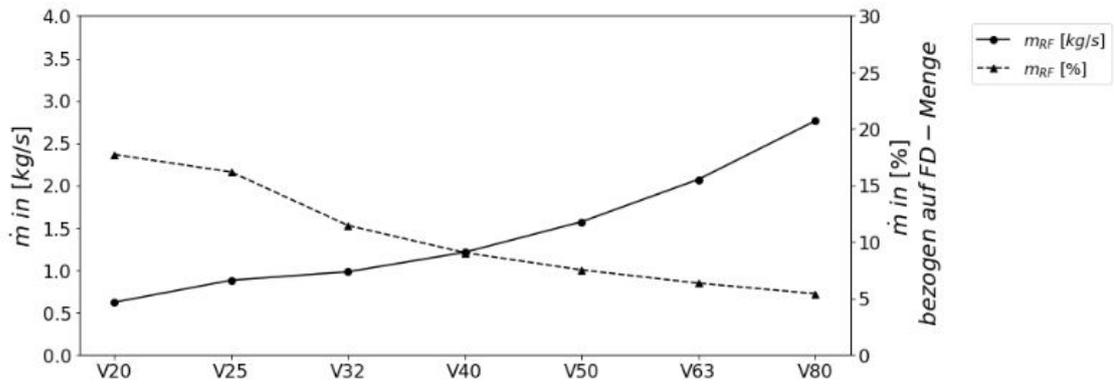


Abbildung 7.8: Massenströme direkte Rückführung (V)

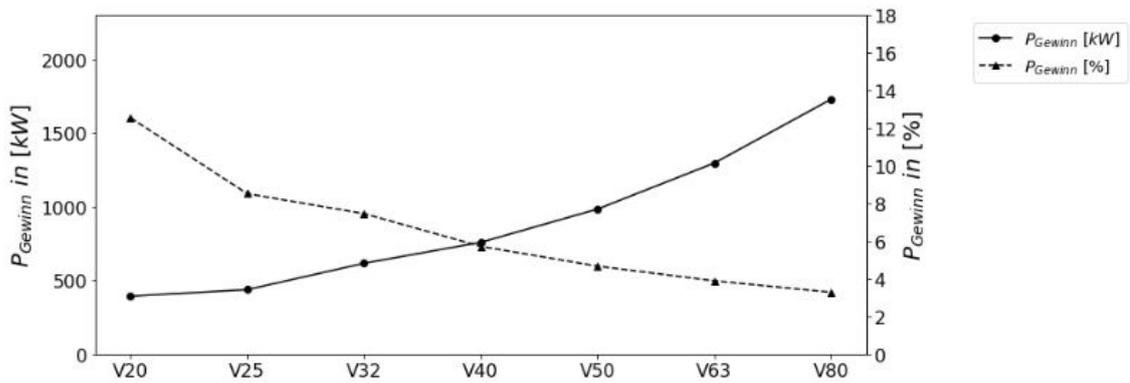


Abbildung 7.9: Leistungssteigerung durch Rückführung (V)

7.4 Interpretation

Bei der Gegendruckturbine gilt für alle Größen dasselbe Druckverhältnis an den Wellendichtungen. Bei der Entnahme-Kondensationsturbine und der Kondensationsturbine mit Rückführung sind die Druckverhältnisse auch für alle Größen identisch. Bei den simulierten Dichtungen ändert sich nur die Geometrie der Dichtung, während die thermodynamischen Zustände vor und nach den Dichtungen annähernd identisch sind.

Neben dem Durchmesser ändert sich auch die Spitzenanzahl und die Spaltgröße mit steigender Turbinengröße. Die Spitzenanzahl hängt mit dem Beschaufelungsnennndurchmesser zusammen, da dieser den Annahmen entsprechend die Länge des Ausgleichskolbens vorgibt.

Bei allen Turbinentypen zeigen die Ergebnisse ein ähnliches Bild. Die absoluten Massenströme steigen mit der Turbinengröße an, während die auf die Frischdampfmenge bezogenen Werte absinken. Die Verluste sind besonders bei kleinen Turbinen prozentuell sehr groß.

Bei der Gegendruckturbine sind die prozentuellen und absoluten Verluste am Ausgleichskolben und an den Dichtungen zur Umgebung in der selben Größenordnung. Die Leistungsverluste verhalten sich wie die Massenströme, relativ betrachtet sinken diese, während sie bei absoluter Betrachtung ansteigen.

Bei der Entnahme-Kondensationsturbine wird der Schubausgleichskolben aufgrund des höheren Schubes zweistufig ausgeführt. Die Kolben werden auch geringfügig größer und dadurch steigen auch die Massenströme die über die Dichtungen strömen. Die Massenströme über den ersten Ausgleichskolben sind geringfügig größer als bei der Gegendruckturbine. Die Massenströme über den zweiten Ausgleichskolben liegen deutlich unter 1kg/s und daher stehts im niedrigen einstelligen Prozentbereich. Die Sperrdampfsysteme benötigen sehr geringe Massenströme. Jenes auf der Niederdruckseite benötigt geringfügig mehr aufgrund der niedrigeren Temperatur des verwendeten Dampfes. Durch die geringere Tempereatur steigt das spezifische Volumen des Dampfes und somit auch der Massenstrom über die Dichtung. Der Verlust an Dampf an den Wellendurchtritten ist im Vergleich zur Gegendruckturbine, durch den niedrigen Sperrdampfdruck gering. Der Leistungsverlust ist größer als jener der Gegendruckturbine, da auch das Enthalpiegefälle deutlich größer ist.

Bei direkter Rückführung kann besonders bei kleinen Turbinen ein sehr hoher spezifischer Anteil des Dampfes im Niederdruckteil noch verwertet werden. Die

Steigerung kann bei kleinen Turbinen nahezu 15% betragen. Diese direkte Rückführung von Dampf aus der Labyrinthdichtung zum Niederdruckteil zeigt wie bereits einfache Verschaltungen bei Dampfturbinen zu spürbaren Leistungssteigerungen führen können. Hier kommt besonders der Vorteil der Verwendung von *Epsilon* ins Spiel. Neben der Leistungssteigerung durch den erhöhten Massenstrom, steigt auch die Temperatur bei der Rückführung durch den heißen HD-Leckdampf. Die Wärmerückgewinnung ist also in den Ergebnissen enthalten. Ein weiterer Vorteil der Wärmerückgewinnung ist das Absenken der Endfeuchte in der Turbine, welche mindestens 1-2% beträgt.

Allgemein ist der Leistungsverlust besonders bei kleinen Turbinen prozentuell sehr hoch, wenn man bedenkt, dass über 10% des Potentials nur über den Ausgleichskolben verloren gehen. Auf der anderen Seite sind die absoluten Werte bei größeren Turbinen schon im MW Bereich und machen somit eine beachtliche Menge an Leistung aus.

Der Grund für die großen Verluste bei kleinen Turbinengrößen liegt im anliegende Druckverhältnis an den Dichtungen. Dieses ist im vorliegenden Fall gering. Am ersten Ausgleichskolben entspricht p_2/p_1 0,07, am zweiten ist es noch geringer mit 0,025. Mit diesen Werten erreicht die Durchflussfunktion definitiv ihr Maximum. Dadurch ist auch der Massenstrom besonders groß.

Die gewählten Inputdaten für die Berechnung der Turbinen haben sehr hohe Frischdampfparameter, besonders kleinere Turbinengrößen würden kaum mit so hohen Drücken arbeiten. Dies ist mit ein Grund warum die Massenströme und Leistungsverluste so enorm hoch sind.

Ein weiteres spannendes Ergebnis der Arbeit sind die Faktoren zwischen den Turbinengrößen. Bei den absoluten Größen skalieren die Werte meist mit dem geometrischen Stufungsfaktor R10. Die prozentuellen Anteile skalieren mit der Inversen des Stufungsfaktors.

