

Jan Hitzwebel

**Energetische Untersuchung
des Gesamtprozesses eines
erdgasbefeuernten Gas- und
Dampfturbinenkraftwerks
mit Oxyfuel-Technologie**



Cuvillier Verlag Göttingen
Internationaler wissenschaftlicher Fachverlag



Energetische Untersuchung des Gesamtprozesses
eines erdgasbefeuerten Gas- und Dampfturbinenkraftwerks
mit Oxyfuel-Technologie





Energetische Untersuchung des Gesamtprozesses eines erdgasbefeuerten Gas- und Dampfturbinenkraftwerks mit Oxyfuel-Technologie

Vom Promotionsausschuss der
Technischen Universität Hamburg-Harburg
zur Erlangung des akademischen Grades

Doktor-Ingenieur (Dr.-Ing.)

genehmigte Dissertation

von

Jan Hitzwebel

aus

Buchholz in der Nordheide

2017



Bibliografische Information der Deutschen Nationalbibliothek

Die Deutsche Nationalbibliothek verzeichnet diese Publikation in der Deutschen Nationalbibliografie; detaillierte bibliografische Daten sind im Internet über <http://dnb.d-nb.de> abrufbar.

1. Aufl. - Göttingen: Cuvillier, 2017

Zugl.: (TU) Hamburg-Harburg, Univ., Diss., 2017

Gutachter: 1. Prof. Dr.-Ing. Alfons Kather

2. Univ.-Prof. Dr.-Ing. Franz Joos

Datum der mündlichen Prüfung: 5. September 2017

© CUVILLIER VERLAG, Göttingen 2017

Nonnenstieg 8, 37075 Göttingen

Telefon: 0551-54724-0

Telefax: 0551-54724-21

www.cuvillier.de

Alle Rechte vorbehalten. Ohne ausdrückliche Genehmigung des Verlages ist es nicht gestattet, das Buch oder Teile daraus auf fotomechanischem Weg (Fotokopie, Mikrokopie) zu vervielfältigen.

1. Auflage, 2017

Gedruckt auf umweltfreundlichem, säurefreiem Papier aus nachhaltiger Forstwirtschaft.

ISBN 978-3-7369-9623-6

eISBN 978-3-7369-8623-7



Danksagung

Die vorliegende Arbeit entstand während meiner Tätigkeit als wissenschaftlicher Mitarbeiter am Institut für Energietechnik der Technischen Universität Hamburg-Harburg.

An erster Stelle gilt mein Dank Herrn Prof. Dr.-Ing. A. Kather für die Möglichkeit zur Promotion und die unvergessliche Zeit, die ich an seinem Institut verbringen durfte. Besonders bedanke ich mich für die vertrauensvolle und hilfreiche Begleitung während meiner Tätigkeit. Für die Übernahme des Koreferats möchte ich mich herzlich bei Herrn Univ.-Prof. Dr.-Ing. F. Joos bedanken, ebenso bei Herrn Prof. Dr.-Ing. G. Schmitz für die Übernahme des Prüfungsvorsitzes.

Allen Kolleginnen und Kollegen, mit denen ich im Laufe der letzten vier Jahre am Institut zusammenarbeiten durfte, sei auf diesem Wege auch noch einmal gedankt. Die fachlichen Diskussionen, aber vor allem die darüber hinausgehenden Gespräche und Unternehmungen sowie eine gewisse Portion Wahnsinn haben die Zeit am IET erst zu etwas Besonderem gemacht. Ich hoffe, dass diese freundschaftlichen Verbindungen auch in Zukunft Bestand haben werden.

Meinen Freunden danke ich dafür, dass sie mir immer die Möglichkeit geben, abseits des Studenten- und Arbeitsalltags die notwendige Ablenkung zu finden. Ich freue mich, dass dieser „Haufen“ mich schon so lange begleitet.

Zum Abschluss möchte ich von ganzem Herzen meiner Familie danken, auf deren bedingungslose Unterstützung ich mich immer verlassen kann. Ganz besonders danke ich meiner Frau Frederike, dass sie mir jederzeit das Gefühl gibt, den richtigen Weg im Leben eingeschlagen zu haben.

Hamburg, im September 2017

Jan Hitzwebel





Inhaltsverzeichnis

Inhaltsverzeichnis.....	I
Abbildungsverzeichnis.....	III
Tabellenverzeichnis	IX
Abkürzungs- und Symbolverzeichnis.....	X
1 Einleitung	1
1.1 Motivation	1
1.2 Ziel und Umfang der Arbeit.....	3
2 Stand von Wissenschaft und Technik.....	4
2.1 Konventionelle GuD-Kraftwerke	4
2.2 Oxyfuel-Technologie bei Gasturbinenprozessen	7
2.2.1 Grundlagen der Oxyfuel-Verbrennung.....	7
2.2.2 Oxyfuel-GuD-Prozess	10
2.3 Kryogene Luftzerlegungsanlagen	16
2.3.1 Verfahrensvarianten	19
2.3.2 Bereitstellung von Drucksauerstoff.....	21
2.4 CO ₂ -Aufbereitung	22
3 Modellbildung.....	26
3.1 Referenzkraftwerk.....	26
3.1.1 Gesamtprozess.....	27
3.1.2 Gasturbine mit sequentieller Verbrennung	29



3.1.3	Gasturbine mit einstufiger Verbrennung	33
3.2	Gesamtprozess des Oxyfuel-GuD-Kraftwerks	35
3.2.1	Luftzerlegungsanlagen	36
3.2.2	CO ₂ -Verdichtung und Aufreinigung	42
3.3	Modell zur Bestimmung des polytropen Verdichterwirkungsgrades	44
4	Ergebnisse	53
4.1	Vergleich des GuD-Prozesses unter Luft- und Oxyfuel-Bedingungen	54
4.1.1	Verdichterwirkungsgrad	62
4.1.2	AHDE-Konfiguration.....	72
4.1.3	Gasturbinenkühlsystem	77
4.2	Abgasrezirkulation	80
4.2.1	Temperatur	80
4.2.2	Druckverlust.....	87
4.3	Sauerstoffbereitstellung	88
4.3.1	Sauerstoffreinheit.....	89
4.3.2	Sauerstoffüberschuss	92
4.3.3	Sauerstoffverdichtung	95
4.4	CO ₂ -Aufbereitung	99
5	Zusammenfassung	107
	Literaturverzeichnis.....	111
	Anhang	122

Abbildungsverzeichnis

Abbildung 1:	Prozessschema eines modernen GuD-Kraftwerks mit einer Gasturbine mit sequentieller Verbrennung, eigene Darstellung nach [22] und [23]	6
Abbildung 2:	Definition des lokalen und globalen Sauerstoffüberschusses bei Prozessen mit Rezirkulation.....	8
Abbildung 3:	Vereinfachte Darstellung des Oxyfuel-GuD-Prozesses.....	11
Abbildung 4:	Äquivalentes Druckverhältnis für Oxyfuel-Gasturbinen nach Gleichung (2-7) für $\kappa_L = 1,33$ und $\kappa_{Oxy} = 1,21$ sowie Beispiele aus Veröffentlichungen.....	13
Abbildung 5:	Schematische Darstellung einer Zweisäulen-Luftzerlegungsanlage zur Erzeugung von gasförmigem Sauerstoff nach [25, 59].....	17
Abbildung 6:	Luftzerlegungsanlage mit doppeltem Verdampfer/Kondensator und LOX-Boiler nach [30]	20
Abbildung 7:	LZA nach dem Pumped-LOX-Verfahren mit doppeltem Verdampfer/Kondensator	22
Abbildung 8:	Prinzip der kryogenen CO ₂ -Aufreinigung durch Kondensation...24	
Abbildung 9:	CO ₂ -Reinheit und CO ₂ -Abtrennungsrate (R_{CO_2}) in Abhängigkeit von Druck und Temperatur einer einstufigen Kondensation für eine typische Zusammensetzung des unbehandelten CO ₂ aus einem Oxyfuel-GuD-Kraftwerk nach [26]	24
Abbildung 10:	Vereinfachte Darstellung des Gasturbinenprozesses der GT26 und des Kühlluftsystems.....	30
Abbildung 11:	Darstellung des Modells zur Berücksichtigung der Schaufelkühlung für eine Turbinenstufe im T-s-Diagramm nach [78]	31

Abbildung 12:	Schematische Darstellung der Gasturbine mit einstufiger Verbrennung.....	33
Abbildung 13:	Nettowirkungsgrad des GuD-Prozesses in Abhängigkeit vom Druckverhältnis für die betrachteten Gasturbinen im Luftfall	34
Abbildung 14:	Schematische Darstellung des GuD-Oxyfuel-Kraftwerks mit sequentieller Verbrennung	36
Abbildung 15:	Implementierung der LZA-Varianten in das Gesamtprozessmodell	37
Abbildung 16:	Verdichteraustrittsdruck und Sauerstoffausbeute in Abhängigkeit von der Sauerstoffreinheit für eine LZA mit externer Verdichtung.....	39
Abbildung 17:	Zusammensetzung des Sauerstoffs in Abhängigkeit von der Sauerstoffreinheit	40
Abbildung 18:	Benötigter Austrittsdruck des Boosterverdichters der Pumped-LOX LZA und spezifischer Energiebedarf der Sauerstoffpumpe in Abhängigkeit vom Sauerstoffdruck bei einer Sauerstoffreinheit von 95 Vol.-%	41
Abbildung 19:	Schematische Darstellung der GPU mit partieller Kondensation nach [26].....	43
Abbildung 20:	Darstellung des Verdichterverlustmodells im h-s-Diagramm	47
Abbildung 21:	Werte des Verlustparameters nach Miller und Wright [84] in Abhängigkeit vom Verhältnis der Spaltbreite ε zur Sehnenlänge s mit quadratischer Interpolation	50
Abbildung 22:	Berechneter Radialschnitt, polytroper Wirkungsgrad und Stufenanzahl der Verdichterabschnitte bei der Referenzgasturbine GT26.....	52
Abbildung 23:	Gasturbinenaustrittstemperatur und Abgastemperatur am Austritt des AHDE und Grädigkeiten am Pinch Point der Verdampfer in Abhängigkeit vom Druckverhältnis der Oxyfuel-Gasturbine mit sequentieller Verbrennung.....	56

Abbildung 24:	Energieströme über die Systemgrenze zur Berechnung des Bruttowirkungsgrades und der thermischen Verluste	57
Abbildung 25:	Änderung des Bruttowirkungsgrades des Oxyfuel-Prozesses gegenüber dem Luftfall aufgrund der Änderung der Energieströme über die Systemgrenze in Abhängigkeit vom Druckverhältnis der Oxyfuel-Gasturbine mit sequentieller Verbrennung.....	58
Abbildung 26:	Elektrischer Eigenbedarf des Oxyfuel-GuD-Prozesses mit sequentieller Verbrennung in Abhängigkeit vom Druckverhältnis	60
Abbildung 27:	Nettowirkungsgrad unter Oxyfuel-Bedingungen in Abhängigkeit vom Druckverhältnis für die betrachteten Gasturbinenvarianten bei konstantem Verdichterwirkungsgrad $\eta_{p,v} = 91,7 \%$	61
Abbildung 28:	Berechneter polytroper Wirkungsgrad des Gasturbinenverdichters im Luftfall im Vergleich zum konstant gewählten polytropen Wirkungsgrad (gepunktet) und die berechnete Anzahl an Verdichterstufen (gestrichelt)	63
Abbildung 29:	Nettowirkungsgrad im Luftfall in Abhängigkeit vom Druckverhältnis für die betrachteten Gasturbinen bei Berücksichtigung des veränderlichen Verdichterwirkungsgrades im Vergleich zu einem konstanten Verdichterwirkungsgrad von $91,7 \%$ (gepunktet)	64
Abbildung 30:	Verhältnis von Spaltbreite ε zu Sehnenlänge s zwischen den betrachteten Verdichterabschnitten und der daraus berechnete polytrope Wirkungsgrad in Abhängigkeit vom Druckverhältnis für die Gasturbine mit sequentieller Verbrennung unter Oxyfuel-Bedingungen	66
Abbildung 31:	Berechneter polytroper Wirkungsgrad des Gasturbinenverdichters unter Oxyfuel-Bedingungen im Vergleich zum konstant gewählten polytropen Wirkungsgrad (gepunktet) und die berechnete Anzahl an Verdichterstufen (gestrichelt).....	68
Abbildung 32:	Nettowirkungsgrad unter Oxyfuel-Bedingungen in Abhängigkeit vom Druckverhältnis für die betrachteten Gasturbinen bei Berücksichtigung des berechneten polytropen	

	Verdichterwirkungsgrades im Vergleich zum konstant gewählten Verdichterwirkungsgrad (gepunktet)	69
Abbildung 33:	Eigenbedarf (EB) und Wirkungsgradverluste des Oxyfuel-GuD-Prozesses gegenüber dem Luftfall bei optimiertem Druckverhältnis für die betrachteten Gasturbinenvarianten mit sequentieller und einstufiger Verbrennung	71
Abbildung 34:	Erzeugte Dampfmassenströme auf den drei Druckniveaus je AHDE mit ZÜ im Luftfall und unter Oxyfuel-Bedingungen	74
Abbildung 35:	Wirkungsgradänderung im Vergleich zum Dreidruckprozess mit ZÜ durch Änderung der Druckstufenzahl im AHDE im Luftfall und unter Oxyfuel-Bedingungen bei festgelegter Gasturbinenkonfiguration	75
Abbildung 36:	Nettowirkungsgrad in Abhängigkeit vom Druckverhältnis für den Oxyfuel-GuD-Prozess bei Ein-, Zwei- und Dreidruck-Abhitzeprozess mit ZÜ	76
Abbildung 37:	Kühlbedarf der Komponenten einer Gasturbine im Luftfall und unter Oxyfuel-Bedingungen für einstufige und sequentielle Verbrennung.....	78
Abbildung 38:	Kühlbedarf der Turbinenkomponenten in Abhängigkeit vom Druckverhältnis bei der Gasturbine mit sequentieller Verbrennung	79
Abbildung 39:	Wassergehalt im Abgas vor und nach dem Abgaskondensator und die daraus resultierende Taupunkttemperatur im AHDE in Abhängigkeit von der Rezirkulationstemperatur für die Oxyfuel-Gasturbine mit sequentieller Verbrennung ($\Pi = 60$)	81
Abbildung 40:	Gasturbinenaustrittstemperatur (durchgezogen) und Abgastemperatur am Austritt des AHDE (gestrichelt) in Abhängigkeit von der Rezirkulationstemperatur	83
Abbildung 41:	Nettowirkungsgrad des Oxyfuel-GuD-Prozesses in Abhängigkeit von der Rezirkulationstemperatur für die beiden Gasturbinenvarianten bei verschiedenen Druckverhältnissen	85

Abbildung 42:	Nettowirkungsgrad des Oxyfuel-GuD-Prozesses in Abhängigkeit von der Rezirkulationstemperatur für die beiden Gasturbinenvarianten bei einer Speisewassertemperatur von 15 K oberhalb der Taupunkttemperatur des Abgases im Vergleich zur konstanten Speisewassertemperatur von 60 °C (gestrichelt)	86
Abbildung 43:	Nettowirkungsgrad des Oxyfuel-GuD-Prozesses für die beiden Gasturbinenvarianten in Abhängigkeit vom Druckverlust im Abgaskondensator und in der Rezirkulationsleitung.....	88
Abbildung 44:	Elektrischer Eigenbedarf und Reinheit des unbehandelten CO ₂ -Stroms (gestrichelt) beim Oxyfuel-GuD-Prozess mit sequentieller Verbrennung ($\Pi=60$) in Abhängigkeit von der Sauerstoffreinheit.....	89
Abbildung 45:	Nettowirkungsgrad des Oxyfuel-GuD-Prozesses in Abhängigkeit von der Sauerstoffreinheit	91
Abbildung 46:	Lokale Sauerstoffzahl und CO ₂ -Konzentration im unbehandelten CO ₂ -Strom in Abhängigkeit von der globalen Sauerstoffzahl für die Sauerstoffreinheiten 95 Vol.-% (durchgezogen) und 99,5 Vol.-% (gestrichelt).....	93
Abbildung 47:	Nettowirkungsgrad des Oxyfuel-GuD-Prozesses in Abhängigkeit von der globalen Sauerstoffzahl für die Sauerstoffreinheiten 95 Vol.-% (durchgezogen) und 99,5 Vol.-% (gestrichelt).....	95
Abbildung 48:	Bruttowirkungsgrad des Oxyfuel-GuD-Prozesses in Abhängigkeit von der Sauerstofftemperatur	96
Abbildung 49:	Elektrischer Eigenbedarf der Sauerstoffbereitstellung in Abhängigkeit vom Druckverhältnis der Oxyfuel-Gasturbine für die Varianten der Sauerstoffverdichtung	97
Abbildung 50:	Nettowirkungsgrad des Oxyfuel-GuD-Prozesses in Abhängigkeit vom Druckverhältnis für die Varianten der Sauerstoffverdichtung.....	98
Abbildung 51:	CO ₂ -Reinheit nach partieller Kondensation in Abhängigkeit von der CO ₂ -Abtrennungsrate für das unbehandelte CO ₂ des Oxyfuel-GuD-Prozesses bei $\lambda_{\text{global}} = 1,018$	101



Abbildung 52:	Maximal erreichbare CO ₂ -Abtrennungsrate und Änderung des Nettowirkungsgrades in Abhängigkeit von der verwendeten Sauerstoffreinheit bei Aufkonzentration des CO ₂ durch partielle Kondensation bei $\lambda_{\text{global}} = 1,018$	103
Abbildung 53:	Nettowirkungsgrad (durchgezogen) und spezifischer elektrischer Verlust (gestrichelt) des Oxyfuel-GuD-Prozesses mit sequentieller Verbrennung in Abhängigkeit von der Sauerstoffreinheit und der angestrebten CO ₂ -Reinheit bei $\lambda_{\text{global}} = 1,018$	104
Abbildung 54:	Nettowirkungsgrad (durchgezogen) und spezifischer elektrischer Verlust (gestrichelt) des Oxyfuel-GuD-Prozesses mit sequentieller Verbrennung in Abhängigkeit vom Sauerstoffüberschuss und von der angestrebten CO ₂ -Reinheit bei einer Sauerstoffreinheit von 95 Vol.-%	105



Tabellenverzeichnis

Tabelle 1:	Siedetemperaturen der drei Hauptbestandteile von Luft bei 1,013 bar [59].....	18
Tabelle 2:	Zusammensetzung und Kennwerte des verwendeten Brennstoffs (Erdgas)	27
Tabelle 3:	Kenndaten des Referenzprozesses bei der Variante mit sequentieller Verbrennung	28
Tabelle 4:	Zusammensetzung der Medien am Ein- und Austritt der Gasturbine im Luftfall und unter Oxyfuel-Bedingungen (sequentielle Verbrennung) in Vol.-%.....	55
Tabelle 5:	Zustandsgrößen und Stoffwerte (totale Größen) am Ein- und Austritt in den Gasturbinenverdichter im Luftfall ($\Pi = 30$) und unter Oxyfuel-Bedingungen ($\Pi = 80$) mit sequentieller Verbrennung zur Berechnung der Verdichtergeometrie	65
Tabelle 6:	Kenndaten der betrachteten Varianten im Luftfall und unter Oxyfuel-Bedingungen in den festgelegten Basisfällen.....	73



Abkürzungs- und Symbolverzeichnis

Abkürzungen

AHDE	Abhitzedampferzeuger
CCS	Carbon capture and storage, CO ₂ -Abtrennung und Speicherung
DCC	Direct Contact Cooler, Direktkontaktkühler
EB	Eigenbedarf
EOR	Enhanced Oil Recovery
EV	EnVironmental (1. Brennkammer der GT26)
FWL	Feuerungswärmeleistung
GPU	Gas Processing Unit (CO ₂ -Aufbereitungsanlage)
GT	Gasturbine
GuD-Prozess	Gas- und Dampfturbinenprozess
HD	Hochdruck
HDE	Hochdruckeconomiser
HDÜ	Hochdrucküberhitzer
HDV	Hochdruckverdampfer
KB	Kondensatbehälter
KVW	Kondensatvorwärmer
LibHuGas	Stoffwertbibliothek für reale Gasgemische
LOX	Liquid Oxygen, Flüssigsauerstoff
LZA	Luftzerlegungsanlage



MD	Mitteldruck
MDE	Mitteldruckeconomiser
MDV	Mitteldruckverdampfer
ND	Niederdruck
NDE	Niederdruckeconomiser
NDV	Niederdruckverdampfer
OCC	Oxyfuel Combined Cycle, Oxyfuel-GuD-Prozess
OTC	Once-Through-Cooler, (Durchlauf-)Kühler für Kühlmedium
SCOC-CC	Semi-closed Oxygen-Combustion Combined Cycle, Oxyfuel-GuD-Prozess
SEV	Sequential EnVironmental (2. Brennkammer der GT26)
ZÜ	Zwischenüberhitzer

Chemische Symbole

Ar	Argon
CO	Kohlenstoffmonoxid
CO ₂	Kohlenstoffdioxid
H ₂ O	Wasser
N ₂	Stickstoff
NH ₃	Ammoniak
NO _x	Stickstoffoxide
O ₂	Sauerstoff
SO _x	Schwefeloxide



Lateinische Symbole

a	Schallgeschwindigkeit
A	Querschnittsfläche
C	Kühlkonstante
c	Absolutgeschwindigkeit
c_p	Spezifische Wärmekapazität bei konstantem Druck
DF	Diffusionsfaktor
DH	deHaller-Zahl
E	Spezifische Emission
f_c	Verzögerungsfaktor
h	Spezifische Enthalpie
H_U	Unterer Heizwert
L	Schaufellänge
m	Exponent
\dot{m}	Massenstrom
Ma	Machzahl
n	Drehzahl
P	Leistung
p	Druck
\dot{Q}	Wärmestrom
R	Ausbeute/Abtrennungsrate
r	Radius
Re	Reynoldszahl
s	Sehnenlänge
s	Spezifische Entropie



SED	Specific Energy Demand, spezifischer Energiebedarf
T	Temperatur
u	Umfangsgeschwindigkeit
V	Geschwindigkeit im jeweiligen Relativsystem
w	Relativgeschwindigkeit
z	Stufenanzahl

Griechische Symbole

α	Absoluter Anströmwinkel
β	Relativer Anströmwinkel
ε	Spaltbreite zwischen Schaufel und Gehäuse
ζ	Spezifischer elektrischer Verlust
η	Dynamische Viskosität
η	Wirkungsgrad
η_p	Polytroper Wirkungsgrad
η_s	Isentroper Wirkungsgrad
κ	Isentropenexponent
λ	Sauerstoffzahl
Π	Druckverhältnis
ρ	Dichte
φ	Durchflusszahl
ϕ	Entdimensionierte Temperaturdifferenz
ψ	Enthalpiekenngröße
ω	Verlustkoeffizient
ξ	Verlustbeiwert



Indizes

abg	abgetrennt
aus	Austritt
ax	Axialkomponente
br	brutto
BS	Brennstoff
BSV	Brennstoffverdichter
ein	Eintritt
erz	erzeugt
G	Gehäuse
ges	gesamt
global	Globale Sauerstoffzahl
HDT	HD-Turbine
HG	Heißgas
ISO	Turbineneintrittstemperatur nach ISO 2314
KL	Kühlluft
Kond	Kondensator
L	Luft
LA	Lauftrad
LE	Leitrad
lokal	Lokale Sauerstoffzahl
M	Median



min	minimal
MS	Molsieb
N	Nabe
NDT	ND-Turbine
net	Netto
O	Sauerstoff (elementar)
OM	Oxidationsmedium
Oxy	Oxyfuel
P	Pumpen
Ref	Referenz
rel	relativ
Rez	Rezirkulation
S	Schaufel
sens	sensibel
St	Stufe
stat	statisch
T	Turbine
th	thermisch
V	Verdichter
Verl	Verlust





1 Einleitung

Im Übereinkommen von Paris vom 12. Dezember 2015 wurde das Ziel gesetzt, den Anstieg der mittleren Erdtemperatur deutlich unter 2 °C bezüglich des vorindustriellen Niveaus zu halten. Dazu sollen ab der zweiten Hälfte dieses Jahrhunderts nicht mehr anthropogene Treibhausgase ausgestoßen werden, als der Atmosphäre durch Senken entzogen werden [1]. In der Folge wurde das langfristige Ziel der Bundesregierung bekräftigt, bis 2050 die deutschen Treibhausgasemissionen im Vergleich zu 1990 um 80 bis 95 % zu senken. Im Jahr 2014 entfielen ca. 40 % der Treibhausgasemissionen auf die Energiewirtschaft. Diese nimmt daher eine zentrale Rolle beim Erreichen dieser Ziele ein. Nach dem Willen der Bundesregierung soll Strom aus erneuerbaren Energien in Zukunft den zentralen Energieträger darstellen und die Energiewirtschaft weitgehend dekarbonisiert werden [2]. Daraus folgt, dass die CO₂-Emissionen der Energiewirtschaft möglichst auf null zu reduzieren sind. Der Hauptteil des aus erneuerbaren Energien bereitgestellten Stroms wird in Windenergieanlagen und durch Photovoltaik erzeugt. Aufgrund deren fluktuierender Einspeisung müssen zur Gewährleistung der Versorgungssicherheit entsprechende regelbare Erzeugungskapazitäten vorgehalten werden.

1.1 Motivation

Kombinierte Gas- und Dampfturbinenkraftwerke (GuD-Kraftwerke) können diese Rolle sowohl als CO₂-arme erdgasbefeuerte Übergangstechnologie [2] als auch als CO₂-neutrale Stromerzeugungstechnologie zur Verstromung von regenerativ erzeugtem Gas in zukünftigen Szenarien einnehmen [3]. Trotz des steigenden Anteils an fluktuierenden erneuerbaren Energien an der Stromerzeugung nimmt die maximale Residuallast kaum ab, sodass die Volllaststundenzahl der regelbaren Erzeuger deutlich abnimmt [3, 4]. Aufgrund der vergleichsweise geringen Investitionskosten im Vergleich zu Dampfkraftwerken haben GuD-Kraftwerke für solche Einsatzbedingungen bei Neubau auch wirtschaftliche Vorteile [5].



Eine weitere Möglichkeit, die CO₂-Emissionen der Energieerzeugung signifikant zu reduzieren, ohne auf fossile Brennstoffe zu verzichten, sind Technologien zur CO₂-Abtrennung und -Speicherung (Carbon Capture and Storage, CCS). Dazu kann das CO₂ entweder vor der Verbrennung aus einem vorher erzeugten Synthesegas (Pre-Combustion CO₂-Abtrennung) oder nach der Verbrennung (Post-Combustion CO₂-Abtrennung) aus dem Abgas abgetrennt werden. Eine Alternative dazu bietet die Oxyfuel-Technologie. Dabei erfolgt die Verbrennung anstatt mit Luft mit einem hochangereicherten Sauerstoffstrom. Ohne den Stickstoffanteil der Luft steigen die Konzentrationen der Verbrennungsprodukte, hauptsächlich CO₂ und Wasserdampf, im Abgas deutlich an, was eine Abtrennung des CO₂ vereinfacht. Aufgrund hoher Verbrennungstemperaturen bei der Verbrennung mit Sauerstoff ist unter Oxyfuel-Bedingungen die Rezirkulation von abgekühltem Rauch- bzw. Abgas notwendig [6]. Alle CCS-Prozesse haben gemeinsam, dass der Nettowirkungsgrad der Stromerzeugung deutlich reduziert wird, da für den Betrieb der Abtrennungsanlage beim Pre- bzw. Post-Combustion Verfahren oder die Bereitstellung des Sauerstoffs durch Luftzerlegungsanlagen (LZA) im Oxyfuel-Prozess zusätzlich Energie benötigt wird. Weiterhin muss das abgetrennte CO₂ für den Transport und die Speicherung verdichtet werden.

Aufgrund der höheren spezifischen CO₂-Emissionen werden CCS-Verfahren hauptsächlich bei Kohlekraftwerken in Betracht gezogen. Abhängig von den politischen und wirtschaftlichen Rahmenbedingungen ist im Hinblick auf den Einsatz zur Residuallastdeckung in zukünftigen Energiesystemen auch die Anwendung in GuD-Kraftwerken sinnvoll. In dieser Arbeit wird die Anwendung des Oxyfuel-Prozesses für GuD-Kraftwerke untersucht. Prozesse dieser Art sind in der Literatur bereits unter verschiedenen Gesichtspunkten beschrieben worden [7]. Der Fokus der Untersuchungen liegt dabei meistens auf dem Verhalten des Gasturbinenprozesses, während die übrigen Komponenten nur am Rande mitbetrachtet werden [8-12]. Der wesentliche Einflussparameter auf den Prozess ist das Druckverhältnis der Gasturbine. Innerhalb des Gasturbinenprozesses werden vor allem der Verdichter [10, 13], die Brennkammer [14] und das Kühlsystem [11, 15] genauer betrachtet. Die Sauerstoffbereitstellung und CO₂-Aufbereitung des Prozesses wird in der Regel durch einen festgelegten Prozess berücksichtigt, ohne dass der Einfluss auf den Prozess dargestellt wird. Eine Ausnahme bildet hier die Sauerstoffreinheit [9]. Aufgrund der oft unterschiedlichen Annahmen und Schwerpunkte der jeweiligen Veröffentlichungen ist eine Vergleichbarkeit untereinander schwierig.

1.2 Ziel und Umfang der Arbeit

Das Ziel dieser Arbeit ist eine umfassende energetische Untersuchung des Gesamtprozesses für GuD-Kraftwerke mit Oxyfuel-Technologie auf Basis vergleichbarer Randbedingungen. Dabei sollen die wichtigsten Einflussparameter des GuD-Kraftwerksprozesses unter Oxyfuel-Bedingungen auf den Prozess identifiziert und bewertet werden. Parameter und Varianten aller Teilprozesse – GuD-Prozess, Rezirkulation, Sauerstoffbereitstellung und CO₂-Aufbereitung – werden dabei im Hinblick auf die Effizienz des Gesamtprozesses untersucht. Die Ergebnisse dieser Arbeit sollen ein breiteres Verständnis des Prozesses vermitteln, um eine geeignete Prozesswahl in Abhängigkeit von den jeweiligen politischen und wirtschaftlichen Rahmenbedingungen treffen zu können.

Die Bewertung des Prozesses erfolgt mithilfe der kommerziell verfügbaren Simulationssoftware EBSILON®Professional und AspenPlus®. Anhand der mit diesen Programmen durchgeführten Berechnungen wird als wichtigste Kennzahl für die Effizienz der Nettowirkungsgrad des Gesamtprozesses ermittelt.

Als Basis für die Untersuchung dient ein modernes konventionelles GuD-Kraftwerk, auf dessen Grundlage ein Referenzmodell erstellt wird. Aufgrund der besonderen Prozessführung der gewählten Gasturbine, der sogenannten sequentiellen Verbrennung, wird der Referenzprozess in zwei Varianten unterteilt. In der ersten Variante wird die Gasturbine mit sequentieller Verbrennung verwendet und in der zweiten Variante eine Gasturbine mit einstufiger Verbrennung bei vergleichbaren Randbedingungen. Somit können Effekte identifiziert werden, die nur aufgrund der Prozessführung der Gasturbine auftreten. Die Gasturbinenmodelle werden mit Modellen zur Bestimmung der Kühlluftströme und des Verdichterwirkungsgrades ergänzt.

Auf Basis der beiden Varianten des Referenzmodells werden zwei Varianten des Oxyfuel-GuD-Prozesses mit einstufiger und sequentieller Verbrennung erstellt. Diese werden zunächst auf die wesentlichen Unterschiede zum Luftfall hin untersucht. Dabei dient das Druckverhältnis der Oxyfuel-Gasturbine als wesentlicher Variationsparameter. Unter Berücksichtigung des Verdichterwirkungsgrades wird für die beiden Varianten jeweils ein Basisfall festgelegt. Ausgehend von diesen Basisfällen werden an verschiedenen Stellen Veränderungen am Prozess vorgenommen und die Auswirkungen bewertet.



2 Stand von Wissenschaft und Technik

Der Oxyfuel-Prozess für erdgasbefeuerte GuD-Kraftwerke basiert auf dem konventionellen GuD-Prozess, bei dem Luft als Oxidationsmedium verwendet wird. In diesem Kapitel werden daher zunächst die Grundlagen dieses Prozesses kurz dargestellt. Für eine detaillierte Darstellung des konventionellen Prozesses wird auf die Standardliteratur verwiesen [16-18]. Darauf aufbauend wird der Stand des Wissens für die Umstellung des Prozesses auf Oxyfuel-Bedingungen vorgestellt. Ergänzend dazu erfolgt eine Einführung in die größten zusätzlichen Verbraucher im Oxyfuel-Prozess – Luftzerlegungsanlage und CO₂-Aufbereitung – im Hinblick auf die Anwendung mit Gasturbinen.

2.1 Konventionelle GuD-Kraftwerke

GuD-Kraftwerke stellen eine Kombination aus einem Gasturbinenprozess nach dem Joule-Prozess und einem Dampfturbinenprozess nach dem Clausius-Rankine-Prozess dar. Aufgrund der hohen Temperatur der Wärmezufuhr im Gasturbinenprozess durch Heißgastemperaturen von 1450 °C und mehr [16, 17, 19] und der niedrigen Temperatur der Wärmeabfuhr im Dampfturbinenprozess erreichen GuD-Kraftwerke die höchsten Wirkungsgrade fossil-befuerter Kraftwerke von über 60 % [17, 20]. Durch den hohen Luftüberschuss bei der Verbrennung und die Verwendung von kohlenstoffarmen Brennstoffen, enthält das Abgas nur ca. 4 Vol.-% CO₂. Die Gasturbinen in einem GuD-Kraftwerk sind in der Regel Standardmaschinen – bestehend aus den Komponenten Verdichter, Brennkammer und dem eigentlichen Turbinenteil – während der Dampfprozess auf die vom Hersteller bereitgestellten Daten zur Abgasmenge und zum Abgaszustand der Gasturbine angepasst wird. Gasturbinen im Heavy-Duty Bereich sind in der Regel eng an den klassischen Joule-Prozess angelehnt. Dazu wird Luft aus der Umgebung angesaugt und verdichtet. Durch die interne Verbrennung in der Brennkammer entsteht aus Brennstoff und Luft das Heißgas, das durch die freigesetzte Wärme auf die Turbineneintrittstemperatur er-

hitzt wird. Das Heißgas wird danach im Turbinenteil entspannt. Eine Ausnahme bildet die von ALSTOM® entwickelte GT26 Gasturbine (heute im Vertrieb von Ansaldo Energia®) mit sequentieller Verbrennung [21]. Dort folgt nach der Verbrennung in einer ersten Brennkammer (EnVironmental, EV-Brennkammer) zunächst eine Entspannung auf ein mittleres Druckniveau. Anschließend erfolgt eine zweite Verbrennung in der sogenannten Sequential EnVironmental (SEV-)Brennkammer und erst dann die Entspannung auf den Austrittsdruck. Die Leistung des Turbinenteils wird zu einem Teil zur Verdichtung der Luft benötigt, der übrige Anteil kann z. B. im Generator in elektrische Energie umgewandelt werden. Als Brennstoff wird in großen stationären Gasturbinen vor allem Erdgas verwendet, als Reserve- oder Ausweichbrennstoff kommt auch Heizöl zum Einsatz. Im sogenannten Integrated Gasification Combined Cycle (IGCC) Kraftwerk kann durch eine vorgeschaltete Vergasung auch Kohle als Brennstoff genutzt werden [17]. Im Folgenden wird sich auf den Betrieb mit Erdgas beschränkt. Um die heute gängigen Turbineneintrittstemperaturen zu ermöglichen, ist eine Kühlung der Schaufeln im Turbinenteil notwendig. Dazu wird in der Regel Kühlluft aus dem Verdichter entnommen, von innen durch die Schaufeln geleitet und anschließend mit dem Heißgas vermischt. Bei der Entspannung im Turbinenteil nimmt die Temperatur des Heißgases ab, sodass die Gasturbinaustrittstemperatur abhängig vom Druckverhältnis der Gasturbine ist. Das Druckverhältnis der Gasturbine Π ist dabei über den Druck am Eintritt und am Austritt des Verdichters definiert:

$$\Pi = \frac{p_{V,\text{aus}}}{p_{V,\text{ein}}} \quad (2-1)$$

Bezüglich des reinen Gasturbinenwirkungsgrades sind niedrige Gasturbinaustrittstemperaturen und damit hohe Druckverhältnisse von Vorteil. Im GuD-Prozess wird das heiße Abgas jedoch in einem Abhitzedampferzeuger (AHDE) zur Erzeugung von Dampf genutzt, der wiederum in einem Dampfkraftprozess zusätzliche Leistung erzeugt. Abhängig von den gewählten Dampfparametern im AHDE sind für den GuD-Wirkungsgrad höhere Gasturbinaustrittstemperaturen sinnvoll. Moderne industrielle Gasturbinen für den GuD-Betrieb weisen Druckverhältnisse im Bereich von 15 bis 20 auf und erreichen dabei Austrittstemperaturen von 550 °C bis 650 °C. Im Gegensatz dazu beträgt die Austrittstemperatur bei auf den Einzelbetrieb optimierten Gasturbinen (z.B. Aeroderivate) ca. 480 °C bei Druckverhältnissen von 20 bis 35 [17]. Gasturbinen mit sequentieller Verbrennung erreichen bei gleichem Gasturbinenwirkungsgrad höhere Austrittstemperaturen, was sich beim GuD-Prozess positiv auswirkt. Dafür ist ein deutlich höheres Druckverhältnis von über 30

notwendig [17]. Eine schematische Darstellung eines modernen GuD-Kraftwerks mit Gasturbine mit sequentieller Verbrennung ist in Abbildung 1 dargestellt. Da zwei Gasturbinen mit einer Dampfturbine verschaltet sind, wird dieser Aufbau als 2+1 Konfiguration bezeichnet.

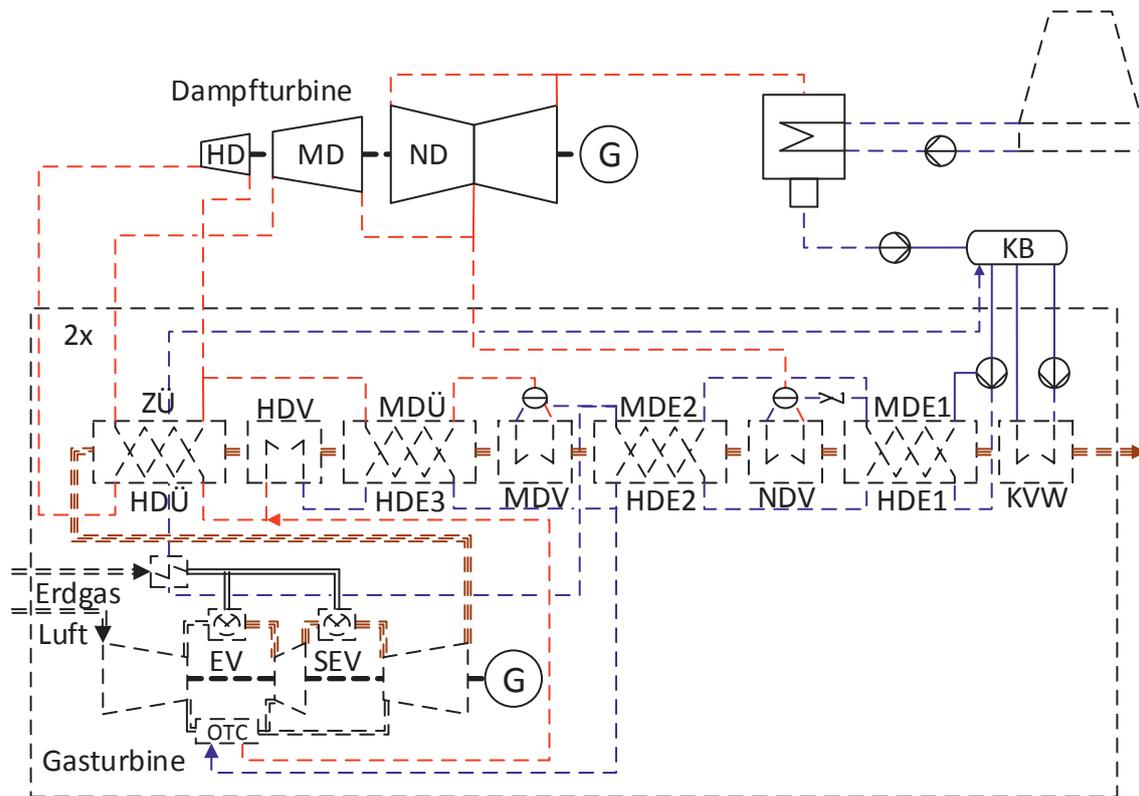


Abbildung 1: Prozessschema eines modernen GuD-Kraftwerks mit einer Gasturbine mit sequentieller Verbrennung, eigene Darstellung nach [22] und [23]

Der AHDE ist im Gegensatz zu Dampferzeugern kohlebefeuerter Dampfkraftwerke, die einen Strahlungsfeuerraum besitzen, ein rein konvektiver Wärmeübertrager [16]. Die Dampfparameter von GuD-Kraftwerken sind meistens unterkritisch, daher sind Umlaufverdampfer mit Trommel die gängigsten Verdampfertypen. Bei höheren Drücken ab ca. 170 bar werden Durchlaufverdampfer eingesetzt [16, 17, 23]. Die Dampftemperatur am Austritt des AHDE sollte nicht mehr als 30 bis 40 K unterhalb der Gasturbinenaustrittstemperatur liegen [17]. Eine exergetisch bessere Ausnutzung der Abwärme wird durch Mehrdruckprozesse erreicht. Dabei werden Verdampfer bei unterschiedlichen Drücken und somit Verdampfertemperaturniveaus betrieben [16]. In Abbildung 1 ist das Schema eines Dreidruck-Prozesses mit Zwischenüberhitzung (ZÜ) dargestellt, wobei der Hochdruckverdampfer (HDV) als

Durchlaufverdampfer und der Mittel- und Niederdruckverdampfer (MDV bzw. NDV) als Umlaufverdampfer mit Trommel ausgeführt sind. Bei einer Gasturbinenaustrittstemperatur von 570 °C kann der mit einem Eindruckprozess erreichbare GuD-Wirkungsgrad durch einen Zwei- oder Dreidruckprozess um ca. 1,6 bzw. 2,1 %-Pkt. gesteigert werden. Eine zusätzliche ZÜ erhöht den Nettowirkungsgrad ausgehend vom Dreidruckprozess um weitere 0,7 %-Pkt. [17]. Mit steigender Gasturbinenaustrittstemperatur nimmt der Vorteil der Mehrdruckprozesse gegenüber einem Eindruckprozess ab, da die auf den unteren Druckniveaus erzeugten Dampfmassenströme abnehmen. Eine ZÜ ist hingegen auch bei steigenden Gasturbinenaustrittstemperaturen vorteilhaft [24]. Entscheidend für die Dampfproduktion ist die Temperaturdifferenz am Pinch Point, also die minimale Temperaturdifferenz zwischen der jeweiligen Verdampfertemperatur und dem zugehörigen Abgas. Dabei werden typischerweise Werte von 8 bis 12 K realisiert [17]. Die Vorwärmung des Speisewassers erfolgt in mehreren Economisern (HDE bzw. MDE). Diese sind entsprechend den Temperaturniveaus der Verdampfer unterteilt. Um niedrige Abgastemperaturen am Austritt des AHDE zu erreichen, muss das Speisewasser möglichst kalt sein. Aus diesem Grund gibt es bei GuD-Kraftwerken in der Regel keine regenerative Speisewasservorwärmung, sodass Turbinenanzapfungen entfallen. Eine Speisewassertemperatur von 60 °C sollte jedoch nicht unterschritten werden. Damit wird eine Wassertaupunktunterschreitung bei schwefelarmen Brennstoffen mit Sicherheit vermieden [17]. Dazu wird als letzte Heizfläche des AHDE ein Kondensatvorwärmer (KVW) realisiert. Das dort erwärmte Kondensat wird im Kondensatbehälter (KB) mit dem kalten Kondensat aus dem Kondensator vermischt, sodass sich im KB die minimale Temperatur von 60 °C einstellt [22]. Eine weitere Möglichkeit ist eine Rezirkulation eines Teils des im KVW vorgewärmten Kondensats, ohne dass der gesamte Massenstrom in den KB zurückgeleitet wird [17].

2.2 Oxyfuel-Technologie bei Gasturbinenprozessen

2.2.1 Grundlagen der Oxyfuel-Verbrennung

Das Ziel des Oxyfuel-Prozesses zur CO₂-Abtrennung und -Speicherung besteht darin, die CO₂-Konzentration im Abgas anzuheben, um eine anschließende Abtrennung des CO₂ vorzunehmen. Dazu wird Luft als Oxidationsmedium durch hoch angerei-

cherten Sauerstoff ersetzt. Der Stickstoff als Hauptbestandteil der Luft – und dementsprechend auch des Abgases im konventionellen GuD-Prozess – wird in einer vorgeschalteten Luftzerlegungsanlage abgetrennt. Zur großtechnischen Erzeugung der unter Oxyfuel-Bedingungen notwendigen Sauerstoffmenge werden kryogene Luftzerlegungsanlagen verwendet [25]. Für den kohlebefeierten Dampfkraftprozess ist der Oxyfuel-Prozess bereits sehr umfangreich untersucht und in mehreren Pilotanlagen umgesetzt worden [4, 7, 26-28]. Zur Moderation der Verbrennungstemperaturen wird das CO₂-reiche Rauchgas bzw. Abgas zu hohen Anteilen rezirkuliert.

In Abbildung 2 ist die allgemeine Sauerstoffbilanz bei der Verbrennung dargestellt. Um eine vollständige Verbrennung zu erreichen, muss mindestens die stöchiometrisch benötigte Menge an Sauerstoff zugeführt werden. Für reale Verbrennungsprozesse muss dazu der Sauerstoff im Überschuss vorliegen. Das Verhältnis der tatsächlich zugeführten Sauerstoffmenge zur stöchiometrisch benötigten Menge wird als Sauerstoffzahl bezeichnet. Im Luftfall ist auch die Bezeichnung als Luftzahl gängig.

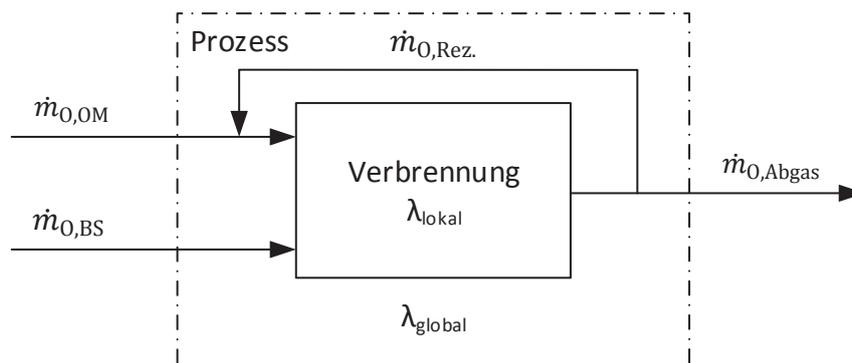


Abbildung 2: Definition des lokalen und globalen Sauerstoffüberschusses bei Prozessen mit Rezirkulation

Betrachtet man nur die von außen durch das Oxidationsmedium (OM) und ggf. den Brennstoff (BS) zugeführten Sauerstoffmengen erhält man die globale Sauerstoffzahl λ_{global} .

$$\lambda_{\text{global}} = \frac{\dot{m}_{\text{O,OM}} + \dot{m}_{\text{O,BS}}}{\dot{m}_{\text{O,min}}} \quad (2-2)$$

Der überschüssig zugegebene Sauerstoff passiert die Verbrennung ohne zu reagieren und liegt dann als Restsauerstoff im Abgas vor. Mit dem Rezirkulationsstrom

wird auch ein Anteil des Restsauerstoffs zur Verbrennung zurückgeführt. Daraus ergibt sich die sogenannte lokale Sauerstoffzahl λ_{lokal} [29, 30], welche für die Bewertung des Verbrennungsprozesses entscheidend ist.

$$\lambda_{\text{lokal}} = \frac{\dot{m}_{\text{O,OM}} + \dot{m}_{\text{O,Rez}} + \dot{m}_{\text{O,BS}}}{\dot{m}_{\text{O,min}}} \quad (2-3)$$

In einem kohlebefeuerten Dampfkraftwerk werden sowohl im konventionellen Luftfall als auch unter Oxyfuel-Bedingungen der Luft- bzw. Sauerstoffüberschuss aus verbrennungstechnischen Gründen so eingestellt, dass die lokale Sauerstoffzahl ca. 1,15 beträgt [29, 30]. Bei konstanter lokaler Sauerstoffzahl nimmt die globale Sauerstoffzahl mit zunehmender Rezirkulationsrate ab. Bei reinem Luftfall ohne Rezirkulation gilt $\lambda_{\text{lokal}} = \lambda_{\text{global}}$. Bei typischen Rezirkulationsraten von 60 % für kohlebefeuerte Oxyfuel-Dampfkraftwerke ist $\lambda_{\text{global}} \approx 1,05$ [29], um $\lambda_{\text{lokal}} = 1,15$ einzuhalten. Für Gasturbinen liegen die Sauerstoffzahlen im Luftfall aufgrund der begrenzten Prozesstemperaturen im Bereich von ca. 2. Um den Energieaufwand für die Sauerstoffbereitstellung gering zu halten, wird unter Oxyfuel-Bedingungen nur eine leicht überstöchiometrische Verbrennung angestrebt [14]. Deshalb sind sehr hohe Rezirkulationsraten von ca. 90 % erforderlich. Die tatsächlich im Oxyfuel-Prozess erreichbare CO_2 -Konzentration hängt von der Reinheit des verwendeten Sauerstoffs und dessen Überschuss ab. Zusätzlich ist der Falschlufteintrag in den Prozess ein entscheidender Faktor [31]. Da das Abgas bei GuD-Prozessen bei Überdruck vorliegt, tritt im Vergleich zu Kohlekraftwerken kein Falschlufteintrag auf. Dies ermöglicht eine höhere CO_2 -Anreicherung als im kohlebefeuerten Oxyfuel-Prozess.

Da die Modifikationen durch den Oxyfuel-Prozess die Verbrennung betreffen, sind die Auswirkungen auf den eigentlichen Arbeitsprozess bei Dampfkraftwerken gering. Aufgrund der internen Verbrennung in Gasturbinen unterscheidet sich die Umsetzung des Oxyfuel-Prozesses für Gasturbinenanwendungen erheblich vom Oxyfuel-Prozess in reinen Dampfkraftwerken. Die signifikante Veränderung der Gaszusammensetzung im Verdichter und Turbinenteil der Gasturbinen unter Oxyfuel-Bedingungen ermöglicht auch veränderte Prozessführungen. Eine Verbrennung von Erdgas mit reinem Sauerstoff liefert als Produkte in etwa zu gleichen Massenanteilen CO_2 und Wasser, sodass sich beide Produkte zur Moderation der Verbrennungstemperatur eignen. Je nachdem, welcher Stoff zur Rezirkulation verwendet wird, unterscheidet sich die Zusammensetzung des Heißgases erheblich [7, 32].

Wird Wasser als Rezirkulationsmedium genutzt, so erhält man ein wasserdampfrees Heißgas. Zu diesen Prozessen zählen der Water-Cycle oder CES-Cycle [8, 33, 34] sowie der Graz-Cycle [35, 36]. Das Kernelement des Water-Cycles ist ein sogenannter Gasgenerator. Dabei wird die Oxyfuel-Verbrennung bei 50-100 bar durch die Einspritzung von flüssigem Wasser gekühlt. Das Wasser verdampft und es ergibt sich ein Heißgas, welches zu ca. 90 % aus Dampf und zu 10 % aus CO₂ besteht. Im Graz-Cycle erfolgt die Verbrennung bei einem Druck von ca. 40 bar und wird durch Zugabe von zwei Rezirkulationsströmen gekühlt. Dies sind zum einen ein Abgasstrom ohne vorherige Kondensation des Wassers und zusätzlich ein Dampfstrom, der mithilfe der Abwärme der Turbine produziert wird. Für beide Prozesse gibt es mehrere Schaltungsvarianten, die hier nicht detailliert aufgeführt werden. Die Trennung des CO₂ von Wasser und den weiteren Bestandteilen erfolgt in einem Vakuumkondensator, aus dem die gasförmigen Bestandteile kontinuierlich abgesaugt werden. Der Graz-Cycle ist aufgrund der Anzahl der Rezirkulationsströme deutlich komplexer als der Water-Cycle, hat dafür jedoch einen höheren Nettowirkungsgrad [37].

