

DIPLOMARBEIT

Umrüstung eines Kohlekraftwerks auf Oxyfuel - Betrieb

Numerische Simulation des Prozesses und anlagentechnische Betrachtungen

ausgeführt zum Zwecke der Erlangung des akademischen Grades eines Diplom-Ingenieurs
unter Anleitung von

Univ.Prof. Dipl.-Ing. Dr.techn. Markus HAIDER

E 302 - Institut für Energietechnik und Thermodynamik

eingereicht an der
Technischen Universität Wien
Fakultät für Maschinenwesen und Betriebswissenschaften
von

Harald WILMERSDORF
0126011
Hutweidengasse 7/1/6
1190 Wien

Wien, am 14. März 2010

Danksagung

Ich bedanke mich bei Herrn Univ.Prof. Dipl.-Ing. Dr.techn. Markus Haider für die Betreuung und Unterstützung meiner Diplomarbeit. Mein Dank gilt auch Herrn Ao.Univ.Prof. Dipl.-Ing. Dr.techn. Andreas Werner für seine hilfreichen Anregungen.

Besonders bedanken möchte ich mich aber auch bei meinen Eltern Inge und Erich Wilmersdorf. Sie haben mir durch ihre finanzielle und motivierende Unterstützung ein äußerst lehrreiches Studium ermöglicht.

Abstract

The oxyfuel process is one option to reduce atmospheric greenhouse gas emissions of fossil fueled power plants. Thus a wide-scale implementation of this technology may help to limit human induced global warming and its negative consequences being expected. The focus of this investigation is turned on the development of a retrofit concept for an existing coal or gas fired power station. Based on a detailed assessment of all boiler components an optimized oxyfuel-process layout is developed. This layout as well as the conventional plant are modeled by a numerical boiler simulation software (Power Plant Simulator & Designer KED). Subsequently plant performance and CO₂-emission are simulated for seven different load states and the impact on efficiency is examined. Finally the differences in process design and the achievable gains in performance of a greenfield oxyfuel plant are briefly evaluated.

Résumé

Le procédé d'oxycombustion constitue pour les centrales à base d'énergie fossile une option pour réduire leurs émissions atmosphériques en gaz à effet de serre. Une vaste implementation de ce procédé aux centrales existantes peut contribuer à une limitation du réchauffement climatique engendré par les activités humaines. L'objectif de cette investigation est de concevoir la modification d'une centrale existante utilisant du charbon ou du gaz naturel comme carburant. Basée sur une analyse en détail de chaque composant, une configuration d'oxycombustion optimisée pour la conversion d'une centrale existante est conçue. Cette configuration ainsi que le procédé conventionnel sont modélisés avec un logiciel de simulation de chaudière (Power Plant Simulator & Designer KED). Ainsi l'impact sur le rendement ainsi que les émissions en CO₂ sont calculées. Enfin les options et améliorations supplémentaires rendues possibles par une nouvelle construction sont analysées.

Kurzfassung

Der Oxyfuel-Prozess ist eine Möglichkeit, die atmosphärischen Treibhausgas-Emissionen von fossil befeuerten Kraftwerken zu reduzieren. Ein Einsatz dieser Technik an einem Großteil des weltweiten Kraftwerk-Parks könnte die vom Menschen verursachte Klimaerwärmung begrenzen. Diese Arbeit untersucht die Möglichkeit, ein bestehendes, mit Kohle oder Erdgas befeuertes Kraftwerk auf den Oxyfuel-Prozess umzurüsten. Für die Untersuchungen wird von dem Kraftwerk ein numerisches Simulationsmodell mit einem Kesselberechnungsprogramm (Power Plant Simulator & Designer KED) erstellt. Eine detaillierte Analyse aller Prozesskomponenten bildet dabei die Basis für die Wahl einer optimierten Prozessschaltung. Die Einflüsse auf den Kraftwerkswirkungsgrad sowie auf die CO₂-Emissionen werden mit diesem Modell in sieben unterschiedlichen Lastzuständen untersucht. Abschließend werden die zusätzlichen Freiheitsgrade und Verbesserungspotentiale diskutiert, die ein Oxyfuel-Neubaukraftwerk bieten würde.

Inhaltsverzeichnis

Abstract	ii
Résumé	ii
Kurzfassung	ii
Abbildungsverzeichnis	v
Tabellenverzeichnis	vi
Abkürzungsverzeichnis	vii
Indices	viii
Formelzeichen	ix
1 Einleitung	1
1.1 Aufgabenstellung	6
2 Das untersuchte Kraftwerk	7
2.1 Bewertungsgrößen	7
2.2 Zu untersuchende Lastfälle	9
3 Der Oxyfuel-Prozess	13
4 Modellierung in KED[®]	15
4.1 Die Simulationssoftware-KED	15
4.2 Abbildung des bestehenden Dampferzeugers in KED	15
4.2.1 Feuerraum	16
4.2.2 Mahltrocknung	17
4.2.3 Dampfbeheizte Luftvorwärmung	17
4.2.4 Konvektivheizflächen	17
4.2.5 Regenerativ-Luftvorwärmer	19
4.2.6 Rauchgasreinigung	19
DeNO _x	19
Rauchgasentschwefelungsanlage	19
Staubfilter	19
4.2.7 Sperr- und Falschluf	20
4.2.8 Wasser-Dampfkreislauf	20
4.2.9 Kondensatoren	20
4.2.10 Eigenbedarf	21
4.2.11 Oxyfuel-Ergänzungen	21
4.2.12 Umschaltmöglichkeit auf Oxyfuel-Betrieb	22
4.2.13 Regler	22
4.2.14 Vollständiger Modellaufbau	22
4.3 Berechnungsdurchführung	27
4.4 Modellvalidierung	29
5 Konstruktive und verfahrenstechnische Überlegungen	34
5.1 Druckteile/Heizflächen	34
5.2 Rauchgasrezirkulation	36

5.3	Luft-/Gasvorwärmer	37
5.4	Innere Bekohlung	37
5.5	Brenner	39
5.6	Sauerstoffvorwärmer	42
5.7	Dichtheit des Dampferzeugers	42
5.8	Kesseltragkonstruktion und Wandaussteifungen	43
5.9	DeNO _x	44
5.10	Rauchgasentschwefelungsanlage	45
5.11	Staubfilter	45
5.12	Luftzerlegungsanlage	48
5.13	CO ₂ -Verflüssigungsanlage	50
5.14	Rauchgaskondensator	52
5.15	Kühlbedarf	52
5.16	Auswirkungen auf die Betriebssicherheit	52
6	Untersuchte Prozessvarianten	54
6.1	Einfluss eines RG-Speisewasser-Vorwärmers (Var2 & Var5)	55
6.2	Kalter bzw. warmer Rezirkulationsabzweig	56
6.3	Ausgewählte Prozessschaltung	57
7	Spezielle Untersuchungen zum Feuerraum	59
7.1	Flammraum-Strahlraum-Modell	59
7.2	Blokh-Modell	61
7.3	Vergleich der Feuerraummodelle	62
8	Ergebnis der Simulationsrechnungen	63
8.1	Adiabate Feuerraumtemperatur	63
8.2	Diskussion der Ergebnisse für K-Pmax-W5	64
8.3	Diskussion der übrigen Lastfälle	68
9	Vergleich der Oxyfuel-Umrüstung mit einem Neubau-Kraftwerk	72
10	Zusammenfassung und Ausblick	74
11	Literatur	77
A	Detaillierte Berechnungsergebnisse für alle Lastfälle	82
B	Ergänzende Randbedingungen	95