Die Ergebnisse zeigen, dass der Bereich für die Leckageströme bei Dampfturbinen recht breit ist. Allgemein sind die Verluste über die Ausgleichskolben so groß, dass diese bereits früher in einer thermodynamischen Auslegung einbezogen werden sollten. Der Dampf für die Sperrdampfsysteme, besonders auf der Hochdruckseite ist so gering, dass dieser kaum in der Berechnung spürbar ist.

7.5 Interpretation über die Stodola Gleichung

Die Massenströme können auch über die Stodola Gleichung betrachtet werden.

$$\dot{m} = \alpha \cdot D \cdot \pi \cdot \delta \cdot \frac{1}{\sqrt{z}} \sqrt{\frac{p_1^2 - p_2^2}{p_1 v_1}} \quad (7.1)$$

Da die Drücke und die thermodynamischen Zustände 1 und 2 sowie der Durchflussbeiwert annähernd konstant sind werden diese in eine Konstant K_1 zusammengefasst. Wir setzen auch noch die Formel für δ ein.

$$\dot{m} = K_1 \cdot D \cdot \pi \cdot (0,85 \frac{D}{1000} + 0,25) \cdot \frac{1}{\sqrt{z}} \quad (7.2)$$

Da die Spitzenanzahl und der Durchmesser durch die getroffenen Annahmen mit dem geometrischen Stufungsfaktor R10 skalieren, kann man den Massenstrom der nächstgrößeren Turbine annähernd durch den der vorherigen bestimmen.

$$\dot{m}_{i+1} = K_1 \cdot D_i \cdot 1,25 \cdot \pi \cdot (0,85 \frac{D_i \cdot 1,25}{1000} + 0,25) \cdot \frac{1}{\sqrt{z_i \cdot 1,25}} \quad (7.3)$$

$$\dot{m}_{i+1} = K_1 \cdot D_i \cdot \sqrt{1,25} \cdot \pi \cdot (0,85 \frac{D_i \cdot 1,25}{1000} + 0,25) \cdot \frac{1}{\sqrt{z_i}} \quad (7.4)$$

Der Spaltabstand skaliert aufgrund des Mindestabstandes von 0,25 mm nicht mit dem geometrischen Stufungsfaktor, sondern mit einem geringeren Wert. Bei größeren Durchmessern verringert sich der Anteil des Mindestabstandes von 0,25 mm, bleibt aber trotzdem spürbar. Der Skalierungsfaktor zwischen den Spalten ist aufgrund dieses additiven Anteiles nicht konstant. In Kombination mit den anderen Anteilen ergibt sich jedoch ein Skalierungsfaktor der Nahe dem Stufungsfaktor liegt.

Kapitel 8

Schlussfolgerungen und Ausblick

Die vorliegende Arbeit zeigt die große Variabilität der Verluste durch Dichtungssysteme bei Industriedampfturbinen. Bei den vorliegenden Simulationen handelt es sich bei allen Turbinentypen um eine Mindestverschaltung des Dampfsystemes. Bei real ausgeführten Turbinen würden die Dichtungen häufiger angezapft werden. Es würde mehrere Druckniveaus in den einzelnen Dampfleitungen geben, eventuell würde man heißen Dampf für Vorwärmungen abführen oder mehrere Rückführungen gestalten. Die Möglichkeiten für Optimierungen sind vielfältig.

Die vorliegenden Mindestverschaltungen liefern einen guten Überblick über die zu erwarteten Größen der Massenströme. Die Erweiterung der Verschaltung kann in weiteren Arbeiten betrachtet werden. Die Arbeit zeigt auch die Möglichkeit viele Schaltungen und Turbinengrößen in kürzester Zeit mit dem Simulationstool *Epsilon* zu untersuchen. Die Erweiterung des ganzen Systems auf Leckdampfkondensatoren und das Untersuchen von Verschaltungsoptimierungen stellen durchaus interessante Aufgabenstellungen dar.

Aus der Vielzahl an möglichen weiterführenden Themen stellen die folgenden Fragestellungen nur einen Ausschnitt dar.

- Optimierung an den Dichtungen durch Kombination mit Bürstendichtungen.
 - Diese könnten in der Epsilon Erweiterung *Epsilon Script* als *User defined Function* modelliert werden
- Thermodynamische Turbinenauslegung unter Einbezug der Verluste über die Wellendichtungen
- Verhalten der Dichtungen im Teillastbetrieb
- Validierung und Anpassung der Annahmen für Dichtungen
- Erweiterung der Modelle um Dichtungsanzapfungen
 - Die Anzapfungen würden die Massenströme an die Umgebung verringern. Interessant wäre auch das Potential der Wärmerückgewinnung in Leckdampfcondensatoren.

Literatur

- [1] Menny, K., *Strömungsmaschinen - Hydraulische und thermische Kraft- und Arbeitsmaschinen 5. Auflage*; Teubner Verlag: Wiesbaden, 2006.
- [2] Traupel, W., *Thermische Turbomaschinen - Erster Band: Thermodynamisch-strömungstechnische Berechnung 3. Auflage*; Springer-Verlag: Berlin, 1988.
- [3] Glaser, G. Thermodynamische und strömungstechnische Berechnung einer Industriedampfturbine, Diplomarbeit, Technische Universität Wien, 2020.
- [4] Lukas, I. Auslegung von Laufgittern für Axialturbinstufen mit kleinem Reaktionsgrad, Diplomarbeit, Technische Universität Wien, 2015.
- [5] Willinger, R. Thermische Turbomaschinen, Skriptum, Technische Universität Wien, 2015.
- [6] Gyarmathy G., S. W. in *On the design limits of steam turbine last stages. Technology of turbine plant operating with wet steam*, London, 1988.
- [7] Traupel, W., *Thermische Turbomaschinen - Zweiter Band: Geänderte Betriebsbedingungen, Regelung, Mechanische Probleme, Temperaturprobleme 3. Auflage*; Springer-Verlag: Berlin, 1982.
- [8] Cetin, S. Axiale Gleitlager für Industriedampfturbinen, Bachelorarbeit, Technische Universität Wien, 2023.
- [9] aus der Wiesche Stefan, J. F., *Handbuch Dampfturbinen - Grundlagen, Konstruktion, Betrieb*; Springer Vieweg: Wiesbaden, Deutschland, 2018.
- [10] Zimmermann, M. (1976). Dampfturbinen für die Industrie. *Brown- Boveri Mitteilungen 6 - 76*.
- [11] Herbert Wittel, D. M., *Roloff/Matek Maschinenelemente - Normung, Berechnung, Gestaltung*; Vieweg+Teubner Verlag: Wiesbaden, 2011; Bd. 20, überarbeitete Auflage.

- [12] Leeb, K. Experimentelle und numerische Untersuchungen zum Durchflussverhalten von Labyrinthdichtungen von Turbomaschinen unter dem Einfluss von Rotation, Wellendesaxierung und Drall der Zuströmung, Dissertation, Technische Universität Wien, 1997.
- [13] Matthias, A. Das Durchflussverhalten von Labyrinthdichtungen bei unterschiedlichen Betriebsbedingungen, Dissertation, Technische Universität Wien, 2007.
- [14] Egli, A. (1935). The Leakage of Steam Through Labyrinth Seals. *Transactions of the American Society of Mechanical Engineers*.
- [15] ABB-Turbinen-Nürnberg Moderne Dampfturbinen für Industrie und Kraftwerke, Katalog.
- [16] Iqony-Solutions EBSILON Professional Dokumentation, Internetquelle: Abgerufen am 18.09.2023, https://help.ebsilon.com/DE/EBSILON_Professional_Components.html.

