

Diplomarbeit

**MACHBARKEITSSTUDIE FÜR EINE GASTURBINE
MIT WASSEREINDÜSUNG ZWISCHEN
VERDICHTERAUSTRITT UND
BRENNKAMMEREINTRITT**

ausgeführt am Institut für
Thermische Turbomaschinen und Energieanlagen
der Technischen Universität Wien

unter der Anleitung von

Hans-Ulrich Frutschi, Alstom Power (CH)
o. Univ.Prof.Dr. Hermann Haselbacher, TU Wien

durch

Artur Wasicek
Lederergasse 6
4100 Ottensheim

Wien, im April 2003

Vorwort

Diese Arbeit entstand als Zusammenarbeit zwischen dem Institut für thermische Turbomaschinen an der TU-Wien und Alstom Power in Baden, Schweiz. Ich möchte mich für die Unterstützung und die freundliche Aufnahme, die ich dort bei allen Mitarbeitern gefunden habe, herzlich bedanken. Mein besonderer Dank gilt Herrn H.U. Frutschi (Alstom) sowie o.Univ.Prof. Dr. H. Haselbacher (TU), deren Betreuung zum Entstehen dieser Arbeit maßgeblich beigetragen hat.

Mein Dank gilt ebenso meinen Eltern, die mir das Studium ermöglicht haben.

Index

1	ALLGEMEINES	8
1.1	Einleitung	8
1.2	Motivation	8
1.3	Bestehende Prozesse (STIG - Kombiprozess)	9
1.4	Aufgabenstellung	9
1.5	Vorgangsweise	9
2	GEÄNDERTE BETRIEBBEDINGUNGEN	11
2.1	Einfluss der Umgebungstemperatur	11
2.2	Einfluss von Wasser	15
2.3	Leistungsbetrachtung	17
2.4	Allgemeines	17
2.4.1	Strömungszustände in der Turbine	17
2.4.2	Die Pumpgrenze	20
2.4.3	Festgehaltenes P_i	21
2.4.4	Das optimale P_i	21
2.4.5	Bemessung der Dampfröhrlleitung	23
3	ERHÖHUNG DES WASSERMASSENSTROMS	24
3.1	Verkleinerung des Verdichters	24
3.1.1	Allgemeines	24
3.1.2	ACM-Modell	25
3.1.3	Vereinfachtes Modell	28
3.1.4	Spezielle Leistungsbetrachtung (I)	31
3.1.5	Allgemeines	32
3.2	Vergrößerung der Turbine	34
3.2.1	Änderungen	34
3.2.2	Ergebnis	35
3.2.3	Leistungsbetrachtung	36
3.3	Der Abhitzeprozess	37
3.3.1	Allgemeines	37
3.3.2	Modellbildung	38
3.3.3	Ergebnis	39
3.3.4	Spezielle Leistungsbetrachtung (II)	41
3.4	Gültigkeit des Berechnungsmodells	42

4	NEUDIMENSIONIERUNG DER TURBINE	45
4.1	Die Turbinenstufe	46
4.1.1	Bezeichnungen	46
4.1.2	Symbole und Indices	47
4.1.3	Umrechnen der Größen	48
4.2	Auslegungsdaten	49
4.2.1	Wichtige Kennzahlen	49
4.2.1.1	Reaktionsgrad	49
4.2.1.2	Druckzahl	50
4.2.1.3	Lieferzahl	50
4.3	Auslegung ähnlicher Maschinen	51
4.3.1	Geometrische Ähnlichkeit	52
4.3.2	Änderung der Drehzahl	53
4.3.3	Änderung der Axialgeschwindigkeit	54
4.4	Grobauslegung der ersten Stufe	55
4.4.1	Voraussetzungen	56
4.4.2	Axialgeschwindigkeit	56
4.4.3	Kanalgeometrie	56
4.4.4	Druckverhältnis	56
4.4.5	Energiegleichungen	56
4.4.6	Machzahlen	57
4.4.7	Geschwindigkeitsdreiecke	58
4.4.8	Umfangsarbeit	58
4.4.9	Optimierung	58
4.4.10	Allgemeines	60
4.5	Profilentwurf	60
4.6	Festigkeitsprüfung	63
4.6.1	Beanspruchung durch die Fliehkraft	63
4.6.2	Beanspruchung durch Gaskräfte	64
4.6.3	Thermische Belastung	69
4.6.4	Zusammenfassung	71
4.7	Weiterführendes	72
4.7.1	Absenken der Drehzahl - Splitshaft-Anordnung	72
4.7.2	Doppelflutige Anordnung	74
4.7.3	Ergebnis	75
5	AUSBLICK	76
5.1	Effizienz der Fremdwärme	76

6 ANHANG	79
6.1 Häufige Begriffe und Definitionen	79
6.2 Aspen Customer Modeler (ACM)	84
6.2.1 Der Verdichter	84
6.2.2 Die Brennkammer	86
6.2.3 Die Turbine	86
6.3 Vereinfachtes Modell	88
6.3.1 Voraussetzungen	88
6.3.2 Abänderung der einzelnen Komponenten	88
6.3.3 Energiebilanz	89
6.3.4 Turbinenmodell	93
6.4 Dampftafel (überhitzter Dampf)	95
6.5 Literaturverzeichnis	96
6.6 Tabellenverzeichnis	97
6.7 Bilderverzeichnis	97

Indices und Abkürzungen

Formelzeichen:

a	Schallgeschwindigkeit
a	engster Querschnitt
A	Querschnitt
b	Breite
c	Absolutgeschwindigkeit
c_p	spezifische Wärmekapazität
d	Durchmesser
f	Fläche
G	Generator
h	Enthalpie
H	Heizwert
k	Verhältnis
	Radius/Nabenradius
L	stöchiometrisches
	Verbrennungsverhältnis
m	Masse
\dot{m}	sekundlicher Massenstrom
M	Molmasse
M	Moment
n	Molanzahl
n	Polytropenexponent
n	Drehzahl
p	Druck
P	Leistung
\dot{Q}	Wärmestrom
r	Radius
R	spezifische Gaskonstante
R	Reaktionsgrad
\mathfrak{R}	universelle Gaskonstante
S	Entropie
S	Sehnenlänge
t	Teilung
T	Temperatur
Ü	Überhitzer
v	spezifischen Volumen
v	Geschwindigkeit
V	Volumen
V	Verdampfer
w	spezifische Nutzarbeit
w	Relativgeschwindigkeit
x	% Erhöhung Volumenstroms
y	Molanteil
y	spez. Stutzenarbeit
y	% Erhöhung
	Axialgeschwindigkeit.
z	Schaufelzahl
ECO	Economizer
EXP	ê (Eurlerzahl) "hoch"...
HP	Hochdruck-
LP	Niederdruck-
Ma	Machzahl
MK	Mischkondensator
Re	Reynoldszahl
ST	Stantonzahl

Griechische Zeichen:

α	absoluter Strömungswinkel
α	Wärmeübergangszahl
β	relativer Strömungswinkel
γ	allgemeiner Winkel
ρ	Dichte
σ	Spannung
φ	relative Luftfeuchtigkeit
φ	Lieferzal
ε	Wasser/Luft-Verhältnis
η	Wirkungsgrad
κ	isentropenexponent
λ	Luftüberschuss
ν	kinematische Viskosität
ω	Winkelgeschwindigkeit
Π	Druckverhältnis
Δ	Differenz
Ω	Wasser/Brennstoff-Verhältnis
Ψ	Druckzahl

Indices

0 Auslegungspunkt
1,2,... Rechnungspunkte
' Leitrad
' ' Laufrad
i Laufvariable

a aussen
B Brennstoff
C Verdichter
E Randfaserabstand
E bezogen auf
Fremdmassenstrom
G Abgas
I innen
K Kühlluft
K Kombianlage
L Luft
m mittlerer
m marginal
m meridian
N Nabe
p polytrop
r relativ
s isentrop
S Spitze
T Turbine
t total
u Umfang
u Umgebung
w Wasser
W Widerstandsmoment
z axial
w relativ
z axial

z Zug

aus Austritt
ab abgegeben
BK Brennkammer
CH₄ Methan
DP Dampfprozess
ein Eintritt
Fuel Brennstoff
GT Gasturbine
ges Gesamt
HOT Hotgas
HP Hochdruck
H₂O Wasser
irr irreversibel
KS Stator Kühlung
KR Rotor Kühlung
LP Niederdruck
mix Mischung
min Minimum
max Maximum
res Resultierend
red Reduziert
TIT TIT
TB Turbine
zu zugeführt

1 ALLGEMEINES

1.1 Einleitung

Ziel der vorliegenden Diplomarbeit ist die Untersuchung der Auswirkung des Einsatzes von Wasser/Wasserdampf in einer Kombianlage (combined cycle). Als Ausgangsbasis dient die bereits mehrfach erfolgreich realisierte Kombianlage KA13E der Firma Alstom-Power.

Es handelt sich dabei um eine Anlage, die aus einer Gasturbinen des Typs GT13E2 besteht, und deren Abgaswärme in einem nachgeschalteten Dampfprozess genutzt wird.

Die GT13E2 ist eine einwellige 50Hz Gasturbine mit 160MW bis 170MW Nennleistung, die je nach Ausführung sowohl einzeln, als auch als Kombianlage Verwendung findet. Ihr Betriebsbereich reicht von -20°C bis $+50^{\circ}\text{C}$ Umgebungstemperatur. Die Gasturbine ist primär für Erdgas konzipiert, kann aber auch mit Öl (Diesel) im Backup-System betrieben werden. Ihr wirtschaftlicher Einsatzbereich reicht von Teillast bis Dauervollast.

1.2 Motivation

Das weltweit hohe Niveau und der rapide Anstieg des Verbrauches fossiler Brennstoffreserven und der damit verbundene CO_2 -Ausstoss sind seit Jahren Gegenstand heftiger Diskussionen. Auch wenn sich gegenwärtig hochindustrialisierte Länder wie die USA immer noch weigern, ihren exorbitanten Primärenergieverbrauch einzudämmen und so internationale Lösungen blockieren, wird man mittel- bis langfristig wohl nicht darum herumkommen, praktikable und wirtschaftliche Konzepte zu finden und zu realisieren.

Auch im Verbund mit einem Ausstieg aus der Atomenergie wird der Ruf nach sauberen und erneuerbaren Energien laut.

Die heute einzige im großen Stil genutzte erneuerbare Energie ist die Wasserkraft. Sie hat sich im technischen Einsatz erfolgreich bewährt und stellt nach wie vor die kostengünstigste Möglichkeit dar, elektrische Energie zu produzieren, jedoch sind ihre Potentiale vor allem im dichtbesiedelten, europäischen Raum weitgehend ausgeschöpft.

Für die Alternativen sind gute Ansätze schwierig, vor allem wegen ihrer geringen Leistungsdichte und der großen Abhängigkeit von Umwelteinflüssen. In vorderster Reihe sind hier wohl die Solar- und Windkraftwerke zu sehen, neben Gezeiten-, Biomasse- oder Thermalkraftwerken.

Gerade bei den zurzeit populären Solarkraftwerken ist eine sehr starke Tages- und Witterungsabhängigkeit gegeben. Bei diesen Kraftwerken macht es Sinn, sie mit herkömmlichen Kraftwerken zu kombinieren, um so alle Vorteile optimal auszunützen.

Man kann auf diese Art und Weise mit Hilfe der Sonne Wasser verdampfen, eventuell sogar überhitzen, und anschließend in einen Kombiprozess integrieren. Ein effizienter Ausgleich der Strahlungsschwankungen, bei gleichzeitiger Erzeugung respektabler Mengen Strom, wird so möglich. Zudem spart man mit jeder Stunde Sonnenschein wertvollen Brennstoff und trägt aktiv zu einer ressourcenschonenden Nutzung der Primärenergien und einer Reduzierung der Emissionen bei.

Sinn dieser Arbeit ist es, die Auswirkungen einer solchen Kombination auf die Prozessparameter der Anlage, zu untersuchen.

1.3 Bestehende Prozesse (STIG - Kombiprozess)

Es gibt bereits Konzepte wie Partial-STIG oder Full-STIG, bei denen der Dampf mit der Abwärme des GT-Abgasmassenstroms erzeugt und dann im GT-Prozess integriert wird. Solche Anlagen haben nur eine Turbine, die der Gasturbine (GT), und der erzeugte Dampf wird nach der Eindüsung gemeinsam mit den Abgasen ebenfalls dort entspannt und trägt so im Wärmetauscher selbst wieder zur Erzeugung von frischem Dampf bei. Nach dem Wärmeaustausch wird die restliche Abgaswärme an die Umgebung abgegeben.

Im Vergleich dazu geben bei einer Kombianlage die Abgase der GT über einen Wärmetauscher ihre restliche Energie an einen separat geführten Dampfprozess (DP) ab. Dieser DP hat eigene Verdampfer, Überhitzer und eine separate Hoch- bzw. Niederdruckturbine. Der Vorteil eines reinen Dampfprozesses liegt in dem größeren möglichen Druckgefälle, das abgearbeitet werden kann, weil das untere Ende der Entspannung beim wesentlich niedrigeren Siededruck des Wassers (annähernd Vakuum) liegt, im Vergleich zum Umgebungsdruck bei einer GT bzw. einer STIG Anlage.

Die Vorteile des STIG Prozesses ergeben sich aus einer kompakten, kostengünstigen Bauweise, denn außer einem Wärmetauscher und Möglichkeiten zur Einleitung des Dampfes ist weiter nicht viel notwendig. Die Nachteile sind ein geringerer Wirkungsgrad und die Notwendigkeit ständiger Frischwasseraufbereitung für den Verdampfer, denn der Dampf geht nach dem Durchlaufen der Turbine und des Wärmetauschers verloren.

1.4 Aufgabenstellung

Anders als bei den bestehenden Konzepten für die STIG, verfolgt diese Arbeit die Idee von Dampf, der aus der Abhitze eines von der GT unabhängigen Prozesses erzeugt wird. Die Art und Weise dieses Fremdprozesses ist nicht näher spezifiziert, ebenso wenig die Menge und Qualität des Dampfes.

Die Beimischung erfolgt wie bei der STIG stromab des Verdichters. Die Gase durchlaufen die Brennkammer, die Turbine und den Wärmetauscher für den Kombiprozess und werden anschließend an die Umwelt abgegeben.

Hauptaugenmerk der Arbeit liegt dabei auf dem Verhalten der GT13E2, beim Dampfprozess wurde lediglich die Mehrleistung aufgrund der höheren Abgasmenge und Abgastemperatur betrachtet.

Ziel der Untersuchungen ist es, den Dampfanteil auf 100% der Ansaugmenge des Verdichters zu erhöhen. 100% entsprechen somit gleichem Wasser- und Verdichtermassenstrom.

Da es für den Dampf selbst egal ist, auf welche Art und Weise er erzeugt wird, können selbstverständlich alle erarbeiteten Ergebnisse, abgesehen von solaren, auch im Verbund mit anderen Prozessen, bei denen genügend Abwärme bei geeigneter Temperatur zur Dampferzeugung zur Verfügung steht, gesehen werden.

1.5 Vorgangsweise

Der erste Teil umfasst einen allgemeinen Überblick über das Verhalten einer Gasturbine unter veränderten Betriebsbedingungen. Hauptaugenmerk ist dabei die Änderung der Umgebungstemperatur in einem Bereich von -15°C bis $+30^{\circ}\text{C}$ sowie der Einfluss von kleineren Mengen Wasser und die damit verbundenen Probleme. Die dafür nötigen Berechnungen wurden an einem firmeneigenen Modell durchgeführt.

Im zweiten Teil werden die Grenzen des bestehenden Modells ausgelotet und, um die vorgegebene Zielsetzung zu erreichen, wird ein neues, vereinfachtes

Modell entworfen. Zu untersuchen sind zwei voneinander unabhängige Richtungen, jeweils ausgehend von der bestehenden GT13E2: Einerseits eine Verkleinerung des Verdichters unter Beibehaltung der Turbine und andererseits eine Vergrößerung der Turbine unter Verwendung des Originalverdichters.

Da eigentlich die Kombianlage KA13E die Grundlage der Untersuchungen bildet, werden die Auswirkungen beider Richtungen auch in Hinblick auf einen Kombiprozess beleuchtet. Das Hauptaugenmerk liegt dabei auf den geänderten Leistungsdaten.

Zuletzt wird im dritten Teil der Versuch unternommen, die Auswirkungen des doppelten Massenstroms, in Bezug auf die mechanischen und thermischen Belastungen der ersten Turbinenstufe, konkret zu erfassen. Mit den so gewonnenen Daten kann eine Abschätzung der nötigen baulichen Änderungen und der geänderten Zeitfestigkeiten erfolgen.

Im Anhang an diese Arbeit findet sich eine Zusammenfassung der wichtigsten Begriffe und Definitionen, um am Gebiet der thermischen Turbomaschinen weniger versierten Personen das Verständnis der Arbeit zu erleichtern.

2 GEÄNDERTE BETRIEBBEDINGUNGEN

Betrachtet man die Spezifikationen einer Gasturbine, so gelten diese für eine spezielle Umgebung, die sogenannten ISO-Bedingungen:

Temperatur: 15°C
Druck: 1.013 bar
rel. Luftfeuchte: 60%
sowie keine Druckverluste am Verdichtereintritt und nach dem Turbinenaustritt (z.B. Kamin,...).

Unterscheiden sich die tatsächlichen Betriebsbedingungen von den ISO-Bedingungen, ändert sich das Betriebsverhalten der Gasturbine, im speziellen jenes von Verdichter und Turbine.

Für die Berechnungen wurde in erster Linie das firmeneigene ACM (Aspen Customer Modeler) Modell der GT13E2 verwendet. Eine Beschreibung des Modells befindet sich im Anhang (6.2). Für die Analyse und Erklärung der damit gewonnenen Daten wird auf vereinfachte Gesetze zurückgegriffen. Der Index 0 kennzeichnet Variablen im Auslegungspunkt unter ISO-Bedingungen.

Für die von Hand gerechneten Teile gelten folgende Vereinfachungen:

- Massenstrom $\dot{m} = \dot{m}_c$ (Vernachlässigung des Brennstoffmassenstroms, kein Abzweigen von Kühlluft (ungekühlte Turbine))
- keine Druckverluste zwischen Verdichteraus- und Turbineneintritt
- ideales Gas
- konstante Brennkammertemperatur ($T/T_0=1$ am Turbineneintritt)
- $R/R_0=1$ (Rechnungen um den Auslegungspunkt, vernachlässigbare Veränderung der Gaszusammensetzung am Turbineneintritt)

2.1 Einfluss der Umgebungstemperatur

Im Rahmen dieser Diplomarbeit wird ein Temperaturintervall von -15°C bis +30°C behandelt.

Verdichter

Steigt die Umgebungstemperatur, muss - bei gleichem Druck - die Dichte abnehmen. Der Verdichter seinerseits saugt stets in etwa einen konstanten Volumenstrom an, wodurch der Massenstrom indirekt proportional mit der Temperatur absinkt.

$$\dot{m}_c(T_u) = \frac{p_0 \dot{V}_0}{R_0 T_u} \quad (\text{ideales Gasgesetz}) \quad (2.1)$$

Für den Leistungsbedarf des Verdichters gilt:
(Indices: 1...Eintritt, 2...Austritt; Arbeit pos. gezählt)

$$y = h_2 - h_1 + \frac{c_2^2 - c_1^2}{2} = h_{2t} - h_{1t} \quad \text{bzw. mit } c_1 \approx c_2 \quad (2.2)$$

$$y = h_2 - h_1 \quad (2.3)$$

y beträgt in unserem Fall ~380 kJ/kg. Der am Gas verrichteten Arbeit entspricht eine Enthalpieerhöhung und entsprechend c_p eine Temperaturerhöhung.

$$dh = c_p dT \quad \text{also} \quad \Delta h = c_p \Delta T \quad (\text{für } c_p = \text{konst.}) \quad (2.4)$$

Im Idealfall erfolgt die Druckerhöhung ohne Wärmeaustausch (adiabat) und reversibel. Dann gilt

$$h_{2s} - h_{1s} = \frac{\kappa}{\kappa - 1} R_1 T_1 \left[\left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} - 1 \right] \quad (2.5)$$

Für die tatsächlich notwendige Verdichterleistung wird diese Formel um den polytropen Wirkungsgrad erweitert:

$$h_2 - h_1 = c_p T_1 \left[\left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{R}{c_p \eta_p}} - 1 \right] \quad (2.6)$$

Brennkammer

Die Brennkammertemperatur einer Gasturbine ist durch die maximal verträgliche Eintrittstemperatur in die erste Turbinenstufe begrenzt und wird konstant gehalten ($T = T_0$). Bei höheren Umgebungstemperaturen steigt auch die Verdichteraustrittstemperatur und wegen der konstanten Brennkammer= austrittstemperatur sinken die Aufwärmspanne und der spezifische Brennstoffbedarf.

Turbine

Kennt man den in die Turbine eintretenden Massenstrom, lässt sich mit Hilfe des Kegelgesetzes das Druckverhältnis bestimmen (Kegelgesetz siehe Anhang 6.1).

$$\frac{p}{p_0} = \frac{\dot{m}}{\dot{m}_0} \sqrt{\frac{R T}{R_0 T_0}} \quad (2.7)$$

(p und \dot{m} entsprechen dem Druck und dem Massenstrom am Turbineneintritt (unter Berücksichtigung der vorausgesetzten Vereinfachungen))

Ergebnis

Mit einer numerischen Auswertung der Formeln im vorgegebenen Intervall erhält man folgende Daten für den Verdichter:

Fixwerte:

$\dot{V}_0 = 426.5 \text{ m}^3/\text{s}$, $p_0 = 1.013 \text{ bar}$, $R = 286.7 \text{ kJ/kgK}$, $c_p = 1.04 \text{ kJ/kgK}$, $p_2 = 15.6 \text{ bar}$, $\eta_p = 0.92$

T_u (°C)	-15	-7,5	0	7,5	15	22,5	30
\dot{m} (kg/s)	583,78	567,30	551,72	536,98	523,00	509,73	497,12
p/p_0 (l)	17,41	16,92	16,46	16,02	15,60	15,20	14,83
Δh (kJ/kg)	361,10	366,05	370,90	375,64	380,29	384,83	389,29

Tab. 2.1: Parameter bei geänderter Umgebungstemperatur

Eine Auswertung der Ergebnisse, bezogen auf 15°C, zeigt folgende Tendenzen:

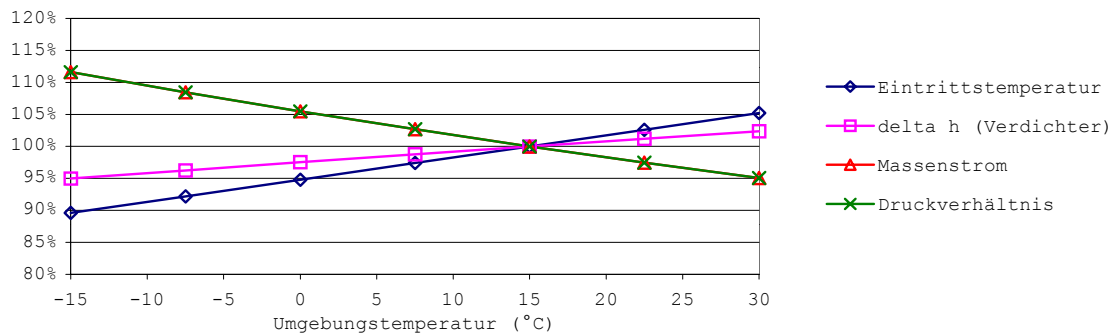


Abb. 2.1: Abhängigkeit verschiedener Parameter von der Umgebungstemperatur

Es zeigt sich ein gegenläufiger Trend. Bei höheren Umgebungstemperaturen sinken zwar der Massenstrom und das Druckverhältnis (vgl. Kegelgesetz), dennoch braucht der Verdichter spezifisch mehr Leistung als durch das geringere Druckverhältnis eingespart wird. Zusätzlich vermindert das geringere Druckverhältnis die Turbinenleistung.

Zur Veranschaulichung ist in Abb. 2.2 die Verdichtung bei konstanter Enthalpieerhöhung in einem Ts-Diagramm dargestellt.

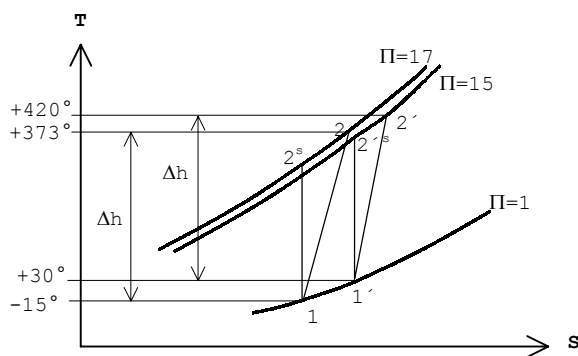


Abb. 2.2: Π bei gleichem Δh und unterschiedlicher Eintrittstemperatur

Während im Punkt 1 ein Π von 17 erreicht wird, ist bei höherer Eintrittstemperatur mit dem gleichen Δh nur mehr ein Π von 15 möglich.

Setzt man die variierten Umgebungstemperaturen im ACM-Modell ein, ergibt sich eine gute Übereinstimmung der tentenziellen Änderungen (Abb. 2.1) und die in Abb. 2.3 dargestellten Wirkungsgrade.

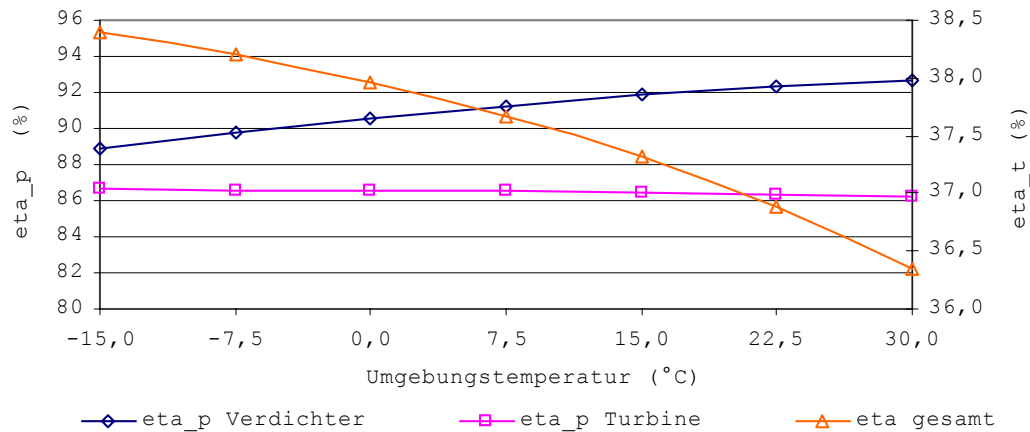


Abb. 2.3: Abhängigkeit des Wirkungsgrads von der Umgebungstemperatur (mit ACM); (eta_p..polytroper Wirkungsgrad, eta_t...thermischer Wirkungsgrad der GT)

Die Linien ($N_{red} = \text{konst.}$) im Verdichterkennfeld (vgl. Anhang 6.2, Abb. 6.4) sind von der Drehzahl (n), der Gaszusammensetzung (R) und der Umgebungstemperatur (T) abhängig. Mit steigender Umgebungstemperatur sinkt N_{red} (n bzw. R bleiben unverändert) und der Betriebspunkt verschiebt sich zu höheren Wirkungsgraden (nach rechts in Abb. 6.4). Wird eine kritische Umgebungstemperatur überschritten, fällt der Wirkungsgrad wieder ab.

Ungeachtet des besseren Verdichtewirkungsgrades sinkt der Gesamtwirkungsgrad der Gasturbine. Bei Kreisprozessen ist der thermische Wirkungsgrad abhängig vom Temperaturniveau der Wärmezu- bzw. Wärmeabfuhr. Ersetzt man den Gasturbinenprozess (Jouleprozess) vereinfacht durch einen Carnotprozess (vgl. Abb. 2.4) und nimmt T_{max} und T_{min} als mittlere Temperaturen der Wärmezu- bzw. Wärmeabfuhr des Jouleprozesses an, wird deutlich, dass bei höheren Umgebungstemperaturen auch T_{min} steigt. T_{max} wird mit der Brennstoffzufuhr geregelt und bleibt unverändert.

$$\eta_{\text{Carnot}} = 1 - \frac{Q_{ab}}{Q_{zu}} = 1 - \frac{T_{min}}{T_{max}} \quad (2.8)$$

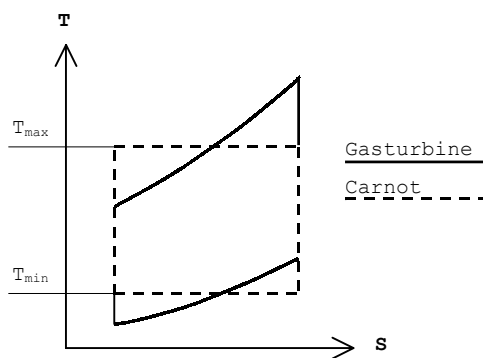


Abb. 2.4: Idealer Carnotprozess und Jouleprozess (T_{min} und T_{max} des Carnotprozesses entsprechen den mittleren Ein-, und Austrittstemperaturen der Gasturbine)

Ausschlaggebend ist das Verhältnis von T_{min}/T_{max} . Je niedriger das Temperaturgefälle, desto schlechter wird der Wirkungsgrad.

2.2 Einfluss von Wasser

Das Einbringen von kleinen Mengen Wasser in die Brennkammer ist bereits Stand der Technik zur Absenkung der Gastemperatur und Reduzierung von NO_x-Emissionen.

Im Rahmen dieser Diplomarbeit wird kontinuierlich, bei konstant gehaltener Umgebungstemperatur, der Wassermassenstrom erhöht. Das Beimengen des Wassers erfolgt unter der Annahme, dass es unter genügend hohem Druck zur Verfügung steht und daher keine zusätzliche Pumparbeit aufgewendet werden muss. In den Berechnungen wurde ein Druck am unteren Limit von 20 bar angenommen. Bei noch kleinerem Druck würde man sich zu sehr dem Brennkammerdruck (~15-16 bar) nähern und je geringer der Druckunterschied, desto größer würden die erforderlichen Eintrittsöffnungen, um den Wasser/Dampfstrom in die Gasturbine einzubringen.

Turbine

Die zusätzliche Masse bewirkt eine Drucksteigerung. Die Turbine reagiert auf die geänderten Anforderungen nach dem Kegelgesetz.

$$\frac{p}{p_0} = \frac{\dot{m}}{\dot{m}_0} \sqrt{\frac{R T}{R_0 T_0}} \quad (2.9)$$

Die Temperatur wird - wie bereits erwähnt - über den Brennstoffmassenstrom konstant geregelt (möglichst konstante Turbineneintrittstemperatur; $T/T_0=1$).

R ändert sich, wegen der relativ kleineren Molmasse von Wasser gegenüber der von Luft, mit zunehmendem Wasseranteil tendenziell nach oben.

Der Gesamtmassenstrom (\dot{m}) hängt sowohl von der Masse, als auch von der Temperatur (bzw. spezifischen Enthalpie) des Wassers, ab. Kälteres Wasser steigert den Massenstrom nicht nur durch seine eigene Beimengung, sondern auch durch einen erhöhten Bedarf an Brennstoff zur Verdampfung bzw. zur Überhitzung.

Verdichter

Der Verdichter reagiert auf das erhöhte Druckverhältnis gemäß seiner Charakteristik. Wegen der fast vertikalen Kennlinien im Verdichterkennfeld (vgl. Anhang 6.2 Abb. 6.3 und 6.4) ändert sich der geförderte Luftmassenstrom kaum. Die steilen Kennlinien um den Auslegungspunkt ($N_{red} \sim 100\%$) resultieren aus der hohen Anzahl an Verdichterstufen (hier 21 Stufen), die verhindern, dass eine Druckstörung am Verdichteraustritt sich bis zum Verdichtereintritt fortpflanzen kann.

In der Umgebung des Auslegungspunktes verbessert sich mit der Druckerhöhung der polytrope Wirkungsgrad, jedoch verringert sich gleichzeitig der Abstand zur Pumpgrenze des Verdichters. (Genauerer zur Pumpgrenze siehe Punkt 2.4.2.)

Ergebnis

An der bestehenden Gasturbine ist die maximale Wasser/Dampfmenge einerseits durch verstopfen der Turbine und andererseits durch die Pumpgrenze des Verdichters begrenzt. Um den vergrößerten Massenstrom in der Turbine durchzusetzen, sind höhere Strömungsgeschwindigkeiten erforderlich. Unter verstopfen des Verdichters versteht man das Erreichen von Machzahl=1 im Turbinengitter. Die Machzahl ist das Verhältnis von lokaler Strömungsgeschwindigkeit zur Schallgeschwindigkeit im Medium.

$$\text{Ma} = \frac{v}{a} = \frac{v}{\sqrt{\kappa R T}} \quad (2.10)$$

Im Allgemeinen ist bezüglich verstopfen die letzte Stufe kritisch.

Neben diesen Begrenzungen durch die Gasturbine selbst, haben auch die Umgebungstemperatur und die Wasser/Dampf Temperatur Einfluss auf die maximale Wasser/Dampfmenge. Entscheidend ist, wie viel „Platz“ für den zusätzlichen Massenstrom bleibt. Bei höheren Umgebungstemperaturen fördert einerseits der Verdichter einen geringeren Massenstrom, andererseits benötigt heißeres Wasser eine geringere Brennstoffmenge zur Verdampfung bzw. Überhitzung. In Abb. 2.5 ist das Zusammenspiel von Wassertemperatur, Umgebungstemperatur und dem maximalen Wassermassenstrom graphisch dargestellt. Die horizontalen Linien entsprechen dem 2-Phasengebiet, also dem Übergang von Wasser zu Sattedampf (Siedetemperatur bei $p=20\text{bar}$: 212.4°C). Bei höheren Umgebungstemperaturen sinkt mit dem Verdichtermassenstrom auch der Brennstoffbedarf (weniger und heißere Luft am Verdichteraustritt). Da Ω als Verhältnis von Wasser- zu Brennstoffmassenstrom definiert ist, erstreckt sich daher das 2-Phasengebiet mit zunehmender Umgebungstemperatur über einen größeren (Ω -)Bereich.

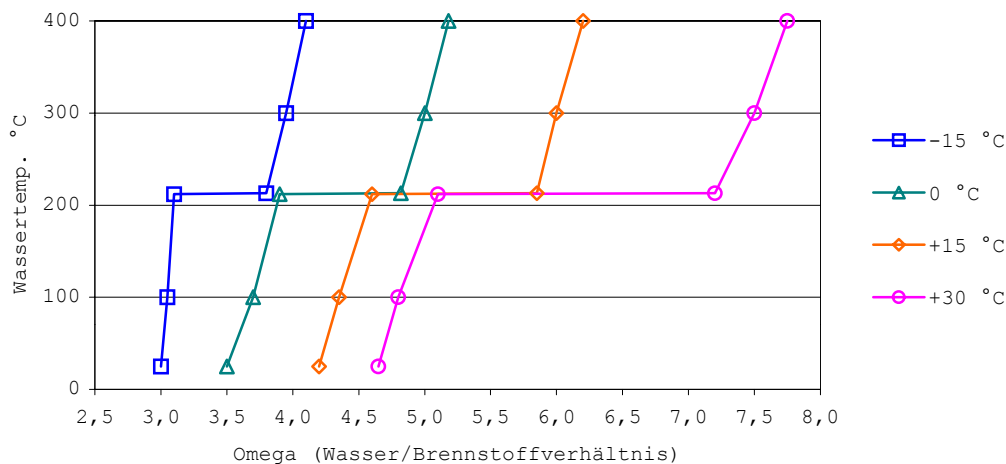


Abb. 2.5 Maximale Einspritzmenge bei verschiedenen Umgebungs- und Wassertemperaturen (Wassertemperaturen bei $p=20\text{bar}$)

Im Fall der GT13E2 ist die Turbine bezüglich verstopfen kritischer als der Verdichter bezüglich pumpen. Entlang einer Linie gilt stets $\text{Ma}=1$ in der letzten Turbinenstufe. Überprüft man zusätzlich den Abstand zur Pumpgrenze, so liegen alle Linien knapp unterhalb von dieser. Tendenziell nimmt der Abstand bei höherer Umgebungstemperatur ab.

2.3 Leistungsbetrachtung

In untenstehendem Diagramm sind die elektrische Leistung und der thermische Wirkungsgrad über der Wassermenge für verschiedene Umgebungstemperaturen dargestellt. Die Berechnungen wurden mit dem ACM-Modell durchgeführt und decken sich mit den vorherigen Überlegungen.