Wird das bei der Verbrennung entstehende Wasser vor der Rezirkulation auskondensiert, bestehen das rezirkulierte Abgas und das Heißgas hauptsächlich aus CO₂. Dies ist bei dem sogenannten MATIANT-Cycle, sowie dessen Vorgängerprozessen [38-40] der Fall. Als weiterer Prozess in dieser Kategorie ist der, im Vergleich zu den anderen Prozessen, neue Allam-Cycle [41] zu nennen. Diese Prozesse arbeiten mit überkritischem CO₂ bei Drücken von bis zu 300 bar. Anstatt einen Dampfprozess zu betreiben, wird das Abgas nach der Entspannung durch eine interne Wärmerückgewinnung in einem Rekuperator abgekühlt. Die Prozesse unterscheiden sich dabei vor allem durch die Anzahl von Zwischenerhitzungen und die Lage der Druckstufen. Der Allam-Prozess sieht zudem vor, dass im Rekuperator zusätzlich Abwärme aus der vorgeschalteten Luftzerlegung integriert wird. Dadurch erreicht der Prozess vergleichsweise hohe Nettowirkungsgrade [37].

2.2.2 Oxyfuel-GuD-Prozess

Die genannten Prozesse unterscheiden sich in der Prozessführung sehr stark von einem konventionellen GuD-Kraftwerk, sodass eine Vergleichbarkeit der Technologien schwierig ist. In dieser Arbeit wird daher der Oxyfuel-GuD-Prozess betrachtet. Dieser Prozess wird in der angelsächsischen Literatur als Semi-closed oxygen combustion combined cycle (SCOC-CC) [11, 37, 42, 43] oder als Oxyfuel combined cycle

(OCC) [12, 44] bezeichnet. Das Prinzip dieses Prozesses ist in Abbildung 3 dargestellt. Dabei wird analog zum kohlebefeuelten Oxyfuel-Kraftwerk der konventionelle GuD-Prozess so weit wie möglich beibehalten.

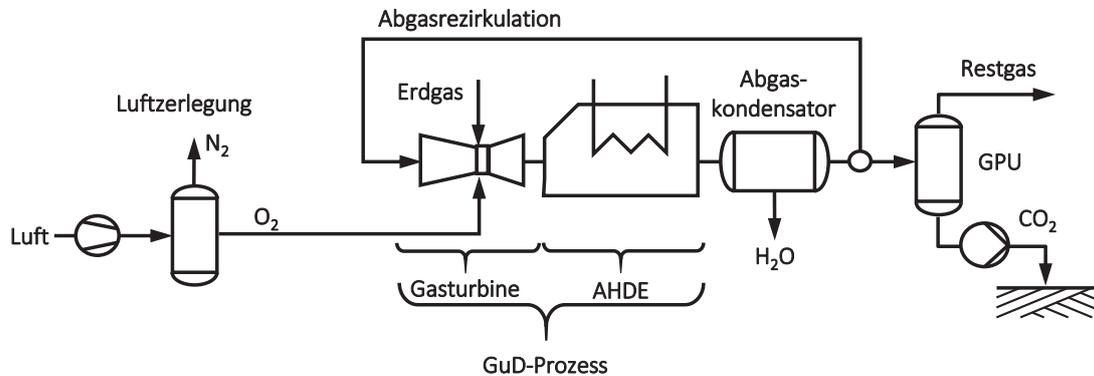


Abbildung 3: Vereinfachte Darstellung des Oxyfuel-GuD-Prozesses

Das aus dem AHDE austretende Abgas wird im Abgaskondensator weiter abgekühlt und enthaltenes Wasser wird kondensiert. Stromabwärts des Abgaskondensators werden ca. 90% des gesättigten Abgases rezirkuliert. Im Gasturbinenverdichter wird anstatt Luft nun das rezirkulierte Abgas verdichtet. Daher wird der im Luftfall offene Gasturbinenprozess unter Oxyfuel-Bedingungen als halb-geschlossen (semi-closed) bezeichnet. Der in der Luftzerlegungsanlage bereitgestellte Sauerstoff wird zusammen mit dem Brennstoff direkt vor oder in der Brennkammer zugegeben. Die Vermischung des Sauerstoffs mit dem rezirkulierten Abgas ergibt das Oxidationsmedium des Oxyfuel-GuD-Prozesses. Stromabwärts der Verbrennung wird das Heißgas analog zum Luft-Fall im Turbinenteil entspannt. Das Abgas der Gasturbine wird im AHDE weiter abgekühlt, sodass der Abhitzeprozess aus dem konventionellen GuD-Prozess erhalten bleibt. Der nach dem Abgaskondensator nicht rezirkulierte Anteil des Abgases wird im Folgenden als unbehandelter CO_2 -Strom bezeichnet. Das darin enthaltene CO_2 wird nach Bedarf in einer CO_2 -Aufbereitungsanlage (Gas Processing Unit, GPU) aufkonzentriert und verdichtet und anschließend zur Speicherung transportiert. Je nach Reinheitsanforderungen an das CO_2 wird dabei ein Restgasstrom an die Atmosphäre abgegeben.

Für den Nettowirkungsgradverlust des Prozesses gegenüber einem konventionellen Referenzfall finden sich in der Literatur abhängig von den Randbedingungen Werte von 8 bis 13 %-Pkt. [9, 11, 45, 46]. Der Nettowirkungsgrad ist definiert als die abge-

gebene elektrische Nettoleistung P_{net} des Kraftwerksprozesses bezogen auf die eingesetzte Feuerungswärmeleistung (FWL), die sich aus dem Brennstoffmassenstrom \dot{m}_{BS} und dessen unterem Heizwert $H_{\text{U,BS}}$ ergibt:

$$\eta_{\text{net}} = \frac{P_{\text{net}}}{\dot{m}_{\text{BS}} H_{\text{U,BS}}} \quad (2-4)$$

Wie beim kohlebefeuchten Oxyfuel-Dampfkraftprozess ist der Wirkungsgradverlust vor allem auf den erhöhten Eigenbedarf durch die Luftzerlegungsanlage und die CO_2 -Aufbereitung zurückzuführen. Ein wesentlicher Unterschied zum Oxyfuel-Dampfkraftprozess ist die Auswirkung auf den Gasturbinenprozess durch den hohen CO_2 -Gehalt bei der Verdichtung und Entspannung. Betrachtet man vereinfacht den verlustbehafteten Joule-Prozess für ein ideales Gas mit konstanten Stoffeigenschaften und ohne chemische Umwandlung nach [17], so ergeben sich der thermische Wirkungsgrad η_{th} und die Gasturbinaustrittstemperatur T_4 nach folgenden Gleichungen:

$$\eta_{\text{th,GT}} = \frac{\frac{T_3}{T_1} \eta_{s,V} \eta_{s,T} - \Pi^m}{\frac{T_3}{T_1} \eta_{s,V} - \Pi^m + (1 - \eta_{s,V})} \frac{\Pi^m - 1}{\Pi^m} \quad (2-5)$$

$$T_4 = T_3 \left(\left(\frac{1}{\Pi^m} - 1 \right) \eta_{s,T} + 1 \right) \quad (2-6)$$

$$m = \frac{\kappa - 1}{\kappa}$$

Unter der Voraussetzung, dass die Komponentenwirkungsgrade $\eta_{s,V}$ bzw. $\eta_{s,T}$ und die Verdichter- und Turbineneintrittstemperatur T_1 bzw. T_3 konstant bleiben, ergibt sich, dass eine Oxyfuel-Gasturbine die gleichen Werte wie eine konventionelle Gasturbine erreicht, wenn gilt:

$$(\Pi_{\text{Oxy}})^{m_{\text{Oxy}}} = (\Pi_{\text{L}})^{m_{\text{L}}} \quad (2-7)$$

Betrachtet man diese Gleichung mit typischen Werten für Isentropenexponenten für Luft und ein typisches Rezirkulationsmedium unter Oxyfuel-Bedingungen, so ergibt sich der in Abbildung 4 dargestellte Verlauf. Zusätzlich sind Werte aus verschiedenen Studien abgebildet, in denen das Druckverhältnis der Referenzgasturbine bekannt ist oder anhand des Gasturbinentyps abgeschätzt werden kann.

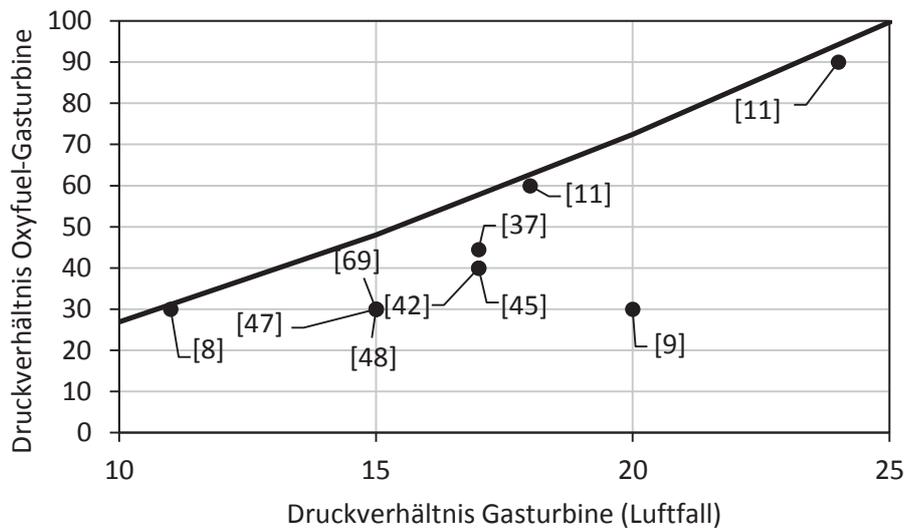


Abbildung 4: Äquivalentes Druckverhältnis für Oxyfuel-Gasturbinen nach Gleichung (2-7) für $\kappa_L = 1,33$ und $\kappa_{Oxy} = 1,21$ sowie Beispiele aus Veröffentlichungen

In verschiedenen Studien [8, 11, 12, 42, 47, 48] wird der Verlauf des Nettowirkungsgrades des Oxyfuel-GuD-Prozesses in Abhängigkeit vom Druckverhältnis untersucht. In zwei Studien [8, 11] erfüllt das gewählte optimale Druckverhältnis der Oxyfuel-Gasturbine die Erwartungen aus der vereinfachten Betrachtung aus Gleichung (2-7). Dabei wird jeweils eine unveränderte Konfiguration des Mehrdruck-AHDE vorausgesetzt. Somit ergeben sich die optimalen Nettowirkungsgrade bei vergleichbaren Gasturbinenausstrittstemperaturen [8, 11]. Der überwiegende Anteil der Studien zum Oxyfuel-GuD-Prozess betrachtet den Prozess bei Druckverhältnissen von 30 bis 45 und bei oberen Prozesstemperaturen von 1300 bis 1400 °C. Da der Verdichter der Gasturbine als begrenzendes Bauteil für hohe Druckverhältnisse angesehen wird [9, 12], wird häufig das Druckverhältnis begrenzt. Ein leicht verringertes Druckverhältnis führt dabei nur zu geringen Einbußen beim Nettowirkungsgrad des Gesamtprozesses. Dabei steigt die Gasturbinenausstrittstemperatur im Vergleich zum Luftfall deutlich an. Wie in Abschnitt 2.1 beschrieben, nimmt bei hohen Gasturbinenausstrittstemperaturen der Vorteil des Dreidruckprozesses ab. Hinzu kommt, dass unter Oxyfuel-Bedingungen die Wärmekapazität des Abgases einen nicht-linearen Verlauf mit der Abgastemperatur aufweist. Dadurch kann das Abgas bei gleicher AHDE-Konfiguration weiter abgekühlt werden als im Luftfall [12]. Mehrere Autoren verwenden daher für den Oxyfuel-GuD-Prozess einen Zweidruckprozess [12, 42, 47] oder einen Eindruckprozess [48]. Eine weitere Möglichkeit, die

erhöhte Gasturbinaustrittstemperatur unter Oxyfuel-Bedingungen zu kompensieren, ist eine Steigerung der Dampfparameter oder die Verwendung eines Rekuperators, der das verdichtete rezirkulierte Abgas mit dem heißen Abgas der Gasturbine vorwärmt [9, 49]. Ein Oxyfuel-GuD-Kraftwerk mit sequentieller Verbrennung ist in der Literatur neben der Betrachtung in [49] bisher als Abwandlung des MATIANT-Cycles untersucht worden [50]. Aufgrund des sehr hohen oberen Prozessdrucks von 110 bar ist dort eine geschlossene Dampfkühlung der Gasturbinschaufeln untersucht worden. Alternativ zu einer Erhöhung des Druckverhältnisses im Oxyfuel-GuD-Prozess gibt es in dieser Arbeit nicht näher betrachtete Konzepte, die Fluideigenschaften unter Oxyfuel-Bedingungen durch Zugabe von Edelgasen an den Luftfall anzupassen [51].

Nach dem AHDE wird das Abgas im Oxyfuel-GuD-Prozess weiter bis unterhalb der Wassertaupunkttemperatur abgekühlt. Das aus der Verbrennung stammende Wasser wird dadurch aus dem Prozess entfernt, um eine Anreicherung im Prozess zu vermeiden. Über ein optimales Temperaturniveau am Austritt des Abgaskondensators und damit des rezirkulierten Abgases gibt es in der Literatur keine klare Tendenz. Durch die Temperatur der Kondensation und damit den Wassergehalt im rezirkulierten Abgas wird das optimale Druckverhältnis des Prozesses beeinflusst [48]. Für eine konstante Gasturbinaustrittstemperatur von 620 °C reduziert sich das notwendige Druckverhältnis mit steigender Rezirkulationstemperatur. Die Auswirkung auf den Nettowirkungsgrad ist dabei gering. Im Rezirkulationstemperaturbereich zwischen 40 °C und 70 °C bildet sich ein sehr flaches Optimum aus [12]. In [9] wird eine möglichst niedrige Rezirkulationstemperatur von 15 °C gewählt, um die Leistung pro Volumenstrom und damit die Baugröße der Gasturbine zu reduzieren, obwohl eine höhere Temperatur zu höheren Nettowirkungsgraden führt. Rezirkulationstemperaturen oberhalb von 70 °C führen wiederum zu einer Abnahme des Nettowirkungsgrades. Eine Anordnung des Abgaskondensators innerhalb des Verdichtungsprozesses der Gasturbine ist energetisch nicht sinnvoll und führt zu einem um ca. 6 %-Pkt. reduzierten Wirkungsgrad [14]. Eine mögliche technische Ausführung des Abgaskondensators ist ein Direktkontaktkühler mit Packungen [12].

Wie bereits erwähnt, wird der Gasturbinenverdichter als ein kritisches Bauteil im Oxyfuel-GuD-Prozess angesehen. Verschiedene Studien behandeln bzw. berücksichtigen eine stufengenaue Auslegung des Verdichters [9, 10, 13, 37, 43, 52]. Dabei wird der Prozess jeweils bei einem oder wenigen festgelegten Druckverhältnissen betrachtet. Aufgrund der veränderten Stoffeigenschaften muss ein gegebener Verdichter unter Oxyfuel-Bedingungen bei einer um 25 % reduzierten Umfangsgeschwin-

digkeit und einem um 15 % erhöhten Massenstrom betrieben werden, um aerodynamische Ähnlichkeit zu erreichen. Da bei großen Gasturbinen die Verdichterdrehzahl durch die Netzfrequenz festgelegt ist, und der Massenstrom durch die separate Verdichtung des Sauerstoffs geringer ist, muss der Durchmesser des gesamten Verdichters im Vergleich zum Luftfall verringert werden, um die Umfangsgeschwindigkeit zu reduzieren [13]. Die höheren Druckverhältnisse unter Oxyfuel-Bedingungen führen am Austritt des Verdichters zu einer deutlich höheren Dichte des Fluids und damit zu einer geringen Querschnittfläche der Strömung, da die Strömungsgeschwindigkeit nicht beliebig reduziert werden darf. Um hohe Verluste an den Schaufelenden der hinteren Stufen zu vermeiden, muss der Medianradius dort zur Erhöhung der Schaufellänge weiter reduziert werden. Ein verringerter Medianradius führt jedoch auch zu einem geringeren Energieeintrag pro Stufe, sodass mehr Stufen benötigt werden. Bei der Wahl des Radius am Austritt ist daher eine Abwägung zwischen der Stufenzahl und den Verlusten erforderlich [13]. Für eine 400 MW Oxyfuel-GuD-Anlage mit einem Druckverhältnis von 40 wird abhängig von der Wahl der Enthalpiekenngröße eine Stufenzahl von 19 bis 24 benötigt [13, 53]. Unter bestimmten Anpassungen ist auch der Betrieb eines für Luft ausgelegten Verdichters mit ausreichender Stufenzahl möglich. Durch eine angepasste Schaufelgeometrie kann ein ähnliches Betriebsverhalten wie für eine vollständige Neuauslegung erreicht werden. Bei Verwendung einer unveränderten Schaufelgeometrie mit angepasster Drehzahl oder Verwendung eines für 60 Hz ausgelegten Verdichters bei 50 Hz verringert sich das erreichbare Druckverhältnis des Verdichters [13]. Die Verwendung von mehrwelligen Anlagen oder eines zwischengeschalteten Getriebes ermöglicht in kleineren Leistungsklassen auch höhere Druckverhältnisse mit geringeren Stufenzahlen [43, 52].

Die Verbrennung von gasförmigen Brennstoffen unter Oxyfuel-Bedingungen unterscheidet sich ebenfalls von der Verbrennung mit Luft. Konventionelle Gasturbinen werden mit einem sehr hohen Luftüberschuss betrieben, da die Einstellung der Turbineneintrittstemperatur die limitierende Größe darstellt. Unter Oxyfuel-Bedingungen kann der Sauerstoffüberschuss aufgrund der getrennten Zugabe des Sauerstoffs und des rezirkulierten Abgases unabhängig von der Regelung der Turbineneintrittstemperatur eingestellt werden. Um den energetischen Aufwand für die Sauerstoffbereitstellung gering zu halten, muss die Verbrennung bei nur leicht überstöchiometrischen Verhältnissen erfolgen. Ein geringer Sauerstoffüberschuss führt zu einer Verschlechterung des CO-Ausbrandes [14]. Hinzu kommt, dass sich

durch den hohen CO_2 -Gehalt im Oxidationsmedium die Gleichgewichtskonzentration von CO gegenüber einer Verbrennung mit Luft erhöht [54]. Berechnungen zufolge liegen diese für eine Verbrennung mit einer lokalen Sauerstoffzahl von ca. 1,1 je nach O_2 -Konzentration im Oxidationsmedium im Bereich von ca. 10-100 ppm [54-56]. Experimentelle Untersuchungen zeigen bei geringen Sauerstoffüberschüssen deutlich höhere CO-Emissionen als im Gleichgewichtsfall [54, 56, 57]. Aufgrund des hohen CO_2 -Gehalts reduziert sich die laminare Flammgeschwindigkeit, wodurch auch die Stabilität der Verbrennung beeinflusst wird. Durch eine Erhöhung der Sauerstoffkonzentration im Oxidationsmedium kann die laminare Flammgeschwindigkeit erhöht werden. Je nach Betriebsbedingungen und Brennerkonfiguration werden Sauerstoffkonzentrationen von 17,5 bis 40 Vol.-% im Oxidationsmedium für eine stabile Verbrennung benötigt [56-58].

2.3 Kryogene Luftzerlegungsanlagen

Um den Sauerstoff für den Oxyfuel-Prozess bereitzustellen, werden in der Regel kryogene Luftzerlegungsanlagen (LZA) in Erwägung gezogen. Diese sind für die in Oxyfuel-Kraftwerken benötigten Sauerstoffmengen kommerziell verfügbar. Pro LZA-Strang sind Sauerstoffmengen von 5000 t/d und mehr möglich [25]. Die Bereitstellung des Sauerstoffs führt zu einem erheblichen Anstieg des Eigenbedarfs im Oxyfuel-Prozess. Daher wurden für die kryogene LZA verschiedene Verfahrensvarianten entwickelt, um den Energiebedarf bei einem Oxyfuel-Kraftwerk zu senken. Zudem werden alternative Verfahren mit Adsorptions-, Membran- oder chemischen Verfahren untersucht. Diese befinden sich im Entwicklungsstadium. Auch ist unklar, ob sie sich für die benötigten Mengen eignen [25], sodass sie in dieser Arbeit nicht in Betracht gezogen werden.

Bei der kryogenen Luftzerlegung wird die Luft durch Rektifikation aufgetrennt. Dabei wird ausgenutzt, dass sich bei der Phasenänderung eines Gemisches in der Flüssig- und Dampfphase unterschiedliche Konzentrationen der Bestandteile einstellen. Dafür ist es erforderlich, dass sich die Luft verflüssigen lässt. Dies ist unterhalb des kritischen Punktes bzw. bei Gemischen unterhalb des sogenannten Faltenpunktes möglich. Dieser liegt für Luft bei $-140,73\text{ °C}$ und $37,74\text{ bar}$ [59]. Dies bedeutet, dass die eigentliche Auftrennung der Luft bei sehr niedrigen Temperaturen ablaufen muss. Um Kälteverluste zu vermeiden, werden die Apparate und alle weiteren Komponenten, die bei tiefen Temperaturen arbeiten, in einer stark isolierten Hülle, der sogenannten „Cold-Box“, zusammengefasst. Die eintretenden Stoffströme werden in

Wärmeübertragern mit Hilfe der austretenden Ströme abgekühlt. Ein Beispiel für eine Luftzerlegungsanlage nach dem Linde-Verfahren ist in Abbildung 5 dargestellt [25, 59].

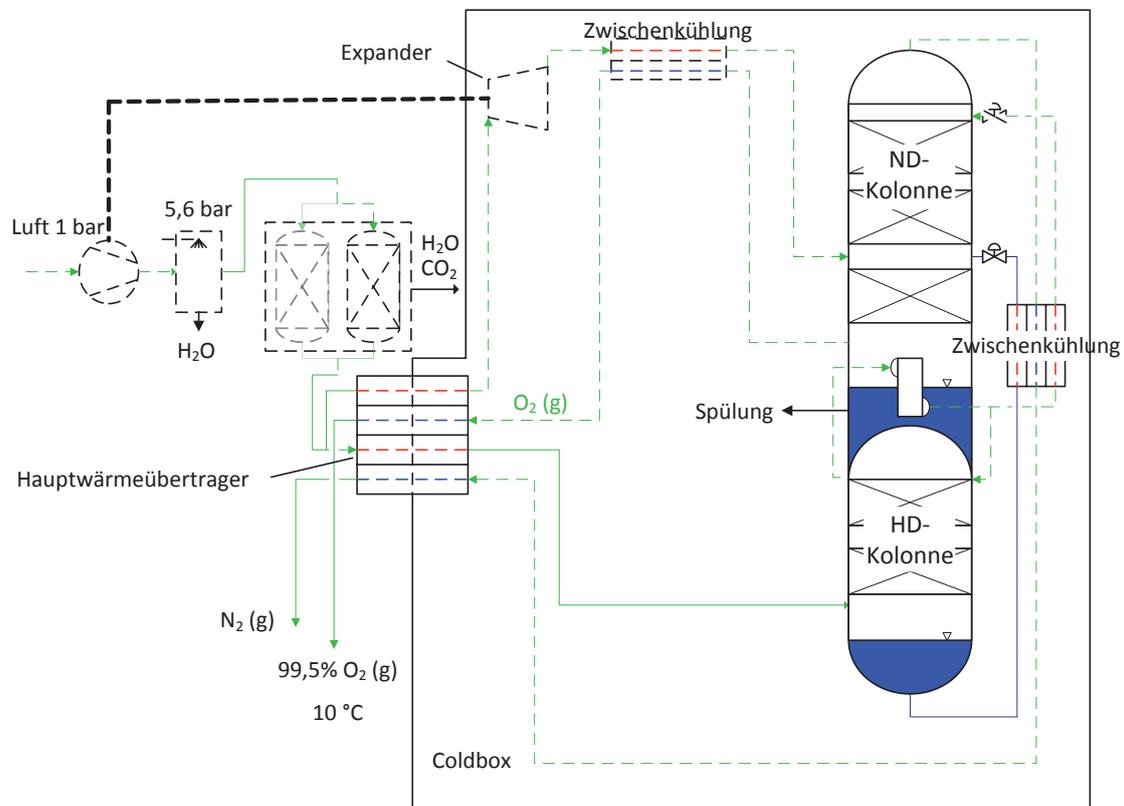


Abbildung 5: Schematische Darstellung einer Zweisäulen-Luftzerlegungsanlage zur Erzeugung von gasförmigem Sauerstoff nach [25, 59]

Die Luft wird zunächst verdichtet und auf ca. 9 bis 12 °C abgekühlt [60], um den Wassergehalt zu reduzieren. Die Verdichtung erfolgt in der Regel mit Zwischenkühlung. Bei einer möglichen Nutzung der Wärme ist eine adiabate Verdichtung möglich. Anschließend werden über eine Temperaturwechseladsorption in einem Molsieb Stoffe entfernt, die bei der Abkühlung auf die erforderlichen Temperaturen als Feststoffe ausfallen würden. Dies betrifft vor allem Wasserdampf und Kohlendioxid. Zusätzlich werden Kohlenwasserstoffe entfernt, die bei Anreicherung zu explosionsfähigen Gemischen führen können [59]. Anschließend tritt der Luftstrom in den Hauptwärmeübertrager und damit die Cold-Box ein und wird dort je nach Verfahrensvariante bis nahe an oder in das Zwei-Phasen-Gebiet abgekühlt. Die Luft gelangt dann in die Rektifikationskolonne, in der die Abtrennung des Sauerstoffs

erfolgt. Anhand der in Tabelle 1 aufgeführten Siedepunkte der wichtigsten Luftbestandteile ist zu erkennen, dass der Stickstoff als am leichtesten siedender Stoff zum Kopf der Kolonne steigt, während der Sauerstoff zum Sumpf herabströmt. Das Argon reichert sich in der Kolonne an, und wird je nach Sauerstoffreinheit mit dem Sauerstoff oder dem Stickstoff aus der Kolonne ausgetragen.

Tabelle 1: Siedetemperaturen der drei Hauptbestandteile von Luft bei 1,013 bar [59]

Stickstoff	-195,9 °C
Sauerstoff	-183,0 °C
Argon	-185,6 °C

Der Kältebedarf der Anlage wird durch einen Teilstrom der verdichteten Luft bereitgestellt, indem dessen Enthalpie über eine Turbine aus der Cold-Box abgeführt wird. Im stationären Betrieb ist der Kältebedarf hauptsächlich von der Grädigkeit am Eintritt in die Cold-Box, typischerweise 2 bis 3 K [60], abhängig. Hinzu kommt der trotz Isolation von außen in die Cold-Box eintretende Wärmestrom, welcher stark von der Baugröße der Anlage abhängt [59]. Ein weiterer Kältebedarf entsteht durch die Entnahme flüssiger Produkte [59]. Diese sind im Oxyfuel-Prozess außer zu Speicherezwecken nicht relevant.

Der Energiebedarf der Luftzerlegung ist hauptsächlich auf die benötigte Verdichterleistung zurückzuführen. Daher ist der Verdichteraustrittsdruck p_V eine entscheidende Größe. Der spezifische Energiebedarf SED_{O_2} , bezogen auf 1 t erzeugten Sauerstoff, ist abhängig von der Sauerstoffausbeute R_{O_2} :

$$R_{O_2} = \frac{\dot{m}_{O_2, \text{Produkt}}}{\dot{m}_{O_2, L}} \quad (2-8)$$

$$SED_{O_2} = \frac{P_{LZA, ges}}{\dot{m}_{O_2, \text{Produkt}}} \quad (2-9)$$

Beim einfachsten Prinzip der LZA mit einer einzelnen Rektifiziersäule beträgt die Sauerstoffkonzentration im Kopfprodukt noch ca. 7 Vol.-%, was zu einer geringen Sauerstoffausbeute führt. Aufgrund der gesteigerten Sauerstoffausbeute und des damit verbundenen geringeren spezifischen Energiebedarfs ist die Zweisäulenanlage (siehe Abbildung 5) die am weitesten verbreitete Anlagenkonfiguration [61]. Darin wird die eintretende Luft zunächst in einer Hochdruckkolonne (HD-Kolonne)

je nach angestrebter Reinheit des Sauerstoffs und der verwendeten Prozesskonfiguration bei ca. 4 bis 6 bar vorzerlegt [60]. Das verflüssigte Kopfprodukt enthält wenig Sauerstoff und wird als Rücklauf der Niederdruckkolonne (ND-Kolonne) verwendet. Dadurch gelangt weniger Sauerstoff in das Kopfprodukt. Das flüssige Sumpfprodukt enthält etwa 35 bis 40 % Sauerstoff und wird in der ND-Kolonne bis zur gewünschten Reinheit aufkonzentriert [59]. Der Verdichteraustrittsdruck ist neben den Druckverlusten der Komponenten von der Temperaturdifferenz im Verdampfer/Kondensator abhängig. Dort verdampft das sauerstoffhaltige Sumpfprodukt der ND-Kolonne durch Wärmeabgabe des stickstoffhaltigen Kopfprodukts der HD-Kolonne. Der Druck in der HD-Kolonne muss so hoch sein, dass eine treibende Temperaturdifferenz herrscht. Je höher der Anteil der leichtsiedenden Komponenten im Sauerstoff-Produkt ist, desto geringer wird die Temperatur im Sumpf der ND-Kolonne. Daher nimmt mit abnehmender Reinheit des Sauerstoffs der benötigte Verdichterdruck ab [60]. Zusätzlich nimmt mit steigender Anforderung an die Reinheit die Sauerstoffausbeute ab. Dies ist vor allem bei Reinheiten oberhalb 97 % entscheidend, da in diesem Bereich die Verunreinigung hauptsächlich aus Argon besteht, was aufgrund der ähnlichen Siedepunkte zu einer verstärkten Verdampfung des Sauerstoffs führt [30, 59, 60].

2.3.1 Verfahrensvarianten

Bei der Untersuchung von Oxyfuel-Prozessen hat es sich als zweckmäßig erwiesen, Sauerstoff mit einer Reinheit von 95 bis 97 Vol.-% Reinheit zu verwenden, da der verringerte Energiebedarf der Luftzerlegung den erhöhten Aufwand bei der anschließenden CO₂-Aufbereitung übersteigt [9, 62]. Dies liegt zum einen daran, dass durch den Falschlufteintrag beim kohlebefeierten Prozess ohnehin eine Aufreinigung notwendig ist und zum anderen, dass die Abtrennung des Argons von CO₂ einfacher zu realisieren ist als von Sauerstoff [63]. Neben den bereits beschriebenen energetischen Vorteilen einer niedrigen Sauerstoffreinheit ist es durch weitere Modifikation des Verfahrens möglich, den Energiebedarf weiter zu senken [25, 63, 64]. Eine Möglichkeit ist die Erweiterung der ND-Kolonne um einen zweiten Verdampfer/Kondensator (Dual-Reboiler), der den sauerstoffreichen Sumpf durch kondensierende Luft beheizt. Der Verdampfer/Kondensator des stickstoffreichen Kopfprodukts der HD-Säule wird auf einer höheren und kälteren Stufe zugeführt. Damit ist es möglich, den benötigten Druck in der HD-Kolonne um ca. 0,8 bar zu sen-

ken [64], jedoch wird die Sauerstoffausbeute reduziert [63]. Eine weitere Möglichkeit ist eine Verdampfung des flüssigen Sauerstoffprodukts (Liquid Oxygen, LOX) im Kolonnensumpf in einem separaten Verdampfer (LOX-Boiler). Damit reduziert sich die notwendige Sauerstoffkonzentration im Kolonnensumpf, da die Konzentration in der Flüssigphase höher ist als in der Dampfphase [59, 64]. Eine Kombination dieser Varianten ist in Abbildung 6 dargestellt [30].

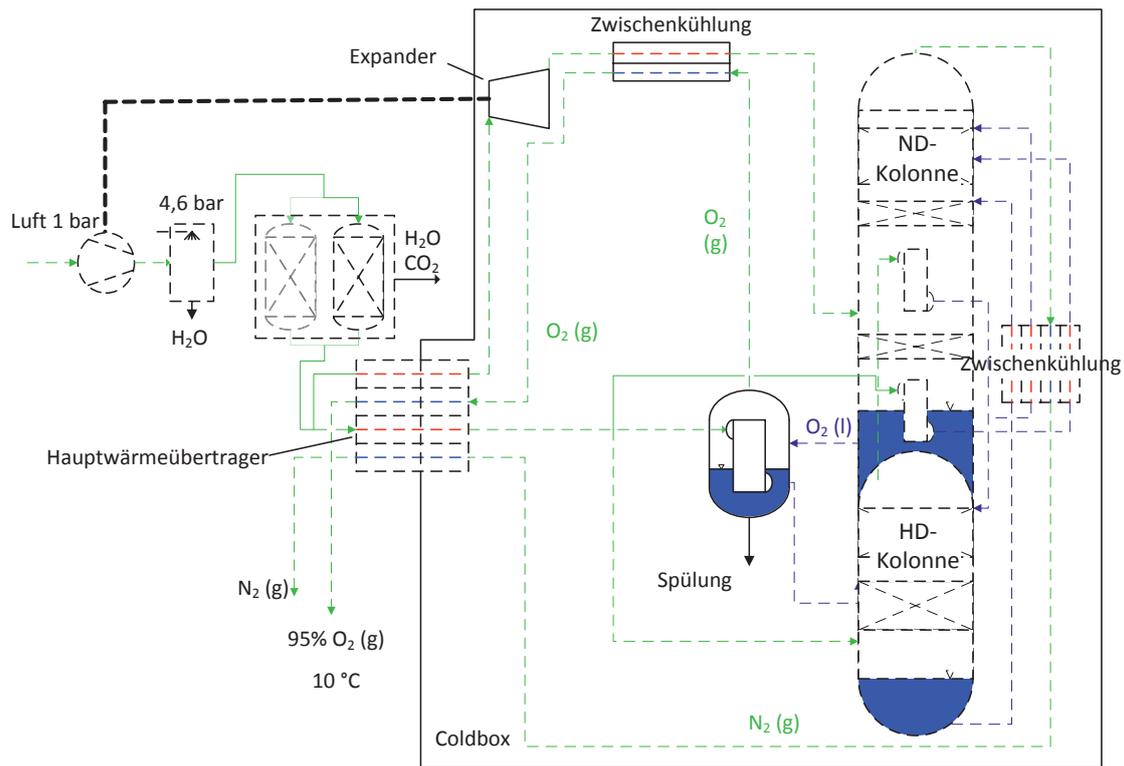


Abbildung 6: Luftzerlegungsanlage mit doppeltem Verdampfer/Kondensator und LOX-Boiler nach [30]

Die Erweiterung des Prozesses um eine weitere Kolonne zum Dreisäulenprozess mit einer Zuführung der Luft auf mehreren Druckniveaus erlaubt eine weitere Reduzierung des Energiebedarfs, da nicht die gesamte Luft auf das hohe Druckniveau verdichtet werden muss und die erste Druckstufe verhältnismäßig niedrig gewählt werden kann. Der Energiebedarf einer Dreisäulenanlage liegt etwa 20 % niedriger als der des konventionellen Zweisäulenprozesses aus Abbildung 5 [64]. Bei der Berücksichtigung einer möglichen Wärmeintegration kann der effektive Energiebedarf noch weiter gesenkt werden. Diese Variante wird häufig bei der Berechnung von Oxyfuel-Prozessen herangezogen [9, 37]. Aufgrund der Komplexität der Anlage ist bisher erst eine Oxyfuel-Pilotanlage mit einer derartigen LZA in Betrieb [65].

2.3.2 Bereitstellung von Drucksauerstoff

Da die Verbrennung in Gasturbinen unter Druck abläuft, muss der Sauerstoff mindestens auf den Druck der Brennkammer gebracht werden. Im Luftfall erfolgt dies durch die Verdichtung der Luft im Gasturbinenverdichter. Unter Oxyfuel-Bedingungen würde eine Vermischung des Sauerstoffs mit der gesamten rezirkulierten Abgasmenge zu einer Sauerstoffkonzentration von ca. 16 Vol.-% im Oxidationsmedium führen. Die damit verbundene niedrige laminare Flammgeschwindigkeit ist, wie in Abschnitt 2.2.2 erläutert, problematisch hinsichtlich der Stabilität der Verbrennung. Weiterhin würde durch die Schaufelkühlung immer Sauerstoff an der Verbrennung vorbeigeführt. Daher ist eine direkte Zugabe des Sauerstoffs zur Verbrennung sinnvoll, was die Bereitstellung auf Brennkammerdruck notwendig macht.

Drucksauerstoff kann über zwei Verfahren bereitgestellt werden. Naheliegender ist die externe Verdichtung, wobei der produzierte Sauerstoff in einem der LZA nachgeschalteten Verdichter auf den benötigten Druck verdichtet wird [59, 66]. Der Sauerstoffverdichter muss dabei so ausgeführt sein, dass er trotz der hohen Sauerstoffkonzentration nicht in Brand gerät. Daher sind die Komponenten für eine externe Sauerstoffverdichtung teuer [66]. Alternativ kann eine Sauerstoff-Innenverdichtung erfolgen, das sog. Pumped-LOX-Verfahren, welches in Abbildung 7 dargestellt ist. Es ähnelt dem Verfahren mit LOX-Boiler aus Abbildung 6. Dabei wird der Sauerstoff flüssig aus der ND-Kolonnen entnommen und innerhalb der Cold-Box auf den benötigten Druck gepumpt [67]. Der Sauerstoff wird anschließend im Hauptwärmeübertrager verdampft bzw. überkritisch erwärmt. Um die Energie zur Verdampfung des Sauerstoffs bereitzustellen, wird ein anderer Strom kondensiert [66]. Das in Abbildung 7 dargestellte Verfahren nutzt dazu wie in [61, 66, 67] einen Hochdruck-Luftstrom. Dazu werden ca. 30 % der im Hauptverdichter verdichteten Luftmenge im Booster-Verdichter weiter verdichtet. Der Druck dieses Luftstroms wird so gewählt, dass eine ausreichende treibende Temperaturdifferenz zwischen dem Sauerstoff und der Luft gewährleistet ist [66]. Der Energiebedarf einer solchen Anlage ist je nach Anlagenkonfiguration und Sauerstoffdruck zwischen 3 % niedriger und 3 % höher als bei externer Verdichtung [67]. Alternativ zum Hochdruck-Luftstrom kann auch ein Stickstoffkreislauf aus dem Kopf der HD-Kolonnen realisiert werden. Dieser weist jedoch immer einen höheren Energiebedarf als die externe Verdichtung auf [59].

Bei den in der Literatur betrachteten Oxyfuel-GuD-Prozessen werden sowohl die externe Verdichtung [8, 12, 48] und die Pumped-LOX Variante [9, 37] als auch kombinierte Prozesse verwendet [11]. Die meisten modernen LZA zur Bereitstellung von Drucksauerstoff werden als Pumped-LOX-Variante ausgeführt [67].

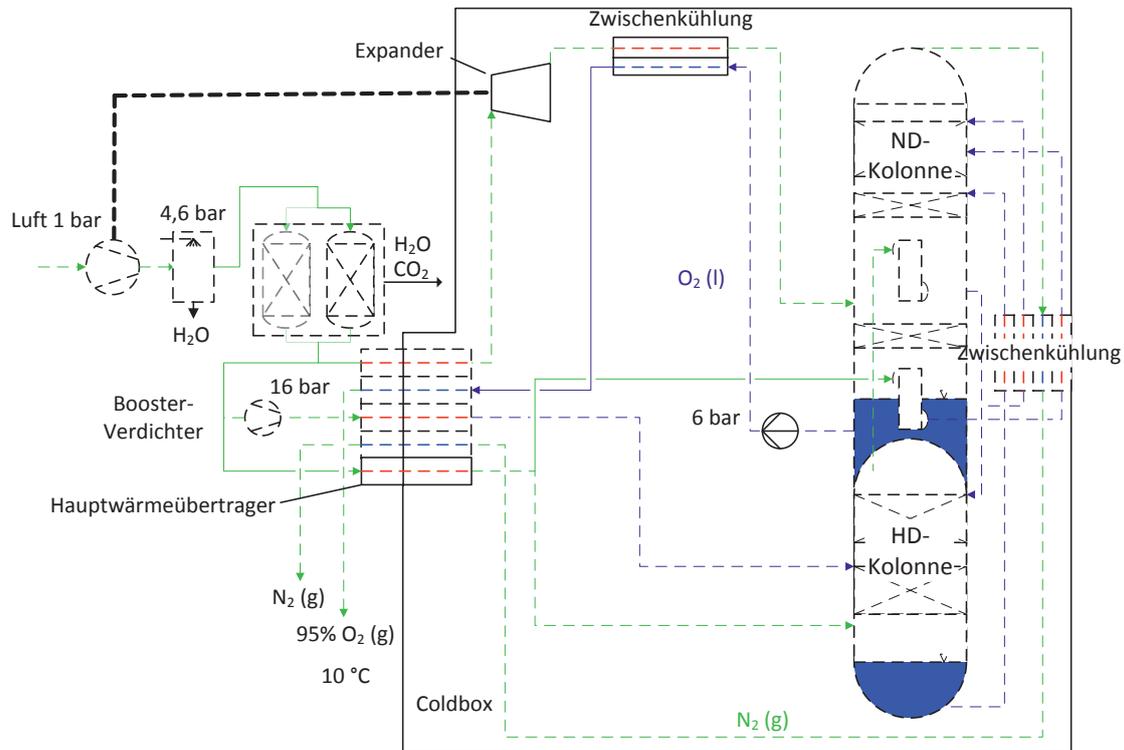


Abbildung 7: LZA nach dem Pumped-LOX-Verfahren mit doppeltem Verdampfer/Kondensator

2.4 CO₂-Aufbereitung

Das Abgas des Oxyfuel-GuD-Prozesses liegt stromabwärts des Abgaskondensators annähernd bei Umgebungsdruck vor. Für den effizienten Transport in einer Pipeline und die anschließende Speicherung des CO₂ wird eine dichte Phase angestrebt. Dazu ist ein Druck oberhalb des kritischen Drucks, der bei reinem CO₂ 74 bar beträgt und beim Vorhandensein von Verunreinigungen höher liegt, notwendig, wobei in der Regel ein Druck von über 100 bar angestrebt wird [68]. Die Verdichtung von CO₂ auf diese Drücke in zwischengekühlten Getriebeturboverdichtern ist in industriellen Anwendungen Stand der Technik [68]. Um Korrosion und Hydratbildung im Pipelinesystem und Speichergestein zu vermeiden, ist vor allem der Wassergehalt in

dem abgetrennten CO₂-Strom zu begrenzen. Das nach dem Abgaskondensator und den Zwischenkühlern im Abgas verbleibende Wasser wird daher in einem Molsieb abgetrennt [26, 30].

Da im Oxyfuel-GuD-Prozess kein Falschlufteintrag in den Prozess zu erwarten ist, hängt die CO₂-Konzentration im unbehandelten CO₂ vom Eintrag an Stickstoff, Sauerstoff und Argon über den zugeführten Sauerstoff- und den Brennstoffstrom ab. Bei einer Verwendung von Sauerstoff mit 95 Vol.-% Reinheit und nahezu stöchiometrischer Verbrennung liegt die CO₂-Konzentration im unbehandelten CO₂ bei ca. 90 Vol.-% i. tr. [11, 37, 69], bei steigendem Restsauerstoffgehalt nach der Verbrennung auch darunter. Da die Anforderungen an die Reinheit nach Anwendung, Transportparametern und Speicherstätte variieren, kann nicht allgemein bewertet werden, in welchem Fall eine Aufreinigung notwendig ist.

Für eine mögliche Aufreinigung des unbehandelten CO₂ werden als wirtschaftlichste Option kryogene Verfahren angesehen, bei denen eine CO₂-reiche Phase auskondensiert wird [26]. Das grundlegende Prinzip dieser Verfahren ist in Abbildung 8 dargestellt. Dazu wird das unbehandelte CO₂ zunächst verdichtet und soweit heruntergekühlt, dass CO₂ auskondensiert, während der Großteil der Verunreinigungen weiterhin in der Gasphase bleibt und an die Umgebung abgegeben wird. Aufgrund des Phasengleichgewichts wird mit dem Restgas auch ein Anteil des CO₂ an die Umgebung abgeführt. Das Verhältnis des im CO₂-reichen Strom abgetrennten CO₂ $\dot{m}_{\text{CO}_2,\text{abg}}$ und des bei der Verbrennung erzeugten CO₂ $\dot{m}_{\text{CO}_2,\text{erz}}$ wird als CO₂-Abtrennungsrate R_{CO_2} bezeichnet:

$$R_{\text{CO}_2} = \frac{\dot{m}_{\text{CO}_2,\text{abg}}}{\dot{m}_{\text{CO}_2,\text{erz}}} \quad (2-10)$$

In Abbildung 9 ist die CO₂-Reinheit und die CO₂-Abtrennungsrate in Abhängigkeit von den gewählten Prozessparametern Druck und Temperatur für das unbehandelte CO₂ aus einem Oxyfuel-GuD-Kraftwerk dargestellt. Höhere Reinheitsanforderungen gehen bei der betrachteten einstufigen Kondensation immer mit einer Reduzierung der CO₂-Abtrennungsrate einher. Mit steigender Temperatur und abnehmendem Druck lösen sich zwar weniger Verunreinigungen im CO₂, aber es kondensiert auch weniger CO₂. Neben Druck und Temperatur ist der Fremdgasanteil entscheidend für die erreichbare Reinheit bzw. die erreichbare CO₂-Abtrennungsrate [26].

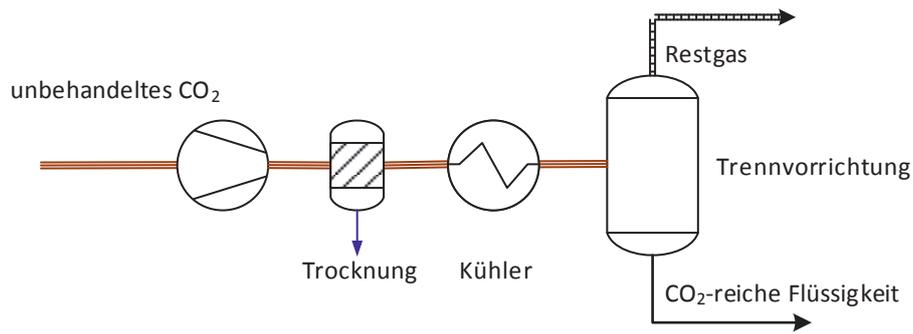


Abbildung 8: Prinzip der kryogenen CO₂-Aufreinigung durch Kondensation

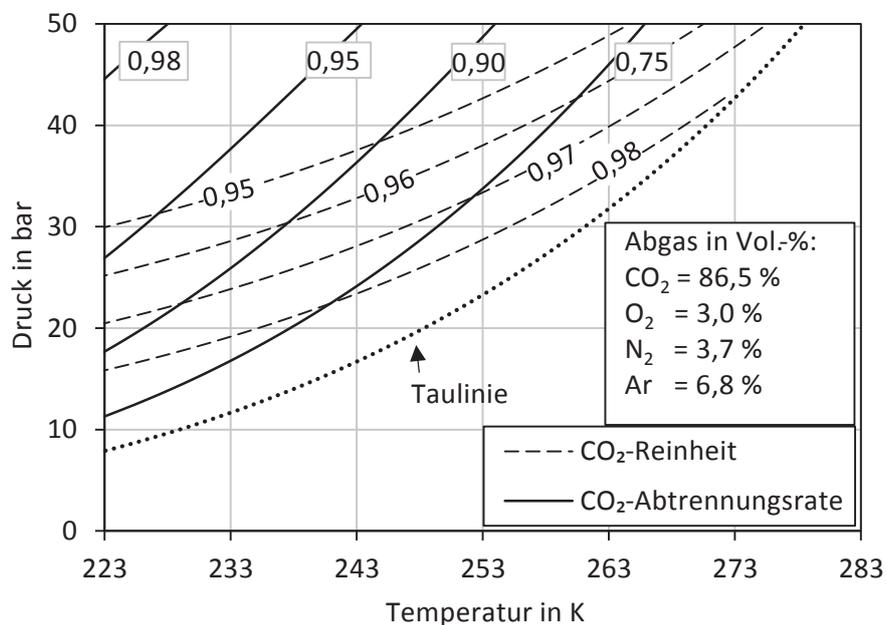


Abbildung 9: CO₂-Reinheit und CO₂-Abtrennungsrate (R_{CO_2}) in Abhängigkeit von Druck und Temperatur einer einstufigen Kondensation für eine typische Zusammensetzung des unbehandelten CO₂ aus einem Oxyfuel-GuD-Kraftwerk nach [26]

Für die technische Ausführung von CO₂-Aufbereitungsanlagen gibt es verschiedene Varianten, die sich im Wesentlichen durch die Kältebereitstellung für die Anlage unterscheiden. Zum einen kann das verflüssigte CO₂ zur internen Kältenutzung entspannt und anschließend auf den Pipelinedruck verdichtet werden [70]. Alternativ kann die Kälte auch über einen externen Kälteprozess bereitgestellt werden. Diese



hat einen höheren Energiebedarf, bietet aber den Vorteil, dass der Kälteprozess unabhängig von der Reinheit des Abgases betrieben werden kann [26]. Erhöhte Reinheitsanforderungen vor allem in Bezug auf den Sauerstoffgehalt des CO₂-Produkts, z.B. bei Anwendung von Enhanced Oil Recovery (EOR), können die Anwendung einer Destillationskolonne zur Auftrennung notwendig machen. Bei kohlebefeueten Oxyfuel-Kraftwerken führt dies zu einem um ca. 5% erhöhten Energiebedarf der Aufbereitungsanlage [70].

3 Modellbildung

In diesem Kapitel werden die Simulationsmodelle beschrieben, die im Rahmen dieser Arbeit zur Untersuchung der Prozesse verwendet werden. Dabei wird zunächst das Modell des Referenzprozesses mit einer Verbrennung mit Luft beschrieben (Luftfall). Es werden zwei eigenständige Varianten des Referenzprozesses für die Betrachtung der beiden Gasturbinentypen mit sequentieller und einstufiger Verbrennung erstellt. Im Anschluss daran werden beide Modellvarianten analog für eine Verbrennung unter Oxyfuel-Bedingungen modifiziert. Um den Einfluss des Druckverhältnisses auf den polytropen Wirkungsgrad des Gasturbinenverdichters darstellen zu können, wird im letzten Abschnitt ein Modell zur Berücksichtigung der Wand- und Spaltverluste des Verdichters vorgestellt.

Die Modellierung des Gesamtprozesses erfolgt mithilfe der kommerziellen Simulationssoftware EBSILON®Professional 11.04. Für alle Modelle werden die in dem Programm hinterlegten Stoffwertbibliotheken verwendet. Für Luft und Heiß- bzw. Abgas wird aufgrund der hohen Drücke im Gasturbinenprozess die Stoffwertbibliothek für reale Gase „LibHuGas“ [71] verwendet. Für den Wasser-Dampf-Prozess wird die Dampftafel nach IAPWS-IF97 verwendet. Die für den Oxyfuel-Prozess benötigten Trennprozesse – LZA und CO₂-Aufbereitung – werden im Simulationsprogramm AspenPlus® V7.3 unter Verwendung der Peng-Robinson Boston-Mathias Stoffwertmethode abgebildet. Eine Betrachtung der Schadstoffbildung, insbesondere von CO und NO_x, findet im Rahmen dieser Arbeit nicht statt.

3.1 Referenzkraftwerk

Der betrachtete Referenzprozess ist an das GuD-Kraftwerk in Lingen [23, 72] angelehnt. Weitere Randbedingungen werden von vorangegangenen Studien übernommen [30, 73]. Als Umgebungsbedingungen werden die dortigen Standortreferenzbedingungen von 10 °C, 1,013 bar und 83 % rel. Feuchte festgelegt. Der verwendete Brennstoff ist Erdgas mit einer standorttypischen Zusammensetzung. Diese ist in

Tabelle 2 angegeben. Auf eine Differenzierung der Isomere höherer Kohlenwasserstoffe wird verzichtet. Eine Erdgasverdichterstation, die sich außerhalb der betrachteten Systemgrenze befindet, gewährleistet den Brennstoffdruck von 56 bar.