Tabellenverzeichnis

4.1	Theoretische Werte [12]	63
5.1	Daten Gegendruckturbine [15]	72
5.2	Ergebnisse Gegendruckturbine	74
5.3	Daten VE-Turbine [15]	76
5.4	Ergebnisse Entnahme-Kondensationsturbine	78
5.5	Daten VE-Turbine [15]	79
7.1	Simulationsergebnisse Gegendruckturbinen	88
7.2	Änderungsraten Gegendruckturbinen	88
7.3	Simulationsergebnisse Entnahme-Kondensationsturbinen	90
7.4	Änderungsraten Entnahme-Kondensationsturbinen	91
7.5	Simulationsergebnisse Kondensationsturbinen mit direkter Rückführung	93
7.6	Änderungsraten Kondensationsturbinen mit direkter Rückführung	93
B.1	Berechnungsergebnisse Gegendruckturbine	118
B.2	Berechnungsergebnisse Entnahme-Kondensationsturbine	121

Abbildungsverzeichnis

2.1	Gleichdruck- und Überdruckstufen [1]	4
2.2	Geschwindigkeitsdreieck einer idealisierten Stufe[3]	7
2.3	h, s -Diagramm Turbinenstufe	10
2.4	Umfangswirkungsgrad bei verschiedenen Reaktionsgraden R_k und Austrittswinkeln α_1 [5]	13
2.5	Beaufschlagungsarten a) Vollbeaufschlagung b) Teilbeaufschlagung [5]	15
2.6	h, s Diagramm der Entspannung in einer Turbine	16
2.7	Meridianschnitt einer Laufschaufel	19
2.8	Rotor mit charakteristischen Durchmessern	21
2.9	Ausgeführte Radienverhältnisse und deren Auslegungsgrenzen [6] . .	22
2.10	Düsengruppenregelung [7]	23
2.11	Schema eines Axiallagers	25
2.12	Schematische Darstellung Turbine mit Ausgleichskolben	27
2.13	Schematische Darstellung Turbine mit Ausgleichskolben und Regelrad	28
2.14	Schematische Darstellung Turbine mit zwei Ausgleichskolben und Regelrad	29
3.1	Schaltschema Gegendruckturbine	31
3.2	Schaltschema Kondensationsturbine	32
3.3	Schaltschema Entnahme-Kondensationsturbine	33

3.4	h, s -Diagramm Entnahmeprozesse	34
3.5	Schaltschema Gegendruckturbine mit Anzapfung	35
3.6	Vergleich konstruktiver Aufwand zwischen (a) Entnahme und (b) Anzapfung [9]	36
3.7	Kombinatorik eines Baukastensystems [10]	38
4.1	Prinzip einer Sperrdampfdichtung	41
4.2	Dichtungsformen (a) Halblabyrinth (b) Volllabyrinth [9]	42
4.3	Labyrinthdichtungen mit Dichtbändern ausgeführt [9]	42
4.4	Labyrinthdichtungen mit angedrehten Spitzen an der Welle [9]	43
4.5	Dichtschuhe mit Labyrinthdichtungen [9]	43
4.6	Halblabyrinth Abmessungen [12]	45
4.7	Volllabyrinth Abmessungen [12]	45
4.8	Schema Einschnürung [13]	46
4.9	Schema Druckabbau in der Labyrinthdichtung [14]	47
4.10	Fannokurve unterkritisch [2]	48
4.11	Fannokurve überkritisch [2]	49
4.12	Vergleich theoretischer Durchfluss durch eine ideale Düsen mit Messdaten einer scharfkantigen Mündung [14]	54
4.13	Durchflussfunktion verschiedener Spitzenanzahlen [14]	56
4.14	Durchflussfunktion Φ [2]	61
4.15	Schaltungen in einer Dampfturbine [2]	62
4.16	Ausgeführtes Volllabyrinth [12]	63
5.1	Schaltschema Dichtungen und Dampfleitungen Gegendruckturbine	69
5.2	Schaltschema Dichtungen und Dampfleitungen Entnahme-Kondensationsturbine	71

5.3	Schaltschema Dichtungen und Dampfleitungen Kondensationsturbine mit Rückführung	71
5.4	Gegendruckturbine Schnittdarstellung [15]	72
5.5	Expansionsverlauf der Gegendruckturbine	73
5.6	Entnahme-Kondensationsturbine Schnittdarstellung [15]	75
5.7	Expansionsverlauf der Entnahme-Kondensationsturbine	77
6.1	<i>Ebsilon</i> Modell einer Gegendruckturbine	83
6.2	<i>Ebsilon</i> Modell einer Entnahme-Kondensationsturbine	85
6.3	<i>Ebsilon</i> Modell einer Kondensationsturbine mit Rückführung	86
6.4	<i>Ebsilon</i> Modell einer Kondensationsturbine ohne Rückführung	86
7.1	Massenströme Dichtung Ausgleichskolben (G)	89
7.2	Massenströme Dichtung Umgebung (G)	89
7.3	Leistungsverluste durch Dichtungen (G)	89
7.4	Massenströme Dichtung Ausgleichskolben (VE)	91
7.5	Massenströme Dichtung Umgebung (VE)	92
7.6	Massenströme für Sperrdampfsysteme (VE)	92
7.7	Leistungsverluste durch Dichtungen (VE)	92
7.8	Massenströme direkte Rückführung (V)	94
7.9	Leistungssteigerung durch Rückführung (V)	94

Anhang A

Python Skript

Die Skripten sind alle sehr ähnlich daher wird hier nur das Skript für die Entnahme-Kondensationsturbine präsentiert. Das Modul seuif97 beinhaltet die IAPWS97-Wasserdampf tabel.

```
import numpy as np
import pandas as pd
import matplotlib.pyplot as plt
from matplotlib.patches import Arc
import sympy as syp
import scipy as spy
import seuif97 as steam
from math import sin, cos, tan, asin, acos, atan, sqrt, pi
```

```
#Funktionen & Konstanten

# Funktion um Winkel von Grad in Radianten umzurechnen
def radians(deg):
    return deg * pi / 180

# Funktion um Winkel von Radianten in Grad umzurechnen
def degrees(rad):
    return rad * 180/pi

# Funktion um Drücke von bar in Pascal umzurechnen
def pascal(p):
    return p*10**5

# Funktion um auf 3 Stellen zu runden
def round3(value):
    return round(value,3)

# Umrechnungsfaktoren

k= 1000
```

```

df = pd.read_csv('AEG_KANIS_VE.csv', sep=';', decimal=',')

# Entnahme - Kondensationsturbinen

# Definition der Leeren Dataframes
df_veltri = pd.DataFrame(columns = ['dm_RG [m]', 'epsilon [-]', 'l_RG [m]', 'Rkm [-]',
    'c_1 [m/s]', 'cu_1[m/s]', 'c_2[m/s]', 'cu_2[m/s]',
    'w_1[m/s]', 'wu_1[m/s]', 'w_2[m/s]', 'wu_2[m/s]',
    'cm[m/s]', 'alpha_1[°]', 'alpha_2[°]', 'beta_1[°]',
    'beta_2 [°]'])

df_RK = pd.DataFrame(columns = ['Dhs_LE [kJ/kg]', 'Dh_LE[kJ/kg]', 'Dhs_LA[kJ/kg]', 'Dh_LA[kJ/kg]',
    'Dh[kJ/kg]', 'Dhs[kJ/kg]', 'au[kJ/kg]', 'eta_u[-]', 'h_FD[kJ/kg]',
    's_FD[kJ/kg]', 'h_2s[kJ/kg]', 'h_2[kJ/kg]', 'p_RK[bar]',
    't_RK[°C]', 'v_RK[kg/m³]', 'Pu[kW]', 'Pi[kW]'])

df_THD = pd.DataFrame(columns = ['P_T[kW]', 'm_T[kg/s]', 'Dh[kJ/kg]', 'Dhs[kJ/kg]',
    'h_aus[kJ/kg]', 'hs_aus[kJ/kg]', 't_aus[°C]', 'v_aus[kg/m³]',
    'alpha_1[°]', 'dm_ein[m]', 'l/dm_ein[-]', 'l_ein[m]',
    'dm_aus[m]', 'l/dm_aus[-]', 'l_aus[m]', 'Endnässe [%]'])

df_TND = pd.DataFrame(columns = ['P_T[kW]', 'm_T[kg/s]', 'Dh[kJ/kg]', 'Dhs[kJ/kg]',
    'h_aus[kJ/kg]', 'hs_aus[kJ/kg]', 't_aus[°C]', 'v_aus[kg/m³]',
    'alpha_1[°]', 'dm_ein[m]', 'l/dm_ein[-]', 'l_ein[m]',
    'dm_aus[m]', 'l/dm_aus[-]', 'l_aus[m]', 'Endnässe [%]', 'Nabenverh. [-]'])

df_S = pd.DataFrame(columns = ['dm_mHD[m]', 'dm_mND[m]', 'lm_mHD[m]', 'lm_mND[m]',
    'd_i[m]', 'nu[-]', 'alpha[-]', 'p_zul[N/mm²]',
    'd_a[m]', 'r_iRG[m]', 'r_aRG[m]', 'd_K1[m]',
    'd_K2[m]', 'k[-]', 's_Tur[kW]', 'S_Ko1[kN]',
    'S_Ko2[kN]', 'S_A[kN]'])