Abbildungsverzeichnis

1	Strahlungsbilanz der Erde	1
2	Atmosphärische Treibhausgas-Konzentration der letzten 650.000 Jahre . . .	2
3	Treibhausgasemissionen nach Sektoren	3
4	Verfahren zur CO ₂ -Abscheidung	4
5	Globale Produktion elektrischer Energie nach Primärenergieträger	5
6	Kesselquerschnitt	8
7	Schaltung der Luft-/Rauchgasseite	9
8	Wärmetechnische Schaltung	12
9	Modellierung des Turmkessels	23
10	Modellierung der Rauchgasseite	24
11	Verschaltung der Hochdruckheizflächen	25
12	Wasser-Dampfkreislauf in KED	26
13	Manuelle Einstellgrößen	28
14	Rauchgastemperaturen in KED und der Auslegungsrechnung	30
15	Wasser-Dampf Temperaturen in KED und der Auslegungsrechnung	31
16	Druckverlauf über den Heizflächen in KED und der Auslegungsrechnung . .	31
17	Materialtemperaturen in Luft- u. Oxyfuel-Betrieb (K-Pmax-W5)	35
18	Regelschema der Mahltrocknung	38
19	Grundriß und Brennerspiegel der Feuerung	40
20	Schematische Darstellung des Mischvorgangs bei Strahlbrennern	41
21	Vergleich des Sekundär-Volumenstroms für Luft- u. Oxyfuel-Feuerung . . .	41
22	Elektr. Staubwiderstand als Funktion von Temperatur und Taupunkt	47
23	Elektr. Durchschlagsfestigkeit als Funktion der Temperatur	48
24	Schema einer LZA auf Basis von Hochtemperaturmembranen	48
25	Schalbild einer kryogenen Luftzerlegungsanlage	49
26	Rel. Leistungsbedarf einer kryogenen LZA bez. 99,5 Vol% O ₂ -Reinheit . . .	49
27	Größenvergleich zwischen Kraftwerk, Luftzerlegungsanlage und CO ₂ -CPU .	50
28	CO ₂ -CPU mit internem Kälteprozess	51
29	CO ₂ -CPU mit externem NH ₃ -Kälteprozess	51
30	Kennzeichnung der Schaltungsvariationen	54
31	Gewählte Prozessschaltung	58
32	Wärmestromdichteverteilung im Feuerraum	60
33	Flammraum-Strahlraum-Modell	61
34	Vergleich T _{Feuerraum-aus} zwischen KED und FLR-StR	62
35	Adiabate Feuerraum- und Feuerraumaustrittstemperaturen	63
36	Wärmeaufnahme in den Heizflächen	65
37	Rauchgastemperaturen in K-Pmax-W5	65
38	Wasser-Dampf-Temperaturen für K-Pmax-W5	66
39	Spezifische CO ₂ -Emissionen und Brennstoffeinsatz für K-Pmax-W5	68

Tabellenverzeichnis

1	Erklärung der Lastfallkennzeichnung	10
2	Zu berechnende Lastfälle	10
3	Randbedingungen	10
4	Brennstoffzusammensetzung	11
5	Mahlrocknungsparameter	18
6	Kondensatordruck	21
7	Vergleich des KED-Modells zu den Ergebnissen aus Epsilon (LF1-4)	32
8	Vergleich des KED-Modells zu den Ergebnissen aus Epsilon (LF5-7)	33
9	Werkstoffe der Heizflächen	36
10	Rauchgasseitige Undichtigkeiten eines Dampferzeugers	43
11	Kühlbedarf der Oxyfuel-Zusatzanlagen	52
12	Prozessvariationsrechnungen	56
13	Rauchgaszusammensetzung am Feuerraumaustritt für K-Pmax-W5	59
14	Rauchgasmassen-, Enthalpiestrom und Wärmeübergangskoeffizient	65
15	Ergebnisse für K-Pmax-W5	67
16	Abgaszusammensetzung vor Kamin/CO ₂ -CPU für K-Pmax-W5	68
17	Ergebnisse für K-VL-S1 und K-TL-S2	69
18	Ergebnisse für K-ML-S3 und K-ML-W4	70
19	Ergebnisse für E-VL-S6 und E-ML-W7	71
20	Rauchgastemperaturen für K-Pmax-W5, K-VL-S1 u. K-TL-S2	82
21	Rauchgastemperaturen für K-ML-S3 u. K-ML-W4	82
22	Rauchgastemperaturen für E-VL-S6 u. E-ML-W7	82
23	Wasser-Dampftemperaturen für K-Pmax-W5, K-VL-S1 u. K-TL-S2	83
24	Wasser-Dampftemperaturen für K-ML-S3 u. K-ML-W4	84
25	Wasser-Dampftemperaturen für E-VL-S6 u. E-ML-W7	85
26	Druckverlauf im Kreisprozess für K-Pmax-W5, K-VL-S1 u. K-TL-S2	86
27	Druckverlauf im Kreisprozess für K-ML-S3 u. K-ML-W4	87
28	Druckverlauf im Kreisprozess für E-VL-S6 u. E-ML-W7	88
29	Materialtemperaturen für K-Pmax-W5, K-VL-S1 u. K-TL-S2	88
30	Materialtemperaturen für K-ML-S3 u. K-ML-W4	89
31	Materialtemperaturen für E-VL-S6 u. E-ML-W7	89
32	Bilanz um den Dampferzeuger für alle Kohlelastfälle	90
33	Bilanz um den Dampferzeuger für E-VL-S6 u. E-ML-W7	91
34	Rauchgasparameter am FR-Austritt für K-Pmax-W5, K-VL-S1 u. K-TL-S2	91
35	Rauchgasparameter am FR-Austritt für K-ML-S3 u. K-ML-W4	92
36	Rauchgasparameter am FR-Austritt für E-VL-S6 u. E-ML-W7	92
37	Abgasparameter für K-Pmax-W5, K-VL-S1 u. K-TL-S2	93
38	Abgasparameter für K-ML-S3 u. K-ML-W4	93
39	Abgasparameter für E-VL-S6 u. E-ML-W7	94
40	Zusammensetzung der Sauerstoffträger	95