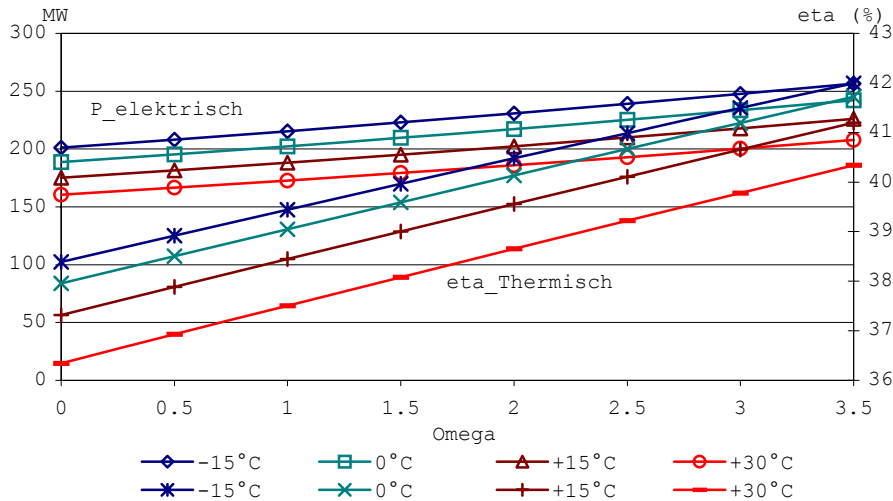


Abb. 2.6: Leistung und Wirkungsgrad in Abhängigkeit von Umgebungstemperatur und Wassereindüsung ($h_w=2800\text{kJ/kg}$ bei 20bar)

2.4 Allgemeines

2.4.1 Strömungszustände in der Turbine

Die Berechnung von Gitterströmungen ist sehr komplex und es existieren zahlreiche Theorien und Ansätze. Für eine genaue Berechnung sei auf diverse Fachliteratur (z.B. [04]) verwiesen. Im Folgenden wird nur ein kurzer Überblick gegeben.

Das Verhalten von Gasen beim Durchströmen des Gitters ist stark von der Relativgeschwindigkeit zum Gitter abhängig. Als Kennzahl dient die Machzahl, definiert als Verhältnis von Strömungsgeschwindigkeit zur lokalen Schallgeschwindigkeit:

$$\text{Ma} = \frac{v}{a} = \frac{v}{\sqrt{\kappa R T}} \quad (2.11)$$

Je nach ihrer Größe unterscheidet man in Unterschallbereich ($\text{Ma} < 1$, subsonic), in schallnahen Bereich ($\text{Ma} \sim 1$, transsonic) und Überschallbereich ($\text{Ma} > 1$, supersonic). Ab $\text{Ma} > 5$ spricht man auch vom Hyperschallbereich (hypersonic).

Wichtig ist hierbei das Verhältnis von β_a zu β_2 in den verschiedenen Bereichen.

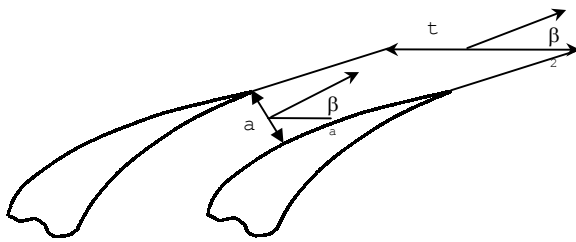


Abb. 2.7 Definition der Abströmwinkel aus dem Laufrad

Unterschallbereich:

Bis zu einer Machzahl von etwa 0.2-0.3 können gasförmige Medien als inkompressibel angenommen werden. Dann gilt für den in Abb. 2.7 gezeigten Abströmwinkel β_2 näherungsweise die Beziehung:

$$\tan(\beta_2) = \frac{a}{t} \frac{1}{\cos(\beta_a)} \tag{2.12}$$

Vereinfacht führt dies auf die im Turbinenbau häufig benutzte einfache Sinusregel

$$\sin(\beta_2) = \frac{a}{t} \quad (\text{gut bis } \beta_2 \sim 30^\circ) \tag{2.13}$$

Gegebenenfalls ist noch ein Korrekturfaktor zu addieren (z.B. [03]). Erhöht sich die Geschwindigkeit weiter, muss auch die Kompressibilität des Mediums mitberücksichtigt werden und diverse Iterationsverfahren kommen zur Bestimmung des Abströmwinkels zur Anwendung.

Schallnaher Bereich:

Nun gilt im kritischen Querschnitt und an der Austrittskante $M \sim 1$. Es lässt sich zeigen, dass die oben erwähnte Sinusregel im schallnahen Bereich ebenfalls zutrifft und ohne einen Korrekturfaktor auskommt.

Überschallbereich:

Will man eine Strömung auf Überschallgeschwindigkeit beschleunigen, muss man die Entspannung in einer konvergent-divergenten Düse, der sogenannten Lavaldüse, vornehmen. Findet hingegen die überkritische Entspannung in einem Leit- bzw. Laufrad, das keine Lavaldüse ist, statt, dann stellt sich eine Strömung ein, bei der hinter dem Gitter nochmals eine Ablenkung stattfindet. Diese Ablenkung ist im Sinne einer Verkleinerung (vgl. Abb. 4.1) des Strömungswinkels, womit die entsprechende Vergrößerung des Durchtrittsquerschnittes entsteht. Die Strahlablenkung ist ein irreversibler, also verlustbehafteter Vorgang. Von den Austrittskanten gehen Verdichtungsstöße aus, die das Strömungsfeld stromabwärts schief durchqueren.

Bei nicht zu stark überkritischer Entspannung erweisen sich diese Verluste aber als so gering, dass es unnötig ist, zur Lavaldüse überzugehen, die ihrerseits etwas mehr Reibungsverluste aufweist.

Die Berechnung des Abströmwinkels gestaltet sich schwierig. Es wird an dieser Stelle auf diverse Fachliteratur verwiesen (z.B. Traupel [04], Stodola [07]).

Stellt sich eine Strömung ein, dass ein Expansionskeil (Abb. 2.8) bereits die gegenüberliegende Schaufelkante oder sogar die gegenüberliegende Wand im Strömungskanal trifft, bleiben die Verhältnisse weitgehend unbestimmt.

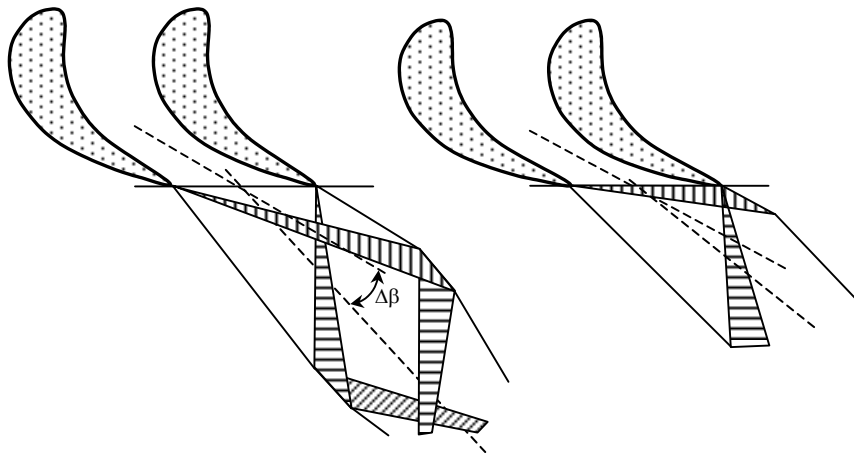


Abb. 2.8: Überkritische Expansion unter Ausbildung von Keilströmungen (eine Düse) [07]

Abb. 2.8 gilt für Fall lediglich einer Düse. In einem Turbinengitter mit einer Vielzahl von nebeneinander angeordneten Düsen, beeinflussen sich die austretenden Überschallströmungen auch gegenseitig.

Das verwendete Berechnungsmodell (ACM) hat keinerlei Funktion implementiert, die diese überkritische Strahlableitung berücksichtigt. Man muss, um zu einem geeigneten Ergebnis zu gelangen, selbst den Winkel empirisch anpassen, bis die Massenbilanz für den durchströmten Querschnitt stimmt. Diese Winkelanpassung erfolgt unter der falschen Annahme einer verlustfreien Strömungsumlenkung, die Irreversibilitäten bleiben unberücksichtigt.

Abb. 2.9 zeigt den Leistungsunterschied der letzten Turbinenstufe mit (verlustfrei) und ohne Strahlableitung (totaler Verlust). Die reale Strömung wird sich wohl, je nach Geometrie, irgendwo dazwischen einstellen. Der Unterschied ist jedoch nicht allzu groß.

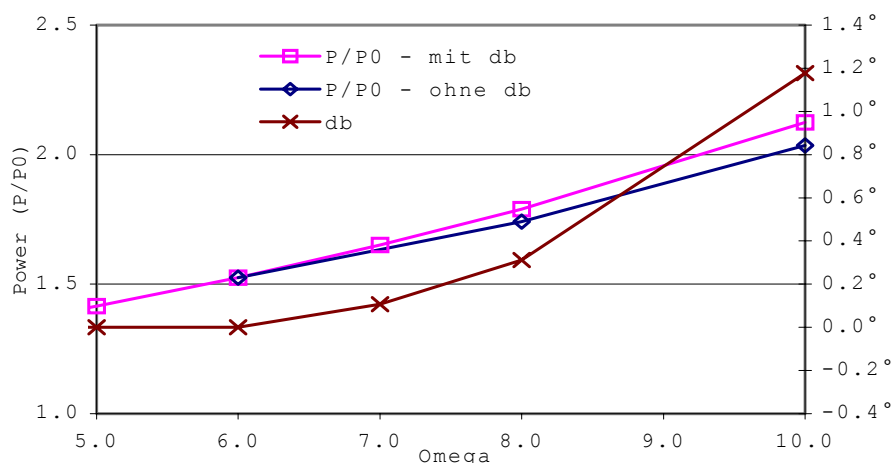


Abb. 2.9: Unterschied in der Leistung lediglich der letzten Turbinenstufe, mit und ohne Strahlableitung.

P...Stufenleistung, db...(Δβ) Strahlableitung; Index "0" bei ISO-Bed., Ω = 0 und zumischen von Sattedampf (P₀ = 76730 KW)

Die Pumpgrenze

Die Pumpgrenze, von der bereits die Rede war, stellt die obere Belastungsgrenze jedes Verdichters dar. Um die Einflüsse, die zum Pumpen führen, besser verstehen zu können, sei eine kurze Zusammenfassung gegeben.

Steigt am Verdichteraustritt der Gegendruck an, stimmen die Geschwindigkeitsdreiecke innerhalb der letzten Stufen immer weniger mit jenen im Auslegungspunkt überein und es kommt zur Strömungsablösung und, bei genügend hohem Druckverhältnis, zur Ausbildung gefährlicher Rückströmgebiete - der Verdichter "pumpt".

Durch die Rückströmung sinkt der Druck hinter der letzten Stufe ab, bis der Verdichter wieder in der Lage ist, Luft zu fördern. Der Druck steigt neuerlich an, bis sich abermals Rückströmungen ausbilden und der Vorgang von neuem beginnt.

Die Frequenz mit der dieses Lastwechsellspiel abläuft, nimmt mit kleiner werdendem Volumen hinter dem Verdichter zu. Die durch die Schwingungen hervorgerufenen Belastungen würden innerhalb kurzer Zeit den Verdichter zerstören, d.h. die Pumpgrenze darf auf keinen Fall erreicht werden.

In Abb. 2.10 ist das Kennfeld eines Axialverdichters dargestellt, der, betrachtet man das Druckverhältnis im Auslegungspunkt von ~ 6 , wohl noch aus früheren Zeiten stammen dürfte. Dieses Kennfeld wurde aber zu Anschauungszwecken dennoch gewählt, weil es eine eindeutige Pumpgrenze hat.

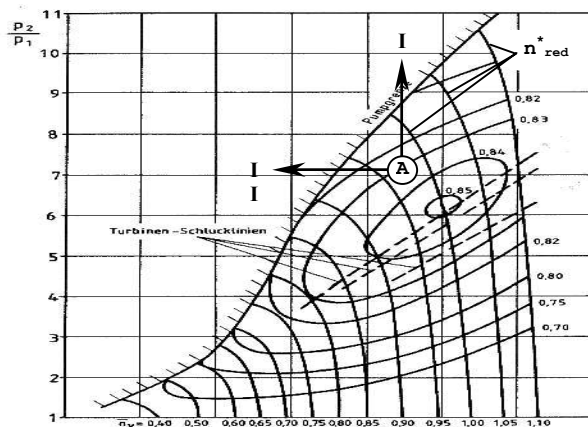


Abb. 2.10: Allgemeines Axialverdichterkennfeld (NICHT das der GT13E2) mit eingezeichneter Pumpgrenze und Turbinen-Schlucklinien [11]

Im Verdichterkennfeld der GT13E2 (siehe Abb. 6.3) ist die Pumpgrenze zwar eingezeichnet, sie ist jedoch nur geschätzt. Eine Überprüfung wäre nur mit einer praktischen Versuchsreihe möglich, wird aber aus Kostengründen nicht durchgeführt. Man muss auf Erfahrungswerte, Pumpgrenzen ähnlicher Verdichter und Berechnungsmodelle zurückgreifen.

Ausgehend von Betriebspunkt (A) ist zu prüfen, wie viel Reserve in Richtung Pumpgrenze vorhanden ist.

Dies kann auf zwei Arten geschehen.

In Richtung I, also einer Erhöhung von Π , ist entweder das Zuführen von Masse zwischen Verdichteraustritt und Turbineneintritt oder eine Erhöhung der Brennkammertemperatur möglich.

Bewegungen in Richtung II, eines Absenkens des Massenstroms, werden hauptsächlich von der Drehzahl der Turbinenwelle und der Eintrittstemperatur in den Verdichter bestimmt.

Prinzipiell lässt sich sagen, dass Fall II gefährlicher ist, da er weniger vorhersagbar ist. Moderne Verdichter werden für gute Wirkungsgrade möglichst nahe an der Pumpgrenze betrieben, und so könnte es im Extremfall passieren, dass der Verdichter über die Pumpgrenze kommt. Der Hersteller garantiert hier für eine Absenkung der Netzfrequenz auf 98% (z.B. durch Notabschaltung eines größeren Kraftwerks).

Kritisch in Richtung II kann es vor allem dann werden, wenn Wasser zur Leistungssteigerung beigemengt wird um ein Absinken der Netzfrequenz zu verhindern, weil sich in diesem Fall beide Effekte kombinieren. (vgl. [07])

2.4.2 Festgehaltenes P_i

Bis jetzt wurde immer Wasser unter der Annahme einer konstanten TIT von rund 1100°C beigemengt. Will man das Annähern an die Pumpgrenze vermeiden, aber dennoch Wasser einbringen, muss man gleichzeitig die TIT absenken. In Abb. 2.11 wurde das Kreislaufdruckverhältnis beim Nominalwert festgehalten und die TIT entsprechend dem steigenden Ω abgesenkt.

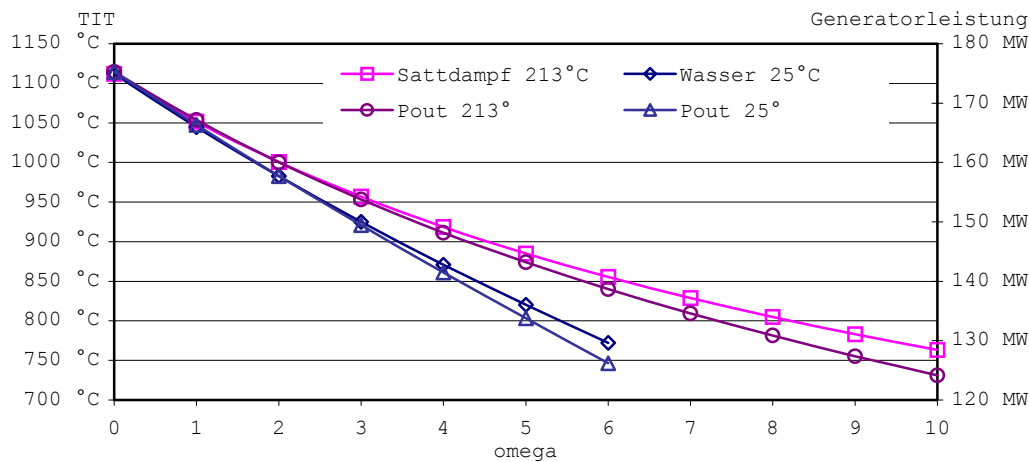


Abb. 2.11: Generatorklemmenleistung und TIT in Abhängigkeit von Ω für beigemengtes Wasser (25°C) und Sattdampf (213°C)

Mit einem Absenken der TIT nimmt die Leistung ebenfalls rapide ab (vgl. Carnot Abb. 2.4).

2.4.3 Das optimale P_i

Zu jeder Turbineneintrittstemperatur existiert ein Druckverhältnis, bei dem die gewonnene Leistung maximal wird.

Die Leistung einer Gasturbine ist die Differenz zwischen Turbinen- und Verdichterarbeit. Setzt man ideales Gas und eine ideal ($\eta_p=1$) arbeitende Gasturbine voraus, dann gilt:

$$w = y_T - y_C = \Delta h_T - \Delta h_C \quad (2.14)$$

(w...spezifische Leistung, y...spezifische Arbeit, C...Verdichter, T...Turbine)

Wertet man diese Funktion für verschiedene Turbineneintrittstemperaturen aus, erhält man die in Abb. 2.12 dargestellten Kurven.

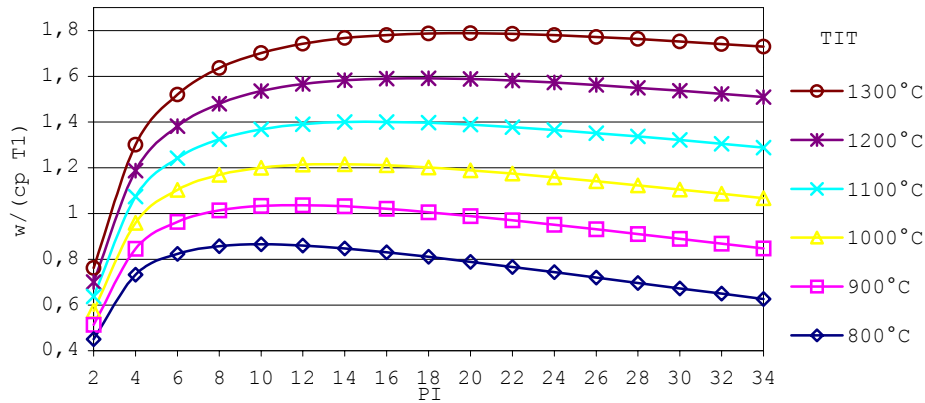


Abb. 2.12: Spezifische Leistung in Abhängigkeit von Π für verschiedene TIT
 w ...Nutzarbeit, c_p ...spez. Wärme (konst), T_1 ...Umgebungstemperatur ($T_1=15^\circ\text{C}$)

Mit zunehmender TIT verschieben sich die Leistungsmaxima zu höheren Druckverhältnissen.

Da im Rahmen der Diplomarbeit das Einbringen von Wasser untersucht wird, sei in Abb. 2.13 das Verhalten des optimalen Druckverhältnisses für verschiedene Wasser/Luft-Verhältnisse gezeigt.

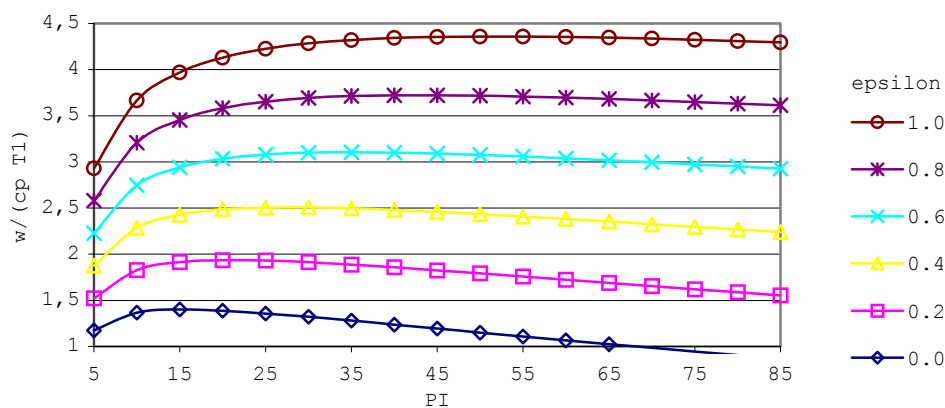


Abb. 2.13: spezifische Leistung in Abhängigkeit von Π für verschiedene ϵ . w ...Nutzarbeit,
 c_p ...spez. Wärme (konst), T_1 ...Umgebungstemperatur; ($T_0=15^\circ\text{C}$, $TIT=1100^\circ\text{C}$)

Es gibt eine deutliche Verschiebung in Richtung höherer Π , wobei allerdings die Kurven im Optimalpunkt zunehmend flacher werden. Liegt das ideale Druckverhältnis bei gleich großem Luft und Wassermassenstrom ($\epsilon=1$) bei etwa 50, ergibt sich bis zu $\Pi=30$ kein signifikanter Abfall der Leistung.

Um wirtschaftlich sehr hohe Druckverhältnisse zu erreichen, ist eine Zwischenkühlung der Luft notwendig (derzeit max. $\Pi=30$ ohne Zwischenkühlung (z.B. Alstom GT24 & GT26)).

2.4.4 Bemessung der Dampfrohrleitung

Der folgende Abschnitt beinhaltet allgemeine Überlegungen zu den erforderlichen Rohrleitungen, um der GT den Wasser/Dampfmassenstrom zuzuführen. Erlaubt man einerseits eine höhere Strömungsgeschwindigkeit führt dies zu kleineren und kostengünstigeren Rohrleitungen, andererseits steigt der Druckverlust an. Abb. 2.14 zeigt diesen Zusammenhang graphisch.

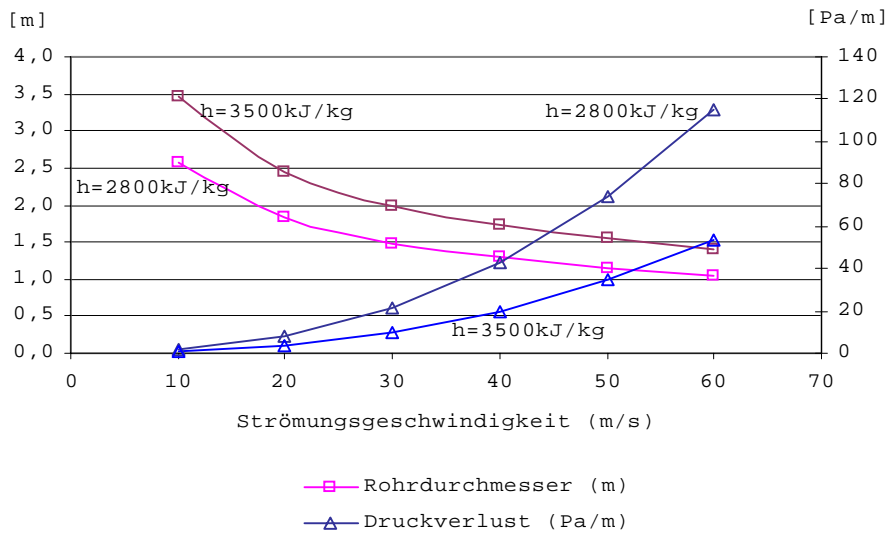


Abb. 2.14: Rohrdurchmesser und Druckverlust (hydraulisch glatte Rohre)

Ausgewertet wurde für einen Dampfmassenstrom der dem Verdichtermassenstrom im Auslegungspunkt entspricht (523 kg/s mit $h_t=2800 \text{ kJ/kg}$ ($\sim 213^\circ \text{C}$) und $h_t=3500 \text{ kJ/kg}$ ($\sim 515^\circ \text{C}$) bei $p_t=20 \text{ bar}$). Ausgehend von den Totalwerten erfolgt die Strömungsbeschleunigung näherungsweise isentrop. Im Bereich großer Reynoldszahlen ($10^5 < \text{Re} < 10^8$) kann zur Berechnung der Rohrreibungszahl (hydraulisch glatte Rohre) die Näherungsformel von Nikuradse ($\lambda=0,0032+0,221/\text{Re}^{0,237}$) herangezogen werden.

Die Wahl der Geschwindigkeit erfolgt in erster Line aus wirtschaftlichen Überlegungen. Großen Einfluss hat dabei die Dampftemperatur. Weil im Bereich hoher Temperaturen auch hochwertigeres und teureres Material zum Einsatz kommt, ist es sinnvoll, höhere Dampfgeschwindigkeiten zuzulassen um die Anlagenkosten niedrig zu halten. Als allgemeiner Richtwert gilt: 40 bis 50 m/s.

3 ERHÖHUNG DES WASSERMASSENSTROMS

Wie im vorhergehenden Kapitel beschrieben, stößt die Wassereinbringung an der bestehenden Gasturbine rasch an ihre Grenzen. Eine Erhöhung des Wassermassenstroms, mit dem Ziel von gleichem Wasser zu Luftverhältnis, kann somit nur durch bauliche Veränderungen an der Gasturbine erfolgen.

Prinzipiell bieten sich zwei Möglichkeiten an:

- Verkleinerung des Verdichters bei gleicher Turbine oder
- Vergrößerung der Turbine bei gleichem Verdichter.

Durch den Wassermassenstrom wären bauliche Veränderungen an der Brennkammer zwar notwendig, werden aber hier nicht behandelt.

Für die Berechnungen wird auch in diesem Kapitel, soweit dies möglich ist, das firmeneigene ACM-Modell verwendet.

3.1 Verkleinerung des Verdichters

3.1.1 Allgemeines

Neben einer Vielzahl von Einflussgrößen ist der Wirkungsgrad eines Verdichters unter anderem auch von seiner baulichen Größe abhängig. Bei der in diesem Kapitel vorgenommenen Verkleinerung des Verdichters ist ein vom Massendurchsatz unabhängiger Verdichterwirkungsgrad Voraussetzung. Diese Forderung stellt eine Vereinfachung dar. Traupel [04] gibt das Zusammenspiel von Druckzahl, Wirkungsgrad und Schaufelgeometrie einer allgemeinen Axialverdichterstufe wie folgt an:

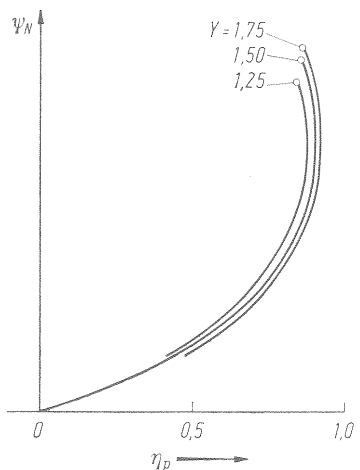


Abb. 3.1: Polytroper Wirkungsgrad einer Axialverdichterstufe in Abhängigkeit der Druckzahl und des Spitzen/Nabenverhältnisses. [04]

Hierbei ist η_p der polytrope Wirkungsgrad, Ψ_N die Druckzahl bezogen auf den Nabenradius (vgl. Abschnitt 4.2.1) und

$$\gamma = \frac{r_s}{r_N} \quad \text{das Verhältnis von Spitzen-/Nabenradius.} \quad (3.1)$$

Die Reduktion des Massenstroms erfordert kleinere Kanalquerschnitte, wodurch man bei konstanter Drehzahl gezwungen ist, eher den Spitzenradius

zu verkleinern, um die Umfangsgeschwindigkeit an der Nabe nicht allzu sehr abzusenken.

Kann man von der Drehzahl unabhängig agieren, ist eine Drehzahlerhöhung mit kleiner werdendem Massenstrom sinnvoll. Zusätzlich verschlechtert auch das größere Verhältnis von Spaltverlusten (Überströmung der Schaufeloberkanten) zu gefördertem Massenstrom den Wirkungsgrad, weil kürzere Schaufeln bei gleichem Radialspalt entstehen.

Wie aus Abb. 3.1 jedoch ersichtlich ist, liegen die Linien nahe zusammen, sodass als Vereinfachung ein konstanter Wirkungsgrad zulässig ist.

3.1.2 ACM-Modell

Eine Beschreibung des ACM-Modells findet sich im Anhang 6.2.

Vorgaben:

- Der Verdichter arbeitet stets entsprechend seinem Kennfeld. Es wird angenommen, dass es für jeden beliebigen Verdichtermassenstrom einen Verdichter gibt, für den dieser Massenstrom den Auslegungspunkt darstellt. Abweichend von diesem Auslegungspunkt gelte für alle so entstehenden Verdichter dasselbe Kennfeld, nämlich jenes des ursprünglichen (vgl. Abb. 6.3 & 6.4).
- Untersuchung ob das Modell überhaupt den Prozess genügend genau und richtig abbildet.
- Die Brennkammer ist nicht für einen dermaßen veränderten Massestrom konzipiert. Die durchströmten Querschnitte sind für die geänderten Anforderungen (Dampf hat ein deutlich höheres spezifisches Volumen als Luft) sicher zu klein. Probleme welche dadurch entstehen werden vernachlässigt.
- Geänderte Axiallagerbelastungen sowie eine geänderte Belastung der Turbinenbeschaufelung bleiben unberücksichtigt.

Der erste Punkt lässt sich sehr einfach realisieren, da das originale Kennfeld dimensionslos auf seinen Auslegungspunkt bezogen ist. Für die Verkleinerung ist daher lediglich eine Verschiebung des Bezugspunktes notwendig. Gibt man dem (ACM-)Programm einen neuen Nennmassenstrom vor, verhält sich der Verdichter automatisch nach dem gegebenen Kennfeld.

Abb. 3.2 zeigt eine vereinfachte Darstellung der Massenströme im Modell. Die einzelnen Ströme sind exakt der wirklichen Turbine nachgebildet und dementsprechend komplex ist auch ihr Aufbau.

Rein bilanzmäßig erkennt man einen generell großen Kühlluftmassenstrom von 213 kg/s, entsprechend ~41% des Verdichtermassenstroms. Prinzipiell gibt es zwei Kühlkreise: einen für die Brennkammer und einen für die Turbine. Auf diese beiden entfallen im Normalbetrieb rund 96 % der gesamten Kühlluft, das entspricht 39% des angesaugten Luftmassenstroms - ein nicht unerheblicher Teil! Die restliche Kühlluft findet zur Kühlung anderer Teile, bzw. als "sealing air" Verwendung und wird in der weiteren Betrachtung vernachlässigt.

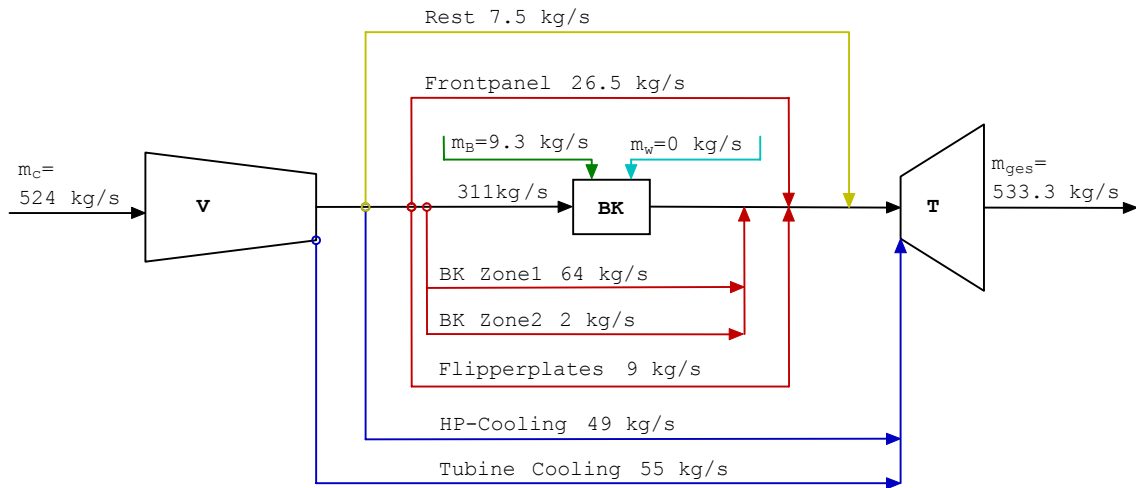


Abb. 3.2: Massenströme der GT13E2 im ACM-Modell (Zahlenangaben gelten im Auslegungspunkt)

Bei zunehmender Verkleinerung des Verdichters stellen sich laut ACM-Modell die in Abb. 3.3 gezeigten Massenströme ein.

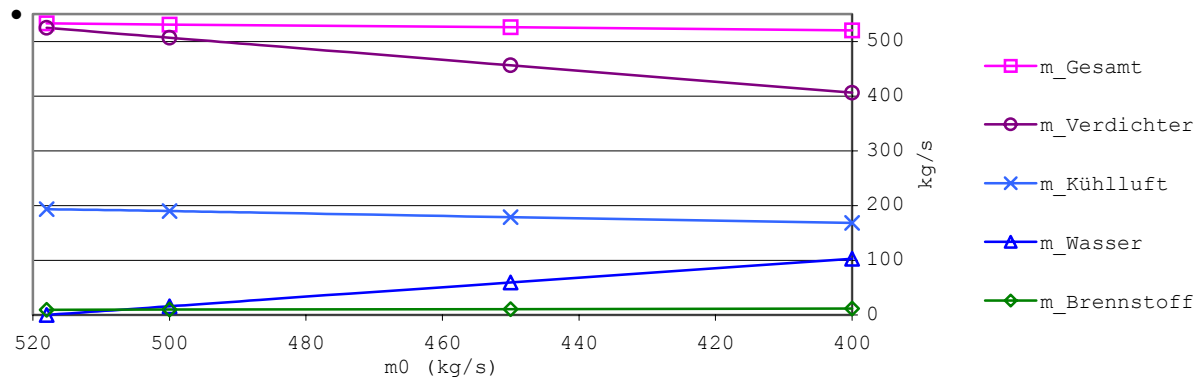


Abb. 3.3: Änderung der Massenströme bei Verkleinerung des Verdichters. (Iso-Bedingungen, $\Pi/\Pi_0=1$, $h_w=2800\text{kJ/kg}$ (Sattdampf bei $p=20\text{ bar}$))

Mit zunehmendem Wasseranteil muss der Brennstoffmassenstrom steigen, weil, bei gleicher Aufwärmspanne, Wasser spezifisch mehr Energie braucht als Luft. Gleichzeitig fallen der Kühlluftmassenstrom für die Brennkammer und die Turbine leicht ab.

Es ist zu beachten, dass dieses Modell für Variationsrechnungen in der Nähe des Auslegungspunktes konzipiert wurde. Die Kühlströme ändern sich im Modell automatisch gemäß dem Druckunterschied und den Strömungswiderständen. Bei einer so gravierenden Änderung, wie sie hier vorgenommen wurde, reagiert das Modell falsch.

Die Mischgastemperatur bleibt, geregelt durch den Brennstoffmassenstrom, gleich. Will man die Lebensdauer der Turbine nicht beeinträchtigen, muss der Kühlluftstrom aber mindestens konstant gehalten werden, da die Turbine, bedingt durch die Wassereinbringung, immer noch (fast) denselben Massenstrom durchsetzt, folglich auch dementsprechend gekühlt werden muss.

Idealerweise sollte der Kühlmassenstrom leicht zunehmen, da eine Erhöhung des Wasseranteils im Arbeitsmedium eine Verbesserung des Wärmeübergangskoeffizienten mit sich bringt und eine intensivere Kühlung der Turbine notwendig macht.

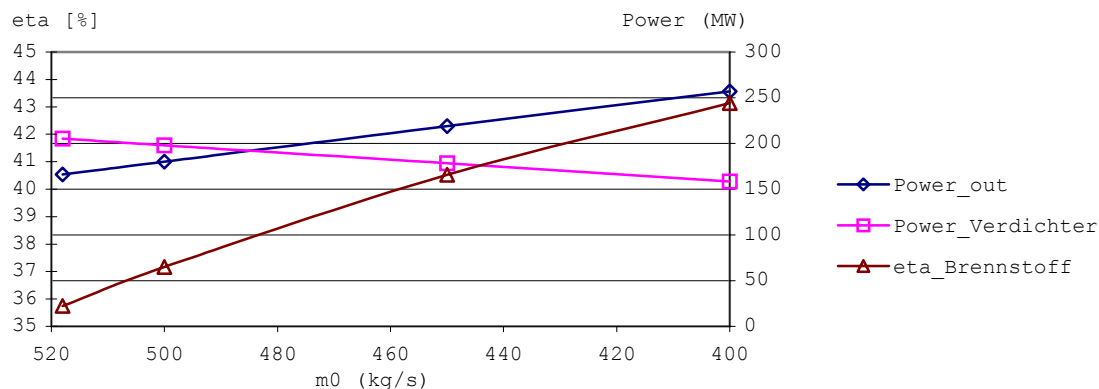


Abb. 3.4: Änderung der Leistung und des polytropen Wirkungsgrad beim Absenken des Verdichtermassenstroms (ACM-Modell); (Power_out...Generatorklemmenleistung, Power_Verdichter...Leistung die vom Verdichter aufgenommen wird, eta_Brennstoff...auf den Brennstoff bezogener Wirkungsgrad)

Der Verdichter reduziert seine Leistungsaufnahme entsprechend dem geringeren Luftdurchsatz, wodurch insgesamt mehr Leistung für den Generator übrig bleibt. Dementsprechend steigt auch der thermische Wirkungsgrad an, da dieser nicht die mit dem Wassermassenstrom eingebrachte Energie berücksichtigt. Diese Energie wird ja, im Rahmen der Diplomarbeit, als vorhandene "Gratisabwärme" aus einem anderen Prozess (auf den wir nicht näher eingehen) vorausgesetzt. Würde man sie im Wirkungsgrad mitberücksichtigen, fiel η ab.