```

```

df_D = pd.DataFrame(columns = ['l_Kolben1[m]', 'l_Kolben2[m]', 'Teilung[m]', 'delta_K1[m]',
    'delta_K2[m]', 'z_K1[-]', 'z_K2[-]', 'l_Dichtung_Umg [m]',
    'd_dicht_Umg[m]', 'delta2[m]', 'z2[-]', 'd_K1[m]', 'd_K2[m]'])

df_ebs = pd.DataFrame(columns = ['h2_t[kJ/kg]', 't_Rkt [°C]', 'eta_s [-]', 'Austrittsverlust [kJ/kg]',
    'Austrittsverlust Turbine[kJ/kg]', 'h_aus_tot[kJ/kg]', 't_aus_tot[°C]',
    'eta_sT[-]', 'Druckver. RG [-]'])

# Annahmen

# Geschwindigkeiten / Drehzahlen

u_RG = 250 # [m/s] Umfangsgeschwindigkeit Regelrad (Traupel, S.148)

# Winkel Geschwindigkeitsdreiecke
alpha_1RG = 16 # [°] Austrittswinkel LE
alpha_2RG = 90 # [°] Austrittswinkel Regelrad (drallfreie Abströmung)

# Gitterwirkungsgrade
eta_LE = 0.94 # [-] Leitreihe (Skriptum TTM, Willinger, S.63)
eta_LA = 0.88 # [-] Leitreihe (Skriptum TTM, Willinger, S.63)

# Reaktionsgrad
Rk = 0.05 # [-] Kinematischer Reaktionsgrad (festgelegt 13.6.2023 Besprechung Willinger)

```

```

#Schleife zur Berechnung der Turbinendaten
for i in range(len(df.iloc[:,1])):

    paras = list(df.iloc[i,:])

    turbine = paras[0]                #[-] Turbinentyp
    n_max = paras[1]                  #[U/min] max. Drehzahl

    #Frischdampfparameter
    m_FD = paras[12]                  #[kg/s] Frischdampfmassenstrom
    p_FD = paras[3]                   #[bar] Frischdampfdruck
    t_FD = paras[4]                   #[°C] Frischdampfperatur
    p_E = paras[5]                    #[bar] Entnahmedruck
    p_ND = paras[6]                   #[bar] ND-Eintrittsdruck
    p_K = paras[7]                    #[bar] Entnahmedruck
    v_FD = paras[11]                  #[m³/kg] spez. FD-Volumen
    m_E = paras[13]                   #[kg/s] Entnahmemassenstrom

    #Berechnung der Regelstufe
    d_mRG = round(2 * u_RG * 30 / ( n_max * pi ))    #[m] mittlerer Durchmesser der Regelstufe
    l_dm_RG = 0.02                                   #[-] l/dm der Regelstufe (so gewählt das eps <0.5)

```

```

if d_mRG*l_dm_RG < 0.015:                #[m] Berechnung der RG-Schaufellänge (mind 15mm)
    l_RG = 0.015
    l_dm_RG = l_RG / d_mRG
else:
    l_RG = d_mRG*l_dm_RG

r_iRG = (d_mRG - l_RG) / 2                #[m] innerer Radius Regelrad
r_aRG = (d_mRG + l_RG) / 2                #[m] äußerer Radius Regelrad
nu = r_iRG / r_aRG                        #[-] Nabenverhältnis

Rkm = 1.05* (1 -
    (1 / (sin(radians(alpha_1RG))**2
    +cos(radians(alpha_1RG))**2 *((1+nu)/(2*nu))**2 )) #[-] Reaktionsgrad im Mittelschn.

if Rkm < 0.05:
    Rkm = 0.05

```

```

if sin(radians(alpha_2RG)) == 1:      # Test auf drallfreie Abströmung

    # Geschwindigkeitsdreiecke

    wu_2 = -u_RG                      #[m/s] Umfangskomp. Relativgeschw. LA
    wu_1 = round3(u_RG *(1 - 2*Rkm))  #[m/s] Umfangskomp. Relativgeschw. LE
    cu_1 = round3(wu_1 + u_RG)        #[m/s] Umfangskomp. Absolutgeschw. LE
    c_1 = round3(cu_1 / cos(radians(alpha_1RG))) #[m/s] Absolutgeschwindigkeit LE
    c_2 = round3(c_1 * sin(radians(alpha_1RG))) #[m/s] Absolutgeschwindigkeit . LA
    cm = c_2                          #[m/s] Mittlere Geschw.
    cu_2 = round3(c_2 * cos(radians(alpha_2RG))) #[m/s] Umfangskomp. Absolutgeschw. LA
    w_1 = round3(sqrt(wu_1**2 + cm**2)) #[m/s] Relativgeschwindigkeit LE
    w_2 = round3(sqrt(wu_2**2 + cm**2)) #[m/s] Relativgeschwindigkeit LE
    beta1 = round3(degrees(asin(cm/w_1))) #[°] Abströmwinkel Relativgeschw. LE
    beta2pos = round3(degrees(asin(cm/w_2))) #[°] pos. Abströmwinkel Relativgeschw. LA
    eps = m_FD * v_FD / (d_mRG*1_RG*pi*cm) #[-] Beaufschlagungsgrad

    #Hinzufügen der Größen zu Dataframe

    vel_tri = [d_mRG, eps, l_RG, Rkm, c_1, cu_1, c_2, cu_2, w_1,
               wu_1, w_2, wu_2, cm, alpha_1RG, alpha_2RG, beta1, beta2pos]

    df_veltri.loc[turbine]= vel_tri

```

```

#Enthalpien

delta_hsLE = c_1**2 / (2 * eta_LE * k)      #[kJ/kg] Isen. Enthalpiediff LE
delta_hsLA = (w_2**2 / (2* eta_LA) - w_1**2 / 2)/k #[kJ/kg] Isen. Enthalpiediff LA
delta_hLE = c_1**2 / (2*k)                 #[kJ/kg] Enthalpiediff LE
delta_hLA = (w_2**2 / 2 - w_1**2 / 2)/k    #[kJ/kg] Enthalpiediff LA
delta_h = delta_hLE + delta_hLA            #[kJ/kg] Enthalpiediff
delta_hs = delta_hsLA + delta_hsLE        #[kJ/kg] Isen. Enthalpiediff
au = u_RG * (cu_1 - cu_2) / k              #[kJ/kg] Spez. Umfangersarbeit
eta_u = au / delta_hs                     #[-] Umfangswirkungsgrad

h_FD = steam.pt2h(p_FD/10 , t_FD)          #[kJ/kg] spez. Enthalpie FD
s_FD = steam.ph2s(p_FD/10 , h_FD)          #[kJ/(kgK)] spez. Entropie FD
h_2s = h_FD - delta_hs                    #[kJ/kg] spez. Enthalpie Isen. Expansion Regelstufe
p_RK = (steam.hs2p(h_2s, s_FD))*10        #[bar] Radkammerdruck
h_2 = h_FD - delta_h                      #[kJ/kg] spez. Enthalpie Expansion Regelstufe
t_RK = steam.ph2t(p_RK/10, h_2)           #[°C] Temperatur Radkammer
v_RK = steam.pt2v(p_RK/10, t_RK)          #[m³/kg] spez. Volumen Radkammer
s_RK = steam.pt2s(p_RK/10, t_RK)          #[kJ/(kgK)] Entropie Radkammerzustand