Abkürzungsverzeichnis

Zeichen	Bedeutung
CO ₂ -CPU	CO ₂ -Compression and Purification Unit
DE	Dampferzeuger
DeNO _x	Katalysator zur Stickstoffoxid-Reduktion
ECO	Economizer
FD	Frischdampf
FDBR	Fachverband Dampfkessel-, Behälter- u. Rohrleitungsbau e.V.
FL	Falschluff
Fla	Flamme
FLR-STR	Flammraum-Strahlraum-Modell
GAVO	Gasvorwärmer
HD	Hochdruck
HDÜ	Hochdruck-Überhitzer
HTM	Hochtemperaturmembran
H _u	unterer Heizwert
LF	Lastfall
LUVO	Luftvorwärmer
LZA	Luftzerlegungsanlage
Mass%	Massenanteil
MD	Mitteldruck
Oxy	Oxyfuel-Betrieb
REA	Rauchgasentschwefelungsanlage
Rezi	Rezirkulation
SPAT	Speisewasserpumpen-Antriebsturbine
TR-Gt	Tragrohr-Gitter
VDI	Verein Deutscher Ingenieure e. V.
Vol%	Volumenprozent
WÜ	Wandüberhitzer
ZD	Zwischendruck
ZÜ	Zwischenüberhitzung

Indices

Zeichen	Bedeutung
ab	abgeführt
Abg	Abgas
aus	Austritt
Br	Brennstoff
brutto	brutto
DE	Dampferzeuger
ein	Eintritt
el	elektrisch
em	emittiert
Erdgas	Erdgas
ex	exergetisch
FD	Frischdampf
Fla	Flamme
FlR	Flammraum
HD	Hochdruck
ID	Industriedampf
Kohle	Kohle
korrr	korrigiert
L	Luft
li	links
mi	mittleres Teilstück
ND	Niederdruck
net	netto
Nutz	Nutzleistung
O ₂	Sauerstoff
ob	oberes Teilstück
re	rechts
RG	Rauchgas
th	thermisch
u	Umgebungszustand
Wa	Wand
ZD	Zwischenüberhitzerdruck
zu	zugeführt

Formelzeichen

Zeichen	Einheit	Bedeutung
e	kJ/kg	spezifische Exergie des Stoffstromes
e_{CO_2}	kgCO_2/MWh	spezifische CO_2 -Emissionen
$\dot{E}$	MW	Exergiestrom
f_{sch}	-	Verschmutzungsfaktor des Feuerraums
h	kJ/kg	spezifische Enthalpie
H_u	kJ/kg	unterer Heizwert
h_v	kJ/kg	Verdampfungsenthalpie des Wassers bei Umgebungsdruck
$\dot{m}$	kg/s	Massenstrom
P	MW	Leistung
p	bar	Druck/Partialdruck
s	kJ/kg K	spezifische Entropie
S_{gl}	m	gleichwertige Schichtdicke
T_u	K	Umgebungstemperatur
ϵ	-	Emissionskoeffizient
η_{DE}	-	Wirkungsgrad des Dampferzeugers
κ	-	isentropen Koeffizient
φ	%	relative Luftfeuchtigkeit
φ_{Rezi}	%	Rauchgas-Rezirkulationsrate

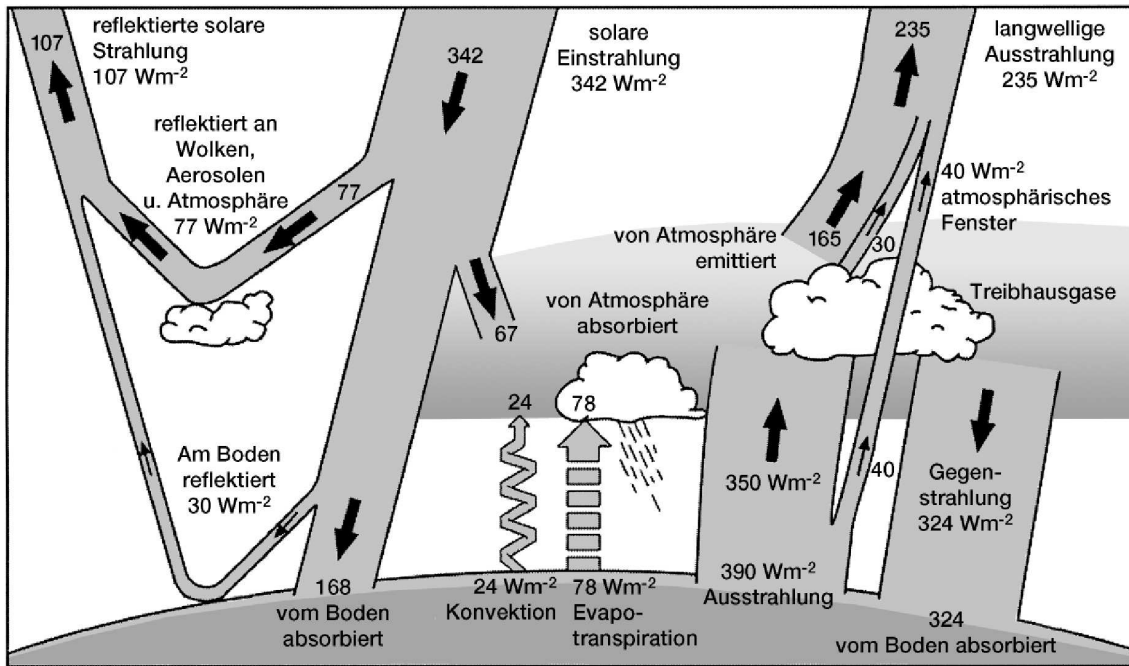


Abbildung 1: Strahlungsbilanz der Erde, aus [6] nach [34]

1 Einleitung

Das Leben auf der Erde ist untrennbar mit der Energie des einfallenden Sonnenlichts¹ und der Zusammensetzung der Atmosphäre verbunden. Aufgrund des sogenannten Treibhauseffekts erhöht sich die mittlere globale Oberflächentemperatur der Erde von der für höhere Lebensformen ungeeigneten Temperatur von -19 auf $+14$ °C [6] [28]. Diese Temperaturerhöhung kann auf die sogenannten Treibhausgase wie Wasserdampf (H_2O), Kohlenstoffdioxid (CO_2), Methan (CH_4), Distickstoffoxid (N_2O) und Halogenkohlenwasserstoffe (z.B. FCKW) zurückgeführt werden. Sie sind für die kurzwellige Strahlung der Sonne weitgehend durchlässig. Die von der durch die Sonnenstrahlung erwärmten Erde emittierte langwellige Infrarotstrahlung wird von den Treibhausgasen jedoch nahezu vollständig absorbiert. Die von den Treibhausgasen absorbierte Energie wird in einer Absorptions-/Emissionswechselwirkung wieder emittiert. Der Richtung Erdoberfläche emittierte Anteil wird als atmosphärische Gegenstrahlung bezeichnet und erhöht die auf der Erdoberfläche registrierte Einstrahlung von 168 W/m^2 auf fast 500 W/m^2 . Die sich auf der Erde einstellende Mitteltemperatur ist eine direkte Folge dieser erhöhten Einstrahlung, die wiederum direkt von der Treibhausgaskonzentration abhängig ist. In Abbildung 1 ist diese Energiebilanz² grafisch dargestellt. Die in der Zusammensetzung der Atmosphäre dominierenden Gaskomponenten, Stickstoff und Sauerstoff, absorbieren und emittieren in den betrachteten Bereichen des Strahlungsspektrums nur unwesentlich und tragen daher nicht zu dieser Temperaturerhöhung bei.