Die etwa doppelt so große spezifische Enthalpie von überhitztem Wasserdampf im Vergleich zu Luft (bei $TIT=1100^\circ C$ gilt: $h_{Wasser}=4890$ kJ/kg, $h_{Luft}=1200$ kJ/kg) lässt trotz eines leicht sinkenden Gesamtmassenstroms die Nutzleistung mehr ansteigen, als Verdichterseitig eingespart wird (hier ~45 MW).

Die rechte Seite in Abb. 3.3 zeigt den maximalen Wassermassenstrom für den im Computermodell noch genügend Luft in der Brennkammer vorhanden ist, um diesen auf die Mischgastemperatur zu überhitzen. Um eine vollständige Verbrennung sicherzustellen, wurde ein minimaler Luftüberschuss von ~1.1 festgelegt.

Es ist offensichtlich, dass sich das vorhandene Computermodell nicht eignet, um das angestrebte Ziel von etwa gleichem Wasser- wie Luftmassenstrom abzubilden.

3.1.3 Vereinfachtes Modell

Wie im vorhergehenden Abschnitt beschrieben, ist es notwendig das bestehende ACM-Modell abzuändern, um gleiches Wasser/Luft-Verhältnis zu realisieren. Damit in der Brennkammer genügend Wärme für die Überhitzung des Wassermassenstroms erzeugt werden kann, muss dort möglichst viel Luft zur Verfügung stehen. Deshalb soll das neue Modell die Möglichkeit bieten, anstelle von Luft, einen Teil des Dampfmassestroms zur Kühlung einzusetzen. Eine detaillierte Beschreibung des Modells befindet sich im Anhang 6.3.

Massenströme

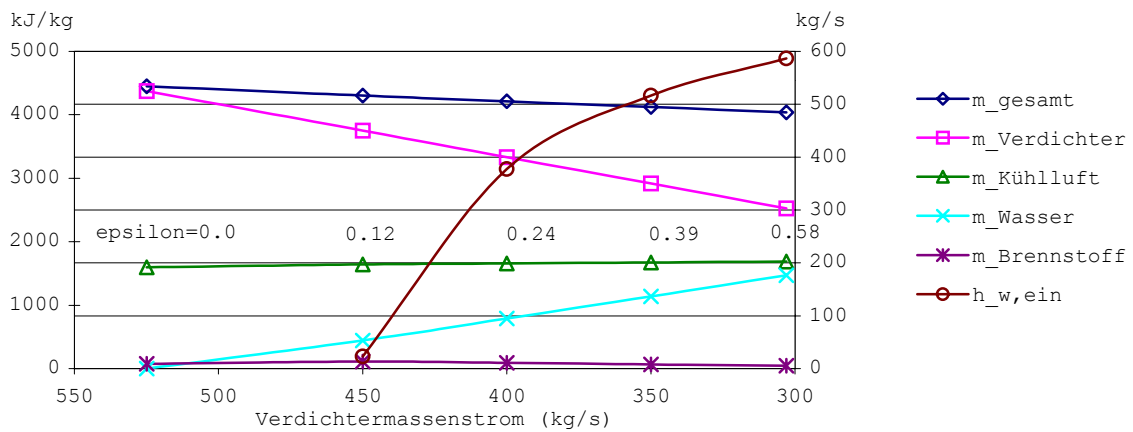


Abb. 3.5: Massenströme in Abhängigkeit vom Verdichtermassenstrom (100% Luftkühlung)

Kommt zur Kühlung ausschließlich Luft zum Einsatz, ergibt sich ein ähnliches Bild wie am Computermodell (vorheriger Abschnitt). Auch hier liegt das mögliche Ergebnis weit entfernt von einem Wasser/Luft Verhältnis gleich 1 ($\epsilon_{max} = 0.58$). Um einen Luftüberschuss von ~ 1.1 zu gewährleisten, steigt die Dampftemperatur mit abnehmendem Verdichtermassenstrom rapide an. Allerdings bietet sich jetzt die Möglichkeit, Kühlluft durch Wasserdampf zu ersetzen.

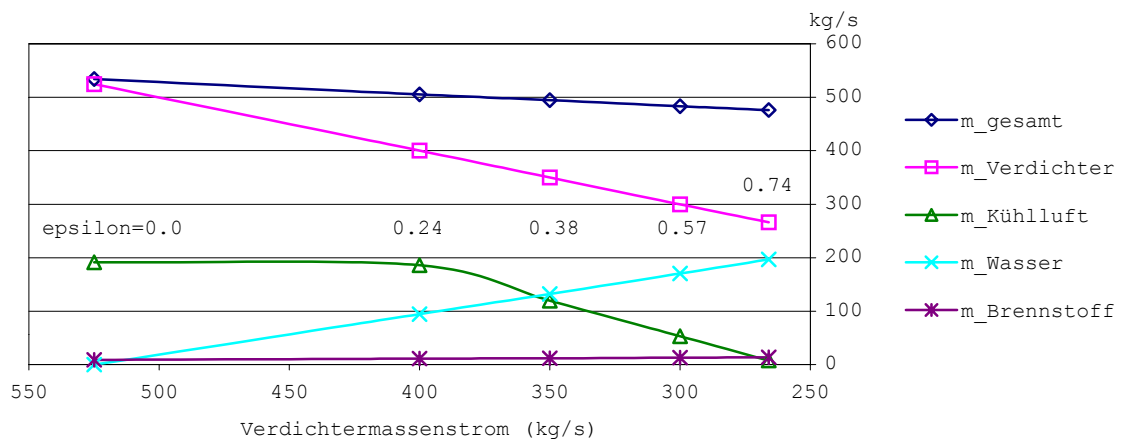


Abb. 3.6: Massenströme in Abhängigkeit vom Verdichtermassenstrom bei $h_{we,in} = 2800$ kJ/kg = konst.

In Abb. 3.6 sind wiederum die Massenströme dargestellt, allerdings diesmal bei konstant gehaltener Dampfeintrittstemperatur. Für den erhöhten Luftbedarf in der Brennkammer (zur Dampfüberhitzung) wurde der Kühlluftstrom sukzessive durch Dampf ersetzt. Auf diese Weise ist eine

Annäherung des Wasser/Luft-Verhältnisses auf bis zu 0.74 möglich, und das bei einer vergleichsweise schlechten Dampfqualität ($h_{\text{weil}}=2800\text{kJ/kg}$ bei 213°C und 20 bar).

Eine weitere Steigerung ist ab diesem Punkt nur noch mit einer Erhöhung der Dampfenthalpie möglich. Senkt man den Kompressormassenstrom auf 228 kg/s und verwendet Dampf mit 3240 kJ/kg (entspricht 397°C bei 20 bar) erreicht man ein Wasser/Luft-Verhältnis von 1. Bei dieser Temperatur ist auch noch ein ausreichender Kühleffekt des Wasserdampfs gegeben.

Leistungsbetrachtung

Um zu überprüfen, inwieweit die vorgenommenen Veränderungen die Leistung und den Wirkungsgrad der Gasturbine, bzw. der einzelnen Komponenten beeinflussen, sind diese in Abb. 3.7 und Abb. 3.8 dargestellt.

Legende:

- P_Generator... Generatorklemmenleistung
- P_Verdichter... Leistungsbedarf des Verdichters
- P_Turbine... Leistungsabgabe der Turbine
- eta_Thermisch... thermischer Gesamtwirkungsgrad inklusive Wasservorwärmung
(für Speisewasser: $h_w=442\text{kJ/kg}$, $T=105^\circ\text{C}$ bei 20bar)
- eta_Brennstoff... thermischer Wirkungsgrad bezogen auf den Brennstoffverbrauch

bzw.

$$\eta_{\text{Thermisch}} = \frac{P_{\text{elektrisch}}}{m_B H_u + m_W (h_{\text{weil}} - 442)} \tag{3.2}$$

$$\eta_{\text{Brennstoff}} = \frac{P_{\text{elektrisch}}}{m_B H_u} \tag{3.3}$$

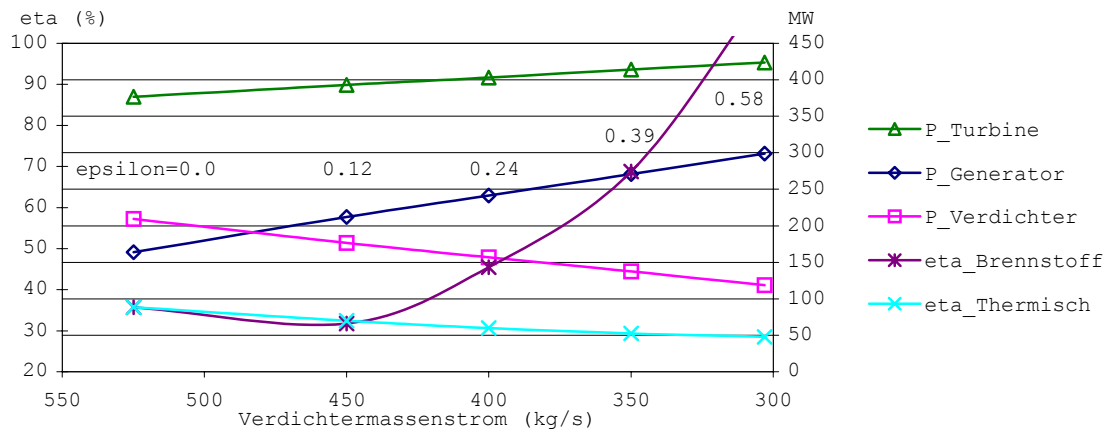


Abb. 3.7: Leistungen und Wirkungsgrade zu den in Abb. 3.5 dargestellten Massenströmen

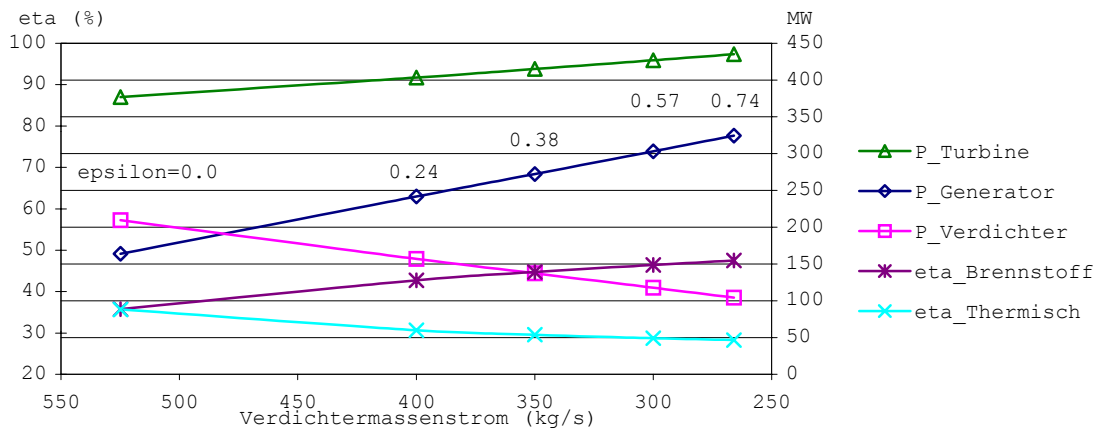


Abb. 3.8: Leistungen und Wirkungsgrade zu den in Abb. 3.6 dargestellten Massenströmen

Weil laut Definition $\eta_{\text{Brennstoff}}$ nicht die mit dem Wasser eingebrachte Wärme berücksichtigt, wird in Abb. 3.7 ein Wirkungsgrad von über 100% erreicht. Die in Abb. 3.6 konstant gehaltene Dampfeintrittsenthalpie bewirkt den deutlich flacheren Verlauf von $\eta_{\text{Brennstoff}}$ in Abb. 3.8.

Trotz "gratis"-Wasserdampf ist der Vollständigkeit halber noch $\eta_{\text{Thermisch}}$ angegeben, der - ausgehend von Wasser bei 105°C - auch die aufzuwendende Wärme für die Verdampfung und Überhitzung, mit einbezieht.

In Abb. 3.9 ist die gesamte Breite der Variation des Verdichtermassenstroms gezeigt. Um letztendlich das vorgegebene Ziel ($\epsilon=1$) zu erreichen ist eine Dampfeintrittsenthalpie von mindestens 3240 kJ/kg und ausschließlich Dampf als Kühlmedium einzusetzen.

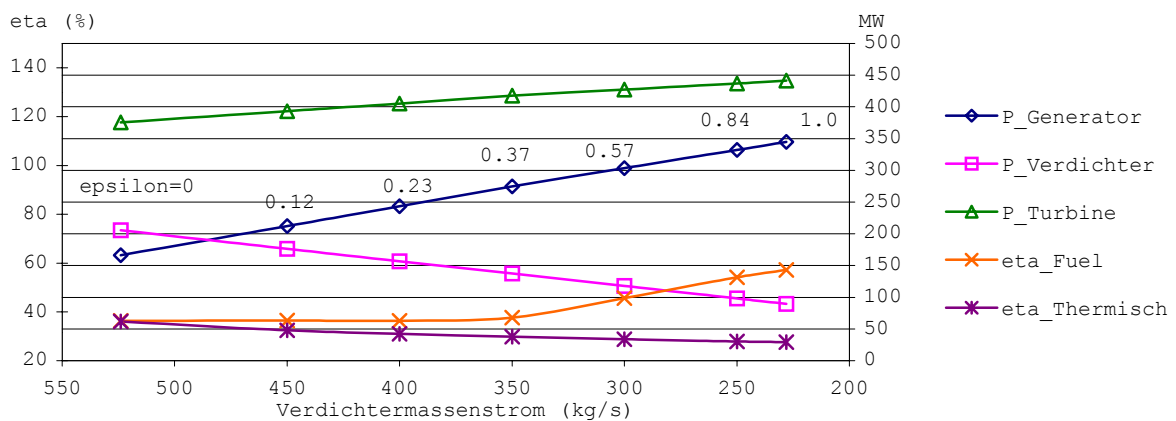


Abb. 3.9: Massenströme und Wirkungsgrad in Abhängigkeit vom Verdichtermassenstrom

3.1.4 Spezielle Leistungsbetrachtung (I)

Gegeben sei ein Prozess, bei dem 50 kg/s Dampf (Dampfqualität: $h_{\text{weil}}=2800\text{kJ/kg}$ bei 213°C und 20 bar) anfallen und in der Gasturbine genutzt werden sollen. Es gilt zu untersuchen, ob der Ort der Dampfeindüsung einen Einfluss auf das Ergebnis hat. Dazu unterscheidet man zwei Fälle: allen Dampf direkt in die Brennkammer (BK) oder allen Dampf nur ins Turbinenkühlsystem (TB). Das h - s -Diagramm (Abb. 3.10) zeigt den Zustandsverlauf des Dampfes für beide Fälle und Tab. 3.1 die zugehörigen Leistungen.

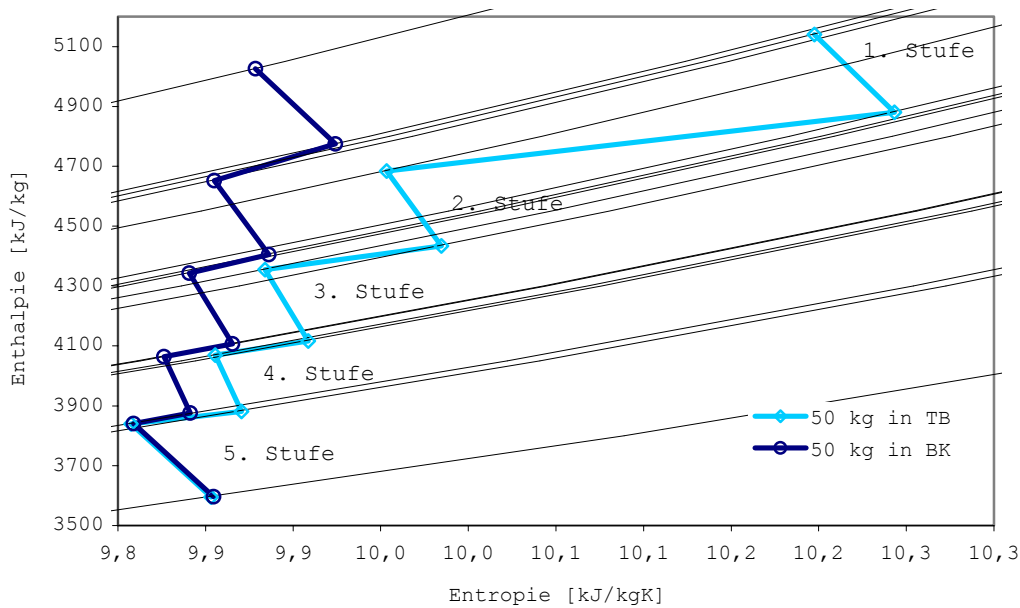


Abb. 3.10: h - s -Diagramm von 50kg/s Dampf beim Durchlauf durch die Turbine (5stufig)

	50 kg/s in Brennkammer:		50 kg/s in Turbinenkühlung:	
	Luft & Abgas	Wasserdampf	Luft & Abgas	Wasserdampf
1.Stufe	64.48 MW	14.98 MW	70.70 MW	9.15 MW
2.Stufe	67.96 MW	14.58 MW	70.10 MW	12.53 MW
3.Stufe	66.48 MW	13.78 MW	67.39 MW	12.86 MW
4.Stufe	53.19 MW	10.83 MW	53.69 MW	10.31 MW
5.Stufe	70.04 MW	13.93 MW	69.99 MW	13.92 MW
Summen:	322.14 MW	68.10 MW	331.87 MW	58.76 MW
Gesamt:	390.24 MW		390.64 MW	

Tab. 3.1: Leistungen der Turbine in MW (getrennte Betrachtung der Arbeitsgase) für verschiedene Orte der Dampfeindüsung;

Es ist wichtig zu betonen, dass der Dampf lediglich an verschiedenen Stellen in die GT gelangt, alle anderen Betriebsparameter (Verdichtermassenstrom, Brennstoffmenge, TIT etc.) aber gleich sind.

Am Turbinenaustritt nimmt die Dampfentropie durch die Wärmeabfuhr beim Mischen mit der Kühlluft ab. Die Gesamtentropie aller Gase (Luft, Abgas und Dampf) nimmt natürlich zu.

Wegen der unterschiedlichen Gaszusammensetzung zwischen Kühlmedium und Arbeitsmedium ändert sich beim Mischen der Partialdruck. Je nachdem ob im Arbeitsgas anteilmäßig mehr oder weniger Wasser enthalten ist als im Kühlmedium, verschiebt sich das Masseverhältnis und lässt den Dampfpartialdruck ansteigen oder absinken. Der Gesamtdruck bleibt dabei konstant.

Ungeklärt ist der Leistungsunterschied von etwa 400kW. Ausschlaggebend für die maximale Arbeit die aus der inneren Energie eines beliebigen Gases gewonnen werden kann, ist der Isentropenexponent (κ). Diese Stoffkonstante hängt vor allem vom physikalischen Aufbau der Gasatome ab. Im Vergleich zu Dampf hat das Luft/Abgasgemisch ein höheres κ und kann somit effizienter Arbeit leisten. Die Mehrleistung von 400kW ergibt sich somit durch den höheren Luft/Abgasanteil im Arbeitsmedium (der Dampf wird erst nach und nach bei der Kühlung zugeführt).

3.1.5 Allgemeines

Vergleicht man die Enthalpie von Luft und Wasser im selben Temperaturintervall, z.B. von 400°C bis 600°C, dann benötigt man etwa die doppelte Wärmemenge um Dampf ($\Delta h_{\text{Wasser}}=440\text{kJ/kg}$) zu erhitzen, im Vergleich zu Luft ($\Delta h_{\text{Luft}}=220\text{kJ/kg}$). Dadurch eignet sich Dampf wesentlich besser als Kühlmedium, weil es mehr Wärme aufnehmen kann. Es sind dann auch kleinere Massenströme ausreichend.

Die Turbine der GT13E2 verwendet im Standardbetrieb Kühlluft bei ~400°C. Ein Absenken dieser Temperatur wäre nur mit aufwendiger Zwischenkühlung und Wirkungsgradverlust möglich. In den Berechnungen wurde stets angenommen, dass der gesamte Dampf von der gleichen Dampfqualität ist. Es spricht aber nichts dagegen, je nach Anforderung, in verschiedene Qualitäten einzusetzen. In den Kühlkanälen könnte man Dampf oder Luft mit Wasser wesentlich niedrigerer Enthalpie mischen, um so auf sehr einfache und kostengünstige Weise die Kühlgastemperatur abzusenken.

Das Potential der Kühlluftkühlung mit Wasser ist natürlich auch bei der bestehenden GT13E2 gegeben. Durch Abkühlen der Luft unter den kritischen Punkt von Wasser, also ~374°C, kann aber die Luft nur Wasser bis zum Sättigungspartialdruck aufnehmen. Man kann nicht beliebig viel Wasser und Luft mischen. Fügt man z.B. 10% Wasser (25°C) zur Kühlluft (400°C) ergibt dies ein Luft/Wasserdampfgemisch von 145°C und 52% Luftfeuchtigkeit (isobares Mischen bei $p=15.6$ bar). Allerdings ist diese Art der Kühlluftkühlung generell vom Hersteller nicht vorgesehen. Der Grund dürfte die Verschlechterung des Gesamtwirkungsgrads sein, die das Wasser mit sich bringt.

Verantwortlich für die Verschlechterung des Wirkungsgrads ist der im Vergleich zur Luft niedrigere Isentropenexponent, der für das Arbeitsvermögen in der Turbine maßgeblich ist. Noch besser als Luft würden sich einatomige Gase wie Helium als Arbeitsmedium eignen. Sie haben den größten Isentropenexponenten ($\kappa=1.67$). Solche Gase kommen wegen ihrer hohen Kosten allerdings nur in geschlossenen Gasturbinen zum Einsatz.

Mit größerem κ und R steigt auch die Schallgeschwindigkeit, wodurch kritische Zustände in der Turbine nicht so leicht erreicht werden. Auch diese Eigenschaft zeichnet Helium (bei mittleren GT-Temperaturen $c>1500\text{m/s}$) aus und macht es zum idealen Arbeitsmedium für Gasturbinen.

Der eigentliche Vorteil von Wasser ist, dass es bei der Entspannung unter den Siedepunkt abkühlt und rückkondensiert werden kann. Das funktioniert allerdings nur, wenn ausschließlich Wasser als Arbeitsmedium verwendet wird. Auf diese Art und Weise entspannen in einem Dampfkraftwerk die Niederdruckturbinen den Dampf fast bis ins Vakuum, und können so ein wesentlich höheres Druckverhältnis abarbeiten. Dieser Vorteil kompensiert das niedrigere κ . Dampfturbinen erreichen heute thermische Wirkungsgrade von über 40%.

In der Gasturbine fehlt - bedingt durch die Anwesenheit von Luft und Abgasen - dieses höhere Druckverhältnis (der Dampf kondensiert nicht sondern verbleibt im Abgas als Luftfeuchtigkeit).

Eine Methode um sicher sein zu können, dass vor allem in der Turbine keine Überhitzung der hochbelasteten Bauteile auftritt, ist, in der Kühlluft stets mindestens den gleichen Wasseranteil zu gewährleisten wie im Kernmassenstrom. Diese Forderung wurde für Abb. 3.9 soweit wie möglich verwirklicht.

3.2 Vergrößerung der Turbine

Das Modell aus Kapitel 3.1 (vgl. Anhang 6.3) findet im Großen und Ganzen auch hier Verwendung.

3.2.1 Änderungen

- Der Verdichter liefert, entsprechend seinem Auslegungspunkt, einen konstanten Massenstrom von 523 kg/s
- Die Drosselcharakteristik der Turbine fällt weg, weil der vergrößerte Massenstrom immer im Auslegungspunkt liegt.
- Unter Vorgabe von ε , h_{Wein} und TIT lässt sich mit richtiger Einstellung von λ der Massenstrom bestimmen. Generell gilt auch hier $\lambda \geq 1.1$;
- Der Wasseranteil im Kühlmedium ist mindestens so groß wie im Arbeitsmedium. Die gesamte Kühlluftmenge steigt proportional mit dem Gesamtmassenstrom ($\dot{m}_{\text{Kühlung}} = 0.197 \dot{m}_{\text{ges}}$), die Aufteilung auf die Stufen erfolgt gleich wie in Tab 6.1 (Anhang. 6.3).
- Für die Energiebilanz über der Brennkammer wird Dampf als ideales Gas behandelt, für die Leistungsbestimmung in der Turbine werden die Werte entsprechend dem Partialdruck und der Temperatur einer Dampftafel entnommen.
- Der polytrope Wirkungsgrad der Turbine bleibt bei der Vergrößerung gleich dem der originalen Turbine.
- Die veränderte Belastung der Beschaufelung und anderer Bauteile (Lager, etc.) wird nicht berücksichtigt.
- Die Luftfeuchtigkeit wird vernachlässigt.

Die Energiebilanz ergibt sich unter Miteinbeziehung von ε zu (vgl. Anhang 6.3 Abb. 6.8):

$$h_{\text{aus}} = \frac{\dot{m}_c (h_{\text{Lein}} + \varepsilon h_{\text{Wein}}) + \dot{m}_B (h_B + \eta H_u)}{\dot{m}_c (1 + \varepsilon) + \dot{m}_B} \quad (3.4)$$

$$\text{mit } \dot{m}_B = \frac{\dot{m}_{\text{LBK}}}{\lambda L_{\text{min}}} \quad \text{und} \quad \varepsilon = \frac{\dot{m}_W}{\dot{m}_c} \quad (3.5) \quad (3.6)$$

Die Regulierung von λ erfolgt derart, dass h_{aus} einer TIT von 1100°C entspricht. Die Berechnung der Austrittstemperatur erfolgt wieder iterativ.

ε wurde in einem Bereich von 0 bis 1 kontinuierlich in Schritten von 0.2 erhöht.

3.2.2 Ergebnis

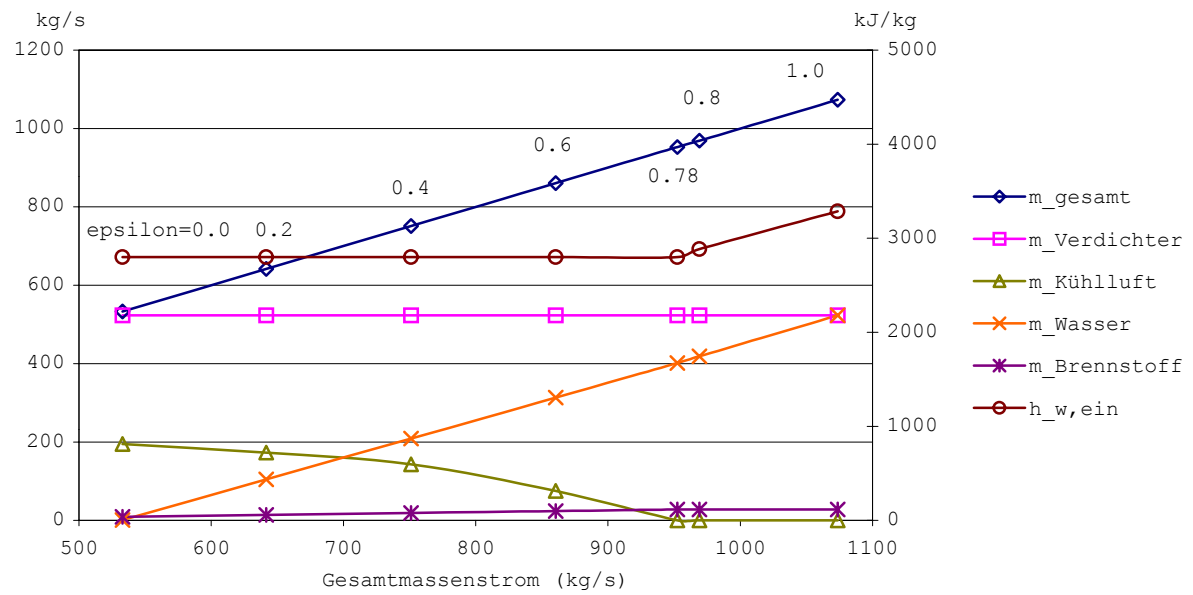


Abb. 3.11: Massenströme in Abhängigkeit vom Gesamtmassenstrom am Turbinenausstritt

In Abb. 3.11 ergibt sich ein ähnliches Bild wie im vorherigen Kapitel was die Massenstromverläufe anbelangt. Auch hier wurde soweit als möglich Wasser mit $h_{w,ein}=2800$ kJ/kg verwendet, was bis zu einem ϵ von 0.78 möglich ist (Knick in der Darstellung von $h_{w,ein}$). Will man den Luftüberschuss nicht unter 1.1 absenken, muss ab dort die Eintrittsenthalpie kontinuierlich bis auf 3285kJ/kg gesteigert werden, um ein ϵ von 1 zu erreichen.

3.2.3 Leistungsbetrachtung

P_Generator... Generatorklemmenleistung
 P_Verdichter... Leistungsbedarf des Verdichters
 P_Turbine... Leistungsabgabe der Turbine
 eta_Thermisch... thermischer Gesamtwirkungsgrad inklusive Wasservorwärmung
 (für Speisewasser: $h_w=442\text{kJ/kg}$, $T=105^\circ\text{C}$ bei 20bar)
 eta_Brennstoff... thermischer Wirkungsgrad bezogen auf den Brennstoffverbrauch

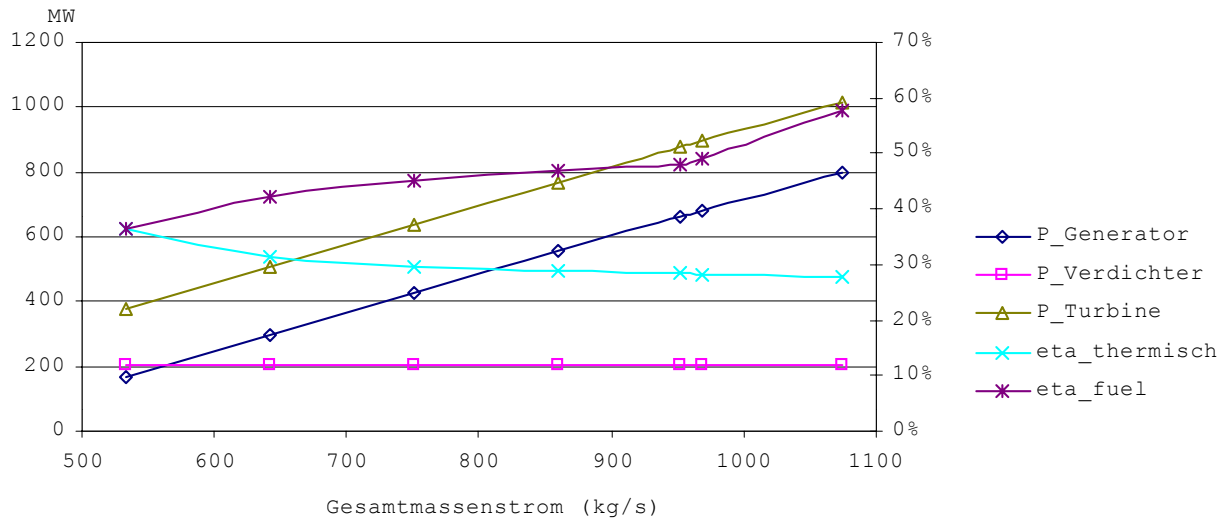


Abb. 3.12: Leistungen und Wirkungsgrade zu den in Abb. 3.11 dargestellten Massenströmen

Die vorher bereits beschriebene Unstetigkeit der Dampfenthalpie bewirkt in eta_Brennstoff ebenso einen Knick an derselben Stelle. Der konstante Verdichtermassenstrom und die damit einhergehende konstante Leistungsaufnahme bewirken, dass sich die Generatorleistung und die Turbinenleistung (fast) nur durch eine Konstante unterscheiden.

Für die Turbine ergibt sich ein Leistungssteigerung von 375MW auf 1015MW (271% !).

3.3 Der Abhitzeprozess

3.3.1 Allgemeines

Alle bisher gemachten Betrachtungen beziehen sich rein auf die Gasturbine selbst. Da es aber unwirtschaftlich ist, die Abgase, die noch eine Temperatur von über 500°C haben, nutzlos an die Umgebung abzugeben, wird ein Teil dieser Wärme über Wärmetauschflächen in einem Abhitzeprozess, der ein reiner Dampfprozess ist, genutzt. Derartige Anlagen, bei denen der Gasturbineprozess mit einem Dampfprozess gekoppelt ist, werden als Kombiprozess bezeichnet. Abb. 3.13 zeigt schematisch eine solche Anlage.

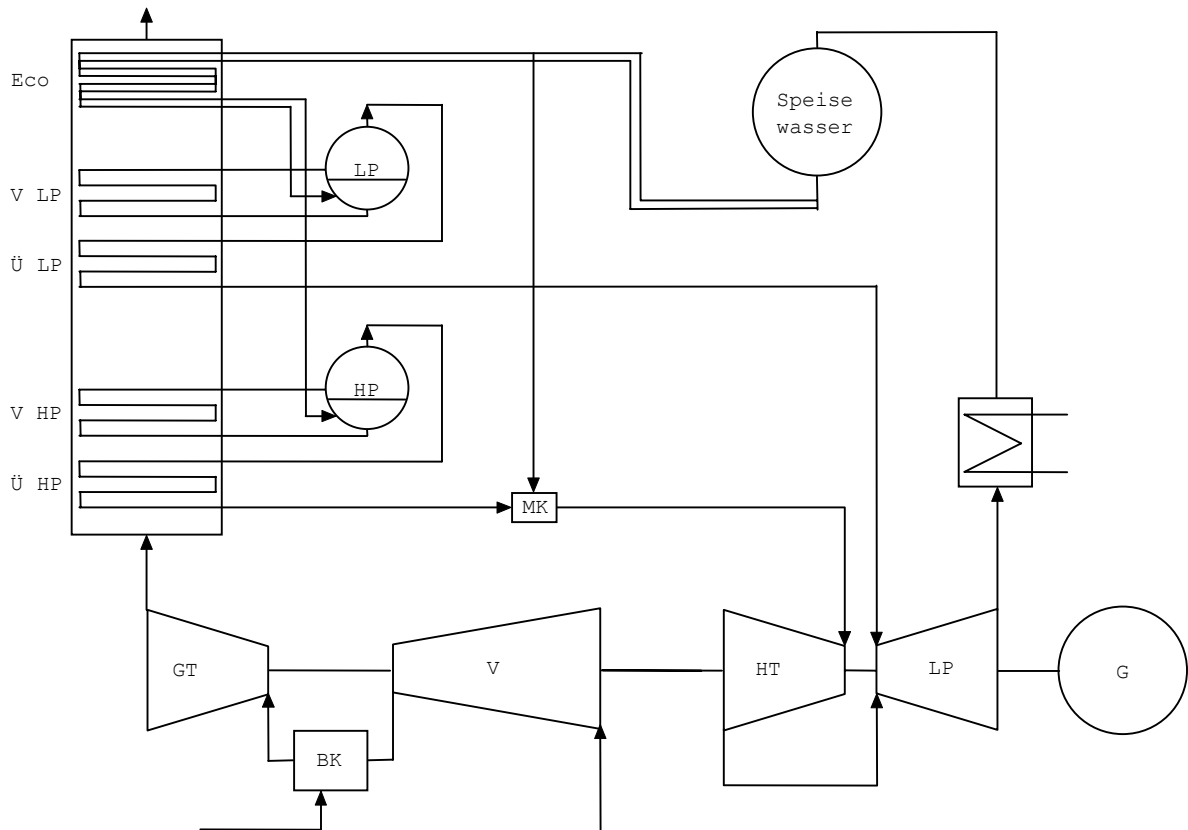


Abb. 3.13: Prozessschaubild Dampfprozess (Abkürzungen: LP...Low Pressure, HP...High Pressure, MK...Mischkondensator, HT...Hochdruckturbinen, LP...Niederdruckturbinen, G...Generator)

Um die Abwärme besser nutzen zu können, wird die Dampfturbine bei 2 Druckniveaus betrieben: Hochdruckteil (HP) 72.0 bar, Niederdruckteil (LP) 5.2 bar;

Die Anzahl der Druckniveaus ist rein eine Kostenfrage. Prinzipiell gilt: je mehr desto besser, weil sich eine bessere Annäherung der Aufheizkurve an die Abkühlkurve der Abgase ergibt, und durch den geringeren Temperaturunterschied beim Wärmeübergang weniger Entropie erzeugt wird. Arbeiten mehrere Gasturbinen parallel und wird ihr gemeinsamer Abgasstrom in einem Abhitzeprozess genutzt, wird auch ein Dreidruckprozess wirtschaftlich.