```

```

#Berechnung von Input und Kontrollwerte für Epsilon
h_2t = h_FD - au #[kJ/kg] Enthalpie im Punkt 2t
t_RKT = steam.ph2t(p_RK/10, h_2t) #[°C] Temperatur im Totalzustand
etas = delta_h / delta_hs #[-] isen. Wirkungsgrad
ex_loss = cm**2/(2*k) #[kJ/kg] Austrittsverlust
PI_RG = p_RK / p_FD #[-] Druckverhältnis

#Leistungen der RG-Stufe
Pu = m_FD * au #[kW] Umfangsleistung der Regelstufe
eta_i = 0.75 #[-] Innerer Wirkungsgrad (Handbuch Dampfturbinen S252)
Pi = m_FD * eta_i * delta_h #[kW] Innere Leistung der Turbine

#Hinzufügen der Größen zu Dataframe
radkammer = [delta_hsLE,delta_hLE, delta_hsLA, delta_hLA, delta_h, delta_hs, au, eta_u,
             h_FD, s_FD, h_2s, h_2, p_RK, t_RK, v_RK, Pu, Pi]

df_RK.loc[turbine]= radkammer

```

```

#HD-Turbine
eta_iTHD = 0.84 #[-] innerer Wirkungsgrad der HD-Turbine
hs_auSHD = steam.ps2h(p_E/ 10, s_RK) #[kJ/kg] Enthalpie am Austritt HD-Turbine bei isen. Expansion
h_auSHD = h_2 - ((h_2 - hs_auSHD) * eta_iTHD ) #[kJ/kg] Enthalpie am Austritt HD-TurbineL
s_auSHD = steam.ph2s(p_E/ 10, h_auSHD) #[kJ/kg/K] Enthalpie am Austritt HD-TurbineL
m_THD = m_FD * (1 - 0.05) #[kg/s] Massenstrom im HD-Turbinenteil (5% Verlust von FD-Menge)
P_iTHD = m_THD * (h_2 - hs_au) * eta_iT #[kW] Leistung des HD-Turbinenteils
#Pges = P_iT + Pi #[kW] Gesamtleistung
delta_hHD = h_2 - h_auSHD #[kJ/kg] Enthalpiegefälle HD-Turbinenteil
delta_hsHD = h_2 - hs_auSHD #[kJ/kg] Enthalpiegefälle HD-Turbinenteil
t_auSHD = steam.ph2t(p_E / 10, h_auSHD) #[°C] Turbinenaustrittstemp.
x = 1
if steam.pt2v(p_G / 10 , t_au) == -1: #[m³/kg] Spez. Volumen am Austritt
    x = 1
    while abs(steam.px2h(p_G / 10, x) - h_auSHD) > 0.15:
        x = x - 0.0001
    v_auSHD = steam.px2v(p_G / 10 , x)
else:
    v_auSHD = steam.pt2v(p_G / 10 , t_au)

```

```

## Ausgleichskolben und Dichtungen

dn = paras[10] # [m] Beschauflungsennendurchmesser
dm_HD = dn * 1.3 # [m] Startwert dm an HD-Turbine
l_THD = 0.015 # [m] Startwert Schaufellänge HD-Turbineneintritt
l_dmHD = 0.05 # [-] Startwert l/dm Verhältnis HD-Turbine
alpha1 = 20 # [°] Absolutwinkel LE

while dm_HD - dn - l_THD > 0.000001: # [m] Berechnung dm, l und l/dm
    # (dm-dn-l_T < 0.00001% Abweichung) HD-Turbine

    l_dmHD += 0.0005
    dm_HD = (m_THD * v_RK * 60 / (pi**2 * l_dmHD * n_max * tan(radians(alpha1))))**(1/3)
    l_THD = l_dmHD * dm_HD

l_dm_ausHD = 0.15 # [-] Startwert l/dm Verhältnis
dm_ausHD = dn*1.2 # [m] Startwert dm am HD-Turbinenaustritt
l_T_ausHD = l_dm_ausHD * dm_ausHD # [m] Startwert Schaufellänge HD-Turbineneintritt
while dm_ausHD - dn - l_T_ausHD > 0.001: # [m] Berechnung dm, l und l/dm (dm-dn-l_T < 0.1% Abweichung)
    l_dm_ausHD += 0.001

    dm_ausHD = (m_THD * v_ausHD * 60 / (pi**2 * l_dm_ausHD * n_max * tan(radians(alpha1))))**(1/3)
    l_T_ausHD = l_dm_ausHD * dm_ausHD

ttHD = [P_iTHD, m_THD, delta_hHD, delta_hsHD, h_ausHD, hs_ausHD, t_ausHD, v_ausHD, alpha1, dm_HD,
        l_dmHD, l_THD, dm_ausHD, l_dm_ausHD, l_T_ausHD, (1 - x) * 100]

```

```

df_THD.loc[turbine]= ttHD

#Berechnung des Niederdruckteils

m_TND = m_THD - m_E # [kg/s] Massenstrom ND Teil
eta_iTND = 0.84 # [-] innerer Wirkungsgrad der ND-Turbine
h_einND = h_ausHD # [kJ/kg] Enthalpie Eintritt ND-Turbine
t_NDi = steam.ph2t(p_ND/10, h_einND) # [°C] Temperatur am Eintritt ND-Turbine
s_NDi = steam.ph2s(p_ND/10, h_einND) # [kJ/kg/K] Entropie am Eintritt ND-Turbine
v_NDi = steam.ph2v(p_ND/10, h_einND) # [m³/kg] spez. Volumen am Eintritt ND-Turbine
hs_ausND = steam.ps2h(p_K/10, s_NDi) # [kJ/kg] Enthalpie Austritt ND-Turbine
hss_ausND = steam.ps2h(p_K/10, s_FD)
h_ausND = h_einND - (h_einND-hs_ausND) * eta_iTND # [kJ/kg] Enthalpie am Austritt ND-Turbine
s_ausND = steam.ph2s(p_K/10, h_ausND) # [kJ/kg/K] Entropie am Eintritt ND-Turbin
P_iTND = m_TND * (h_einND - hs_ausND) * eta_iTND # [kW] Leistung des HD-Turbinenteils
Pges = P_iTHD + Pi + P_iTND # [kW] Gesamtleistung
delta_hND = h_einND - h_ausND # [kJ/kg] Enthalpiegefälle HD-Turbinenteil
delta_hsND = h_einND - hs_ausND # [kJ/kg] Enthalpiegefälle HD-Turbinenteil
t_ausND = steam.ph2t(p_K / 10, h_ausND) # [°C] Turbinenaustrittstemp.