Die atmosphärische Konzentration an Treibhausgasen ist somit eine der wichtigsten Einflussgrößen³ auf die globale Mitteltemperatur und somit das Erdklima. Die mit der indus-

¹Energieströme aus dem Erdinneren oder aus radioaktiven Zerfallsprozessen sind in diesen Betrachtungen vernachlässigbar.

²In klimatologischen Betrachtungen wird die Einstrahlung der Sonne nicht auf die Erdquerschnittsfläche, sondern immer auf die gesamte Erdoberfläche bezogen. Aufgrund der großen Speicherwirkung der Erdmasse ist diese Vereinfachung zulässig.

³Als weitere Einflussgrößen sind die Sonnenaktivität, Änderungen der Bodenbeschaffenheit und somit des Reflexionsvermögens der Erde oder auch Änderungen in der planetaren Umlaufbahn zu nennen.

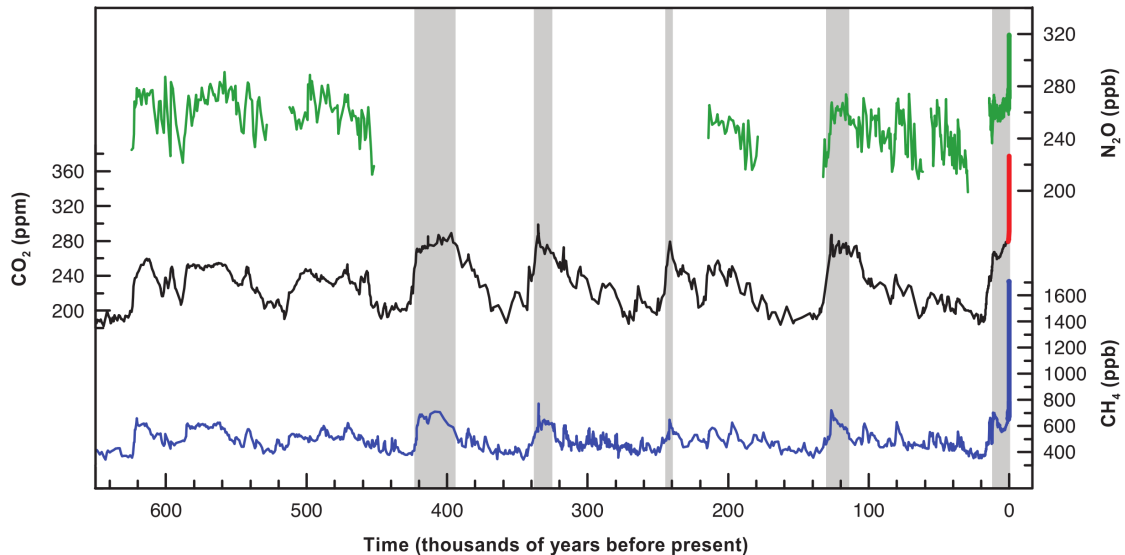


Abbildung 2: Atmosphärische Treibhausgas-Konzentration der letzten 650.000 Jahre, nach [27]

triellen Revolution einsetzende intensive Nutzung fossiler Brennstoffe hat im Verlauf der letzten 250 Jahre zu einer starken Konzentrationserhöhung der wichtigsten langlebigen⁴ Treibhausgase geführt. Die im Jahr 2008 ermittelte CO₂-Konzentration von 385 ppm ist der mit Abstand höchste Wert der letzten 800.000 Jahre und wahrscheinlich der höchste Wert der letzten 20 Millionen Jahre [4]. In Abbildung 2 sind die Treibhausgaskonzentrationen über die letzten 650.000 Jahre dargestellt. Es ist deutlich ersichtlich, dass die Änderungen der letzten 2 Jahrhunderte (ganz rechts) sowohl vom Gradient als auch vom erreichten Niveau herausstechen. Die heutigen Konzentrationen übersteigen dabei deutlich die Werte der letzten Warmperioden (grau gekennzeichnet).

Diese Konzentrationserhöhung verstärkt den Treibhauseffekt und erhöht somit die Welt-durchschnittstemperatur. Diese Temperaturerhöhung ist in den letzten 50 Jahren besonders ausgeprägt: In jedem der vergangenen fünf Jahrzehnte wurde ein stärkerer Anstieg (0,13 °C/Jahrzehnt) verzeichnet als die in den gesamten vorausgegangenen 100 Jahren. In Summe hat sich die globale Mitteltemperatur im letzten Jahrhundert (zwischen 1906 und 2005) um 0,74 °C erhöht [27]. Es ist wissenschaftlicher Konsens, dass diese Temperaturerhöhung eine direkte Folge der menschlichen Aktivitäten ist⁵ [4], [41].

Eine weitere Temperaturerhöhung – derzeit steigt die Nutzung fossiler Brennstoffe – riskiert irreversible Schäden [25]: Veränderte Niederschlagsverhältnisse bedrohen die Trinkwasserversorgung in weiten Regionen der Erde. Des Weiteren vermindern sich landwirtschaftliche Erträge um bis zu 50 %. Bis jetzt wurde der Großteil der menschlichen CO₂-Emissionen von den Ozeanen und der Biosphäre aufgenommen; trug daher nicht zum Treibhauseffekt bei. In den Ozeanen führt diese CO₂-Aufnahme zu einer zunehmenden Versäuerung und abnehmender Sauerstofflöslichkeit. Für das marine Ökosystem sind diese Änderungen fatal. Ab einer Temperaturänderung von 1,5 °C (im Vergleich zum vorindustriellen Niveau) ist eine Reduktion der Artenvielfalt um 30 % zu erwarten. Ab 4 °C wird die Anpassungsfähigkeit der meisten Arten überschritten; ein Massenaussterben wäre unvermeidbar.

⁴Wasserdampf ist als einziges Treibhausgas in einen kurzen Zyklus aus Verdampfung und Niederschlag eingebunden. Die Wasserdampf-Konzentration wird vom Menschen nur indirekt über eine höhere Mitteltemperatur beeinflusst.

⁵Auch wenn dies in den Medien oft falsch dargestellt wird.