Tabelle 2: Zusammensetzung und Kennwerte des verwendeten Brennstoffs (Erdgas)

Methan	89,98	Mol-%
Ethan	4,951	Mol-%
Propan	1,110	Mol-%
n-Butan	0,320	Mol-%
n-Pentan	0,077	Mol-%
n-Hexan	0,054	Mol-%
Kohlendioxid	1,545	Mol-%
Stickstoff	1,964	Mol-%
Heizwert	10,3	kWh/Nm ³
Druck	56	bar
Temperatur	29	°C

3.1.1 Gesamtprozess

Mit Ausnahme der Gasturbine sind die Modelle beider Varianten des Referenzprozesses nach dem in Abbildung 1 dargestellten Schema aufgebaut. Das Kraftwerk Lingen besteht aus zwei ALSTOM® GT26 Gasturbinen. Daher erfolgt die Beschreibung des Gesamtprozesses anhand der Variante mit sequentieller Verbrennung. Die wesentlichen berechneten Kennwerte und Randbedingungen von Gasturbine und Abhitzeprozess sind in Tabelle 3 dargestellt. Die beiden Gasturbinen erzeugen eine Generatorleistung von jeweils 278 MW bei einem Wirkungsgrad von 37,6 %. Der Abgasstrom verlässt die Gasturbinen mit 619 °C und durchströmt jeweils einen AHDE mit Dreidruckprozess und ZÜ. Beide AHDE versorgen eine gemeinsame Dampfturbine mit Kondensator.

Tabelle 3: Kenndaten des Referenzprozesses bei der Variante mit sequentieller Verbrennung

El. Bruttoleistung in MW	890
El. Nettoleistung in MW	876
Bruttowirkungsgrad in %	60,22
Nettowirkungsgrad in %	59,21
Gasturbinenleistung am Generator in MW	278
El. Wirkungsgrad der Gasturbine in %	37,63
Gasturbinenausstrittstemperatur in °C	619
Abgasmassenstrom in kg/s	644
Ausgekoppelte Wärmemenge der OTC in MW	26,9
HD-Druck in bar	159
MD-Druck in bar	40
ND-Druck in bar	4,2
Frischdampf-/ZÜ-Temperatur in °C	585
Kondensatordruck in mbar	45
Abgastemperatur nach AHDE in °C	79

Die Drücke am Eintritt in die jeweiligen Turbinenteile betragen 159 bar im HD-Teil, 40 bar im MD-Teil und 4,2 bar im ND-Teil. Die Temperaturen des Frischdampfes und des ZÜ-Dampfes betragen jeweils 585 °C am Turbineneintritt. Aufgrund des für GuD-Prozesse hohen Drucks im Hochdruckverdampferteil ist dieser im Gegensatz zu den anderen Verdampfern als Zwangdurchlaufverdampfer realisiert [23, 72]. Die Grädigkeiten der Verdampfer am Pinch Point betragen 8 K für den HD- und den MD-Teil und 12 K für den ND-Teil. Zur Vermeidung von Taupunktunterschreitung im Abgas ist die letzte Heizfläche im Abgaskanal ein Kondensatvorwärmer (KVW). Das dort erwärmte Wasser wird zurück in den Kondensatbehälter geleitet und hält dort eine konstante Temperatur von 60 °C. Neben dem AHDE gibt es zwei weitere

Schnittstellen zwischen dem Gasturbinenprozess und dem Wasser-Dampf-Prozess. Ein Teil der im Gasturbinenprozess notwendigen Kühlluft zur Kühlung der Turbinenschaufeln wird bei der GT26 mit vorgewärmtem Speisewasser in Zwangdurchlaufkühlern (Once-Through-Cooler, OTC) heruntergekühlt. Der dabei erzeugte HD-Dampf wird dem Dampfprozess zugeführt. Weiterhin erfolgt eine Brennstoffvorwärmung durch MD-Speisewasser, welches vor dem MD-Verdampfer entnommen wird. Die Leistung des gesamten Kraftwerksblocks beträgt 890 MW brutto bzw. 876 MW netto. Der Nettowirkungsgrad beträgt 59,2 %. Eine Auflistung der wesentlichen Randbedingungen des Prozesses findet sich im Anhang A.1.

3.1.2 Gasturbine mit sequentieller Verbrennung

Wie in Abschnitt 2.2.2 dargestellt, wirkt sich die Umstellung auf den Oxyfuel-Prozess sehr stark auf die Prozessbedingungen der Gasturbine aus. Als Grundlage für die spätere Betrachtung ist daher eine detaillierte Modellierung des Gasturbinenprozesses im Luftfall notwendig. Abbildung 10 zeigt eine vereinfachte schematische Darstellung des modellierten Gasturbinenprozesses der Referenzgasturbine GT26 in Anlehnung an die Darstellungen in [74] und [75]. Die eintretende Luft wird über vier Verdichterabschnitte schrittweise auf den Brennkammerdruck verdichtet. Zwischen den einzelnen Verdichterabschnitten zweigt jeweils ein Strom zur Beschickung der Schaufelkühlung ab. Auf eine stufengenaue Modellierung des Verdichters wird in dieser Arbeit verzichtet. In der EV-Brennkammer wird das Heißgas soweit erhitzt, dass sich die Turbineneintrittstemperatur der HD-Turbine nach ISO 2314 [76] $T_{ISO,HD,T}$ ergibt. Es folgt die Entspannung in der einstufigen HD-Turbine und anschließend die Wiederaufheizung in der SEV-Brennkammer. Die Entspannung auf Umgebungsdruck erfolgt in der vierstufigen ND-Turbine. Das Gasturbinenkühlsystem wird durch vier Kühlluftströme modelliert, die, wie in Abbildung 10 dargestellt, dem Verdichter entnommen werden. Dabei werden die Ströme KL1 und KL2 durch die bereits in Abschnitt 3.1.1 erwähnten OTC gekühlt. Die Kühlluftströme werden anschließend zur Kühlung auf die Leit- und Laufschaufeln der einzelnen Turbinenstufen aufgeteilt. Dabei ist die letzte Stufe der ND-Turbine ungekühlt. Ein Teil des Stroms KL2 wird bereits vor der ersten Turbinenstufe als Kühlluft für die SEV-Brennkammer verwendet. Die Temperatur nach der Beimischung der Kühlluft wird so eingestellt, dass sich für alle betrachteten Fälle eine konstante Turbineneintrittstemperatur nach ISO 2314 [76] $T_{ISO,ND,T}$ ergibt. Die Kühlluft zur Kühlung der SEV-Brennstoffflanze wird vernachlässigt.

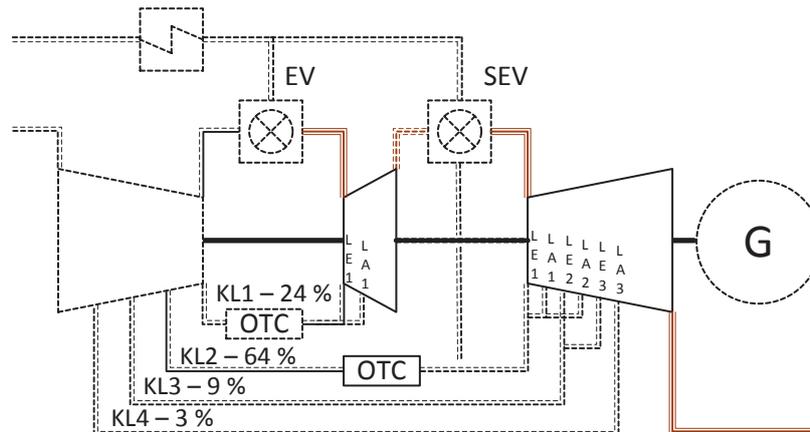


Abbildung 10: Vereinfachte Darstellung des Gasturbinenprozesses der GT26 und des Kühlluftsystems

Da die tatsächlichen Zustände innerhalb der Gasturbine von den Herstellern nicht veröffentlicht werden, wird das Modell anhand der Randbedingungen aus Tabelle 3 parametrisiert. Dabei wird ein Verdichterdruckverhältnis von 34 angenommen. In Anlehnung an die Berechnung in [17] wird das Druckverhältnis der HD-Turbine $\Pi_{HDT} = 2$ gesetzt. Unter der Annahme von Druckverlusten in den Brennkammern von 3 % des jeweiligen Brennkammereintrittsdrucks ergibt sich das Druckverhältnis der ND-Turbine. In dieser wird in jeder der vier Stufen das gleiche Druckverhältnis verwendet. Die Temperaturniveaus nach der Verdichtung ($T_{KL1} = 548 \text{ °C}$ und $T_{KL2} = 452 \text{ °C}$) sowie die Austrittstemperatur der HD-Turbine bzw. die Eintrittstemperatur in die SEV-Brennkammer $T_{SEV,ein} = 1020 \text{ °C}$ werden als zusätzliche Randbedingungen aus [75] entnommen. Für das Kühlluftsystem wird eine gesamte Kühlluftmenge von 34 % des Luftmassenstroms am Eintritt des Verdichters angenommen [74]. Die Aufteilung auf die verschiedenen KL-Ströme kann Abbildung 10 entnommen werden [75]. Die Aufteilung auf die Leit- und Laufreihen einer Stufe erfolgt im Verhältnis 1:1. Insgesamt werden sechs Größen des Modells parametrisiert. Für die polytropen Komponenteneffizienzen von Verdichter $\eta_{p,V}$ und Turbine $\eta_{p,T}$ ergeben sich 91,7 % bzw. 87,7 %. Die Turbineneintrittstemperaturen nach ISO 2314 für die HD- und ND-Turbine $T_{ISO,HDT}$ und $T_{ISO,NDT}$ betragen 1192 °C bzw. 1250 °C . Die Verbrennungstemperatur der SEV-Brennkammer vor Vermischung mit

dem ersten Kühlluftstrom $T_{SEV,aus}$ wird auf 1510 °C festgelegt. Um die Druckverhältnisse von ND-Verdichter und ND-Turbine abzustimmen, wird der Druckverlust in der Kühlluftleitung ND1 auf 27,5% des Eintrittsdrucks gesetzt. Die Leistung der Gasturbine wird über den angesaugten Verdichtermassenstrom von 628 kg/s eingestellt.

Zur Berücksichtigung des Einflusses des Kühlsystems bei Abweichungen vom Referenzfall, wie z. B. eines veränderten Druckverhältnisses oder einer veränderten Zusammensetzung des Heißgases und des Kühlmediums bei der späteren Betrachtung des Oxyfuel-Prozesses, wird ein Modell zur Ermittlung des Kühlbedarfs der Turbinenschaufeln verwendet. Grundlagen zu den verwendeten Schaufelkühlungsmodellen finden sich in [11, 15, 77-79]. In dieser Arbeit erfolgt eine getrennte Betrachtung der Kühlluft für die Leit- und Laufschaufeln. Der prinzipielle Aufbau des Modells ist in Abbildung 11 dargestellt [78]. Dabei wird das Heißgas vom Zustand 1 zunächst durch Beimischung der Leitschaufelkühlluft auf den Zustand 2 abgekühlt. Das Heißgas und die Leitschaufelkühlluft leisten im Laufrad der Turbine Arbeit bis zum Zustand 3. Die Laufschaufelkühlluft leistet in der betrachteten Stufe keine Arbeit. Sie wird erst hinter der Entspannung hinzugegeben, sodass die Gasmischung mit dem Zustand 4 aus der Stufe austritt. Folgt stromabwärts eine weitere Turbinenstufe ist der gesamte Massenstrom \dot{m}_{aus} der Heißgasmassenstrom der nächsten Stufe. Die Beimischung des jeweiligen Kühlluftstroms wird durch eine isobare Vermischung der Ströme und einen zusätzlichen Druckverlust Δp_{LE} bzw. Δp_{LA} berücksichtigt. Dadurch reduziert sich das nutzbare Druckverhältnis der Turbinenstufe.

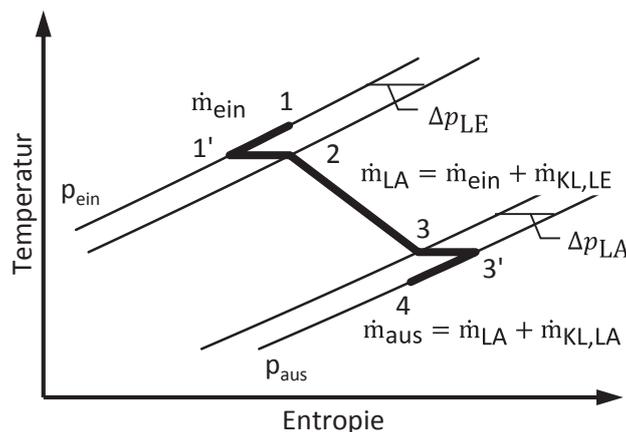


Abbildung 11: Darstellung des Modells zur Berücksichtigung der Schaufelkühlung für eine Turbinenstufe im T-s-Diagramm nach [78]

Für die Berechnung der Kühlluftströme wird in dieser Arbeit für jede Stufe die Formulierung aus [11] übernommen. Danach ergibt sich das Verhältnis von Kühlluftmassenstrom \dot{m}_{KL} und Heißgasmassenstrom \dot{m}_{HG} in Abhängigkeit von der Heißgastemperatur am Eintritt in die Schaufelreihe $T_{HG,i}$ und der Temperatur der Kühlluft $T_{KL,i}$ zu:

$$\frac{\dot{m}_{KL}}{\dot{m}_{HG}} = C \frac{c_{p,HG}}{c_{p,KL}} \left(\frac{\phi_i}{1 - \phi_i} \right) \quad (3-1)$$

Für die Leitschaufeln wird dabei die Eintrittstemperatur in die Stufe T_1 als relevante Heißgastemperatur verwendet:

$$\phi_{LE} = \frac{T_1 - T_M}{T_1 - T_{KL,LE}} \quad (3-2)$$

Für die Laufschaufel wird die Temperatur nach Beimischung der Leitschaufelkühlluft T_2 verwendet:

$$\phi_{LA} = \frac{T_2 - T_S}{T_2 - T_{KL,LA}} \quad (3-3)$$

Dabei ist T_S eine vorzugebende zulässige Schaufeltemperatur, die in dieser Arbeit konstant mit 850 °C gewählt wird. Die Kühlkonstante C wird für jede Stufe parametrisiert, sodass sich im Referenzfall das bereits beschriebene Verhältnis der Kühlluftströme einstellt.

Die Druckverluste beschreiben den Verlust, der durch die Beschleunigung des Kühlmediums in Richtung der Heißgasströmung entsteht. Dieser berechnet sich nach [15, 80].

$$\frac{\Delta p_i}{p_i} = - \frac{\dot{m}_{KL}}{\dot{m}_{HG}} \kappa_{HG} \text{Ma}_{HG}^2 \xi \quad (3-4)$$

Die Mach-Zahl der Heißgasströmung wird hier konstant mit einem Wert von 0,7 angenommen [15]. Der Verlustbeiwert ξ berücksichtigt die Richtung der Strömung, wobei 1 für eine senkrechte Beimischung steht. In dieser Arbeit wird konstant der Wert 0,5 angenommen [15].

3.1.3 Gasturbine mit einstufiger Verbrennung

Für die Variante des Referenzprozesses mit sequentieller Verbrennung wird nach Abschnitt 3.1.2 bereits im Luftfall ein Druckverhältnis der Gasturbine von 34 verwendet. Da dieses, wie in Abschnitt 2.2.2 erläutert, unter Oxyfuel-Bedingungen noch gesteigert werden muss, ist es sinnvoll, die Betrachtungen für eine Oxyfuel-Gasturbine ohne sequentielle Verbrennung zu ergänzen. So können Effekte ausgeschlossen werden, die nur aufgrund der speziellen Prozessführung auftreten. Dafür wird das Modell einer fiktiven Gasturbine mit einstufiger Verbrennung erstellt, die mit der GT26 technisch vergleichbar ist (siehe Abbildung 12). In diesem Modell fallen die SEV-Brennkammer, die HD-Turbine und deren Kühlsystem weg, sodass die ursprüngliche EV-Brennkammer als einzige Brennkammer erhalten bleibt. Die ND-Turbine bleibt gegenüber der GT26 unverändert. Das Heißgas wird in der Brennkammer so weit erhitzt, dass die ISO-Turbineneintrittstemperatur der ND-Turbine $T_{ISO,NDT}$ der GT26 erreicht wird. Aufgrund der niedrigen Verdichteraustrittstemperatur wird in diesem Modell vollständig auf den OTC zur Kühlung der Kühlluft verzichtet. Ansonsten bleiben die Parameter des Referenzmodells unverändert.

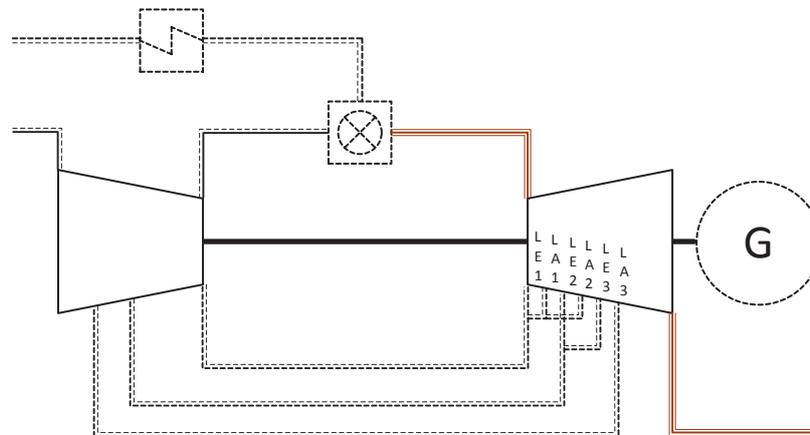


Abbildung 12: Schematische Darstellung der Gasturbine mit einstufiger Verbrennung

Das Druckverhältnis dieser Gasturbine wird so bestimmt, dass der optimale Nettowirkungsgrad für diese Variante des Referenzprozesses erreicht wird. Abbildung 13 zeigt den Verlauf des Nettowirkungsgrades in Abhängigkeit vom Druckverhältnis für beide Gasturbinenvarianten. Für die GT26 zeigt sich, dass der optimale Nettowirkungsgrad von 59,21 % bei dem gewählten Druckverhältnis von 34 erreicht wird. Für die Gasturbine mit einstufiger Verbrennung liegt das Wirkungsgradoptimum bei einem Druckverhältnis von 17. Der dort erreichbare Nettowirkungsgrad

liegt bei 58,58 % und damit um 0,63 %-Pkt. niedriger als bei der GT26. Dabei ist die Abgastemperatur am Austritt des AHDE etwa 6 K höher als bei der GT26. Dies ist vorrangig auf den Wegfall der OTC zurückzuführen. In der GT26 wird dadurch ein zusätzlicher HD-Dampfstrom erzeugt. Die Vorwärmung des dafür notwendigen Speisewassers erfolgt in den Economiser-Heizflächen unterhalb 250 °C. Infolgedessen ist der dem AHDE zugeführte Speisewassermassenstrom bei einstufiger Verbrennung ca. 10 kg/s geringer, was zu der geringeren Abkühlung des Abgases im AHDE führt. Zudem ist die Gasturbinaustrittstemperatur mit einstufiger Verbrennung mit 614 °C etwas geringer als bei der GT26.

Ein weiterer Unterschied der Gasturbine mit einstufiger Verbrennung ist die abgegebene elektrische Leistung. Die auf den Abgasmassenstrom bezogene spezifische Leistung von Gasturbinen mit sequentieller Verbrennung ist prozessbedingt höher als bei einstufiger Verbrennung [17]. Bei gleichem Luftmassenstrom am Verdichtereintritt ergibt sich für die Gasturbine mit einstufiger Verbrennung eine Gasturbinenleistung von 259 MW. Für die gesamte GuD-Anlage liegt die Nettoleistung bei 805 MW und damit ca. 8 % geringer als bei der Variante mit sequentieller Verbrennung.

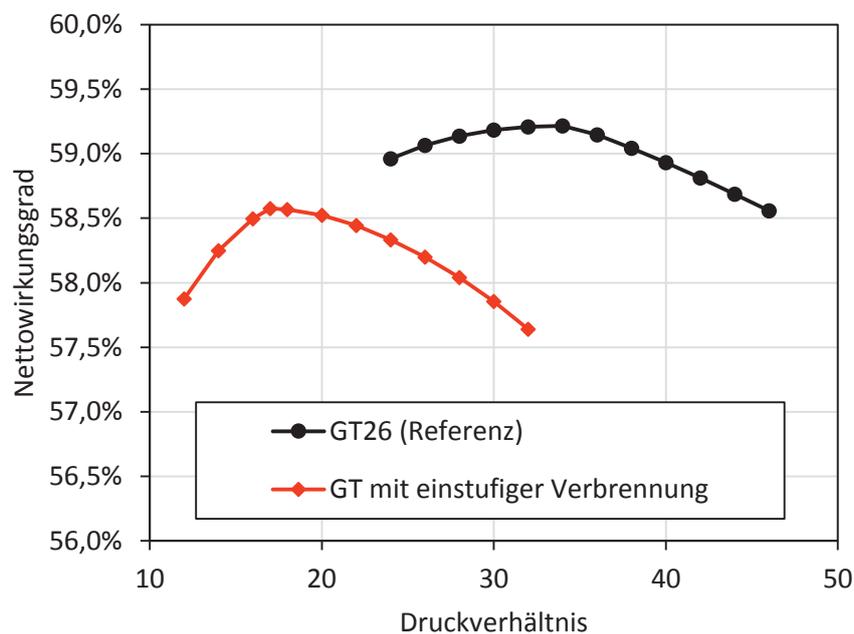


Abbildung 13: Nettowirkungsgrad des GuD-Prozesses in Abhängigkeit vom Druckverhältnis für die betrachteten Gasturbinen im Luftfall

3.2 Gesamtprozess des Oxyfuel-GuD-Kraftwerks

Für die Modellierung des GuD-Prozesses unter Oxyfuel-Bedingungen werden beide Varianten des in Abschnitt 3.1 beschriebenen Referenzprozesses modifiziert. Das sich daraus ergebende Prozessschema ist in Abbildung 14 für die Variante mit sequentieller Verbrennung dargestellt. Anstelle von Luft wird nun Sauerstoff aus einer Luftzerlegungsanlage als Oxidationsmedium genutzt. Dieser wird direkt vor der Brennkammer zugegeben. Bei sequentieller Verbrennung erfolgt die Zugabe der gesamten Sauerstoffmenge vor der EV-Brennkammer. Im Gegensatz zum Luftfall ist unter Oxyfuel-Bedingungen der Sauerstoffüberschuss unabhängig von der Einhaltung der Turbineneintrittstemperatur. Die globale Sauerstoffzahl wird mit 1,018 so gewählt, dass sich bei 95 Vol.-% Sauerstoffreinheit ein Restsauerstoffgehalt von 3 Vol.-% i.tr. einstellt. Bei diesem Wert ist eine CO-Konzentration unter 100 ppm zu erwarten [56]. Der Anteil an rezirkuliertem Abgas vom gesamten Abgasstrom ändert sich in dieser Arbeit aufgrund der festgelegten Turbineneintrittstemperatur nur in sehr engen Grenzen. Damit ändert sich auch die zurückgeführte Sauerstoffmenge und damit der lokale Sauerstoffüberschuss nur wenig. Aufgrund der zu erwartenden höheren Druckverhältnisse wird ein zusätzlicher Brennstoffverdichter vorgesehen. Dieser stellt einen Brennstoffvordruck von 10 bar [17] oberhalb des Verdichteraustrittsdrucks sicher, um eine ausreichende Vermischung zu gewährleisten. Analog dazu wird auch der Sauerstoff mit dem Überdruck von 10 bar gegenüber dem Verdichteraustrittsdruck zugeführt. Anstatt des Luftstroms wird als Kühlmedium nun rezirkuliertes Abgas im Verdichter auf den Brennkammerdruck verdichtet. Im Gegensatz zu einem konventionellen GuD-Prozess ist der Oxyfuel-GuD-Prozess nicht zur Umgebung offen. Um einen Falschlufteintrag zu vermeiden, wird als niedrigster Druck vor dem Gasturbinenverdichter 1,02 bar gewählt. Vor der Rezirkulation wird das Abgas stromabwärts des AHDE auf 40 °C abgekühlt und dabei kondensierendes Wasser abgetrennt. Dies wird durch einen weiteren Wärmetauscher und eine Abtrennung des bei diesen Bedingungen flüssigen Wasseranteils modelliert. Die Wärme wird an den Kühlwasserkreislauf abgegeben. Der nicht für die Rezirkulation benötigte Teil des Abgases gelangt mit dem gleichen Zustand wie das rezirkulierte Abgas zur CO₂-Aufbereitung. Die Schaltung der Wasser-Dampf-Seite bleibt bei der Anpassung auf den Oxyfuel-Prozess unverändert. Die Grädigkeiten der Verdampfer werden so eingestellt, dass die Abgastemperatur am Austritt des AHDE mindestens 70 °C beträgt, um eine minimale Temperaturdifferenz von

10 K am kalten Ende des Kondensatvorwärmers einzuhalten. Die Grädigkeit wird jedoch nicht kleiner als im Luftfall gewählt.

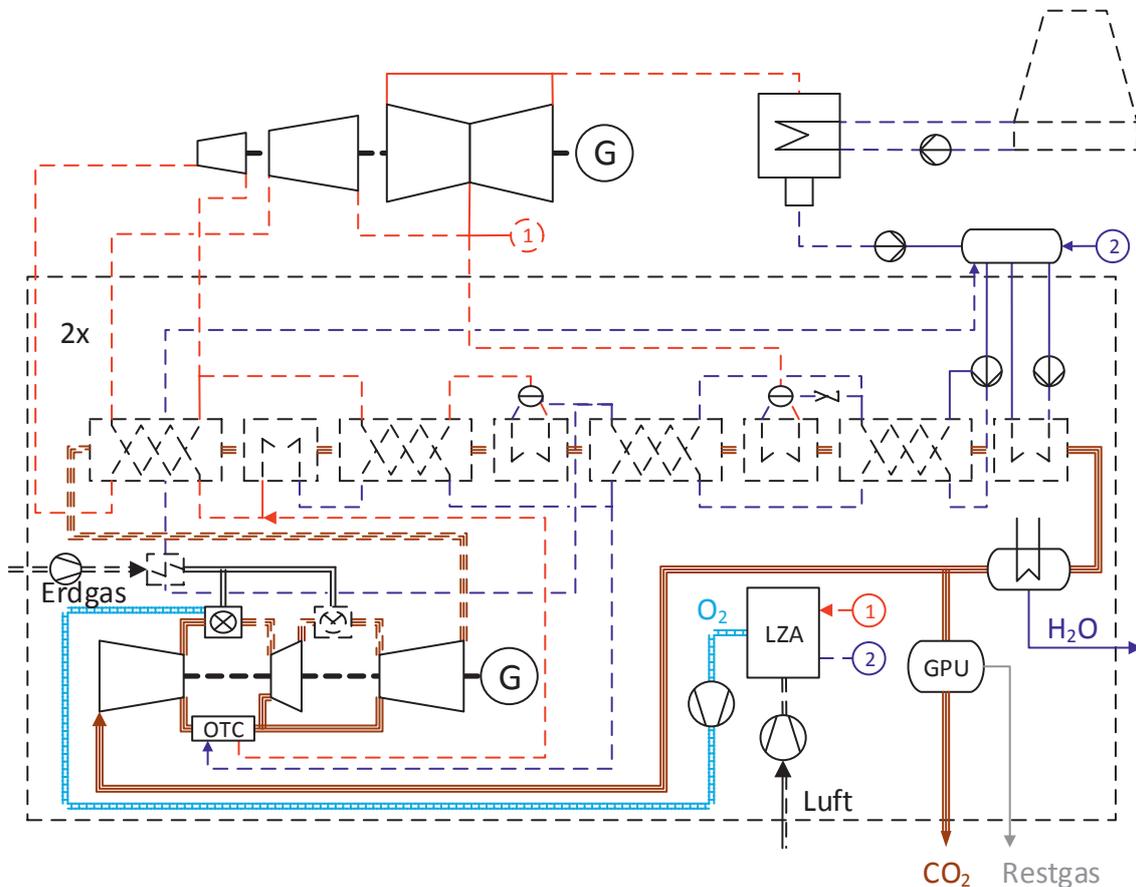


Abbildung 14: Schematische Darstellung des GuD-Oxyfuel-Kraftwerks mit sequentieller Verbrennung

3.2.1 Luftzerlegungsanlagen

Der Energiebedarf der untersuchten Luftzerlegungsanlagen wird in EBSILON®Professional im Wesentlichen durch die benötigten Verdichtungs Vorgänge berücksichtigt. In Abbildung 15 sind die Schaltungen der im Rahmen dieser Arbeit betrachteten Anlagen dargestellt. Dabei werden die in Abschnitt 2.3 vorgestellten Verfahren mit externer Verdichtung und Pumped-LOX verwendet. Aufgrund des geringen Integrationspotentials für die Abwärme bei GuD-Kraftwerken werden alle Verdichtungs Vorgänge mit mehrstufigen zwischengekühlten Getriebeturboverdichtern ausgeführt. Die Luftverdichter – Hauptverdichter und Booster-Verdichter – haben

einen polytropen Wirkungsgrad von 85 % [30], während der Wirkungsgrad des Sauerstoffverdichters mit 82 % geringer ist.

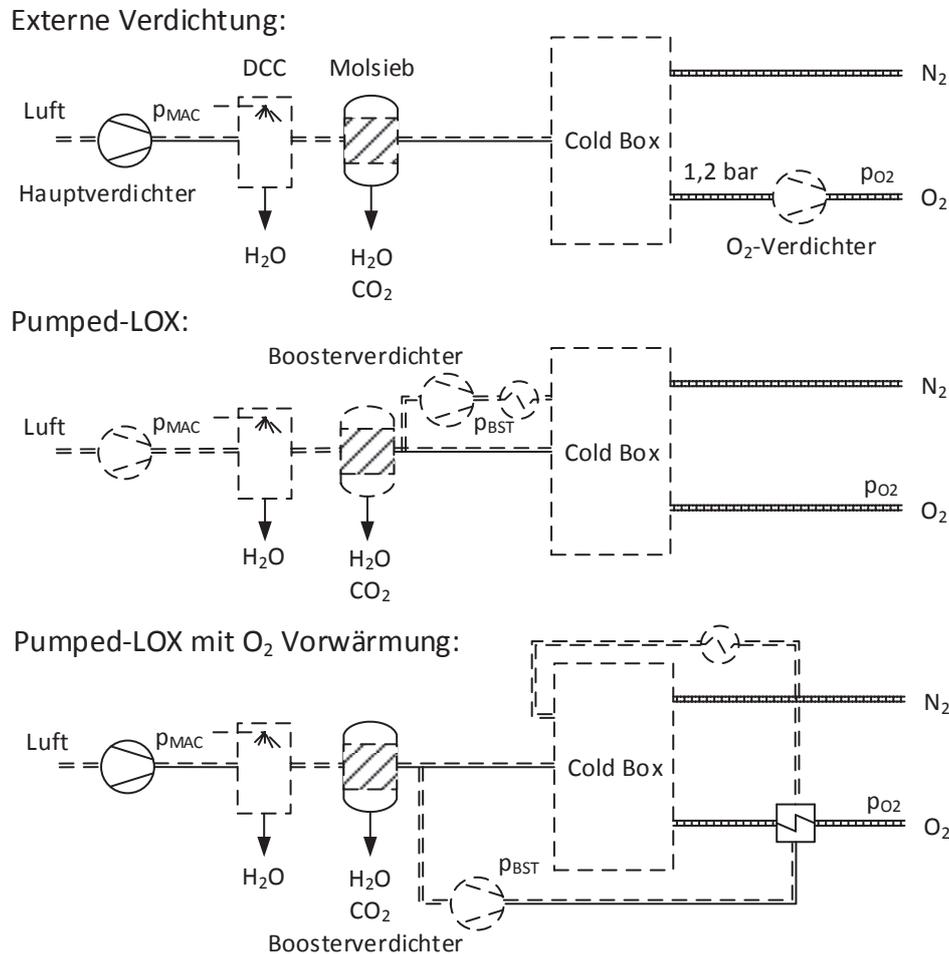


Abbildung 15: Implementierung der LZA-Varianten in das Gesamtprozessmodell

Die verdichtete Luft bzw. der Sauerstoff wird in den Zwischenkühlern mit Kühlwasser aus dem Kühlwassersystem des Kraftwerks mit einer unteren Grädigkeit von 15 K gekühlt. Bei der externen Verdichtung werden im Hauptverdichter zwei Zwischenkühlungen und eine Nachkühlung vorgenommen. Der Sauerstoffverdichter benötigt drei Zwischenkühlungen, um im gesamten betrachteten Druckbereich eine Sauerstofftemperatur von unter 200 °C zu gewährleisten. Dies wird als maximale Betriebstemperatur von Sauerstoffverdichtern angesehen [81]. Da der verdichtete Sauerstoff direkt dem Prozess zugeführt wird, erfolgt keine Nachkühlung. Bei der Pumped-LOX-Variante ist der Booster-Verdichter ebenfalls mit drei Zwischenkühlungen versehen. Da der verdichtete Luftstrom in die Cold-Box geleitet wird, muss

dieser durch einen nachgeschalteten Kühler gekühlt werden. Dies kann wie bei allen anderen Verdichtern mit Kühlwasser erfolgen. Alternativ kann ein Teil der Wärme zur Vorwärmung des Sauerstoffs verwendet werden (untere Schaltung in Abbildung 15). Wenn nicht anders beschrieben, wird für jeden Verdichterabschnitt eines Verdichters das gleiche Druckverhältnis gewählt.

Stromabwärts des Hauptverdichters wird eine weitere Aufbereitung der Luft vorgenommen. Dazu wird die Luft zunächst in einem Direktkontaktkühler (Direct Contact Cooler, DCC) auf 12 °C weiter abgekühlt. Vor dem Eintritt in die Cold-Box erfolgt die Adsorption von H₂O und CO₂ in Molsieben mittels Temperaturwechseladsorption. Für die Regeneration der Molsiebe wird ein kontinuierlicher Wärmebedarf von 7500 kJ/kg H₂O und 1892 kJ/kg CO₂ angenommen [26, 30]. Dieser wird durch Dampf mit einem Druck von ca. 5 bar aus der Überströmleitung zwischen MD- und ND-Turbine bereitgestellt. Die Vorgänge in der Cold-Box werden in EBSILON® Professional als Black-Box modelliert. Dazu wird eine Grädigkeit des Hauptwärmeübertragers von 2,5 K bei anschließender Verdichtung und 3,5 K bei dem Pumped-LOX Prozess vorgegeben. Weiterhin werden die O₂-Ausbeute und die Zusammensetzung des Sauerstoffproduktstroms vorgegeben. Ebenfalls berücksichtigt werden der spezifische, auf den Massenstrom an reinem Sauerstoff bezogene Energiebedarf bzw. Energierückgewinn für die Sauerstoffpumpe und die Expanderturbine.

Über Simulationsrechnungen in AspenPlus® V7.3 werden für die in Abschnitt 2.3.1 vorgestellten Schaltungsvarianten die benötigten Austrittsdrücke des Hauptverdichters und die jeweils resultierende Sauerstoffzusammensetzung und Sauerstoffausbeute bestimmt. Diese basieren auf den Randbedingungen für einen Doppelsäulenprozess mit doppeltem Verdampfer/Kondensator und LOX-Boiler aus [30] für eine LZA der Größenordnung 3000 t/d pro Strang (vgl. Abbildung 6). Für das hier betrachtete Oxyfuel-GuD-Kraftwerk würden insgesamt vier Stränge benötigt. Die minimale Grädigkeit des Verdampfers/Kondensators oder LOX-Boilers beträgt 1,5 K. Eine detaillierte Auflistung der Randbedingungen findet sich im Anhang A.2. Für eine O₂-Reinheit von 99,5 Vol.-% wird der einfache Doppelsäulenprozess vorausgesetzt (vgl. Abbildung 5). In Abbildung 16 sind der Druckverlauf und die Sauerstoffausbeute für eine atmosphärische Sauerstoffbereitstellung in Abhängigkeit von der gewünschten Sauerstoffreinheit dargestellt. Um hochreinen Sauerstoff zu erzeugen, ist in der einfachen Zweisäulenanlage ein Druck von ca. 5,6 bar notwendig. Dabei wird eine Sauerstoffausbeute von ca. 95 % erreicht. Die Reduzierung der Reinheit wirkt sich zum einen durch eine deutliche Erhöhung der Sauerstoffausbeute aus, weiterhin sinkt der benötigte Austrittsdruck des Hauptverdichters mit

abnehmender Reinheit. Dies ist zum einen auf die sinkende Siedetemperatur im Kolonnensumpf der ND-Kolonnen zurückzuführen. Dadurch sinkt der benötigte Druck am Kopf der HD-Kolonnen, um die erforderliche Temperaturdifferenz einzuhalten. Zum anderen wird der Verdichteraustrittsdruck durch die in Abschnitt 2.3.1 beschriebenen Modifikationen LOX-Boiler und doppelter Verdampfer/Kondensator im Vergleich zur einfachen Zweisäule reduziert. Der Verdichterbedarf der LZA wird durch die Energierückgewinnung in der Expanderturbine um ca. 4 kWh/t O₂ reduziert.

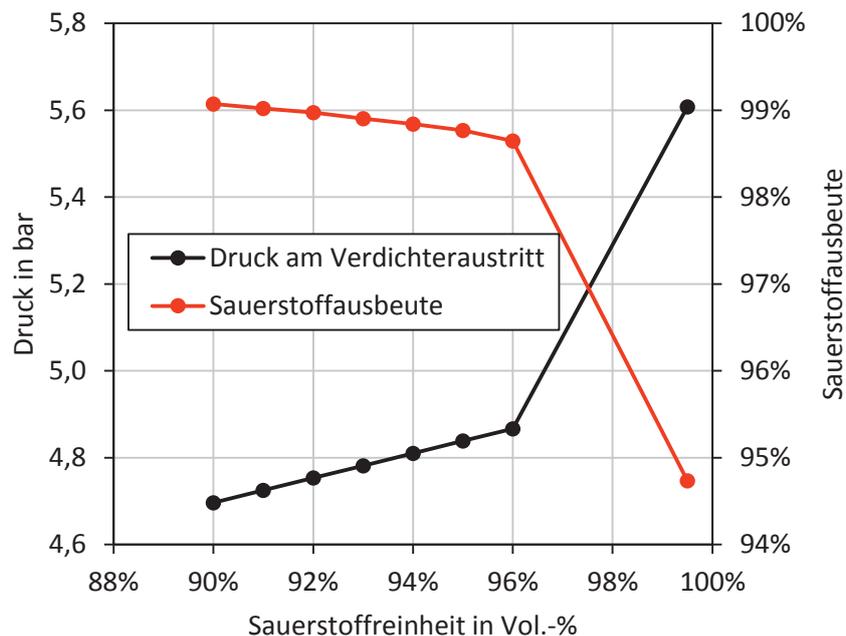


Abbildung 16: Verdichteraustrittsdruck und Sauerstoffausbeute in Abhängigkeit von der Sauerstoffreinheit für eine LZA mit externer Verdichtung

Die Zusammensetzung des Sauerstoffprodukts ist in Abbildung 17 dargestellt. Aufgrund der geringen Unterschiede der Siedepunkte von Argon und Sauerstoff erfolgt die Erhöhung der Sauerstoffreinheit zunächst hauptsächlich über die Abtrennung des Stickstoffes. Nur im Bereich der höchsten betrachteten Reinheit wird zusätzlich auch ein Großteil des Argons abgetrennt. Dadurch kommt auch das bereits beschriebene Absinken der Sauerstoffausbeute zu Stande.

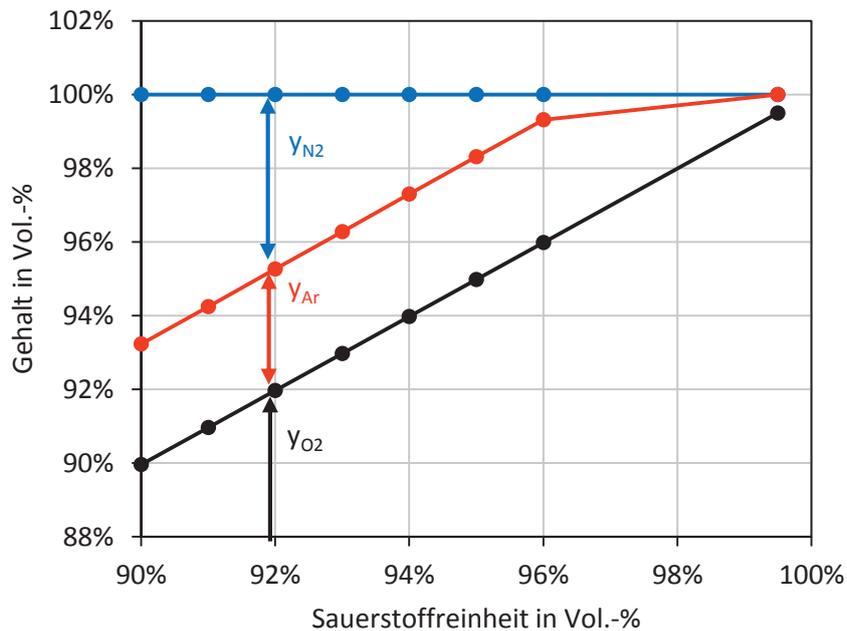


Abbildung 17: Zusammensetzung des Sauerstoffs in Abhängigkeit von der Sauerstoffreinheit

Die Pumped-LOX LZA wird in dieser Arbeit lediglich bei einer Sauerstoffreinheit von 95 Vol.-% betrachtet. Dazu wird der flüssige Sauerstoff auf den benötigten Druck gepumpt und, anstatt im LOX-Boiler, im Hauptwärmeübertrager mit Hilfe eines Hochdruckluftstroms verdampft. Der kondensierte Luftstrom wird gedrosselt und ebenso wie die verflüssigte Luft zur Beheizung des LOX-Boilers der Hochdruckkolonne zugeführt. Zur Berechnung des Energiebedarfs der Pumped-LOX LZA werden zusätzlich der Austrittsdruck des Booster-Verdichters und der spezifische Energiebedarf der Sauerstoffpumpe benötigt. Der Austrittsdruck des Boosterverdichters ergibt sich aus der Anforderung, dass im Hauptwärmeübertrager eine minimale Grädigkeit zwischen dem Drucksauerstoff und der Luft eingehalten wird. Diese wird nach [61] mit 1 K angenommen. Der spezifische Pumpenbedarf und das benötigte Druckniveau des Hochdruckluftstroms ist in Abhängigkeit vom gewünschten Sauerstoffdruck in Abbildung 18 dargestellt. Der Austrittsdruck des Boosters erhöht sich dabei nicht proportional zum Sauerstoffdruck. Bei Sauerstoffdrücken unterhalb von 30 bar liegt der benötigte Boosterdruck deutlich oberhalb des Sauerstoffdrucks, da ein großer Teil der Wärme für die isotherme Verdampfung des Sauerstoffs benötigt wird. Für den Großteil des betrachteten Druckbereichs liegt der Boosterdruck be-

reits oberhalb des sog. Faltenpunkts von Luft (ca. 37,7 bar), sodass diese keine Phasenänderung mehr durchläuft [59]. Liegt der Sauerstoffdruck nahe oder oberhalb des kritischen Drucks von Sauerstoff (50,8 bar), ist eine flexiblere Wahl des Drucks möglich [82]. Je geringer der Anteil des Hochdruckluftstroms gewählt wird, desto höher muss der Druck sein. Im Rahmen dieser Arbeit wurde dieser Anteil konstant mit 32 % des Hauptverdichterstroms gewählt. Der Druck am Austritt des Hauptverdichters ist bei der Pumped-LOX LZA mit 4,7 bar geringer als bei der Variante mit externer Verdichtung. Dies ist mit dem Wegfall des LOX-Boilers zu erklären, da die dortige Grädigkeit von 1,5 K nicht eingehalten werden muss. Der Austrittsdruck des Hauptverdichters, die Sauerstoffausbeute und die Energierückgewinnung in der Expanderturbine werden für die Berechnung des Gesamtprozesses im betrachteten Druckbereich als konstant angesehen. Dies entspricht einer Vereinfachung der tatsächlichen Verhältnisse, gibt jedoch den annähernd konstanten spezifischen Energiebedarf des Hauptverdichters gut wieder.

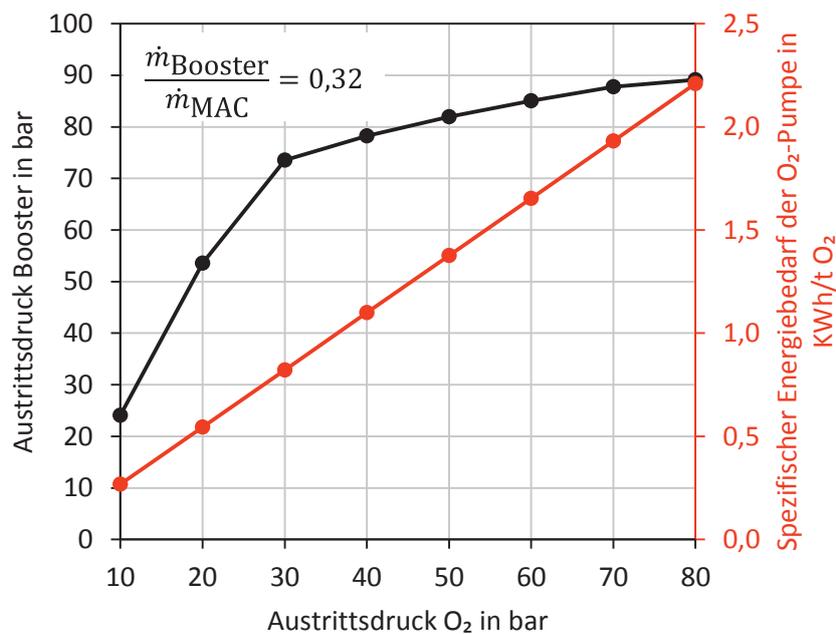


Abbildung 18: Benötigter Austrittsdruck des Boosterverdichters der Pumped-LOX LZA und spezifischer Energiebedarf der Sauerstoffpumpe in Abhängigkeit vom Sauerstoffdruck bei einer Sauerstoffreinheit von 95 Vol.-%

3.2.2 CO₂-Verdichtung und Aufreinigung

Der im Oxyfuel-GuD-Kraftwerk anfallende unbehandelte CO₂-Strom muss für den Transport zur Speicherstätte und die eigentliche Speicherung verdichtet werden. In Anlehnung an vorangegangene Arbeiten wird ein überkritischer Pipelinedruck von 110 bar vorgegeben [30]. Je nach Anforderungen an die Reinheit des CO₂ werden verschiedene Aufreinigungsvarianten betrachtet. Für eine grundlegende Betrachtung des Prozesses wird zunächst davon ausgegangen, dass das unbehandelte CO₂ bei der vorliegenden CO₂-Konzentration ohne weitere Aufreinigung gespeichert werden kann. Dazu wird eine Verdichtung mit sieben Stufen vorgesehen, hinter denen jeweils zwischengekühlt und anfallendes Kondensat abgeschieden wird [26]. Abgesehen von geringen im Wasser gelösten CO₂-Mengen [11] kann so eine vollständige CO₂-Abtrennung – also eine CO₂-Abtrennungsrate von nahe 100 % – erreicht werden. Der im CO₂-Strom verbleibende Wasserdampf wird in einem Molsieb abgetrennt, da der Restwassergehalt nach der Verdichtung ein Korrosionsrisiko darstellt [83]. Zur Regeneration des Molsiebes wird wie bei der LZA Dampf aus dem Wasser-/Dampfkreislauf verwendet.

Falls die im Prozess erreichte CO₂-Konzentration nicht ausreicht, erfolgt eine weitere Aufreinigung des unbehandelten CO₂ durch partielle Kondensation nach dem in Abbildung 19 dargestellten Prozess [26]. Dazu wird das unbehandelte CO₂ ebenfalls zunächst mit Zwischenkühlung und Kondensatabtrennung je nach Reinheit von Abgas und CO₂ auf ein Druckniveau zwischen 15 und 35 bar verdichtet. Die partielle Kondensation erfolgt auf zwei Temperaturniveaus, um zunächst einen Großteil des CO₂ bei hoher Reinheit zu kondensieren und dennoch eine gute CO₂-Abtrennungsrate zu ermöglichen. Um eine unabhängige Steuerung der Temperaturen zu ermöglichen, wird eine Abtrennungsanlage mit externer Kältebereitstellung verwendet. Das verdichtete unbehandelte CO₂ wird zunächst durch den kalten CO₂-Produktstrom vorgekühlt und anschließend mit einem Ammoniakkältekreislauf auf -25 °C abgekühlt. Die bei dieser Temperatur vorliegende flüssige Phase wird abgetrennt. Falls die Austrittstemperatur des Vorkühlers bereits unter -25 °C liegt, wird keine weitere Kühlung vorgenommen und lediglich die flüssige Phase abgetrennt. Die verbleibende Dampfphase wird anschließend durch einen zweiten Kältekreislauf mit CO₂ als Kältemittel auf -50 °C abgekühlt und die flüssige Phase wird abgetrennt. Die beiden CO₂-reichen Flüssigkeiten aus den Abtrennstufen werden gemischt, auf den geforderten Pipelinedruck von 110 bar gepumpt und mit dem eintretenden unbe-

handelten CO_2 erwärmt. Die beiden Kältekreisläufe sind als Kaskadenprozess geschaltet, sodass der Ammoniakkreislauf zur Rückkühlung des CO_2 dient. Die Rückkühlung des Ammoniakprozesses erfolgt zum Teil, indem das Restabgas aus der zweiten Abtrennstufe erwärmt wird, welches anschließend expandiert und an die Umgebung abgeführt wird. Das verbleibende dampfförmige Ammoniak wird mit Hilfe von Kühlwasser vollständig kondensiert.

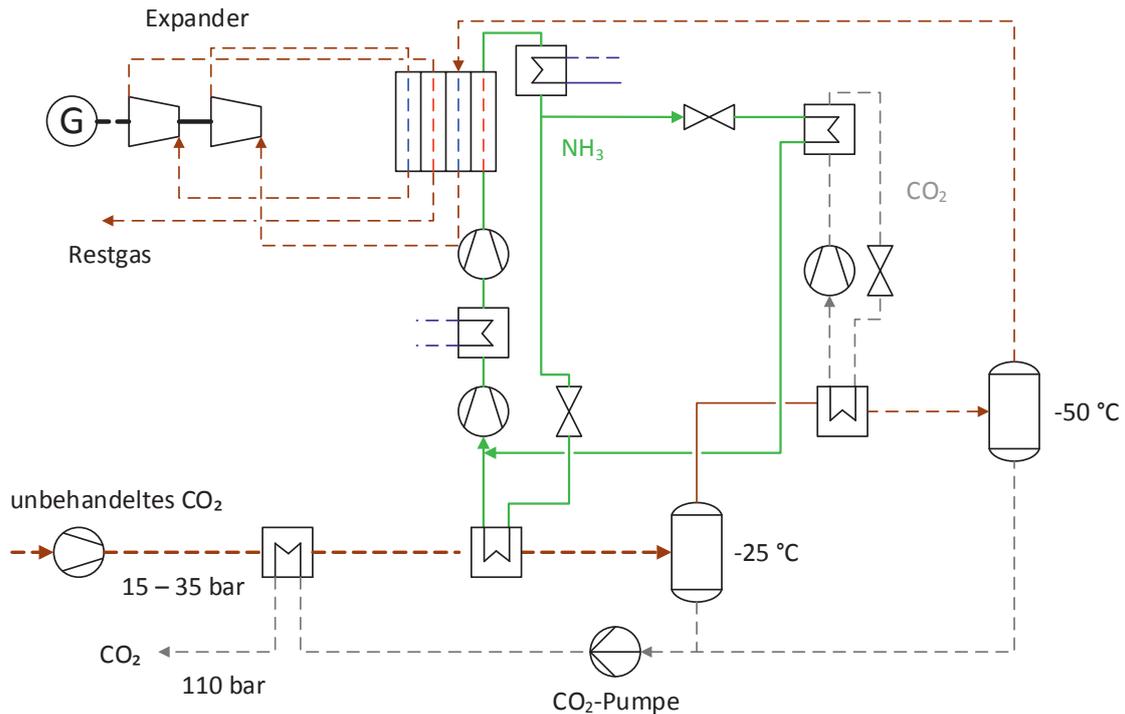


Abbildung 19: Schematische Darstellung der GPU mit partieller Kondensation nach [26]

Der Austrittsdruck aus dem Verdichter wird so gewählt, dass sich bei den festgelegten Temperaturniveaus die erforderliche CO_2 -Reinheit einstellt (vgl. Abbildung 9). Dadurch ergeben sich in Abhängigkeit von der CO_2 -Konzentration im unbehandelten CO_2 die CO_2 -Abtrennungsrate sowie der Energiebedarf der CO_2 -Aufbereitung.