```

```

x = 1
if steam.pt2v(p_K / 10 , t_ausND) == -1:      #[m³/kg] Spez. Volumen am Austritt
    x = 1

    while abs(steam.px2h(p_K / 10, x) - h_ausND) > 0.15:

        x = x - 0.0001

        v_ausND = steam.px2v(p_K / 10, x)

    else:

        v_ausND = steam.pt2v(p_K / 10, x)

dnND = dn*1.3                               #[m] Beschafelungsennendurchmesser ND-Turbineneintritt
dm_ND = dnND *1.3                           #[m] Startwert dm am ND-Turbineneintritt
l_TND = 0.010                               #[m] Startwert Schaufellänge ND-Turbineneintritt
l_dmND = 0.025                              #[-] Startwert l/dm Verhältnis
alpha1 = 20                                #[°] Absolutwinkel LE

while dm_ND - dnND - l_TND > 0.0000001:     #[m] Berechnung dm, l und l/dm (dm-dn-l_T < 0.0001% Abweichung)

    l_dmND += 0.0005
    dm_ND = (m_TND * v_NDi * 60 / (pi**2 * l_dmND* n_max * tan(radians(alpha1))))**(1/3)
    l_TND = l_dmND * dm_ND

```

```

l_dm_ausND = 0.15                           #[-] Startwert l/dm Verhältnis

dm_ausND = dnND*1.3                         #[m] Startwert dm am Turbinenausritt
l_T_ausND = l_dm_ausND * dm_ausND           #[m] Startwert Schaufellänge ND-Turbinenausritt

while dm_ausND - dnND - l_T_ausND > 0.0000001: #[m] Berechnung dm, l und l/dm (dm-dn-l_T < 0.1% Abweichung)
    l_dm_ausND += 0.001

    dm_ausND = (m_TND * v_ausND * 60 / (pi**2 * l_dm_ausND* n_max * tan(radians(alpha1))))**(1/3)

    l_T_ausND = l_dm_ausND * dm_ausND

r_N = dnND/2

r_G = r_N + l_T_ausND

naben_ratio = r_N/r_G
#Hinzufügen der Größen zu Dataframe

ttND = [P_itND, m_TND, delta_hND ,delta_hsND, h_ausND,hs_ausND, t_ausND, v_ausND,alpha1, dm_ND,
        l_dmND, l_TND, dm_ausND, l_dm_ausND, l_T_ausND, (1 - x) *100, naben_ratio]

df_TND.loc[turbine]= ttND

#Epsilon Daten Erweiterung

ex_loss_austritt = (((dm/2)*(n_max*pi/30))**2 / 2000)    #[kJ/kg] Austrittsverlust
h_aust = h_aus + (((dm/2)*(n_max*pi/30))**2 / 2000)     #[kJ/kg] Austrittsenthalpie
t_aust = steam.ph2t(p_G / 10, h_aust)                   #[°C] Turbinenausrittstemp.
etas2 = delta_h / ((h_2 - hs_aus) + ex_loss_austritt)   #[-] Umfangwirkungsgrad der Turbine

```

```

#Hinzufügen der Größen zu Dataframe

epsilon = [h_2t, t_RKt, etas, ex_loss, ex_loss_austritt, h_aust, t_aust, etas2, PI_RG]

df_ebs.loc[turbine]= epsilon

# Schubausgleich

dm_mHD = sqrt((dm_HD**2 + dm_ausHD**2)/2)      #[m] Berechnung dm_mHD (Geometrisches Mittel)
lm_mHD = sqrt((l_THD**2 + l_T_ausHD**2)/2)     #[m] Berechnung lm_mHD (Geometrisches Mittel)
dm_mND = sqrt((dm_ND**2 + dm_ausND**2)/2)     #[m] Berechnung dm_mND (Geometrisches Mittel)
lm_mND = sqrt((l_TND**2 + l_T_ausND**2)/2)     #[m] Berechnung lm_mND (Geometrisches Mittel)
di = dn / 2                                    #[m] Schätzung di Axiallager
nu = 0.6                                       #[-] Durchmesser Verhältnis Axiallager (Annahme)
pzul = 3.5                                     #[N/mm²] zul. Flächenpressung A-Lager (Annahme)
alph = 0.6                                     #[-] Tragflächenanteil (Annahme Traupel)
da = di / nu                                  #[m] Außendurchmesser des Axiallagers
S_A = da**2 * pi * (1 - nu**2) * alph * pzul * k * k / 4  #[N] Kraftaufnahme Axiallager
r_n = dn/2
r_iRG = (d_mRG - l_RG) / 2                    #[m] innerer Radius Regelrad
r_aRG = (d_mRG + l_RG) / 2                    #[m] äußerer Radius Regelrad

```

```

# Schubanteile

S_THD = pascal(p_RK - p_E) * pi * dm_mHD * lm_mHD / 2  #[N] HD-Turbine
S_TND = pascal(p_ND - p_K) * pi * dm_mND * lm_mND / 2  #[N] ND-Turbine
S_K1i = pascal((p_RK )) * pi * (dn/2)**2              #[N] Ausgleichkolben1
S_K2i = pascal((p_K)) * pi * (dn*0.8/2)**2           #[N] Ausgleichkolben2
                                                    #[m] Radius Ausgleichkolben

r_K = sqrt( (S_THD + S_TND - S_A + S_K1i - S_K2i) /
            ( pascal((p_E)) * pi * (1.3**(2) - 1) - pascal((p_K)) * pi * 1.3**2 + pascal((p_RK)) * pi ))

S_Tur = (pascal(p_RK - p_E) * pi * dm_mHD * lm_mHD / 2      #[N] Schub Turbine
        + pascal(p_ND - p_K) * pi * dm_mND * lm_mND / 2)

S_Ko1 = pascal((p_RK)) * pi * (r_K**2 - (dn/2)**2)         #[N] Schub Ausgleichkolben1
S_Ko2 = (pascal((p_E)) * pi * ((r_K*1.3)**2 - (r_K)**2)
        - pascal((p_K)) * pi * ((r_K*1.3)**2 - (r_n*0.8)**2))  #[N] Schub Ausgleichkolben2

#Hinzufügen der Größen zu Dataframe

schub = [dm_mHD, dm_mND, lm_mHD, lm_mND, di, nu, alph, pzul, da,
         r_iRG, r_aRG, 2*r_K, 2*1.2*r_K, k_A, S_Tur/1000, S_Ko1/1000, S_Ko2/1000, S_A/1000]

df_s.loc[turbine]= schub

```

```
#Berechnung der Dichtung
l_k1 = dn * 0.5           #[m] Länge des Ausgleichskolben 1
l_k2 = dn * 0.3           #[m] Länge des Ausgleichskolben 2
Teilung = 0.004           #[m] Teilung zwischen Dichtspitzen
delta1 = 0.85 * (r_k * 2) + 0.25 #[mm] Spalt zwischen Dichtung und Welle/Gehäuse
delta2 = 0.85 * (r_k * 2 * 1.3) + 0.25 #[mm] Spalt zwischen Dichtung und Welle/Gehäuse
z1 = l_k1 / Teilung       #[ - ] Anzahl der Dichtspitzen 1
z2 = l_k2 / Teilung       #[ - ] Anzahl der Dichtspitzen 2
l_dichta = 0.5 * dn       #[m] Länge der Dichtung gegen Umgebung
d_dichta = 0.8 * dn       #[m] Durchmesser an der Dichtung gegen Umgebung
delta3 = 0.85 * (d_dichta ) + 0.25 #[mm] Spalt zwischen Dichtung und Welle/Gehäuse Umgebung
z3 = l_dichta / Teilung   #[ - ] Anzahl der Dichtspitzen Umgebung

#Hinzufügen der Größen zu Dataframe
dichtung =[l_k1,l_k2, Teilung, delta1, delta2, z1, z2,
            l_dichta,d_dichta, delta3, z3, 2*r_k, 2*1.2*r_k ]
df_d.loc[turbine]= dichtung
```

Anhang B

Berechnungsergebnisse

In den folgenden Tabellen sind die Berechnungsergebnisse der Auslegung zusammengefasst. Die Ergebnisse sind die genauen, nicht gerundeten Ergebnisse.