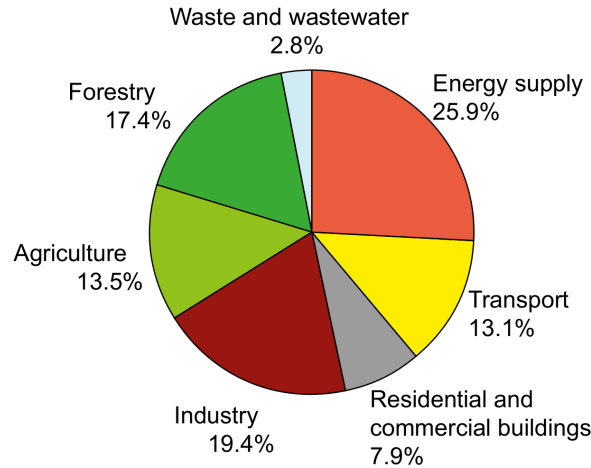


Abbildung 3: Treibhausgasemissionen nach Sektoren in 2004, [26]

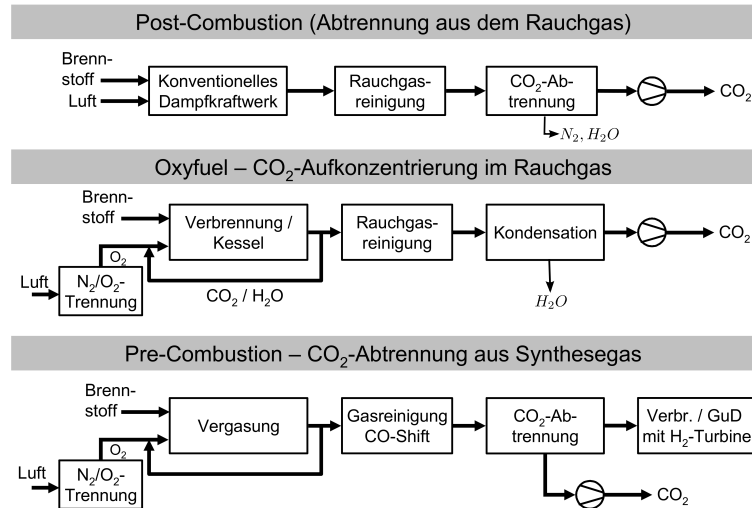
Ab einer Temperaturerhöhung von 2°C werden selbstverstärkende Prozesse angestoßen, worauf sich die Erwärmung auch ohne menschliches Zutun weiter beschleunigen würde. Werden die folgenden Wendepunkte überschritten, ist die Klimaerwärmung auch durch einen kompletten Stopp aller menschlichen Treibhausgasemissionen nicht aufzuhalten: Im Zuge der Erwärmung vermindert sich die CO₂-Aufnahmefähigkeit der Ozeane und der Biosphäre. Im Zuge einer weiteren Erwärmung könnten diese CO₂-Senken ihre Funktion verlieren und große Mengen gebundenes CO₂-freisetzen. Eine weitere Rückkopplung erfolgt durch die Freisetzung von Methan aus auftauenden Permafrostböden.

Zusammenfassend wird eine Temperaturerhöhung über 2°C für die menschliche Zivilisation nur schwer verkraftbar sein [4]. Um die menschlichen Lebensgrundlagen nicht zu gefährden, sind daher die Treibhausgasemissionen umgehend drastisch zu reduzieren [26]. Die größten unmittelbaren Emissionsreduktionen könnten nur durch die sofortige Änderung des Verbrauchsverhaltens in den großen Industrienationen erreicht werden. In einer auf Konsum und stetiges Wachstum ausgerichteten Gesellschaftsform sind jedoch Lösungen, die nicht direkt am Konsumenten ansetzen, populärer. Im Zentrum vieler Reduktionsbemühungen steht dabei der Kraftwerkssektor, der für fast 26 % aller menschlichen Treibhausgasemissionen verantwortlich ist; siehe Abbildung 3. Dabei verfügen die folgenden drei Varianten über die größten Reduktionspotentiale:

- Verbesserung der Wirkungsgrade des weltweiten Kraftwerksparks auf den Stand der Technik
- Verstärkter Einsatz regenerativer Primärenergieträger
- Einsatz von Prozessen zur CO₂-Abtrennung aus den Rauchgasen fossil gefeuerter Kraftwerke mit anschließender Speicherung in geologischen Formationen.

Der durchschnittliche Wirkungsgrad eines europäischen Kohlekraftwerks beträgt ca. 33 %. Global betrachtet ist der durchschnittliche Wirkungsgrad sogar noch niedriger. Eine Anhebung auf den aktuellen Stand der Technik von 46 % für ein Steinkohle- und 43 % für ein Braunkohlekraftwerk würde die CO₂-Emissionen bei unveränderter Nettoleistung um 30 % herabsetzen. Diese Maßnahme allein ist, da eine weitere Steigerung der Nachfrage erwartet wird, nicht ausreichend, um die Erderwärmung zu stoppen.

Regenerative Energieträger verursachen keine Zunahme von Treibhausgasen; das bei der


Abbildung 4: Verfahren zur CO₂-Abscheidung, nach [55]

Verbrennung von Biomasse entstehende CO₂ ist in natürliche Kreisläufe⁶ eingebunden. Ein verstärkter Ausbau regenerativer Energietechnik wird derzeit noch durch die hohen Investitionskosten behindert. Der Vorteil der weitgehenden Klimaneutralität kann – solange CO₂-Emissionen nicht wirkungsvoll besteuert werden – betriebswirtschaftlich nicht genutzt werden. Für einen fairen Vergleich zwischen regenerativen und fossilen Energieträgern sind daher die volkswirtschaftlichen Folgekosten einer unverminderten Erwärmung zu berücksichtigen: Sofern eine Anpassung an die geänderten klimatischen Bedingungen möglich ist, sind bis zu 350 US\$/tCO₂ an Folgekosten für jede emittierte Tonne CO₂ zu erwarten.

Vor diesem Hintergrund werden auch von konventionellen Anlagenbauern Anstrengungen unternommen, die atmosphärischen CO₂-Emissionen von fossil-befeuerten Kraftwerken zu vermindern. Werden fossile Brennstoffe verbrannt, entsteht jedoch immer CO₂. Soll die Wirkung als Treibhaus verhindert werden, darf es nicht in die Atmosphäre entweichen. CO₂ muss daher entweder in mineralischer Form gebunden werden [40], oder als möglichst reiner Produktstrom in unterirdische Lagerstätten eingepresst werden. Großtechnisch wird vor allem die letztere Variante intensiv erforscht. Die Prozesskette der CO₂-Abtrennung und Einspeicherung wird in der Literatur mit CCS für Carbon Capture and Storage abgekürzt. Die höchsten Umsetzungschancen werden den folgenden drei Technologiepfaden – siehe Abbildung 4 – eingeräumt:

- PCC: Post-Combustion-Capture mit Hilfe einer chemischen Rauchgaswäsche
- Oxyfuel-Prozess: Erhöhung der CO₂-Konzentration im Abgas durch eine Verbrennung mit reinem Sauerstoff anstatt von Luft.
- IGCC: Kombiprozess mit Kohlevergasung und CO₂-Abtrennung

Bei einer Post-Combustion Rauchgaswäsche wird CO₂ mit Hilfe eines chemischen Lösungsmittels aus dem Rauchgas herausgewaschen. Anschließend muss das CO₂ aus dem Lösungsmittel ausgetrieben werden. Dieser Vorgang erfordert eine Beheizung für die große Mengen Dampf aus dem Kreisprozess entnommen werden müssen. Dies reduziert den Wirkungsgrad des Kraftwerks um ca. 25 %. In kleinerem Maßstab werden chemische Rauch-

⁶Der Begriff regenerativ impliziert dabei eine nachhaltige Nutzung, d.h. die entnommene Menge entspricht der nachgewachsenen.