3.3 Modell zur Bestimmung des polytropen Verdichterwirkungsgrades

In der in Abschnitt 3.1.2 beschriebenen Parametrierung des Gasturbinenmodells wird der polytrope Verdichterwirkungsgrad η_{pV} auf 91,7 % gesetzt und bei der Variation des Druckverhältnisses in der Modellierung zunächst als konstant über den gesamten Verdichter angesehen. Dies entspricht dem bekannten Vorgehen in der Literatur zum Oxyfuel-GuD-Prozess [8, 11, 12, 42, 47, 48]. Die Verluste, die zu dem Wirkungsgrad eines Verdichters führen, können in Profilverluste und Sekundär- bzw. Wandverluste unterteilt werden [84, 85]. Aufgrund des Dichteanstiegs bei steigenden Druckverhältnissen nimmt die Schauffellänge der hinteren Stufen des Verdichters ab. Dies führt zu einem erhöhten Einfluss der Verluste an der Wand und an den Schaufelenden. Dieser Effekt wird durch einen konstanten polytropen Wirkungsgrad nicht berücksichtigt.

Ein Modell zur Berechnung dieser Verluste für einzelne Schaufelreihen beschreiben Miller und Wright [84]. Dieses wird bereits in der Literatur zur stufengenauen Berechnung des Verdichters von Oxyfuel-Gasturbinenverdichtern verwendet [43]. Wie in Abschnitt 3.1.2 beschrieben, erfolgt die Modellierung des Gasturbinenverdichters in dieser Arbeit nicht für jede Stufe detailliert, sodass eine direkte Implementierung des beschriebenen Modells in das bestehende Modell des Gesamtprozesses nicht möglich ist. Eine stufengenaue Modellierung des Verdichters ist für die hier vorgenommene Gesamtprozessbetrachtung nicht zielführend, da hierdurch für jeden betrachteten Fall eine genaue Festlegung der Verdichtergeometrie und Stufenanzahl erforderlich wäre. Die in den Abschnitten 3.1.2 und 3.1.3 beschriebenen Modelle mit vier bzw. drei Verdichterabschnitten zwischen den jeweiligen Entnahmen der Ströme zur Schaufelkühlung werden daher beibehalten und ein Modell entwickelt, mit dem der polytrope Wirkungsgrad abschnittsweise berechnet werden kann. An den Eintritten ($i = 1$) und Austritten ($i = 2$) der Abschnitte werden die erforderlichen Abmessungen der Schaufeln bestimmt. Anhand dieser Abmessung werden die Verluste bestimmt. Da das verwendete Simulationsprogramm EBSILON®Professional für die Prozessberechnung totale Größen verwendet, müssen für die Betrachtung der Vorgänge im Verdichter die statischen Zustände bestimmt werden. Dazu wird die spezifische Totalenthalpie am jeweiligen Punkt i um den Wert der spezifischen kinetischen Energie reduziert:



3.3 Modell zur Bestimmung des polytropen Verdichterwirkungsgrades

$$h_{stat,i} = h_i - \frac{c_i^2}{2} \quad (3-5)$$

Die Geschwindigkeit c_i berechnet sich aus der axialen Komponente, indem vereinfacht von einem konstanten Anströmwinkel $\alpha_i = 8^\circ$ [13] aller Laufräder im Ausleungsfall ausgegangen wird.

$$c_i = \frac{c_{ax,i}}{\sin(\alpha_i)} \quad (3-6)$$

Alle weiteren statischen Zustandsgrößen werden über die bestimmte statische Enthalpie und die Stoffwertfunktionen von EBSILON®Professional bestimmt. Die axiale Absolutgeschwindigkeit c_{ax1} am Eintritt in den Gasturbinenverdichter wird so gewählt, dass sich eine Eintrittsmachzahl von $Ma_{ax1} = 0,62$ einstellt. Dies liegt im Bereich des in der Literatur für Gasturbinenverdichter angegebenen typischen Wertes von 0,6 [17, 43].

Die Schallgeschwindigkeit zur Berechnung der Machzahl wird für reale Gase wie folgt bestimmt [86]:

$$a_i = \sqrt{\kappa_i \frac{p_{stat,i}}{\rho_{stat,i}}} \quad (3-7)$$

Dabei wird der Isentropenexponent κ_i aus den Stoffwertfunktionen der verwendeten LibHuGas über die Funktion $\kappa_i = f(p_{stat,i}, T_{stat,i})$ bestimmt [71].

Anhand der Kontinuitätsgleichung kann der erforderliche Strömungsquerschnitt am Eintritt und Austritt des Verdichterabschnitts berechnet werden:

$$A_i = \frac{\dot{m}}{\rho_{stat,i} c_{ax,i}} \quad (3-8)$$

Die axiale Absolutgeschwindigkeit wird beim Durchtritt durch einen Verdichterabschnitt jeweils um den Faktor f_c reduziert:

$$f_c = \frac{c_{ax,2}}{c_{ax,1}} \quad (3-9)$$

Für diese Arbeit wird ein konstanter Faktor von $f_c = 0,9$ für jeden Verdichterabschnitt gewählt. Die Austrittsgeschwindigkeit $c_{ax,2}$ dient dabei als Eintrittsgeschwindigkeit des nächsten Abschnitts.

Über die Vorgabe eines charakteristischen Radius, im Falle dieser Arbeit immer der Nabenradius r_N , können daraus der Medianradius r_M und der Gehäuseradius r_G an der Stelle i berechnet werden:

$$r_{G,i} = \sqrt{r_{N,i}^2 + \frac{A_i}{\pi}} \quad (3-10)$$

$$r_{M,i} = \sqrt{\frac{r_{G,i}^2 + r_{N,i}^2}{2}} \quad (3-11)$$

Die Schauffellänge L_i an der Stelle i ergibt sich damit zu:

$$L_i = r_{G,i} - r_{N,i} \quad (3-12)$$

Der Radialspalt ε für Verdichter wird nach Traupel wie folgt bestimmt [87]:

$$\varepsilon = 0,6 \frac{2 r_G}{1000} + 0,25 \cdot 10^{-3} \text{ m} \quad (3-13)$$

Die Sehnenlänge der Schaufeln wird über ein festes Verhältnis von Schauffellänge L zu Sehnenlänge s (aspect ratio) von 2 vorgeben.

Anhand der bestimmten Geometrie wird ein polytroper Wirkungsgrad für jeden n -stufigen Verdichterabschnitt berechnet. Dies erfolgt durch die Betrachtung der Energieumsetzung im Medianradius an zwei fiktiven Stufen, die sich am Eintritt (erste Stufe) und am Austritt ($n+1$ -te Stufe) des jeweiligen Verdichterabschnitts ergeben. Dieses Vorgehen ist in Abbildung 20 dargestellt. Innerhalb dieser einzelnen Stufen werden Änderungen der Axialgeschwindigkeit und der Querschnitte vernachlässigt. Aufgrund der Betrachtung einzelner Stufen wird zusätzlich zum bisher verwendeten Index i für Ein- und Austritt in den jeweiligen Verdichterabschnitt der Index j eingeführt. Dieser folgt der gängigen Konvention für die Betrachtung einer Verdichterstufe, also Laufradeintritt ($j = 1$), Laufradaustritt bzw. Leitradeintritt ($j = 2$) und Leitradaustritt ($j = 3$). Dabei sind der Zustand i und $i,1$ identisch.

Die in dieser Arbeit betrachteten Gasturbinen haben durch den netzsynchronen Betrieb eine fest vorgegebene Drehzahl von $n = 3000 \text{ min}^{-1}$. Aufgrund des am Ein- und Austritt bestimmten Medianradius r_M kann auch die Umfangsgeschwindigkeit u_i berechnet werden. Diese wird für eine Stufe als konstant angesehen.

$$u_i = 2\pi n r_{M,i} \quad (3-14)$$

Zusammen mit der gegebenen Anströmgeschwindigkeit $c_{i,1}$ ist auch die Relativgeschwindigkeit am Eintritt in das Laufrad bestimmbar:

$$w_{i,1} = \sqrt{c_{i,1}^2 + u_i^2 - 2c_{i,1}u_i \cos(\alpha_{i,1})} \quad (3-15)$$

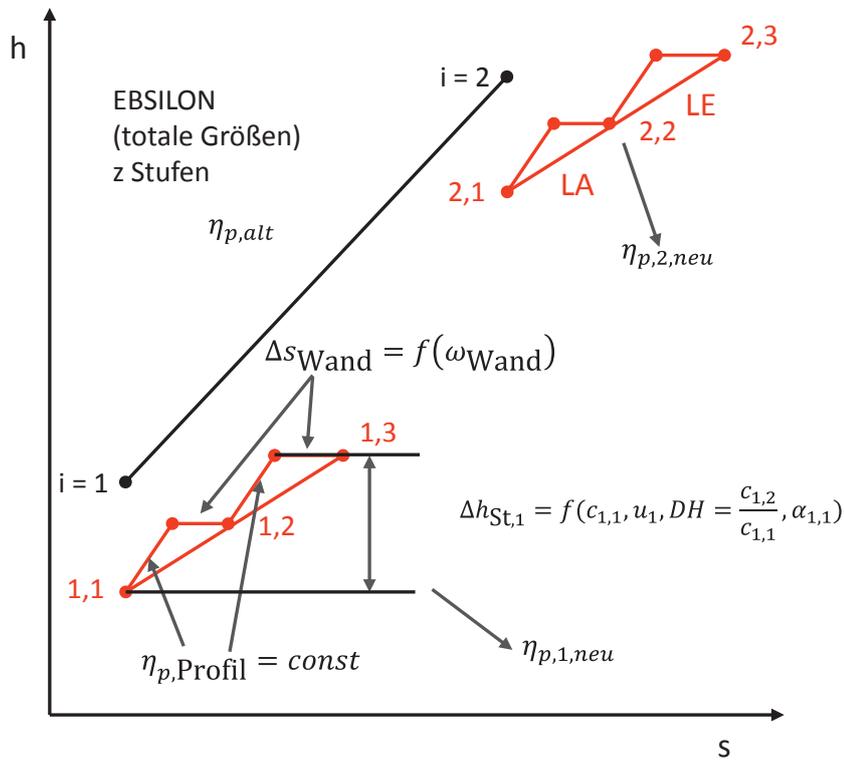


Abbildung 20: Darstellung des Verdichterverlustmodells im h-s-Diagramm

Die deHaller-Zahl DH beschreibt das Verhältnis der Geschwindigkeiten vor und nach dem Schaufelgitter $w_{i,2}/w_{i,1}$ bzw. $c_{i,3}/c_{i,2}$. Liegt der Wert unterhalb von 0,73 [13] bzw. 0,75 [85] wird dies als Indiz für Grenzschichtablösungen gesehen. Für diese Arbeit wird für alle Laufgitter des Verdichters ein Wert von 0,78 gewählt. Mit der Annahme einer konstanten Axialgeschwindigkeit $c_{ax,i}$ innerhalb einer Stufe können damit auch die Geschwindigkeiten am Punkt $i,2$ (zwischen Lauf- und Leitrad) bestimmt werden:

$$w_{i,2} = DH w_{i,1} \quad (3-16)$$

$$c_{i,2} = \sqrt{c_{ax,i}^2 + (u_i - w_{i,2} \cos \beta_{i,2})^2} \quad (3-17)$$

$$\text{mit } \beta_{i,2} = \arcsin\left(\frac{c_{ax,i}}{w_{i,2}}\right) \quad (3-18)$$

Somit ergibt sich der Enthalpieeintrag für eine Stufe:

$$\Delta h_{St,i} = h_{i,3} - h_{i,1} = \frac{1}{2}(c_{i,2}^2 - c_{i,1}^2 + w_{i,1}^2 - w_{i,2}^2 + u_{i,2}^2 - u_{i,1}^2) \quad (3-19)$$

Aufgrund der Annahme eines konstanten mittleren Radius in einer Stufe heben sich die Terme für die Umfangsgeschwindigkeit auf.

Die Profil- und Wandverluste führen zu einer Entropiezunahme im Fluid. Die Profilverluste können bei bekannter Profilgeometrie nach dem Modell von Miller und Wright [84] über eine Korrelation bestimmt werden. Dahlquist et al. [88] zeigen jedoch, dass dieses Modell keinen Unterschied zwischen Luft und CO₂ bei sonst gleichen Bedingungen liefert. Zudem erfordert dieses Vorgehen weitere Annahmen bezüglich der Profilgeometrie. Der Profilverlust wird daher durch einen, für jeden Verdichterabschnitt konstanten, polytropen Wirkungsgrad $\eta_{p \text{ Profil}}$ vorgegeben. Dieser liegt typischerweise im Bereich $> 95\%$ [85]. Die Entropiezunahme durch Profilverluste $\Delta s_{i,13 \text{ Profil}}$ der gesamten Stufe wird über die für reale Gase gültige entropiebasierte Formulierung des polytropen Wirkungsgrades nach Casey [89] berechnet:

$$\eta_{p,i \text{ Profil}} = \frac{s_{i,1h} - s_{i,3 \text{ Profil}}}{s_{i,1h} - s_{i,1}} \quad (3-20)$$

Darin ist $s_{i,1h}$ die Entropie beim Druck $p_{i,1}$ und der Enthalpie $h_{i,3}$. Der Zustand 1h gibt somit den Endpunkt einer Zustandsänderung an, in dem der gesamte Energieeintrag dissipiert [89]. Die Entropiezunahme wird entsprechend der statischen Enthalpieänderung auf Lauf- und Leitrad verteilt:

$$\Delta s_{i,12 \text{ Profil}} = \frac{\Delta h_{\text{stat } i,12}}{\Delta h_{\text{stat } i,13}} \Delta s_{i,13 \text{ Profil}} \quad (3-21)$$

$$\Delta s_{i,13 \text{ Profil}} = \Delta s_{i,12 \text{ Profil}} + \Delta s_{i,23 \text{ Profil}} \quad (3-22)$$

Die Berechnung der Wandverluste basiert auf dem bereits genannten Modell von Miller und Wright [84]. Die Korrelation beruht auf der Berechnung eines Wandverlustparameters in Abhängigkeit von der Stufenbelastung (Diffusionsfaktor DF) und dem Verhältnis des Radialspalts ε und der Sehnenlänge der Schaufel s . Der Wandverlustparameter hat die Form:

$$\omega_{i,j \text{ Wand}} \frac{L_i}{s_i} \left(\frac{V_{i,j}^2}{V_{i,j+1}^2} \right) = f \left(\frac{\varepsilon_i}{s_i}, DF \right) \quad (3-23)$$

Der Verlustkoeffizient $\omega_{i,j}$ ist der dimensionslose Totaldruckverlust über ein Schaufelgitter, bezogen auf den dynamischen Druck am Eintritt in das Gitter [85]:

$$\omega_{i,j} = \frac{p_{rel i,j} - p_{rel i,j+1}}{p_{rel i,j} - p_{stat i,j}} \quad (3-24)$$

Hierbei werden die Totaldrücke im relativen Bezugssystem des Schaufelgitters bestimmt [87, 90, 91]. Im Fall von Gleichung (3-23) ist $\omega_{i,j \text{ Wand}}$ also der Totaldruckverlust, der auf Wandverluste zurückzuführen ist. Da im Rahmen dieser Arbeit lediglich der Auslegungspunkt betrachtet wird, wird der Diffusionsfaktor fest mit dem Wert 0,45 angenommen. Dies ist nach [17] und [85] ein typischer Auslegungswert für Verdichter. Dadurch ist der Verlustparameter nur vom Verhältnis ε/s an der Stelle i abhängig. In Abbildung 21 ist dargestellt, dass sich die Werte des Verlustparameters dann mit guter Genauigkeit als eine quadratische Funktion des Verhältnisses ε/s interpolieren lassen. Für einen Diffusionsfaktor von 0,45 ergibt sich die folgende Funktion:

$$\omega_{i,j \text{ Wand}} \frac{L_i}{s_i} \left(\frac{V_{i,j}^2}{V_{i,j+1}^2} \right) = f \left(\frac{\varepsilon_i}{s_i} \right) = 5,5106 \cdot \left(\frac{\varepsilon_i}{s_i} \right)^2 + 0,5015 \cdot \frac{\varepsilon_i}{s_i} + 0,0412 \quad (3-25)$$

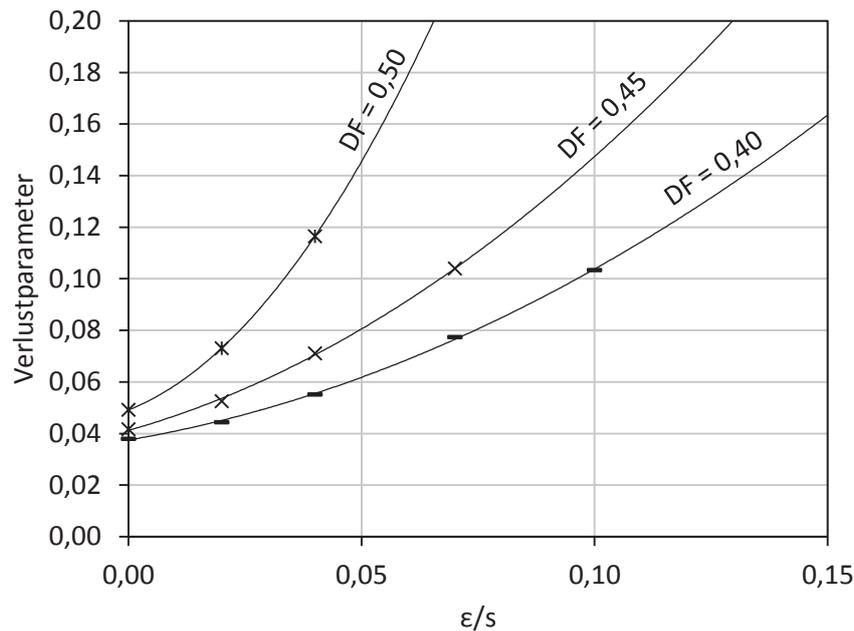


Abbildung 21: Werte des Verlustparameters nach Miller und Wright [84] in Abhängigkeit vom Verhältnis der Spaltbreite ϵ zur Sehnenlänge s mit quadratischer Interpolation

Nach [84] wird der Verlustkoeffizient mit einem Korrekturfaktor angepasst, um den Einfluss der Reynoldszahl zu berücksichtigen:

$$\frac{\omega}{\omega_{Re=10^6}} \begin{cases} = 489,8 Re^{-0,5} & Re < 10^5 \\ = 13,8 Re^{-0,19} & 10^5 < Re < 10^6 \\ = 1,0 & 10^6 < Re \end{cases} \quad (3-26)$$

Die Reynoldszahl wird für Schaufelgitter mit der Sehnenlänge s als charakteristische Länge gebildet [17], als Beispiel für das Laufgitter ergibt sich:

$$Re_{i,j} = \frac{\rho_{stat\ i,1} w_{i,1} s}{\eta_{stat\ i,1}} \quad (3-27)$$

Beim Leitgitter erfolgt die Berechnung entsprechend der Stoffwerte am Punkt $i,2$ und mit der Geschwindigkeit $c_{i,2}$.

Das auf diese Weise bestimmte $\omega_{i,j\ Wand}$ wird über Gleichung (3-24) in den Totaldruckverlust umgerechnet. Aus diesem können anhand der Stoffwertfunktionen von EBSILON®Professional die daraus resultierenden Entropiedifferenzen $\Delta s_{i,12\ Wand}$ und $\Delta s_{i,23\ Wand}$ berechnet werden. Analog zu Gleichung (3-20) kann daraus der polytrope Wirkungsgrad der gesamten Stufe berechnet werden:

$$\eta_{p,i} = \frac{s_{i,1h} - s_{i,3}}{s_{i,1h} - s_{i,1}} \quad (3-28)$$

Die Entropie am Austritt der Stufe ergibt sich aus der Addition der berechneten Verlustterme:

$$s_{i,3} = s_{i,1} + \Delta s_{i,13 \text{ Profil}} + \Delta s_{i,12 \text{ Wand}} + \Delta s_{i,23 \text{ Wand}} \quad (3-29)$$

Der polytrope Wirkungsgrad des gesamten Verdichterabschnitts wird als arithmetisches Mittel der am Ein- und Austritt bestimmten Werte berechnet:

$$\eta_p = \frac{\eta_{p,1} + \eta_{p,2}}{2} \quad (3-30)$$

Für jeden Verdichterabschnitt kann am Ein- und Austritt zusätzlich die Enthalpiekenngroße ψ und die Durchflusszahl φ berechnet werden [87]:

$$\psi_i = \frac{h_{i,3} - h_{i,1}}{u_i^2} \quad (3-31)$$

$$\varphi_i = \frac{c_{ax,i}}{u_i} \quad (3-32)$$

Über die arithmetisch gemittelte Enthalpiekenngroße eines Verdichterabschnitts kann weiterhin die Stufenzahl z_{12} für den jeweiligen Abschnitt bestimmt werden:

$$z_{12} = \frac{h_2 - h_1}{u_1^2 \psi_{m12}} \quad (3-33)$$

Als Referenzfall dient für das Verdichterverlustmodell wie bisher die GT26 Gasturbine. Wie eingangs beschrieben, wird der Nabenradius für jeden Ein- und Austritt der Verdichterabschnitte vorgegeben. Am Eintritt in den Verdichter wird ein Radius von 0,625 m vorgegeben. Im ersten Verdichterabschnitt wird der Nabenradius auf 0,85 m angehoben. Für alle weiteren Verdichterabschnitte wird von einem konstanten Nabenradius ausgegangen. In Abbildung 22 ist die aus der Kontinuitätsgleichung berechnete Verdichtergeometrie der GT26 dargestellt. Die berechnete Stufenanzahl des Gesamtverdichters beträgt unter den gewählten Randbedingungen 22, was der tatsächlichen Stufenanzahl der GT26 entspricht [92]. Der polytrope Wirkungsgrad zur Berücksichtigung der Profilverluste $\eta_{p,i \text{ Profil}}$ nach den Gleichungen (3-20) bis (3-22) wird mit 95,8 % so parametrisiert, dass sich bei einem Druckverhältnis von 34 der gleiche Nettowirkungsgrad für den Gesamtprozess einstellt wie ohne Berücksichtigung des Verlustmodells. Der mit dem Verlustmodell berechnete polytrope Wirkungsgrad nach Gleichung (3-28) liegt am Eintritt in den Verdichter bei 92,8 % und nimmt bis zur letzten Stufe auf 89,3 % ab. Der aus den

Zustandsgrößen am Ein- und Austritt des Gesamtverdichters berechnete polytrope Wirkungsgrad ist dann um ca. 0,06 %-Pkt. geringer als bei der Berechnung mit dem konstanten polytropen Wirkungsgrad von 91,7 %. Das liegt daran, dass der letzte Verdichterabschnitt mit dem geringsten polytropen Wirkungsgrad aufgrund der Kühlluftabzweigung einen geringeren Massenstrom verdichtet und damit einen geringeren Anteil an der Gesamtleistung besitzt. Der Sprung zwischen dem dritten und vierten Abschnitt ist darauf zurückzuführen, dass an dieser Stelle ein Großteil der verwendeten Kühlluft entnommen wird, wodurch der Massenstrom im letzten Verdichterabschnitt sinkt. Die Schaufellänge beträgt am Eintritt in den Verdichter 0,544 m und nimmt bis zur letzten Stufe auf 0,046 m ab.

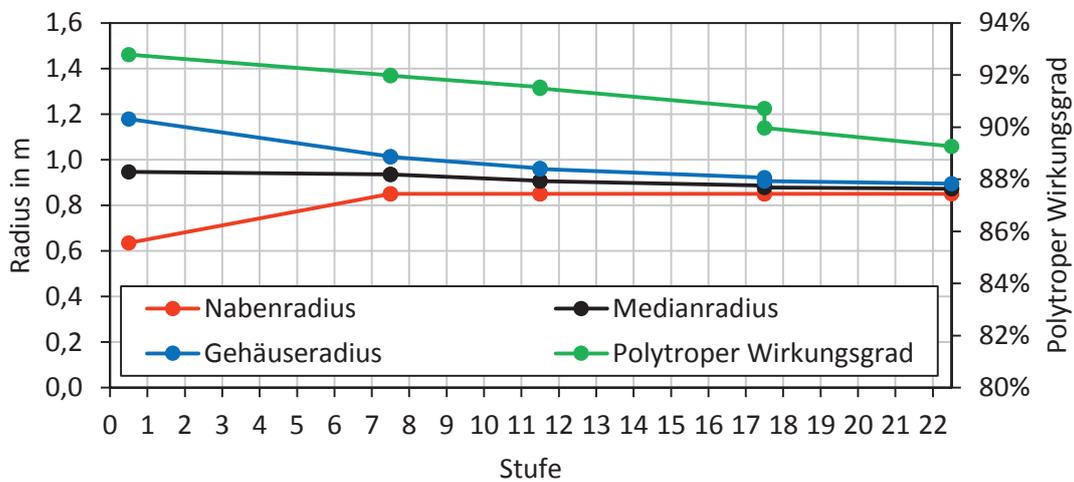


Abbildung 22: Berechneter Radialschnitt, polytroper Wirkungsgrad und Stufenanzahl der Verdichterabschnitte bei der Referenzgasturbine GT26

4 Ergebnisse

Mit Hilfe der in Kapitel 3 vorgestellten Simulationsmodelle werden die beiden Varianten des Oxyfuel-GuD-Prozesses zunächst im Vergleich zu der jeweiligen Variante des konventionellen GuD-Kraftwerks untersucht. Für diese grundlegenden Betrachtungen wird als LZA eine Zweisäulenanlage mit LOX-Boiler und doppeltem Verdampfer/Kondensator entsprechend Abbildung 6 mit einer Sauerstoffreinheit von 95 Vol.-% verwendet. Die Verdichtung des Sauerstoffs erfolgt extern. Die CO₂-Aufbereitung wird ausschließlich durch die Verdichtung des unbehandelten CO₂ auf Pipelinedruck berücksichtigt. Die betrachteten Varianten mit sequentieller und einstufiger Verbrennung werden im Hinblick auf das zu wählende Druckverhältnis und den erreichbaren Nettowirkungsgrad untersucht. In einer weitergehenden Betrachtung wird der mit dem in Abschnitt 3.3 entwickelten Modell berechnete Verdichtewirkungsgrad in die Betrachtung mit einbezogen. Anhand dieser Betrachtungen wird für beide Varianten des Oxyfuel-GuD-Prozesses jeweils ein Basisfall mit festem Druckverhältnis festgelegt, anhand derer die Verluste zum Luftfall aufgeschlüsselt werden. Ergänzend dazu werden die Prozessvarianten im Luftfall und unter Oxyfuel-Bedingungen auf Unterschiede hinsichtlich der AHDE-Konfiguration und des Kühlsystems untersucht. Ausgehend von dem festgelegten Basisfall wird der Oxyfuel-GuD-Prozess dann bezüglich verschiedener Auslegungsparameter untersucht. Dazu zählen die Bedingungen der Abgasrezirkulation und der Sauerstoffbereitstellung, wobei sowohl der Zustand des zugeführten Sauerstoffs als auch die Auswahl der vorgestellten LZA-Verfahren untersucht wird. Abschließend wird dargestellt, wie sich eine Aufreinigung des unbehandelten CO₂ in Abhängigkeit von CO₂-Reinheitsanforderungen auf die charakteristischen Größen des Oxyfuel-GuD-Prozesses auswirkt.

4.1 Vergleich des GuD-Prozesses unter Luft- und Oxyfuel-Bedingungen

Der Vergleich zwischen Luftfall und Oxyfuel-Bedingungen soll anhand von technisch vergleichbaren Gasturbinen erfolgen. Dazu wird zum einen die ISO-Turbineneintrittstemperatur der Gasturbine konstant gehalten, sodass von einem vergleichbaren Technologieniveau ausgegangen wird. Zum anderen sollen die betrachteten Gasturbinen mit einem vergleichbaren Massenstrom betrieben werden, um eine vergleichbare Baugröße der GuD-Anlage zu gewährleisten. Im Luftfall wird entsprechend der GT26 ein konstanter Luftmassenstrom am Verdichtereintritt von 628 kg/s gewählt. Unter Oxyfuel-Bedingungen werden aufgrund des separat bereitgestellten Sauerstoffs 557 kg/s gewählt. Der konstante Massenstrom am Verdichtereintritt ist vor allem bei Betrachtung der Verdichterverluste relevant, da somit die Geometrie der ersten Stufe weitestgehend festgelegt ist. Der Abgasmassenstrom ergibt sich damit für alle betrachteten Fälle der Variante mit sequentieller Verbrennung wie im Referenzfall zu 644 kg/s mit einer maximalen Abweichung von ca. 1 %. Die Abweichung bei der Variante mit einstufiger Verbrennung liegt bei maximal 4 %. Die detaillierte Untersuchung der Unterschiede wird nachfolgend anhand der Gasturbine mit sequentieller Verbrennung dargestellt. Die Ergebnisse für die Gasturbine mit einstufiger Verbrennung sind im Anhang A.3 dargestellt.

Wie bereits in Abschnitt 2.2.2 beschrieben, ist ein wesentliches Merkmal des Oxyfuel-GuD-Prozesses, dass sich die zu verdichtenden und zu entspannenden Medien des Gasturbinenprozesses signifikant ändern. In Tabelle 4 sind die Zusammensetzungen im Luftfall und unter Oxyfuel-Bedingungen dargestellt. Während im Luftfall Stickstoff den überwiegenden Anteil ausmacht, ist unter Oxyfuel-Bedingungen erwartungsgemäß CO_2 die dominierende Komponente. Das bei 40 °C stromabwärts des Abgaskondensators rezirkulierte Abgas ist zudem mit Wasserdampf gesättigt. Der Sauerstoffgehalt wird mit Hilfe des globalen Sauerstoffüberschusses auf 3 % im trockenen Abgas eingestellt. Argon und Stickstoff werden bei der Verbrennung als inert betrachtet und reichern sich daher im Prozess an. Für den unbehandelten CO_2 -Produktstrom ergibt sich bei dieser Zusammensetzung ein CO_2 -Gehalt von 86,4 Vol.-% i. tr. Aufgrund der Randbedingung, dass der gesamte Produktstrom verdichtet wird, wird eine CO_2 -Abtrennrates von 100 % erreicht. Der Einfluss einer Aufreinigung des CO_2 -Stroms bei höheren Reinheitsanforderungen wird in Abschnitt 4.4 dargestellt.

4.1 Vergleich des GuD-Prozesses unter Luft- und Oxyfuel-Bedingungen

Tabelle 4: Zusammensetzung der Medien am Ein- und Austritt der Gasturbine im Luftfall und unter Oxyfuel-Bedingungen (sequentielle Verbrennung) in Vol.-%

Komponente	Luftfall		Oxyfuel-Bedingungen	
	Eintritt	Austritt	Eintritt	Austritt
N ₂	77,3	74,2	4,3	3,8
O ₂	20,7	11,8	2,8	2,5
Ar	0,9	0,9	5,5	4,9
H ₂ O	1,0	8,9	7,2	17,4
CO ₂	0,0	4,2	80,2	71,4

Die veränderten Zusammensetzungen haben entsprechende Auswirkungen auf die Stoffeigenschaften der Medien. Die Enthalpieänderung nimmt bei gleichem Druckverhältnis der Gasturbine aufgrund des hohen CO₂-Gehalts ab, sodass bei konstanter Turbineneintrittstemperatur die Gasturbinaustrittstemperatur deutlich ansteigt. Bei einem für die Gasturbine mit sequentieller Verbrennung unveränderten Druckverhältnis von 34 läge die Gasturbinaustrittstemperatur bei 790 °C und damit 171 K höher als im Luftfall. Der Verlauf der Austrittstemperatur der Oxyfuel-Gasturbine in Abhängigkeit vom Druckverhältnis ist in Abbildung 23 dargestellt. Bei einem Druckverhältnis von 100 liegt die Gasturbinaustrittstemperatur bei 628 °C und damit immer noch leicht oberhalb des Luftfalls. Aufgrund der nichtlinearen Temperaturabhängigkeit der Wärmekapazität von CO₂ kann das Abgas bei gleicher AHDE-Konfiguration und Gasturbinaustrittstemperatur im AHDE weiter abgekühlt werden als im Luftfall [12]. Bei höheren Gasturbinaustrittstemperaturen kann ein höherer HD-Dampfmassenstrom erzeugt und überhitzt werden. Dementsprechend steht auch mehr HD-Speisewasser zur Abkühlung des Abgases zur Verfügung und die Temperatur am Austritt des AHDE sinkt weiter. Bei einem Druckverhältnis von 100 wird das Abgas im AHDE bereits auf 72 °C abgekühlt im Vergleich zu 79 °C im Luftfall. Unterhalb eines Druckverhältnisses von 90 bzw. einer Gasturbinaustrittstemperatur von über 640 °C muss die Temperaturdifferenz am Pinch Point des

ND-Verdampfers erhöht werden, um die minimale Grädigkeit von 10 K am kalten Ende des Kondensatvorwärmers einzuhalten. Steigt die Gasturbinaustrittstemperatur über 700 °C, also unterhalb eines Druckverhältnisses von 60, wird das Abgas allein durch den erzeugten Dampfmassenstrom im HD-Teil auf die vorgegebene Minimaltemperatur von 70 °C abgekühlt. Die übrigen Verdampfer haben dann keinen Effekt mehr, sodass sich ein Eindruckprozess ergibt. Steigt die Gasturbinaustrittstemperatur weiter an, verschiebt sich die minimale Temperaturdifferenz an das kalte Ende des AHDE, sodass die erzeugte Dampfmenge von der vorwärmbaren Speisewassermenge abhängt.

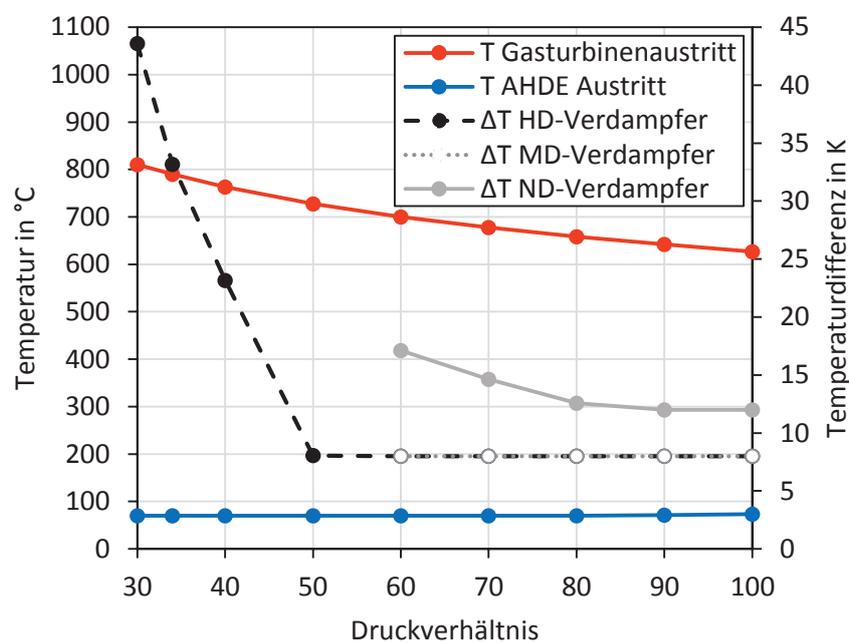


Abbildung 23: Gasturbinaustrittstemperatur und Abgastemperatur am Austritt des AHDE und Grädigkeiten am Pinch Point der Verdampfer in Abhängigkeit vom Druckverhältnis der Oxyfuel-Gasturbine mit sequentieller Verbrennung

Da das Druckverhältnis der HD-Turbine bei sequentieller Verbrennung 2 beträgt, muss das Druckverhältnis der Gasturbine mit einstufiger Verbrennung in etwa die Hälfte betragen, um vergleichbare Gasturbinaustrittstemperaturen zu erreichen. Aufgrund der fehlenden OTC wird das Abgas nicht so weit abgekühlt. Eine Erhöhung der Grädigkeit im ND-Teil ist daher erst bei höheren Gasturbinaustrittstemperaturen von 675 °C notwendig (siehe Abbildung A 1). Ein Eindruckprozess ergibt sich bei der Variante mit einstufiger Verbrennung ab einem Druckverhältnis von 20.

Ein weiterer wesentlicher Unterschied zwischen dem konventionellen GuD-Kraftwerk und dem Oxyfuel-GuD-Kraftwerk ist die separate Bereitstellung des Sauerstoffs. Die externe Verdichtung des Sauerstoffs erschwert einen Vergleich der beiden Prozesse, da dieser Bedarf nun nicht mehr von der Gasturbinenwelle gedeckt wird, sondern über den Eigenbedarf. Um die Unterschiede zwischen Luftfall und Oxyfuel-Bedingungen aufzuschlüsseln, werden die über die gemeinsame Systemgrenze von Gasturbine und Abhitzeprozess ein- bzw. austretenden Energieströme betrachtet. Diese sind in Abbildung 24 dargestellt. Im konventionellen GuD-Prozess treten in die Gasturbine Luft und Brennstoff ein. Zusätzlich zur chemisch gespeicherten Energie im Brennstoff $\dot{m}_{BS}H_{U,BS}$ kommen die Enthalpieströme $\dot{H}_{BS,sens}$ und \dot{H}_{Luft} durch die sensible Wärme von Brennstoff und Umgebungsluft hinzu. Nach Durchströmen des AHDE wird die im Abgas verbleibende Energie \dot{H}_{Abgas} an die Umgebung abgegeben. Gas- und Dampfturbine geben über die zugehörigen Generatoren die elektrische Bruttoleistung $P_{el,br}$ ab. Im Dampfkreislauf wird ein Wärmestrom \dot{Q}_{Kond} über den Kondensator abgeführt und über die Kreislaufpumpen die Leistung P_P dem System zugeführt. Weitere Verluste durch mechanische Reibung, Generatorverluste etc. werden als sonstige Verluste \dot{Q}_{Verl} zusammengefasst. Im Oxyfuel-GuD-Prozess wird statt \dot{H}_{Luft} mit dem Enthalpiestrom \dot{H}_{Rez} über die Rezirkulation ein Teil der im Abgas enthaltenen Energie in den Prozess zurückgeführt. Über den bereits verdichteten Sauerstoff kommt zusätzlich der Enthalpiestrom \dot{H}_{O_2} in das System. Bei hohen Druckverhältnissen kommt für die notwendige zusätzliche Verdichtung des Brennstoffs die Leistung P_{BSV} hinzu. Die Dampfentnahme zur Regeneration der Mol-siebe von LZA und GPU führt zu einem zusätzlichen Abwärmestrom \dot{Q}_{MS} .

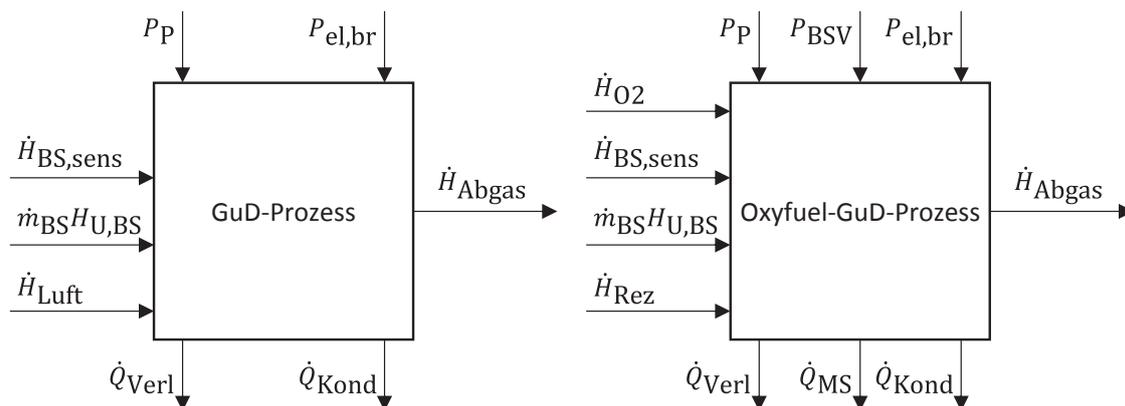


Abbildung 24: Energieströme über die Systemgrenze zur Berechnung des Bruttowirkungsgrades und der thermischen Verluste

Durch Normierung der einzelnen Energieströme auf die jeweils eingesetzte FWL lässt sich über die thermischen Verluste direkt der Einfluss auf den Bruttowirkungsgrad darstellen. Es ist dabei jedoch zu beachten, dass die einzelnen Wärmeströme nicht unabhängig voneinander sind. Daher muss immer die gesamte Energiebilanz betrachtet werden, um eine Aussage zum Bruttowirkungsgrad treffen zu können. Abbildung 25 zeigt die Ergebnisse für die Gasturbine mit sequentieller Verbrennung in Abhängigkeit vom Druckverhältnis. In dieser Darstellung wird die Änderung von $\dot{H}_{\text{Abgas}} - \dot{H}_{\text{Luft}}$ im Luftfall zu $\dot{H}_{\text{Abgas}} - \dot{H}_{\text{Rez}}$ unter Oxyfuel-Bedingungen als Änderung durch die Rezirkulation bezeichnet, sowie die Leistungseinträge von Pumpen und Verdichter (Leistungseintrag) zusammengefasst.

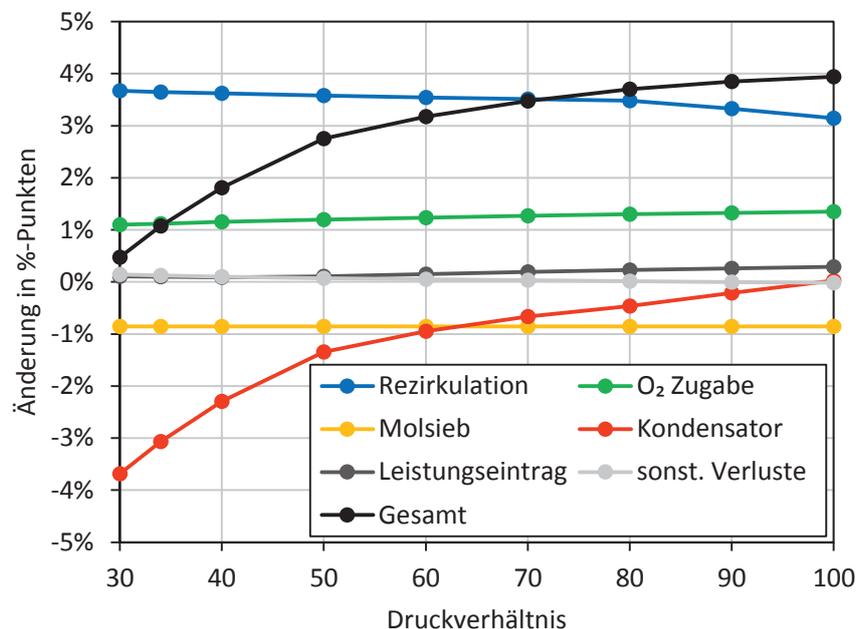


Abbildung 25: Änderung des Bruttowirkungsgrades des Oxyfuel-Prozesses gegenüber dem Luftfall aufgrund der Änderung der Energieströme über die Systemgrenze in Abhängigkeit vom Druckverhältnis der Oxyfuel-Gasturbine mit sequentieller Verbrennung

Es zeigt sich, dass nur der Wärmeverlust über den Kondensator eine signifikante Abhängigkeit vom Druckverhältnis aufweist. Aufgrund der steigenden Gasturbinenaustrittstemperatur steigen bei festgehaltener Frischdampf­temperatur die Exergieverluste im AHDE an, obwohl deutlich mehr Energie an den Wasser-Dampf-Kreislauf übertragen wird. Dies wird vor allem unterhalb eines Druckverhältnisses von 50 deutlich, da die in Abbildung 23 dargestellte Erhöhung der Grädigkeit am

Pinch-Point des HD-Verdampfers einen stärkeren Abfall des Bruttowirkungsgrades zur Folge hat. Bei vergleichbaren Gasturbinenaustrittstemperaturen (Druckverhältnis 100) liegen diese Verluste ungefähr im Bereich des Luftfalls und steigen auf ca. 3%-Pkt., wenn das gleiche Druckverhältnis wie im Luftfall angenommen wird.

Aufgrund der Rezirkulation des Abgases wird dem Prozess im Vergleich zum Luftfall deutlich weniger Wärme entzogen. Zum einen wird das Abgas im AHDE weiter abgekühlt und zum anderen führt das rezirkulierte Abgas aufgrund der Temperatur von 40 °C und des hohen Wassergehalts deutlich mehr Enthalpie in den Prozess zurück, als im Luftfall mit der Umgebungsluft zugeführt wird. Die Reduzierung der Wärmeverluste liegt im Bereich zwischen 3,1 und 3,6 %-Pkt. der FWL. Mit steigendem Druckverhältnis wird der Effekt schwächer, da aufgrund steigender Verdichteraustrittstemperaturen weniger Brennstoff bei der gleichen Menge an rezirkuliertem Abgas benötigt wird. Somit wird die annähernd konstante abgeführte Wärmemenge auf eine geringere FWL bezogen. Hinzu kommt, dass bei hohen Druckverhältnissen über 80 auch die Abgastemperatur nach dem AHDE leicht ansteigt. Die separate Zugabe des verdichteten Sauerstoffs bringt abhängig vom Druckverhältnis einen zusätzlichen Enthalpiestrom von 1,1 % bis 1,4 % der FWL in den Prozess. Demgegenüber benötigt die Regeneration der Molsiebe über die Dampfantnahme konstant 0,9 % der FWL. Der zusätzliche Leistungseintrag und die Änderung der sonstigen Verluste sind gegenüber den bereits genannten Effekten von untergeordneter Bedeutung. Werden alle einzelnen Änderungen aufsummiert, ergibt sich die Änderung des Bruttowirkungsgrades des Oxyfuel-GuD-Prozesses gegenüber dem Luftfall. Dieser liegt damit bereits bei einem Druckverhältnis von 34 ca. 1 %-Pkt. oberhalb des Bruttowirkungsgrades des Luftfalls. Bei höheren Druckverhältnissen steigt der Bruttowirkungsgrad im Wesentlichen entsprechend den reduzierten Kondensatorverlusten an.

Bei der Gasturbine mit einstufiger Verbrennung verschiebt sich der Kondensatorverlust entsprechend den Gasturbinenaustrittstemperaturen zu etwa halbierten Druckverhältnissen. Ab dem Druckverhältnis von 40 nimmt der Effekt jedoch ab. Alle weiteren Größen verhalten sich für gleiche Druckverhältnisse sehr ähnlich.

Im Gegensatz zum Luftfall, bei dem der elektrische Eigenbedarf ca. 1 % der FWL beträgt, wird der Bruttowirkungsgrad beim Oxyfuel-GuD-Prozess durch mehrere große Verbraucher deutlich reduziert. In Abbildung 26 ist der elektrische Eigenbedarf der Verbraucher in Abhängigkeit vom Druckverhältnis dargestellt.

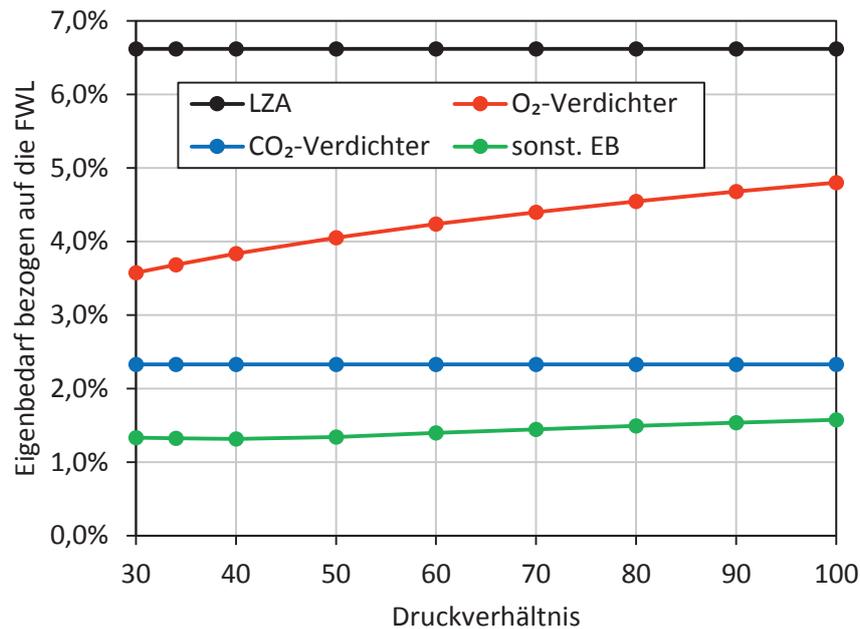


Abbildung 26: Elektrischer Eigenbedarf des Oxyfuel-GuD-Prozesses mit sequentieller Verbrennung in Abhängigkeit vom Druckverhältnis

Die Bedarfe von LZA und CO₂-Verdichter sind aufgrund des konstanten globalen Sauerstoffüberschusses direkt vom benötigten Brennstoffmassenstrom abhängig und damit, auf die FWL bezogen, konstant. Für die LZA ergibt sich für die gewählte Sauerstoffreinheit von 95 Vol.-% ein spezifischer Bedarf von 227 kWh/t O₂, was zu einem Verlust von 6,62 %-Pkt. führt. Der spezifische Bedarf für die CO₂-Verdichtung beträgt 114 kWh/t CO₂, der entsprechende Verlust beträgt 2,33 %-Pkt. Der Bedarf des O₂-Verdichters steigt mit dem Druckverhältnis von 3,57 auf 4,80 %-Pkt. an. Damit liegt der Eigenbedarf für die O₂-Verdichtung im gesamten betrachteten Bereich höher als die Verbesserung des Bruttowirkungsgrades. Daher wird diese bereits durch die O₂-Verdichtung überkompensiert. Auffällig ist zudem, dass der über die Sauerstoffzugabe zugeführte Enthalpiestrom (vgl. Abbildung 25) deutlich geringer ist als der für die Verdichtung notwendige elektrische Eigenbedarf. Neben den elektrischen und mechanischen Verlusten für den Antrieb des Verdichters ist der Großteil dieser Differenz auf die Zwischenkühlung des O₂-Verdichters zurückzuführen. Die dort abgeführte Energie muss im Gegensatz zu einer adiabaten Verdichtung durch zusätzlichen Brennstoffaufwand wieder bereitgestellt werden. Der sonstige Eigenbedarf des Prozesses steigt vor allem durch einen erhöhten Kühlwasserbedarf um ca. 0,3 %-Pkt. an. Zusätzlich kommt mit steigendem Druckverhältnis ein Anteil

des Brennstoffverdichters hinzu, da für Druckverhältnisse über 50 der Brennstoffvordruck nicht ausreicht.

Für eine Gasturbine mit einstufiger Verbrennung verhält sich der Eigenbedarf bei gleichem Druckverhältnis identisch. Eine Ausnahme bilden hier die Pumpen im Wasser-Dampf-Kreislauf, da dann bei gleichem Druckverhältnis weniger Massenstrom umgewälzt werden muss. Der Einfluss liegt jedoch bei weniger als 0,1 %-Pkt.

Abbildung 27 zeigt den resultierenden Nettowirkungsgrad des Oxyfuel-GuD-Prozesses für die Gasturbinen mit einstufiger und sequentieller Verbrennung. Der optimale Nettowirkungsgrad bei sequentieller Verbrennung beträgt 48,93 % bei einem Druckverhältnis von 80. Bei einstufiger Verbrennung liegt das Optimum bei einem Druckverhältnis von 50 mit einem Nettowirkungsgrad von 48,83 %. Es ist auffällig, dass die Wirkungsgraddifferenz zwischen den beiden Varianten deutlich geringer ist als im Luftfall (vgl. Abbildung 13), obwohl sich der Bruttowirkungsgrad bei der Variante mit sequentieller Verbrennung gegenüber dem Luftfall um 0,15 %-Pkt. mehr erhöht als bei einstufiger Verbrennung.