Turbine	G16	G20	G25	G32	G40	G50	G63
Drehzahl [U/min]	16000	12000	10000	8000	6300	5000	4000
max. FD-Druck [bar]	133	133	133	133	133	133	133
max. FD-Temp. [bar]	532	532	532	532	532	532	532
max. Gegen- druck [bar]	6	6	6	6	6	6	6
Beschaufelungs- Nenn Durchmesser [mm]	160	200	250	320	400	500	630
FD-Menge [kg/s]	5	7,81	12,21	19,07	29,08	46,57	72,76

Berechnungsergebnisse

Regelstufe:							
Δh_{sLE} [kJ/kg]	117,63	123,89	127,07	129,88	129,88	129,88	129,88
Δh_{LE} [kJ/kg]	110,57	116,46	119,44	122,09	122,09	122,09	122,09
Δh_{sLA} [kJ/kg]	16,25	13,84	12,59	11,46	11,46	11,46	11,46
Δh_{LA} [kJ/kg]	10,84	8,37	7,09	5,94	5,94	5,94	5,94
Δh [kJ/kg]	121,41	124,83	126,53	128,03	128,03	128,03	128,03
Δh_s [kJ/kg]	133,87	137,73	139,65	141,35	141,35	141,35	141,35
a_u [kJ/kg]	113,01	115,98	117,46	118,75	118,75	118,75	118,75
η_u [-]	0,84	0,84	0,84	0,84	0,84	0,84	0,84
h_{FD} [kJ/kg]	3420,47	3420,47	3420,47	3420,47	3420,47	3420,47	3420,47
s_{FD} [kJ/(kgK)]	6,54	6,54	6,54	6,54	6,54	6,54	6,54
h_{1s} [kJ/kg]	3286,59	3282,74	3280,81	3279,12	3279,12	3279,12	3279,12
h_1 [kJ/kg]	3299,06	3295,64	3293,93	3292,44	3292,44	3292,44	3292,44
p_{RK} [bar]	87,85	86,76	86,22	85,74	85,74	85,74	85,74
t_{RK} [°C]	464,43	462,51	461,55	460,71	460,71	460,71	460,71
v_{RK} [m ³ /kg]	0,035	0,035	0,035	0,035	0,035	0,035	0,035
P_u [kW]	565,04	906,09	1433,80	2264,98	3539,03	5529,73	8640,20
P_i [kW]	455,28	731,41	1158,43	1831,42	2861,60	4471,25	6986,33
R_{km} [-]	0,10	0,07	0,06	0,05	0,05	0,05	0,05
d_{mRG} [mm]	298	398	477	597	758	955	1194
l_{RG} [mm]	15	15	15	15	15,2	19,1	23,9
ϵ [-]	0,07	0,08	0,1	0,13	0,15	0,15	0,15
Geschwindigkeits- dreieck:							
c_1 [m/s]	470,25	482,62	488,76	494,14	494,14	494,14	494,14
c_{u1} [m/s]	452,04	463,92	469,83	475	475	475	475
c_2 [m/s]	129,62	133,03	134,72	136,2	136,2	136,2	136,2
c_{u2} [m/s]	0	0	0	0	0	0	0
w_1 [m/s]	240,04	251,91	257,83	263,01	263,01	263,01	263,01
w_{u1} [m/s]	202,04	213,92	219,83	225	225	225	225
w_2 [m/s]	281,60	283,19	283,99	284,70	284,70	284,70	284,70
w_{u2} [m/s]	-250	-250	-250	-250	-250	-250	-250
c_m [m/s]	129,62	133,03	134,72	136,20	136,20	136,20	136,20
β_1 [°]	32,68	31,88	31,50	31,19	31,19	31,19	31,19
β_2 [°]	27,41	28,02	28,32	28,58	28,58	28,58	28,58

Berechnungsergebnisse

Turbinen- auslegung:							
\dot{m}_T [kg/s]	4,75	7,42	11,60	18,12	28,31	44,24	69,12
Δh [kJ/kg]	530,68	527,57	526,02	524,66	524,66	524,66	524,66
h_2 [kJ/kg]	2768,38	2768,07	2767,91	2767,78	2767,78	2767,78	2767,78
Δh_s [kJ/kg]	631,76	628,06	626,22	624,60	624,60	624,60	624,60
h_{2s} [kJ/kg]	2667,30	2667,58	2667,72	2667,84	2667,84	2667,84	2667,84
t_{aus} [°C]	163,85	163,72	163,65	163,60	163,60	163,60	163,60
v_{aus} [m ³ /kg]	0,32	0,32	0,32	0,32	0,32	0,32	0,32
$d_{m_{ein}}$ [mm]	167	209	260	333	415	520	653
$\frac{l}{dm}$ Eintritt [-]	0,038	0,04	0,037	0,037	0,038	0,038	0,038
l_{ein} [mm]	6,3	8,5	10,3	12,3	15,7	19,8	24,5
$d_{m_{aus}}$ [mm]	200	253	314	397	498	622	781
$\frac{l}{dm}$ Austritt [-]	0,2	0,2	0,2	0,2	0,2	0,2	0,2
l_{aus} [mm]	39,6	51,8	63,0	76,7	97,0	122	151,5
d_{m_m} [mm]	184	232	288	367	458	574	720
l_{m_m} [mm]	28,4	37,1	45,2	54,9	69,5	87,4	108,5
Schubausgleich:							
d_i [mm]	80	100	125	160	200	250	315
d_a [mm]	133,3	166,6	208,3	266,6	333,3	416,6	525
ν [-]	0,6	0,6	0,6	0,6	0,6	0,6	0,6
α [-]	0,6	0,6	0,6	0,6	0,6	0,6	0,6
p_{zul} [N/mm ²]	3,5	3,5	3,5	3,5	3,5	3,5	3,5
d_{AK} [mm]	182	229	285	361	453	566	711
S_T [kN]	67,2	109,15	163,99	252,18	398,78	627,87	978,05
S_{AK} [kN]	48,42	79,83	118,17	177,12	281,50	444,61	687,10
S_{AL} [kN]	18,77	29,32	45,81	75,06	117,3	183,26	290,94

Berechnungsergebnisse

Dichtung:							
l_{AK1} [mm]	80	100	125	160	200	250	315
t [mm]	8	8	8	8	8	8	8
δ_{AK1} [mm]	0,42	0,47	0,51	0,58	0,66	0,77	0,90
z_{AK1} [-]	20	25	31,25	40	50	62,5	78,75
l_{Umg} [mm]	80	100	125	160	200	250	315
d_{Umg} [mm]	128	160	200	256	320	400	504
δ_{Umg} [mm]	0,36	0,39	0,42	0,47	0,52	0,59	0,68
z_{Umg} [-]	20	25	31,25	40	50	62,5	78,75

Tabelle B.1: Berechnungsergebnisse Gegendruckturbine

Entnahme-Kondensationsturbine

Turbine	VE20	VE25	VE32	VE40	VE50	VE63	VE80
Drehzahl [U/min]	14000	12000	10000	8000	6300	5000	4000
max. FD-Druck [bar]	133	133	133	133	133	133	133
max. FD-Temp. [bar]	532	532	532	532	532	532	532
Entnahmedruck [bar]	6	6	6	6	6	6	6
Beschaufelungs- Nenndurchmesser [mm]	200	250	320	400	500	630	800
FD-Menge [kg/s]	5	7,81	12,21	19,07	29,08	46,57	72,76
Entnahmemenge [kg/s]	1,5	2,34	3,66	5,72	8,94	13,97	21,83