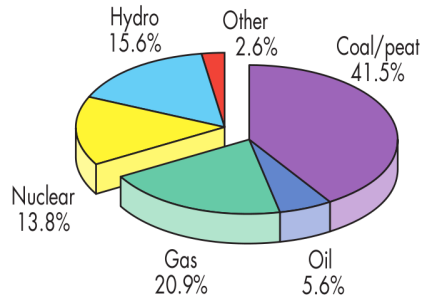


Abbildung 5: Globale Produktion elektrischer Energie nach Primärenergieträger, [24]

gaswäschen schon heute industriell genutzt: Im Abgasstrang von Öl- und Gasfeuerungen werden sie zur Gewinnung von CO_2 für die Lebensmittelindustrie eingesetzt [55].

Im Oxyfuel-Prozess wird der Brennstoff mit reinem Sauerstoff anstatt mit Luft verbrannt. Dabei entsteht ein Rauchgas, das hauptsächlich aus CO_2 - und Wasserdampf besteht. Wird der Wasserdampf in einem Kondensator abgeschieden, kann der verbliebene CO_2 -Produktstrom direkt verdichtet und einem Speicher zugeführt werden. Reiner Sauerstoff muss allerdings von einer Luftzerlegungsanlage bereitgestellt werden. Der Eigenbedarf der Luftzerlegungsanlage, des Verdichters und der eventuell notwendigen Anlagen zur weiteren CO_2 -Reinigung vermindert den Kraftwerkswirkungsgrad ebenfalls um ca. 25 %.

Für den Brennstoff Kohle wird die Pre-Combustion CO_2 -Abtrennung in einem Gas- und Dampf-Kombiprozess mit integrierter Vergasung (Integrated Gasification Combined Cycle - IGCC) realisiert. Diesem Prozess werden etwas bessere Wirkungsgrade als den beiden vorangegangenen ausgewiesen. Der Prozessaufbau unterscheidet sich jedoch wesentlich vom konventionellen Dampfkraftprozess und ist folglich nicht für eine Nachrüstung an bestehende Kraftwerke geeignet.

Derzeit wird fast 70 % des weltweiten Bedarfs an elektrischer Energie durch fossile Brennstoffe gedeckt; siehe Abbildung 5. Für eine rasche Emissionsreduktion müssen CCS-Prozesse daher an bestehende Kraftwerke nachrüstbar sein. Zusätzlich ist im Rahmen von Neubau-Genehmigungsverfahren oft der Nachweis zu erbringen, dass eine spätere Nachrüstung einer CO_2 -Abscheidetechnologie möglich ist. Sowohl der Oxyfuel-Prozess als auch die Post-Combustion-Rauchgaswäsche sollten sich an bestehende Kraftwerke nachrüsten lassen. Welche Auswirkungen bei einem Umbau auf Oxyfuel-Betrieb zu erwarten sind, wird in dieser Studie untersucht werden. Die Oxyfuel-Technologie ist für alle kohlenstoffhaltigen Brennstoffe einsetzbar. Im Zentrum der meisten Untersuchungen steht aber der Brennstoff Kohle. Kohle ist weltweit zu einem relativ günstigen und stabilen Preis verfügbar [11]. Darüber hinaus ist die statische Reichweite⁷ von Kohle mit ca. 200 Jahren die größte aller fossilen Brennstoffe. Kohlefeuerungen erfordern allerdings eine aufwendige Abgasreinigung, wodurch dieser Brennstoff meist nur in großen Kraftwerken eingesetzt wird. Zusätzlich verursacht Kohle von allen fossilen Brennstoffen die höchsten CO_2 -Emissionen. Die Nachrüstung von einem CCS-Prozess an großen Kohlekraftwerken könnte somit merklichen Einfluss auf die Treibhausgasbilanz haben.

Eine verminderte Treibhausgas-Emission ist jedoch nur zu erreichen, wenn es gelingt den abgetrennten CO_2 -Produktstrom sicher zu speichern. Dieser Prozessschritt ist derzeit noch mit den größten Unsicherheiten behaftet: Das CO_2 muss mit über 100 bar in unterirdische geologische Formationen eingepresst werden. Neben der Berücksichtigung eventueller geo-

⁷Statische Reichweite bezeichnet den Quotient aus den Reserven eines Rohstoffes und dem aktuellen Jahresverbrauch. Da Reserven die Menge eines Rohstoff-Vorkommens sind, die zu derzeitigen Preisen wirtschaftlich abgebaut werden kann, ist die statische Reichweite auch eine Funktion des Rohstoffpreises.

logischer Wechselwirkungen muss vor allem die Dichtheit der Lagerstätte über mehrere Jahrhunderte garantiert werden. Ein Austritt in die Atmosphäre wäre für das Klima aber kontraproduktiv und würde zu einer Gefährdung der Anrainer führen. Neben technologischen Hürden sind hier auch die entsprechenden gesetzlichen und versicherungstechnischen Rahmenbedingungen zu schaffen.

1.1 Aufgabenstellung

In der Literatur wird der Oxyfuel-Prozess für eine Nachrüstung konventioneller Kraftwerke vorgeschlagen [29], [51]. In der vorliegenden Arbeit soll ein bestehendes, mit Steinkohle und Erdgas befeuertes Dampfkraftwerk auf eine mögliche Umrüstung auf Oxyfuel-Betrieb untersucht werden. Aussagen über die Umrüstbarkeit bestehender Anlagen sind für Kraftwerksbetreiber von großem Interesse. Einerseits kann so die Einsetzbarkeit des bestehenden Kraftwerksparks unter verschärften CO₂-Emissionsrichtlinien überprüft werden. Andererseits können die Ergebnisse der Umrüststudie auch für konventionelle Neuanlagen genützt werden, wenn sie schon bei der Errichtung für eine spätere Nachrüstung vorbereitet werden sollen. Dies wird in der Kraftwerksbranche auch als *Capture-Ready* bezeichnet.