3.3.2 Modellbildung

- Der polytrope Wirkungsgrad der Hoch- und Niederdruckturbine wird als konstant vorausgesetzt und entspricht dem des Auslegungszustandes: Hochdruckturbine: $\eta_p=93.0\%$, Niederdruckturbine: $\eta_p=87.38\%$. Mit der Definition des polytropen Wirkungsgrades erfolgt wie bei der Gasturbine die Bestimmung der Turbinenleistung.
- Die Austrittstemperatur der Abgase muss hoch genug sein, um Kondensation zu verhindern (Korrosionsgefahr!) und beträgt konstant 105°C .
- Die Abgaswärme wird, entsprechend dem Originalmodell, prozentuell auf die beiden Druckniveaus aufgeteilt: Hochdruckprozess: 80.75% , Niederdruckprozess: 16.86% und der Rest von 2.39% geht als Abwärme an die Umgebung verloren.
- Das Ende der Entspannung in der Niederdruckturbine liegt bei 0.077bar , was für den Hochdruckteil ein Π von 13.46 und für den Niederdruckteil ein Π von 67.53 ergibt.
- Der Leistungsverbrauch der Hilfsantriebe wird in der Berechnung nicht berücksichtigt.
- Die Heißdampfparameter am Überhitzeraustritt und am Turbineneintritt bleiben konstant: Überhitzer aus: HP $p=72.1\text{bar}$ & $T=513^\circ\text{C}$; LP: $p=5.9\text{bar}$ & $T=270^\circ\text{C}$; Turbineneintritt: HP $p=70.0\text{bar}$ & $T=509^\circ\text{C}$; LP: $p=5.2\text{bar}$ & T entsprechend Mischung;

Beim Eintritt in die Niederdruckturbine ist der aus der Hochdruckturbine kommende Dampf stets kälter als der des Niederdruckkessels. Mit einer Energiebilanz ergibt sich eine Mischtemperatur von 202.5°C .

3.3.3 Ergebnis

Wendet man das Modell auf die von der thermodynamischen Prozessrechnung erhaltenen Daten an, ergeben sich die in Abb. 3.14 dargestellten Verläufe. Die Abgastemperatur entspricht der Eintrittstemperatur in den Wärmetauscher.

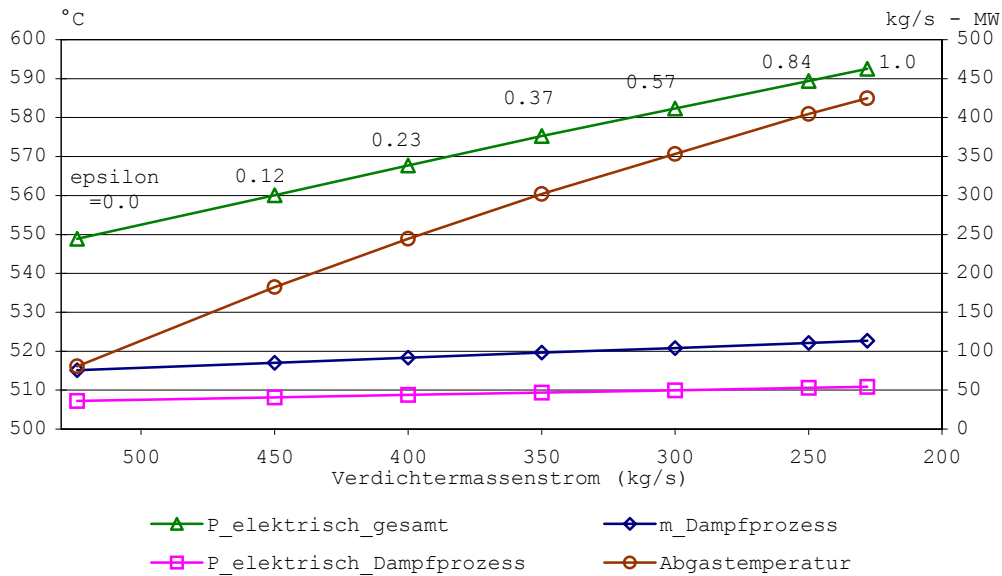


Abb. 3.14: Auswertung des Dampfprozesses zu den in Abb. 3.9 dargestellten GT-Prozessdaten

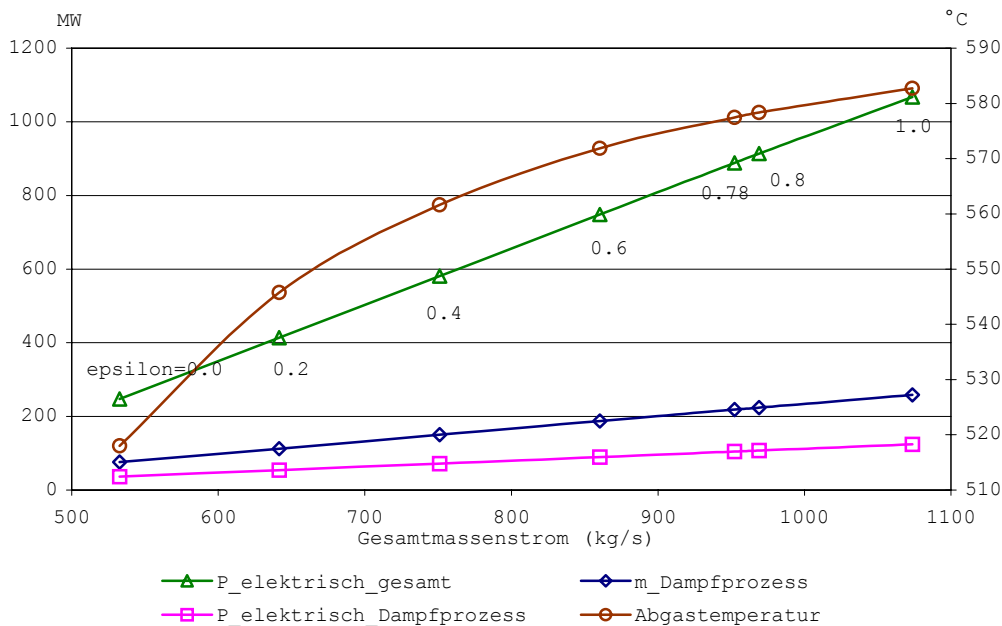


Abb. 3.15: Auswertung des Dampfprozesses zu den in Abb. 3.11 dargestellten GT-Prozessdaten

Für Turbomaschinen ist es üblich, den Wirkungsgrad als Funktion der spezifischen Leistung darzustellen. In den Abbildungen 3.16 und 3.17 wurde $\eta_{\text{Brennstoff}}$ und $\eta_{\text{Thermisch}}$ jeweils für die GT alleine und den Kombiprozess für verschiedene Wasserenthalpien dargestellt. Die Wassermenge wurde kontinuierlich von 0 weg in 0.2er-Schritten erhöht. Wegen $\lambda=1.1$ im Endpunkt stellt dieser das Limit für den Dampfmassenstrom dar.

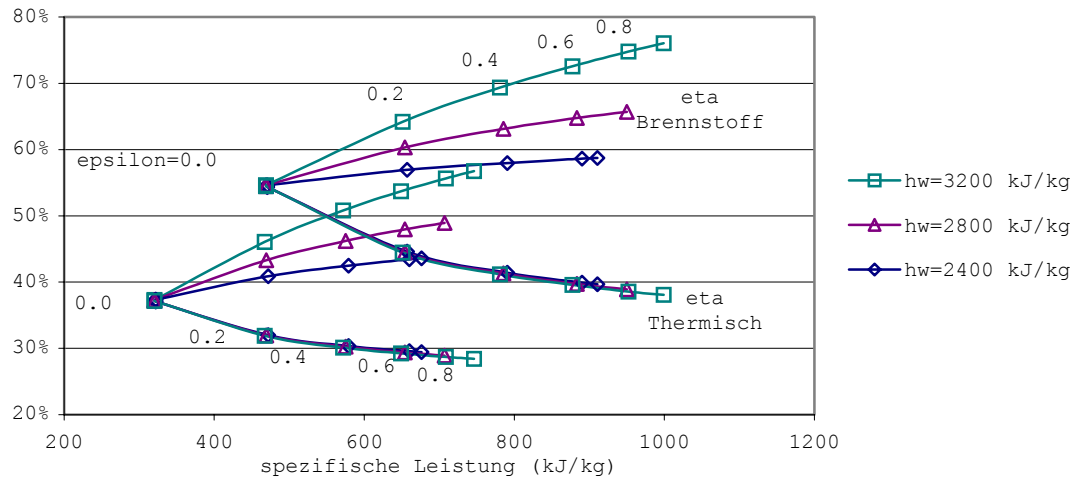


Abb. 3.16: Wirkungsgrad bei Verkleinerung des Verdichters als Funktion der spezifischen Leistung. Unten: nur GT-Prozess; Oben: Kombiprozess;

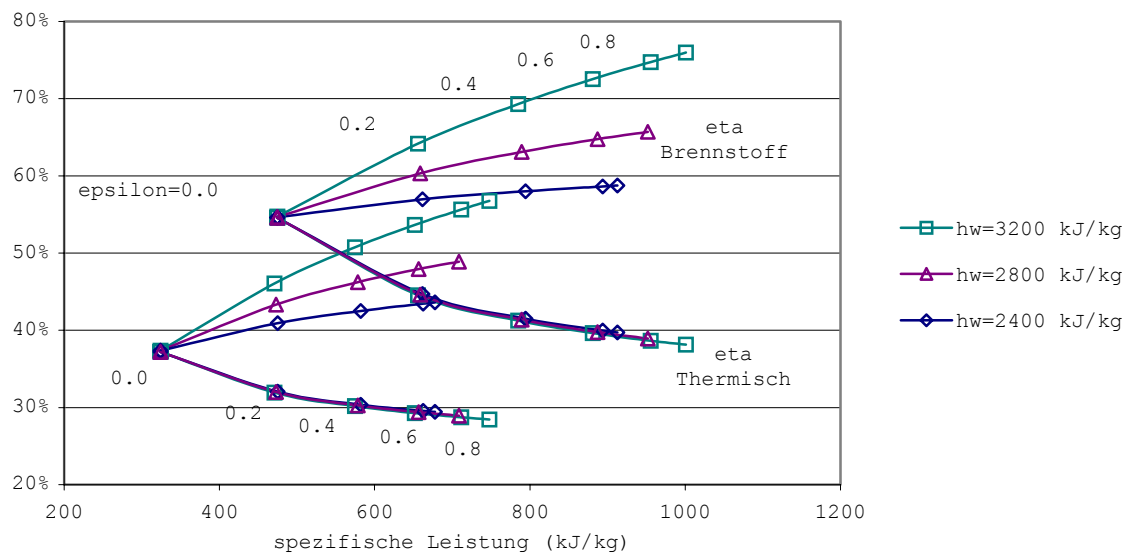


Abb. 3.17: Wirkungsgrad bei Vergrößerung der Turbine als Funktion der spezifischen Leistung. Unten: nur GT-Prozess; Oben: Kombiprozess;

Die beiden Diagramme sind fast identisch. Auf spezifische Leistungen bezogen ist es für den Wirkungsgrad egal, ob der Verdichter verkleinert oder die Turbine vergrößert wird. Lediglich Menge und Enthalpie des Wassers spielen eine Rolle, wobei $\eta_{\text{Thermisch}}$ fast nur von ϵ beeinflusst wird.

3.3.4 Spezielle Leistungsbetrachtung (II)

In Abschnitt 3.1.4 wurde untersucht, inwieweit es einen Unterschied macht, an welcher Stelle (Brennkammer oder Kühlsystem) man 50kg/s Dampf in die GT einbringt. Wir wollen nun diese zwei Fälle um einen Dritten erweitern: den Dampf nicht in die GT sondern direkt in den Abhitzeprozess.

Es zeigt sich (Tab. 3.2), dass diese dritte Variante zwar weniger Leistung, jedoch den größten Wirkungsgrad bietet.

50 kg/s Dampf:	in Brennkammer	in Kühlsystem	in Abhitzeprozess
Leistung GT	210.28 MW	210.68 MW	172.71 MW
Leistung DP	88.47 MW	88.35 MW	104.42 MW
Gesamt	298.75 MW	299.03 MW	277.13 MW
η Brennstoff	58.00%	58.05%	59.83%

Tab. 3.2: Leistungen und Wirkungsgrade für 50kg/s Dampf in Abhängigkeit vom Ort der Beimischung

Man muss an dieser Stelle abwägen, was wichtiger ist. Wird der Dampf nur kurzfristig genutzt, um z.B. Leistungsschwankungen im Netz zu kompensieren, dann ist es zweckmäßig, ihn direkt in die Gasturbine einzuspeisen, um schnell viel Leistung zu erhalten. Sind hingegen die 50kg/s fix im System zu integrieren, ist der Abhitzeprozess durch den höheren Wirkungsgrad dafür am besten geeignet.

3.4 Gültigkeit des Berechnungsmodells

Laut Modellbeschreibung wurde bisher Luft/Abgas als ideales Gas und Dampf entsprechend der Dampftabelle (vgl. Anhang 6.4) gehandhabt. Für die Berechnung der Turbinenleistung war es so möglich, Luft/Abgas und Dampf getrennt zu entspannen, anschließend wieder einen Temperaturlausgleich vorzunehmen und aus der Enthalpiedifferenz die Stufenleistung zu bestimmen (vgl. Abschnitt 6.3.4). Die Aufspaltung wurde vorgenommen, um auch große Mengen Wasser behandeln zu können, weil angenommen wurde, dass das Gemisch nicht als ideales Gas gehandhabt werden darf. Im ACM-Modell wird das gesamte Luft/Abgas/Dampfgemisch immer als ideales Gas behandelt.

Weiters gibt es noch die Möglichkeit, Luft/Abgas und Dampf zwar getrennt zu betrachten, jedoch erst nach dem Durchlaufen aller Stufen den Temperaturlausgleich vorzunehmen. Man würde quasi die Turbine einmal nur mit Dampf und einmal nur mit Luft/Abgas betreiben.

Um die Unterschiede zwischen diesen Modellen herauszuarbeiten, betrachten wir sieben verschiedene Fälle:

Die ganze Turbine besteht aus:

1. einer Turbinenstufe, nur ideales Gas
2. drei Turbinenstufen, nur ideales Gas
3. einer Turbinenstufe, Luft/Abgas und Dampf getrennt
4. drei Turbinenstufen, Luft/Abgas und Dampf getrennt, mit Temperaturlausgleich am Stufenaustritt
5. fünf Turbinenstufen, Luft/Abgas und Dampf getrennt, mit Temperaturlausgleich am Stufenaustritt
6. drei Turbinenstufen, Luft/Abgas und Dampf getrennt, ohne Temperaturlausgleich am Stufenaustritt
7. fünf Turbinenstufen, Luft/Abgas und Dampf getrennt, ohne Temperaturlausgleich Stufenaustritt

Die Unterteilung in 3, bzw. 5 Stufen erfolgt nur scheinbar. Es wird zwar immer das ganze Druckverhältnis der Turbine abgearbeitet, sodass am Turbinenaustritt in allen Fällen der gleiche Druck herrscht, jedoch erfolgt in der Berechnung eine Aufteilung des Π_{ges} entsprechend der Anzahl der angenommenen Stufen.

Eine gleichmäßige Aufteilung erfolgt (auf z Stufen) nach:

$$\Pi_{Stufe} = \sqrt[z]{\Pi_{ges}} \quad (3.7)$$

Ergebnis:

Ausgewertet wurde $\dot{m}=1\text{kg/s}$ bestehend aus 0.3kg/s Dampf, 0.3 kg/s Abgas und 0.4kg/s Luft. Sonstige Daten: ($\Pi=13.9$ ($p_{\text{ein}}=14.6$, $p_{\text{aus}}=1.05$), $\eta_p=0.849$, $T_{\text{IT}}=1100^\circ\text{C}$).

In Absolutzahlen ergibt sich:

Nr. (#):	1	2	3	4	5	6	7
T_{aus} ($^\circ\text{C}$)	567.8049	567.8049	568.7568	568.0518	567.9865	568.7797	568.7949
Δh (kJ/kg)	836.4869	836.4869	834.8069	835.8466	835.9427	834.7731	834.7507

Tab. 3.3: Austrittstemperatur und Enthalpie der Stufen

Zum leichteren Verständnis sind die Ergebnisse in Abb. 3.18 als Differenzen zu #1 (ideales Gas) dargestellt ($\#x-\#1$).

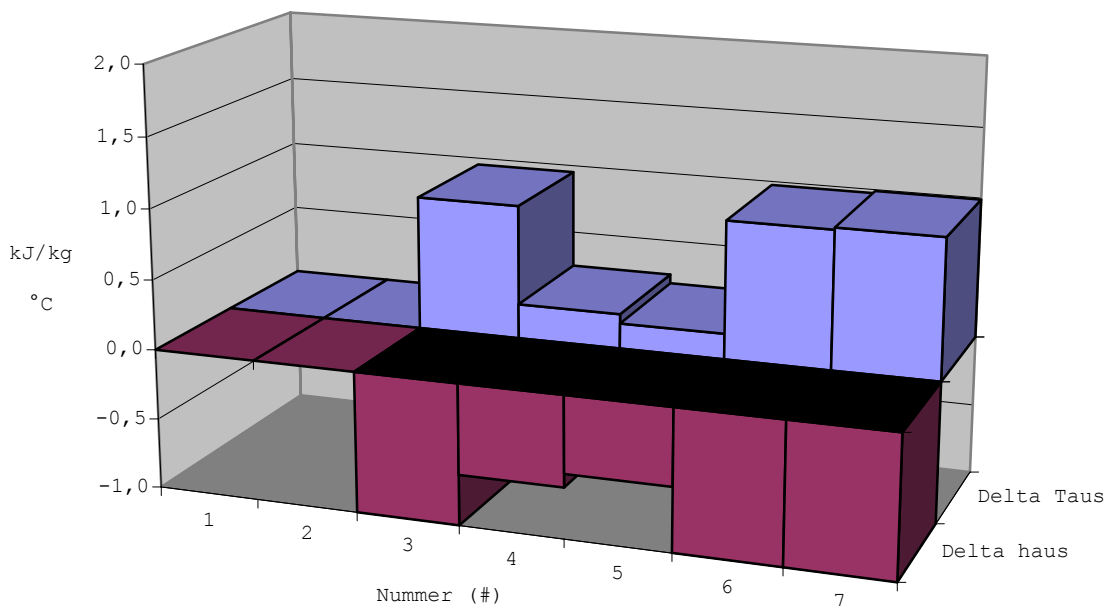


Abb. 3.18: ΔT ($^\circ\text{C}$) und Δh (kJ/kg) in Absolutzahlen bezogen auf ideales Gas (#1);

#1 und #2 zeigen, dass die Unterteilung für ideales Gas keinerlei Unterschied macht. Dies ergibt sich, wie oben schon erwähnt, aus der Tatsache, dass die Enthalpie nur eine Funktion der Temperatur ist und so die Partialdrücke der einzelnen Gase keinen Einfluss haben. Diese Betrachtung liefert die größte Leistung und die tiefste Austrittstemperatur.

Betrachtet man #3, #4 und #5 so erkennt man, dass sich mit zunehmender Stufenzahl auch eine Leistungssteigerung ergibt. Bedingt durch den niedrigeren Isentropenexponent (κ) von Dampf (vgl. Abschnitt 3.1.5), im Vergleich zum Luft/Abgasgemisch, tritt dieser etwas heißer aus den Stufen aus und beim Temperatúrausgleich erfährt das Luft/Abgasgemisch eine kleine Aufwärmung. Mit dieser mehrmaligen „Zwischenüberhitzung“ des Luft/Abgasgemisches steigt auch die Leistung. In der realen Turbine findet der Wärmeaustausch zwischen den Gasen kontinuierlicher statt, was einer unendlichen Anzahl an virtuellen Stufen ($z \rightarrow \infty$) entspricht.

Bei #6 und #7 fehlt der Wärmeaustausch zur Gänze, was sich in dem schlechteren Ergebnis widerspiegelt.

Die Leistung und Austrittstemperatur einer realen Turbine wird wohl irgendwo in der Mitte zwischen #1 und #5 liegen. Das Berechnungsmodell das für die 3.1 und 3.2 verwendet wurde, stellt somit eine Abschätzung nach unten dar. Die Turbine würde eigentlich ein bisschen mehr Leistung bringen. Umgekehrt stellt ein Modell das mit idealem Gas (z.B. ACM-Modell) arbeitet eine Abschätzung nach oben dar.

Da der relative Unterschied zwischen #1 und #5 unter einem Promille (!) liegt, ist es auch bei einem größeren Wasseranteil zulässig, die Berechnungen nach dem idealen Gasmodell durchführen.

4 NEUDIMENSIONIERUNG DER TURBINE

Dieses Kapitel behandelt die praktische Umsetzung der aus der thermodynamischen Prozessanalyse gewonnenen Daten.

Es soll nun versucht werden, eine geeignete Turbine auszulegen. Als Vorbild dient hierzu die bestehende GT13E2.

Es lässt sich im Vorfeld bereits abschätzen, dass eine simple Anpassung durch Vergrößerung nicht möglich ist. Die Leistung der fünf Turbinenstufen wäre insgesamt etwa ein Gigawatt! Das entspricht einem durchschnittlichen Atomkraftwerk.

Beim doppelten Massenstrom hat das Luft/Abgas/Dampfgemisch wegen des höheren spezifischen Volumens von Dampf einen mehr als doppelt so großen Volumenstrom. Vor allem in den hinteren Stufen steigen die nötigen Strömungsquerschnitte stark an, was in extremen Umfangsgeschwindigkeiten (vor allem an der Schaufelspitze) und Fliehkraftbelastungen resultiert. Am Turbineneintritt, wo die Schaufeln noch kürzer sind, sollte eine Anpassung möglich sein.

Wir beschränken unsere Überlegungen daher auf die erste Stufe mit der Vorgabe, dass diese genau die vom Verdichter benötigte Leistung bringt. Ansätze für Lösungsmöglichkeiten für die nachfolgenden Stufen werden in Kap. 4.7 behandelt.

Kapitel 4.1 bis 4.3 geben zuerst einen allgemeinen Überblick über die bestehende Turbine sowie grundlegende Informationen für die Neudimensionierung.

Ausgehend von der originalen Stufe soll in Kap. 4.4 und 4.5 zuerst eine geometrische Anpassung an den vergrößerten Massenstrom unter Berücksichtigung einer möglichst ähnlichen Maschine erfolgen. Des Weiteren (Kap. 4.6) soll eine Abschätzung der Belastungen aufgrund der Fliehkraft, der Gaskräfte und der thermischen Beanspruchung durchgeführt werden.

Für die Interpretation der Ergebnisse wird immer das Verhältnis von neuer zu ursprünglicher Stufe dargestellt.

Für die Berechnung wurde die radiale Geschwindigkeitskomponente vernachlässigt. Arbeitsmedium ist ideales Gas.

4.1 Die Turbinenstufe

4.1.1 Bezeichnungen

Indices:	0	...Anströmung Leitrad
	1c	...Engster Querschnitt im Leitrad
	1	...Austrittskante Leitrad, ohne Kühlluft
	1k	...Austritt Leitrad, mit Kühlluft
	2c	...Engster Querschnitt im Laufrad
	2	...Austrittskante Laufrad, ohne Kühlluft
	2k	...Austritt Laufrad mit Kühlluft

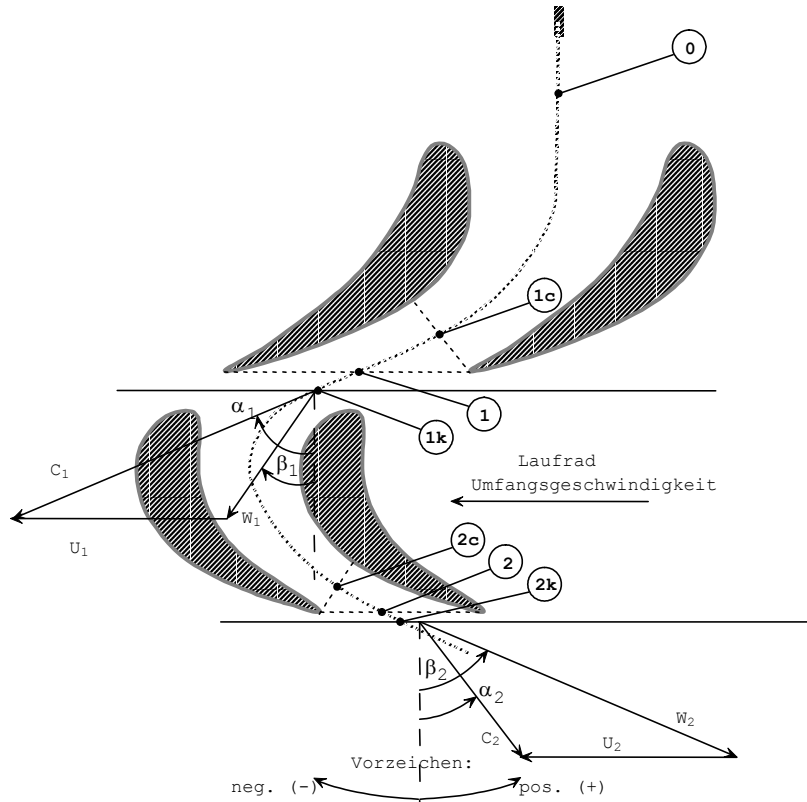


Abb. 4.1: Turbinenstufe mit Gitterpunkten und Geschwindigkeitsdreiecken

In Abb. 4.1 ist die erste Turbinenstufe dargestellt. Alle nachfolgenden Stufen werden im Allgemeinen nicht drallfrei, sondern mit dem Austrittsdrall der vorhergehenden Stufe angeströmt (α_2), funktionieren ansonsten aber analog.

Nach Alstom-Konvention werden die Winkel α und β von der axialen Richtung aus gemessen, was auch in dieser Arbeit beibehalten wird. Die Umfangsgeschwindigkeiten u_1 und u_2 werden mit dem mittleren quadratischen Durchmesser gebildet und unterscheiden sich innerhalb einer Stufe, wenn überhaupt, nur wenig voneinander.

Mittlerer quadratischer Durchmesser:
$$d_m = \sqrt{\frac{d_a^2 + d_i^2}{2}} \quad (4.1)$$

d_m entspricht jenem Durchmesser, der einen Kreisring in zwei flächengleiche Stücke aufteilt.

4.1.2 Symbole und Indices

Die Beschreibung des Gaszustandes in Gitterströmungen macht eine Verschiebung des Bezugssystems notwendig. Entsprechend verändern sich auch die Werte. Eine genaue Bezeichnung der Variablen ist daher notwendig. Die Symbolen und Indices können auch kombiniert auftreten sowie einen zusätzlichen Index für die Festlegung des Gitterpunktes (vgl. Abb. 4.1) enthalten.

Fixwerte: *Symbol bzw. Index:* -

Gewisse Größen wie Gaszusammensetzung und Gaskonstante bleiben in der Strömung konstant, solange keine Mischung verschiedener Gase (z.B. durch Dampfkühlung) erfolgt.

Absolutsystem: *Symbol bzw. Index:* c

Das Absolutsystem ist fest mit den nicht bewegten Teilen der GT verbunden. Als Symbol bezeichnet c die Absolutgeschwindigkeit.

Relativsystem: *Symbol bzw. Index:* w

Das Relativsystem rotiert mit dem Laufrad. Als Symbol bezeichnet w die Relativgeschwindigkeit.

Lokale Größen: *Index:* r

Sie beschreiben den tatsächlichen momentanen Zustand den ein in der Strömung mitbewegter Beobachter feststellen könnte.

Bestimmungsparameter:

Temperatur T_r ($^{\circ}\text{C}$), Druck p_r (bar), Geschwindigkeit v_r (m/s)

Totale Größen: *Index:* t

Sie beziehen die Größen auf einen Staupunkt (Geschwindigkeit isentrop verlangsamt auf 0).

$$\text{Staupunkttemperatur: } T_t = T_r + \frac{v_r^2}{2 c_p} \quad (4.2)$$

Multipliziert man mit c_p und vereinfacht mit $h = c_p T$ ergibt sich die

$$\text{Totalenthalpie zu } h_t = h_r + \frac{v_r^2}{2}. \quad (4.3)$$

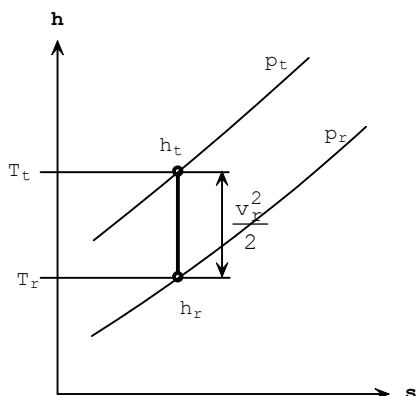


Abb. 4.2: hs-Diagramm Totalzustand

4.1.3 Umrechnen der Größen

Lokalzustand - Totalzustand:

Ist der lokale Zustand (p_r , T_r und v_r) bekannt, lassen sich die Totalgrößen sehr einfach ableiten. Schwieriger gestaltet sich das Umrechnen vom Total- in den Lokalzustand. Sind z.B. nur p_t und T_t (und somit die Entropie) bekannt, ist ein Rückschluss auf den lokalen Zustand ohne Kenntnis der Geschwindigkeit nicht möglich. Erst mit bekannter Geometrie (z.B. Kanaldurchmesser, Strömungswinkel, etc.) und dem Gesamtmassenstrom lässt sich diese abschätzen und der Relativzustand iterativ ermitteln.

Absolutsystem - Relativsystem

Tritt die Strömung vom Leitrad ins Laufrad über, ist ein Umrechnen in das rotierende Koordinatensystem sinnvoll. Im h - s -Diagramm in Abb. 4.3 ist der Übergang von Gitterpunkt "1k" zu "2" dargestellt.

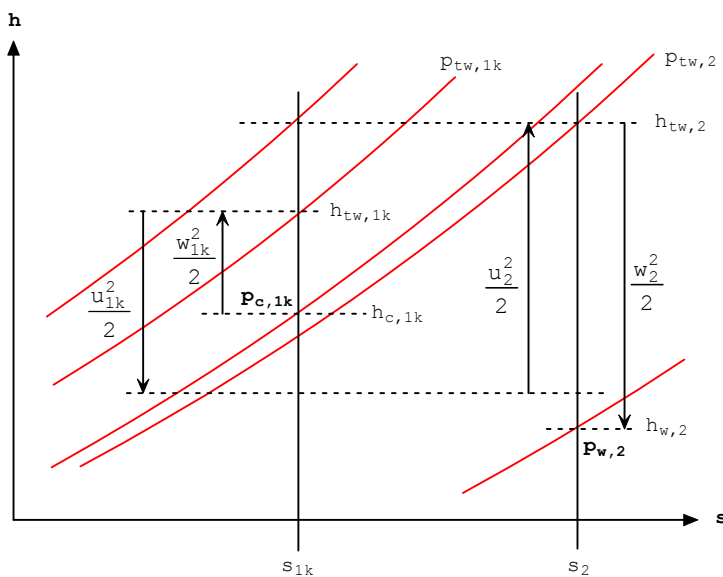


Abb. 4.3: h - s -Diagramm von "1k" nach "2"

Die Berechnung erfolgt mit den Energiegleichungen für das Leit- und Laufrad:

$$h_1 + \frac{c_1^2}{2} = h_2 + \frac{c_2^2}{2} \quad \text{für das Leitrad} \quad (4.4a)$$

$$h_1 + \frac{w_1^2}{2} - \frac{u_1^2}{2} = h_2 + \frac{w_2^2}{2} - \frac{u_2^2}{2} \quad \text{für das Laufrad} \quad (4.4b)$$

Mit w_{1k} erhält man die relative Totalenthalpie, mit der man über u_{1k} und u_2 mittels

$$h_{tw,2} = h_{tw,1k} + \frac{u_2^2}{2} - \frac{u_{1k}^2}{2} \quad (4.5)$$

und s_2 auf den Druck im rotierenden System kommt.

4.2 Auslegungsdaten

Um verschiedenartige Maschinen untereinander vergleichen zu können, haben sich dimensionslose Kennzahlen bewährt. Die für den Turbinenbau wichtigen sind im Folgenden erklärt. Die verwendeten Indices stimmen mit Abb. 4.1 überein.

Ursprünglich kommen diese Definitionen aus dem Dampfturbinenbau. Sie sind daher nur bedingt für gekühlte Beschaufelungen geeignet, bei welchen sich die Enthalpie nicht nur durch die verrichtete Arbeit, sondern auch durch die Kühlung ändert. Es lassen sich, je nach Auffassung, die Kennzahlen leicht variieren.

4.2.1 Wichtige Kennzahlen

Eine genaue einheitliche Definition der Kennzahlen existiert nicht, meist gibt es eigene, firmeninterne Definitionen, die sich für einen speziellen Maschinentyp bewährt haben.

Mögliche Variationen ergeben sich vor allem durch die Wahl der Bezugsgrößen wie Durchmesser (Nabe/Mitte/Spitze), Geschwindigkeit (Ein-/Austritt), Enthalpiedifferenz (isentrop/polytrop), usw...

In dieser Arbeit beziehen sich die Kennzahlen immer auf Totalgrößen entlang eines mittleren Stromfadens ($d_m = \sqrt{\frac{d_a^2 + d_i^2}{2}}$). Der Index t wird nicht speziell angeführt.

4.2.1.1 Reaktionsgrad

$$R = \frac{\Delta h_{\text{Rotor}}}{\Delta h_{\text{Stufe}}} \quad (4.6)$$

Dieser gibt das Verhältnis des Enthalpiegefälles im Rotor zum Verhältnis der gesamten Stufe an.

Reaktionsgrade der GT13E2-Turbine:

	Stufe 1	Stufe 2	Stufe 3	Stufe 4	Stufe 5
$\frac{h_{1k} - h_2}{h_0 - h_2}$	0.07	0.27	0.32	0.44	0.59
$\frac{h_{1k} - h_{2z}}{h_0 - h_{2z}}$	0.19	0.30	0.33	0.44	0.58
$\frac{h_{1k} - h_2}{(h_0 - h_1) + (h_{1k} - h_2)}$	0.09	0.29	0.31	0.43	0.58

Tab. 4.1: Reaktionsgrad der GT13E2-Turbinenstufen

In den ersten beiden Reaktionsgraden ist die Kühlluft des Stators enthalten, die Ergebnisse unterscheiden sich aber um die Beimischung der Kühlluft des Rotors. Sie werden sich aufgrund abnehmender Kühlluftströme gegen Ende immer ähnlicher. In Zeile 3 wurden nur jene Enthalpiegefälle berücksichtigt, die direkt aus dem Arbeitsumsatz im Leit/Laufrad resultieren (wie ungekühlte Stufe).

4.2.1.2 Druckzahl

Die Druckzahl ist ein relatives Maß für die Energieumsetzung in der Stufe, bezogen auf die Umfangsgeschwindigkeit u .

Es existieren verschiedene, aber ähnliche Definitionen der Druckzahl. Eine für den Turbomaschinenbau übliche ist:

$$\Psi = \frac{\Delta h_t}{u_{2m}^2} \quad (4.7)$$

mit Δh_t als Totalenthalpiegefälle der Stufe und

$$u_{2m} = \frac{d_m \pi n}{60} \quad (4.8)$$

Druckzahlen der GT13E2-Turbinenstufen:

	Stufe 1	Stufe 2	Stufe 3	Stufe 4	Stufe 5
$\frac{h_{1k} - h_2}{u_{2m}^2}$	2.59	1.89	1.58	0.95	0.74
$\frac{h_0 - h_2}{u_{2m}^2}$	4.41	2.41	1.62	0.96	0.75

Tab. 4.2: Druckzahlen der einzelnen Stufen mit u_2 im Meridianschnitt;

Die Druckzahl schwankt stark mit der Kühlluftmenge der Stufe. Um unabhängig von der Kühlluft zu sein, definieren wir neu:

$$\Psi_P = \frac{P_{\text{Stufe}}}{\dot{m} u_{2m}^2} \quad (4.9)$$

mit P_{Stufe} als Stufenleistung und \dot{m} als Gesamtmassenstrom, inklusive der Kühlluft nach der Stufe. Man erhält so:

	Stufe 1	Stufe 2	Stufe 3	Stufe 4	Stufe 5
$\frac{P_{\text{Stufe}}}{\dot{m} u_{2m}^2}$	1.77	1.56	1.27	0.86	0.88

Tab. 4.3: Druckzahlen der einzelnen Stufen mit u_2 im Meridianschnitt;

Diese Darstellung ist im Sinne des gemischten polytropen Wirkungsgrades, bei dem ebenso die Stufenleistung mit dem Gesamtmassenstrom verknüpft ist.

4.2.1.3 Lieferzahl

Sie ist das Verhältnis von Meridiangeschwindigkeit zur Umfangsgeschwindigkeit.

$$\phi = \frac{c_m}{u_m} \quad (4.10)$$

mit $c_m = c \cos(\alpha) = w \cos(\beta)$

Lieferzahlen der GT13E2-Turbinenstufen:

	Stufe 1	Stufe 2	Stufe 3	Stufe 4	Stufe 5
$\frac{c_{1k} \cos(\alpha_{1k})}{u_{1k}}$	0.58	0.58	0.52	0.45	0.40
$\frac{w_{2k} \cos(\beta_{2k})}{u_{2k}}$	0.55	0.54	0.50	0.45	0.43

Tab. 4.4: Lieferzahlen der einzelnen Stufen am Leitradaustritt (inkl. Kühlluft);

4.3 Auslegung ähnlicher Maschinen

Ähnliche Maschinen kommen in der Energietechnik vor allem dann zum Einsatz, wenn sich die Netzfrequenzen unterscheiden (z.B. Europa 50Hz, Amerika 60Hz). Es ist so ohne allzu großen Kostenaufwand möglich, einen bestehenden Maschinentyp anzupassen.