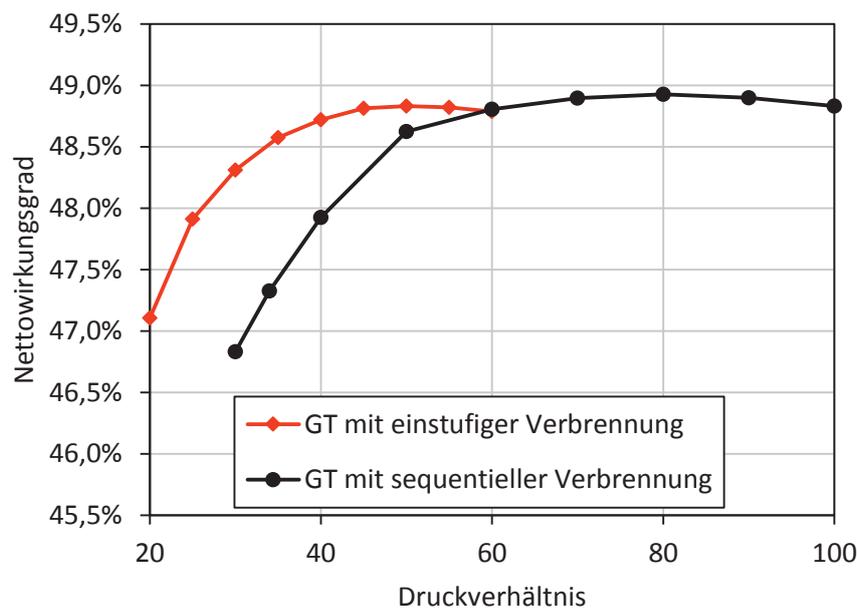


Abbildung 27: Nettowirkungsgrad unter Oxyfuel-Bedingungen in Abhängigkeit vom Druckverhältnis für die betrachteten Gasturbinenvarianten bei konstantem Verdichterwirkungsgrad $\eta_{p,v} = 91,7 \%$

Dabei sind zwei Effekte des höheren Druckverhältnisses von Bedeutung, die im Luftfall nicht relevant sind. Die stärkere Änderung des Bruttowirkungsgrades ist im Wesentlichen darauf zurückzuführen, dass dem Prozess bei einem Druckverhältnis von 80 0,10 %-Pkt. mehr Energie über den Sauerstoff zugeführt wird als bei einem Druckverhältnis von 50 (vgl. Abbildung 25), was zu einer Reduzierung des Brennstoffeinsatzes führt. Der zusätzliche Eigenbedarf für die Sauerstoffverdichtung liegt jedoch bei einem Druckverhältnis von 80 um 0,50 %-Pkt. höher als bei dem Druckverhältnis von 50 (vgl. Abbildung 26). Aufgrund der Zwischenkühlung wird somit ein Großteil der Verdichterarbeit nicht dem Prozess zugeführt. Weiterhin ist ab einem Druckverhältnis von 50 eine zusätzliche Brennstoffverdichtung notwendig. Dadurch liegt der sonstige Eigenbedarf bei dem jeweiligen optimalen Druckverhältnis bei der Variante mit zweistufiger Verbrennung um 0,21 %-Pkt. höher als bei einstufiger Verbrennung (vgl. Abbildung 26), während die Differenz zwischen den Varianten im Luftfall nur 0,02 %-Pkt. beträgt.

4.1.1 Verdichterwirkungsgrad

Die bisherigen Betrachtungen des Oxyfuel-GuD-Prozesses beruhen auf der Annahme, dass der polytrope Wirkungsgrad des Gasturbinenverdichters wie im jeweiligen Referenzfall unverändert 91,7 % beträgt. Vor allem das Optimum des Oxyfuel-Prozesses mit sequentieller Verbrennung liegt mit dem Druckverhältnis von 80 deutlich oberhalb der für Gasturbinen typischen Werte. Daher wird mit Hilfe des in Abschnitt 3.3 entwickelten Modells untersucht, wie sich das geänderte Druckverhältnis auf den Verdichterwirkungsgrad und damit auf den Nettowirkungsgrad des Oxyfuel-GuD-Prozesses auswirkt. Als Basis für einen Vergleich ist in Abbildung 28 der mit dem Modell berechnete polytrope Wirkungsgrad im Luftfall dargestellt. Da sich die beschriebene Parametrierung des Modells auf die Variante des Referenzprozesses mit GT26 bezieht, hat die Berechnung des Verdichterwirkungsgrades bei dieser Variante nur sehr geringe Auswirkungen. Wie in Abschnitt 3.3 erläutert, liegt der polytrope Wirkungsgrad des Verdichters bei der GT26 beim gewählten Druckverhältnis von 34 ca. 0,06 %-Pkt. unterhalb des konstanten Wertes von 91,7 %. Da das Druckverhältnis der Gasturbine mit einstufiger Verbrennung im Luftfall nur die Hälfte der GT26 beträgt, ist auch die Dichte der Luft am Austritt des Verdichters entsprechend geringer. Dadurch ergibt sich für die letzte Verdichterstufe eine Schauzelllänge von 0,086 m im Vergleich zu 0,046 m bei der GT26 (vgl. Abbildung 22). Die

dadurch reduzierten Wandverluste führen zu einem ca. 0,4 %-Pkt. höheren polytrophen Wirkungsgrad des gesamten Verdichters. Der Verdichter der Gasturbine mit einstufiger Verbrennung benötigt bei dem optimalen Druckverhältnis von 17 15 Stufen und liegt damit in dem Bereich von Gasturbinen einstufiger Verbrennung der F-Klasse [17].

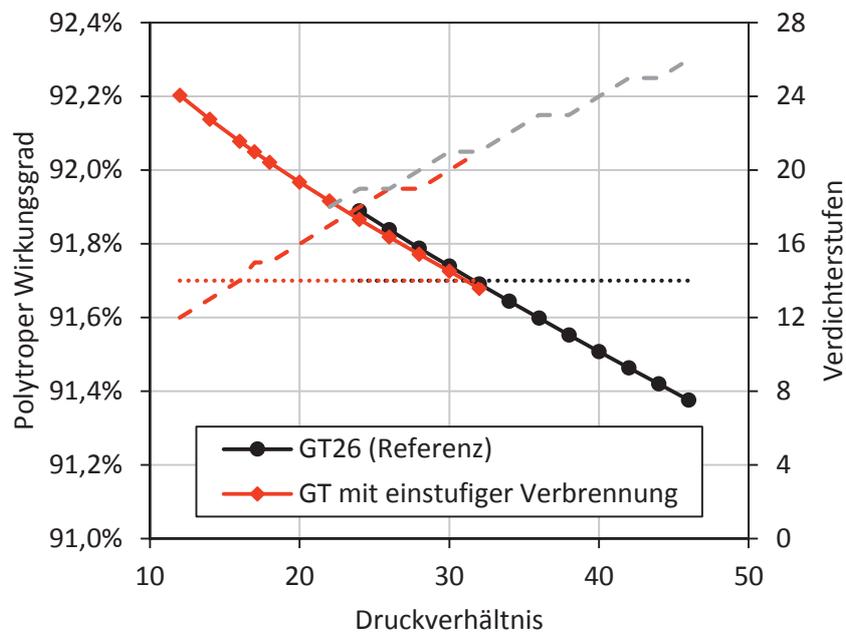


Abbildung 28: Berechneter polytropher Wirkungsgrad des Gasturbinenverdichters im Luftfall im Vergleich zum konstant gewählten polytrophen Wirkungsgrad (gepunktet) und die berechnete Anzahl an Verdichterstufen (gestrichelt)

Die Auswirkungen des veränderten Verdichterwirkungsgrades auf den Gesamtprozess im Luftfall sind in Abbildung 29 anhand des Nettowirkungsgradverlaufs dargestellt (vgl. Abbildung 13). Entsprechend der Parametrierung des Verlustmodells ist der GuD-Nettowirkungsgrad bei der GT26 bei einem Druckverhältnis von 34 bis auf 0,01 %-Pkt. identisch mit der bisherigen Betrachtung eines vom Druckverhältnis unabhängigen, konstanten Verdichterwirkungsgrades. Im betrachteten Bereich des Druckverhältnisses ist die Abweichung mit maximal 0,1 %-Pkt. sehr gering. Aufgrund der niedrigeren Druckverhältnisse liegt der Nettowirkungsgrad des Gesamtprozesses mit einstufiger Verbrennung im Bereich des Optimums höher als bei der Betrachtung mit konstantem Verdichterwirkungsgrad. Beim optimalen Druckverhältnis von 17 ergibt sich ein um 0,09 %-Pkt. höherer Nettowirkungsgrad von 58,67 %.

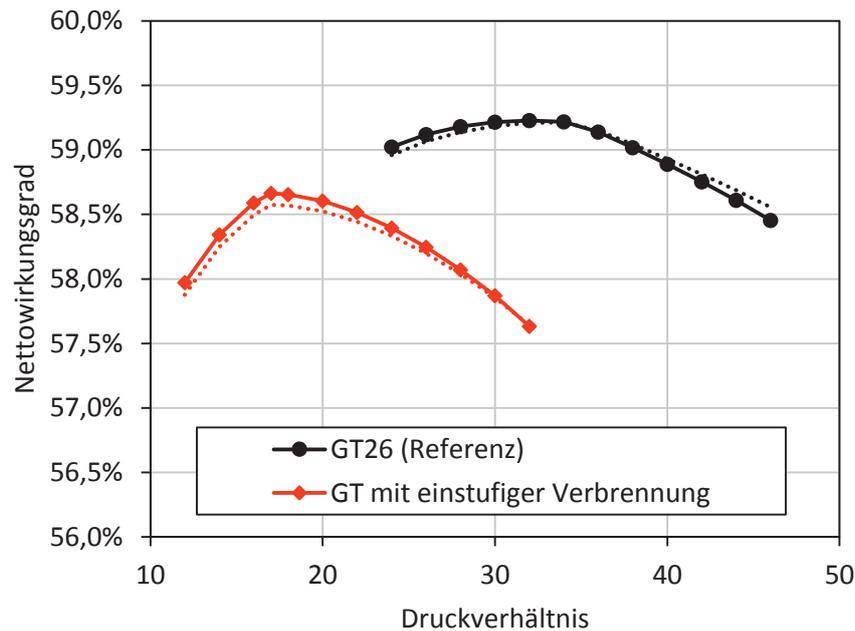


Abbildung 29: Nettowirkungsgrad im Luftfall in Abhängigkeit vom Druckverhältnis für die betrachteten Gasturbinen bei Berücksichtigung des veränderlichen Verdichtereffizienzes im Vergleich zu einem konstanten Verdichtereffizienz von 91,7 % (gepunktet)

Im Vergleich zum Luftfall ändern sich unter Oxyfuel-Bedingungen neben dem Druckverhältnis auch das zu verdichtende Medium von Luft zu rezirkuliertem Abgas und die Bedingungen am Verdichtereintritt. In Tabelle 5 sind die sich für beide Fälle ergebenden Werte als totale Größen dargestellt. Für die Berechnung müssen diese in statische Größen umgerechnet werden. Betrachtet man den Volumenstrom durch den Verdichter, so beträgt dieser am Verdichtereintritt im Luftfall $510 \text{ m}^3/\text{s}$ und unter Oxyfuel-Bedingungen nur $347 \text{ m}^3/\text{s}$. Dies ist mit dem geringeren Massenstrom aufgrund der separaten Sauerstoffbereitstellung und der höheren Dichte des rezirkulierten Abgases zu erklären. Am Verdichteraustritt beträgt der Volumenstrom im Luftfall bei sequentieller Verbrennung $33 \text{ m}^3/\text{s}$. Durch die Steigerung des Druckverhältnisses auf 80 beträgt der Volumenstrom unter Oxyfuel-Bedingungen nur noch $8,1 \text{ m}^3/\text{s}$. Aufgrund der Abnahme der Schallgeschwindigkeit mit steigender CO_2 -Konzentration nimmt auch die Strömungsgeschwindigkeit ab, da die Machzahl von 0,62 am Eintritt als konstant betrachtet wird. Die Abnahme des Volumenstroms ist jedoch im Verhältnis zur Schallgeschwindigkeit größer, sodass der Strömungsquerschnitt insbesondere der hinteren Stufe reduziert werden muss.

4.1 Vergleich des GuD-Prozesses unter Luft- und Oxyfuel-Bedingungen

Tabelle 5: Zustandsgrößen und Stoffwerte (totale Größen) am Ein- und Austritt in den Gasturbinenverdichter im Luftfall ($\Pi = 30$) und unter Oxyfuel-Bedingungen ($\Pi = 80$) mit sequentieller Verbrennung zur Berechnung der Verdichtergeometrie

	Luftfall		Oxyfuel-Bedingungen	
	Eintritt	Austritt	Eintritt	Austritt
Druck in bar	1,00	34,11	1,02	81,60
Temperatur in °C	10	548	40	543
Volumenstrom in m ³ /h	510,48	32,68	346,54	8,14
Dichte in kg/m ³	1,23	14,24	1,61	48,79
Schallgeschwindigkeit in m/s	338,0	573,2	287,3	454,8

Aufgrund der geringeren Schallgeschwindigkeit unter Oxyfuel-Bedingungen muss der Nabenradius der ersten Stufe mit 0,48 m geringer als im Luftfall gewählt werden, um an der Schaufelspitze die gleiche Umfangsmachzahl wie im Luftfall zu gewährleisten. Da der Massenstrom sowie Druck und Temperatur am Eintritt in den Verdichter konstant gehalten werden, ist damit die Geometrie der ersten Stufe unabhängig vom Druckverhältnis und Gasturbinentyp festgelegt. Analog zum Verdichter im Luftfall wird der Nabenradius im ersten Abschnitt auf 0,72 m erweitert und für alle weiteren Abschnitte konstant gehalten.

Abbildung 30 zeigt das sich aus der Geometrie ergebende Verhältnis von Spaltbreite und Sehnenlänge ϵ/s am Eintritt in den jeweiligen Abschnitt und den daraus resultierenden polytropen Wirkungsgrad der Verdichterabschnitte. Entsprechend der konstanten Geometrie der ersten Stufe ist auch ϵ/s und damit der polytrope Wirkungsgrad an dieser Stelle konstant. Die Schaufellänge am Eintritt beträgt 0,514 m. Der polytrope Wirkungsgrad ist mit 92,7 % nur geringfügig kleiner als im Luftfall. Entsprechend der mit zunehmendem Druck abnehmenden Schaufellänge nimmt das Verhältnis ϵ/s in Strömungsrichtung zu. Mit steigendem Gesamtdruckverhältnis

nimmt auch der Druck zwischen den Verdichterabschnitten zu, sodass auch das Verhältnis ϵ/s mit steigendem Druckverhältnis zunimmt.

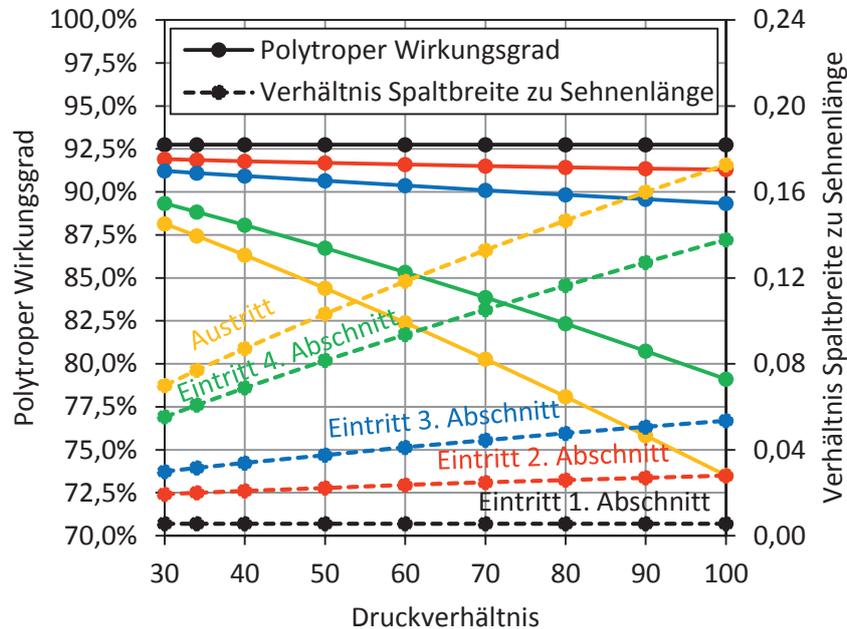


Abbildung 30: Verhältnis von Spaltbreite ϵ zu Sehnenlänge s zwischen den betrachteten Verdichterabschnitten und der daraus berechnete polytrope Wirkungsgrad in Abhängigkeit vom Druckverhältnis für die Gasturbine mit sequentieller Verbrennung unter Oxyfuel-Bedingungen

Der Eintritt der ersten drei Abschnitte liegt für alle betrachteten Druckverhältnisse unterhalb von $\epsilon/s = 0,06$. Daraus ergibt sich für den festgelegten Diffusionsfaktor von 0,45, dass der Verlustparameter immer kleiner als 0,08 ist. Der polytrope Wirkungsgrad liegt für diese Werte oberhalb von 89,5 % und damit in gängigen Bereichen für Axialverdichter. Für den vierten Abschnitt liegt das Verhältnis bereits bei einem Druckverhältnis von 34 zwischen 0,06 am Eintritt und 0,08 am Austritt und erhöht sich mit steigendem Druckverhältnis auf bis zu 0,17 am Austritt beim Druckverhältnis von 100. Die zugrundeliegende Darstellung des Verlustparameters zeigt die Abhängigkeit nur bis $\epsilon/s = 0,1$, sodass der Verlustparameter in dem vierten Verdichterabschnitt für hohe Druckverhältnisse über die quadratische Gleichung (3-25) extrapoliert werden muss (vgl. Abbildung 21). Dies erhöht zum einen die Unsicherheit der Berechnung und weist zum anderen darauf hin, dass damit der übliche Auslegungsbereich von Verdichtern verlassen wird. Die daraus berechneten

hohen Wandverluste führen dazu, dass der polytrope Wirkungsgrad des letzten Abschnitts deutlich stärker abfällt als bei den vorangehenden Abschnitten. Für das bisher als optimal identifizierte Druckverhältnis von 80 liegt der Mittelwert des polytropen Wirkungsgrades zwischen Ein- und Austritt nur bei ca. 80 %. Die Länge der Schaufeln am Austritt des letzten Abschnitts beträgt nur ca. 0,015 m.

Die Abhängigkeit des polytropen Wirkungsgrades des gesamten Verdichters vom Druckverhältnis ist in Abbildung 31 dargestellt. Dabei fällt zunächst auf, dass der polytrope Wirkungsgrad unter Oxyfuel-Bedingungen bereits bei einem Druckverhältnis von 34 ca. 0,4 %-Pkt. unterhalb des Wirkungsgrades des Luftfalls liegt. Dies ist auf den prozessbedingt immer geringeren Volumenstrom am Verdichtereintritt zurückzuführen, weshalb die Schaufellängen unter Oxyfuel-Bedingungen generell kürzer sind. Weiterhin fällt auf, dass der Verdichterwirkungsgrad der Gasturbine mit einstufiger Verbrennung bei gleichem Druckverhältnis geringfügig höher ist als bei sequentieller Verbrennung, während er im Luftfall geringer ist (vgl. Abbildung 28). Dies ist auf den Einfluss der verhältnismäßig großen Entnahme von Kühlmedium für die zweite Brennkammer bei sequentieller Verbrennung zurückzuführen. Dadurch kommt es zu einer deutlichen Verringerung der Schaufellängen und des polytropen Wirkungsgrades im vierten Abschnitt (vgl. Abbildung 22). Aufgrund der höheren Dichte und des geringeren Massenstroms sind die Schaufellängen unter Oxyfuel-Bedingungen generell bei gleichem Druck kürzer als im Luftfall, was auch zu einem höheren ε/s führt. Aufgrund der quadratischen Abhängigkeit des Verlustparameters von ε/s (vgl. Gleichung (3-25)) führt die Querschnittsänderung unter Oxyfuel-Bedingungen zu einem stärkeren Anstieg des Verlustparameters des vierten Verdichterabschnitts. Im Luftfall ist hingegen entscheidend, dass die Strömungsgeschwindigkeit in jedem Verdichterabschnitt jeweils um 10 % verringert wird. Aufgrund dieser Randbedingung ist die Geschwindigkeit am Austritt der Gasturbine mit einstufiger Verbrennung höher, da diese nur zwei Kühlluftabzweigungen und damit drei Verdichterabschnitte besitzt, während der Verdichter bei sequentieller Verbrennung in vier Abschnitte unterteilt ist.

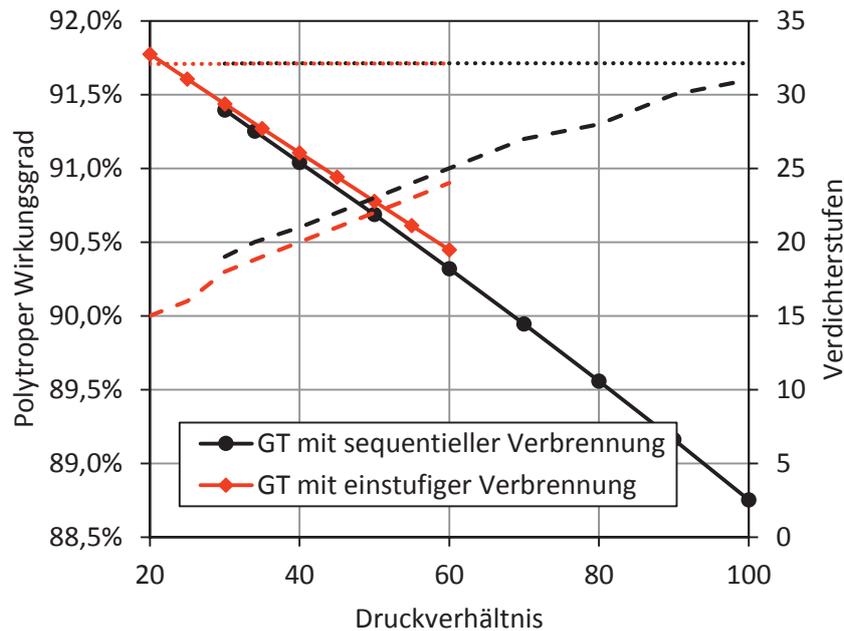


Abbildung 31: Berechneter polytropher Wirkungsgrad des Gasturbinenverdichters unter Oxyfuel-Bedingungen im Vergleich zum konstant gewählten polytropen Wirkungsgrad (gepunktet) und die berechnete Anzahl an Verdichterstufen (gestrichelt)

Bei einem Druckverhältnis von 80 für die Gasturbine mit sequentieller Verbrennung liegt der polytrophe Wirkungsgrad des Gesamtverdichters aufgrund der hohen Wandverluste 2,1 %-Pkt. unterhalb des Wertes im Luftfall. Für die Gasturbine mit einstufiger Verbrennung liegt diese Differenz aufgrund des niedrigeren Druckverhältnisses von 50 nur bei 0,9 %-Pkt. Betrachtet man die Stufenanzahl der Verdichter, so zeigt sich, dass unter Oxyfuel-Bedingungen deutlich mehr Stufen benötigt werden. Für die o.g. Druckverhältnisse ergeben sich bei einstufiger Verbrennung 22 statt 15 Stufen und bei sequentieller Verbrennung 28 statt 22 Stufen. Dies ist jedoch nicht im Wesentlichen auf das hohe Druckverhältnis zurückzuführen, da sich die Enthalpiedifferenz über den Verdichter unter Oxyfuel-Bedingungen nicht erhöht (siehe Gleichung (3-33)). Entscheidend ist hierbei, dass der Radius des Verdichters und damit die Umfangsgeschwindigkeit aufgrund der geringeren Schallgeschwindigkeit reduziert werden. Dadurch verringern sich sowohl der Energieeintrag pro Stufe, als auch die Spaltverluste aufgrund längerer Schaufeln. Bei der Auslegung eines Verdichters für Oxyfuel-Gasturbinen muss daher eine Abwägung zwischen Stufenanzahl und Spaltverlusten getroffen werden (siehe auch [13]).

In Abbildung 32 sind die Nettowirkungsgradverläufe der beiden Prozessvarianten unter Oxyfuel-Bedingungen zum einen bei Verwendung des konstanten Verdichterwirkungsgrades von 91,7 % und zum anderen bei Verwendung des im Rahmen dieser Arbeit hergeleiteten Verdichterwirkungsgradmodells dargestellt. Aufgrund des mit zunehmendem Druckverhältnis abnehmenden Verdichterwirkungsgrades nimmt auch der Nettowirkungsgrad mit zunehmendem Druckverhältnis gegenüber der Berechnung mit konstantem Verdichterwirkungsgrad immer mehr ab. Für die Gasturbine mit einstufiger Verbrennung ergibt sich nunmehr ein maximaler Nettowirkungsgrad von 48,64 %. Dies bedeutet einen zusätzlichen Verlust von 0,19 %-Pkt. Im Fall der sequentiellen Verbrennung ist der Verlust im Bestpunkt mit 0,37 %-Pkt. nahezu doppelt so groß, sodass der Nettowirkungsgrad mit 48,56 % nun niedriger liegt als bei einstufiger Verbrennung. Damit werden die Vorteile des Prinzips der sequentiellen Verbrennung im Luftfall unter Oxyfuel-Bedingungen vollständig eingebüßt. Als weiterer Effekt ist eine Verschiebung der Optima der beiden Prozesse zu niedrigeren Druckverhältnissen festzustellen. Für die Gasturbine mit einstufiger Verbrennung liegt das optimale Druckverhältnis bei 45, bei sequentieller Verbrennung bei ca. 60.

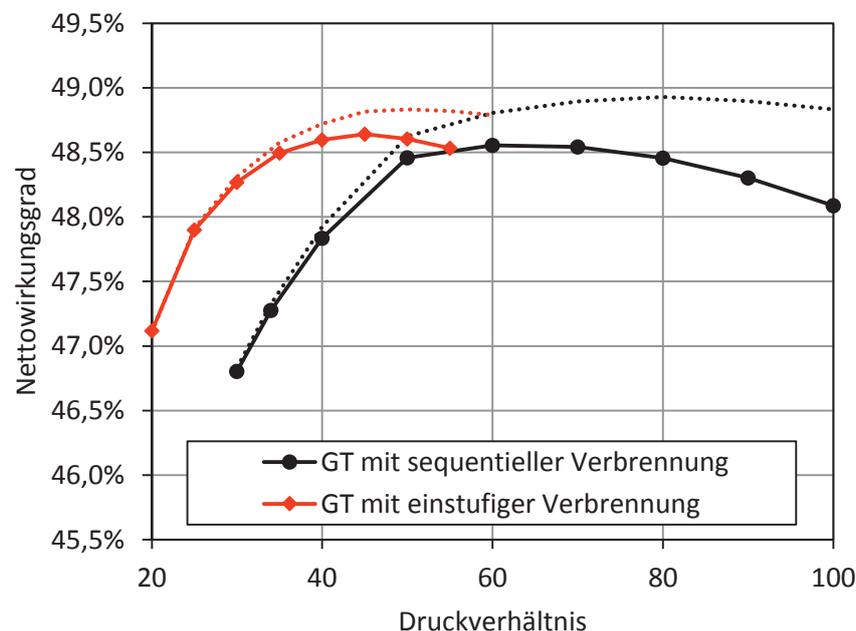


Abbildung 32: Nettowirkungsgrad unter Oxyfuel-Bedingungen in Abhängigkeit vom Druckverhältnis für die betrachteten Gasturbinen bei Berücksichtigung des berechneten polytropen Verdichterwirkungsgrades im Vergleich zum konstant gewählten Verdichterwirkungsgrad (gepunktet)

Ein Nebeneffekt des reduzierten Druckverhältnisses ist, dass sich die Anzahl der benötigten Verdichterstufen reduziert. Bei einstufiger Verbrennung werden 21 Verdichterstufen, bei sequentieller Verbrennung 25 Verdichterstufen benötigt, um das Druckverhältnis zu realisieren. Mithilfe des entwickelten Verdichterwirkungsgradmodells lassen sich somit nicht nur die zusätzlichen Verluste durch den reduzierten Verdichterwirkungsgrad bestimmen. Zusätzlich kann gezeigt werden, dass sich insbesondere bei sequentieller Verbrennung das optimale Druckverhältnis deutlich von der Betrachtung mit konstantem polytropem Wirkungsgrad unterscheidet. Dadurch wirkt sich die Reduzierung des Druckverhältnisses sowohl auf den Nettowirkungsgrad des Prozesses als auch auf den technischen Aufwand für den Verdichter positiv aus.

Auf Basis der bisher erfolgten Betrachtungen werden die als optimal ermittelten Druckverhältnisse von 60 bei sequentieller Verbrennung und 45 bei einstufiger Verbrennung als Basisfälle für die weiteren Betrachtungen des Oxyfuel-GuD-Prozesses festgelegt. Abbildung 33 fasst die bisher beschriebenen Veränderungen für beide Prozessvarianten gegenüber dem jeweiligen Luftfall zusammen. Dazu sind zum einen der Nettowirkungsgrad und die Eigenbedarfsstruktur der Varianten im Luftfall und unter Oxyfuel-Bedingungen dargestellt. Über eine weitere Säule wird der Nettowirkungsgradverlust zwischen Luftfall und Oxyfuel-Bedingungen in mehrere Einzelverluste unterteilt. Dabei wird noch einmal deutlich, dass der konventionelle GuD-Prozess und der Oxyfuel-GuD-Prozess aufgrund der starken Veränderung des Bruttowirkungsgrades durch die Rezirkulation und die externe Sauerstoffverdichtung nicht nur auf Basis des Eigenbedarfs verglichen werden können. Die Eigenbedarfe für LZA und CO₂-Verdichtung finden sich mit dem jeweils gleichen Betrag auch als Verluste von insgesamt 8,95 %-Pkt. in der jeweiligen Verlustsäule wieder, da diese Prozesse thermisch vom eigentlichen Kraftwerksprozess getrennt sind. Dies gilt auch für die Erhöhung des sonstigen Eigenbedarfs um 0,26 %-Pkt. Dieser wird im Wesentlichen durch den größeren Kühlwassermassenstrom hervorgerufen und hat damit ebenfalls keine direkte Auswirkung auf den Prozess. Da bei der Gasturbine mit sequentieller Verbrennung der Brennstoff nachverdichtet werden muss und dies Auswirkungen auf den mit Speisewasser beheizten Brennstoffvorwärmer hat, ist diese Entkoppelung vom Prozess dort nicht mehr gültig. Die Auswirkungen sind jedoch so gering, dass sie in dieser Betrachtung vernachlässigt werden können. Deshalb ist der Wirkungsgradverlust aufgrund des sonstigen Eigenbedarfs bei der Variante mit sequentieller Verbrennung um 0,13 %-Pkt. größer. Nicht im Eigenbedarf sichtbar sind die Bruttowirkungsgradreduzierungen infolge der Dampfentnahme

4.1 Vergleich des GuD-Prozesses unter Luft- und Oxyfuel-Bedingungen

für das Molsieb um 0,19 %-Pkt. und die zusätzlichen Verluste, die durch die Verschlechterung des Verdichterwirkungsgrades entstehen. Aufgrund der Reduzierung des Druckverhältnisses auf 60 bzw. 45 liegen letztere bei 0,25 %-Pkt. bzw. 0,17 %-Pkt. Die übrigen Verluste, in Abbildung 33 als Verluste des Prozesses bezeichnet, entsprechen den Verlusten, die durch die geänderte Prozessführung unter Oxyfuel-Bedingungen entstehen. Dabei sind in erster Linie die Verluste durch die Zwischenkühlung des O₂-Verdichters und die höheren Exergieverluste im AHDE entscheidend. Diese betragen im Fall der sequentiellen Verbrennung 0,88 %-Pkt. und bei einstufiger Verbrennung 0,45 %-Pkt. In Summe beträgt der Wirkungsgradverlust gegenüber dem jeweiligen Luftfall bei einstufiger Verbrennung 10,03 %-Pkt. und bei sequentieller Verbrennung aufgrund des höheren Druckverhältnisses 10,66 %-Pkt.

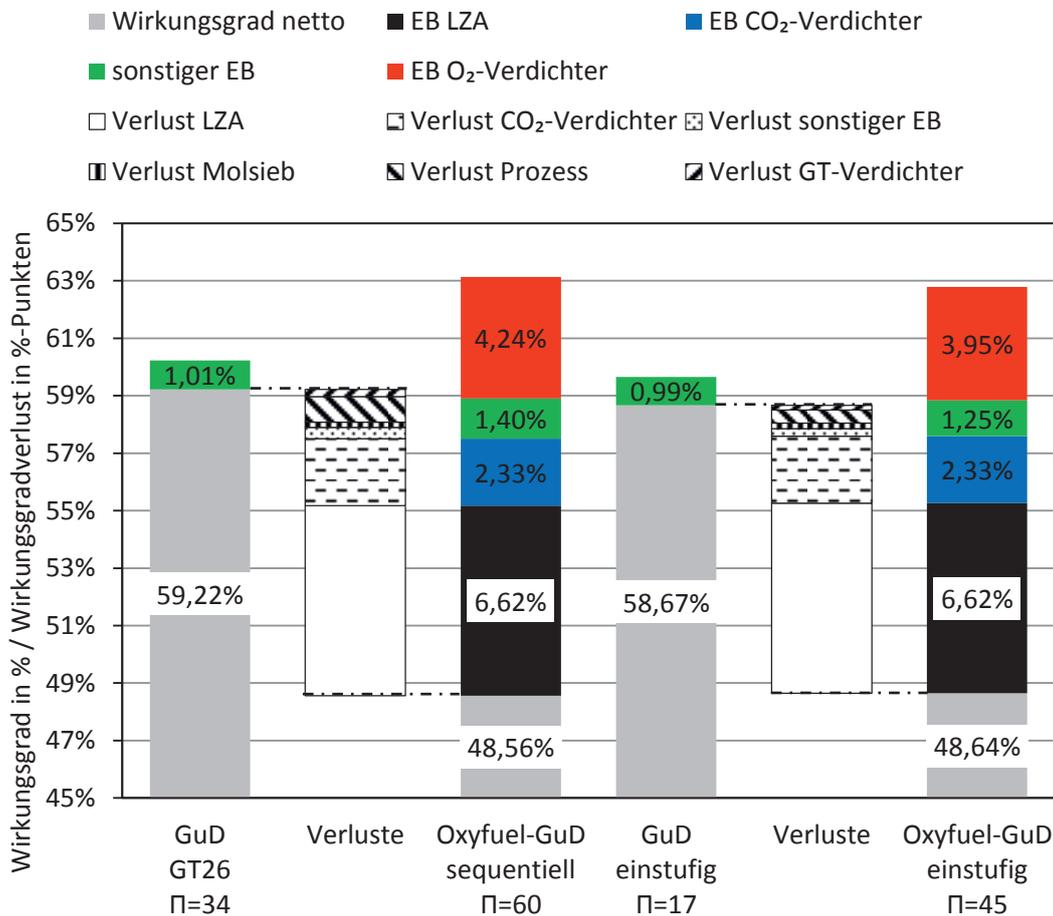


Abbildung 33: Eigenbedarf (EB) und Wirkungsgradverluste des Oxyfuel-GuD-Prozesses gegenüber dem Luftfall bei optimiertem Druckverhältnis für die betrachteten Gasturbinenvarianten mit sequentieller und einstufiger Verbrennung

In Tabelle 6 sind die Prozessvarianten anhand weiterer Kenndaten gegenübergestellt. Wie bereits in Abschnitt 3.1.3 dargestellt, liegt die auf den Abgasmassenstrom bezogene spezifische Leistung bei den Gasturbinen mit sequentieller Verbrennung höher. Zudem liegt die Abgastemperatur aus dem AHDE infolge des erhöhten Dampfmassenstroms aus den OTC niedriger. Bei Betrachtung der Kennwerte der Gasturbine wird deutlich, dass sich die Gasturbinenvarianten mit einstufiger und sequentieller Verbrennung unter Oxyfuel-Bedingungen stärker voneinander unterscheiden als im Luftfall. Aufgrund der größeren Verluste mit steigendem Druckverhältnis ist das Druckverhältnis der Gasturbine bei sequentieller Verbrennung nur 1,8-mal höher als im Luftfall, während der Faktor bei einstufiger Verbrennung 2,6 beträgt (vgl. Gleichung (2-7)). Dadurch liegt die Gasturbinenaustrittstemperatur bei sequentieller Verbrennung deutlich höher und dementsprechend der Wirkungsgrad der Gasturbine deutlich niedriger. Ein weiterer Effekt ist, dass die Nettoleistung bei sequentieller Verbrennung trotz des höheren Eigenbedarfs nur um 12 % abnimmt im Gegensatz zu 17 % bei einstufiger Verbrennung. Dies ist damit zu erklären, dass mit steigendem Druckverhältnis der Gasturbine die auf den Abgasmassenstrom bezogene spezifische Leistung abnimmt. Dafür ist aufgrund geringerer Temperaturen vor der EV-Brennkammer verhältnismäßig mehr Brennstoff notwendig, was ebenfalls zum sinkenden Wirkungsgrad der Gasturbine beiträgt.

4.1.2 AHDE-Konfiguration

Aufgrund der steigenden Gasturbinenaustrittstemperatur unter Oxyfuel-Bedingungen steht im HD-Teil des AHDE mehr Energie zur Verdampfung und Überhitzung zur Verfügung. Infolgedessen lässt sich die Abkühlung des Abgases im AHDE für niedrige Druckverhältnisse der Gasturbine bereits mit einem Eindruckprozess realisieren (vgl. Abbildung 23). Angesichts der Mehrinvestitionen für Mehrdruckprozesse, 4 % für einen Zweidruckprozess bzw. 6 % für einen Dreidruckprozess [18], muss der Wirkungsgradgewinn diese Mehrkosten durch reduzierte Brennstoffkosten entsprechend überkompensieren. Dies ist wiederum abhängig von den jeweiligen wirtschaftlichen Randbedingungen wie Betriebsstunden, Brennstoffpreis, etc. Aufgrund der Volatilität der Randbedingungen wird im Rahmen dieser Arbeit keine wirtschaftliche Betrachtung durchgeführt. Die verschiedenen AHDE-Konfigurationen werden daher auf Basis der Nettowirkungsgraddifferenz gegenüber dem bisher betrachteten Dreidruckprozess mit ZÜ verglichen.

4.1 Vergleich des GuD-Prozesses unter Luft- und Oxyfuel-Bedingungen

Tabelle 6: Kenndaten der betrachteten Varianten im Luftfall und unter Oxyfuel-Bedingungen in den festgelegten Basisfällen

	sequentiell		einstufig	
	Luft	Oxyfuel	Luft	Oxyfuel
Druckverhältnis	34	60	17	45
El. Bruttoleistung in MW	890	999	821	861
El. Nettoleistung in MW	876	768	808	667
Bruttowirkungsgrad in %	60,23	63,16	59,66	62,81
Nettowirkungsgrad in %	59,22	48,56	58,67	48,64
Gasturbinenleistung am Generator in MW	278	299	261	269
El. Wirkungsgrad der Gasturbine in %	37,64	37,76	37,88	39,25
Gasturbinenaustrittstemperatur in °C	619	700	613	643
Abgasmassenstrom in kg/s	644	642	643	631
ausgekoppelte Wärmemenge der OTC in MW	26,9	21,8	-	-
Abgastemperatur nach AHDE in °C	79	70	85	76

Die Betrachtung der verschiedenen Abhitzeprozesse erfolgt unter zwei verschiedenen Annahmen. Zunächst wird, wie bei konventionellen Gasturbinen üblich, die jeweilige Gasturbinenvariante der in Abschnitt 4.1.1 festgelegten Basisfälle als gegebenes Standardbauteil betrachtet und der Einfluss des gewählten Abhitzeprozesses untersucht. Das dort festgelegte Druckverhältnis ist so gewählt, dass sich für den unveränderten Abhitzeprozess des Referenzfalles der optimale Nettowirkungsgrad einstellt. In Abbildung 34 sind die in den Druckstufen eines AHDE erzeugten Dampfmassenströme für die betrachteten Varianten im Luftfall und unter Oxyfuel-Bedingungen dargestellt. Aufgrund der zusätzlichen HD-Dampferzeugung in den

OTC und der höheren Gasturbinenausstrittstemperatur ist der HD-Massenstrom bei sequentieller Verbrennung generell höher als bei einstufiger Verbrennung. Aufgrund der steigenden Gasturbinenausstrittstemperatur unter Oxyfuel-Bedingungen steigt der erzeugte Dampfmassenstrom im HD-Teil erwartungsgemäß an. Entsprechend dem steigenden HD-Dampfmassenstrom steigt auch der HD-Speisewassermassenstrom an. Dadurch nimmt die für die weiteren Druckstufen verfügbare Energiemenge ab und es kann weniger Dampf erzeugt werden. Dies ist sowohl im Vergleich von sequentieller zu einstufiger Verbrennung als auch zwischen den Luft- und Oxyfuel-Prozessen zu beobachten. Insbesondere für den Oxyfuel-GuD-Prozess mit sequentieller Verbrennung wird auf dem MD- und ND-Niveau nur sehr wenig zusätzlicher Dampf erzeugt, sodass die dadurch zusätzlich erzeugte Leistung im Abhitzeprozess sehr gering ist.

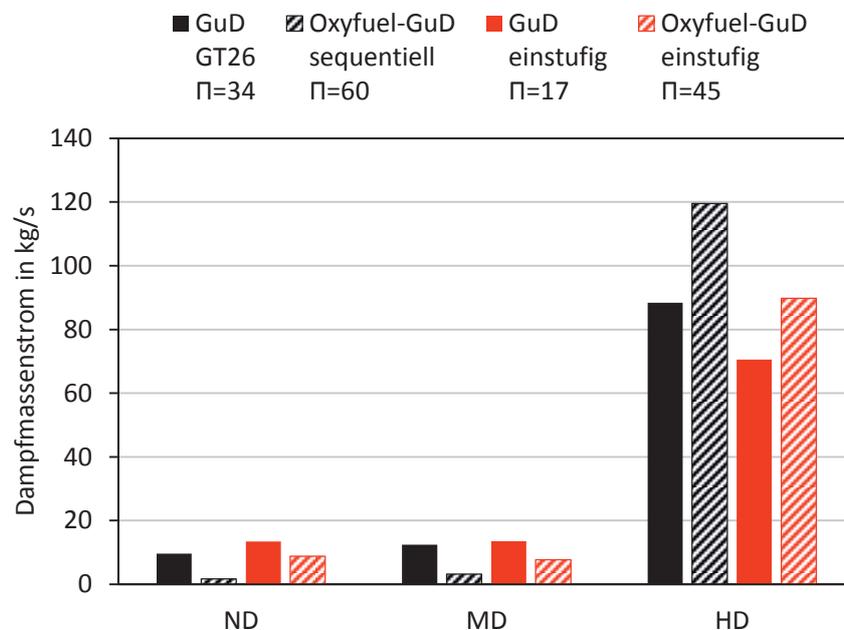


Abbildung 34: Erzeugte Dampfmassenströme auf den drei Druckniveaus je AHDE mit ZÜ im Luftfall und unter Oxyfuel-Bedingungen

Die Änderungen des Nettowirkungsgrades im Vergleich zum Dreidruckprozess mit ZÜ sind für verschiedene AHDE-Konfigurationen in Abbildung 35 dargestellt. Die Druckniveaus des Referenzprozesses bleiben bestehen, d. h. der Zweidruckprozess hat die Druckstufen 159 bar und 4,9 bar und der Eindruckprozess ausschließlich 159 bar. Aufgrund der geringen Massenströme auf dem MD- und ND-Druckniveau

4.1 Vergleich des GuD-Prozesses unter Luft- und Oxyfuel-Bedingungen

ist der Wirkungsgradverlust für den Oxyfuel-GuD-Prozess mit sequentieller Verbrennung sehr gering, wenn nur die Anzahl der Druckstufen reduziert wird. Die Differenz liegt dabei bei 0,1 %-Pkt. für einen Zweidruckprozess und 0,5 %-Pkt. für einen Eindruckprozess. Da die Gasturbinaustrittstemperatur bei einstufiger Verbrennung mehr als 50 K niedriger ist, ist der Wirkungsgradverlust dort mit 0,4 %-Pkt. bzw. 1,5 % Pkt. deutlich höher. Dennoch ist der Wirkungsgradverlust durch weniger Druckstufen geringer als im Luftfall.

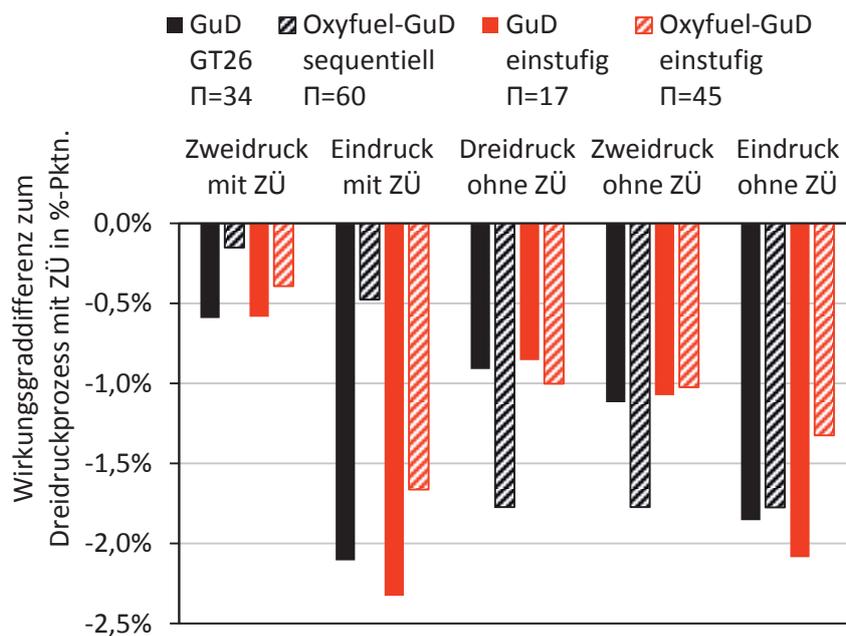


Abbildung 35: Wirkungsgradänderung im Vergleich zum Dreidruckprozess mit ZÜ durch Änderung der Druckstufenzahl im AHDE im Luftfall und unter Oxyfuel-Bedingungen bei festgelegter Gasturbinenkonfiguration

Die deutlichen Unterschiede zwischen GuD-Prozess und Oxyfuel-GuD-Prozess treten nur bei Prozessen mit ZÜ auf. Ohne ZÜ liegt der Nettowirkungsgrad für alle Fälle ca. 1 %-Pkt. unterhalb des Dreidruckprozesses mit ZÜ. Eine Ausnahme bildet hier die Variante des Oxyfuel-Prozesses mit sequentieller Verbrennung. Durch die Zwischenüberhitzung wird die im HD-Teil erzeugte Dampfmenge reduziert. Entfällt die ZÜ bei der hohen Gasturbinaustrittstemperatur, so ist der HD-Massenstrom hoch genug, um eine Abgastemperatur am Austritt des AHDE von 70 °C zu erreichen, so dass auf dem MD- und ND-Niveau kein zusätzlicher Dampf erzeugt wird. Damit ergibt für die drei Fälle ohne ZÜ bei sequentieller Verbrennung immer ein Eindruckprozess. Zudem muss die Grädigkeit am Pinch Point des HD-Verdampfers erhöht

werden, was zu dem hohen Wirkungsgradverlust führt. Eine ZÜ führt daher bei der Oxyfuel-Gasturbine mit sequentieller Verbrennung immer zu einer deutlichen Verbesserung des Wirkungsgrades. Bei allen weiteren Prozessen mit geringeren Gasturbinenaustrittstemperaturen reduziert sich der Effekt bei weniger Druckstufen. Im Luftfall wirkt sich die ZÜ bei einem Eindruckprozess sogar negativ auf den Nettowirkungsgrad aus, da die Abgastemperatur am Austritt des AHDE aufgrund des verringerten Dampfmassenstroms ansteigt.

Wird die Gasturbine auf einen bestimmten Abhitzeprozess ausgelegt, kann das Druckverhältnis so angepasst werden, dass sich mit dem entsprechenden Abhitzeprozess der optimale Nettowirkungsgrad einstellt. In Abbildung 36 ist der Nettowirkungsgrad in Abhängigkeit vom Druckverhältnis für verschiedene Anzahlen von Druckstufen dargestellt. Für die Gasturbine mit sequentieller Verbrennung kann das Abgas unterhalb eines Druckverhältnisses von 50 mit einem Eindruckprozess auf den Minimalwert von 70 °C abgekühlt werden. Dadurch stimmen unterhalb dieses Druckverhältnisses die Wirkungsgrade aller Mehrdruckprozesse überein. Dieses Druckverhältnis stellt gleichzeitig das Optimum für den Eindruckprozess dar, da bei höheren Druckverhältnissen die Temperatur am Austritt des AHDE ansteigt.

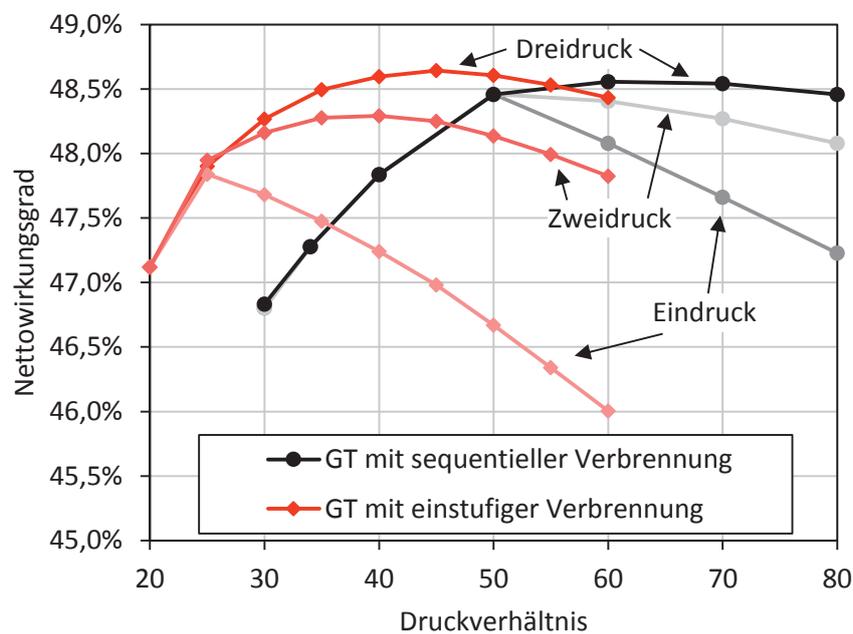


Abbildung 36: Nettowirkungsgrad in Abhängigkeit vom Druckverhältnis für den Oxyfuel-GuD-Prozess bei Ein-, Zwei- und Dreidruck-Abhitzeprozess mit ZÜ

Der Nettowirkungsgrad liegt dabei nur 0,1 %-Pkt. unterhalb des optimalen Wertes bei Verwendung des Dreidruckprozesses. Eine Auslegung auf einen Zweidruckprozess ergibt bei sequentieller Verbrennung keinen Sinn, da kein Wirkungsgradgewinn gegenüber dem Eindruckprozess erreicht werden kann. Bei einer Gasturbine mit einstufiger Verbrennung liegt das Optimum des Eindruckprozesses bei einem Druckverhältnis von 25. Im Gegensatz zur Gasturbine mit sequentieller Verbrennung liegt der Nettowirkungsgrad dann jedoch 0,8 %-Pkt. unterhalb des optimalen Wertes mit einem Dreidruckprozess. Für einen Zweidruckprozess liegt das optimale Druckverhältnis bei einem Druckverhältnis zwischen 35 und 40. Der Nettowirkungsgrad des Prozesses liegt 0,3 %-Pkt. unterhalb des optimalen Wirkungsgrades bei Verwendung des Dreidruckprozesses. Für eine Auslegung bei diesem Druckverhältnis spricht, dass der Dreidruckprozess dann ebenfalls nahe am optimalen Nettowirkungsgrad liegt und so eine Flexibilität der AHDE-Konfiguration bzgl. der wirtschaftlichen Randbedingungen besteht. Durch die Betrachtung der AHDE-Konfigurationen wird deutlich, dass der Oxyfuel-GuD-Prozess mit einstufiger Verbrennung zwar ein vergleichbares Wirkungsgradpotential besitzt, jedoch zur Ausnutzung dieses Potentials Mehrdruckprozesse notwendig sind. Im Gegensatz dazu bietet die sequentielle Verbrennung die Möglichkeit, mit einem Eindruckprozess nur geringfügig niedrigere Wirkungsgrade zu erreichen. Dafür ist jedoch ein höheres Druckverhältnis und Mehraufwand für die OTC erforderlich. Zudem muss der AHDE für Gasturbinenaustrittstemperaturen über 700 °C ausgelegt werden.

4.1.3 Gasturbinenkühlsystem

Die Verschaltung des Kühlsystems der Gasturbinen bleibt bei der Modellierung des Oxyfuel-Prozesses unverändert gegenüber dem Luftfall. Aufgrund der Änderung der Rauchgaszusammensetzung ändern sich jedoch die Wärmekapazität und die Temperaturen von Kühlmedium und Heißgas. In Abbildung 37 sind die Massenströme des Kühlmediums für die betrachteten Fälle dargestellt. Die HD-Turbine weist bei den Gasturbinen mit sequentieller Verbrennung kaum Unterschiede zwischen Luftfall und Oxyfuel-Bedingungen auf, da die Temperatur des Kühlmediums aufgrund des OTC unverändert ist und auch die Temperatur am Austritt der Brennkammer sehr ähnlich ist. Der Massenstrom zur Kühlung der SEV-Brennkammer ist unter Oxyfuel-Bedingungen geringer als im Luftfall. Um die gleiche Turbineneintrittstemperatur nach ISO 2314 zu erreichen, muss die Temperatur nach der Brennkammerkühlung ca. 30 K höher liegen als im Luftfall. Dementsprechend steigt der

Kühlbedarf der ersten ND-Stufe geringfügig an. Dieser Effekt ist bei der Gasturbine mit einstufiger Verbrennung deutlicher ausgeprägt, da aufgrund der stärkeren Änderung des Druckverhältnisses und des fehlenden OTC die Temperatur des Kühlmediums höher ist als bei der sequentiellen Verbrennung. Da die Temperaturabnahme bei der Entspannung durch den Turbinenteil unter Oxyfuel-Bedingungen geringer ist als im Luftfall, liegen auch die Eintrittstemperaturen der Stufen 2 und 3 der ND-Turbine höher. Die Folge ist ein weiterer Anstieg des Kühlbedarfs in den hinteren Stufen des Turbinenteils.