Diese Umrüststudie gliedert sich in sieben Hauptabschnitte. Zunächst wird das generelle Prozess-Schema des Oxyfuel-Prozesses sowie der Stand der Technik beschrieben. Zur Untersuchung des Wärmeübertragungsverhaltens und der Prozessgüte soll von dem untersuchten Kraftwerk ein numerisches Modell in einem Dampfkessel-Simulationsprogramm erstellt werden. Einen Schwerpunkt der Modellierung wird eine detaillierte Abbildung der einzelnen Heizflächen sowie der geometrischen Konfiguration des Dampferzeugers darstellen, um genaue Aussagen über das Wärmeübertragungsverhalten zu ermöglichen. Anschließend werden die konstruktiven und verfahrenstechnischen Erfordernisse für die Umrüstung des beschriebenen Kraftwerkes erläutert. Der geänderten Rauchgaszusammensetzung und deren Auswirkungen auf das Wärmeübergangsverhalten im Feuerraum wird mit einer separaten Untersuchung Rechnung getragen. Basierend auf den Ergebnissen der Simulationsrechnungen wird unter Berücksichtigung der bestehenden Anlagenkonfiguration eine optimale Oxyfuel-Prozessschaltung ausgewählt. Mittels dieser werden sieben unterschiedliche Lastfälle in Luft- und Oxyfuel-Betrieb berechnet und deren Ergebnisse gegenübergestellt. Eine Umrüstung einer bestehenden Anlage ist aber immer mit Einschränkungen bei der Wahl der Prozessführung verbunden. Abschließend werden daher die zusätzlichen Freiheitsgrade und Verbesserungspotentiale diskutiert, die ein Neubau-Oxyfuel-Kraftwerk bieten würde.

2 Das untersuchte Kraftwerk

Im folgenden Abschnitt wird der Aufbau des zu untersuchenden Kraftwerks und die Randbedingungen der Berechnungsmodelle beschrieben. Der Hauptbrennstoff des Kraftwerkes ist Steinkohle, es ist aber auch ein Vollastbetrieb mit Erdgas möglich. Der Dampferzeuger ist in Einzugs-Turmbauweise errichtet und als Zwangsdurchlaufkessel mit einfacher Zwischenüberhitzung ausgeführt. Die Umfassungswände der Brennkammer und der Konvektivheizflächen sind aus gasdicht verschweißten Membranwänden aufgebaut. Die Verdampferwände sind schrägberohrt, ab einer Teillast von 40 % ist eine Teillast-Umwälzung erforderlich.

Die Feuerung ist als trockenentaschte Staubfeuerung ausgeführt. Die Brenner sind in vier Ebenen als Ecken-Tangentialfeuerungen angeordnet.

Die Rauchgasreinigungsanlage besteht aus einem Katalysator zur Stickoxidreduktion, einer Rauchgasentschwefelungsanlage und zwei Elektrostaubfiltern.

Die viergehäusige Turbine besteht aus einem HD-Teil, einem zweiflutigen MD-Teil und einer vierflutigen ND-Turbine. Sie ist ohne Regelstufe ausgeführt und wird im Gleitdruck mit leichter Androsselung betrieben. Der Dampfturbinenkondensator ist frischwassergekühlt. Die Kühlwassertemperatur beträgt in allen Lastfällen 10 °C.

Zusätzlich verfügt das Kraftwerk über eine Kopplung mit umliegenden Industrieanlagen und ist darauf ausgelegt überschüssigen Prozessdampf im Zwischenüberhitzer weiter zu überhitzen, um ihn in der Kraftwerksturbine zu entspannen. Diese Einkopplung von Fremddampf verändert die Charakteristik des Dampferzeugers und erschwert die Vergleichbarkeit mit Standardkraftwerken. Es wurde daher auch ein Lastfall definiert – K-PmaxW5 –, in dem kein Fremddampf eingebracht wird. Dieser Lastfall repräsentiert somit eine konventionelle Dampferzeuger-Auslegung und wurde daher in den Auswertungen detailliert betrachtet.

Der Kesselquerschnitt, die Schaltung der Luft-Rauchgasseite sowie die wärmetechnische Schaltung sind in den Abbildungen 6 bis 8 dargestellt.

2.1 Bewertungsgrößen

Während konventionelle Kraftwerke vor allem an ihrem thermischen Wirkungsgrad gemessen werden, müssen bei einem CCS-Kraftwerk auch die spezifischen CO₂-Emissionen in die Bewertung einfließen. Daraus können dann im Zuge einer wirtschaftlichen Analyse die CO₂-Emissionsvermeidungskosten berechnet werden. Diese Kosten können anschließend direkt mit dem Erwerb von CO₂-Emissionszertifikaten verglichen werden.

Die spezifischen CO₂-Emissionen bestimmen sich aus der Menge CO₂, die pro MWh elektrischer Energie in die Atmosphäre freigesetzt wird. Auch in einem CCS-Prozess kann das bei der Verbrennung entstehende CO₂ nicht zu 100 % abgeschieden werden, da im Zuge des Aufreinigungsprozesses CO₂ in die Umgebung entweicht. Für diese Studie wird für den Oxyfuel-Prozess ein CO₂-Abscheidegrad von 90 % angesetzt [29].

Da die CO₂-Emissionen der Fremddampfproduktion nicht bekannt sind, werden für Lastfälle mit Fremddampf-Einkopplung keine Emissionswerte angegeben. Die spezifischen CO₂-Emissionen – Gleichung 1 – werden daher nur für den Lastfall ohne Fremddampf-Einbringung berechnet.

$$e_{CO_2} = \frac{\dot{m}_{CO_2,em}}{P_{el,net}} \quad (1)$$

Eine Berücksichtigung der Fremddampf-Einbringung im thermischen Wirkungsgrad ist nicht möglich. Für die Analyse dieses Kraftwerks wird daher ein exergetischer Wirkungsgrad – Gleichung 2 – definiert, der die Exergie des eingebrachten Dampfes sowie des zurückgeführten Kondensats berücksichtigt. Für den Lastfall ohne Fremddampf K-Pmax-W5 geht