Untereinander ähnliche Maschinen zeichnen sich dadurch aus, dass sie, gleiche Prozessdaten vorausgesetzt, geometrisch und strömungsmechanisch ähnlich sind. Zur Beurteilung der Ähnlichkeit dienen dimensionslose Kennzahlen. Die wichtigsten (hier bezogen auf den Nabendurchmesser) sind die bereits erwähnte Lieferzahl, die Druckzahl und die Machzahl,

$$\varphi = \frac{c_{axial}}{u_N} \quad \lambda = \frac{\Delta h}{u_N^2} \quad Ma = \frac{v}{c} \quad (4.11) \quad (4.12) \quad (4.13)$$

sowie die Reynoldszahl und der Wirkungsgrad (η).

$$Re = \frac{v l}{\nu} \quad (4.14)$$

Die zur GT13 (50Hz) ähnliche Maschine ist die GT11, ausgelegt für eine Netzfrequenz von 60Hz. Wir wollen anhand dieser zwei Maschinen näher überlegen, was genau Ähnlichkeit bedeutet.

Grundvoraussetzung für Maschinenähnlichkeit sind gleiche Prozessdaten. Das bedeutet, dass beide Maschinen sowohl das gleiche Arbeitsmedium verwenden müssen, als auch die Betriebsparameter wie Druckverhältnis, Turbineneintrittstemperatur, Stufenzahl etc. gleich sein müssen.

Dies bedingt, dass in jeder Stufe das gleiche Enthalpiegefälle (Δh) umgesetzt werden muss. Aus der Definition der Druckzahl folgt, dass wenn diese konstant bleiben soll, auch u_N gleich bleiben muss. Wegen der höheren Netzfrequenz dreht die GT11 aber mit 3600 min^{-1} im Vergleich zu 3000 min^{-1} (GT13), weshalb der Nabendurchmesser um das Verhältnis der Drehzahlen ($3000/3600=0,83$) kleiner wird (für u_N konstant). Dasselbe gilt natürlich auch für den Spitzendurchmesser. Der Strömungsquerschnitt sinkt auf $0,83^2=0,69$, also auf rund 70% des bestehenden, ab. Die Lieferzahl besagt dass in beiden Maschinen die Axialgeschwindigkeit gleich ist, womit der Massenstrom und die Leistung ebenfalls auf 70% absinken.

Für strömungsmechanische Ähnlichkeit sind vor allem die Reynoldszahl und die Machzahl maßgebend. Die Strömungsgeschwindigkeiten sind in beiden Maschinen die gleichen, ebenso der Druck und die Temperatur, womit sich auch die Schallgeschwindigkeit nicht ändert. Dies bedeutet dass auch die Machzahlen gleich bleiben. Im Zähler der Reynoldszahl kommt neben der Strömungsgeschwindigkeit auch die charakteristische Länge l vor, die jedoch im Verhältnis der Drehzahlen mitskaliert wird. Im Bereich hoher Reynoldszahlen, also voll turbulenten Strömungen, ist diese Verminderung

aber näherungsweise vernachlässigbar und man darf weiters annehmen dass der Wirkungsgrad ebenfalls näherungsweise gleich bleibt.

Bei ähnlichen Maschinen variiert also je nach Drehzahl der Massenstrom, weil die Nabenumfangsgeschwindigkeit gleich bleiben muss und sich die Geometrie dementsprechend anpasst. Je höher die Drehzahl ist, desto kleiner werden der Massenstrom und die Leistung.

Es ist somit klar, dass eine Anpassung der Turbine an einen vergrößerten Massenstrom, wie sie im Rahmen dieser Diplomarbeit vorgenommen wird, nicht unter Einhaltung vollständiger Maschinenähnlichkeit erfolgen kann, weil die Drehzahl unverändert (3000 min^{-1}) bleiben soll. Ebenso wird die Grundvoraussetzung von gleichen Prozessdaten verletzt, weil sich mit der großen Wassermenge die Gasgemische unterscheiden.

Es wird dennoch der Versuch unternommen dass, soweit es möglich ist, die neue Stufe der bestehenden ähnlich ist. Dies kann vor allem für die im vorhergehenden Abschnitt beschriebenen Kennzahlen näherungsweise verwirklicht werden.

4.3.1 Geometrische Ähnlichkeit

Traupel [12]: „Geometrisch ähnliche Schaufelungen aus Werkstoffen gleicher Dichte, die mit derselben Umfangsgeschwindigkeit laufen, erfahren gleiche Spannungen durch Fliehkräfte!“

Bei Laufrädern in Axialmaschinen variiert im Allgemeinen die Schaufelquerschnittsfläche mit dem Radius, und zwar nimmt sie stets nach außen ab. Ein beliebiges Massenelement

$$dm = \rho f dr \quad (\text{mit } f=f(r); f\text{...Fläche}) \quad (4.15)$$

übt die Fliehkraft

$$dZ = r \omega^2 \rho f dr \quad (4.16)$$

aus. Bezieht man die Zugspannungen auf den Nabenquerschnitt r_N (die übliche Ausrundung der Schaufeln an der Nabe wurde vernachlässigt):

$$\sigma_{zN} = \rho \omega^2 \int_{r_N}^{r_S} \frac{f}{f_N} r dr \quad (\text{mit } r_S\text{...Spitzenradius, } r_N\text{...Nabenradius}) \quad (4.17)$$

Je nach Änderung des Querschnitts variiert auch die Spannung. Um eine allgemeine Aussage über die Zugspannungen machen zu können, beziehen wir die Radien auf den Nabenradius. Mit

$$k = \frac{r}{r_N}, \quad K = \frac{r_S}{r_N} \quad \text{sowie} \quad r_N \omega = u_N \quad (4.18) \quad (4.19) \quad (4.20)$$

ergibt sich:

$$\sigma_{zN} = \rho u_N^2 \int_1^K \frac{f}{f_N} k dk \quad (4.21)$$

Das Integral ist jetzt dimensionslos und hängt ausschließlich von der Geometrie der Schaufel ab, nicht aber von den absoluten Abmessungen. ρu_N^2 hat die Dimension einer Spannung. Geometrische Ähnlichkeit liegt somit dann vor, wenn ρ , u_N , K sowie σ_{zN} gleiche Werte annehmen.

4.3.2 Änderung der Drehzahl

Eine Erhöhung des Massenstroms bei gleicher Temperatur und Druck soll einen um $x\%$ größeren Volumenstrom bedeuten. Bleibt die Axialgeschwindigkeit gleich, muss der Querschnitt ebenfalls um $x\%$ größer werden, also sowohl der Naben (d_i) als auch der Spitzendurchmesser (d_a) um \sqrt{x} .

Es ergeben sich folgende Zusammenhänge:

$$\frac{A}{A_0} = x \quad \text{folglich} \quad \frac{d}{d_0} = \sqrt{x} \quad (4.22) \quad (4.23)$$

Der mittlere quadratische Durchmesser wird

$$d_m = \sqrt{x} d_{m0} \quad (4.24)$$

dadurch

$$\frac{u}{u_0} = \frac{d_m}{d_{m0}} \frac{n}{n_0} \quad \text{oder} \quad \frac{u}{u_0} = \sqrt{x} \frac{n}{n_0}.$$

Wegen gleicher Ähnlichkeitszahlen muss

$$\varphi = \frac{c_m}{u} = \text{konst.} \quad \text{gelten,}$$

was (Axialgeschwindigkeit $c_m = \text{konst.}$) nur durch eine Drehzahlabenkung von $1/\sqrt{x}$ machbar ist. Radiales Gleichgewicht (vgl. Anhang 6.1) vorausgesetzt, bleibt so auch die Druckzahl konstant.

Nimmt man vereinfacht an, dass die Schaufelmasse proportional der Verlängerung zunimmt, heben sich die Auswirkungen der Drehzahlabenkung und der Masseerhöhung (der Schaufel) in etwa auf, sodass die Belastungen aufgrund der Fliehkraft (Zugspannungen) gleich bleiben.

4.3.3 Änderung der Axialgeschwindigkeit

Sitzen Verdichter und Turbine auf der gleichen Welle (ohne zwischengeschaltetem Getriebe), würde eine Abweichung von der Nenndrehzahl starke Auswirkungen auf die gesamten Betriebsparameter der GT haben (Druckverhältnis, Massenstrom,... vgl. Verdichterkennfeld).

Möglich ist eine Erhöhung der Axialgeschwindigkeit (um $y\%$):

$$\frac{c_m}{c_{m0}} = y \quad (4.25)$$

$$\text{somit } \frac{\varphi}{\varphi_0} = \frac{c_m}{c_{m0}} \frac{u_0}{u} = 1 \quad \text{oder} \quad \frac{u}{u_0} = y \quad (4.26) \quad (4.27)$$

Gilt $n=\text{konstant}$, muss u ebenfalls um y zulegen. Damit ergibt sich für den mittleren Durchmesser:

$$d_m = y d_{m0} \quad (4.28)$$

$$\text{sowie } d_a = y d_{a0} \quad d_i = y d_{i0} \quad A = y^2 A_0 \quad (4.29) \quad (4.30) \quad (4.31)$$

Legt die Geschwindigkeit zu, ändert sich der Turbinenquerschnitt mit dem Quadrat, was insgesamt einen um y^3 vergrößerten Volumenstrom bewirkt.

4.4 Grobauslegung der ersten Stufe

Allgemeines:

Durch Verwendung des originalen Verdichters ist man an dessen Auslegungsdrehzahl von $n=3000\text{min}^{-1}$ auch für die Turbine gebunden. Als veränderlicher Parameter bietet sich, wie in Abschnitt 4.3.3 beschrieben, die Axialgeschwindigkeit an.

Es soll die erste Turbinenstufe so ausgelegt werden, dass sie genau jene Leistung erbringt, die zum Antreiben des Verdichters notwendig ist.

Der Durchlauf einer gekühlten Turbinenstufe lässt sich (vereinfacht) im h - s -Diagramm darstellen:

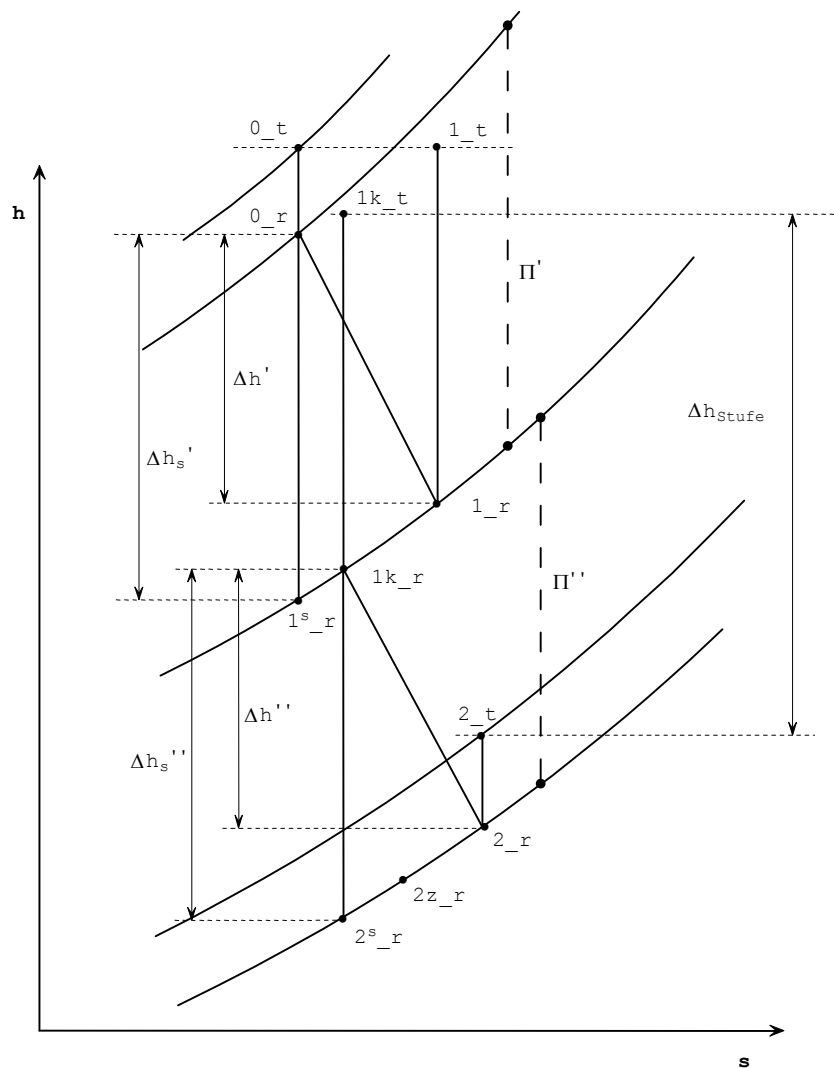


Abb. 4.4: h - s -Diagramm einer gekühlten Turbinenstufe (vereinfacht)

Die Bezeichnung der Punkte erfolgt in Analogie zu der in Kapitel 4.1 gezeigten Stufe. Der Einfachheit halber wird die Kühlluft immer am Ende des Leit- bzw. Laufrades beigemischt. Die Stufenleistung ergibt sich aus dem Laufradmassenstrom und dem Totalenthalpiegefälle zwischen Ein- und Austritt.

4.4.1 Voraussetzungen

Die notwendigen Daten (Eintrittstemperatur, Kühlmassenstrom, Gaszusammensetzung, etc...) sind aus der thermodynamischen Prozessanalyse bekannt.

P_{ein} :	14.68 bar	m_{Luft} :	47.56 kg/s
T_{ein} :	1316.44 °C	m_{Abgas} :	503.19 kg/s
h_{ein} :	2130.46 kJ/kg	m_{Wasser} :	311.60 kg/s
		m_{KS} :	73.97 kg/s
		m_{KR} :	48.62 kg/s

(m_{KS} ...Statorkühlung; m_{KR} ...Rotorkühlung)

4.4.2 Axialgeschwindigkeit

Die bestehende Turbine ist für einen Volumenstrom von 131.02 m³/s ausgelegt, was mit den Geometriedaten eine mittlere Axialgeschwindigkeit von 170 m/s ergibt. Die neu auszulegende Turbine muss einen Volumenstrom von 333.81 m³/s schlucken, womit sich die nötige Axialgeschwindigkeit (vgl. Kap. 4.3.3) auf

$$y = \sqrt[3]{\frac{333.81}{131.02}} = 1.366 \quad \text{also } c_m = y c_{m0} = 232.19 \text{ m/s}$$

erhöht.

4.4.3 Kanalgeometrie

Mit der Annahme von $c_m = \text{konst.}$ lässt sich die Ein- und Austrittsgeometrie bestimmen. Der Nabendurchmesser (d_i) bleibt konstant.

Eintritt:	Mitte:	Austritt:
d_i : 2.290 m	d_i : 2.290 m	d_i : 2.290 m
d_a : 2.778 m	d_a : 2.915 m	d_a : 3.052 m
d_m : 2.546 m	d_m : 2.622 m	d_m : 2.698 m

Als Vereinfachung wird für die Stufenauslegung der mittlere Durchmesser herangezogen. Es gilt somit $u_1 = u_2 = 403.92 \text{ m/s}$.

Anmerkung:

Da der Innendurchmesser um y erhöht wurde wäre es möglich, dass die Nabenbelastung durch die Fliehkraft für den bestehenden Werkstoff zu groß wird. Es könnte dann der Einsatz eines hochwertigeren Materials nötig sein. Eine nähere Überprüfung der Spannungsverhältnisse in der Nabe wird im Rahmen dieser Arbeit jedoch nicht durchgeführt.

4.4.4 Druckverhältnis

Für die benötigte Verdichterleistung ($P=202.7 \text{ MW}$) muss die Enthalpie an der Turbinenstufe um $\Delta h=205.8 \text{ kJ/kg}$ abfallen. Damit ist das nötige Stufenenthalpiegefälle festgelegt. Mit dem polytropen Wirkungsgrad der ursprünglichen Stufe ($\eta_p=0.8$) lässt sich ein notwendiges Π_{Stufe} abschätzen.

$$\Pi_{\text{Stufe}} = 1.645$$

4.4.5 Energiegleichungen

Die weitere Stufenauslegung erfolgt mit der "Eindimensionalen Theorie der Turbinenstufe" (nach Traupel [04]).

Indices:	Leitrad:	'	Lauf:	'
	Isentrop:	s		

Die Energiegleichungen des Leit- und Laufrades lauten allgemein

$$h_1 + \frac{c_1^2}{2} = h_2 + \frac{c_2^2}{2} \quad \text{für das Leitrad} \quad (4.32a)$$

$$h_1 + \frac{w_1^2}{2} - \frac{u_1^2}{2} = h_2 + \frac{w_2^2}{2} - \frac{u_2^2}{2} \quad \text{für das Laufrad} \quad (4.32b)$$

Da die Anströmung des Leitrades rein axial ($c_m=232.19\text{m/s}$) erfolgt, lässt sich mit (4.32a) die relative Enthalpie am Eintritt bestimmen und mit $s_{t0}=s_{r0}$ auch alle anderen Größen.

Verluste, die bei der Durchströmung entstehen, werden mit dem Leitrad- und Laufradwirkungsgrad berücksichtigt. Er gibt das Verhältnis von tatsächlicher relativer Austrittsgeschwindigkeit zu isentroper relativer Austrittsgeschwindigkeit an.

$$\eta' = \frac{c_1^2}{c_{1s}^2} \quad \text{Leitradwirkungsgrad} \quad (4.33a)$$

$$\eta'' = \frac{w_2^2}{w_{2s}^2} \quad \text{Laufradwirkungsgrad} \quad (4.33b)$$

Bevor man c_1 bestimmt, muss das Π_{Stufe} in Π' und Π'' aufgeteilt werden. Die Aufteilung kann vorerst beliebig erfolgen.

Mit Δh_s und der Annahme eines η' (hier $\eta'=0.97$) lässt sich die Austrittsgeschwindigkeit aus dem Leitrad angeben.

$$c_1 = \sqrt{2 \eta' \left(\Delta h_s' + \frac{c_0^2}{2} \right)} \quad (4.34a)$$

Der Energiesatz (4.21a) liefert mit $h_{0t}=h_{1t}$ die relative Enthalpie am Leitradaustritt und somit $\Delta h'$ das Leitradenthalpiegefälle.

Nach Beimischung der Leitradkühlluft (m_{KS}) und Wahl eines η'' (hier $\eta''=0.88$) lässt sich analog für das Laufrad vorgehen. Die Strömungsgeschwindigkeit soll beim Mischen konstant bleiben.

$$w_2 = \sqrt{2 \eta'' \left(\Delta h_s'' + \frac{w_1^2}{2} - \frac{u_1^2}{2} + \frac{u_2^2}{2} \right)} \quad (4.34b)$$

4.4.6 Machzahlen

Mit den relativen Größen am Austritt lässt sich das Verhältnis von Strömungsgeschwindigkeit zu Schallgeschwindigkeit, die sogenannte Machzahl, angeben.

$$\text{Ma} = \frac{c_1}{a_1} \quad \text{bzw.} \quad \text{Ma} = \frac{w_2}{a_2} \quad (4.35a) \quad (4.35b)$$

mit a_1 und a_2 als lokaler Schallgeschwindigkeit

Leitradaustritt: $\text{Ma} = 0.765$

Laufradaustritt: $\text{Ma} = 0.540$

Das Verhältnis ist in beiden Fällen weit von 1 entfernt, sodass ein Verstopfen des Turbinengitters ausgeschlossen werden kann.

4.4.7 Geschwindigkeitsdreiecke

Gemeinsam mit der Umfangsgeschwindigkeit und der konstant angenommenen Axialgeschwindigkeit lassen sich mit c_1 und w_2 die Geschwindigkeitsdreiecke konstruieren (α , β laut Alstom-Konvention von der Mitte aus gemessen! (vgl. Abb. 4.1)).

Es gilt:

Leitrad:

Laufad:

$$\alpha_1 = \arccos\left(\frac{c_m}{c_1}\right) \qquad \beta_2 = \arccos\left(\frac{c_m}{w_2}\right) \qquad (4.37a) \quad (4.37b)$$

$$c_{u1} = \sqrt{c_1^2 - c_m^2} \qquad w_{u2} = \sqrt{w_2^2 - c_m^2} \qquad (4.38a) \quad (4.38b)$$

$$w_{u1} = c_{u1} - u_1 \qquad c_{u2} = u_2 - w_{u2} \qquad (4.39a) \quad (4.39b)$$

$$w_1 = \sqrt{w_{u1}^2 + c_m^2} \qquad c_2 = \sqrt{c_{u2}^2 + c_m^2} \qquad (4.40a) \quad (4.40b)$$

4.4.8 Umfangsarbeit

Die Eulerschen Impulsmomentengleichung

$$a_u = u_1 c_{u1} - u_2 c_{u2} \qquad (4.41)$$

liefert die spezifische Stufenarbeit und mit gegebenem Massenstrom die Stufenleistung.

Da es bei gekühlten Turbinenstufen schwer zu beurteilen ist, welcher Teil des Kühlluftstroms bereits tatsächlich Arbeit verrichtet, wurde hier der Einfachheit halber der Leitradaustrittsmassenstrom herangezogen.

$$P_{\text{Stufe}} = m_{1K} a_u \qquad (4.42)$$

4.4.9 Optimierung

Um die Turbine für gegebene η' und η'' zu optimieren, geht man iterativ vor. Es muss sichergestellt werden, dass die Austrittsenthalpie aus der Stufe einem Δh von 205.8kJ/kg entspricht, um die nötige Verdichterleistung aufzubringen.

Mit Variation von Π' kann die Leistung optimiert, und unter Berücksichtigung der festgelegten Austrittsenthalpie, das Π_{Stufe} dementsprechend angepasst werden.

Die endgültige Optimierung erfolgt unter verschiedenen Gesichtspunkten, wie max. Leistung oder ein bestimmter Reaktionsgrad, etc... Im vorliegenden Fall wurde auf minimales Stufendruckverhältnis für die geforderte Leistung optimiert.

Folgen unmittelbar nach der ersten Stufe keine weiteren, muss man die mit dem Drall am Austritt verbunden Energie, als verloren betrachten. Es bietet

sich zur Beurteilung der nach Traupel [04] definierte aerodynamische Arbeitswirkungsgrad η_{sa} an.

$$\eta_{sa} = \frac{\Delta h_a}{\Delta h_s} \quad (4.43)$$

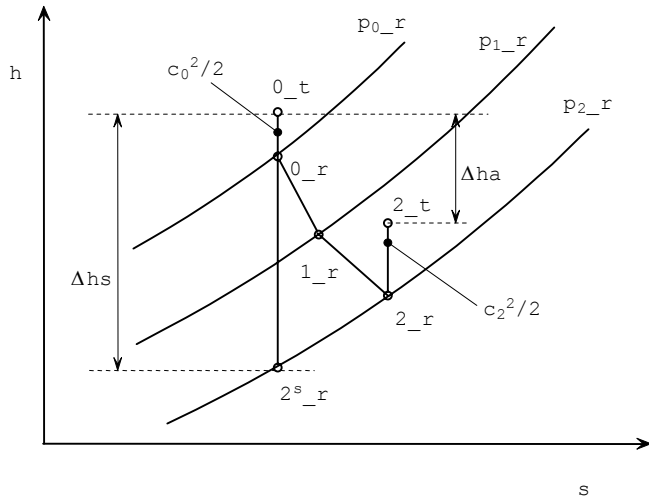


Abb. 4.5: Veranschaulichung der Definition von η_{sa}

Nach Ermittlung des Optimalpunkts mit obigen Kriterien, zeigt eine Variation des Π' nachstehende Wirkungsgradverläufe. Neben dem gerade erwähnten, ist noch der isentrope Leit- bzw. Laufradwirkungsgrad, sowie das nötige Π_{Stufe} , dargestellt.

Der Optimalpunkt ergibt sich für ein $\Pi_{Stufe}=1.555$ bei $\Pi'=1.39$. Wie man sieht, ist bei diesem Verhältnis das Π_{Stufe} tatsächlich ein Minimum.

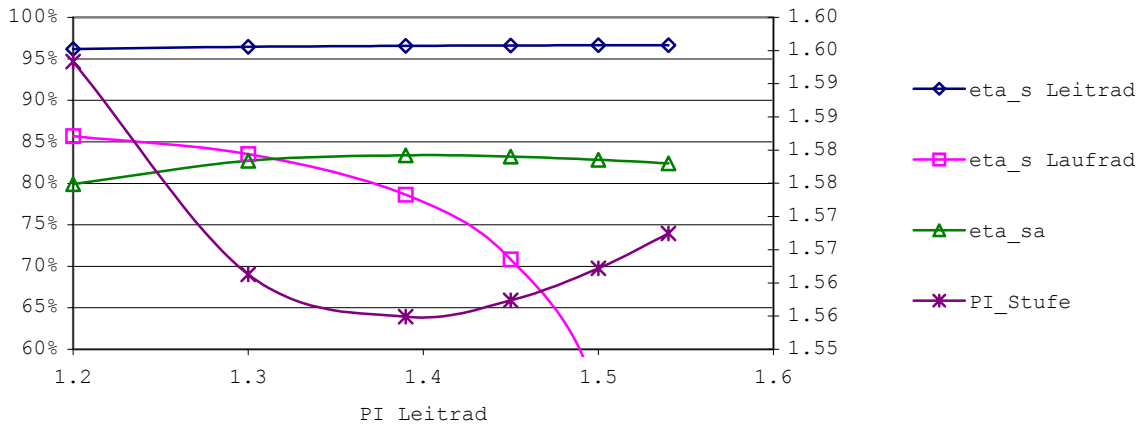


Abb. 4.6: Variation von $\Pi_{Leitrad}$ bei konstanter Stufenleistung

Die relevanten Werte sind in Tab. 4.5 zusammengefasst:

Π_{Leitrad}	1.20000	1.30000	1.39000	1.45000	1.50000	1.54000
Π_{Stufe}	1.59335	1.56128	1.55491	1.55735	1.56218	1.56746
η_{sa}	0.79922	0.82708	0.83370	0.83213	0.82834	0.82412
η'_{isentrop}	0.96198	0.96439	0.96550	0.96599	0.96632	0.96653
η''_{isentrop}	0.85709	0.83538	0.78640	0.70829	0.53973	0.02544
Druckzahl	1.26139	1.26139	1.26139	1.26139	1.26139	1.26140
Lieferzahl	0.57482	0.57482	0.57482	0.57482	0.57482	0.57482
Reaktionsgrad	0.56096	0.35839	0.20395	0.11519	0.04912	0.00099

Tab. 4.5: Variation von Π_{Leitrad} bei konstanter Stufenleistung durch Variation von Π_{Stufe} ; fettgedruckte Spalte entspricht den gewählten Werten

Druck und Lieferzahl dürfen sich wegen konstanter Stufenleistung und Axialgeschwindigkeit nicht ändern, der Reaktionsgrad wird verschwindend klein.

4.4.10 Allgemeines

In der ersten Stufe einer GT wird der Reaktionsgrad vergleichsweise niedrig gehalten, um die Gastemperatur möglichst schnell abzusenken und so die thermische Belastung des Laufrades zu verringern.

Bei frei endenden Schaufeln strömt stets ein Teil des Arbeitsgases über die Schaufelkante hinweg und kann so keinen Beitrag zur Stufenleistung bringen. Sind, wie in unserem Fall, Labyrinthdichtungen vorgesehen, so wird in diese stets Kühlluft eingeführt, sodass kein gesonderter Spaltverlust in Rechnung zu setzen ist. Er ist bereits in der Energiedissipation durch das Zufügen der Kühlluft enthalten (vgl. [04]).

Leichte Abweichungen zwischen bestehender und neuer Turbinenstufe treten in der Lieferzahl auf. Wegen der sich ändernden Gaszusammensetzung und dem geänderten spez. Volumen ändert sich auch die Druckzahl. Diese ist lediglich auf den Massenstrom bezogen, nicht auf den Volumenstrom. Durch den Wasserdampf vergrößert sich das Volumen aber überproportional ($R_{\text{H}_2\text{O}} > R_{\text{Luft}}$) was in der Definition von Ψ_p nicht berücksichtigt ist. Eine auf den Volumenstrom bezogene Druckzahl würde auch unabhängig von der Gaszusammensetzung sein.

4.5 Profilentwurf

Mit den erhaltenen Werten soll nun eine geeignete Beschau felung ausgelegt werden. Dies muss in einer Art und Weise geschehen, dass die Ein- und Austrittswinkel der Gitter mit der Berechnung (Kap. 4.4) übereinstimmen. Dazu wird für eine erste Näherung angenommen, dass der Abströmwinkel gleich dem Winkel im kritischen Querschnitt (engster Querschnitt, Index "1" bzw. "2") ist.

Der Profilentwurf soll mit radialem Gleichgewicht erfolgen. Dann gilt

$$r c_u = \text{konst. (vgl. Anhang 6.1)} \quad (4.44)$$

So entworfene Schaufeln geben eine konstante Umfangsarbeit entlang ihrer Schaufelhöhe. Gleichzeitig bestimmt diese Bedingung auch die nötige Verwindung.

Für die hier vorliegende Beschau felung wurde ein konstanter Austrittswinkel (α_1) für das Leitrad angenommen, der Austrittswinkel aus dem Laufrad (β_2) passt sich dementsprechend an.

Über der Höhe (Nabe bis Spitze) ergeben sich die in Tab. 4.6 dargestellten Winkel- und Geschwindigkeitsverläufe.

r	u	α_1	C_{m1}	C_{u1}	β_2	C_{m2}	C_{u2}
1.14	359.65	68.49	232.19	588.99	-62.32	195.46	-12.95
1.17	368.51	68.49	232.19	588.99	-60.72	205.80	1.51
1.20	377.36	68.49	232.19	588.99	-59.37	214.36	15.30
1.23	386.21	68.49	232.19	588.99	-58.24	221.46	28.45
1.26	395.07	68.49	232.19	588.99	-57.30	227.34	41.01
1.29	403.92	68.49	232.19	588.99	-56.51	232.18	53.02
1.31	411.90	68.49	232.19	588.99	-55.92	235.77	63.40
1.34	419.87	68.49	232.19	588.99	-55.44	238.71	73.39
1.36	427.85	68.49	232.19	588.99	-55.04	241.07	83.00
1.39	435.83	68.49	232.19	588.99	-54.74	242.90	92.26
1.41	443.80	68.49	232.19	588.99	-54.52	244.24	101.18

Tab. 4.6: Winkel und Geschwindigkeitsverläufe über der Schauffellänge (Einheiten: [m], [m/s], [°])

Damit liegen nun die Ein- und Austrittswinkel fest, unklar ist noch wie sich die Schaufelquerschnitte ändern.

Eine Möglichkeit Beschaukelungen auszulegen, ist die "Schaufel konstanter Fliehkraftspannung" (vgl. Traupel [04]). In diesem Fall nimmt die Querschnittsfläche in einer Art und Weise ab, dass die Zugspannung in allen Querschnitten gleich ist. Dieser Spannungszustand stellt sich allerdings nur ein, wenn die Schaufeln unendlich lang werden. Enden sie an einer Stelle k , muss man dort eine Masse anbringen (z.B. Deckplatte), die durch ihre Fliehkraft im örtlichen Querschnitt gerade die Spannung σ_z erzeugt. Unterlässt man dies, stellt sich ein Spannungsgradient ein, der an der Nabe am größten ist. Aus der Gleichgewichtsbedingung für ein beliebiges Massenelement

$$r \omega^2 \rho f dr = -d(\sigma_z f) \quad (4.45)$$

folgt mit $d\sigma_z / dr = 0$ und $k = \frac{r}{r_N}$ nach einigen Umformungen und Integration

$$\frac{f}{f_N} = \text{EXP} \left[-\frac{\rho u_N^2}{2 \sigma_z} (k^2 - 1) \right] \quad (4.46)$$

das notwendige Flächenverhältnis. Der Querschnitt nimmt also mit dem Radius exponentiell ab.

Wie aus den Überlegungen in Abschnitt 4.3.1 bekannt ist, müssen die Faktoren f/f_N und K (Glg. 4.17) der neuen Turbine mit jenen der bestehenden übereinstimmen, damit geometrische Ähnlichkeit gegeben ist. Die Konstanten ergeben sich zu: $\rho=8100\text{kg/m}^3$, $\sigma_z=810\text{N/mm}^2$ (d.h. bei einer Materialdichte von $\rho=8100\text{kg/m}^3$ beträgt die Spannung $\sigma_z \cong 810\text{N/mm}^2$ in jedem Schaufelquerschnitt, wenn die Schaufel unendlich lang ist).

Da wir mit der Erhöhung der Axialgeschwindigkeit sowohl den Naben- als auch Spitzenradius um denselben Faktor y vergrößern, bleibt der Faktor K gleich. Mit dem vergrößerten Nabendurchmesser der neuen Turbinenstufe ändert sich jedoch u_N ($n=\text{konst.}$) und das Flächenverhältnis f/f_N stimmt, wegen u_N^2 im Exponenten bei Glg. 4.46, nicht mehr mit dem Ursprünglichen überein. Die Schaufeln verzüngen sich rascher. Die Abweichung in den

Flächenverhältnisse f/f_N zwischen neuer und bestehender Turbine werden mit zunehmenden k größer und unterscheiden sich an der Spitze um rund 15%.

Die Differenz ist zwar nicht allzu groß, aber es wird klar, dass es in unserem Fall unmöglich ist, vollständige geometrische Ähnlichkeit zu realisieren. Man müsste dazu die beiden u_N durch eine Drehzahländerung wieder angleichen. Toleriert man die sich ergebende Abweichung erhält man folgende Stufendaten:

	Bestehende Stufe	Neue Stufe
Schaufelzahl z	63	63
Teilung (Nabe) [mm]	83,6	114,2
Sehnenlänge (Nabe) [mm]	95,3	130,2
Breite (Nabe) [mm]	91,1	124,4
Fläche (Nabe) [cm ²]	19,8	37,0
Fläche (Spitze) [cm ²]	16,2	25,2
Umfangsgeschw. u_N (m/s)	263,3	359,6

Tab. 4.1: Stufendaten

Die Vergrößerung der Fläche an der Nabe erfolgt nach untenstehender Abbildung. Legt man um den bestehenden Querschnitt ein Rechteck mit den Abmessungen a, b und vergrößert den Nabenradius um den Faktor y , verlängern sich a und b ebenfalls um y . Alle anderen Größen (Sehnenlänge, Breite, Teilung,...) werden so automatisch mitskaliert.

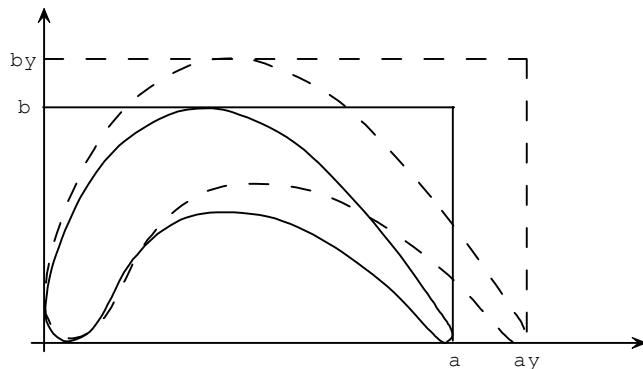


Abb. 4.7: Skalierung der Querschnitte um den Faktor y

4.6 Festigkeitsprüfung

Wegen der Rotation ist bezüglich der mechanischen Beanspruchung das Laufrad kritischer, lediglich bei den thermischen Belastungen wurde auch das Leitrad in die Betrachtung mit einbezogen.

4.6.1 Beanspruchung durch die Fliehkraft

Für die Zugspannungen am Nabenradius gilt:

$$\sigma_{zN} = \rho u_N^2 \int_1^K \text{EXP} \left[-\frac{\rho u_N^2}{2 \sigma_z} (k^2 - 1) \right] k dk \quad (4.47)$$

In der Gleichung ist bereits das im vorherigen Kapitel ermittelte Flächenverhältnis f/f_N eingesetzt. Wir werten diese Gleichung einmal für die bestehende und einmal für die neue Turbinenstufe aus. Alle dazu nötigen Größen sind aus dem vorhergehenden Kapitel bekannt.

Ergebnis:

Die konkreten Zahlen eingesetzt, folgen die Zugspannungen im Schaufelfuß zu

$$\begin{aligned} \sigma_{zN,NEU} &= 222.1 \text{ N/mm}^2 \\ \sigma_{zN,ORIGINAL} &= 127.3 \text{ N/mm}^2 \end{aligned}$$

Vergleich:

Es zeigt sich sofort, dass sich, aufgrund der unterschiedlichen u_N , auch die Spannungen ändern müssen. Ist y der Faktor der Maschinenvergrößerung (Abschnitt 4.3.3) ergibt sich für das Verhältnis der Spannungen

$$\frac{\sigma_{zN,NEU}}{\sigma_{zN,ORIGINAL}} = \frac{\rho y^2 u_N^2 \int_1^K \text{EXP} \left[-\frac{\rho y^2 u_N^2}{2 \sigma_z} (k^2 - 1) \right] k dk}{\rho u_N^2 \int_1^K \text{EXP} \left[-\frac{\rho u_N^2}{2 \sigma_z} (k^2 - 1) \right] k dk} \quad (4.48)$$

Es zeigt sich, dass im Intervall $1 < y < 1.4$ das Spannungsverhältnis näherungsweise linear um $2y$ zunimmt. In unserem Fall gilt also:

$$\frac{\sigma_{zN,NEU}}{\sigma_{zN,ORIGINAL}} = 2y = 1.74 \quad (4.49)$$

4.6.2 Beanspruchung durch Gaskräfte

Nach Traupel [04] ergibt sich für das Umfangs- und Axialmoment vereinfacht

$$M_u(r_N) = \frac{2\pi}{z_s} \left[\int_{r_N}^{r_{s1}} (\rho_{1K} + \rho_{1K} c_{m1}^2) (r - r_N) r dr - \int_{r_N}^{r_{s2}} (\rho_2 + \rho_2 c_{m2}^2) (r - r_N) r dr + \right. \\ \left. + \bar{p} \frac{r_{s2}^2 - r_{s1}^2}{2} \left(\frac{r_{s2} + r_{s1}}{2} - r_N \right) \right] \quad (4.50)$$

$$M_z(r_N) = \frac{2\pi}{z_s} \left[\int_{r_N}^{r_{s1}} \rho_{1K} c_{m1} c_{u1K} (r - r_N) r dr - \int_{r_N}^{r_{s2}} \rho_2 c_{m2} c_{u2} (r - r_N) r dr \right] \quad (4.51)$$

Da normalerweise der Schaufelfuß die höchstbelastete Stelle darstellt, sind die Momente auf den Nabenradius bezogen.