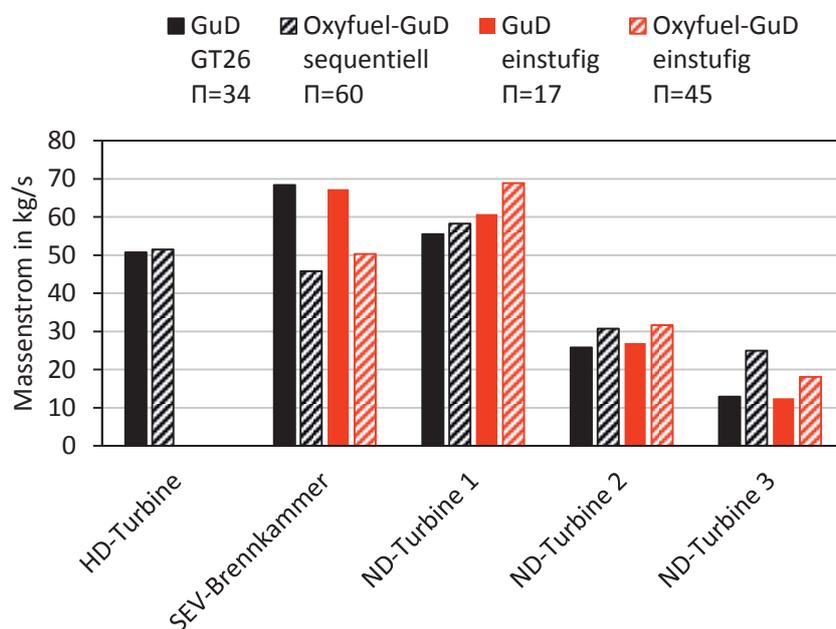


Abbildung 37: Kühlbedarf der Komponenten einer Gasturbine im Luftfall und unter Oxyfuel-Bedingungen für einstufige und sequentielle Verbrennung

Trotz des Temperaturanstiegs in den hinteren Stufen liegt die Heißgastemperatur vor der vierten Stufe der ND-Turbine in den betrachteten Fällen unterhalb von 850 °C. Der im Modell als maximale Materialtemperatur verwendete Wert wird nicht überschritten, sodass – wie im Luftfall – eine Kühlung der letzten ND-Stufe nicht notwendig ist. Bei geringeren als den in Abbildung 37 angegebenen Druckverhältnissen steigen die Heißgastemperaturen vor den hinteren Stufen an. Dadurch steigt auch der Kühlbedarf entsprechend an. Dies ist in Abbildung 38 für die Oxyfuel-

Gasturbine mit sequentieller Verbrennung dargestellt. Bei niedrigen Druckverhältnissen wird die Eintrittstemperatur der hinteren Stufe so hoch, dass auch hier eine Kühlung erforderlich ist. Bei sequentieller Verbrennung hält der OTC die Temperatur des Kühlmediums im HD-Teil und der ersten ND-Stufe konstant. Im HD-Teil sind daher sowohl die ISO-Turbineneintrittstemperatur als auch die Temperatur des Kühlmediums konstant. Daher ergibt sich nur eine geringe Veränderung des Massenstroms der HD-Turbinenkühlung aufgrund der veränderten Wärmekapazitäten. Da die ISO-Turbineneintrittstemperatur der ND-Turbine über die Anpassung der Mischtemperatur nach der Brennkammer konstant gehalten wird, steigt der Kühlbedarf der Brennkammer mit der Abnahme der anderen Kühlluftströme an. Bei der Gasturbine mit sequentieller Verbrennung ist zu erkennen, dass aufgrund der Zunahme der Brennkammerkühlung und damit abnehmender Mischtemperatur der Kühlbedarf der ersten Turbinenstufe mit dem Druckverhältnis abnimmt. Dies liegt wiederum an der konstanten Temperatur des Kühlmediums aufgrund des OTC. Im Gegensatz dazu steigt bei einstufiger Verbrennung der Massenstrom zur Kühlung der ersten Turbinenstufe an, da die Verdichteraustrittstemperatur ansteigt (siehe Abbildung A 5 im Anhang).

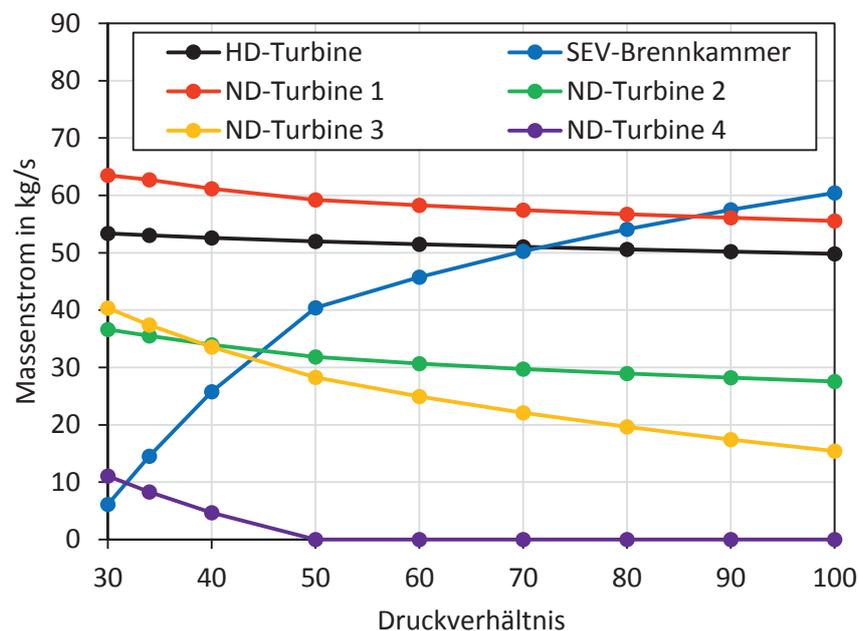


Abbildung 38: Kühlbedarf der Turbinenkomponenten in Abhängigkeit vom Druckverhältnis bei der Gasturbine mit sequentieller Verbrennung

4.2 Abgasrezirkulation

Neben den zusätzlichen Komponenten für die Sauerstoffbereitstellung und die CO₂-Aufbereitung ist die in Abbildung 3 dargestellte Abgasrezirkulation die dritte wesentliche Modifikation vom konventionellen GuD-Prozess zum Oxyfuel-GuD-Prozess. Die zentrale Funktion der Rezirkulation ist die Einstellung der Gasturbinenheißgastemperatur, die im Luftfall durch entsprechenden Luftüberschuss erfolgt. Dazu wird das stromabwärts des Abgaskondensators abgekühlt und weitgehend trocken vorliegende Gasturbinenabgas zum Gasturbinenverdichter zurückgeführt. Aufgrund des in dieser Arbeit festgehaltenen globalen Sauerstoffüberschusses und des fehlenden Falschlufteintrags ist das Verhältnis der beiden einzigen Eintrittsströme in den halb-offenen Gasturbinenprozess, der Brennstoff- und der Sauerstoffstrom, über deren Zusammensetzung festgelegt. Im stationären Fall ist über die Massenbilanz festgelegt, dass die Summe der aus dem System abgeführten Massenströme dem Betrag der zugeführten Massenströme entspricht. Bis auf den kondensierten Anteil des Wassers werden alle Bestandteile in dem unbehandelten CO₂-Strom abgeführt. Die trockene Zusammensetzung des unbehandelten CO₂-Stroms ist damit über die Verbrennungsbilanz festgelegt und unabhängig von der Prozessführung, dem Druckverhältnis und der Menge des rezirkulierten Abgases. Aufgrund der in Abbildung 3 gezeigten Prozessführung ist damit auch die trockene Zusammensetzung des rezirkulierten Abgases festgelegt.

4.2.1 Temperatur

Im Gegensatz dazu ist der Wassergehalt im unbehandelten CO₂ bzw. dem rezirkulierten Abgas von der Temperatur stromabwärts des Abgaskondensators abhängig, da diese die abgetrennte Kondensatmenge beeinflusst. Abbildung 39 zeigt den Einfluss der Rezirkulationstemperatur auf den Wassergehalt vor und nach dem Abgaskondensator. Das zu verdichtende rezirkulierte Abgas liegt aufgrund der Kondensation gesättigt vor. Bei einer Rezirkulationstemperatur von 20 °C liegt der Wassergehalt lediglich bei 2,5 Vol.-% und steigt auf über 30 Vol.-% an, wenn die Temperatur 70 °C beträgt. Bei der Verbrennung steigt der Wassergehalt im Heißgas und damit im Gasturbinenabgas wieder an. Entsprechend der im Abgaskondensator abgetrennten Wassermenge nimmt der Unterschied im Wassergehalt vor und nach der Verbrennung mit abnehmender Rezirkulationstemperatur zu.

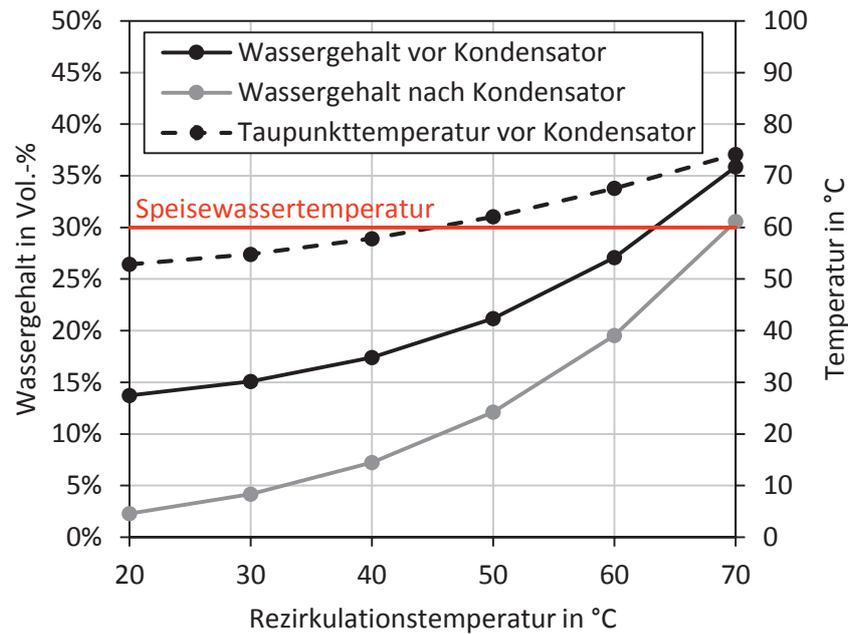


Abbildung 39: Wassergehalt im Abgas vor und nach dem Abgaskondensator und die daraus resultierende Taupunkttemperatur im AHDE in Abhängigkeit von der Rezirkulationstemperatur für die Oxyfuel-Gasturbine mit sequentieller Verbrennung ($\Pi = 60$)

Der Wassergehalt des Abgases vor dem Abgaskondensator beeinflusst die dort vorliegende Taupunkttemperatur. Dies ist am kalten Ende des AHDE relevant. Dort kann sich das im Abgas enthaltene Wasser an den kalten Rohrwänden niederschlagen, wenn die Speisewassertemperatur die Taupunkttemperatur unterschreitet. In dem Kondensatvorwärmer (KVW) wird daher die Temperatur des Speisewassers konstant bei 60 °C gehalten. Dieser Temperaturwert stammt aus dem Luftfall, bei dem die Taupunkttemperatur des schwefelfreien Abgases ca. 45 °C beträgt. Die 60 °C stellen auch bei Spuren von Schwefel im Brennstoff sicher, dass im Luftfall keine Taupunktunterschreitung auftritt. Unter Oxyfuel-Bedingungen liegt die Taupunkttemperatur im Abgas nach Abbildung 39 schon bei einer Rezirkulationstemperatur von 20 °C bei 53 °C, bei den im Basisfall gewählten 40 °C bereits bei 58 °C. Bei der Variante mit einstufiger Verbrennung liegt die Taupunkttemperatur aufgrund des geringeren Brennstoffbedarfs ca. 1 bis 2 K niedriger. Auch wenn dies theoretisch bei schwefelfreiem Abgas noch nicht zu einem Auskondensieren des Wassers führt, kann dies bei Spuren von Schwefel im Abgas nicht ausgeschlossen werden. Bei noch höheren Rezirkulationstemperaturen liegt die Taupunkttemperatur bereits über

60 °C, sodass dann mit einer Taupunktunterschreitung im Kondensatvorwärmer und ersten Economiser gerechnet werden muss.

Um eine Taupunktunterschreitung auszuschließen, muss der Kondensatvorwärmer soweit angepasst werden, dass die Speisewassertemperatur am Eintritt in den AHDE höher liegt. Um eine ausreichende Temperaturdifferenz zu gewährleisten, muss dazu auch die Abgastemperatur am Austritt des AHDE höher liegen. Dadurch ist diese Option mit Wirkungsgradverlusten verbunden, was am Ende dieses Abschnitts genauer betrachtet wird. Zusätzlich steigt der Kühlbedarf im Abgaskondensator an, da die Wärme zum Einstellen der Rezirkulationstemperatur ohnehin abgeführt werden muss. Im weiteren Verlauf dieser Arbeit wird von einer unveränderten Speisewassertemperatur von 60 °C ausgegangen. Dies erfordert eine korrosionssichere Auslegung der betroffenen Heizflächen. Diese können beispielsweise als Plastikwärmetauscher ausgeführt werden.

Wenn der kalte Teil des AHDE ohnehin korrosionssicher ausgeführt wird, ist die Kondensatvorwärmerschleife nicht notwendig und der AHDE kann direkt mit kälterem Speisewasser gespeist werden. Wenn die Abgastemperatur am Austritt des AHDE höher liegt als die festgelegte Minimaltemperatur von 70 °C und damit die Temperaturdifferenzen an den Pinch-Points der Verdampfer bereits minimal sind, sind die Auswirkungen auf den Nettowirkungsgrad zu vernachlässigen, da sich die im AHDE übertragene Wärmemenge nicht ändert. Wie in Abbildung 40 zu erkennen, ist dies für die Gasturbine mit einstufiger Verbrennung der Fall. Beim Basisfall der Variante mit sequentieller Verbrennung muss die Temperaturdifferenz am Pinch-Point des ND-Verdampfers im Vergleich zum Luftfall von 12 K auf ca. 17 K erhöht werden, um die minimale Abgastemperatur am Austritt des AHDE von 70 °C einzuhalten (vgl. Abbildung 23). Fällt der KVW weg, ist diese Einschränkung nicht gegeben und das Abgas kann weiter abgekühlt werden. Bei dem betrachteten Druckverhältnis von 60 ist mit einer Temperaturdifferenz von 12 K am Pinch-Point des ND-Verdampfers eine Abkühlung des Abgases am Austritt des AHDE auf 63 °C und damit eine Wirkungsgradsteigerung von ca. 0,1 %-Pkt. möglich. Bei höheren Gasturbinaustrittstemperaturen ist der Effekt größer. Da dieses Phänomen eine Besonderheit bei sequentieller Verbrennung darstellt und die Auswirkungen auf den Prozess bei den relevanten Druckverhältnissen gering sind, wird für die weiteren Untersuchungen von einer unveränderten Konfiguration gegenüber den in Abschnitt 4.1.1 ermittelten Basisfällen ausgegangen.

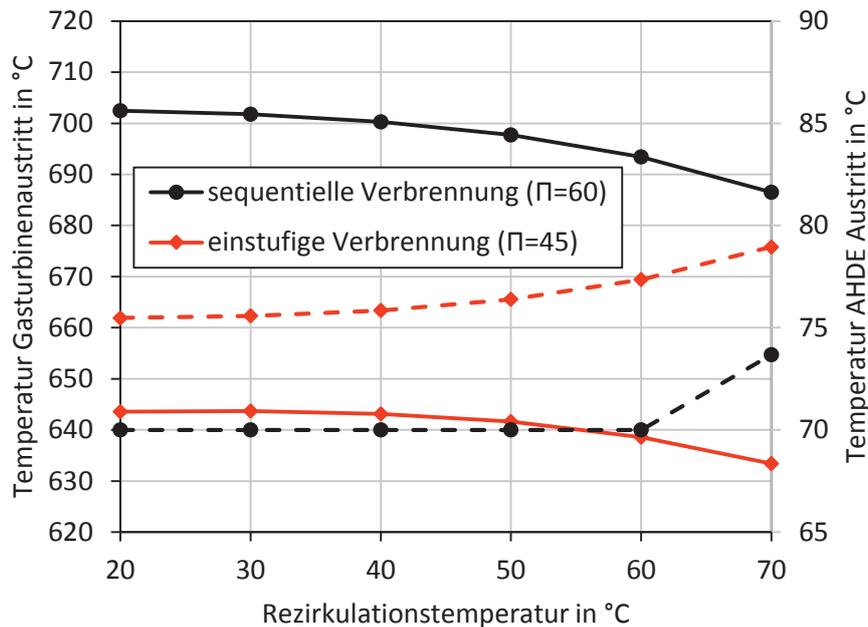


Abbildung 40: Gasturbinaustrittstemperatur (durchgezogen) und Abgastemperatur am Austritt des AHDE (gestrichelt) in Abhängigkeit von der Rezirkulationstemperatur

Aufgrund des höheren Isentropenexponenten von Wasser im Vergleich zu CO_2 nimmt mit steigendem Wassergehalt auch der Isentropenexponent des Heißgases zu. Infolgedessen steigt bei gleichem Druckverhältnis die Enthalpieänderung bei der Entspannung an. Dies ist an der in Abbildung 40 dargestellten abnehmenden Gasturbinaustrittstemperatur mit steigender Rezirkulationstemperatur zu erkennen. Mit sinkender Gasturbinaustrittstemperatur steigt die Abgastemperatur nach dem AHDE in der Regel an. Dies ist bei der Gasturbine mit einstufiger Verbrennung zu erkennen. Bei der Gasturbine mit sequentieller Verbrennung wird die Abgastemperatur am Austritt des AHDE über die Anpassung der Verdampfergrädigkeit auf mindestens 70 °C gehalten, somit ist hier der Anstieg nicht zu beobachten. Hinzu kommt, dass bei steigender Rezirkulationstemperatur die Dampfproduktion in den OTC ansteigt. Der dadurch bedingt höhere Speisewassermassenstrom wirkt der ansonsten steigenden Abgastemperatur am Austritt des AHDE entgegen.

Der hohe Wassergehalt bei einer Rezirkulationstemperatur von 70 °C in Verbindung mit der starken Abkühlung des Abgases im AHDE bei der Variante mit sequentieller Verbrennung führt dazu, dass bereits im Kondensatvorwärmer das Abgas in das Ne-

belgebiet abgekühlt wird. Dies erfordert in jedem Fall eine korrosionssichere Ausführung des kalten Teils des AHDE. Zusätzlich zu der sensiblen Wärme des Abgases wird dabei auch ein Teil der Kondensationsenthalpie vom Speisewasser aufgenommen. Daher reicht auch bei minimaler Grädigkeit der Verdampfer die Speisewassermenge nicht aus, um das Abgas weiter abzukühlen und die Abgastemperatur am Austritt des AHDE steigt an.

Der hohe Wassergehalt führt auch zu einer steigenden Wärmekapazität des Abgases, sodass der Abgasstrom der Gasturbine trotz geringerer Temperatur einen höheren Enthalpiestrom mitführt. Dadurch steigt der Abgasverlust der Gasturbine und es wird anteilig mehr Energie im Dampfkreislauf umgesetzt. Aufgrund des geringeren Temperaturniveaus sinkt der Anteil des HD-Dampfes an der gesamten Dampferzeugung, sodass der Wirkungsgrad des Dampfprozesses abnimmt. Der Einfluss der Rezirkulationstemperatur auf den Nettowirkungsgrad ist in Abbildung 41 dargestellt. Bis zu einer Rezirkulationstemperatur von 60 °C zeigt sich für alle betrachteten Druckverhältnisse eine Abnahme des Wirkungsgrades mit steigender Rezirkulationstemperatur. Bei dem jeweiligen Druckverhältnis der beiden Basisfälle nimmt der Nettowirkungsgrad von 20 °C bis 60 °C um ca. 0,3 %-Pkt. ab. Die Änderung ist dabei im Wesentlichen auf die Verschiebung der Energieumwandlung vom Gasturbinenprozess zum Dampfturbinenprozess zurückzuführen. Hinzu kommt, dass aufgrund der steigenden Temperatur und des steigenden Wassergehalts der Bedarf des CO₂-Verdichters bis zur ersten Kondensatentnahme ansteigt. Weiterhin führt der steigende Wassergehalt durch den höheren Isentropenexponenten zu einer Verschiebung des Wirkungsgradoptimums zu niedrigeren Druckverhältnissen. Daher nimmt die Sensitivität bezüglich der Rezirkulationstemperatur mit sinkendem Druckverhältnis ab. Bei einem Druckverhältnis von 40 bei sequentieller Verbrennung bzw. 35 bei einstufiger Verbrennung ist nahezu kein Einfluss der Rezirkulationstemperatur zu beobachten. Allgemein ist jedoch eine niedrige Temperatur des rezirkulierten Abgases vorteilhaft hinsichtlich des Wirkungsgrades und zudem auch in Bezug auf das Korrosionsrisiko durch Taupunktunterschreitung. Bei einer Rezirkulationstemperatur von 70 °C verhält sich der Prozess vor allem bei sequentieller Verbrennung aufgrund der Abkühlung ins Nebelgebiet signifikant anders. Durch die Nutzung der Kondensationswärme im KVV kann ein größerer Dampfmassenstrom erzeugt werden, ohne dass es zur Unterschreitung der minimalen Temperaturdifferenz im KVV kommt. Somit muss die Grädigkeit des HD-Verdampfers nicht erhöht werden, was sonst zu großen Wirkungsgradverlusten führen

würde (vgl. Abschnitt 4.1). Weiterhin verschiebt sich der optimale Nettowirkungsgrad zum Druckverhältnis von 50. Der Effekt auf den Nettowirkungsgrad und die damit verbundene Korrosionsproblematik sind vergleichbar mit dem bereits beschriebenen Verzicht auf den KVW.

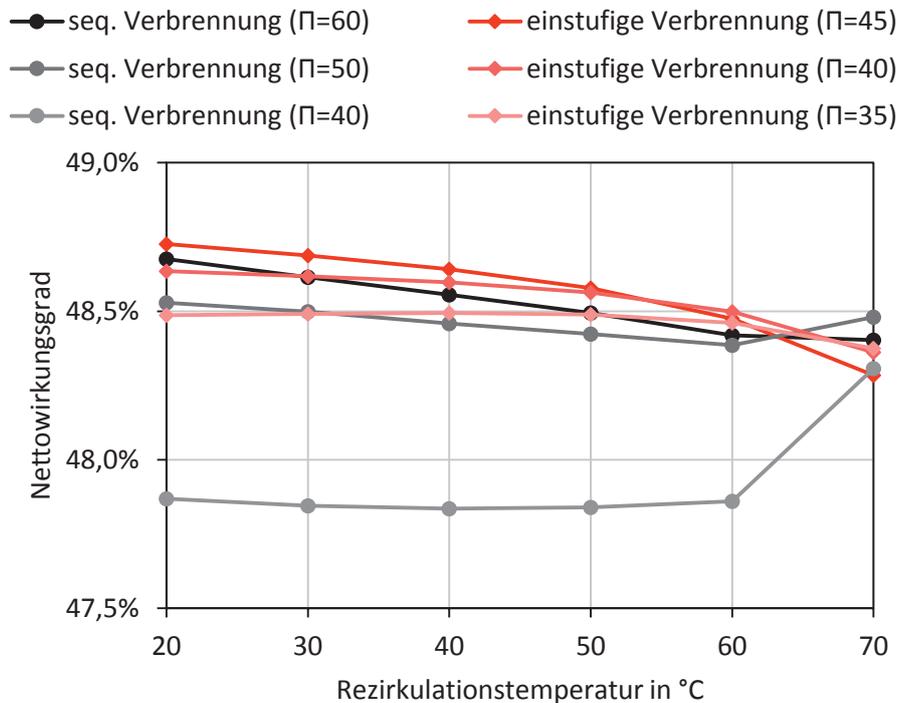


Abbildung 41: Nettowirkungsgrad des Oxyfuel-GuD-Prozesses in Abhängigkeit von der Rezirkulationstemperatur für die beiden Gasturbinenvarianten bei verschiedenen Druckverhältnissen

Wenn keine korrosionssichere Ausführung der betroffenen Bereiche des AHDE erfolgt, muss die Speisewassertemperatur angehoben werden. In Abbildung 42 ist der Nettowirkungsgrad dargestellt, der sich durch eine Anhebung der Speisewassertemperatur auf 15 K oberhalb der Taupunkttemperatur ergibt (vgl. Abbildung 39). Die minimale Abgastemperatur am Austritt des AHDE liegt dann weiterhin 10 K oberhalb der Speisewassertemperatur. Für die Variante mit sequentieller Verbrennung liegt die Taupunkttemperatur bei der niedrigsten Rezirkulationstemperatur von 20 °C nach Abbildung 39 bei 53 °C. Somit beträgt die minimale Abgastemperatur am Austritt des AHDE entsprechend 78 °C. Daraus folgt, dass die Abgastemperatur durch Anpassung der Verdampfergrädigkeit um 8 K erhöht werden muss, was

zu einem Verlust von ca. 0,1 %-Pkt. führt. Da die Taupunkttemperatur bei der Variante mit einstufiger Verbrennung niedriger ist und die Abgastemperatur im Ausgangsfall nach dem AHDE ca. 76 °C (vgl. Abbildung 40) beträgt, hat die Anpassung dort kaum negative Auswirkungen auf den Wirkungsgrad. Bei steigenden Rezirkulationstemperaturen muss die Abgastemperatur am Austritt des AHDE für beide Varianten weiter ansteigen, sodass auch der Wirkungsgradverlust gegenüber der bisherigen Betrachtung ansteigt. Bei der im Basisfall gewählten Rezirkulationstemperatur von 40 °C läge der Nettowirkungsgrad 0,10 %-Pkt. bei einstufiger Verbrennung bzw. 0,26 %-Pkt. bei sequentieller Verbrennung schlechter als die in Abbildung 33 dargestellten Werte.

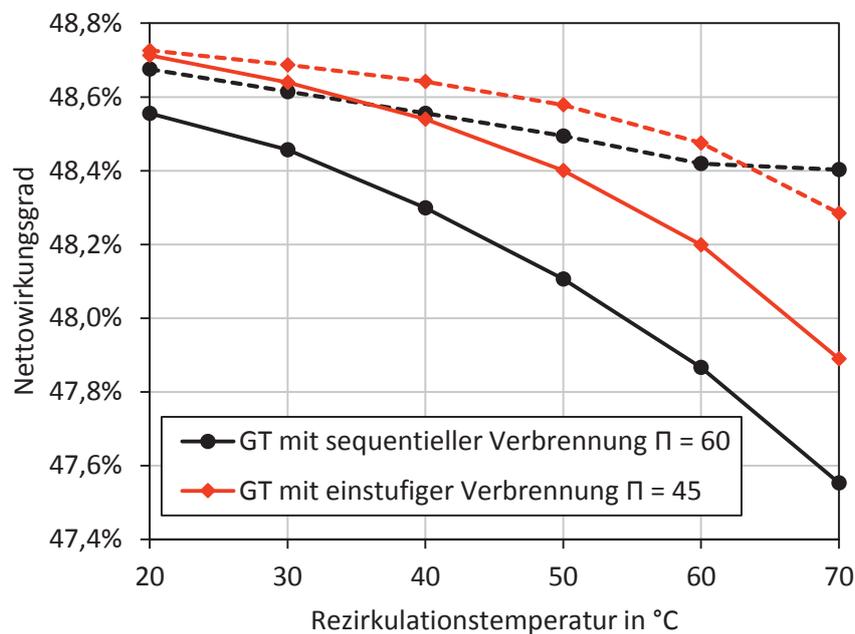


Abbildung 42: Nettowirkungsgrad des Oxyfuel-GuD-Prozesses in Abhängigkeit von der Rezirkulationstemperatur für die beiden Gasturbinenvarianten bei einer Speisewassertemperatur von 15 K oberhalb der Taupunkttemperatur des Abgases im Vergleich zur konstanten Speisewassertemperatur von 60 °C (gestrichelt)

Eine geringere Rezirkulationstemperatur führt zu einer größeren Wärmemenge, die im Abgaskondensator abgeführt werden muss. Bei einer Rezirkulationstemperatur von 70 °C besteht die abzuführende Wärmemenge nahezu ausschließlich aus der Kondensationsenthalpie des kondensierenden Wassermassenstroms und beträgt

bei sequentieller Verbrennung pro Gasturbine ca. 60 MW. Je niedriger die Rezirkulationstemperatur gewählt wird, desto größer werden der kondensierte Wassermassenstrom und der Anteil an sensibler Wärme, die dem Abgas entzogen werden. Bei 20 °C beträgt die dort abzuführende Wärmemenge ca. 120 MW. Im Basisfall bei 40 °C Rezirkulationstemperatur liegt der Wert bei ca. 100 MW. Das entspricht in etwa der in den ersten beiden Economisern übertragenen Wärmemenge.

4.2.2 Druckverlust

Die abzuführende Wärmemenge beeinflusst die Größe des Abgaskondensators. Diese hat wiederum Einfluss auf die Druckverluste der Rezirkulation. Der Gegendruck der Rezirkulation am Eintritt des Gasturbinenverdichters ist der geringste Druck in dem halbgeschlossenen Kreislauf aus Heißgas, Abgas und rezirkuliertem Abgas und wird für die Basisfälle mit 1,02 bar konstant gehalten. Ein steigender Druckverlust in der Rezirkulation erhöht somit den Gegendruck der Gasturbine, was wiederum den Wirkungsgrad reduziert. Der Einfluss des Druckverlustes auf den Nettowirkungsgrad ist in Abbildung 43 dargestellt. Es ist ersichtlich, dass der Nettowirkungsgrad pro mbar Druckverlust annähernd linear um 0,006 %-Pkt. reduziert wird, wobei kein Unterschied zwischen den betrachteten Gasturbinenvarianten besteht. Da im Rahmen dieser Arbeit keine detaillierte Auslegung des Abgaskondensators erfolgt, wird in den Basisfällen ein Druckverlust von 10 mbar für die gesamte Rezirkulation inkl. Rohrleitungen abgeschätzt, was ca. 36 % zusätzlichen Druckverlust zum AHDE bedeutet. Dabei wird davon ausgegangen, dass das Kühlwasser wie das Speisewasser im AHDE in Rohren durch den Abgaskanal geleitet wird. Dieser Bereich muss aufgrund der dort stattfindenden Kondensation in jedem Fall korrosionssicher mit Kunststoffrohren ausgeführt werden. Alternativ dazu kann wie in [12] ein Direktkontaktkühler in der Rezirkulation verwendet werden. Solche Apparate unter vergleichbaren Bedingungen finden sich zur Vorkühlung des Rauch- bzw. Abgases in Post-Combustion CO₂-Abtrennungsanlagen. Dort wird von Druckverlusten für den Direktkontaktkühler von ca. 20 mbar ausgegangen [93], wodurch sich die Verluste zum Basisfall mindestens verdoppeln.

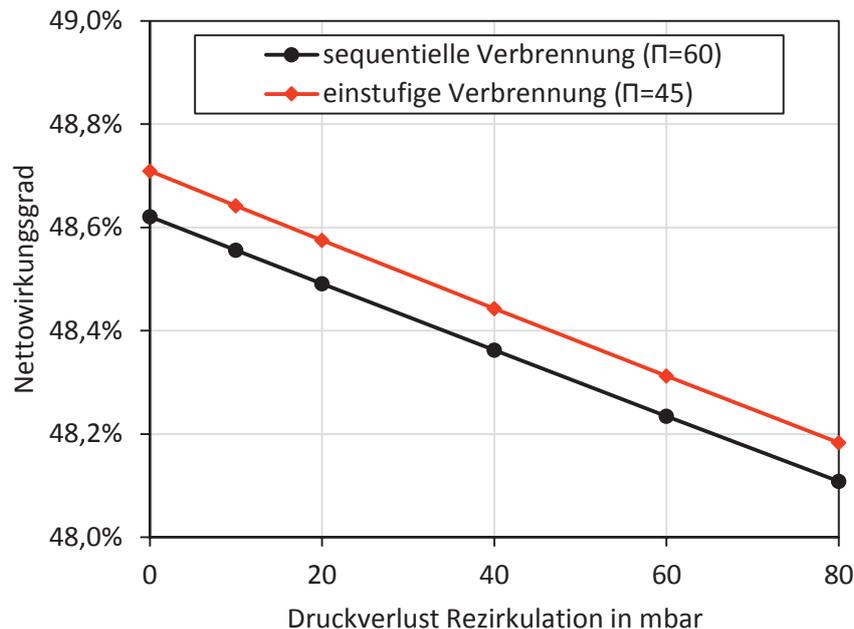


Abbildung 43: Nettowirkungsgrad des Oxyfuel-GuD-Prozesses für die beiden Gasturbinenvarianten in Abhängigkeit vom Druckverlust im Abgaskondensator und in der Rezirkulationsleitung

Im Gegensatz zu den Druckverlusten der Rezirkulation hat der Gegendruck der Rezirkulation kaum Einfluss auf den Nettowirkungsgrad des Prozesses, sofern das Druckverhältnis der Gasturbine beibehalten wird. Wird der Gegendruck von 1,02 bar auf 1,10 bar erhöht, verringert sich der Nettowirkungsgrad um weniger als 0,1 %-Pkt. Die geringe Änderung ist darauf zurückzuführen, dass sich der Mehrbedarf für den Brennstoff- und O_2 -Verdichter mit dem reduzierten Bedarf des CO_2 -Verdichters nahezu ausgleichen. Der geringere Massenstrom im CO_2 -Verdichter im Vergleich zum O_2 -Verdichter führt zu einer leichten Zunahme des Eigenbedarfs. Höhere Gegendrücke – wie z. B. beim druckaufgeladenen Oxyfuel-GuD-Prozess [45] – werden im Rahmen dieser Arbeit nicht betrachtet.

4.3 Sauerstoffbereitstellung

Alle bisherigen Untersuchungen basieren auf dem im Basisfall festgelegten Oxyfuel-GuD-Kraftwerk mit 95 Vol.-% Sauerstoffreinheit und einer Sauerstoffzahl von 1,018. Dabei werden eine Zweisäulenanlage mit LOX-Boiler und doppeltem Verdampf-

fer/Kondensator sowie eine externe Sauerstoffverdichtung vorausgesetzt. Mit Ausnahme des bereits in Abschnitt 4.2 behandelten Wassergehalts liegt dadurch die Zusammensetzung des Abgases und dementsprechend auch die Reinheit des erzeugten unbehandelten CO₂-Stroms fest.

4.3.1 Sauerstoffreinheit

Durch eine Verringerung der Sauerstoffreinheit kann der Energiebedarf der Luftzerlegungsanlage gesenkt werden, da sich der benötigte vom Luftverdichter aufzubringende Druck und die Sauerstoffausbeute verändern (vgl. Abbildung 16). Andererseits ermöglicht eine hohe Sauerstoffreinheit höhere Reinheiten des unbehandelten CO₂-Stroms, was die Aufbereitung des CO₂ vereinfacht. In Abbildung 44 ist die Veränderung der Eigenbedarfsstruktur des Oxyfuel-GuD-Prozesses und die CO₂-Konzentration im unbehandelten CO₂-Strom in Abhängigkeit von der Sauerstoffreinheit dargestellt.

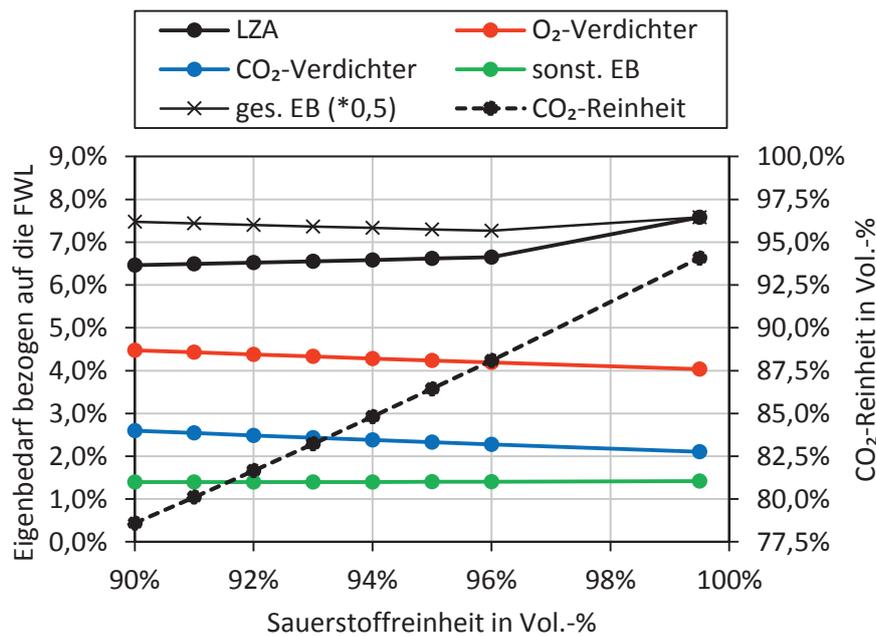


Abbildung 44: Elektrischer Eigenbedarf und Reinheit des unbehandelten CO₂-Stroms (gestrichelt) beim Oxyfuel-GuD-Prozess mit sequentieller Verbrennung ($\Pi = 60$) in Abhängigkeit von der Sauerstoffreinheit

Mit abnehmender Sauerstoffreinheit nimmt der Energiebedarf der LZA erwartungsgemäß ab. Der zunehmende Anteil an Verunreinigungen führt bei konstanter globaler Sauerstoffzahl zu einem höheren Massenstrom im Sauerstoffverdichter, sodass dessen Eigenbedarf ansteigt. Ebenso steigt der Eigenbedarf des CO₂-Verdichters an, da die Verunreinigungen im CO₂-Strom ebenfalls verdichtet werden müssen. Während der Bedarf von O₂- und CO₂-Verdichter mit steigender O₂-Reinheit linear abnimmt, ist die Zunahme des Bedarfs der LZA nur bis zu einer Sauerstoffreinheit von 96 Vol.-% linear. Aufgrund der benötigten Argonabtrennung steigt der Eigenbedarf von 96 nach 99,5 Vol.-% um 0,9 %-Pkt. an. Im Bereich geringerer Reinheiten beträgt der Anstieg lediglich 0,2 %-Pkt. von 90 nach 96 Vol.-%. Im Vergleich dazu nimmt der aufsummierte Bedarf von O₂- und CO₂-Verdichter im Bereich von 96 nach 99,5 Vol.-% um 0,3 %-Pkt. und im Bereich von 90 nach 96 Vol.-% um 0,6 %-Pkt. zu. Da der sonstige Eigenbedarf unverändert ist, bildet sich bei 96 Vol.-% Sauerstoffreinheit der minimale Eigenbedarf des Prozesses aus.

Der CO₂-Gehalt im unbehandelten CO₂-Strom liegt im Basisfall bei 86,4 Vol.-% i. tr. und lässt sich durch die Verwendung von hochreinem Sauerstoff auf 94,1 Vol.-% i. tr. steigern. Eine Reduzierung der Sauerstoffreinheit auf 90 Vol.-% führt zu einer deutlich reduzierten CO₂-Konzentration von 78,6 Vol.-% i. tr. Wie auch bei der Veränderung des Wassergehalts wird der Prozess durch die veränderte Zusammensetzung des rezirkulierten Abgases und des Heißgases ebenfalls beeinflusst. Mit sinkendem CO₂-Gehalt in beiden Medien verschiebt sich der optimale Nettowirkungsgrad infolge des steigenden Isentropenexponenten (vgl. Gleichung (2-5)) zu geringeren Druckverhältnissen. Weiterhin nimmt der zu entspannende Heißgasmassenstrom im Turbinenteil der Gasturbine durch den erhöhten Eintrag von Spurenstoffen leicht zu, ohne dass der Massenstrom im Gasturbinenverdichter ansteigt. Dadurch wird in Bezug auf die Gesamtleistung der Gasturbine weniger Energie für die Verdichtung benötigt. Daher steigt der Bruttowirkungsgrad bei konstantem Druckverhältnis für sinkende Sauerstoffreinheit an. Abbildung 45 zeigt den Einfluss der Sauerstoffreinheit auf den Nettowirkungsgrad. Bei Druckverhältnissen nahe dem Wirkungsgradoptimum des Basisfalls übersteigt die Änderung des Eigenbedarfs deutlich die Änderung des Bruttowirkungsgrades. Daher ergibt sich der optimale Nettowirkungsgrad bei minimalem Eigenbedarf, also bei einer Sauerstoffreinheit von 96 Vol.-%. Bei sequentieller Verbrennung und einem Druckverhältnis von 40 zeigt sich, dass der Nettowirkungsgrad mit abnehmender Sauerstoffreinheit leicht ansteigt. Bei den dort vorliegenden Gasturbinenaustrittstemperaturen reicht der Eindruckprozess zur Abkühlung des

Abgases auf 70 °C am Austritt des AHDE aus. Aufgrund der abnehmenden Gasturbinaustrittstemperatur können die Exergieverluste im AHDE infolge einer geringeren Grädigkeit des HD-Verdampfers reduziert werden. Der gleiche Effekt zeigt sich ebenfalls bei einem Druckverhältnis von 50 und Sauerstoffreinheiten zwischen 95 und 96 Vol.-%. Sobald die Dampferzeugung im AHDE auf mehreren Druckniveaus erfolgt, reduziert sich die Sensitivität des Bruttowirkungsgrades gegenüber einer veränderten Gasturbinaustrittstemperatur, da dann die Grädigkeiten von MD- und ND-Verdampfer angepasst werden und diese einen geringeren Einfluss auf den Nettowirkungsgrad haben. Für eine wirkungsgradoptimierte Auslegung des Oxyfuel-GuD-Prozesses liegt die optimale Sauerstoffreinheit bei ca. 96 Vol.-%.

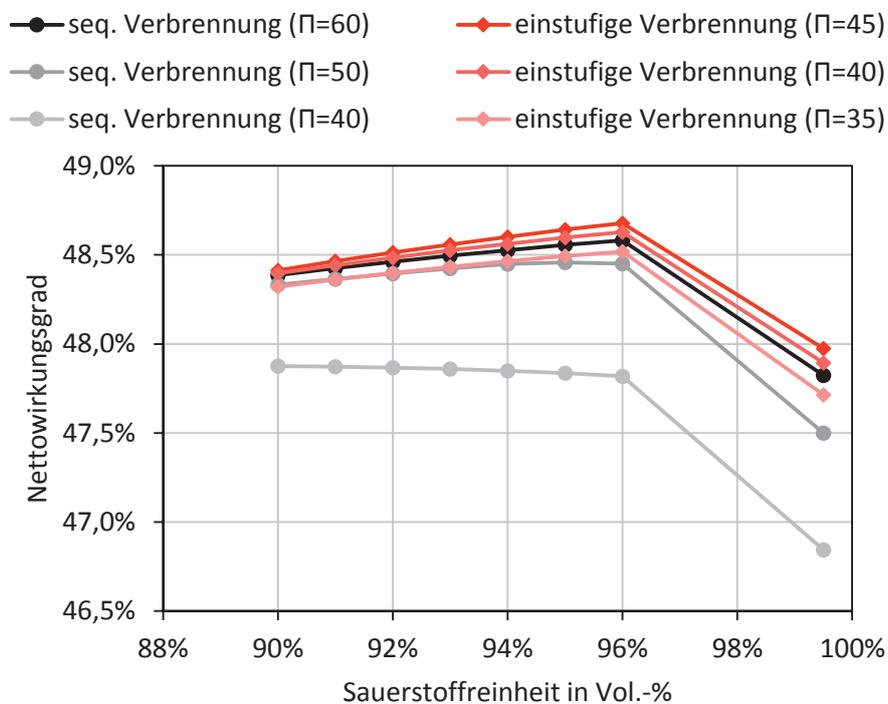


Abbildung 45: Nettowirkungsgrad des Oxyfuel-GuD-Prozesses in Abhängigkeit von der Sauerstoffreinheit

Eine weitere Reduzierung der Sauerstoffreinheit ist sowohl hinsichtlich der erreichbaren CO_2 -Konzentration im unbehandelten CO_2 -Strom als auch hinsichtlich des Wirkungsgrades nicht zielführend. Eine deutlich höhere CO_2 -Konzentration im unbehandelten CO_2 -Strom ist durch die Verwendung von hochreinem Sauerstoff möglich. Dabei liegt der Nettowirkungsgrad ca. 0,7 %-Pkt. unterhalb des Basisfalls. Erfolgt die Auskühlung in einem Eindruckprozess, beträgt die Differenz ca. 1 %-Pkt.

Der erhöhte Eigenbedarf führt dabei zu einem zusätzlichen Verlust von 0,5 %-Pkt. Die restliche Differenz ergibt sich durch den verringerten Bruttowirkungsgrad infolge des höheren CO₂-Gehalts bei gleichem Druckverhältnis.

Der spezifische elektrische Energiebedarf inkl. aller Umwandlungsverluste der Doppelsäulen LZA (entsprechend Abbildung 5) liegt bei 99,5 Vol.-% Sauerstoffreinheit bei 259 kWh/t O₂. Für den Doppelsäulenprozess mit LOX-Boiler und doppeltem Verdampfer/Kondensator (entsprechend Abbildung 6) ergibt sich bei 95 Vol.-% ein Wert von 227 kWh/t O₂. Wird ein Energiebedarf von 192 kWh/t O₂ [30] für eine LZA mit Dreisäulenprozess angesetzt, reduziert sich der Energiebedarf für die Luftzerlegung um einen weiteren %-Pkt. Dafür ist jedoch ein höherer prozesstechnischer Aufwand für die LZA notwendig. Da der LZA-Prozess sonst keinen Einfluss auf den Oxyfuel-GuD-Prozess hat, entspricht dies ebenfalls einer Wirkungsgradsteigerung um 1 %-Pkt. Da der Dreisäulenprozess – wie auch die Doppelsäule mit doppeltem Verdampfer/Kondensator und LOX-Boiler – nur bei geringer Sauerstoffreinheit sinnvoll ist, ist diese Verbesserung bei 99,5 Vol.-% O₂-Reinheit nicht möglich.

4.3.2 Sauerstoffüberschuss

Eine Steigerung der CO₂-Konzentration über 94,1 Vol.-% i.tr. im unbehandelten CO₂-Strom mit Hilfe der Sauerstoffreinheit ist unter den bisher gegebenen Randbedingungen nicht möglich. Obwohl über den Sauerstoff mit 99,5 Vol.-% Reinheit nahezu kein Stickstoff in den Prozess eingetragen wird (vgl. Abbildung 17), liegt der Stickstoffgehalt im unbehandelten CO₂ dennoch bei 1,7 Vol.-% i.tr. Dies ist auf den Stickstoffeintrag über das verwendete Erdgas zurückzuführen (vgl. Tabelle 2). Der Argongehalt im Sauerstoff führt im unbehandelten Abgas zu einer Konzentration von 0,9 %. Die restlichen 3,3 Vol.-% Verunreinigungen entfallen auf den Restsauerstoff, der sich aus der globalen Sauerstoffzahl von 1,018 ergibt. Unter Vernachlässigung des Argongehalts im Sauerstoff ergibt sich, dass selbst unter stöchiometrischen Bedingungen (bei der sequentiellen Verbrennung in der SEV-Brennkammer) die CO₂-Konzentration 97,3 Vol.-% nicht übersteigen kann. In Abbildung 46 ist die erreichbare CO₂-Konzentration im unbehandelten CO₂-Strom in Abhängigkeit von der globalen Sauerstoffzahl dargestellt.

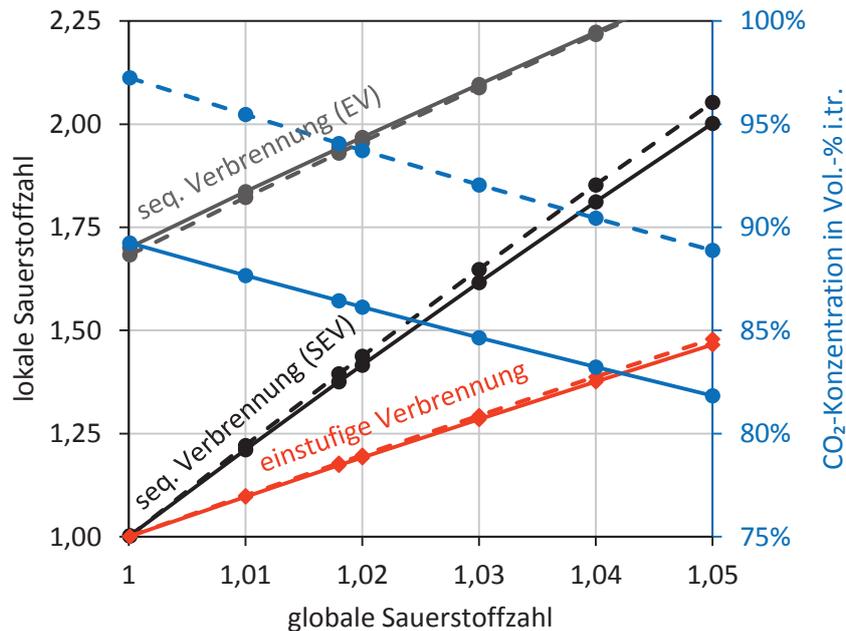


Abbildung 46: Lokale Sauerstoffzahl und CO₂-Konzentration im unbehandelten CO₂-Strom in Abhängigkeit von der globalen Sauerstoffzahl für die Sauerstoffreinheiten 95 Vol.-% (durchgezogen) und 99,5 Vol.-% (gestrichelt)

Der tatsächliche Maximalwert für die CO₂-Konzentration liegt aufgrund des Argongehalts im Sauerstoff bei 97,2 Vol.-%. Für eine Sauerstoffreinheit von 95 Vol.-% ergibt sich eine maximale CO₂-Konzentration von 89,2 Vol.-% bei stöchiometrischer Verbrennung. Mit steigendem Sauerstoffüberschuss nimmt die Konzentration annähernd linear ab. Aufgrund der Massenerhaltung ist die CO₂-Konzentration für eine konstante globale Sauerstoffzahl unabhängig von der Prozesskonfiguration.

Der Sauerstoffüberschuss ist jedoch nicht beliebig weit reduzierbar, da bei Annäherung an stöchiometrische Bedingungen eine vollständige chemische Umsetzung des Brennstoffs erschwert wird. Dabei ist nicht die globale Sauerstoffzahl entscheidend, sondern der lokale Wert bei der jeweiligen Verbrennung (vgl. Abbildung 2). Da beim Oxyfuel-GuD-Prozess ca. 90 % des Abgases und dementsprechend auch des Restsauerstoffs rezirkuliert werden, ist die Differenz zwischen globaler und lokaler Sauerstoffzahl deutlich größer als im Kohlefall. Bei der im Basisfall gewählten globalen Sauerstoffzahl von 1,018 ergibt sich eine lokale Sauerstoffzahl von 1,17 bei der Variante mit einstufiger Verbrennung. Bei der Variante mit sequentieller Verbrennung wird der gesamte Sauerstoff vor der EV-Brennkammer zugegeben, in der nur ca.

60 % des Brennstoffs verbrannt wird. Daher liegt selbst bei global stöchiometrischen Verhältnissen die lokale Sauerstoffzahl bei ca. 1,7. Der Restsauerstoff ergibt mit dem restlichen Brennstoff in der SEV Brennkammer stöchiometrische Verhältnisse. Wird der Sauerstoffüberschuss erhöht, so steigt der mit dem rezirkulierten Abgas zurückgeführte Sauerstoffstrom für beide Varianten an. Da die lokale Sauerstoffzahl wiederum nur auf 60 bzw. 40 % des Brennstoffstroms bezogen wird, steigen die Werte deutlich stärker an als bei einstufiger Verbrennung. Im Basisfall ergibt sich eine lokale Sauerstoffzahl von 1,3 in der SEV-Brennkammer.