Berechnungsergebnisse

Regelstufe:							
Δh_{sLE} [kJ/kg]	120,74	123,89	127,07	129,88	129,88	129,88	129,88
Δh_{LE} [kJ/kg]	113,50	116,46	119,44	122,09	122,09	122,09	122,09
Δh_{sLA} [kJ/kg]	15,06	13,84	12,59	11,46	11,46	11,46	11,46
Δh_{LA} [kJ/kg]	9,62	8,37	7,09	5,94	5,94	5,94	5,94
Δh [kJ/kg]	123,12	124,83	126,53	128,03	128,03	128,03	128,03
Δh_s [kJ/kg]	135,80	137,73	139,65	141,35	141,35	141,35	141,35
a_u [kJ/kg]	114,50	115,98	117,46	118,75	118,75	118,75	118,75
η_u [kJ/kg]	0,84	0,84	0,84	0,84	0,84	0,84	0,84
h_{FD} [kJ/kg]	3420,47	3420,47	3420,47	3420,47	3420,47	3420,47	3420,47
s_{FD} [kJ/(kgK)]	6,54	6,54	6,54	6,54	6,54	6,54	6,54
h_{1s} [kJ/kg]	3284,66	3282,74	3280,81	3279,12	3279,12	3279,12	3279,12
h_1 [kJ/kg]	3297,35	3295,64	3293,93	3292,44	3292,44	3292,44	3292,44
p_{RK} [kJ/kg]	87,30	86,76	86,22	85,74	85,74	85,74	85,74
t_{RK} [°C]	463,47	462,51	461,55	460,71	460,71	460,71	460,71
v_{RK} [m ³ /kg]	0,035	0,036	0,036	0,036	0,036	0,036	0,036
P_u [kW]	572,48	906,09	1433,80	2264,98	3539,03	5529,73	8640,20
P_i [kW]	461,70	731,41	1158,43	1831,42	2861,60	4471,25	6986,33
R_{km} [-]	0,08	0,07	0,06	0,05	0,05	0,05	0,05
d_{mRG} [mm]	341	398	477	597	758	955	1194
l_{RG} [mm]	15	15	15	15	15,2	19,1	23,9
ϵ [-]	0,06	0,08	0,1	0,13	0,15	0,15	0,15
Geschwindigkeits- dreieck:							
c_1 [m/s]	476,44	482,62	488,76	494,14	494,14	494,14	494,14
c_{u1} [m/s]	457,99	463,92	469,83	475	475	475	475
c_2 [m/s]	131,33	133,03	134,72	136,2	136,2	136,2	136,2
c_{u2} [m/s]	0	0	0	0	0	0	0
w_1 [m/s]	245,98	251,91	257,83	263,01	263,01	263,01	263,01
w_{u1} [m/s]	207,99	213,92	219,83	225	225	225	225
w_2 [m/s]	282,39	283,19	283,99	284,70	284,70	284,70	284,70
w_{u2} [m/s]	-250	-250	-250	-250	-250	-250	-250
c_m [m/s]	131,33	133,03	134,72	136,20	136,20	136,20	136,20
β_1 [°]	32,27	31,88	31,50	31,19	31,19	31,19	31,19
β_2 [°]	27,71	28,02	28,32	28,58	28,58	28,58	28,58

Berechnungsergebnisse

HD-Turbine:							
\dot{m}_T [kg/s]	4,75	7,42	11,60	18,12	28,31	44,24	69,12
Δh [kJ/kg]	529,12	527,57	526,02	524,66	524,66	524,66	524,66
h_2 [kJ/kg]	2768,22	2768,07	2767,91	2767,78	2767,78	2767,78	2767,78
Δh_s [kJ/kg]	629,91	628,06	626,22	624,60	624,60	624,60	624,60
h_{2s} [kJ/kg]	2667,44	2667,58	2667,72	2667,84	2667,84	2667,84	2667,84
t_{aus} [°C]	163,78	163,72	163,65	163,60	163,60	163,60	163,60
v_{aus} [m ³ /kg]	0,32	0,32	0,32	0,32	0,32	0,32	0,32
$d_{m_{ein}}$ [mm]	159	194	240	300	377	473	591
$\frac{l}{dm}$ Eintritt [-]	0,051	0,051	0,051	0,051	0,051	0,051	0,051
l_{ein} [mm]	8,0	9,8	12,1	15,2	19,1	23,9	29,9
$d_{m_{aus}}$ [mm]	229	280	345	431	542	679	849
$\frac{l}{dm}$ Austritt [-]	0,15	0,15	0,15	0,15	0,15	0,15	0,15
l_{aus} [mm]	34,6	42,2	52,1	65,1	81,8	102,5	128,2
d_{mm} [mm]	197	241	297	372	467	585	731
l_{mm} [mm]	25,1	30,7	37,8	47,3	59,4	74,4	93,1
ND-Turbine:							
\dot{m}_T [kg/s]	3,25	5,08	7,93	12,40	19,37	30,27	47,29
Δh [kJ/kg]	478	477,97	477,94	477,91	477,91	477,91	477,91
h_3 [kJ/kg]	2290,22	2290,10	2289,97	2289,87	2289,87	2289,87	2289,87
Δh_s [kJ/kg]	569,05	569,01	568,97	568,94	568,94	568,94	568,94
h_{3s} [kJ/kg]	2199,17	2199,05	2198,94	2198,84	2198,84	2198,84	2198,84
t_{aus} [°C]	53,97	53,97	53,97	53,97	53,97	53,97	53,97
v_{aus} [m ³ /kg]	8,72	8,72	8,72	8,72	8,72	8,72	8,72
$d_{m_{ein}}$ [mm]	276	343	438	547	683	862	1092
$\frac{l}{dm}$ Eintritt [-]	0,059	0,056	0,051	0,051	0,052	0,051	0,049
l_{ein} [mm]	16,3	19,2	22,1	27,6	35,2	43,5	53,0
$d_{m_{aus}}$ [mm]	437	538	672	840	1053	1322	1662
ν Austritt [-]	0,42	0,43	0,45	0,45	0,45	0,45	0,46
l_{aus} [mm]	177	213	256	320	403	504	623
$(1 - x)$ [%]	13	13	13	13	13	13	13
d_{mm} [mm]	365	451	567	709	888	1116	1406
l_{mm} [mm]	12,6	15,1	18,2	22,71	28,6	35,8	44,2

Schubausgleich:							
d_i [mm]	100	125	160	200	250	315	400
d_a [mm]	166,6	208,3	266,6	333,3	416,6	525	666
ν [-]	0,6	0,6	0,6	0,6	0,6	0,6	0,6
α [-]	0,6	0,6	0,6	0,6	0,6	0,6	0,6
p_{zul} [N/mm ²]	3,5	3,5	3,5	3,5	3,5	3,5	3,5
d_{AK1} [mm]	221	274	347	434	543	684	864
d_{AK2} [mm]	265	329	417	521	652	821	1037
S_T [kN]	105,41	156,34	236,22	367,91	581,02	912,53	1424,13
S_{AK1} [kN]	60,87	87,09	123,56	191,88	305,70	475,87	722,08
S_{AK2} [kN]	15,22	23,45	37,60	58,74	92,05	145,71	232,91
S_{AL} [kN]	29,32	45,81	75,06	117,3	183,26	290,94	469,14
Dichtung:							
l_{AK1} [mm]	100	125	160	200	250	315	400
l_{AK2} [mm]	60	75	96	120	150	189	240
t [mm]	8	8	8	8	8	8	8
δ_{AK1} [mm]	0,44	0,49	0,55	0,62	0,72	0,84	0,99
δ_{AK2} [mm]	0,50	0,56	0,64	0,73	0,86	1,01	1,21
z_{AK1} [-]	25	31,25	40	50	62,5	78,75	100
z_{AK2} [-]	15	18,75	24	30	37,50	47,25	60
l_{Umg} [mm]	100	125	160	200	250	315	400
d_{Umg} [mm]	160	200	256	320	400	504	640
δ_{Umg} [mm]	0,39	0,42	0,47	0,52	0,59	0,68	0,79
z_{Umg} [-]	25	31,25	40	50	62,5	78,75	100

Tabelle B.2: Berechnungsergebnisse Entnahme-Kondensationsturbine