Beschreibung der Stoffgrößen:

Für das Laufrad ist es notwendig die benötigten Größen in das rotierende Bezugssystem umzurechnen. Druckgradienten, hervorgerufen durch die Fliehkraft der Rotation, bleiben unberücksichtigt.

Eintritt (erstes Integral):

Die Annahme konstanter Winkel (α_1) und Geschwindigkeiten (c_1) aus dem Leitrad ergibt für das Laufradkoordinatensystem folgende Geschwindigkeits- und Stoffwertverläufe.

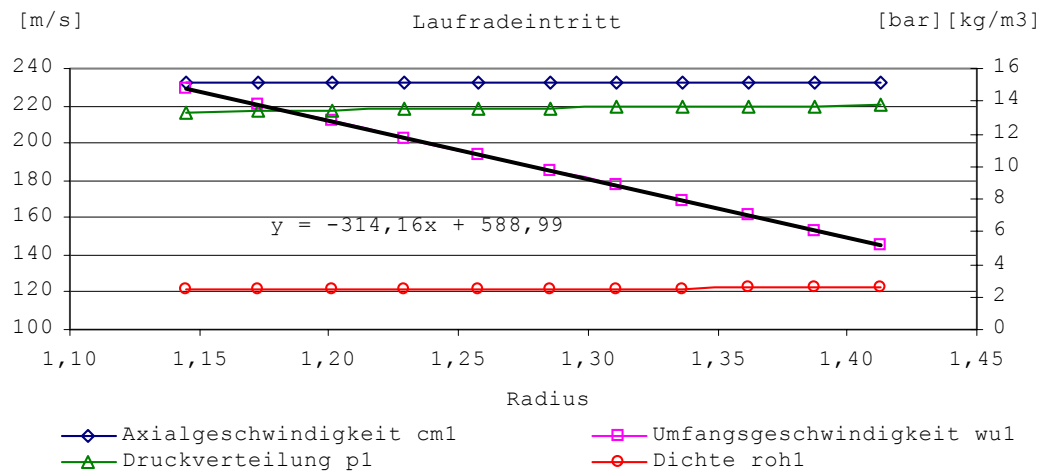


Abb. 4.8: Verlauf der Laufradeintrittsparameter in Abhängigkeit vom Radius

Genau genommen sind alle Größen, außer der Axialgeschwindigkeit, Funktionen des Radius, jedoch ändern sich der Druck und die Dichte nur sehr wenig, sodass man diese durch ihre Mittelwerte ersetzen kann. Um die Integrale nicht unnötig zu komplizieren, wird die Umfangsgeschwindigkeit durch ein geeignetes Polynom ersetzt.

Man erhält so:

$$\begin{aligned}
 c_{m1} &= 232.19 \text{ m/s} \\
 w_{u1}(r) &= -314.16 r + 588.99 \text{ m/s} \\
 p_1 &= 1353323 \text{ N/m}^2 \\
 \rho_1 &= 2.50698 \text{ kg/m}^3
 \end{aligned}$$

Austritt (zweites Integral)

Nach analoger Vorgehensweise wie am Eintritt stellen sich die Größen am Austritt folgendermaßen dar:

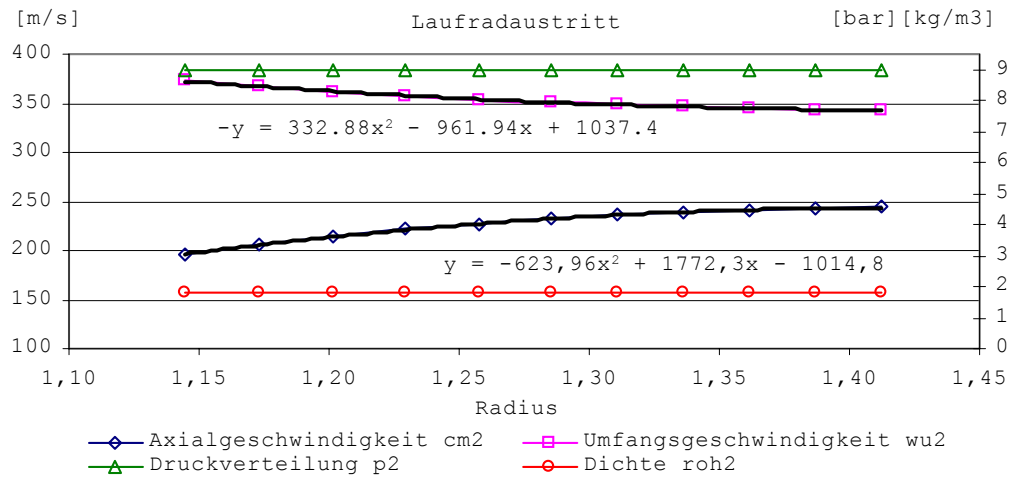


Abb. 4.9: Verlauf der Laufradaustrittsparameter in Abhängigkeit vom Radius

Wegen der Verwindung der Laufradschaufeln (konstante Umfangsarbeit!) müssen sich auch die Umfangsgeschwindigkeit und die Axialgeschwindigkeit ändern. Druck und Dichte bleiben hingegen konstant, weil sich die relative Austrittsgeschwindigkeit (w_2) nicht ändert. Die über der Höhe veränderlichen Werte werden, wie vorher, durch Ersatzpolynome angenähert.

$$\begin{aligned}
 c_{m2}(r) &= -555.21 r^2 + 1578.1 r - 878.86 \text{ m/s} \\
 w_{u2}(r) &= -332.88 r^2 + 961.93 r - 1043.9 \text{ m/s} \\
 p_2 &= 900175 \text{ N/m}^2 \\
 \rho_2 &= 1.83131 \text{ kg/m}^3
 \end{aligned}$$

Schaufeloberkante (letzter Term, nur bei M_u)

Bei der Überströmung der frei endenden Schaufeln soll sich eine Druckverteilung einstellen, die äquivalent zum mittleren Druck der Zu- und Abströmung ist. r_{s1} und r_{s2} sind die Spitzenradien der Schaufeln zwischen Ein- und Austritt.

$$\begin{aligned}
 \bar{p} &= (p_1 + p_2) / 2 = 1126749 \text{ N/m}^2 \\
 r_N &= 1.14481 \text{ m} \\
 r_{s1} &= 1.41266 \text{ m} \\
 r_{s2} &= 1.43632 \text{ m}
 \end{aligned}$$

Ergebnis:**Momente:**

Nach Einsetzen der Konstanten und Ersatzfunktionen, und Auswerten der Integrale ergibt sich

für das Umfangsmoment: $M_u = 2416.06 \text{ Nm}$

für das Axialmoment: $M_z = 1344.53 \text{ Nm}$

Gesamtmoment und Winkel (aus Abströmrichtung gemessen):

$$M_{\text{res}} = \sqrt{M_u^2 + M_z^2} = 2764.98 \text{ Nm} \quad (4.52)$$

$$\gamma = \text{ATAN} \frac{M_u}{M_z} = 60.90^\circ \quad (4.53)$$

Um einen Vergleich zur ursprünglichen Belastung zu haben, führt man dasselbe Prozedere für die bestehende Turbine durch. Dazu wird vorausgesetzt, dass die Umfangsarbeit ebenfalls konstant über dem Radius ist.

Daten Originalturbine:

$M_u = 1173.01 \text{ Nm}$

$M_z = 454.82 \text{ Nm}$

$M_{\text{res}} = 1258.1 \text{ Nm}$

$\gamma = 68.81^\circ$

Vergleich:

$$\frac{M_{u, \text{NEU}}}{M_{u, \text{ORIGINAL}}} = 2.06 \quad (4.54)$$

$$\frac{M_{z, \text{NEU}}}{M_{z, \text{ORIGINAL}}} = 2.96 \quad (4.55)$$

$$\frac{M_{\text{res, NEU}}}{M_{\text{res, ORIGINAL}}} = 2.20 \quad (4.56)$$

Vor allem das Axialmoment nimmt durch die längeren Schaufeln stark zu, das resultierende Moment wird etwas mehr als doppelt so groß.

Spannungen:

Für die Belastung der Schaufeln und somit für die Lebensdauer sind die Axial- und Umfangsmomente nur von untergeordneter Bedeutung. Relevant ist vor allem die Spannung. Für diese gilt allgemein:

$$\sigma = \frac{M}{W} \quad \text{und} \quad W = \frac{I}{e} \quad (4.57) \quad (4.58)$$

mit dem Widerstandsmoment W und dem Faserabstand e .

Abb. 4.7 zeigt, wie die Querschnittsflächen für die neue Stufe angepasst wurden. Um die Zusammenhänge leichter verständlich zu machen, ersetzen wir gedanklich die Schaufel durch das umschriebene Rechteck. Dann gilt für das Flächenträgheitsmoment (um eine horizontale Mittellinie)

$$I = \frac{a b^3}{12} \quad (4.59)$$

Die höchsten Spannungen treten stets in der Randfaser auf. Mit $e=b/2$ ergibt sich die Maximalspannung daher zu

$$\sigma = \frac{12 M b}{2 a b^3} = \frac{6 M}{a b^2} \quad (4.60)$$

Um eine Schaufel bekannter Geometrie zu skalieren, reicht die Angabe einer charakteristischen Abmessung aus, da alle weiteren Maße aus dieser abgeleitet werden können. Gängig ist es, die Sehnenlänge anzugeben. Dasselbe gilt somit auch für das gedachte Rechteck. Die Längen a und b stehen stets im selben Verhältnis. Ersetzt man vereinfacht die Seite a durch die Sehnenlänge s der Schaufel und setzt die Breite $b = \xi s$, also als einen fixen Anteil von s in Gleichung (4.60) ein, erhält man

$$\sigma = \frac{6 M}{\xi^2 s^3} \quad (4.61)$$

Die Biegespannung ist bei gegebener Gestalt des Profils an der Schaufelwurzel also umgekehrt proportional der 3. Potenz seiner Sehnenlänge.

Berücksichtigt man diese Tatsache, ergibt sich für die Spannungen im Vergleich:

$$\frac{\sigma_{\text{NEU}}}{\sigma_{\text{ORIGINAL}}} = \frac{\frac{6 M_{\text{NEU}}}{\xi^2 y^3 s^3}}{\frac{6 M_{\text{ORIGINAL}}}{\xi^2 s^3}} = \frac{1}{y^3} \frac{M_{\text{NEU}}}{M_{\text{ORIGINAL}}} \quad (4.62)$$

Mit $y=1.366$ und $y^3=2.55$ folgt, dass, obwohl die Momente mehr als doppelt so groß werden, die Spannungen in Umfangsrichtung sinken und in axialer Richtung nur etwas steigen.

$$\frac{\sigma_{u, \text{NEU}}}{\sigma_{u, \text{ORIGINAL}}} = 0.81 \quad (4.63)$$

$$\frac{\sigma_{z, \text{NEU}}}{\sigma_{z, \text{ORIGINAL}}} = 1.16 \quad (4.64)$$

Sollten die Spannungen dennoch zu groß sein, muss man die Schaufelzahl reduzieren. Es ist dann mehr Platz am Umfang und somit möglich, die Sehnenlänge s noch weiter zu verlängern. Allgemein gilt (Beweis siehe [12]) dass der Einfluss der Schaufelzahl auf die Biegespannung ein quadratischer ist: halbiert sich die Schaufelzahl, betragen die Biegespannungen etwa nur mehr ein viertel der ursprünglichen.

Des Weiteren ist es üblich, Laufschaufeln schräg in Laufrichtung einzubauen. Aus aerodynamischer Sicht ist der Einfluss vernachlässigbar. Die Schwerpunktsverschiebung bewirkt eine ausgleichende Hilfswirkung infolge einer zusätzlichen Biegespannung, die der Schaufelbiegespannung aufgrund der Gaskräfte entgegenwirkt.

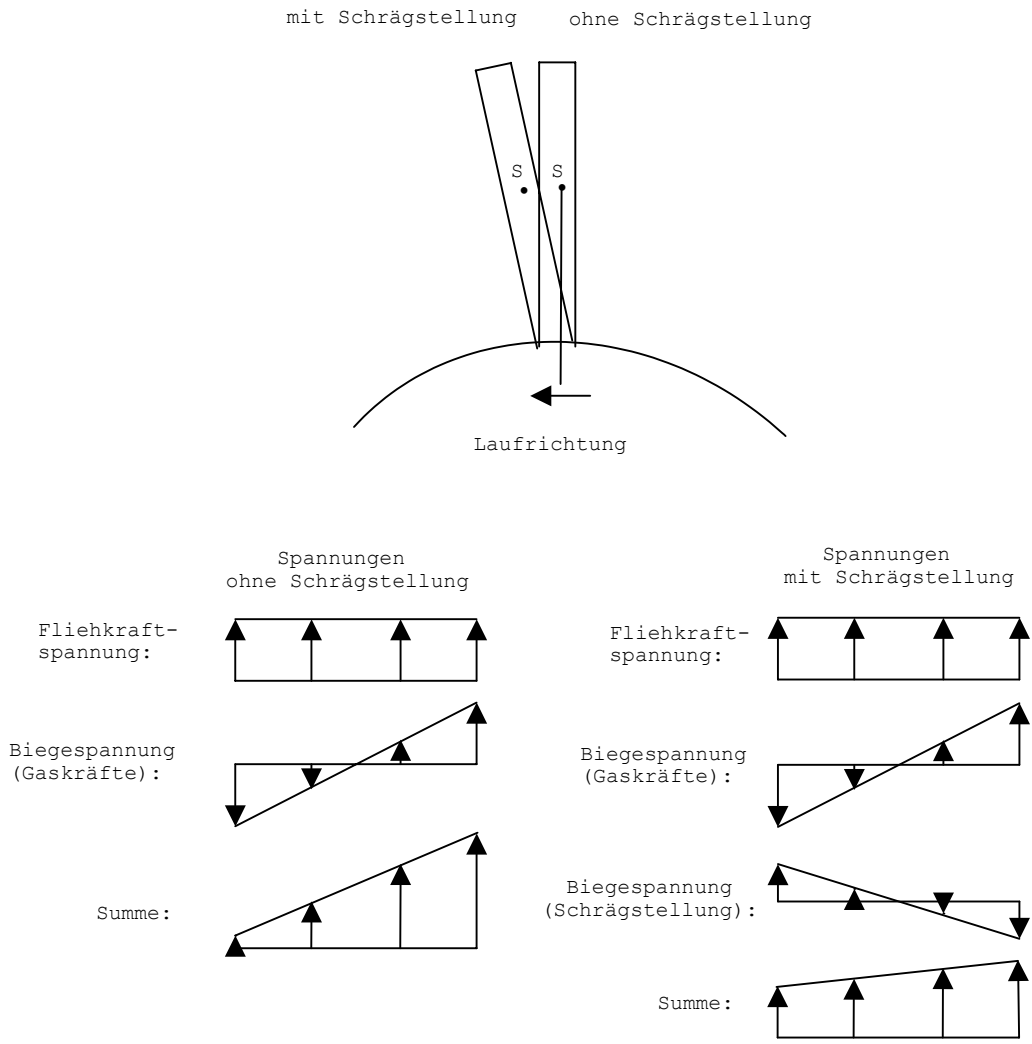


Abb. 4.10: Spannungskompensation durch Schrägstellung der Schaufeln

4.6.3 Thermische Belastung

Insbesondere die Beschau felung der ersten Stufe ist hohen Temperaturen ausgesetzt. Entscheidend dafür ist die Hotgasttemperatur, die im Vergleich mit der originalen, jetzt zusätzlich höher liegt.

Aufgrund des hohen Wasseranteils ist die Gaszusammensetzung eine andere, was veränderte Wärmeübergangskoeffizienten nach sich zieht. Im Allgemeinen steigt dieser mit höherem Wasseranteil.

Ebenso wichtig sind der Einfluss der Strömungsgeschwindigkeit, sowie die Umlenkung in den Leit- bzw. Laufradschaufeln.

Entscheidend für den Wärmeübergang bei erzwungener Strömung ist die Stanton-Zahl.

$$St = \frac{\alpha}{\rho c_p \bar{c}} \quad (4.65)$$

Hierbei ist α der Wärmeübergangskoeffizient, c_p die mittlere spez. Wärmekapazität, ρ die Dichte und \bar{c} die mittlere Strömungsgeschwindigkeit.

Der über den Schaufelumfang gemittelten Wärmeübergangszahl entspricht eine bestimmte Stantonzahl. Bei Traupel [04] findet sich ein Ansatz für eine vereinfachte Näherungslösung der Stantonzahl mit deren Hilfe sich der Wärmeübergangskoeffizient bestimmen lässt. Es wird dabei in Leit- und Laufrad unterschieden.

Leitrad ('):

$$St' = a Re^{-0.34} S^{-0.58} \quad (4.66)$$

$$Re = \frac{\bar{c} s'}{v} \quad (4.67)$$

$$S = \frac{\sin(\alpha_0)}{\sin(\alpha_1)} \sqrt{\frac{2 b'}{t' \sin(\alpha_0 + \alpha_1) \cos^2\left(\frac{\alpha_0 - \alpha_1}{2}\right)} - 1} \quad (4.68)$$

Laufrad (''):

$$St'' = a (1 + 0.8 S_r^{0.42}) Re^{-0.34} S^{-0.58} \quad (4.69)$$

$$Re = \frac{\bar{w} s''}{v} \quad (4.70)$$

$$S_r = \frac{u_m l}{\bar{w} D_m} \quad (4.71)$$

$$S = \frac{\sin(\beta_1)}{\sin(\beta_2)} \sqrt{\frac{2 b''}{t'' \sin(\beta_1 + \beta_2) \cos^2\left(\frac{\beta_1 - \beta_2}{2}\right)} - 1} \quad (4.72)$$

Hier ist b die axiale Radbreite, t die Teilung und S_r ein Faktor zur Berücksichtigung des Einflusses der Rotation auf den Wärmeübergang. Der Beiwert a ist ein empirischer Faktor und wird nach Versuchen von BBC und

Sulzer zu $a=0.5$ vorgeschlagen. Für die Reynoldszahl ist die mittlere Geschwindigkeit im Leit- und Laufrad einzusetzen, die sich aus dem Betrag der halben vektoriiellen Summe von Ein- und Austrittsgeschwindigkeit ergibt.

$$\bar{c} = \left| \frac{\vec{c}_0 + \vec{c}_1}{2} \right| \quad \text{bzw.} \quad \bar{w} = \left| \frac{\vec{w}_1 + \vec{w}_2}{2} \right| \quad (4.73) \quad (4.74)$$

Die Winkel sind bei [04] anders definiert, sodass $\alpha_0=90-\alpha_0$ und $\beta_1=90-\beta_1$ bzw. $\alpha_1=90+\alpha_1$ und $\beta_2=90+\beta_2$ einzusetzen ist.

Ergebnis:

Eine Auswertung der Gleichungen (4.66) bis (4.72) und Einsetzten in (4.65) ergibt für die Wärmeübergangszahl α

Leitrad: $\alpha = 1700.1 \text{ W/m}^2\text{K}$

Laufrad: $\alpha = 1444.4 \text{ W/m}^2\text{K}$

Mit den Werten der originalen Turbinenstufe folgt

Leitrad: $\alpha = 979.1 \text{ W/m}^2\text{K}$

Laufrad: $\alpha = 883.9 \text{ W/m}^2\text{K}$

Vergleich:

Schreibt man die Ergebnisse wieder als Verhältnis zueinander

$$\frac{\alpha_{\text{LEITRAD, NEU}}}{\alpha_{\text{LEITRAD, ORIGINAL}}} = 1.737 \quad (4.75)$$

$$\frac{\alpha_{\text{LAUFRAD, NEU}}}{\alpha_{\text{LAUFRAD, ORIGINAL}}} = 1.634 \quad (4.76)$$

ergibt sich ein um 60% bis 70% gesteigerter Wärmeübergang. Da wir in den Schaufeln Dampf zur Kühlung verwenden und sich α auch an der Innenseite dementsprechend erhöht, wird sicherlich ein Teil wieder kompensiert. Ebenso wirkt sich die fast doppelte spezifische Wärmekapazität von Dampf gegenüber Luft positiv aus. Eine Verbesserung des Wärmeübergangs durch Erhöhung der Strömungsgeschwindigkeit in den Kühlkanälen wäre denkbar.

Es sollte so möglich sein, die thermischen Belastungen in den Griff zu bekommen, eine genauere Analyse wird an dieser Stelle aber nicht durchgeführt.

4.6.4 Zusammenfassung

In Abb. 4.11 ist die Abhängigkeit der Zeitfestigkeit von Spannung und Werkstofftemperatur dargestellt. Je nach vorgegebenem Kriterium gelten die Kurven (von oben nach unten, gleiche Temperaturen) für Dehnungsbruch, 1.0% Kriechdehnung und 0.2% Kriechdehnung.

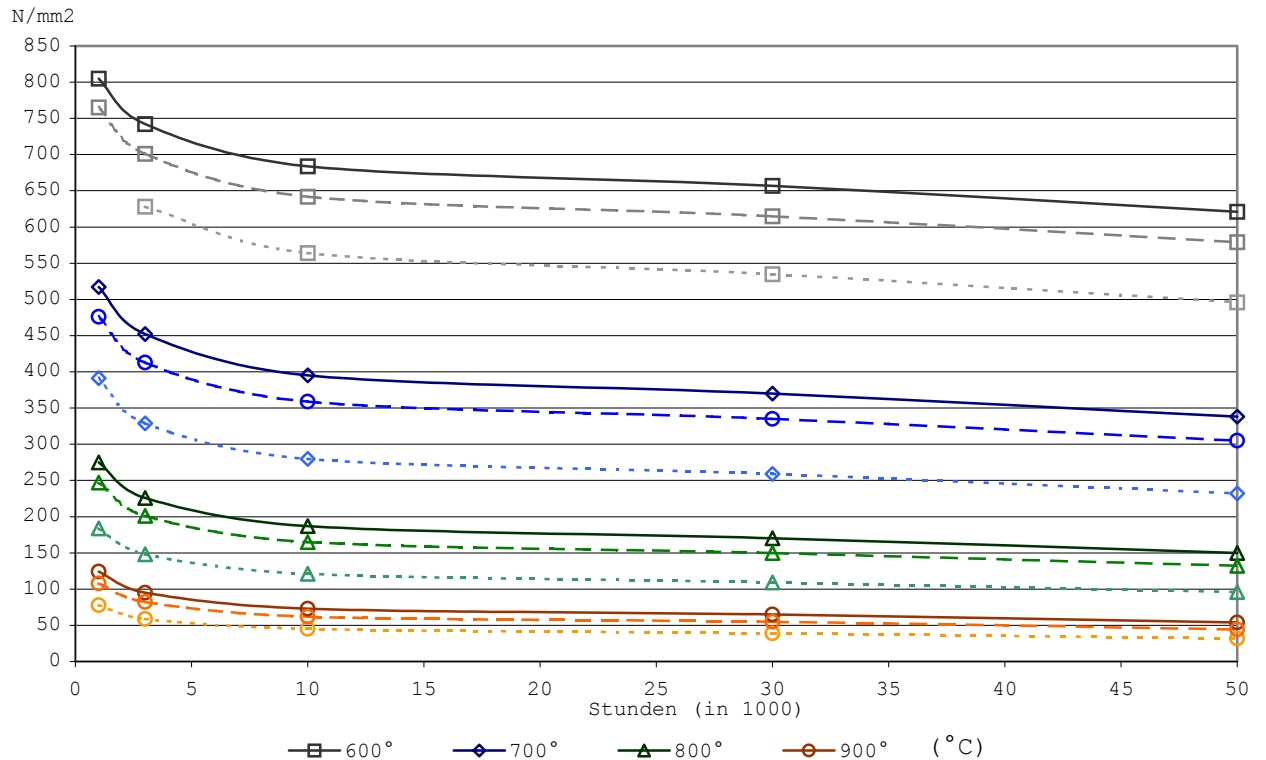


Abb. 4.11: Zeit-Dehnungs-Diagramm des Werkstoffs IN-738LC (Linienbezeichnung: durchgehend = Dehnungsbruch, gestrichelt = 1.0% Kriechdehnung, punktiert = 0.2% Kriechdehnung)

Die sehr flach verlaufenden Kurven bewirken, dass bereits eine geringe Erhöhung der Spannung oder der Temperatur große Einbussen der Zeitfestigkeit nach sich zieht.

Es gilt, im Sinne einer brauchbaren Zeitfestigkeit, eine Erhöhung der Spannungen unbedingt zu vermeiden, wenn nicht gleichzeitig ein Absenken der Schaufeltemperatur möglich ist.

Ein anderer Ausweg wäre das Absenken der TIT um bei gleichem Kühlmassenstrom niedrigere Werkstofftemperaturen zu ermöglichen. Es ist allerdings fraglich, ob die negativen Auswirkungen wie Leistungsabfall und Wirkungsgradverschlechterung aus wirtschaftlicher Sicht in Kauf genommen werden können.

4.7 Weiterführendes

Es soll in diesem Kapitel diskutiert werden, welche Optionen sich für die weitere Nutzung des Abgasmassenstroms nach der ersten Stufe bieten. (Austrittsdaten nach der ersten Stufe: $\Pi=9,14$; $T_T=1050\text{ °C}$; $c_m=230\text{ m/s}$)

Klar ist, dass grobe bauliche Veränderungen unvermeidbar sind. Das Hauptproblem sind die hohe Gastemperatur und die Geschwindigkeit.

Man steht gewissermaßen vor einem Dilemma, denn verwendet man sehr teure und dafür hitzebeständigere Werkstoffe können sich die Kosten vervielfachen, kostengünstigere Werkstoffe machen wiederum eine aufwendige Kühlung notwendig. Kommt als Kühlmedium Luft zum Einsatz, muss diese dem Verdichter bei geeignetem Druck entnommen werden, was einen erhöhten Verdichterleistungsbedarf bedeutet. Bei Dampfkühlung fällt dieser zwar weitgehend weg, unabhängig davon vermindert aber jedes kg Kühlmedium das mögliche Enthalpiegefälle. Ohne ausreichende Kühlung würde jedoch jeder Werkstoff binnen kürzester Zeit zerstört werden.

Der Vorteil ist, dass man durch die in den vorherigen Kapiteln beschriebenen Abänderungen jetzt unabhängig von der bestehenden GT agieren kann.

4.7.1 Absenken der Drehzahl - Splitshaft-Anordnung

Erlaubt man eine kleinere Drehzahl, lässt sich ein größerer Volumenstrom durchsetzen. Die hierzu nötigen Maßnahmen für die Änderung der Geometrie wurden bereits in Kapitel 4.3 näher erläutert.

Mit dem Verhältnis der Volumenströme (vgl. Abschnitt 4.3.1) entspricht hier x etwa 2.55, die Schaufeln werden folglich um $\sqrt{x} = 1.6$ (~60%) länger als die Originalen. Im Gegenzug senkt sich die Drehzahl von 3000 min^{-1} auf 1880 min^{-1} ab.

Die Idee ist, direkt im Anschluss zur ersten Stufe, ähnlich wie in der bestehenden Turbine, die nachfolgenden Stufen auf einer separaten Welle zu bauen. Man bezeichnet dies auch als Splitshaft-Anordnung.

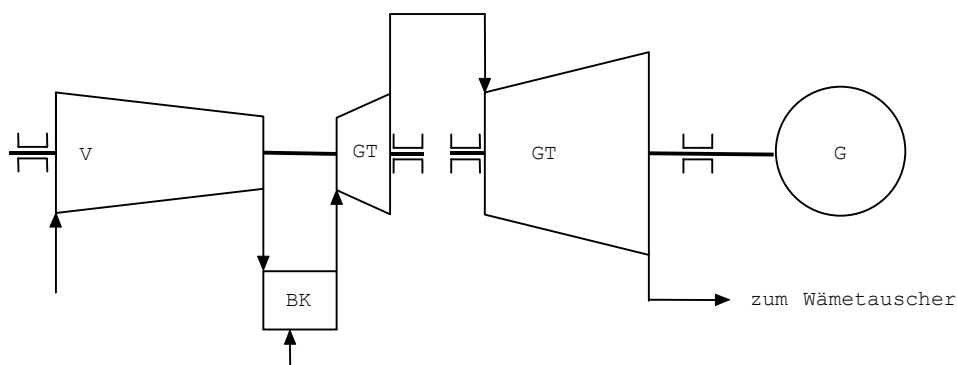


Abb. 4.12: Schematische Darstellung einer Splitshaft-Anordnung

Vorteile:

- Der Massenstrom kann in einer einzigen Turbine abgearbeitet werden.
- Der Drall am Austritt der ersten Stufe geht nicht verloren.
- Der direkte Anschluss erlaubt weiterhin eine sehr kompakte Bauweise. Führungskanäle zwischen der ersten und den nachfolgenden Stufen, die einen großen Kühlaufwand benötigen, werden vermieden.

- Die Abgase treten in einem Strom aus der letzten Stufe, was eine Weiterführung in den Wärmetauscher der Kombianlage erleichtert.

Nachteile:

- Um in ein europäisches Stromnetz einspeisen zu können, muss die Frequenz am Generator 50Hz betragen. Für synchrone Wellendrehzahlen (min^{-1}) gilt in Abhängigkeit von der Polzahl

$$n = \frac{3000}{\text{Polzahl}} \quad (4.77)$$

Mögliche Drehzahlen ergeben sich zu 3000min^{-1} , 1500min^{-1} , 750min^{-1} etc...

Weicht der Auslegungspunkt von einer Synchrondrehzahl ab, muss mit einem geeigneten Übersetzungsgetriebe bzw. mit einem Netzumformer ein Ausgleich geschaffen werden. Die Verluste betragen für beide etwa 1-2%. Der Vorteil eines Netzumformers liegt in seiner weitgehenden Wartungsfreiheit, da kein mechanischer Verschleiß auftritt.

- Die Fliehkraftbelastung ändert sich zwar kaum, die Gasbiegekräfte jedoch erheblich. In den Integralen (4.50) und (4.51) ist stets der Term $(r - r_N)r$ enthalten, der die Biegemomente um $\sim \sqrt{x^3}$ ansteigen lässt. Für x eingesetzt ergibt sich etwa das 4-fache Moment an der Nabe.
- Der Generator ist am bestehenden System verdichterseitig installiert, was nach dieser Änderung nicht mehr möglich ist. Die Welle, die nun abgasseitig aus der Turbine ragt, muss aufwendig vor den immer noch sehr heißen Abgasen geschützt werden. Ebenso muss die Strömung vor dem Generator umgelenkt werden, was mit großen gekühlten Oberflächen verbunden ist.
- Ebenso unklar ist die Frage der Wellenlager. Sehr lange Wellen benötigen mehrere Lager um die Belastungen und Eigenbiegefrequenzen in vernünftigem Rahmen zu halten. Im Abgaskanal, jedoch vor allem zwischen der Hoch- und Niederdruckturbine, ist eine Lagerung äußerst problematisch.
- Hohe Axialkräfte, weil auf der zweiten Welle nur die Turbine montiert ist.
- Um bei den langen Schaufeln, vor allem am hinteren Ende, ausreichende Steifigkeit zu gewährleisten, sind Einbauten wie Bindedrähte nötig, die wiederum einen Druckverlust darstellen, und die Strömung zusätzlich verwirbeln.

4.7.2 Doppelflutige Anordnung

Unter einer doppelflutigen Anordnung versteht man zwei Turbinen, die auf der gleichen Welle gebaut sind. Derartige Anordnungen werden schon seit langem für die Niederdruckturbinen in Dampfkraftwerken eingesetzt. Die Zuströmung erfolgt dabei in der Mitte der Welle und die Abströmung an den Enden in jeweils entgegengesetzter Richtung.

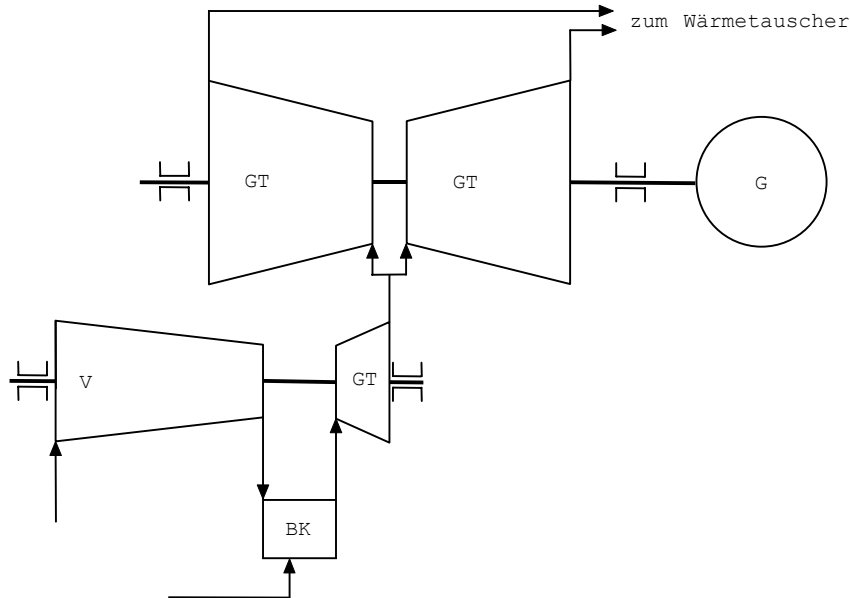


Abb. 4.13: Schema einer doppelflutigen Anordnung

Durch die Halbierung der Volumenströme pro Turbine sinkt x auf 1.13 ab, die Schaufeln werden lediglich um 6% länger und die Drehzahl sinkt auf 2824 min^{-1} . Die Biegemomente an der Nabe steigen um rund 20% an.

Vorteile:

- Die Unterschiede zu den bestehenden Turbinenstufen sind nicht allzu groß, was eine Adaption vereinfacht.
- Durch die symmetrische Anordnung fällt ein Axialausgleich weg.

Nachteile:

- Für den Eintritt an der Wellenmitte muss die Strömung um 90° in engem Radius umgelenkt werden. Strömungsverluste und Kühlprobleme sind an dieser Stelle vorprogrammiert.
- Vor Eintritt in den Wärmetauscher muss die Strömung erneut umgelenkt und wieder zusammengeführt werden, was lange Führungskanäle, mit großen Oberflächen und Druckverlusten, bedeutet.
- Die Strömung tritt mit einem gewissen Drall aus der ersten Stufe, der ungenutzt verloren geht. Darüber hinaus kann der Restdrall beim Splitten der Strömung Probleme bereiten.
- Die oben schon erwähnten Schwierigkeiten bei der Installation des Generators und der Wellenlager lassen sich auch mit dieser Anordnung nicht einfach lösen.

4.7.3 Ergebnis

Angesichts der Probleme, die der gewaltige Massenstrom mit sich bringt, ist es fraglich, ob eine wirtschaftlich rentable Lösung überhaupt möglich ist.

Das Hauptproblem bei der ersten Variante liegt vor allem in den enormen Schaufelbelastungen und der konstruktiven Ausführung der Kühlkanäle in den sehr langen Schaufeln (letzte Stufe ~5,5m Durchmesser), um eine Sicherheit gegen zu hohe thermische Belastungen über der gesamten Schaufellänge, bei gleichzeitig hoher Steifigkeit, zu gewährleisten.

Bei der zweiten Variante sind große, gekühlte Oberflächen und enge Strömungsumlenkungen nötig, sodass hier vorwiegend mit einer Wirkungsgradverschlechterung gerechnet werden kann.

5 AUSBLICK

5.1 Effizienz der Fremdwärme

Effizienz der Fremdwärme

Ein Umbau der Gasturbine, um die in den vorhergehenden Kapiteln beschriebene Wasser/Dampfeindüsung zu realisieren, ist mit Mehrkosten verbunden. Um eine Aussage über die Rentabilität dieser Investitionen machen zu können, ist es wichtig zu wissen, welchen Wirkungsgrad die mit dem Fremdmassenstrom eingebrachte Wärme erzielt. Eine Bewertung der Effizienz der Nutzung dieser Wärme erfolgt mit dem marginalen Wirkungsgrad (η_m).