Die genaue Wahl des Sauerstoffüberschusses und der CO-Gehalt im Abgas werden in dieser Arbeit nicht betrachtet, da sie stark von der detaillierten Auslegung der Brennkammer abhängen. Reaktornetzwerkberechnungen einer Oxyfuel-Gasturbinenbrennkammer ergeben CO-Emissionen von unter 100 ppmv bei lokalen Sauerstoffzahlen von unter 1,03 [14]. Diese geringen Werte können bisher nicht in experimentellen Untersuchungen bestätigt werden. Nach [56] werden 100 ppmv bereits bei der sich hier im Basisfall für die sequentielle Verbrennung ergebenden lokalen Sauerstoffzahl von 1,3 überschritten. Nach [57] befindet sich bei ähnlichen Werten für den Sauerstoffüberschuss noch ca. 5 % der Stoffmenge des Brennstoffs als CO im Abgas.

Neben der höheren CO₂-Konzentration im unbehandelten CO₂-Strom hat ein verringerter Sauerstoffüberschuss auch Vorteile hinsichtlich des Wirkungsgrades, da weniger Sauerstoff in der LZA bereitgestellt werden muss. Weiterhin führt dies zu einem geringeren Massenstrom im O₂- und CO₂-Verdichter. Der Nettowirkungsgrad ist in Abbildung 47 in Abhängigkeit von der globalen Sauerstoffzahl dargestellt. Dabei ergibt sich ein annähernd linearer Zusammenhang, da der Eigenbedarf der Verdichter im Wesentlichen durch den erhöhten Massenstrom ansteigt. Eine Steigerung des globalen Sauerstoffüberschusses um 1 % reduziert den Nettowirkungsgrad um 0,12 bis 0,14 %-Pkt. Das Wirkungsgradpotential einer Senkung des Sauerstoffüberschusses liegt ausgehend vom Basisprozess also bei maximal 0,25 %-Pkt.

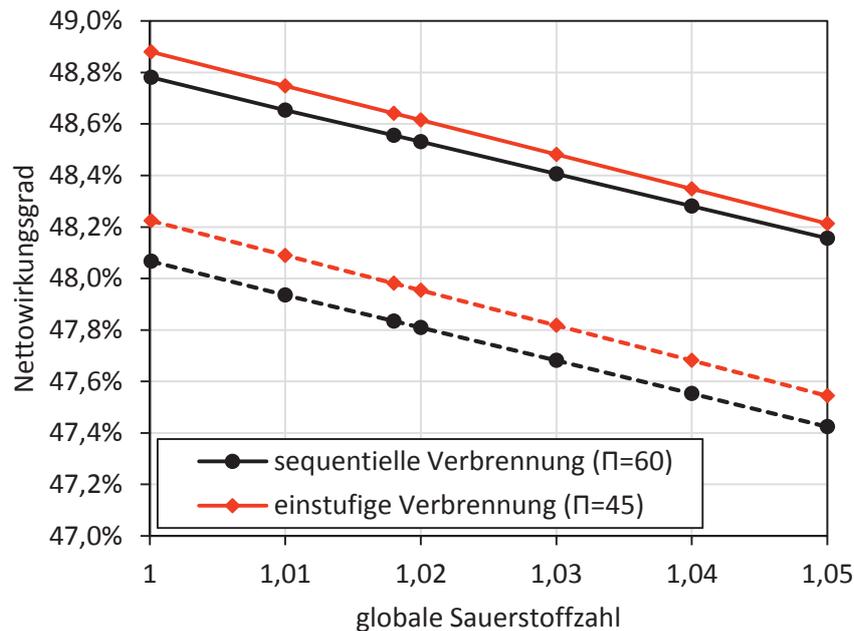


Abbildung 47: Nettowirkungsgrad des Oxyfuel-GuD-Prozesses in Abhängigkeit von der globalen Sauerstoffzahl für die Sauerstoffreinheiten 95 Vol.-% (durchgezogen) und 99,5 Vol.-% (gestrichelt)

4.3.3 Sauerstoffverdichtung

Die Art der Sauerstoffverdichtung hat nicht nur im Hinblick auf den Energiebedarf der Sauerstoffbereitstellung einen Einfluss auf den Prozess. Je nach Prozessführung unterscheiden sich auch die Temperatur des Sauerstoffs und damit die in den Prozess eingebrachte Energiemenge. Bei der bisher betrachteten externen Verdichtung des Sauerstoffs ist die Temperatur abhängig vom Austrittsdruck aus dem Sauerstoffverdichter, wodurch der Energieeintrag mit steigendem Druckverhältnis der Gasturbine ansteigt (vgl. Abbildung 24). Die Temperatur steigt dabei von 135 °C bei einem Druckverhältnis von 20 auf 182 °C bei einem Druckverhältnis von 100 an. Bei der Pumped-LOX Variante tritt der Sauerstoff unabhängig vom Druck mit 8,5 °C aus der Cold-Box aus und wird dem Prozess, wenn keine weiteren Maßnahmen getroffen werden, mit dieser Temperatur zugeführt. In Abbildung 48 ist der Einfluss der Sauerstofftemperatur auf den Bruttowirkungsgrad dargestellt. Es ist zu erkennen, dass eine Erhöhung der Sauerstofftemperatur zu einer linearen Erhöhung des Bruttowirkungsgrades um 0,005 %-Pkt. pro 1 K Sauerstofftemperatur führt. Die geringe

Sauerstofftemperatur bei der Pumped-LOX LZA muss durch einen erhöhten Brennstoffeinsatz ausgeglichen werden, was zu einer Verschlechterung des Bruttowirkungsgrades von bis zu 0,9 %-Pkt. bei hohen Druckverhältnissen führt. Die Austrittstemperatur aus dem Booster-Verdichter liegt vor der Nachkühlung bei ca. 180 °C. Eine Vorwärmung des Sauerstoffs aus der Pumped-LOX LZA mit dem Hochdruckluftstrom (vgl. Abbildung 15) bietet daher die Möglichkeit den Bruttowirkungsgrad des Prozesses zu erhöhen, ohne den Eigenbedarf signifikant zu verändern.

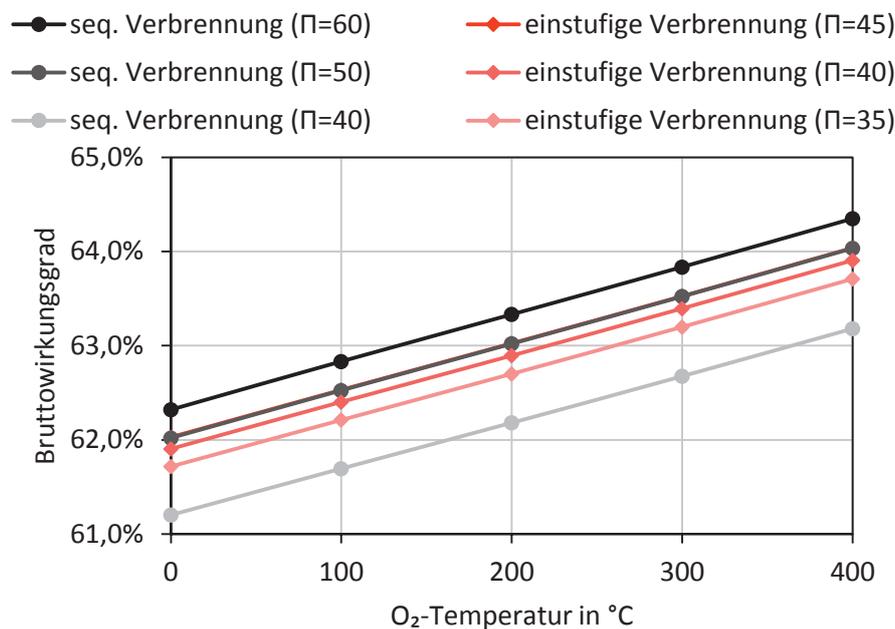


Abbildung 48: Bruttowirkungsgrad des Oxyfuel-GuD-Prozesses in Abhängigkeit von der Sauerstofftemperatur

Um die Luftzerlegungsprozesse bei einer einheitlichen Sauerstofftemperatur zu vergleichen, werden die beiden Verdichtungsvarianten jeweils um den Fall ergänzt, dass sich unabhängig vom Austrittsdruck die maximale Sauerstofftemperatur von 200 °C einstellt. Nach Abbildung 48 entspricht dies für die Pumped-LOX LZA einer Verbesserung des Bruttowirkungsgrades um 0,96 %-Pkt. Bei externer Verdichtung erhöht sich der Bruttowirkungsgrad je nach Druckverhältnis um 0,09 bis 0,32 %-Pkt. Bei externer Verdichtung wird dazu der Druck hinter der letzten Zwischenkühlung des O₂-Verdichters so eingestellt, dass die Temperatur am Austritt des letzten Verdichterabschnitts 200 °C beträgt. Bei der Pumped-LOX LZA wird eine

Vorwärmung durch den Hochdruckluftstrom auf 200 °C vorgenommen (vgl. Abbildung 15). Dazu wird die Austrittstemperatur des Booster-Verdichters analog zum O₂-Verdichter auf eine Temperatur von 230 °C eingestellt, da eine obere Grädigkeit des Vorwärmers von 30 K berücksichtigt wird. In Abbildung 49 ist der aufsummierte Eigenbedarf für die Sauerstoffbereitstellung inkl. Verdichtung der betrachteten Varianten in Abhängigkeit vom Druckverhältnis der Gasturbine dargestellt. Es ist zu beachten, dass der Sauerstoffdruck aufgrund der Vermischung immer 10 bar höher gewählt wird, als der Brennkammerdruck.

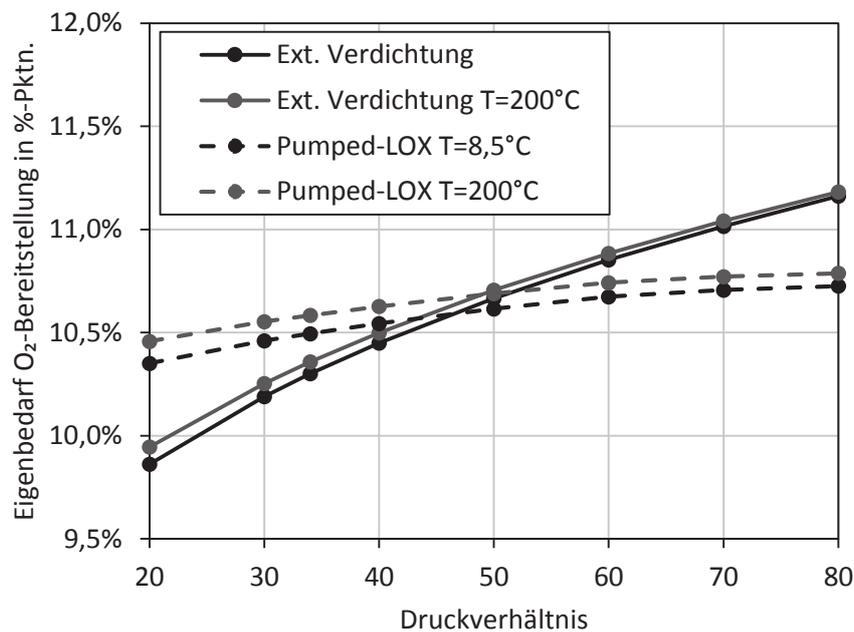


Abbildung 49: Elektrischer Eigenbedarf der Sauerstoffbereitstellung in Abhängigkeit vom Druckverhältnis der Oxyfuel-Gasturbine für die Varianten der Sauerstoffverdichtung

Aufgrund des starken Anstiegs des benötigten Austrittsdrucks des Booster-Verdichters bei Sauerstoffdrücken unterhalb von 30 bar (vgl. Abbildung 18) liegt der Eigenbedarf der Pumped-LOX LZA bei niedrigen Druckverhältnissen höher als bei externer Verdichtung. Der Druckanstieg, um höhere Sauerstoffdrücke zu erreichen, ist deutlich geringer, sodass der Eigenbedarf mit steigendem Druckverhältnis nur wenig ansteigt. Der Austrittsdruck des O₂-Verdichters steigt im betrachteten Bereich entsprechend der Änderung des Druckverhältnisses deutlich stärker an. Dadurch ergibt sich, dass die Pumped-LOX LZA ab einem Druckverhältnis von ca. 50 einen geringeren Eigenbedarf aufweist, als die LZA mit externer Verdichtung. Die

Gewährleistung einer konstanten Sauerstofftemperatur von 200 °C führt dann für die Pumped-LOX LZA zu einer geringen Erhöhung des elektrischen Eigenbedarfs. Bei externer Verdichtung nimmt der Einfluss mit steigendem Druckverhältnis ab, da der Sauerstoff bei einem Druckverhältnis von 80 bereits im Basisfall nahe an der geforderten Temperatur liegt. Bei der Pumped-LOX LZA ist der Einfluss auf die Verdichtung ebenfalls gering, da die Temperatur am Verdichteraustritt nur ca. 50 K höher liegt als ohne Vorwärmung. Abbildung 50 zeigt den daraus resultierenden Nettowirkungsgrad des Oxyfuel-GuD-Prozesses für die verschiedenen Varianten der Sauerstoffverdichtung.

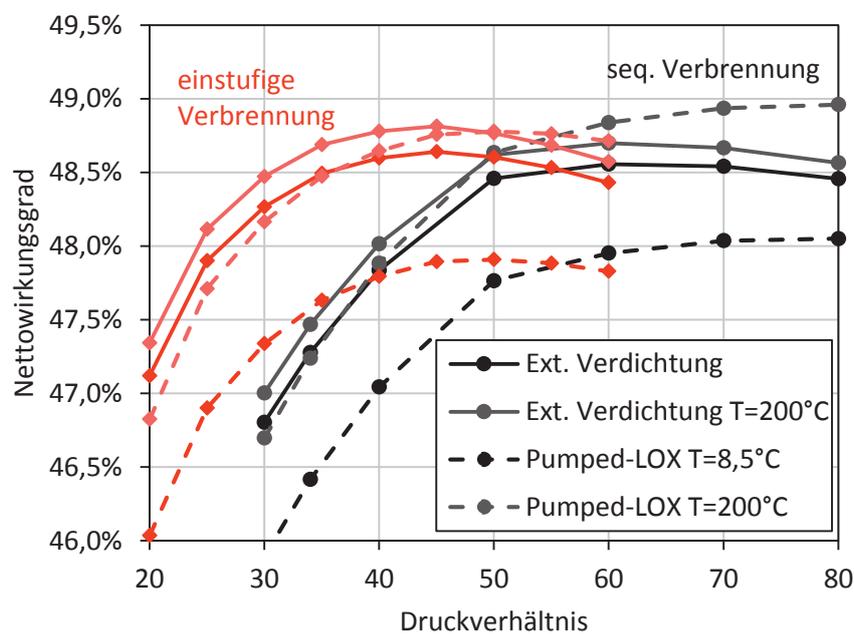


Abbildung 50: Nettowirkungsgrad des Oxyfuel-GuD-Prozesses in Abhängigkeit vom Druckverhältnis für die Varianten der Sauerstoffverdichtung

Ohne Vorwärmung liegt der Nettowirkungsgrad bei der Pumped-LOX LZA für alle Druckverhältnisse deutlich unterhalb des Wertes bei externer Verdichtung. Obwohl der Eigenbedarf der Pumped-LOX Luftzerlegung ab einem Druckverhältnis von 50 niedriger ist, ist der Bruttowirkungsgradverlust des Prozesses durch die niedrige Sauerstofftemperatur entscheidend. Der Nettowirkungsgrad mit Pumped-LOX LZA erhöht sich durch die Vorwärmung auf 200 °C um 0,8 bis 0,9 %-Pkt. Für die externe Verdichtung ergibt sich ebenfalls eine Verbesserung. Diese fällt mit 0,1 bis 0,2 %-Pkt. allerdings deutlich geringer aus. Betrachtet man die beiden Verdich-

tungsprozesse bei gleicher Sauerstofftemperatur, so ist der Verlauf des Bruttowirkungsgrades für beide Varianten gleich. Dadurch ergibt sich der Schnittpunkt der Kurven aufgrund des Eigenbedarfs für die Sauerstoffbereitstellung bei einem Druckverhältnis von 50.

Die Schlussfolgerungen für den Gesamtprozess unterscheiden sich je nach verwendeter Gasturbine. Bei sequentieller Verbrennung liegt der Schnittpunkt des Nettowirkungsgrades zwischen externer Verdichtung und Pumped-LOX LZA unterhalb des bei externer Verdichtung als optimal ermittelten Druckverhältnisses von 60. Mit Pumped-LOX LZA liegt der Nettowirkungsgrad bei diesem Druckverhältnis 0,1 %-Pkt. höher als bei externer Verdichtung und gleicher Sauerstofftemperatur. Aufgrund des geringeren Anstiegs des Eigenbedarfs der Pumped-LOX LZA mit steigendem Druckverhältnis verschiebt sich der optimale Nettowirkungsgrad des Prozesses zu höheren Druckverhältnissen. Beim höchsten betrachteten Druckverhältnis von 80 beträgt der Nettowirkungsgrad trotz der steigenden Verluste im Gasturbinenverdichter 49,0 % und liegt damit 0,4 %-Pkt. höher als der optimale Wert des Basisfalls. Es ist dabei jedoch zu beachten, dass die Verdichterverluste für diese Druckverhältnisse außerhalb der für die Korrelation des Verhältnisses ε/s angegebenen Grenzen liegen. Für die Gasturbine mit einstufiger Verbrennung ergibt sich, dass eine externe Verdichtung des Sauerstoffs bei dem bisherigen optimalen Druckverhältnis von 45 und gleicher Sauerstofftemperatur energetisch minimal besser ist als der Pumped-LOX Prozess. Der optimale Nettowirkungsgrad verschiebt sich bei der Pumped-LOX LZA ebenfalls zu einem leicht höheren Druckverhältnis. Bei dem jeweils optimalen Druckverhältnis erreichen beide Prozesse bei der Sauerstofftemperatur von 200 °C einen Nettowirkungsgrad von 48,8 %.

4.4 CO₂-Aufbereitung

In allen bisherigen Betrachtungen wird davon ausgegangen, dass die Zusammensetzung des unbehandelten CO₂ für eine direkte Speicherung des CO₂ geeignet ist. Daher wird der CO₂-Strom direkt auf den benötigten Pipelinedruck verdichtet. Um die Notwendigkeit und die Auswirkungen einer CO₂-Aufkonzentration durch das in Abschnitt 3.2.2 dargestellte Verfahren der partiellen Kondensation zu bewerten, werden in diesem Abschnitt an Literaturdaten angelehnte CO₂-Reinheiten vorgegeben. Dabei werden im Rahmen dieser Arbeit nicht die Gehalte von verbrennungsbedingten Verunreinigungen im CO₂ wie NO_x, SO_x und CO betrachtet. Das unbehandelte CO₂

besteht daher neben CO_2 aus Wasserdampf und den nicht-kondensierbaren Bestandteilen O_2 , N_2 und Ar. Diese sollen nach [94] in Summe auf 4 Vol.-% begrenzt werden, was einer CO_2 -Reinheit von 96 Vol.-% i.tr. entspricht. Dieser Wert wird auch in weiteren Studien [27, 30] als Mindestreinheit angesehen und entspricht auch in etwa dem Wert verschiedener Pipeline-Projekte [83]. Eine Begrenzung des Sauerstoffanteils, z.B. für EOR-Anwendungen, wird in dieser Arbeit nicht vorgenommen. Als gesteigerte Reinheitsanforderung wird eine Reinheit von 98 Vol.-% angenommen.

Die bisherigen Ergebnisse zeigen, dass eine hohe CO_2 -Reinheit von 98 Vol.-% selbst bei hoher Sauerstoffreinheit und stöchiometrischer Verbrennung ohne eine weitere Aufreinigung nicht zu erreichen ist (vgl. Abbildung 46). Eine CO_2 -Reinheit von 96 Vol.-% ist ohne Aufreinigung möglich, wenn hochreiner Sauerstoff verwendet wird und eine sichere Verbrennung bei einer globalen Sauerstoffzahl unterhalb von 1,007 erreicht werden kann. Dies entspricht einer lokalen Sauerstoffkennzahl von 1,07 bei einstufiger Verbrennung oder 1,16 in der SEV-Brennkammer bei sequentieller Verbrennung. Alle anderen betrachteten Fälle benötigen eine weitere Aufreinigung, um die geforderten CO_2 -Reinheiten zu erreichen. Wie in Abschnitt 4.2 beschrieben, ist die Zusammensetzung des unbehandelten CO_2 vor Eintritt in die CO_2 -Aufbereitung unabhängig vom Druckverhältnis, vom Verbrennungskonzept der Oxyfuel-Gasturbine und auch von der Rezirkulationsrate. Sie wird im Wesentlichen durch die Zusammensetzung des Brennstoffs, die Reinheit des Sauerstoffs und die globale Sauerstoffzahl festgelegt. Der Wassergehalt im unbehandelten CO_2 ist zudem von der Kühltemperatur der Rezirkulation abhängig. Da der Wasserdampf bereits zu einem großen Teil in den Zwischenkühlern des CO_2 -Verdichters auskondensiert, ist der Wassergehalt auch bei unterschiedlichen Rezirkulationstemperaturen ab dem ersten Zwischenkühler gleich, sodass in diesem Abschnitt nur die Einflüsse von Sauerstoffreinheit und -überschuss diskutiert werden. Dabei wird die Konfiguration des Basisprozesses und die Brennstoffzusammensetzung nach Tabelle 2 beibehalten.

In Abbildung 51 ist die in Abhängigkeit von der geforderten CO_2 -Reinheit erreichbare CO_2 -Abtrennungsrates dargestellt. Wie in Abschnitt 2.4 beschrieben, nimmt mit steigendem Kondensationsdruck die CO_2 -Abtrennungsrates zu. Aufgrund der beiden Temperaturniveaus in der verwendeten CO_2 -Aufbereitungsanlage sinkt die CO_2 -Reinheit nicht stetig mit der CO_2 -Abtrennungsrates. Dazu wird beispielhaft die Kurve für 96 Vol.-% Sauerstoffreinheit betrachtet. Bei geringen Drücken unterhalb 20,4 bar und damit geringen CO_2 -Abtrennungsrates erfolgt der wesentliche Teil der

Kondensation auf dem unteren Temperaturniveau der CO₂-Aufbereitungsanlage von -50 °C. Aufgrund der tiefen Temperatur des gesammelten Kondensats wird der unbehandelte CO₂-Strom bereits im Vorkühler auf unter -25 °C abgekühlt, jedoch wird bei geringem Druck nur ein geringer Teil des CO₂ kondensiert. Steigt der Druck über 20,4 bar an, so wird der Sättigungsdruck des Gemisches bei -25 °C erreicht und es wird bereits in der ersten Stufe der Großteil des CO₂ mit hoher Reinheit kondensiert. Daher nimmt die CO₂-Reinheit bei Überschreitung dieses Drucks zunächst wieder zu. Nach dem Übergangsbereich nimmt die CO₂-Reinheit ab einem Druck von 21,9 bar wieder mit steigendem Druck ab. Je nach CO₂-Konzentration im unbehandelten CO₂ liegt der Übergangsbereich zwischen 17 und 24 bar. Mit höherer Sauerstoffreinheit steigt aufgrund der höheren CO₂-Konzentration im unbehandelten CO₂ die CO₂-Abtrennungsrate bei vorgegebener Reinheit an. Für den Fall mit 99,5 Vol.-% Sauerstoffreinheit ergibt sich aufgrund der nicht stetigen Abhängigkeit von CO₂-Reinheit und CO₂-Abtrennungsrate der Fall, dass bei einer geforderten CO₂-Reinheit von 98 Vol.-%, je nach Wahl des Kondensationsdrucks drei verschiedene Abtrennungsraten möglich sind.

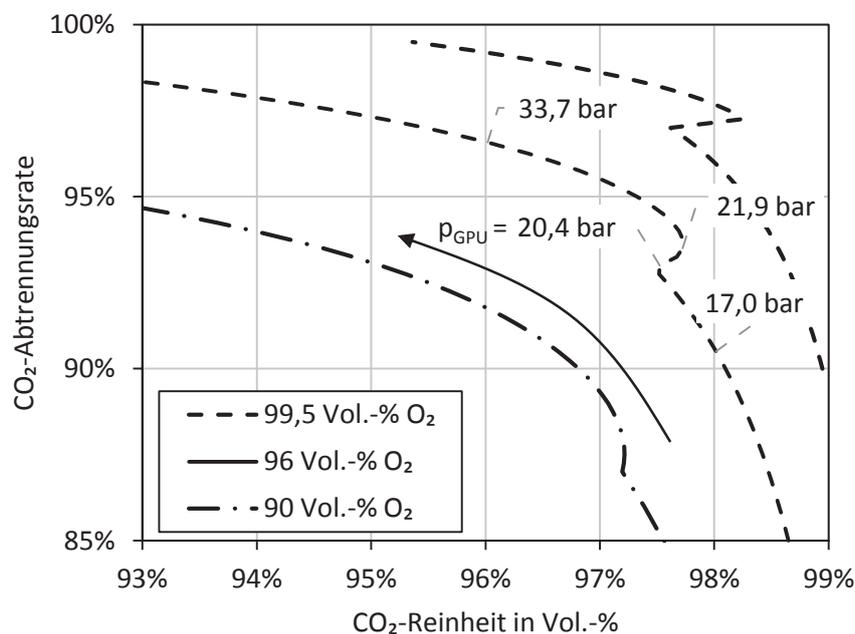


Abbildung 51: CO₂-Reinheit nach partieller Kondensation in Abhängigkeit von der CO₂-Abtrennungsrate für das unbehandelte CO₂ des Oxyfuel-GuD-Prozesses bei $\lambda_{\text{global}} = 1,018$

Für die vorgegebenen CO₂-Reinheiten und die betrachteten Sauerstoffreinheiten sind in Abbildung 52 die maximal erreichbaren CO₂-Abtrennungsraten und der Einfluss auf den Nettowirkungsgrad dargestellt. Für eine erforderliche CO₂-Reinheit von 96 Vol.-% liegt die CO₂-Abtrennungsraten zwischen 92 % (Sauerstoffreinheit 90 Vol.-%) und 99 % (Sauerstoffreinheit 99,5 Vol.-%), wobei sich für die energetisch als optimal identifizierte Sauerstoffreinheit von 96 Vol.-% eine CO₂-Abtrennungsraten von 96,6 % ergibt. Dafür ist ein Druck von 33,7 bar am CO₂-Verdichteraustritt notwendig. Steigert man die CO₂-Reinheitsanforderung auf 98 Vol.-%, muss der Druck am CO₂-Verdichteraustritt auf 17,0 bar verringert werden und die Abtrennungsraten sinkt für diesen Fall auf 90,5 % ab. Nach Abbildung 51 verschiebt sich dabei der Großteil der Kondensation auf das untere Temperaturniveau der Aufbereitungsanlage, da der Druck nun unter 20,4 bar beträgt. Eine Ausnahme bildet hier der Fall mit 99,5 Vol.-% Sauerstoffreinheit. In diesem Fall wird von den drei möglichen Drücken, bei denen 98 Vol.-% CO₂-Reinheit erreicht wird, der Druck mit der höchsten Abtrennungsraten gewählt, da dieser den geringsten spezifischen Energiebedarf aufweist. Aufgrund dessen steigt in Abbildung 52 die CO₂-Abtrennungsraten von 96 Vol.-% nach 99,5 Vol.-% Sauerstoffreinheit überproportional an.

Der Einfluss auf den Nettowirkungsgrad des Gesamtprozesses wird anhand der Differenz des Energiebedarfs der gesamten Aufbereitungsanlage, bestehend aus Verdichter, CO₂-Pumpe und Kühlkreisläufen, und der bisher betrachteten Verdichtung des gesamten unbehandelten CO₂-Stroms auf 110 bar betrachtet. Bei geringen Sauerstoffreinheiten nimmt der Nettowirkungsgrad bei Aufreinigung im Vergleich zur einfachen Verdichtung des CO₂ zu. In Abschnitt 4.3.1 wurde gezeigt, dass der steigende Gehalt an Verunreinigungen im unbehandelten CO₂ zu einem Anstieg des Eigenbedarfs für die CO₂-Verdichtung führt und dadurch der Nettowirkungsgrad bei Sauerstoffreinheiten unter 96 Vol.-% sinkt. Da die Verunreinigungen bei der partiellen Kondensation nicht auf 110 bar verdichtet werden, sondern nur auf den jeweiligen Kondensationsdruck, wird dieser Effekt geringer. Zudem erfolgt die Verdichtung in der flüssigen Phase, sodass der Energiebedarf für die Kühlkreisläufe überkompensiert wird. Bei höheren Sauerstoffreinheiten kehrt sich der Effekt um, da weniger Verunreinigungen im unbehandelten CO₂ enthalten sind. Da bei 98 Vol.-% CO₂-Reinheit der Großteil des abgetrennten CO₂ auf -50 °C abgekühlt werden muss, steigt der Energiebedarf mit steigender Abtrennungsraten deutlich stärker an, als bei 96 Vol.-% CO₂-Reinheit. Dadurch wird der Wirkungsgradvorteil durch den geringeren Druck am Verdichteraustritt kompensiert. Da sich, wie bereits be-

schrieben, bei 99,5 Vol.-% Sauerstoffreinheit die Kondensation auf das obere Temperaturniveau verschiebt, wird bei 98 Vol.-% CO₂-Reinheit der Energiebedarf bei Änderung der Sauerstoffreinheit von 96 auf 99,5 Vol.-% reduziert.

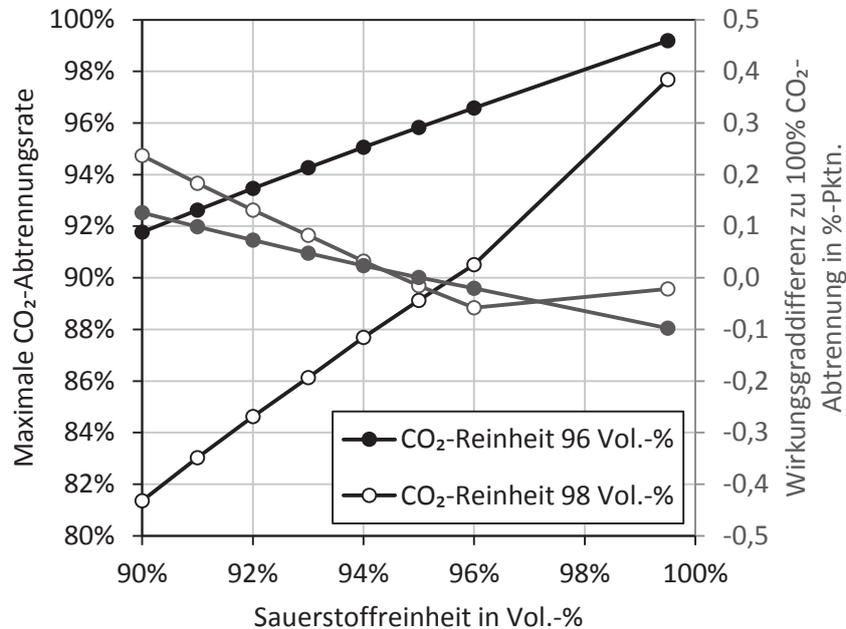


Abbildung 52: Maximal erreichbare CO₂-Abtrennungsrates und Änderung des Nettowirkungsgrades in Abhängigkeit von der verwendeten Sauerstoffreinheit bei Aufkonzentration des CO₂ durch partielle Kondensation bei $\lambda_{\text{global}} = 1,018$

Bei einer Veränderung der CO₂-Abtrennungsrates ist der Nettowirkungsgrad allein wenig aussagekräftig, um die Prozesse vergleichen zu können. Um beide Größen in die Bewertung einzubeziehen, wird der spezifische elektrische Verlust ζ definiert.

$$\zeta = \frac{\Delta P_{\text{net}}^*}{\dot{m}_{\text{CO}_2, \text{abg}}^*} = \frac{(\eta_{\text{net, Ref}} - \eta_{\text{net, Oxy}}) \dot{Q}_{\text{FWL}}^*}{R_{\text{CO}_2} \dot{m}_{\text{CO}_2, \text{erz}}^*} = \frac{\eta_{\text{net, Ref}} - \eta_{\text{net, Oxy}}}{R_{\text{CO}_2} E_{\text{CO}_2, \text{th}}} \quad (4-1)$$

Dazu wird der Verlust an elektrischer Nettoleistung ΔP_{net}^* bei gleicher Feuerungs-wärmeleistung auf den abgetrennten CO₂-Massenstrom $\dot{m}_{\text{CO}_2, \text{abg}}^*$ bezogen. Durch Umstellen der Gleichung ergibt sich der Wert als der Wirkungsgradverlust des Oxyfuel-Prozesses gegenüber dem jeweiligen Referenzprozess, bezogen auf die pro kWh_{th} Brennstoffenergie abgetrennte CO₂-Menge. Diese berechnet sich aus der CO₂-Abtrennungsrates und den spezifischen Emissionen des verwendeten Erdgases von 205,7 g CO₂/kWh_{th}. In Abbildung 53 ist der spezifische elektrische Verlust und der

Nettowirkungsgrad der Variante mit sequentieller Verbrennung für verschiedene Sauerstoffreinheiten und CO₂-Aufbereitungsanforderungen dargestellt.

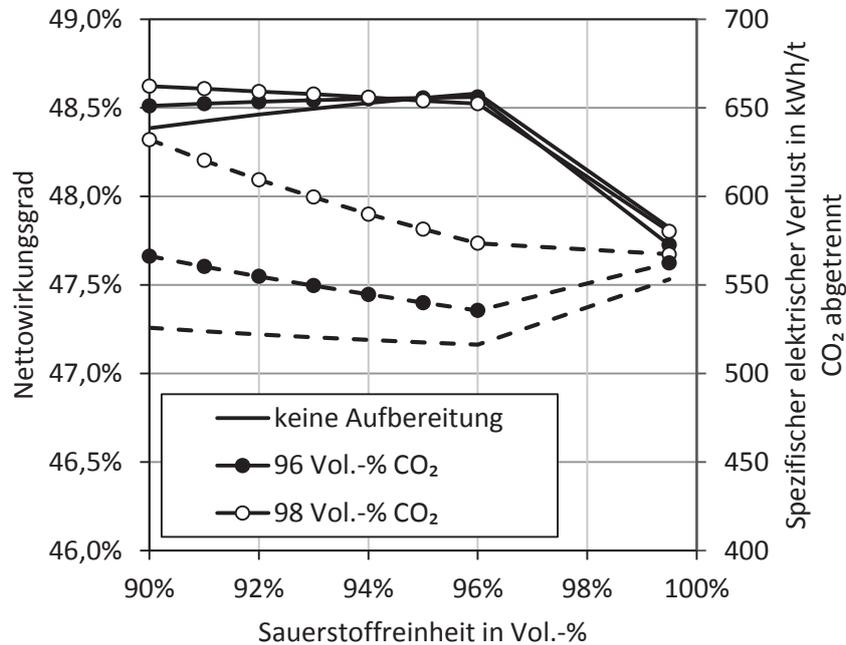


Abbildung 53: Nettowirkungsgrad (durchgezogen) und spezifischer elektrischer Verlust (gestrichelt) des Oxyfuel-GuD-Prozesses mit sequentieller Verbrennung in Abhängigkeit von der Sauerstoffreinheit und der angestrebten CO₂-Reinheit bei $\lambda_{\text{global}} = 1,018$

Ist keine Aufreinigung vorgesehen, so ist der spezifische elektrische Verlust direkt proportional zum Wirkungsgradverlust des betrachteten Falls, da die CO₂-Abtrennungsrate konstant 100 % beträgt. Der bei dem betrachteten Sauerstoffüberschuss minimal erreichbare Wert liegt entsprechend des Wirkungsgradoptimums bei 96 Vol.-% Sauerstoffreinheit bei 516 kWh_{el}/t CO₂. Die Aufreinigung auf 96 bzw. 98 Vol.-% hat, wie in Abbildung 52 gezeigt, bei Sauerstoffreinheiten unter 95 Vol.-% eine Wirkungsgraderhöhung gegenüber der Variante ohne Aufreinigung von bis zu 0,25 %-Pkt. zur Folge. Aufgrund der mit steigenden Reinheitsanforderungen sinkenden CO₂-Abtrennungsrate steigt der spezifische elektrische Verlust jedoch deutlich an. Um 96 Vol.-% CO₂ Reinheit zu erreichen, ist ein Minimalwert von 536 kWh_{el}/t CO₂ notwendig. Je höher die Sauerstoffreinheit gewählt wird, desto geringer ist der Einfluss der Aufreinigung auf den spezifischen elektrischen Verlust. Dadurch ergibt sich, dass bei einer vorgegebenen CO₂-Reinheit von 98 Vol.-% die

Variante mit 99,5 Vol.-% Sauerstoffreinheit einen geringeren spezifischen elektrischen Verlust aufweist. Für die sequentielle Verbrennung ergibt sich ein spezifischer elektrischer Verlust von 567 kWh_{el}/t CO₂, während der Wert bei 96 Vol.-% Sauerstoffreinheit bei 573 kWh_{el}/t CO₂ liegt.

Der Nettowirkungsgrad der Variante mit einstufiger Verbrennung unterscheidet sich von der Variante mit sequentieller Verbrennung kaum (vgl. Abbildung 45). Da der Wirkungsgradverlust gegenüber der Variante des Referenzprozesses bei einstufiger Verbrennung aufgrund des Wirkungsgradnachteils der Variante im Luftfall um 0,6 %-Pkt. geringer ausfällt, liegt der spezifische Verlust bei einstufiger Verbrennung um ca. 30 kWh/t CO₂ niedriger (siehe Abbildung A 6).

In Abschnitt 4.3.2 wurde bereits gezeigt, dass das Wirkungsgradpotential durch eine Reduzierung des Sauerstoffüberschusses – ausgehend vom Basisfall – maximal 0,25 %-Pkt. beträgt. Der Einfluss des Sauerstoffüberschusses auf den spezifischen elektrischen Verlust ist für die Variante mit sequentieller Verbrennung in Abbildung 54 dargestellt.

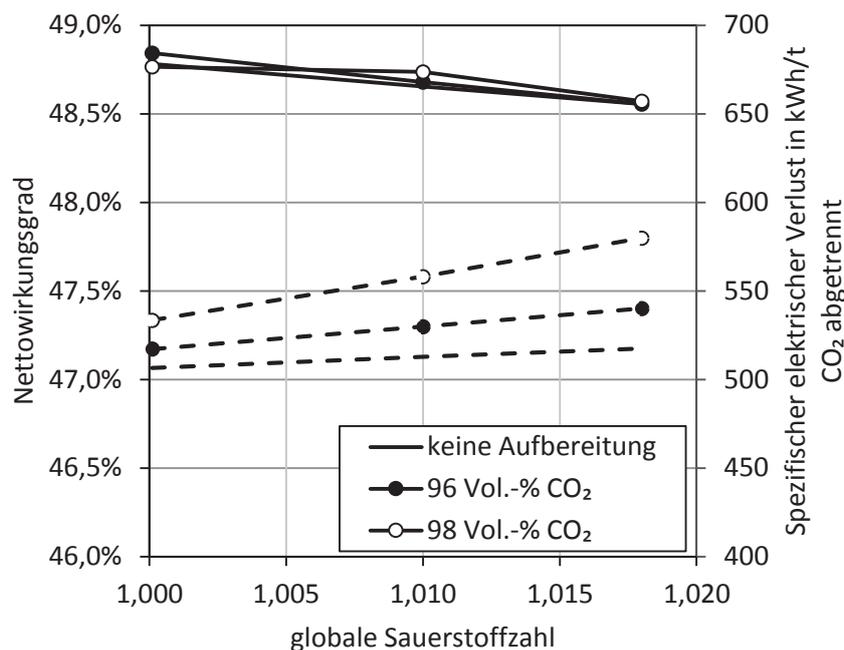


Abbildung 54: Nettowirkungsgrad (durchgezogen) und spezifischer elektrischer Verlust (gestrichelt) des Oxyfuel-GuD-Prozesses mit sequentieller Verbrennung in Abhängigkeit vom Sauerstoffüberschuss und von der angestrebten CO₂-Reinheit bei einer Sauerstoffreinheit von 95 Vol.-%

Nach Gleichung (4-1) ergibt sich daraus eine Verringerung des spezifischen elektrischen Verlustes von maximal 12 kWh/t CO₂, wenn keine Aufreinigung verwendet wird. Im Basisfall mit 95 Vol.-% Sauerstoffreinheit und $\lambda_{\text{global}} = 1,018$ wird die CO₂-Abtrennungsrate auf 95,8 % bei 96 Vol.-% CO₂-Reinheit bzw. 89,1 % bei 98 Vol.-% CO₂-Reinheit reduziert (vgl. Abbildung 52). Eine Reduzierung des Sauerstoffüberschusses bietet hier zusätzlich das Potential, die CO₂-Abtrennungsrate auf bis zu 97,4 % bzw. 95,1 % zu steigern. Durch den reduzierten Wirkungsgradverlust und die gleichzeitig erhöhte CO₂-Abtrennungsrate erhöht sich der Effekt des Sauerstoffüberschusses bei hohen Reinheitsanforderungen auf bis zu 46 kWh/t CO₂. Der Einfluss des Sauerstoffüberschusses ist daher bei einer Aufreinigung ein deutlich entscheidender Parameter.

Bei den weiteren betrachteten Varianten des Basisfalls mit 95 Vol.-% Sauerstoffreinheit und $\lambda_{\text{global}} = 1,018$ lassen sich aufgrund der konstanten Abtrennungsrate die entsprechenden Änderungen des spezifischen elektrischen Verlustes einfach bestimmen. Ohne weitere Aufbereitung führt eine Erhöhung des Wirkungsgrades um 1 %-Pkt. zu einer Reduzierung des spezifischen Bedarfs um 49 kWh /t CO₂. Bei einer Aufreinigung auf 98 Vol.-% erhöht sich dieser Wert auf 54 kWh/t CO₂. Dies wäre z.B. die Verbesserung bei Verwendung einer Dreisäulen-LZA. Wird Sauerstoff mit 99,5 Vol.-% Reinheit und einer globalen Sauerstoffzahl von 1,007 verwendet, ist eine CO₂-Reinheit von 96 Vol.-% bei 100 % CO₂-Abtrennungsrate möglich. Der Nettowirkungsgrad liegt dann bei 47,97 % bei sequentieller Verbrennung bzw. 48,13 % bei einstufiger Verbrennung (vgl. Abbildung 47). Daraus ergibt sich ein spezifischer elektrischer Verlust von 545 kWh/t CO₂ bzw. 513 kWh/t CO₂. Damit liegt der Wert nur ca. 10 kWh/t CO₂ höher als bei dem Fall mit 96 Vol.-% Sauerstoffreinheit und entsprechender Aufreinigung. Dafür kann jedoch die partielle Kondensation eingespart und eine einfache Zweisäulen-LZA verwendet werden.

5 Zusammenfassung

GuD-Kraftwerke sind in vielen Zukunftsszenarien zur CO₂-armen Residuallastdeckung vorgesehen. Der Oxyfuel-GuD-Prozess ist eine der Möglichkeiten die CO₂-Emissionen von GuD-Kraftwerken trotz Verwendung fossiler Brennstoffe deutlich zu reduzieren. Aufgrund der internen Verbrennung im Gasturbinenprozess hat die Steigerung der CO₂-Konzentration im Abgas einen deutlich stärkeren Einfluss auf den Prozess als beispielsweise bei kohlebefeuernden Dampfkraftwerken. Infolge der hohen CO₂-Konzentration ist es notwendig, das Druckverhältnis der Gasturbine deutlich zu erhöhen, um den optimalen Nettowirkungsgrad des Prozesses zu erreichen. Aufgrund verschiedener Randbedingungen weisen bisherige Untersuchungen eine große Streuung bezüglich des zu wählenden Druckverhältnisses auf. Zudem unterscheiden sich die Studien im Hinblick auf die Betrachtung der Sauerstoffbereitstellung und der CO₂-Aufbereitung. In dieser Arbeit wurde der Gesamtprozess des Oxyfuel-GuD-Prozesses unter Berücksichtigung aller Verfahrensschritte untersucht. Dabei wurden die beiden in großtechnischen Gasturbinen angewendeten Verbrennungskonzepte, einstufige und sequentielle Verbrennung, als unterschiedliche Varianten betrachtet. Aufgrund der starken Änderung des Druckverhältnisses wurde für die Änderung des polytropen Verdichterwirkungsgrades ein neues Modell entwickelt und in die Betrachtung einbezogen. Anhand eines festgelegten Basisfalls wurden zunächst die grundlegenden Unterschiede zwischen Oxyfuel-Bedingungen und Luftfall dargestellt. Dazu wurden eine externe Sauerstoffverdichtung und außer einer Begrenzung des Wasseranteils keine CO₂-Reinheitsanforderungen vorgegeben. Ausgehend vom Basisfall wurden Einflussgrößen aus allen Teilbereichen des Gesamtprozesses variiert.

Im Vergleich zum Luftfall beträgt der Wirkungsgradverlust des Basisfalls 10,03 %-Pkt. für die Variante mit einstufiger Verbrennung und 10,66 %-Pkt. für die Variante mit sequentieller Verbrennung. Dies führt dazu, dass der Wirkungsgradvorteil der Variante mit sequentieller Verbrennung im Luftfall von 0,55 %-Pkt. unter Oxyfuel-Bedingungen vollständig eingebüßt wird. Das Druckverhältnis muss von 17

auf 45 bei einstufiger Verbrennung bzw. von 34 auf 60 bei sequentieller Verbrennung gesteigert werden, um den optimalen Wirkungsgrad zu erreichen. Der größte Anteil am Wirkungsgradverlust ist für beide Gasturbinenvarianten auf die elektrischen Energiebedarfe der LZA (6,6 %-Pkt.) und der CO₂-Verdichtung (2,3 %-Pkt.) zurückzuführen. Weitere 0,5 %-Pkt. sind auf eine Erhöhung des sonstigen Eigenbedarfs und die Dampfantnahme zur Regeneration der Molsiebe von LZA und CO₂-Aufbereitung zurückzuführen. Aufgrund der veränderten Prozessführung und Prozessparameter unter Oxyfuel-Bedingungen kommen weitere Verluste hinzu. Dabei sind vor allem die zwischengekühlte Verdichtung des Sauerstoffs und die höheren Exergieverluste im AHDE entscheidend. Da bei diesen Verlusten das Druckverhältnis des Prozesses entscheidend ist, beträgt der Wirkungsgradverlust bei einstufiger Verbrennung 0,45 %-Pkt. und bei sequentieller Verbrennung 0,88 %-Pkt. Bei sequentieller Verbrennung muss zudem der Brennstoffdruck erhöht werden, was zu einem weiteren Verlust von 0,13 %-Pkt. führt. Die verbleibende Differenz ist auf den sinkenden Verdichterwirkungsgrad gegenüber dem Luftfall zurückzuführen. Dieser nimmt mit steigendem Druckverhältnis und damit abnehmenden Schaufellängen am Austritt des Verdichters ab. Aufgrund der verringerten Schallgeschwindigkeit unter Oxyfuel-Bedingungen muss der Durchmesser des Verdichters reduziert werden, was zu einer höheren Stufenanzahl führt. Mithilfe des entwickelten Modells zur Berechnung des polytropen Verdichterwirkungsgrades kann gezeigt werden, dass dieser unter Oxyfuel-Bedingungen einen deutlichen Einfluss auf das optimale Druckverhältnis der beiden Prozessvarianten hat. Bei einem als konstant angenommenen Verdichterwirkungsgrad läge das optimale Druckverhältnis deutlich höher.

Ebenfalls einen Einfluss auf die Wahl des optimalen Druckverhältnisses hat der verwendete Abhitzeprozess. Da mit steigender Gasturbinenaustrittstemperatur die Abkühlung des Abgases im AHDE verbessert wird, nimmt der Vorteil des Dreidruckprozesses bei geringeren Druckverhältnissen ab. Bei sehr hohen Gasturbinenaustrittstemperaturen kann das Abgas bereits mit einem Eindruckprozess bis auf die minimale Abgastemperatur von 70 °C abgekühlt werden. Aufgrund der unterschiedlichen Gasturbinenaustrittstemperaturen bei einstufiger und sequentieller Verbrennung unterscheiden sich die Ergebnisse für beide Gasturbinenvarianten deutlich. Bei sequentieller Verbrennung erreicht der Prozess mit einem Eindruckprozess den maximalen Nettowirkungsgrad bei einem Druckverhältnis von 50 und liegt dort nur 0,1 %-Pkt. unterhalb des optimalen Wertes mit Dreidruckprozess. Ein Zweidruckprozess hat bei sequentieller Verbrennung keine signifikanten Vorteile.

Bei einstufiger Verbrennung liegt der maximale Nettowirkungsgrad des Dreidruckprozesses 0,3 %-Pkt. höher als mit einem Zweidruckprozess bzw. 0,8 %-Pkt. höher als mit einem Eindruckprozess. Dafür kann das Druckverhältnis bei weniger Druckstufen deutlich verringert werden. Bei verringerten Druckverhältnissen muss beachtet werden, dass aufgrund der geringeren Temperaturabnahme im Turbinenteil der Gasturbine der Kühlbedarf der hinteren Stufen ansteigt und auch für die letzte Turbinenstufe notwendig wird.

Das Temperaturniveau der Abgasrezirkulation ist entscheidend für den Wassergehalt im gesamten Abgas- bzw. Heißgaspfad des halbgeschlossenen Gasturbinenprozesses. Um eine Taupunktunterschreitung im AHDE bei den heute üblichen Speisewassertemperaturen von 60 °C zu vermeiden, muss das Abgas im Abgaskondensator auf mindestens 40 °C abgekühlt werden, sodass ausreichend Wasser kondensiert. Andernfalls muss der kalte Teil des AHDE korrosionssicher ausgelegt werden oder die Speisewassertemperatur erhöht werden. Letzteres senkt den erreichbaren Wirkungsgrad erheblich. Eine niedrigere Rezirkulationstemperatur ist generell vorteilhaft hinsichtlich des Nettowirkungsgrades. Bei verringertem Druckverhältnis nimmt der Einfluss jedoch ab. Einen Sonderfall bildet die Gasturbine bei sequentieller Verbrennung und einer Rezirkulationstemperatur von 70 °C. Aufgrund des hohen Wassergehalts verlässt das Abgas den AHDE bereits im Nebelgebiet. Eine korrosionssichere Ausführung vorausgesetzt, kann dadurch auch ein Teil der Kondensationsenthalpie für die Speisewasservorwärmung genutzt werden, was den Nettowirkungsgrad verbessert. Bei der Wahl und Auslegung des Abgaskondensators sind hohe Druckverluste zu vermeiden, da diese den Gegendruck der Gasturbine erhöhen und somit den Nettowirkungsgrad deutlich verringern.

Der geringste Wirkungsgradverlust des Prozesses tritt bei einer Sauerstoffreinheit von 96 Vol.-% auf. Die CO₂-Konzentration im Abgas beträgt dann weniger als 90 Vol.-%. Bei der im Basisfall gewählten globalen Sauerstoffzahl von 1,018 ergibt sich bei einstufiger Verbrennung eine lokale Sauerstoffzahl in der Brennkammer von 1,17. Bei sequentieller Verbrennung ergibt sich der minimale Wert in der zweiten Brennkammer mit ca. 1,3. Bei der Verwendung von hochreinem Sauerstoff kann die CO₂-Konzentration auf über 96 Vol.-% gesteigert werden, wenn zusätzlich der Sauerstoffüberschuss reduziert werden kann. Dabei sinkt der Nettowirkungsgrad um ca. 0,7 %-Pkt. Im Vergleich zwischen externer Sauerstoffverdichtung und der Pumped-LOX LZA ist vor allem die Sauerstofftemperatur entscheidend. Bei gleicher Sauerstofftemperatur ist die Pumped-LOX LZA ab einem Druckverhältnis von 50 energetisch besser als eine externe Sauerstoffverdichtung. Durch den verringerten



Anstieg des Energiebedarfs mit steigendem Austrittsdruck ergeben sich höhere optimale Druckverhältnisse, insbesondere bei sequentieller Verbrennung.

CO₂-Reinheiten von mehr als 96 Vol.-% können mit der bereits genannten Ausnahme nur bei einer weiteren Aufreinigung erreicht werden. Der Einfluss auf den Nettowirkungsgrad durch eine solche Aufreinigung ist gering. Da die CO₂-Abtrennungsrate mit steigender Reinheitsanforderung sinkt, erhöht sich der auf die abgetrennte CO₂-Menge bezogene spezifische elektrische Verlust. Der minimale Aufwand, um 96 Vol.-% CO₂-Reinheit zu erreichen, beträgt ca. 505 kWh/t CO₂ bei einstufiger Verbrennung. Obwohl der erreichbare Wirkungsgrad beider Varianten nahezu gleich ist, liegt der Wert für den spezifischen elektrischen Verlust bei sequentieller Verbrennung immer ca. 30 kWh/t CO₂ höher als für die Variante mit einstufiger Verbrennung, da hier zusätzlich der Wirkungsgradvorteil der sequentiellen Verbrennung aus dem Luftfall eingebüßt wird.