Marginaler Wirkungsgrad:

Im Standardbetrieb (ISO-Bedingungen) wird der GT eine Menge Wasser/Dampf zugeführt, die klein genug ist, dass sie keine merkliche Rückwirkung auf die Prozessparameter (Druckverhältnis, etc.) bewirkt. Abhängig von der Temperatur (bzw. der spezifischen Enthalpie) des Fremdmassenstroms wird dabei der Gasturbine eine gewisse Wärmemenge (\dot{Q}_E) zugeführt. Im Moment der Eindüsung ist aber der Wasser/Dampfmassenstrom nicht verdampft bzw. vollständig überhitzt, sodass zusätzlicher Brennstoff (bzw. Wärme ($\Delta\dot{Q}_B$)) aufzuwenden ist. Die Leistung, die aus der Extramenge an Brennstoff im Standardbetrieb gewonnen werden würde, ist von der Mehrleistung durch den vollständig überhitzten Dampfmassenstrom abzuziehen. Für den marginalen Wirkungsgrad gilt sinngemäß:

$$\eta_m = \frac{\text{Mehrleistung} - \text{zusätzlicher Brennstoffbedarf} \cdot \text{Anlagenwirkungsgrad}}{\text{Fremdwärme}}$$

Im marginalen Wirkungsgrad ist eine Bewertung des Brennstoffes durch den Anlagenwirkungsgrad enthalten. Je besser dieser ist, desto größer wäre der Nutzen aus dem Brennstoff im Standardbetrieb und desto geringer wird der marginale Wirkungsgrad. Andererseits gilt, je höher die Dampfeintrittstemperatur ist, desto weniger Brennstoff ist notwendig und desto besser ist auch der Wirkungsgrad.

Um eine Vergleichsmöglichkeit zu haben, erfolgt die Auswertung des marginalen Wirkungsgrades einmal für die GT alleine, sowie für den Kombiprozess.

Symbole:

ΔP_{GT}	Mehrleistung der Gasturbine
ΔP_{DP}	Mehrleistung des Dampfprozesses
$\Delta\dot{Q}_B$	Wärme durch Mehrleistung an Brennstoff
\dot{Q}_E	Mit Wasser/Dampf eingebrachter Wärmestrom
η_{GT}	Wirkungsgrad der GT mit Luft
η_{GT}^W	Wirkungsgrad der GT mit Dampf
η_{DP}	Wirkungsgrad des Abhitzeprozesses (Dampfprozess)
η_K	Wirkungsgrad des Kombiprozesses

Es gilt:

Bezogen auf die Gasturbine:

$$\eta_{m,GT} = \frac{\Delta P_{GT} - \Delta \dot{Q}_B \eta_{GT}}{\dot{Q}_E} \quad (5.1)$$

Bezogen auf den Kombiprozess:

$$\eta_{m,K} = \frac{\Delta P_{GT} + \Delta P_{DP} - \Delta \dot{Q}_B \eta_K}{\dot{Q}_E} \quad (5.2)$$

$\Delta \dot{Q}_B \eta_{GT}$ und $\Delta \dot{Q}_B \eta_K$ stellen jene Leistung dar, die aus $\Delta \dot{Q}_B$ bei herkömmlichem Betrieb in der Gasturbine bzw. in der Kombianlage gewonnen werden kann.

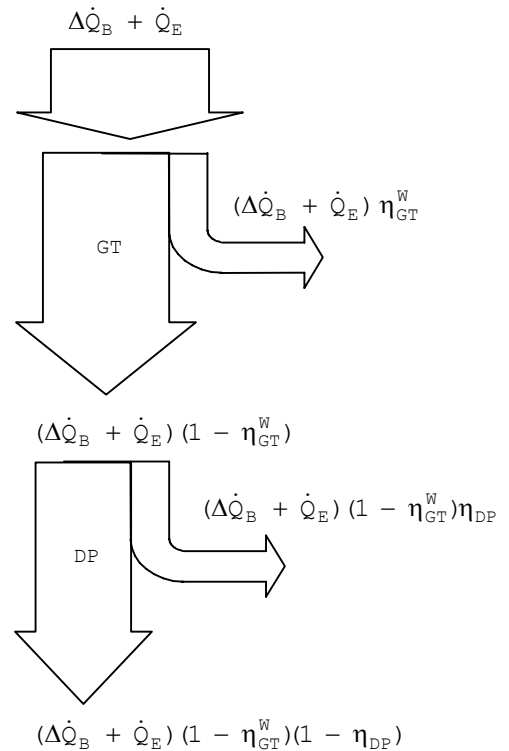


Abb. 5.1: Flussdiagramm der Wärme

Am Turbineneintritt entspricht $\Delta \dot{Q}_B + \dot{Q}_E$ der Wärmemenge des überhitzten Dampfes. Wegen unterschiedlicher Turbinenwirkungsgrade zwischen herkömmlichem Luft/Abgas-Betrieb und reinem Dampfbetrieb, ist für die Ermittlung der Mehrleistung (ΔP_{GT}) der Dampfwirkungsgrad (η_{GT}^W) einzusetzen. Eine derartige Unterscheidung der Wirkungsgrade ist beim Abhitzeprozess nicht nötig, weil dieser ein reiner Dampfprozess ist. Der Wärmestrom am Austritt der GT ist um $(\Delta \dot{Q}_B + \dot{Q}_E)(1 - \eta_{GT}^W)$ höher als im Standardbetrieb und bewirkt die Mehrleistung ΔP_{DP} im Abhitzeprozess.

Eine Auswertung bezogen auf die Wassereintrittsenthalpie zeigt Abb. 5.2.

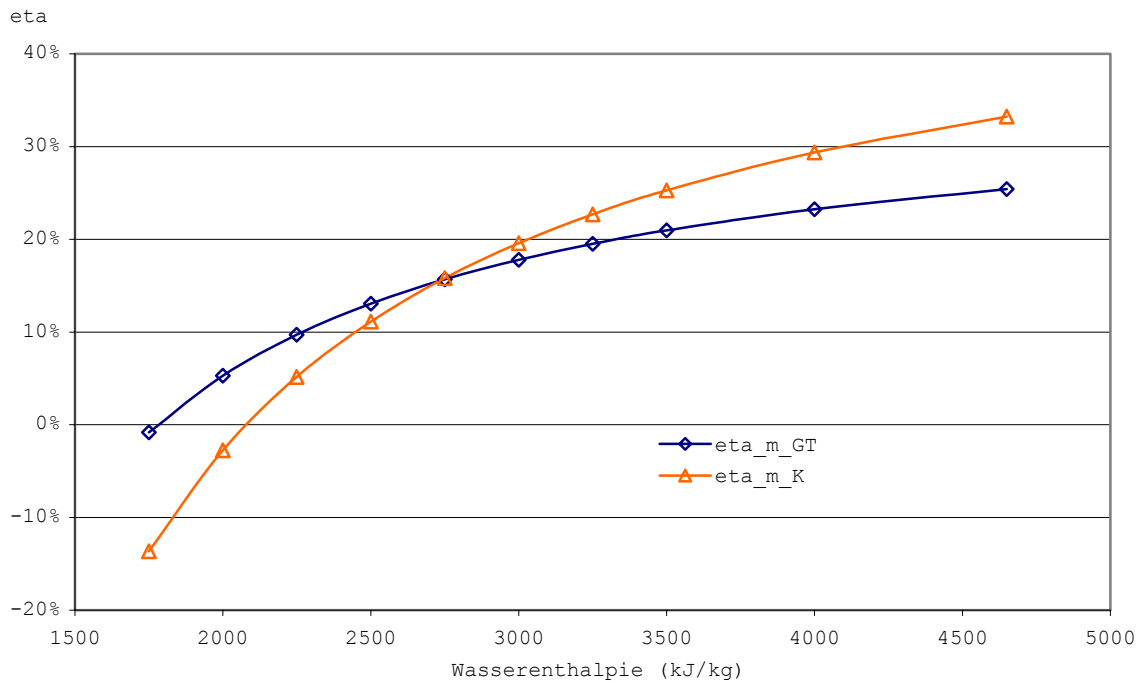


Abb. 5.2: Marginaler Wirkungsgrad

Auf der Abszisse ist die Dampfeintrittsenthalpie und auf der Ordinate der damit erreichbare marginale Wirkungsgrad dargestellt. Bei 20 bar reicht das 2-Phasengebiet (Wasser/Dampf) bis 2800 kJ/kg, entsprechend einer Temperatur von $\sim 213^\circ\text{C}$. Im Gebiet des überhitzten Dampfes steigt die Temperatur kontinuierlich an und erreicht bei 4000 kJ/kg rund 735°C .

Nur im Bereich positiver marginaler Wirkungsgrade ist es sinnvoll Wasser/Dampf in der GT zu nutzen. Ansonsten erreicht der Brennstoff im Standardbetrieb einen besseren Wirkungsgrad. Realistisch ist der Bereich von etwa 3000 bis 3500 kJ/kg ($\sim 290^\circ\text{C} - 515^\circ\text{C}$ Dampfeintrittstemperatur) mit einer Ausbeute von 20% bis 25%. Zum Vergleich, ein reiner Dampfprozess erzielt mit ähnlichen Dampfparametern über 30% Wirkungsgrad.

Einerseits macht der höhere Wirkungsgrad einer Kombianlage eine Wasser/Dampfeindüsung erst ab höheren Eintrittstemperaturen wirtschaftlich, übertrifft jedoch andererseits bereits ab ~ 2800 kJ/kg den Wirkungsgrad der GT ohne Abhitzeprozess.

6 ANHANG

6.1 Häufige Begriffe und Definitionen

Epsilon: (Symbol: ε Einheit: 1)

ε ist das Verhältnis von Wasser- zu Verdichtermassenstrom.

$$\varepsilon = \frac{\dot{m}_{\text{Wasser}}}{\dot{m}_{\text{Verdichter}}} \quad (6.1)$$

gemischt polytroper Wirkungsgrad: (Symbol: η_p Einheit: 1)

Der gemischt polytrope Wirkungsgrad wird für gekühlte Turbinenstufen verwendet. Seine Definition ist analog zum polytrophen Wirkungsgrad mit dem Unterschied, dass die Eintrittstemperatur in die Stufe nicht T_1 sondern $T_{1,\text{mix}}$ ist. $T_{1,\text{mix}}$ entspricht der Mischtemperatur die sich einstellt, wenn man die gesamte Stufenkühlluft schon vor der Turbinenstufe, beimengt. Er ist somit jener Wirkungsgrad den man verwendet, wenn man mit der TIT rechnet.

Er stellt ein kombiniertes Maß der aerodynamischen Güte der Beschau felung und des Kühlluftbedarfes dar. Je weniger Kühlluft aufgewendet wird und je besser die Schaufelgüte ist, desto bessere Wirkungsgrade können erzielt werden. Bei heutigen Maschinen ist das Potential der Schaufeln selbst schon so gut wie ausgeschöpft, Verbesserungen für die Zukunft sind hauptsächlich über Einsparungen am Kühlsystem möglich.

Hotgastemperatur: (Symbol: - Einheit: °C)

Sie ist die tatsächliche Temperatur der Verbrennungsgase am Eintritt in die Turbine.

Isentroper Wirkungsgrad: (Symbol: η_c^s bzw. η_T^s Einheit: 1)

Der isentrope Wirkungsgrad ist definiert als Verhältnis von der tatsächlich geleisteten Arbeit zur Arbeit die isentrop möglich gewesen wäre.

$$\eta_c^s = \frac{\Delta h_s}{\Delta h} \quad \text{bzw.} \quad \eta_T^s = \frac{\Delta h}{\Delta h_s} \quad (6.2)$$

Index: C..Verdichter, T..Turbine.
(siehe auch polytroper Wirkungsgrad)

Mischgastemperatur: (Symbol: - Einheit: °C)

siehe TIT.

Molanteil: (Symbol: y Einheit: 1)

Der Molanteil eines Gases ist das Verhältnis von seiner Molanzahl zur gesamten Molanzahl des Gasgemisches.

$$y_i = \frac{n_i}{n_{\text{ges}}} \quad \text{und} \quad n_i = \frac{m_i}{M_i} \quad (6.3) \quad (6.4)$$

Kegelgesetz nach Stodola: (Symbol: - Einheit: 1)

Das Anfang des letzten Jahrhunderts von Stodola aus experimentellen Untersuchungen abgeleitete Kegelgesetz gibt den Zusammenhang zwischen Massenstrom und Druck unter Berücksichtigung der Temperatur und des Totaldruckverhältnisses (Π) in einer Turbine an. Das Kegelgesetz ist keine exakte Lösung, jedoch ist der Fehler, für mehrstufige (ideal: unendlich viele Stufen) Turbinen mit einem $\Pi > 4$, näherungsweise vernachlässigbar.

$$\frac{\dot{m}}{\dot{m}_0} = \frac{p}{p_0} \sqrt{\frac{R_0 T_0}{R T}} \quad (\text{Index 0 entspricht Auslegungspunkt}) \quad (6.5)$$

Das Kegelgesetz stellt die Drosselcharakteristik der Turbine dar.

Lambda: (Symbol: λ Einheit: 1)

Lambda ist die Kennziffer des Luftüberschusses bei der Verbrennung. Um ausreichende Flammstabilität und vollständige Verbrennung des Brennstoffs sicherzustellen sollte ein λ von 1.1 nicht wesentlich unterschritten werden. Bei $\lambda=1$ findet eine Verbrennung ohne Luftüberschuss statt, man spricht auch von stöchiometrischer Verbrennung.

Omega: (Symbol: Ω Einheit: 1)

Omega ist das Verhältnis von eingebrachtem H_2O -Massenstrom zur verfeuerten Brennstoffmenge.

$$\Omega = \frac{m_{H_2O}}{m_{CH_4}} \quad (6.6)$$

Pi: (Symbol: Π Einheit: 1)

Pi ist das Verhältnis von Druck am Verdichtereintritt zum Austritt. Es wird zwischen "blade pressure ratio", jenem Druckverhältnis das rein die Beschau felung fähig wäre aufzubauen, und "flange pressure ratio", welche nur das statische Druckverhältnis berücksichtigt, unterschieden. Das "blade pressure ratio" liegt um rund 3% höher als das "flange pressure ratio", was mit dem Absinken des statischen Drucks aufgrund der höheren Geschwindigkeit kurz vor der ersten Stufe, zu erklären ist. Wenn nicht anders deklariert, ist im Verlauf dieser Arbeit stets von dem "blade pressure ratio" die Rede.

Polytropher Wirkungsgrad: (Symbol: η_p Einheit: 1)

Der polytrophe Wirkungsgrad ist definiert als das Verhältnis der Druckänderungsarbeit zur Enthalpieänderung.

$$\text{Verdichter: } \eta_c = \frac{v dp}{dh} \quad \text{Turbine: } \eta_T = \frac{dh}{v dp} \quad (6.7a) \quad (4.7b)$$

Unter Zuhilfenahme des 2.Hauptsatzes gilt

$$T ds = T ds_{rev} + T ds_{irr} \quad (6.8)$$

wobei wir wegen der Annahme einer adiabaten Zustandsänderung $T ds_{rev} = 0$ setzen können. Mit der Gibbs'schen Phasenregel

$$T ds = dh - v dp \quad (6.9)$$

erhält man so

$$T ds_{irr} = dh - v dp \quad \text{und} \quad (6.10)$$

$$\text{Verdichter: } \eta_c = 1 - \frac{T ds_{irr}}{dh} \quad \text{Turbine: } \eta_T = 1 + \frac{T ds_{irr}}{v dp} \quad (6.11a) \quad (6.11b)$$

Durch Integrieren wird

$$\eta_P = \left(1 - \frac{\int_1^2 T ds_{\text{irr}}}{h_2 - h_1} \right)^{\pm 1} \quad (+\dots\text{Verdichter, } -\dots\text{Turbine}) \quad (6.12)$$

Diese Definition gilt für beliebige Stoffe, also auch für nicht ideale Gase (z.B. Dampf). Das noch offene Integral ist direkt über ein Verlustmodell zu bestimmen und die Enthalpien sind in Abhängigkeit von Temperatur und Druck aus entsprechenden Tabellen zu entnehmen.

Ist das Arbeitsmedium ein ideales Gas, dann gilt weiter

$$p v = R T \quad \text{und} \quad dh = \left(\frac{\partial h}{\partial T} \right)_p dT + \left(\frac{\partial h}{\partial p} \right)_T dp \quad \text{mit} \quad (6.13) \quad (6.14)$$

$$\left(\frac{\partial h}{\partial p} \right)_T = 0 \quad \text{und} \quad \left(\frac{\partial h}{\partial T} \right)_p = c_p \quad . \quad (6.15) \quad (6.16)$$

Setzt man diese Gleichungen in (1.12) ein, erhält man

$$ds_{\text{irr}} = c_p \frac{dT}{T} + \left(-R \frac{dp}{p} \right) \equiv ds_T + ds_p \quad (6.17)$$

Integration von (1.13a/b) mit (1.12), (1.19) und Abb. 1.1 liefert:

Verdichter:

$$\begin{aligned} h_2 - h_1 &= \text{Fläche}_{abd2a} \\ \int T ds &= \text{Fläche}_{cd21c} \\ \int v dp &= \text{Fläche}_{abc12a} \\ \eta_c &= 1 - \frac{\text{Fläche}_{cd21c}}{\text{Fläche}_{abd2a}} \end{aligned}$$

Turbine:

$$\begin{aligned} |h_2 - h_1| &= \text{Fläche}_{abcl1a} \\ \int T ds &= \text{Fläche}_{cd21c} \\ \left| \int v dp \right| &= \text{Fläche}_{abd21a} \\ \eta_T &= 1 - \frac{\text{Fläche}_{cd21c}}{\text{Fläche}_{abcl1a}} \end{aligned} \quad (6.18a) \quad (6.18b)$$

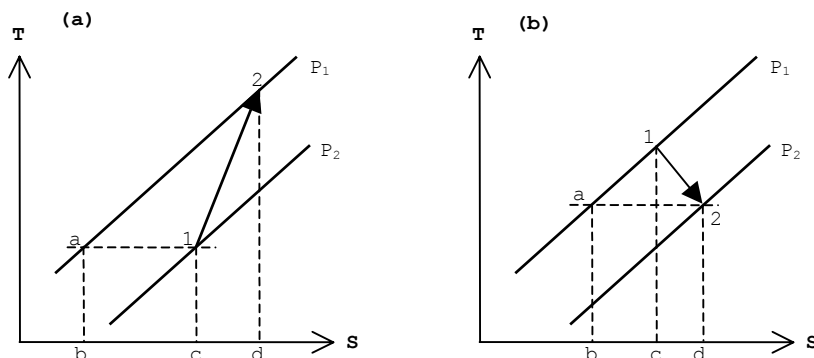


Abb. 6.1: TS-Diagramm für (a) Verdichter und (b) Turbine

$$\eta_c = \frac{R_1 \ln\left(\frac{p_2}{p_1}\right)}{s(T_2, p_1) - s(T_1, p_1)} \quad \eta_T = \frac{s(T_2, p_2) - s(T_1, p_2)}{R_2 \ln\left(\frac{p_2}{p_1}\right)} \quad (6.19a) \quad (6.19b)$$

Der polytrope Wirkungsgrad vergleicht die gesamte Arbeit des irreversiblen Prozesses mit dem reversiblen Anteil desselben Prozesses. Er ist ein Maß für die aerodynamische Güte einer Beschaukelung.

Die polytrope und isentrope Zustandsänderung sind über den polytropen Wirkungsgrad folgendermaßen untereinander verknüpft:

$$\text{Verdichter: } \frac{\kappa}{\kappa - 1} \eta_p = \frac{n}{n - 1} \quad \text{Turbine: } \frac{\kappa}{\kappa - 1} \frac{1}{\eta_p} = \frac{n}{n - 1} \quad (6.20a) \quad (6.20b)$$

Partialdruck: (Symbol: - Einheit: bar)

Unter Partialdruck eines Gases i in einem Gasgemisch mit dem Volumen V versteht man den Druck der sich einstellen würde, wenn das Gas i im Volumen V bei unveränderter Temperatur alleine vorhanden wäre.

$$p_i = p_{\text{ges}} Y_i \quad (6.21)$$

$$p_{\text{ges}} = \sum p_{\text{ges}} Y_i \quad (6.22)$$

Radiales Gleichgewicht: (Symbol: - Einheit: -)

Es stellt eine einfache Möglichkeit zur Ermittlung der Verwindung einer Turbinenschaufel entlang der Schaufelhöhe dar. So ausgelegte Beschaukelungen weisen eine konstante Umfangsarbeit über die gesamte Länge auf.

$$r c_u = \text{konst.} \quad (6.23)$$

Mit r ...Radius und c_u ...Geschwindigkeitskomponente von c in Umfangsrichtung.

spezifische Eulerarbeit: (Symbol: w Einheit: J/kgK)

Sie ergibt sich aus der Impulsänderung der Strömung beim Durchlaufen einer Turbinen/Verdichterstufe.

$$w = \pm (c_{u1} u_1 - c_{u2} u_2) \quad (6.24)$$

Für das Vorzeichen gilt: +...Turbine, -...Verdichter

Indices: 1...Eintritt, 2...Austritt

spezifische Gaskonstante: (Symbol: R Einheit: J/kgK)

Es gilt

$$R = \frac{\mathfrak{R}}{M} \quad \text{und} \quad \begin{aligned} \mathfrak{R} &= 8314 \text{ J/kmolK} \\ M_{\text{Luft}} &= 29 \text{ kmol/kg} \\ M_{\text{H}_2\text{O}} &= 18 \text{ kmol/kg} \\ M_{\text{CH}_4} &= 16 \text{ kmol/kg} \end{aligned} \quad (6.25)$$

Setzt sich ein Gasgemisch aus i verschiedenen Gasen zusammen, wird R gemäss den Molanteilen (y_i) des jeweiligen Gases aufsummiert.

$$R = R_1 y_1 + R_2 y_2 + \dots \quad (6.26)$$

TIT (Mischgastemperatur): (Symbol: - Einheit: °C)

Bei ungekühlten Gasturbinen entspricht die TIT der Hotgastemperatur. Wird jedoch Kühlluft in die Turbine eingebracht, definiert sich die TIT als jene Temperatur, die die Verbrennungsgase gemeinsam mit der gesamten Kühlluft bei Turbineneintritt haben müssten, wenn man die selbe Arbeit aus dem Prozess gewinnen will. Da hier schon die gesamte Kühlluft vor Turbineneintritt beigemischt ist und somit auch mehr Masse durch die Turbine strömt und Arbeit verrichtet, ist die TIT stets kleiner als die eigentliche Hotgastemperatur.

Sie stellt einen rein fiktiven Wert dar, der sich aber für Berechnungen als nützlich erwiesen hat.

Siehe auch "gemischter polytroper Wirkungsgrad".

TAT: (Symbol: - Einheit: °C)

Temperatur der Verbrennungsgase bei Austritt aus der Turbine (bzw. Diffusor der Turbine).

6.2 Aspen Customer Modeler (ACM)

Die ACM-Software wurde von der Firma AspenTech™ (<http://www.aspentech.com>) entwickelt und ist ein Werkzeug zur Beschreibung von chemischen und verfahrenstechnischen Abläufen. Bei komplexen Anwendungen ermöglicht es eine blockweise Darstellung der einzelnen Komponenten, die anschließend über ein graphisches Interface, entsprechend dem Prozessablauf, untereinander verbunden werden. Die Programmierung der einzelnen Blöcke erfolgt bei Alstom in Fortran, prinzipiell ist dies aber auch in anderen Programmiersprachen möglich.

Ausgehend von bereits vorgegebenen Startwerten versucht die Software durch Iteration die richtige Lösung zu den eingestellten Parametern zu finden. Eine Lösung ist daher nur dann möglich, wenn das gesuchte Ergebnis nicht allzu verschieden von den Startwerten ist.

Im Folgenden werden das Modell und seine wichtigsten Komponenten (Blöcke) kurz beschrieben.

6.2.1 Der Verdichter

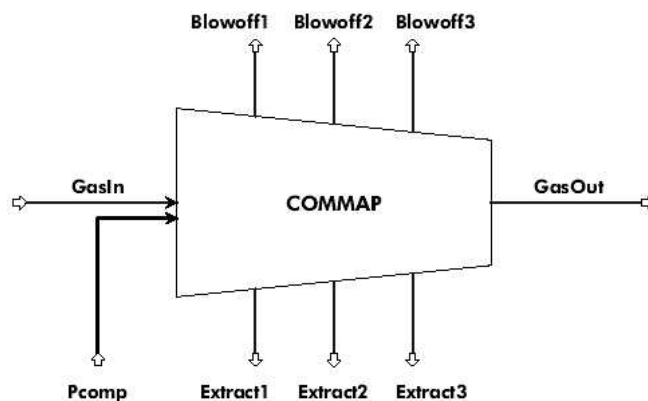


Abb. 6.2: Schematische Darstellung des Verdichters im ACM-Modell

Die in den Verdichter eingesaugte Luft (GasIn) wird mittels 21 Stufen auf ein Druckverhältnis (Π) von etwa 15 - 16 am Austritt (GasOut) gebracht. Während der Verdichtung wird an 3 Stellen (Extract 1-3) Luft verschiedenen Drucks entnommen, an der Brennkammer vorbeigeleitet und stellt einen Teil des Kühlluftstroms der Turbine dar. Die entnommenen Massenströme und der Druck ändern sich entsprechend den Betriebsbedingungen und betragen am Extract1: Druck (p) ~ 2 bar, Massenstrom (\dot{m}) ~ 2.3 kg/s, am Extract2: $p \sim 7.3$ bar, $\dot{m} \sim 3.3$ kg/s und am Extract3: $p \sim 16.5$ bar und $\dot{m} \sim 50$ kg/s. Bei einer Ansaugleistung von ~ 520 kg/s werden rund 10% bereits im Verdichter abgezweigt.

Die Blowoffs 1-3 werden lediglich beim Anfahren des Verdichters zum Ausblasen von Luft verwendet (es könnte sonst zum Verstopfen des Verdichters kommen).

Vor der ersten Rotor-Reihe ist am Kompressor ein "variable inlet guide vane" (VIGV) zum Verstellen des Eintrittsdralls angebracht. Er ermöglicht eine Prozessoptimierung im Teillastbereich. Sofern nicht näher spezifiziert gilt für diese Arbeit VIGV = 0° (Volllast).

Das Programm entnimmt die notwendigen Verdichterdaten, dem Betriebszustand entsprechend, aus einem Kennfeld (vgl. Abb. 6.2 und 6.3).

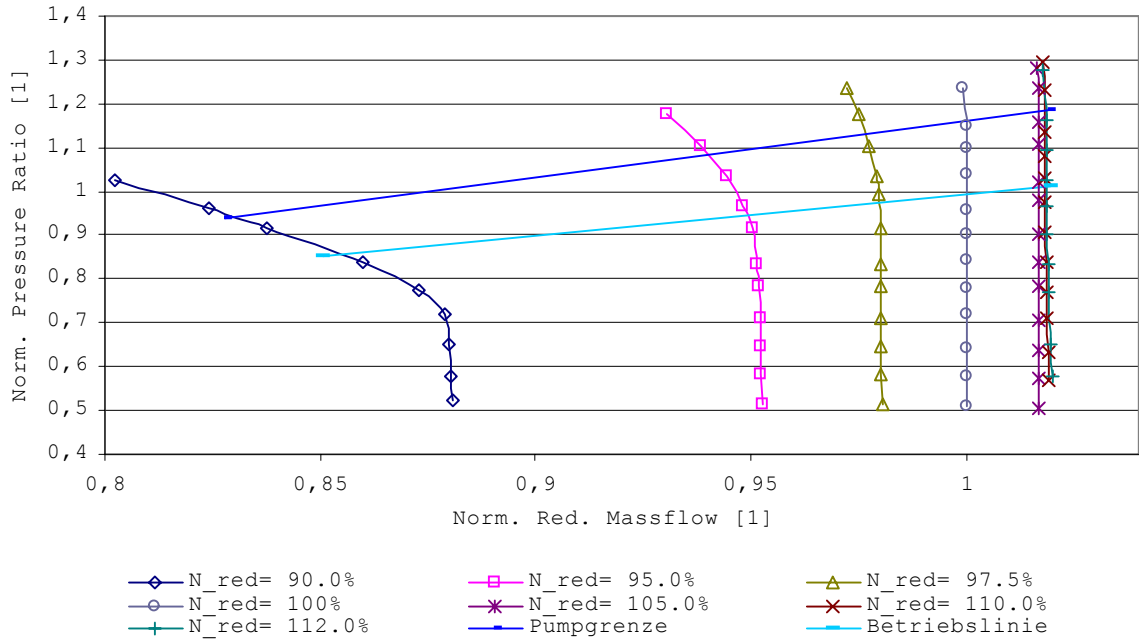


Abb. 6.3: Verdichtercharakteristik der GT13E2

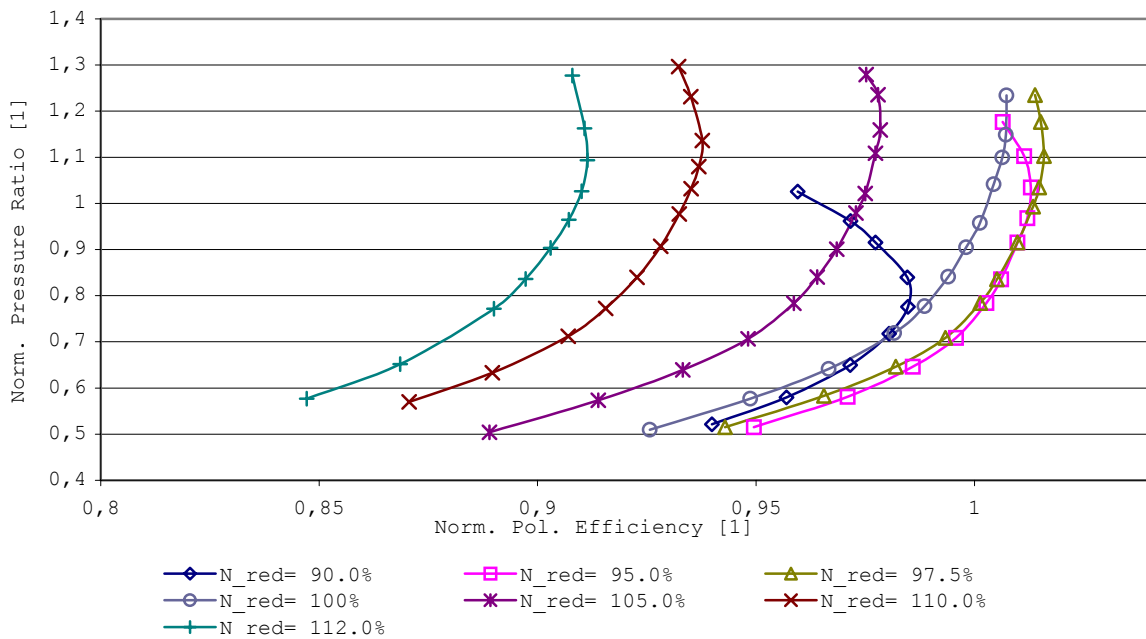


Abb. 6.4: Verdichtercharakteristik der GT13E2

Index "0" kennzeichnet Größen im Auslegungspunkt.
Für die Beschriftung gilt:

$$\dot{m}_{red}^* = \frac{\dot{m}}{\dot{m}_0} \sqrt{\frac{R T}{R_0 T_0}} \frac{p_0}{p} \quad n_{red}^* = \frac{n}{n_0} \sqrt{\frac{R_0 T_0}{R T}} \quad (6.27) \quad (6.28)$$

Die Drehzahl n muss generell bei 3000 min^{-1} wegen einer Netzfrequenz von 50 Hz konstant gehalten werden, d.h. der Term n/n_0 in n_{red}^* stets eins sein.

6.2.2 Die Brennkammer

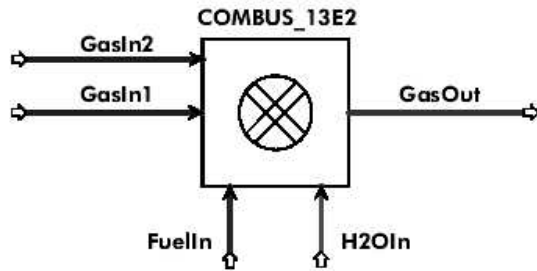


Abb. 6.5: Schematische Darstellung der Brennkammer im ACM-Modell

Das Brennkammermodell berücksichtigt zwei getrennte Luftzuführungen, je eine Brennstoff- und Wasserzuführung sowie die Ableitung des gesamten Gasgemisches. In der Brennkammer wird im Normalbetrieb mit Erdgas geheizt, es kann jedoch auch Öl (Diesel) verfeuert werden.

6.2.3 Die Turbine

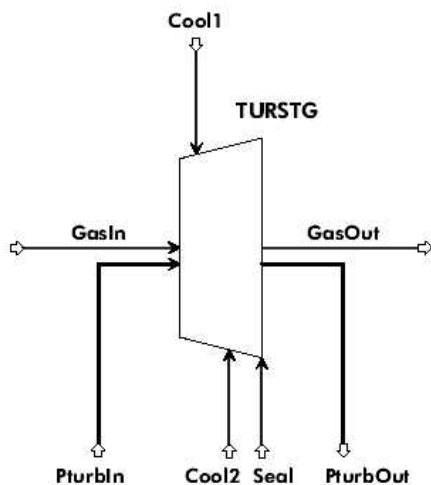


Abb. 6.6: Schematische Darstellung einer Turbinenstufe (Stator + Rotor) im ACM-Modell

Für die Beschriftung gilt: GasIn und GasOut sind der Ein- bzw. Austritt des Arbeitsmediums, PturbIn ist die auf der Turbinenwelle bereits transportierte Eingangsleistung, PturbOut die abgehende Wellenleistung. Cool1 stellt den Kühlluftstrom für den Stator dar. Cool2 analog den des Rotors.

Die Turbine der GT13E2 besteht aus 5 solchen Stufen und jede Stufe wird separat berechnet. Zuerst erfolgt eine Berechnung mittels einem 1-Dimensionalen Strömungsmodell mit integriertem Verlustmodell. Dieses Modell wurde aus einer mehrdimensionalen Strömungsanalyse gewonnen und ist fix im Programm implementiert. Mit den Daten lassen sich anschließend die Geschwindigkeitsdreiecke und die spezifische Stufenarbeit (nach Euler) ermitteln. Mit Abb. 6.7 bestimmt man dann den polytropen Stufenwirkungsgrad und kann mit dem Strömungsmodell neuerlich die Geschwindigkeitsdreiecke berechnen usw., bis die Lösung die vorgegebene Genauigkeit erreicht hat.

Der Vorteil bei dieser Vorgehensweise ist, dass zwischen dem gemischten polytropen Wirkungsgrad und der spezifischen Stufenarbeit näherungsweise

ein direkter Zusammenhang besteht. Es genügt somit lediglich eine Charakteristik pro Stufe.

Um für die Charakteristik auf dimensionslose Form übergehen zu können, werden die Kennwerte durch ihre jeweiligen Werte im Auslegungspunkt (Index 0) dividiert.

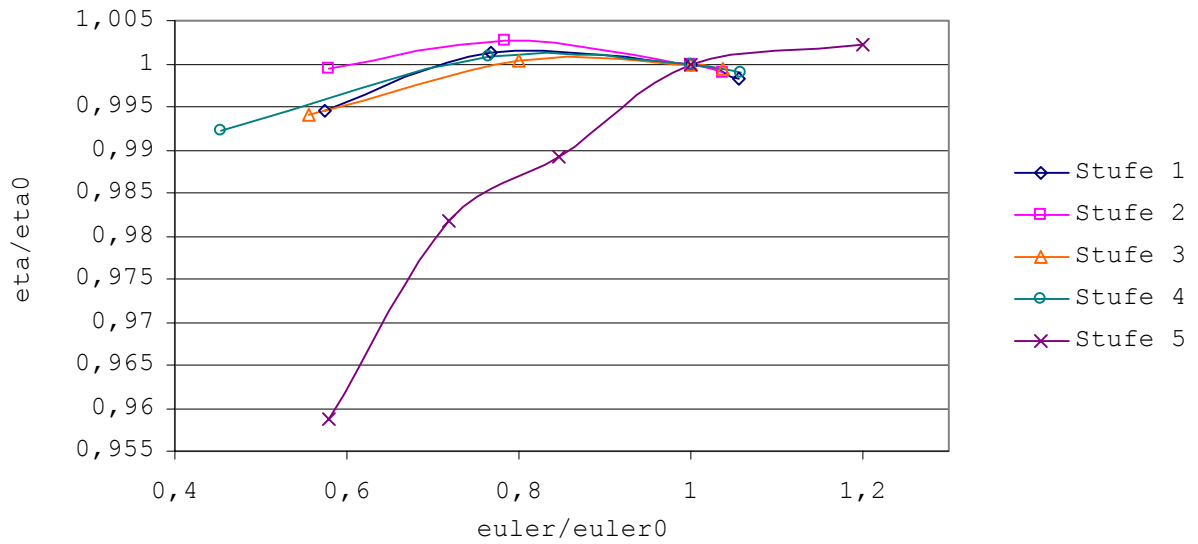


Abb. 6.7: Turbinenstufencharakteristik der GT13E2; (eta...gemischter polytroper Wirkungsgrad, euler...spezifische Stufenarbeit (nach Euler))

6.3 Vereinfachtes Modell

6.3.1 Voraussetzungen

Ausgehend vom ACM Modell werden Vereinfachungen vorgenommen für ein Modell, das folgenden Eigenschaften genügt:

- Vereinfachung der Kühlluftströme in zwei Kreise. Je einen für Brennkammer und Turbine.
- Dem verbesserten Wärmeübergang bei Wassereinbringung soll durch einen proportional steigenden Kühlluftstrom für die Turbine Rechnung getragen werden.
- Alle abgezweigte Luft hat denselben Druck wie am Verdichteraustritt.
- Zwischen Verdichter und Turbine entsteht ein Druckverlust von 1 bar, d.h. der Verdichter arbeitet mit $\Pi=15.6$ und die Turbine mit $\Pi=14.6$.
- Jede der fünf Turbinenstufen verfügt über einen eigenen Kühlmassenstrom, der wiederum in Luft und Wasser aufgeteilt ist.
- Luft und Abgas werden als ideales Gas behandelt, die spezifischen Größen für Wasser einer Dampftafel (vgl. 6.4) entnommen.
- Alle Drücke sind Partialdrücke entsprechend dem Mischungsverhältnis (wichtig für die spezifische Entropie).
- Konstanter polytroper Stufenwirkungsgrad entsprechend dem Auslegungszustand.
- Die Axialgeschwindigkeit durch die Turbine sei annähernd konstant, also $c_{z,\text{ein}} \cong c_{z,\text{aus}}$ womit $\Delta h_t \cong \Delta h$ gilt.
- Luft wird als trockene Luft angenommen ($\varphi=0$).