Eine vollständige CO₂-Abtrennung mit hochreinem Sauerstoff weist bei gleicher CO₂-Reinheit nur einen geringfügig höheren Verlust von 510 kWh/t CO₂ auf. Ist eine höhere CO₂-Reinheit von 98 Vol.-% erforderlich, so gleichen sich bei der Berechnung des spezifischen elektrischen Verlustes der höhere Energiebedarf der LZA für hochreinen Sauerstoff und die geringere CO₂-Abtrennungsrate bei 96 Vol.-% O₂-Reinheit aus. Daher ergibt sich für beide Varianten ein spezifischer elektrischer Verlust von 535 kWh/t CO₂.



Literaturverzeichnis

- [1] BUNDESMINISTERIUM FÜR UMWELT, NATURSCHUTZ, BAU UND REAKTORSICHERHEIT: *Übereinkommen von Paris*. http://www.bmub.bund.de/fileadmin/Daten_BMU/Download_PDF/Klimaschutz/paris_abkommen_bf.pdf, Abruf: 21.02.2017. Deutsche Übersetzung
- [2] BUNDESMINISTERIUM FÜR UMWELT, NATURSCHUTZ, BAU UND REAKTORSICHERHEIT: *Klimaschutzplan 2050*. http://www.bmub.bund.de/fileadmin/Daten_BMU/Download_PDF/Klimaschutz/klimaschutzplan_2050_bf.pdf, Abruf: 21.02.2017
- [3] KNORR, K. ; ZIMMERMANN, B. ; KIRCHNER, D. ; SPECKMANN, M. ; SPIECKERMANN, R. ; WIDDEL, M. ; WUNDERLICH, M. ; MACKENSEN, R. ; ROHRIG, K. ; STEINKE, F. ; WOLFRUM, P. ; LEVERINGHAUS, T. ; LAGER, T. ; HOFMANN, L. ; FILZEK, D. ; GÖBEL, T. ; KUSSEROW, B. ; NICKLAUS, L. ; RITTER, P.: *Kombikraftwerk 2 / Fraunhofer Institut für Windenergie und Energiesystemtechnik (IWES) Kassel*. 2014. – Abschlussbericht
- [4] KATHER, A. ; ROEDER, V. ; HASENBEIN, C. ; SCHMITZ, G. ; WELLNER, K. ; GOTTELT, F. ; NIELSEN, L.: *Dynamische Untersuchung von Dampfkraftprozessen mit CO₂-Abtrennung zur Bereitstellung von Regelenergie / Technische Universität Hamburg-Harburg*. Hamburg, 2015 (03ET2009). – Forschungsbericht
- [5] KONSTANTIN, P.: *Praxisbuch Energiewirtschaft*. 2. bearbeitete und aktualisierte Auflage. Berlin : Springer, 2009
- [6] FISCHEDICK, M. (Hrsg.) ; GÖRNER, K. (Hrsg.) ; THOMECEK, M. (Hrsg.): *CO₂: Abtrennung, Speicherung, Nutzung*. Berlin : Springer, 2015. – ISBN 978-3-642-19528-0
- [7] STANGER, R. ; WALL, T. ; SPÖRL, R. ; PANERU, M. ; GRATHWOHL, S. ; WEIDMANN, M. ; SCHEFFKNECHT, G. ; McDONALD, D. ; MYÖHÄNEN, K. ; RITVANEN, J. ; RAHALA, S. ; HYPÄNEN, T. ; MLETZKO, J. ; KATHER, A. ; SANTOS, S.: *Oxyfuel combustion for CO₂ capture in power plants*. In: *International Journal of Greenhouse Gas Control* 40 (2015), S. 55–125. – ISSN 1750–5836



- [8] BOLLAND, O. ; SÆTHER, S.: New concepts for natural gas fired power plants which simplify the recovery of carbon dioxide. In: *Energy Conversion and Management* 33 (1992), Nr. 5–8, S. 467–475
- [9] DILLON, D.J. ; WHITE, V. ; ALLAM, R.J. ; WALL, R A. ; GIBBINS, J.: Oxy Combustion Processes for CO₂ Capture from Power Plant / IEAGHG. 2005 (2005/9). – Forschungsbericht
- [10] SAMMAK, M. ; JONSHAGEN, K. ; THERN, M. ; GENRUP, M. ; THORBERGSSON, E. ; GRÖNSTEDT, T. ; DAHLQUIST, A.: Conceptual design of a mid-sized semi-closed oxy-fuel combustion combined cycle. In: American Society of Mechanical Engineers (Veranst.): *ASME 2011 Turbo Expo: Turbine Technical Conference and Exposition* (Vancouver, BC, CA, 6.-10. Juni 2011). 2011, S. 253–261
- [11] YANG, H.J. ; KANG, D.W. ; AHN, J.H. ; KIM, T.S.: Evaluation of Design Performance of the Semi-Closed Oxy-Fuel Combustion Combined Cycle. In: *Journal of Engineering for Gas Turbines and Power* 134 (2012), Nr. 11, S. 111702–111702–10. – ISSN 0742–4795
- [12] DAHLQUIST, A. ; GENRUP, M. ; SJOEDIN, M. ; JONSHAGEN, K.: Optimization of an Ox-fuel Combined Cycle Regarding Performance and Complexity Level. In: American Society of Mechanical Engineers (Veranst.): *ASME Turbo Expo 2013: Turbine Technical Conference and Exposition* (San Antonio, TX, US, 3.-7. Juni 2013). 2013
- [13] WOOLLATT, G. ; FRANCO, F.: Natural gas oxy-fuel cycles – Part 1: Conceptual aerodynamic design of turbo-machinery components. In: *Energy Procedia* 1 (2009), Nr. 1, S. 573–580. – ISSN 1876–6102
- [14] SUNDKVIST, S.G. ; DAHLQUIST, A. ; JANCZEWSKI, J. ; SJÖDIN, M. ; BYSVEEN, M. ; DITARANTO, M. ; LANGØRGEN, Ø. ; SELJESKOG, M. ; SILJAN, M.: Concept for a Combustion System in Oxyfuel Gas Turbine Combined Cycles. In: *Journal of Engineering for Gas Turbines and Power* 136 (2014), Nr. 10, S. 101513–101513–10. – ISSN 0742–4795
- [15] JONSSON, M. ; BOLLAND, O. ; BÜCKER, D. ; ROST, M.: Gas Turbine Cooling Model For Evaluation Of Novel Cycles. In: *ECOS 2005* (Trondheim, NO, 19.-22. Juni 2006). 2005
- [16] DOLEŽAL, R.: *Kombinierte Gas- und Dampfkraftwerke*. Berlin : Springer, 2001. – ISBN 978–3–540–67526–6

-
- [17] LECHNER, C. (Hrsg.) ; SEUME, J. (Hrsg.): *Stationäre Gasturbinen*. 2., neu bearbeitete Auflage. Berlin : Springer, 2010
- [18] KEHLHOFER, R. ; HANNEMANN, F. ; STIRNIMANN, F. ; RUKES, B.: *Combined-Cycle Gas & Steam Turbine Power Plants*. 3rd Edition. Tulsa, OK : PennWell Corporation, 2009. – ISBN 978-1-59370-168-0
- [19] MITSUBISHI HEAVY INDUSTRIES, LTD.: *J-Series Gas Turbine*. Version: Oktober 2012. <http://www.mhi.co.jp/en/products/pdf/H480-48GT28E1-B-0.pdf>, Abruf: 05.12.2012. Onlinebroschüre
- [20] E.ON: *Das Kraftwerk Ulrich Hartmann*. Version: September 2011. http://www.kraftwerk-irsching.com/pages/ekw_de/Kraftwerk_Irsching/Medien-center/_documents/pdf_kraftwerk_hartmann.pdf, Abruf: 15.01.2013. Onlinebroschüre
- [21] ALSTOM: *Technical Performance: Gas Turbine Range*. Version: 2012. <http://www.alstom.com/Global/Power/Resources/Documents/Brochures/gas-turbines-technical-performance.pdf>, Abruf: 03.12.2012. Onlinebroschüre
- [22] ALSTOM POWER SYSTEMS: *Tallawarra GT26 Based Combined Cycle Power Plant*. Version: Januar 2010. <http://www.alstom.com/Global/Power/Resources/Documents/Brochures/tallawarra-australia-combined-cycle-power-plant-wallchart.pdf>, Abruf: 18.04.2013. Wallchart
- [23] THEN, O. ; SANDERS, C. ; VIERECK, D. ; LADWIG, M.: Emsland KA26 power plant: high efficiency with flexibility. In: *Modern Power Systems* 28 (2008), Nr. 3, S. 13–19. – ISSN 02607840
- [24] KAIL, C.: *Analyse von Kraftwerksprozessen mit Gasturbinen unter energetischen, exergetischen und ökonomischen Aspekten*. München, TU München, Dissertation, 1998
- [25] BEYSEL, G.: Enhanced Cryogenic Air Separation - A Proven Process applied to Oxyfuel. In: *1st Oxyfuel Combustion Conference* (Cottbus, DE, 8. September 2009). 2009
- [26] KATHER, A. ; EGGERS, R. ; HERMSDORF, C. ; KLOSTERMANN, M. ; KÖPKE, D. ; MIESKE, K.: Oxyfuel-Prozess für Steinkohle mit CO₂-Abscheidung / Technische Universität Hamburg-Harburg. Hamburg, 2009 (PTJ/0327743B). – Forschungsbericht

- [27] KATHER, A. ; WENG, M. ; GÜNTHER, C.: ADECOS-ZWSF – Weiterentwicklung und Untersuchung des Oxyfuel-Prozesses mit zirkulierender Wirbelschichtfeuerung auf Realisierbarkeit und Wirtschaftlichkeit / Technische Universität Hamburg-Harburg. Hamburg, 2013 (PTJ/0327872A). – Forschungsbericht
- [28] KATHER, A. ; DICKMEIS, J. ; SYRIGOS, S.: ADECOS-Komponenten – Oxyfuel-Komponentenentwicklung und -Prozessoptimierung (Projektbereich 2: Gasbehandlung Teilprojekt 1 + 2) / Technische Universität Hamburg-Harburg. Hamburg, 2015 (03ET2026B). – Forschungsbericht
- [29] GÜNTHER, C.: *Modellbasierte Auslegung von Dampferzeugern mit einer Zirkulierenden Wirbelschichtfeuerung unter Oxyfuel-Bedingungen*. Hamburg, Technische Universität Hamburg-Harburg, Dissertation, 2015
- [30] DICKMEIS, J.: *Maximierung der CO₂-Abtrennung beim kohlebefeueten Oxyfuelprozess mit kryogener Luftzerlegungsanlage*. Hamburg, Technische Universität Hamburg-Harburg, Dissertation, 2015
- [31] KATHER, A. ; SCHEFFKNECHT, G.: The oxycoal process with cryogenic oxygen supply. In: *Naturwissenschaften* 96 (2009), Nr. 9, S. 993–1010. – ISSN 1432–1904
- [32] RAO, A. D. (Hrsg.): *Combined cycle systems for near-zero emission power generation*. Oxford : WP Woodhead Publ., 2012
- [33] ANDERSON, R. ; BRANDT, H. ; MUEGGENBURG, H.: A power plant concept which minimizes the cost of carbon dioxide sequestration and eliminates the emission of atmospheric pollutants. In: *4th International Conference on Greenhouse Gas Control Technologies* (Interlaken, CH, 1998). 1999
- [34] ANDERSON, R. ; VITERI, F. ; HOLLIS, R. ; KEATING, A. ; SHIPPER, J. ; MERRILL, G. ; SCHILLIG, C. ; SHINDE, S. ; DOWNS, J. ; DAVIES, D. ; HARRIS, M.: Oxy-Fuel Gas Turbine, Gas Generator and Reheat Combustor Technology Development and Demonstration. In: American Society of Mechanical Engineers (Veranst.): *ASME Turbo Expo 2010: Power for Land, Sea, and Air* (Glasgow, UK, 14.-18. Juni 2010). 2010, S. 733–743
- [35] SANZ, W. ; JERICHA, H. ; MOSER, M. ; HEITMEIR, F.: Thermodynamic and economic investigation of an improved Graz cycle power plant for CO₂ capture. In: American Society of Mechanical Engineers (Veranst.): *ASME Turbo Expo*

-
- 2004: *Power for Land, Sea, and Air* (Vienna, AT, 14.-17. Juni 2004). 2004, S. 409–418
- [36] JERICHA, H. ; SANZ, W. ; GÖTTLICH, E. ; NEUMAYER, F.: Design details of a 600 MW Graz cycle thermal power plant for CO₂ capture. In: American Society of Mechanical Engineers (Veranst.): *ASME Turbo Expo 2008: Power for Land, Sea, and Air* (Berlin, DE, 9.-13. Juni, 2008.). 2008, S. 507–516
- [37] IEAGHG: *Oxy-Combustion Turbine Power Plants / IEAGHG*. 2015 (05/2015). – Forschungsbericht
- [38] YANTOVSKI, E.I. ; WALL, G. ; LINDQUIST, L. ; TRYGGSTAD, J. ; MAKSUTOV, R.A.: Oil enhancement Carbon Dioxide Oxygen Power Universal Supply (OCDOPUS project). In: *Energy Conversion and Management* 34 (1993), Nr. 9-11, S. 1219–1227. – ISSN 0196–8904
- [39] YANTOVSKI, E.I. ; ZVAGOLSKY, K.N. ; GAVRILENKO, V.A.: The COOPERATE-demo power cycle. In: *Energy Conversion and Management* 36 (1995), Nr. 6-9, S. 861–864. – ISSN 0196–8904
- [40] MATHIEU, P.: Presentation of an Innovative Zero-Emission Cycle for Mitigating the Global Climate Change. In: *International Journal of Thermodynamics* 1 (1998), Nr. 1-4, S. 21–30. – ISSN 2146–1511
- [41] ALLAM, R.J. ; PALMER, M.R. ; BROWN JR., G.W. ; FETVEDT, J. ; FREED, D. ; NOMOTO, H. ; ITOH, M. ; OKITA, N. ; JONES JR., C.: High Efficiency and Low Cost of Electricity Generation from Fossil Fuels While Eliminating Atmospheric Emissions, Including Carbon Dioxide. In: *Energy Procedia* 37 (2013), S. 1135–1149. – ISSN 1876–6102
- [42] BOLLAND, O. ; JONSSON, M. ; ROST, M. ; FISCHER, B. ; SPAN, R. ; SANDER, F.: ENCAP - Second evaluation report from tasks WP6.1.2-6.1.3-6.1.4 / NTNU, Siemens AG, IFP, University of Paderborn. 2005 (D6.1.3). – Forschungsbericht
- [43] THORBERGSSON, E. ; GRÖNSTEDT, T. ; SAMMAK, M. ; GENRUP, M.: A Comparative Analysis Of Two Competing Mid-Size Oxy-Fuel Combustion Cycles. In: American Society of Mechanical Engineers (Veranst.): *ASME Turbo Expo 2012: Power for Land, Sea and Air* (Copenhagen, DK, 11.-15. Juni 2012). 2012
- [44] DITARANTO, M. ; LANGØRGEN, Ø. ; SAANUM, I. ; RØKKE, P.E. ; JANCZEWSKI, J. ; SUNDKVIST, S.G.: Study of a Semi-Closed OxyFuel Gas Turbine. In: *3rd Oxyfuel Combustion Conference* (Ponferrada, ES, 9.-13. September 2013). 2013

- [45] RIETHMANN, T. ; SANDER, F. ; SPAN, R.: Modelling of a supercharged semi-closed oxyfuel combined cycle with CO₂ capture and analysis of the part-load behavior. In: *Energy Procedia* 1 (2009), S. 415–422
- [46] KVAMSDAL, H.M. ; MAURSTAD, O. ; JORDAL, K. ; BOLLAND, O.: Benchmarking of gas-turbine cycles with CO₂ capture. In: *7th International Conference on Greenhouse Gas Control Technologies* Bd. 1. 2004, S. 233–242
- [47] BOLLAND, O. ; MATHIEU, P.: Comparison of two CO₂ removal options in combined cycle power plants. In: *Energy Conversion and Management* 39 (1998), Nr. 16–18, S. 1653–1663. – ISSN 0196–8904
- [48] CORCHERO, G. ; TIMÓN, V.P. ; MONTAÑÉS, J. L.: A natural gas oxy-fuel semiclosed combined cycle for zero CO₂ emissions: a thermodynamic optimization. In: *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part A: Journal of Power and Energy* 225 (2011), Nr. 4, S. 377–388
- [49] MLETZKO, J. ; KATHER, A.: Optimisation potentials for the heat recovery in a semi-closed oxyfuel-combustion combined cycle with a reheat gas turbine. In: *Energy Procedia* 63 (2014), S. 453–462. – ISSN 1876–6102
- [50] FIASCHI, D. ; MANFRIDA, G. ; MATHIEU, P. ; TEMPESTI, D.: Performance of an oxy-fuel combustion CO₂ power cycle including blade cooling. In: *Energy* 34 (2009), Nr. 12, S. 2240–2247. – ISSN 0360–5442
- [51] TREIBS, T. ; ALEKSEEV, A.: Combined Cycle Oxyfuel Process with CO₂-Capture Based on a Conventional Natural Gas Fired Turbine. In: *3rd Oxyfuel Combustion Conference* (Ponferrada, ES, 9.-13. September 2013). 2013
- [52] ULIZAR, I. ; PILIDIS, P.: Design of a Semiclosed-Cycle Gas Turbine With Carbon Dioxide-Argon as Working Fluid. In: *Journal of Engineering for Gas Turbines and Power* 120 (1998), Nr. 2, S. 330–335. – ISSN 0742–4795
- [53] SANZ, W. ; JERICHA, H. ; BAUER, B. ; GÖTTLICH, E.: Qualitative and quantitative comparison of two promising oxy-fuel power cycles for CO₂ capture. In: *Journal of Engineering for Gas Turbines and Power* 130 (2008), Nr. 3, S. 031702–031702–11
- [54] AMATO, A. ; HUDAK, R. ; NOBLE, D.R. ; SCARBOROUGH, D. ; PETER, A.D. ; SEITZMAN, J.M. ; LIEUWEN, T.C.: Methane Oxy-Combustion for Low CO₂ Cycles: Measure-

-
- ments and Modeling of CO and O₂ Emissions. In: American Society of Mechanical Engineers (Veranst.): *ASME Turbo Expo 2010: Power for Land, Sea, and Air* (Glasgow, UK, 14.-18. Juni 2010,). 2010, S. 213–222
- [55] RICHARDS, G.A. ; CASLETON, K.H. ; CHORPENING, B.T.: CO₂ and H₂O diluted oxy-fuel combustion for zero-emission power. In: *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part A: Journal of Power and Energy* 219 (2005), Nr. 2, S. 121–126
- [56] BEENKEN, F. ; JOOS, F.: Investigation of a gas turbine process with reheat combustion at flue gas recirculation and oxyfuel-conditions. In: American Society of Mechanical Engineers (Veranst.): *ASME Turbo Expo 2017* (Charlotte NC, US, 26.-30. Juni 2017). 2017. – DRAFT GT2017 - 63288
- [57] DITARANTO, M. ; SAANUM, I.: Operation of a swirl stabilized oxy-fuel burner in pressurized conditions. In: IFRF (Veranst.): *18th IFRF Members' Conference* (Freising, DE, 1.-3. Juni 2015). 2015
- [58] KUTNE, P. ; KAPADIA, B.K. ; MEIER, W. ; AIGNER, M.: Experimental analysis of the combustion behaviour of oxyfuel flames in a gas turbine model combustor. In: *Proceedings of the Combustion Institute* 33 (2011), Nr. 2, S. 3383–3390. – ISSN 1540–7489
- [59] HAUSEN, H. ; LINDE, H.: *Tieftemperaturtechnik: Erzeugung sehr tiefer Temperaturen, Gasverflüssigung und Zerlegung von Gasgemischen*. Springer Berlin Heidelberg, 2013. – ISBN 9783662105542
- [60] ALLAM, R.J.: *Improved Oxygen Production Technologies / IEAGHG*. 2007 (2007/14). – Forschungsbericht
- [61] BAUKAL, C. E.: *Oxygen-Enhanced Combustion*. Boca Raton : CRC, 1998
- [62] ALEKSEEV, A.: Oxygen Production for Oxyfuel Power Plants. In: IEAGHG (Veranst.): *5th Meeting of the IEAGHG International Oxyfuel Combustion Research Network* (Wuhan, CN, 26.-29. Oktober 2015). 2015
- [63] HIGGINBOTHAM, P. ; WHITE, V. ; FOGASH, K. ; GUVELIOGLU, G.: Oxygen supply for oxycoal CO₂ capture. In: *Energy Procedia* 4 (2011), S. 884–891. – ISSN 1876–6102



- [64] GOLOUBEV, D.: Oxygen Production for oxyfuel power plants – Status of Development. In: *International Workshop on Oxyfuel FBC Technology* (Stuttgart, DE, 28.-29. Juni 2012). 2012
- [65] LIU, Z.: Overview of OXY-PC Research in China. In: IEAGHG (Veranst.): *5th Meeting of the IEAGHG International Oxyfuel Combustion Research Network* (Wuhan, CN, 26.-29. Oktober 2015). 2015
- [66] AGRAWAL, R. ; HERRON, D.M.: Air Liquifaction: Distillation. In: WILSON, I. D. (Hrsg.): *Encyclopedia of Separation Science* Bd. 5. Oxford : Academic Press, 2000. – ISBN 978-0-12-226770-3, S. 1895 – 1910
- [67] HIGGINBOTHAM, P. ; WHITE, V.: Pressurized Oxygen Supply for CO₂ Capture Applications. In: *The 3rd Oxyfuel Combustion Conference* (Ponferrada, ES, 10.-13. September 2013). 2013, S. 9–13
- [68] SANTOS, S.: CO₂-Transport via Pipeline and Ship. In: *Workshop on CCS Opportunities in the CCOP Region* (Bali, ID, 12.-14. September 2012). 2012
- [69] KVAMSDAL, H.M. ; JORDAL, K. ; BOLLAND, O.: A quantitative comparison of gas turbine cycles with CO₂ capture. In: *Energy* 32 (2007), S. 10–24
- [70] WHITE, V. ; ALLAM, R. ; MILLER, E.: Purification of oxyfuel-derived CO₂ for sequestration or EOR. In: *8th International Conference on Greenhouse Gas Control Technologies* (Trondheim, NO, 2006). 2006, S. 19–22
- [71] KRETZSCHMAR, H.-J. ; STOECKER, I. ; JAEHNE, I. ; KUNICK, M. ; KLEEMANN, L. ; SEIBT, D.: *Property Library for Humid Gas Mixtures - FluidEXL with LibHuGas*. Version: April 2013. http://thermodynamik.hs-zigr.de/cmsfg/_data/FluidEXL_Graphics_LibHuGas_Docu_Eng.pdf, Abruf: 22.04.2013. Handbuch
- [72] LAMBERTZ, J. ; KEHR, M. ; A., Lusch: Hocheffiziente GuD-Anlage Lingen. In: *VGB PowerTech* 88 (2008), Nr. 5, S. 90–93
- [73] KATHER, A. ; PFAFF, I.: Vergleich der in COORETEC verfolgten Kraftwerksprozesse unter einheitlichen realitätsnahen Randbedingungen / Technische Universität Hamburg-Harburg. Hamburg, 2011 (PTJ/BMWi/0327742). – Forschungsbericht
- [74] JEONG, D.H. ; YOON, S.H. ; LEE, J.J. ; KIM, T.S.: Evaluation of component characteristics of a reheat cycle gas turbine using measured performance data. In:

Journal of Mechanical Science and Technology 22 (2008), Nr. 2, S. 350–360. – ISSN 1738–494X

- [75] BOKSTEEN, S.Z. ; VECHT, D.J. van d. ; PECNIK, R. ; BUIJTENEN, J.P. van: Performance Modeling of a Modern Gas Turbine for Dispatch Optimization. In: ASME (Veranst.): *Proceedings of ASME Turbo Expo 2012* (Copenhagen, DK, 11.-15. Juni 2012). 2012
- [76] Norm ISO 2314 Mai 1989. *Gas turbines – Acceptance tests*
- [77] HOLLAND, M.J. ; THAKE, T.F.: Rotor Blade Cooling in High Pressure Turbines. In: *Journal of Aircraft* 17 (1980), Nr. 6, S. 412–418
- [78] KIM, T. S. ; RO, S. T.: Comparative evaluation of the effect of turbine configuration on the performance of heavy-duty gas turbines. In: American Society of Mechanical Engineers (Veranst.): *ASME 1995 International Gas Turbine and Aeroengine Congress and Exposition*. 1995, S. V004T10A019–V004T10A019
- [79] JORDAL, K. ; BOLLAND, O. ; KLANG, A.: Aspects of Cooled Gas Turbine Modeling for the Semi-Closed O₂/CO₂ Cycle With CO₂ Capture. In: *Journal of Engineering for Gas Turbines and Power* 126 (2004), Nr. 3, S. 507–515. – ISSN 0742–4795
- [80] BOLLAND, O. ; STADAAS, J.F.: Comparative Evaluation of Combined Cycles and Gas Turbine Systems With Water Injection, Steam Injection, and Recuperation. In: *Journal of Engineering for Gas Turbines and Power* 117 (1995), Nr. 1, S. 138–145. – ISSN 0742–4795
- [81] EUROPEAN INDUSTRIAL GASES ASSOCIATION (EIGA): Centrifugal Compressors for Oxygen Service / EIGA. 2012. – IGC Document 27/12/E
- [82] DAWSON, B.K. ; SIEGMUND, S.C. ; ZHANG, Y.: Flowsheet optimization for multi-product air separation units. In: *The First Baosteel Annual Academic Conference* (Shanghai, CN, 27.-28. Mai 2004). 2004
- [83] KATHER, A. ; PASCHKE, B. ; KOWNATZKI, S.: COORAL – CO₂-Reinheit für Abscheidung und Lagerung / Technische Universität Hamburg-Harburg. Hamburg, 2013 (0327790E). – Forschungsbericht
- [84] MILLER, D.C. ; WRIGHT, P.I.: An Improved Compressor Performance Prediction Model. In: *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers* (London, UK, 19.-20. März 1991). 1991



- [85] CUMPSTY, N. A.: *Compressor aerodynamics*. Harlow : Longman Scientific & Technical, 1989. – ISBN 058201364X
- [86] RIST, D.: *Dynamik realer Gase: Grundlagen, Berechnungen und Daten für Thermogasdynamik, Strömungsmechanik und Gastechnik*. Berlin : Springer-Verlag, 1996
- [87] TRAUPEL, W.: *Thermische Turbomaschinen*. Bd. 1 - Thermodynamisch-strömungstechnische Berechnung. 3., neubearb. u. erw. Aufl. Berlin : Springer, 1977. – ISBN 3540079394
- [88] DAHLQUIST, A. ; THERN, M. ; GENRUP, M.: The Influence From the Working Medium on the Profile Loss in Compressor and Turbine Airfoils. In: American Society of Mechanical Engineers (Veranst.): *ASME Turbo Expo 2014: Turbine Technical Conference and Exposition* (Düsseldorf, DE, 16.-20. Juni 2014). 2014
- [89] CASEY, M.V.: Accounting for losses and definitions of efficiency in turbomachinery stages. In: *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part A: Journal of Power and Energy* 221 (2007), Nr. 6, S. 735–743
- [90] CYRUS, V.: Experimental investigation of losses and secondary flow in an axial compressor stage. In: *Forschung im Ingenieurwesen A* 51 (1985), Nr. 2, S. 33–40. – ISSN 1434–0860
- [91] FALCK, N.: *Axial Flow Compressor Mean Line Design*. Lund, Lund University - Division of Thermal Power Engineering, Master Thesis, 2008
- [92] ALSTOM: *GT24/GT26: Sequential Combustion Gas Turbines*. Version: 2012. <http://www.alstom.com/Global/Power/Resources/Documents/Brochures/gt24-and-gt26-gas-turbines.pdf>, Abruf: 03.12.2012. Onlinebroschüre
- [93] ROEDER, V.: *Flexibilität von kohlebefeuernten Dampfkraftwerken mit Post-Combustion CO₂-Abtrennung*. Hamburg, Technische Universität Hamburg-Hamburg, Dissertation, 2016
- [94] VISSER, E. de ; HENDRIKS, C. ; KOEIJER, G. de ; LILJEMARK, S. ; BARRIO, M. ; AUSTEGARD, A. ; BROWN, A.: *DYNAMIS CO₂ quality recommendations / DYNAMIS - Towards Hydrogen and Electricity Production with Carbon Dioxide Capture and Storage*. 2007 (D 3.1.3). – Deliverable

-
- [95] VTU ENERGY GMBH: *VTU Gasturbinenbibliothek für EBSILON(R)Professional Version 2.0.0.300*. Software, 2008
- [96] ALSTOM: *TOPGAS - Hydrogen-cooled turbogenerator*. Version: März 2013. <http://www.alstom.com/Global/Power/Resources/Documents/Brochures/topgas-hydrogen-cooled-turbogenerator.pdf>, Abruf: 22.04.2013. Onlinebroschüre
- [97] GÜLEN, S.C. ; CAN, S.: Importance of Auxiliary Power Consumption for Combined Cycle Performance. In: *Journal of Engineering for Gas Turbines and Power* 133 (2010), Nr. 4, S. 041801–041801–10. – ISSN 0742–4795

Anhang

A.1 Referenzkraftwerk

Tabelle A 1: Randbedingungen des Referenzkraftwerks

Größe	Wert	Bemerkung
Umgebungsbedingungen		Standortreferenzbedingungen
Temperatur	10 °C	
Druck	1,013 bar	
Relative Luftfeuchte	83 %	
Randbedingungen Gasturbine GT26		Bei Standortreferenzbedingungen
Elektrische Bruttoleistung	278 MW	
Bruttowirkungsgrad	37,6 %	
Abgasmassenstrom	644 kg/s	
Gasturbinaustrittstemperatur	619 °C	
Brennstofftemperatur	220 °C	nach Vorwärmer
Angesaugter Luftmassenstrom	628 kg/s	pro Gasturbine
Druckverhältnis Verdichter	34	
Druckverhältnis HD-Turbine	2	

Druckverlust Ansaugsystem	10 mbar	
Brennkammerdruckverlust	3 %	vom Eintrittsdruck in die BK
Druckverlust AHDE	28 mbar	AHDE Heizflächen + Austritt
Turbineneintrittstemperatur HD-Turbine	1192 °C	nach ISO 2314 (aus Parametrierung der Gasturbine)
Turbineneintrittstemperatur HD-Turbine	1250 °C	nach ISO 2314 (aus Parametrierung der Gasturbine)
Temperatur am Austritt SEV- Brennkammer	1510 °C	(aus Parametrierung der Gasturbine)
Mechanischer Wirkungsgrad Gasturbinenwelle	99,7 %	Berücksichtigung sämtlicher sonstiger Verluste bei Verwendung von [95]
Polytroper Wirkungsgrad Verdichter	91,7 %	ohne Wirkungsgradkorrektur aus Parametrierung der Gasturbine
Polytroper Wirkungsgrad Turbine	87,7 %	ohne KL-Einfluss aus Parametrierung der Gasturbine
Kühlsystem		
Kühlkonstante HD	0,059	C in Gleichung (3-2)
Kühlkonstante ND 1. St.	0,038	
Kühlkonstante ND 2. St.	0,032	
Kühlkonstante ND 3. St.	0,070	
Kühlkonstante ND 4. St.	0,058	
Zulässige Materialtempera- tur	850 °C	
Machzahl Heißgas	0,7	in Gleichung (3-4)[15]
Mischverlustfaktor Kühlluft	0,5	in Gleichung (3-4)[15]



Druckverluste Kühlluftleitung 2	27,5 %	vom jeweiligen Verdichterdruck aus Parametrierung der Gasturbine
Druckverluste Kühlluftleitung 3 & 4	23 %	vom jeweiligen Verdichterdruck [78]

Daten OTC

Eintrittstemperatur	258 °C	Wasser-Dampf-Seite
Austrittstemperatur	468 °C	Wasser-Dampf-Seite
Austrittsdruck	169 bar	Wasser-Dampf-Seite
Dampfmassenstrom	13 kg/s	
Obere Grädigkeit	18 K	
Austrittstemperatur KL	340 °C	

Wasser-Dampf-Prozess

HD-Druck	159 bar	Am HD-Turbineneintritt
MD-Druck	40 bar	Am MD-Turbineneintritt
ND-Druck	4,2 bar	Am ND-Turbineneintritt
Frischdampftemperatur	585 °C	Jeweils am Turbineneintritt
ZÜ-Temperatur	585 °C	Jeweils am Turbineneintritt
Kondensatordruck	45 mbar	
Isentroper Wirkungsgrad Dampfturbine (HD-Teil)	90,9 %	
Isentroper Wirkungsgrad Dampfturbine (MD-Teil)	93,5 %	

Isentroper Wirkungsgrad Dampfturbine (ND-Teil)	94,0 %	Ohne Feuchte-Korrektur
Austrittsverlust ND-Dampfturbine	30 kJ/kg	
Druckverlust HDÜ + ZÜ	2 bar	
Drückverlust MDÜ	1 bar	
Druckverlust Economiserheizflächen	5 bar	
Druckverlust HD-Frischdampfleitung	5 bar	
Druckverlust MD-Dampfleitung	1 bar	
Druckverlust MD/ND-Überströmleitung	0,42 bar	
Temperaturdifferenz am Pinch-Point (HD/MD-Verdampfer)	8 K	
Temperaturdifferenz am Pinch-Point (ND-Verdampfer)	12 K	
Approach-Temperaturdifferenz	0 K	Für alle Verdampfer
Siedetemperaturüberhöhung vor Verdampfereintritt	10 K	Durch entsprechenden Druck vor Verdampfereintritt
Druck Kondensatbehälter	5 bar	
Temperatur im Kondensatbehälter	60 °C	
Obere Grädigkeit Kondensatvorwärmer	10 K	



Anhang

Mechanischer Wirkungsgrad Dampfturbinenwelle	99,8 %	
Mechanischer Wirkungsgrad Pumpen	99,5 %	
Mechanischer Wirkungsgrad elektrische Antriebe	99,8 %	
Elektrischer Wirkungsgrad elektrische Antriebe	97 %	
Elektrischer Wirkungsgrad Generator	99 %	ALSTOM TOPGAS [23, 96]
Trafo-Verlust	0,35 %	Der jeweiligen Generatorleistung
Sonstiger Eigenbedarf (GT)	0,25 %	Der Gasturbinenleistung am Genera- tor [97]
Sonstiger Eigenbedarf (DT)	0,1 %	Der Dampfturbinenleistung am Gene- rator [97]
Weiterer Eigenbedarf	0,1 %	Der Bruttoleistung (lastunabhängig) [97]
Isentroper Wirkungsgrad Pumpen	80 %	Außer Speisewasserpumpe
Isentroper Wirkungsgrad Speisewasserpumpe	82,5 %	
Grädigkeit Turbinenkonden- sator	3 K	
Kühlwassertemperatur	16 °C	
Druckverlust Kühlwasser- system	3 bar	

A.2 Oxyfuel-GuD-Kraftwerk

Tabelle A 2: Zusätzliche Randbedingungen des Oxyfuel-GuD-Kraftwerks

Größe	Wert	Bemerkung
Gasturbinenprozess		
Restsauerstoff im Abgas	3 Vol.-%	i.tr. (Basisfall)
Druckverlust Abgaskondensator	10 mbar	Basisfall
Temperatur nach Abgaskondensator	40 °C	Basisfall
Gegendruck Rezirkulation	1,02 bar	hinter dem Abgaskondensator
Brennstoffaufbereitung		
Polytroper Wirkungsgrad Brennstoffverdichter	85 %	
Mechanischer Wirkungsgrad Brennstoffverdichter	99,5 %	
Dampfprozess		
Regenerationswärmebedarf Molsieb für H ₂ O	7500 kJ/kg	Bezogen auf den zu desorbierenden Massenstrom (bei LZA und GPU)
Regenerationswärmebedarf Molsieb für CO ₂	1892 kJ/kg	Bezogen auf zu desorbierenden Massenstrom (nur LZA)



Tabelle A 3: Randbedingungen der Luftzerlegungsanlagen

Größe	Wert	Bemerkung
Polytroper Wirkungsgrad Luftverdichter	85 %	Haupt- und Boosterverdichter
Polytroper Wirkungsgrad O ₂ -Verdichter	82 %	
mechanischer Wirkungsgrad Verdichter	98 %	Getriebeverdichter
Druckverlust Zwischenkühler	50 mbar	
Untere Grädigkeit Zwischenkühler	15 K	Hauptverdichter, Boosterverdichter und O ₂ -Verdichter
Austrittstemperatur Direktkontaktkühler	12 °C	
Druckverlust Direktkontaktkühler	60 mbar	
Druckverlust Molsieb	130 mbar	
Druckverlust Hauptwärmetauscher	170 mbar	Hauptluft
	50 mbar	Expanderluft
	200 mbar	Sauerstoff
	100 mbar	Stickstoff
Obere Grädigkeit Hauptwärmetauscher	2,5/3,5 K	Atmosphärisch / Pumped-LOX
Druckverlust HD-Kolonnen	15 mbar	gesamte Kolonne
Theoretische Trennstufen HD-Kolonnen	30	
Druckverlust Unterkühler	60 mbar	Kalte Seite

Druckverlust ND-Kolonne	0,67 mbar	pro theoretischer Trennstufe
Theoretische Trennstufen ND-Kolonne (O ₂ -Reinheit < 99 %)	60	
Theoretische Trennstufen ND-Kolonne (O ₂ -Reinheit 99,5 %)	100	
Verwendete Packung	250.Y	Sulzer Mellapak
HETP	0,4 m	für alle Kolonnen
Grädigkeit Verdampfer/Kondensator(en)	1,5 K	auch LOX-Boiler
Spülmassenstrom	1 %	des Sauerstoffproduktes
Kälteverlust der Coldbox	37,7 kJ/kmol	pro kmol angesaugter Luft

Tabelle A 4: Randbedingungen der CO₂-Aufbereitung

Größe	Wert	Bemerkung
Polytroper Wirkungsgrad Abgasverdichter	85 %	
Mechanischer Wirkungsgrad Abgasverdichter	98 %	
Druckverlust Zwischenkühler	50 mbar	
Druckverlust Molsieb	200 mbar	
Druckverlust CO ₂ -Vorkühler	10 mbar	
Druckverlust sonst. WT	100 mbar	
Austrittsdruck Restgas	1,15 bar	
Untere Grädigkeit Zwischenkühler/NH ₃ -Rückkühler	15 K	gegenüber Kühlwasser



Obere Grädigkeit CO ₂ -Vorkühler	10 K
Untere Grädigkeit NH ₃ -Kühler	5 K
Untere Grädigkeit CO ₂ -Kühler	5 K
Grädigkeit CO ₂ -Rückkühler	2 K
Isentroper Wirkungsgrad CO ₂ -Pumpe	70 %
Mechanischer Wirkungsgrad CO ₂ -Pumpe	90 %
Polytroper Wirkungsgrad Restgas-Expander	85 %
Mechanischer Wirkungsgrad Restgas-Expander	98 %
Polytroper Wirkungsgrad Kältemittel-Verdichter	82 %
Mechanischer Wirkungsgrad Kältemittel-Verdichter	98 %

A.3 Ergebnisse der Gasturbine mit einstufiger Verbrennung

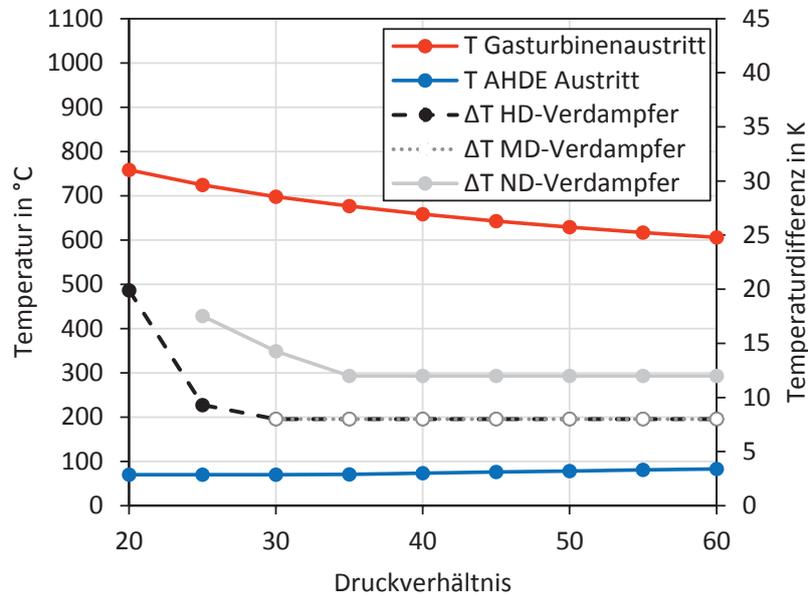


Abbildung A 1: Gasturbinaustrittstemperatur und Abgastemperatur am Austritt des AHDE und die Grädigkeiten am Pinch Point der Verdampfer in Abhängigkeit vom Druckverhältnis der Oxyfuel-Gasturbine mit einstufiger Verbrennung

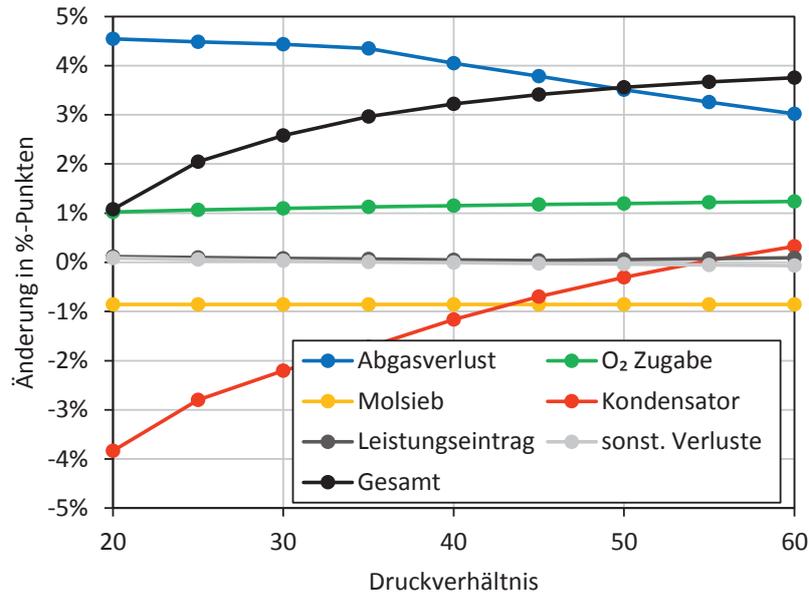


Abbildung A 2: Änderung der thermischen Verluste gegenüber dem Luftfall in Abhängigkeit vom Druckverhältnis der Oxyfuel-Gasturbine mit einstufiger Verbrennung

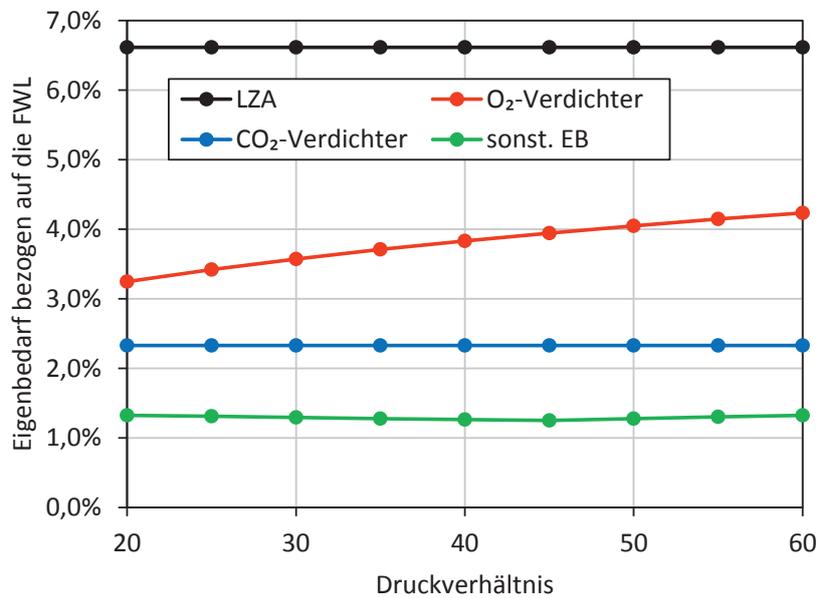


Abbildung A 3: Elektrischer Eigenbedarf des Oxyfuel-GuD-Prozesses mit einstufiger Verbrennung in Abhängigkeit vom Druckverhältnis

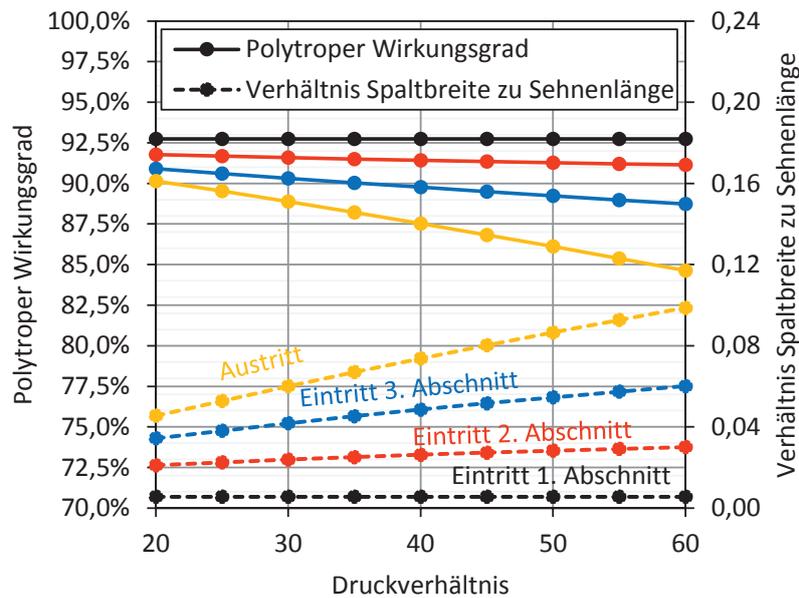


Abbildung A 4: Verhältnis von Spaltbreite zu Sehnenlänge zwischen den betrachteten Verdichterabschnitten und der daraus berechnete polytrope Wirkungsgrad in Abhängigkeit vom Druckverhältnis für die Gasturbine mit einstufiger Verbrennung unter Oxyfuel-Bedingungen

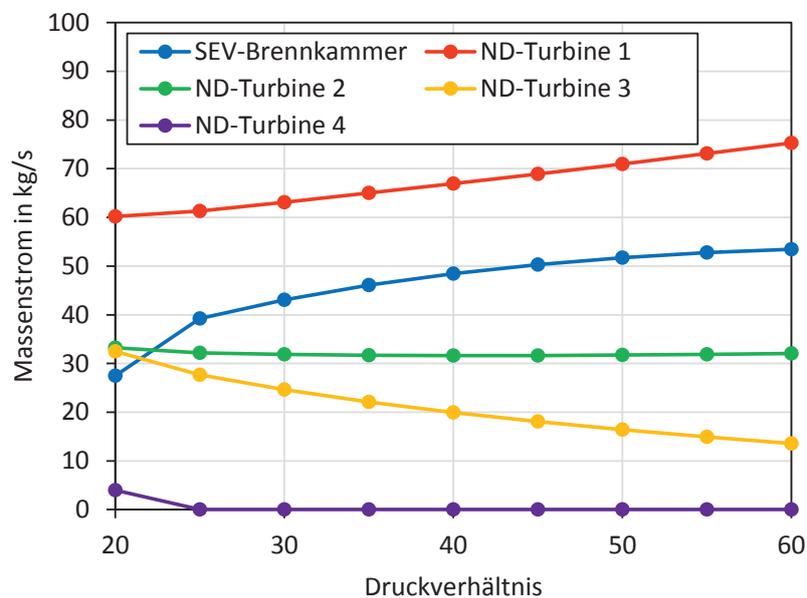


Abbildung A 5: Kühlbedarf der Turbinenkomponenten in Abhängigkeit vom Druckverhältnis bei der Gasturbine mit einstufiger Verbrennung

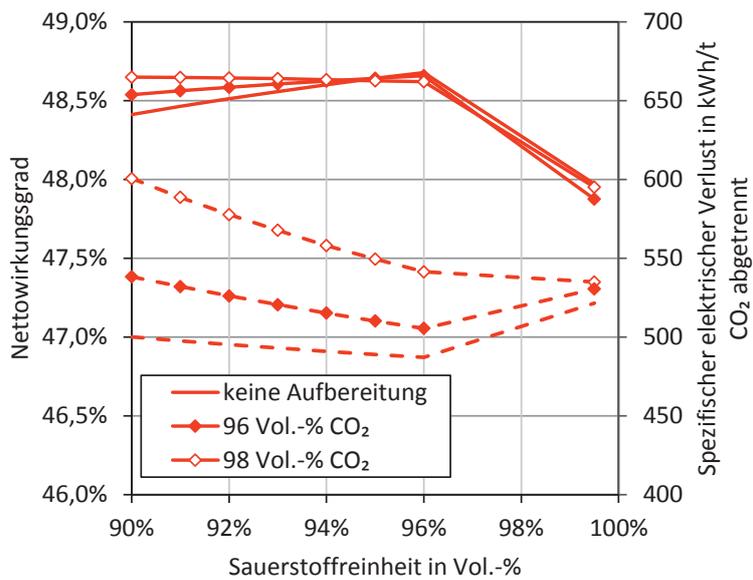


Abbildung A 6: Nettowirkungsgrad (durchgezogen) und spezifischer elektrischer Verlust (gestrichelt) des Oxyfuel-GuD-Prozesses mit einstufiger Verbrennung in Abhängigkeit von der Sauerstoffreinheit und der angestrebten CO₂-Reinheit bei $\lambda_{\text{global}} = 1,018$

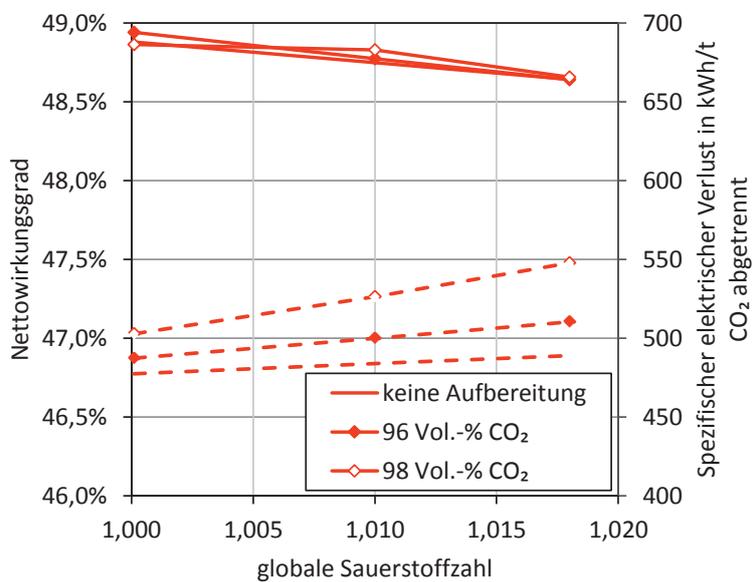


Abbildung A 7: Nettowirkungsgrad (durchgezogen) und spezifischer elektrischer Verlust (gestrichelt) des Oxyfuel-GuD-Prozesses mit sequentieller Verbrennung in Abhängigkeit vom Sauerstoffüberschuss und von der angestrebten CO₂-Reinheit bei einer Sauerstoffreinheit von 95 Vol.-%



Lebenslauf

Persönliche Daten

Name: Hitzwebel
Geburtsname: Mletzko
Vorname: Jan
Staatsangehörigkeit: Deutsch
Geburtsdatum: 24. April 1987
Geburtsort: Buchholz in der Nordheide

Schulischer Werdegang

08/1993 – 06/1997 Grundschule Handeloh
08/1997 – 06/1999 Orientierungsstufe Düvelshöpen, Tostedt
08/1999 – 06/2006 Gymnasium Tostedt

Zivildienst

09/2006 – 05/2007 Lebenshilfe Lüneburg-Harburg

Studium

10/2007 – 11/2010 Studium der Energie- und Umwelttechnik
Technische Universität Hamburg-Harburg
Abschluss: Bachelor of Science
10/2010 – 06/2013 Studium der Energie- und Umwelttechnik
Technische Universität Hamburg-Harburg
Abschluss: Master of Science

Beruflicher Werdegang

09/2013 – 08/2017 Wissenschaftlicher Mitarbeiter
Technische Universität Hamburg-Harburg
Institut für Energietechnik