6.3.2 Abänderung der einzelnen Komponenten

Der Verdichter:

Er wird im Modell nicht berücksichtigt. Es wird angenommen, dass er den erforderlichen Massenstrom zum Nominaldruck liefert. Dass diese Annahme zulässig ist, wurde schon vorher beschrieben.

Die Brennkammer:

Anders als im ACM-Modell, wo die Brennstoffzufuhr der Enthalpiedifferenz zwischen Ein- und Austritt dementsprechend angepasst wird, ist im Modell die Brennstoffmenge mit Hilfe des vorweg eingestellten Luftüberschusses geregelt.

Es ist so möglich die überschüssige Energiemenge zu ermitteln, die für Wassereinbringung ins System zur Verfügung steht.

Für die Austrittsenthalpie ist allerdings zu beachten, dass sich mit der Gaszusammensetzung auch der Partialdruck ändert, für Wasserdampf also auch h. Luft und Abgas werden als ideale Gase gehandhabt, ihre Enthalpie ist demnach unabhängig vom Druck.

Probleme, die das Wasser in der Brennkammer verursachen könnte, werden nicht näher untersucht.

Die Turbine:

Im Gegensatz zum ACM-Modell werden der Luft/Abgasmassenstrom und der Dampfmassenstrom getrennt betrachtet. Die Rechtfertigung im ACM-Modell, Wasser als ideales Gas zu handhaben, liegt darin, dass standardmäßig nur

geringe Mengen (<1% des Gesamtmassenstroms) eingebracht werden und der so entstehende Fehler klein ist, zumal auch der Partialdruck von Wasser gering bleibt. Da es Aufgabe dieser Arbeit ist, sehr große Mengen Wasser im Prozess zu handhaben, soll eine Trennung der Stoffe erfolgen. (genaueres siehe Turbinenmodell)

Die Kühlung:

Prinzipiell werden die Kühlströme wertmäßig vom Auslegungszustand übernommen. Die Kühlung für die Turbine soll bei gleichem Luft/Wasserstrom um etwa 10% über dem Nominalwert liegen um den erhöhten Wärmeübergang zu kompensieren.

Eine Erweiterung im Modell ist die Möglichkeit, die Kühlluft prozentuell durch Dampf zu ersetzen. Die Kühlkreisläufe für Brenner und Turbine können separat verändert werden.

6.3.3 Energiebilanz

Die oben angeführten Komponenten müssen nun passend zusammengesetzt werden. Zentrales Element ist dabei die Energiebilanz über der Brennkammer. Sie legt den Wassermassenstrom fest.

Variablen:

\dot{m}_C	Verdichtermassenstrom	kg/s	h_{Lein}	Enthalpie	Luft, ein
\dot{m}_W	Wassermassenstrom	kg/s	h_{Wein}	Enthalpie	Wasser, ein
\dot{m}_B	Brennstoffmassenstrom	kg/s	h_B	Enthalpie	Brennstoff
\dot{m}_K	Kühlluftmassenstrom	kg/s	H_u	Unterer	Heizwert
\dot{m}_G	Abgasmassenstrom	kg/s	h_G	Enthalpie	Abgas
\dot{m}_{LBK}	Luft in Brennkammer	kg/s	h_{Waus}	Enthalpie	Wasser, aus
L_{min}	Mindestluftbedarf	kg/kg	h_{Laus}	Enthalpie	Luft, aus
λ	Luftüberschuss	-	η	Verbrennungswirkungsgrad	-

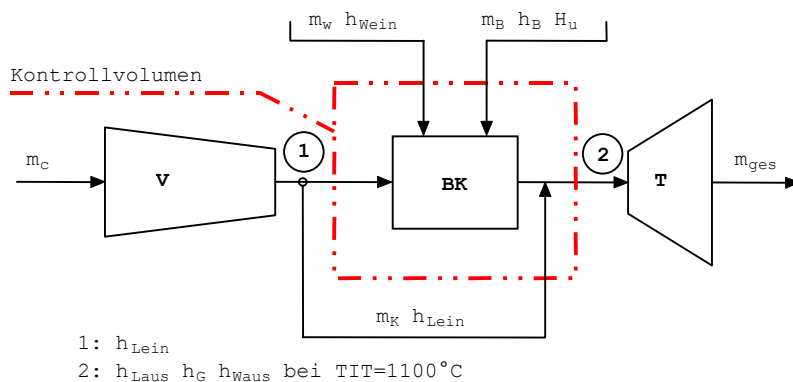


Abb. 6.8: Energiebilanz der Brennkammer zur Berechnung der Mischgastemperatur (TIT)

Zum besseren Verständnis sei an dieser Stelle noch einmal auf die Definition der Mischgastemperatur (TIT) hingewiesen. Diese eigentlich fiktive Größe gibt die Temperatur an, die man erreichen würde, wenn der

gesamte Kühlluftmassenstrom bereits vor der Turbine beigefügt werden würde. Deshalb ist in obiger Abbildung mit \dot{m}_k auch der gesamte Kühlluftmassenstrom gemeint. Die tatsächliche Eintrittstemperatur in die Turbine (Hotgastemperatur) liegt demnach über der TIT, die tatsächliche Kühllufttemperatur hingegen darunter.

Mit Abb. 6.8 ergibt sich die Energiebilanz für die Brennkammer zu

$$\dot{m}_c h_{Lein} + \dot{m}_B (h_B + H_u) \eta + \dot{m}_W h_{Wein} = \dot{m}_{Laus} h_{Laus} + \dot{m}_G h_G + \dot{m}_W h_{Waus} \quad (6.29)$$

wobei $\dot{m}_B = \frac{\dot{m}_{LBK}}{\lambda L_{min}}$ und $\eta=0.9985$ (Verbrennungswirkungsgrad) gilt. (6.30)

\dot{m}_{LBK} ergibt sich aus \dot{m}_c und den eingestellten Kühlmassenströmen. Je mehr Kühlluft durch Dampf ersetzt wird, desto mehr Luft steht in der Brennkammer zur Verfügung. Aus Gleichung (6.27) geht hervor, dass wir immer die maximale Menge an Wärme für ein gegebenes λ erzeugen, also einen größtmöglichen Wasseranteil erreichen wollen.

Eine zweite Reglementierung des Gesamtmassenstroms stellt die Turbine dar. Für das Modell wichtig ist ihre Drosselcharakteristik. Diese verläuft nach dem bereits erwähnten Kegelgesetz. Vereinfacht gilt:

$$\frac{\dot{m}}{\dot{m}_0} = \frac{p}{p_0} \sqrt{\frac{R_0 T_0}{R T}} \quad (6.31)$$

Da wir das Nominaldruckverhältnis nicht ändern, soll der Term $p/p_0=1$ bleiben, ebenso bleibt wegen konstanter Mischgastemperatur auch $T_0/T=1$. Die einzigen verbleibenden Variablen sind der Massenstrom (\dot{m}) und die spezifische Gaskonstante (R).

Nimmt man \dot{m}_0 und R_0 aus den Nominaldaten, lassen sich \dot{m} und R in Abhängigkeit vom Wassermassenstrom darstellen (siehe Abb. 6.9). Das Kegelgesetz vereinfacht sich zu

$$\dot{m} = 533.2 \sqrt{\frac{291.85}{R}} \quad (6.32)$$

Diese Gleichung lässt sich allerdings nur implizit lösen, weil sich R je nach der Gaszusammensetzung von \dot{m} ändert. Im Großen und Ganzen besteht \dot{m} aus unverbrannter Luft, Abgas und Wasser. Entsprechend den jeweiligen Anteilen lässt sich R ermitteln (vgl. Anhang 6.1).

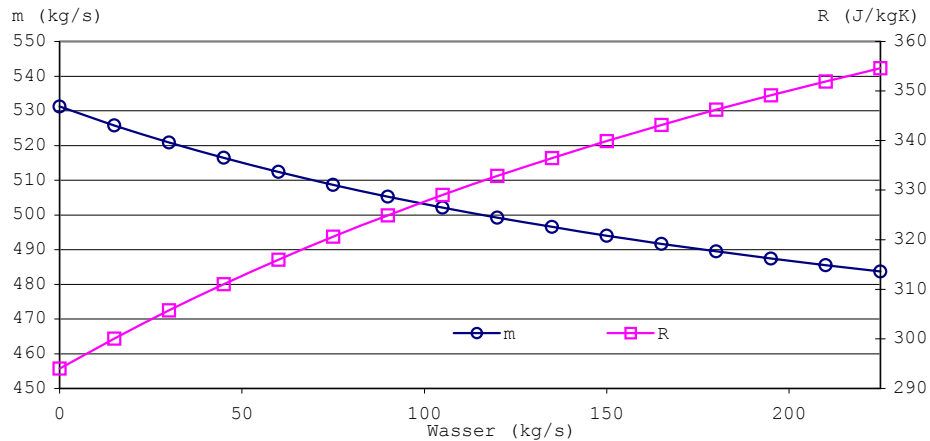


Abb. 6.9: Kegelgesetz in Abhängigkeit vom Wasserstrom; m...Gesamtmasse
 R...spezifische Gaskonstante für jeweiligen Wasserstrom;
 ($m_0=533.2$ kg/s (mit Wasser: 3.3kg, Abgas: 196.2kg, Luft:
 360.7kg) $R_0=291.85$ J/kgK)

Um die Gleichungen 6.29 und 6.32 aufeinander abzustimmen, geht man iterativ vor. Eine genaue Beschreibung ist im Flowchart dargestellt.

Das Limit in der einspritzbaren Wassermenge ist mit dem Luftmassenstrom in der Brennkammer festgelegt. Setzt man ein λ von mindestens 1.1 voraus, kann eine gewisse Wärmemenge erzeugt werden, um die Luft, den Brennstoff selbst und das Wasser zu erhitzen. Die Eintrittsparameter in die Brennkammer und die TIT legen gemeinsam die Aufwärmspanne fest und begrenzen somit den Wassermassenstrom. Je kleiner die Aufwärmspanne und je größer der angesogene Verdichtermassenstrom, desto mehr Wasser wird möglich. Die Kühlluft für die Turbine und die Brennkammer dürfen für die Verbrennung nicht berücksichtigt werden.

Beim Ersetzen der Kühlluft durch Wasserdampf sollte die Dampfenthalpie nicht wesentlich über $h=3250$ kJ/kg (bei $p=20$ bar) liegen, entsprechend einer Temperatur von $\sim 400^\circ\text{C}$, weil sonst kein ausreichender Kühleffekt mehr vorhanden ist.

Die Masse des unverbrannten Brennstoffanteils wurde vernachlässigt ($\sim 0.75\%$ von \dot{m}_B).

Berechnungsmodell - Flowchart:

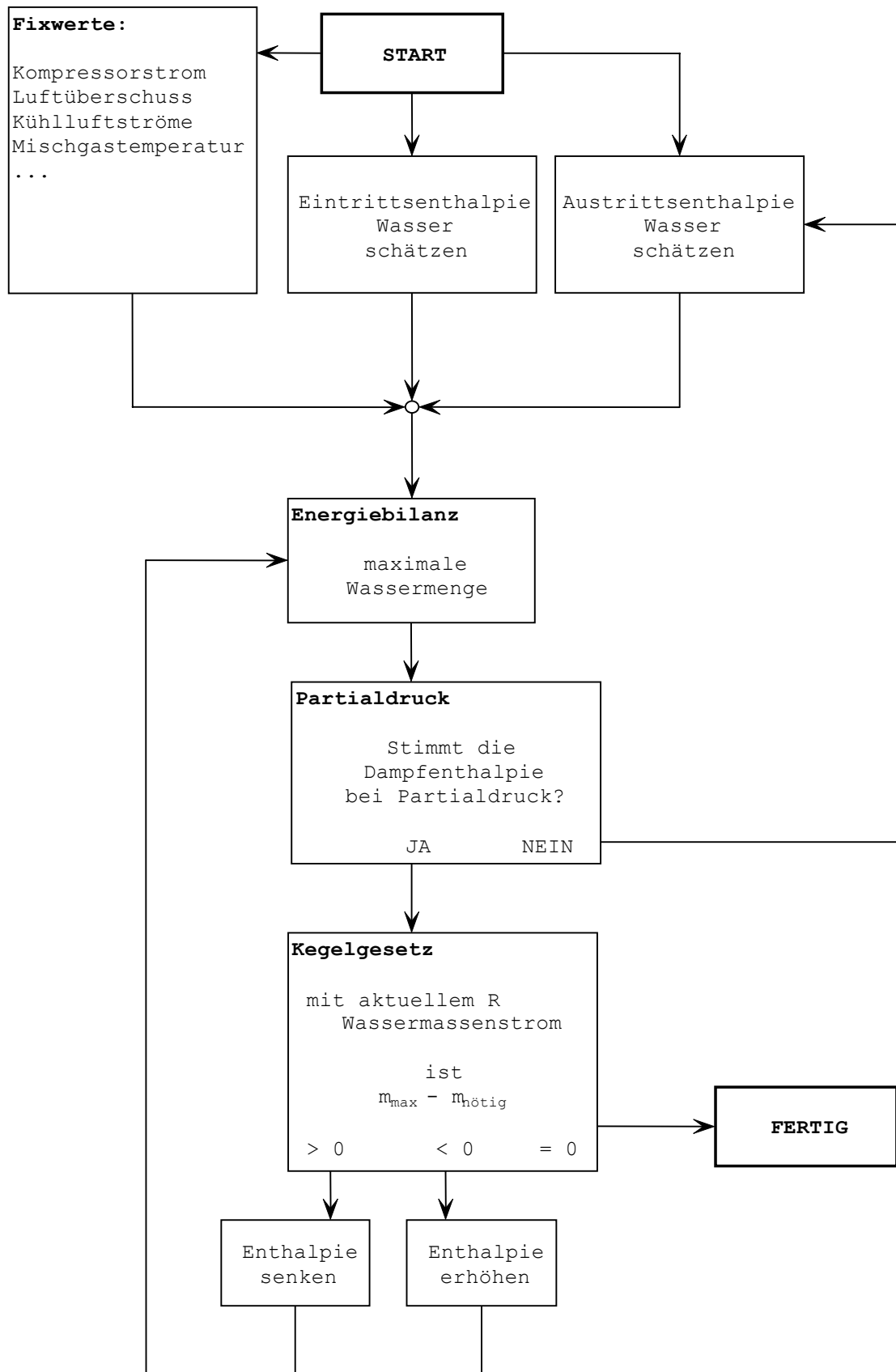


Abb. 6.10: Flowchart

6.3.4 Turbinenmodell

Getrennte Betrachtung der Komponenten heißt im vorliegenden Fall, dass die Arbeitsmedien genau die Leistungen bringen, die sie hätten, wenn ausschließlich ein einzelnes dieser Medien in der Turbine bei gegebenem polytropen Wirkungsgrad entspannt werden würde. Es ist so, als würden sich die Stoffe beim Durchlaufen nicht mischen und gegenseitig keine Wärme austauschen.

Aufgrund der unterschiedlichen polytropen Exponenten kühlen sich die Gase dementsprechend auch unterschiedlich ab, d.h., der Wasserdampf kommt stets heißer aus der Turbine als das Luft/Abgasgemisch.

Da die gesamte Turbine aus fünf einzelnen Stufen besteht, von denen jede einen anderen polytropen Wirkungsgrad hat, berechnen wir jede Stufe einzeln, gleichen aber die Temperaturen nach jeder Stufe einander an, so dass am Eintritt der nächsten Stufe beide Medien wieder die gleiche Temperatur aufweisen. Eine Skizze hierzu ist in Abb. 6.11 dargestellt.

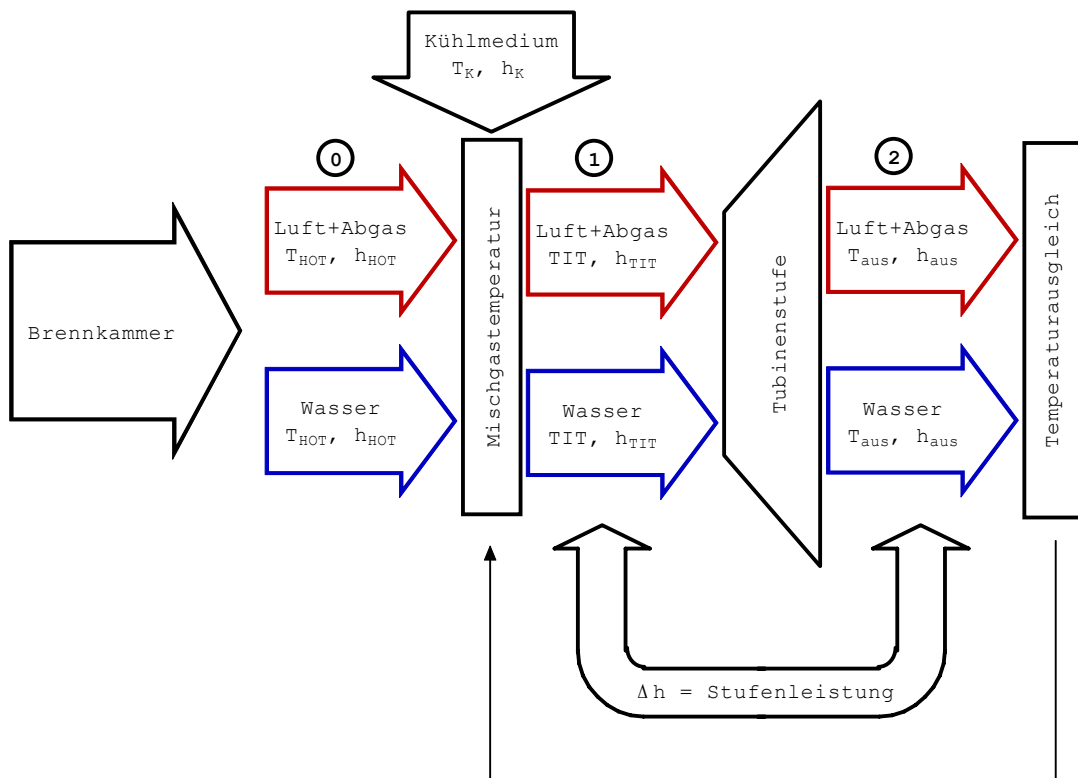


Abb. 6.11: Turbinenmodell mit separater Betrachtung von Luft/Abgas und Wasserdampf

Die Gase treten mit Hotgastemperatur aus der Brennkammer aus (Punkt 0). Entsprechend der Definition des polytropen Wirkungsgrads erfolgt das Zuführen des gesamten Kühlmassenstroms schon vor der Turbinenstufe. Mit TIT (Punkt 1) wird hier die „lokale“ Mischgastemperatur vor der jeweiligen Turbinenstufe bezeichnet und nicht wie bisher üblich die „globale“ Mischgastemperatur für die Regelung der Brennstoffzufuhr. Nach dem Austreten aus der Turbine (Punkt 2) lässt sich aus der Enthalpiedifferenz zwischen Punkt 1 und 2 die geleistete Arbeit ermitteln. Abschließen erfolgt wieder ein Temperaturausgleich. Die Punkte 1 bis 2 müssen entsprechend der Turbinenstufenzahl genauso oft durchlaufen werden.

Dass eine getrennte Betrachtung der Arbeitsmedien zulässig ist, wird in Kapitel 3.4 gezeigt.

Entsprechend dem Kontrollvolumen über dem Brennkammermodell (vgl. Abb. 6.8) wird auf eine (globale) Mischgastemperatur von 1100°C geregelt. Da aber dort bereits alle Kühlluftströme enthalten sind, muss jetzt zuerst die Hotgastemperatur berechnet werden. Dies erfolgt mit einer Energiebilanz, inklusive der Kühlmassenströme der Brennkammer, aber ohne die Kühlung für die Turbine:

$$h_{\text{mix}} = \frac{(\dot{m}_{\text{LBK}} + \dot{m}_{\text{LK,BK}}) h_{\text{Lein}} + \dot{m}_{\text{B}} (h_{\text{B}} + H_{\text{u}}) + (\dot{m}_{\text{W}} - \dot{m}_{\text{WK,TB}}) h_{\text{Wein}}}{\dot{m}_{\text{LBK}} + \dot{m}_{\text{LK,BK}} + \dot{m}_{\text{B}} + \dot{m}_{\text{W}} - \dot{m}_{\text{WK,TB}}} \quad (6.33)$$

Aus h_{mix} lässt sich die Hotgastemperatur ermitteln.

Da wir Luft/Abgas und Wasser getrennt betrachten, muss man bei der Berechnung eines Temperatenausgleichs iterativ vorgehen. Mit der aus (6.33) gewonnenen Mischenthalpie schätzt man zuerst eine zugehörige Temperatur, berechnet damit unter Berücksichtigung der Massenverhältnisse eine Mischenthalpie und vergleicht diese mit der tatsächlichen Mischenthalpie. Je genauer man so mit neuerlichem Schätzen der Temperatur die Enthalpien annähert, desto genauer stimmt diese.

Die Menge der Kühlluft, die bei der jeweiligen Stufe zugeführt wird, ist ein fixer prozentueller Anteil bezogen auf den von der vorhergehenden Stufe verbliebenen Kühlmassenstrom.

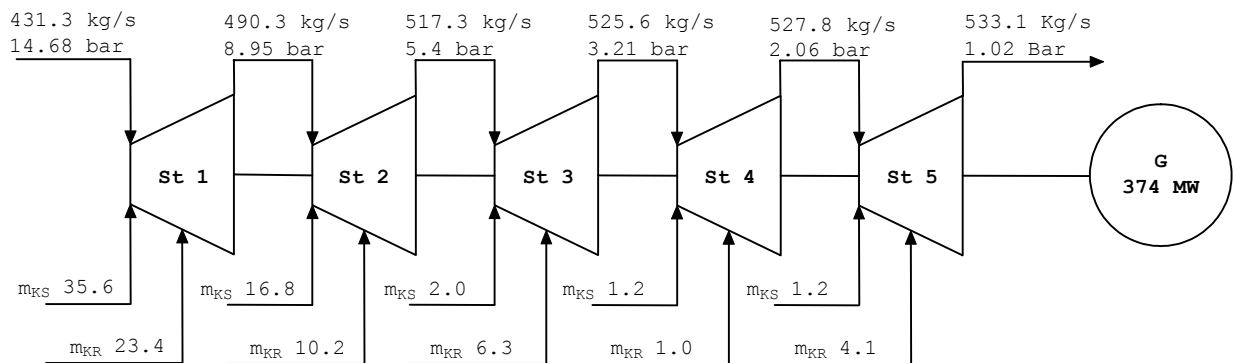


Abb. 6.12: Schematische Turbinendarstellung (GT13E2 Auslegungszustand). (oben: Gesamtmassenströme, Totaldruck; unten: m_{KS} ...Kühlmasse Stator (kg/s), m_{KR} ...Kühlmasse Rotor (kg/s))

Für den polytropen Turbinenwirkungsgrad gilt:

$$\eta_{\text{T}} = \frac{s(T_2, p_2) - s(T_1, p_2)}{R_2 \ln\left(\frac{p_2}{p_1}\right)} \quad 1\text{...Eintritt, } 2\text{...Austritt} \quad (6.34)$$

Der Eingangsdruck p_1 ist bekannt und mit Π_{Stufe} ebenso der Austrittsdruck p_2 . Mit R_2 , der TIT ($=T_1$) und dem aktuellen Partialdruck am Austritt lässt sich die Austrittsentropie berechnen.

$$s(T_2, p_2) = \eta_{\text{T}} R_2 \ln\left(\frac{p_2}{p_1}\right) + s(T_1, p_2) \quad (6.35)$$

Mit der Entropie und dem Partialdruck am Austritt bestimmt man die tatsächliche Austrittstemperatur des jeweiligen Arbeitsmediums. Diese ist, wie bereits erwähnt, für unterschiedliche Gase ebenfalls verschieden. In unserem Fall beträgt der Unterschied etwa 15 bis 20°C.

In der realen Turbine würde sich die Temperatur während der Entspannung kontinuierlich ausgleichen; der Einfachheit halber gleichen wir nur am Ende jeder Turbinenstufe aus.

Ab dieser Stelle wiederholt sich der Vorgang und ein neuerlicher thermodynamischer Ausgleich mit dem Kühlmassenstrom der nachfolgenden Stufe ist notwendig usw..., bis alle fünf Stufen durchlaufen sind.

Die Leistung der Turbine ergibt sich als Summe der einzelnen Stufen. Im konkreten Fall aus der Summe der Enthalpiedifferenzen (Abgas/Luft und Wasser getrennt) zwischen Ein- und Austritt der jeweiligen Stufe, bevor der Temperatenausgleich vorgenommen wird.

Verwendete Fixwerte:

	1.Stufe	2.Stufe	3.Stufe	4.Stufe	5.Stufe
Relativer Kühlluftanteil	57.96%	63.08%	52.72%	29.45%	100%
Stufendruckverhältnis	1.640	1.657	1.682	1.558	2.020
Polytroper Wirkungsgrad	80.00%	86.56%	89.68%	92.66%	85.86%

Tab. 6.1: Fixwerte

6.4 Dampftafel (überhitzter Dampf)

Den Berechnungen in der vorliegenden Arbeit liegt die elektronische Dampftabelle des IAPWS (International Association for the Properties of Water and Steam) zugrunde. Tab. 6.2 zeigt einen Auszug daraus für überhitzten Dampf.

Druck (bar)	1	2	4	6	8	10	12	14	16	20
100 °C	2675,8									
120 °C	2716,6									
140 °C	2756,7	2748,3								
160 °C	2796,4	2789,7	2775,2	2759,0						
180 °C	2836,0	2830,4	2818,6	2806,0	2792,4	2777,4				
200 °C	2875,5	2870,7	2860,9	2850,6	2839,7	2828,3	2816,1	2803,0		
220 °C	2915,0	2910,9	2902,6	2893,9	2884,9	2875,5	2865,7	2855,5	2844,8	2821,6
240 °C	2954,6	2951,1	2943,9	2936,5	2928,8	2920,9	2912,7	2904,3	2895,6	2877,2
260 °C	2994,4	2991,3	2985,0	2978,5	2971,9	2965,1	2958,2	2951,0	2943,7	2928,5
280 °C	3034,4	3031,6	3026,0	3020,3	3014,5	3008,6	3002,6	2996,4	2990,1	2977,1
300 °C	3074,5	3072,1	3067,1	3062,0	3056,9	3051,6	3046,3	3040,9	3035,4	3024,2
400 °C	3278,6	3277,0	3273,9	3270,8	3267,6	3264,5	3261,3	3258,1	3254,9	3248,3
500 °C	3488,7	3487,7	3485,5	3483,4	3481,3	3479,1	3476,9	3474,8	3472,6	3468,2
600 °C	3705,6	3704,8	3703,2	3701,7	3700,1	3698,6	3697,0	3695,4	3693,9	3690,7
700 °C	3929,4	3928,8	3927,6	3926,4	3925,3	3924,1	3922,9	3921,7	3920,5	3918,2
800 °C	4160,2	4159,8	4158,8	4157,9	4157,0	4156,1	4155,2	4154,3	4153,3	4151,5
900 °C	4398,0	4397,6	4396,9	4396,2	4395,5	4394,8	4394,0	4393,3	4392,6	4391,1
1000 °C	4642,6	4642,3	4641,7	4641,1	4640,5	4639,9	4639,4	4638,8	4638,2	4637,0
1100 °C	4893,5	4893,3	4892,8	4892,4	4891,9	4891,4	4891,0	4890,5	4890,0	4889,1
1200 °C	5150,6	5150,4	5150,0	5149,6	5149,2	5148,9	5148,5	5148,1	5147,7	5147,0
1300 °C	5413,2	5413,1	5412,8	5412,5	5412,2	5411,9	5411,5	5411,2	5410,9	5410,3
1400 °C	5681,2	5681,0	5680,8	5680,5	5680,3	5680,0	5679,8	5679,5	5679,3	5678,8

Tab. 6.2: Dampftafel überhitzter Dampf

6.5 Literaturverzeichnis

- [01] Cohen, H., Rogers, GFC., Saravanamuttoo, HIH.: *Gas Turbine Theory*. Essex: Pearson Educaton Limited, 1996.
- [02] Böckh, P., Cizmar, J., Schlachter, W.: *Grundlagen der technischen Thermodynamik*. Aarau: Sauerländer-Verlag, 1999.
- [03] Müller, K., Willinger, R.: *Grundzüge der thermischen Turbomaschinen*. Vorlesungsunterlagen TU-Wien, 2001.
- [04] Traupel, W.: *Thermische Turbomaschinen (Band I und II)*. Berlin: Springer, 2001.
- [05] Bohl, W.: *Technische Strömungslehre*. Würzburg: Vogel-Verlag, 1994.
- [06] Bohl, W.: *Strömungsmaschinen 1*. Würzburg: Vogel-Verlag, 1998.
- [07] Stodola, A.: *Dampf- und Gasturbinen*. Düsseldorf: VDI-Verlag, 1986.
- [08] Forsberg, I.: *Das Lastfolgeverhalten von Gasturbinen mit sequentieller Verbrennung durch Wassereinspritzung zum Zweck der Frequenzstützung*. Diplomarbeit, Abt. für Energieprozesse, KTH Stockholm, 1999.
- [09] König, C.: *Das Potential der Dampfkühlung bei Gasturbinen und Kombianlagen*. Diplomarbeit, Inst. für thermische Turbomaschinen und Energieanlagen, TU Wien, 2002.
- [10] Kasmanhuber, R.: *Heliumturbinen - Parametrische Studie der Kreislaufsysteme und Festlegung von Maschinenhauptabmessungen*. Diplomarbeit, Inst. für thermische Turbomaschinen und Energieanlagen, TU Wien, 1994.
- [11] Fischer, A.: *Leistungssteigerung von GT mit sequentieller Verbrennung durch H₂O-Eindüsung*. Diplomarbeit, Inst. für thermische Turbomaschinen und Energieanlagen, TU Wien, 2002.
- [12] Traupel, W.: *Thermische Turbomaschinen (Band II)*. Berlin: Springer, 1968.
- [13] Beiz, W., Grote, K.H.: *Dubbel - Taschenbuch für den Maschinenbau*. Berlin: Springer, 2001.

6.6 Tabellenverzeichnis

Tab. 2.1:	Parameter bei geänderter Umgebungstemperatur	12
Tab. 3.1:	Leistungen der Turbine	31
Tab. 3.2:	Leistungen und Wirkungsgrade für 50kg/s Dampf	41
Tab. 3.3:	Austrittstemperatur und Enthalpie der Stufen	43
Tab. 4.1:	Reaktionsgrad der GT13E2-Turbinenstufen	49
Tab. 4.2:	Druckzahlen der einzelnen Stufen mit u_2 im Meridianschnitt	50
Tab. 4.3:	Druckzahlen der einzelnen Stufen mit u_2 im Meridianschnitt	50
Tab. 4.4:	Lieferzahlen der einzelnen Stufen am Leitradaustritt	51
Tab. 4.5:	Variation von Π_{Leitrad} bei konstanter Stufenleistung	60
Tab. 4.6:	Winkel und Geschwindigkeitsverläufe über der Schaufellänge	61

6.7 Bilderverzeichnis

Abb. 2.1:	Abhängigkeit verschiedener Parameter von der Umgebungstemperatur	13
Abb. 2.2:	Π bei gleichem Δh und unterschiedlicher Eintrittstemperatur	13
Abb. 2.3:	Abhängigkeit des Wirkungsgrads von der Umgebungstemperatur	14
Abb. 2.4:	Idealer Carnotprozess und Jouleprozess	14
Abb. 2.5:	Maximale Einspritzmenge	16
Abb. 2.6:	Leistung und Wirkungsgrad	17
Abb. 2.7:	Definition der Abströmwinkel aus dem Laufrad	18
Abb. 2.8:	Überkritische Expansion unter Ausbildung von Keilströmungen	19
Abb. 2.9:	Unterschied in der Leistung	19
Abb. 2.10:	Allgemeines Axialverdichter kennfeld	20
Abb. 2.11:	Generatorklemmenleistung und TIT	21
Abb. 2.12:	Spezifische Leistung in Abhängigkeit von Π	22
Abb. 2.13:	spezifische Leistung in Abhängigkeit von Π	22
Abb. 2.14:	Rohrdurchmesser und Druckverlust (hydraulisch glatte Rohre)	23
Abb. 3.1:	Polytroper Wirkungsgrad einer Axialverdichterstufe	24
Abb. 3.2:	Massenströme der GT13E2 im ACM-Modell	26
Abb. 3.3:	Änderung der Massenströme bei Verkleinerung des Verdichters	26
Abb. 3.4:	Änderung der Leistung und des polytropen Wirkungsgrad	27
Abb. 3.5:	Massenströme in Abhängigkeit vom Verdichtermassenstrom	28
Abb. 3.6:	Massenströme in Abhängigkeit vom Verdichtermassenstrom	28
Abb. 3.7:	Leistungen und Wirkungsgrade	29
Abb. 3.8:	Leistungen und Wirkungsgrade	30
Abb. 3.9:	Massenströme und Wirkungsgrad	30
Abb. 3.10:	h-s-Diagramm von 50kg/s Dampf beim Durchlauf durch die Turbine	31
Abb. 3.11:	Massenströme in Abhängigkeit vom Gesamtmassenstrom	35
Abb. 3.12:	Leistungen und Wirkungsgrade	36
Abb. 3.13:	Prozessschaubild Dampfprozess	37
Abb. 3.14:	Auswertung des Dampfprozesses	39
Abb. 3.15:	Auswertung des Dampfprozesses	39
Abb. 3.16:	Wirkungsgrad bei Verkleinerung des Verdichters	40
Abb. 3.17:	Wirkungsgrad bei Vergrößerung der Turbine	40
Abb. 3.18:	ΔT (°C) und Δh (kJ/kg) in Absolutzahlen	43
Abb. 4.1:	Turbinenstufe mit Gitterpunkten und Geschwindigkeitsdreiecken	46
Abb. 4.2:	hs-Diagramm Totalzustand	47
Abb. 4.3:	hs-Diagramm von "1k" nach "2"	48
Abb. 4.4:	hs-Diagramm einer gekühlten Turbinenstufe (vereinfacht)	55
Abb. 4.5:	Veranschaulichung der Definition von η_{sa}	59
Abb. 4.6:	Variation von Π_{Leitrad} bei konstanter Stufenleistung	59
Abb. 4.7:	Skalierung der Querschnitte um den Faktor γ	62
Abb. 4.8:	Verlauf der Laufradeintrittsparameter	64

Abb. 4.9:	Verlauf der Laufradaustrittsparameter	65
Abb. 4.10:	Spannungskompensation durch Schrägstellung der Schaufeln	68
Abb. 4.11:	Zeit-Dehnungs-Diagramm des Werkstoffs IN-738LC	71
Abb. 4.12:	Schematische Darstellung einer Splitshaft-Anordnung	72
Abb. 4.13:	Schema einer doppelflutigen Anordnung	74
Abb. 5.1:	Flussdiagramm der Wärme	77
Abb. 5.2:	Marginaler Wirkungsgrad	78
Abb. 6.1:	TS-Diagramm für (a) Verdichter und (b) Turbine	81
Abb. 6.2:	Schematische Darstellung des Verdichters im ACM-Modell	84
Abb. 6.3:	Verdichterkennfeld der GT13E2	85
Abb. 6.4:	Verdichterkennfeld der GT13E2	85
Abb. 6.5:	Schematische Darstellung der Brennkammer im ACM-Modell	86
Abb. 6.6:	Schematische Darstellung einer Turbinenstufe	86
Abb. 6.7:	Turbinenstufencharakteristik der GT13E2	87
Abb. 6.8:	Energiebilanz der Brennkammer	89
Abb. 6.9:	Kegelgesetz in Abhängigkeit vom Wasserstrom	91
Abb. 6.10:	Flowchart	92
Abb. 6.11:	Turbinenmodell	93
Abb. 6.12:	Schematische Turbinendarstellung	94