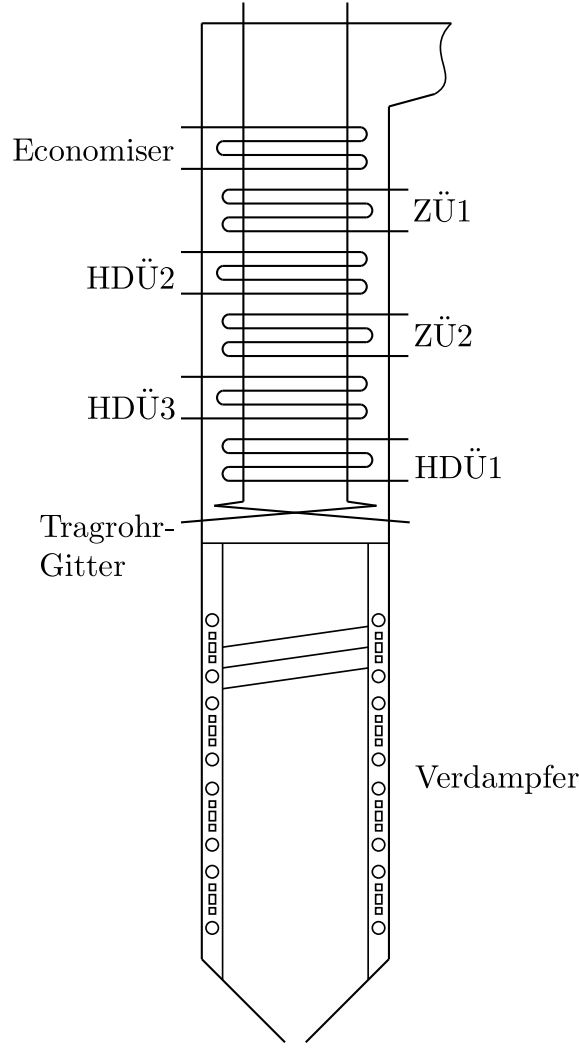


Abbildung 6: Kesselquerschnitt

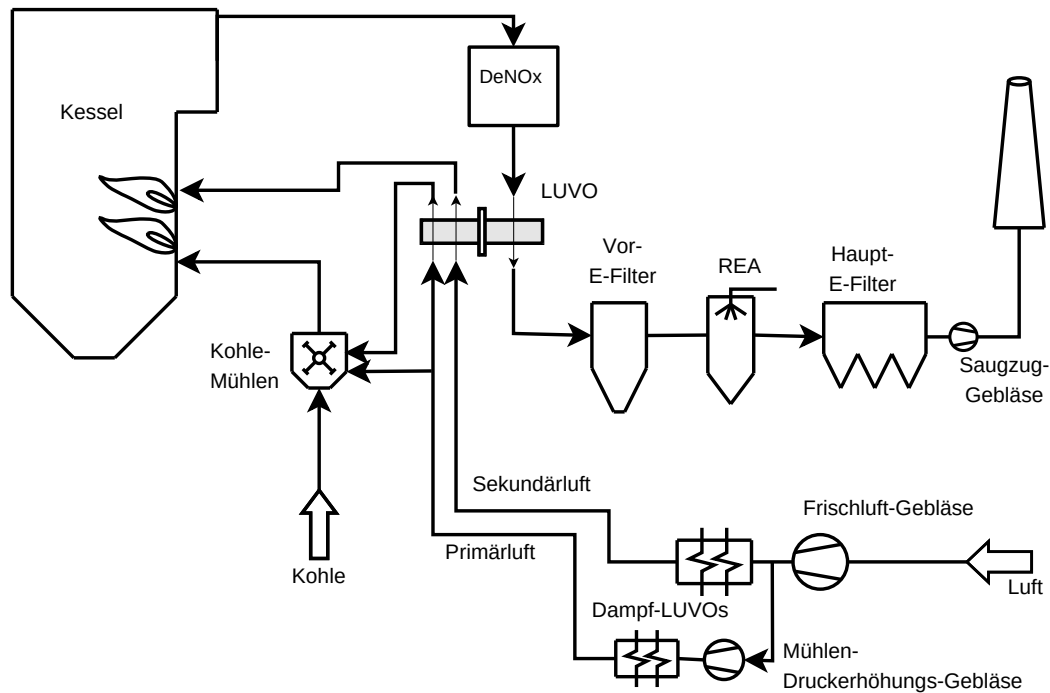
dieser Wirkungsgrad in den gebräuchlicheren thermischen Wirkungsgrad – Gleichung 3 – über.

$$\eta_{ex} = \frac{P_{el,net}}{\dot{E}_{zu} - \dot{E}_{ab}} = \frac{P_{el,net}}{\dot{m}_{Br}H_{uBr} + \dot{m}_{ID}(e_{ID,zu} - e_{ID,ab})} = \frac{P_{el,net}}{\dot{m}_{Br}H_{uBr} + \dot{m}_{ID}[(h_{ID,zu} - h_{ID,ab}) - T_u(s_{ID,zu} - s_{ID,ab})]} \quad (2)$$

$$\eta_{th} = \frac{P_{el,net}}{Q_{zu}} = \frac{P_{el,net}}{\dot{m}_{Br}H_{uBr}} \quad (3)$$

Eine Aussage über die Ausnutzung der zugeführten Energie liefert der Dampferzeuger-Wirkungsgrad. Er ist definiert als der Quotient aus Nutzenthalpie zu zugeführter Energie. Es ist zu beachten, dass eine Vorwärmung von Brennstoff- oder der Verbrennungsluft mit Dampf aus Turbinenanzapfungen ebenfalls als zugeführte Energie bilanziert wird. Im Zähler steht die Summe aller in den Heizflächen übertragenen Wärmeströme. Für eine gute Vergleichbarkeit mit konventionellen Anlagen wurde die in der Rauchgaskondensation an das Speisewasser-Kondensat übertragene Wärme nicht berücksichtigt. Durch den Einsatz zur Speisewasser-Kondensatvorwärmung und der daraus resultierenden Substitution einer

Abbildung 7: Schaltung der Luft-/Rauchgasseite



Turbinenanzapfung wird diese Abwärmenutzung somit im Wirkungsgrad des Gesamtprozesses berücksichtigt. Der Dampferzeugerwirkungsgrad wie er in Gleichung 4 definiert ist, berücksichtigt somit nur die in den Hochdruck- und Zwischendruck-Heizflächen übertragenen Wärmeströme.

$$\eta_{DE} = \frac{Q_{Nutz_{HD+ZD}}}{Q_{zu}} \quad (4)$$

2.2 Zu untersuchende Lastfälle

Die Auswirkungen einer Prozess-Umrüstung auf den Kraftwerksbetrieb sollen anhand sieben verschiedener exemplarischer Lastfälle untersucht werden. Alle Lastfälle werden sowohl im konventionellen Luft- als auch im Oxyfuel-Betrieb untersucht. Die einzelnen Lastzustände werden über den Brennstoffmassenstrom, den Sauerstoffüberschuß der Verbrennung und die eingekoppelte Fremddampfmenge festgelegt. Um eine gute Vergleichbarkeit zwischen Luft- und Oxyfuel-Betrieb zu gewährleisten, werden diese drei Parameter in einem Lastfall konstant gehalten.

Jede Lastfallbezeichnung enthält eine Kennung für den verwendeten Brennstoff, den Lastbereich, die Jahreszeit sowie eine fortlaufende Nummer. In Tabelle 1 wird diese Kennzeichnung aufgeschlüsselt.

Der Unterschied zwischen Sommer- und Winterbetrieb liegt einzig in der unterschiedlichen Fremddampfeinkopplung in das Kraftwerk. Im Winter wird der Dampf der umliegenden Industrieanlagen größtenteils über eine, hier nicht betrachtete, Gegendruckturbine zur Versorgung eines Fernwärmenetzes verwendet. Der Hauptbrennstoff des untersuchten Kraftwerks ist Kohle. Erdgas wird aufgrund der höheren Brennstoffkosten nur in Ausnahmesituationen verwendet.

Die Auswertungen der Berechnungsergebnisse werden sich auf den Lastfall K-Pmax-W5 konzentrieren. In diesem Lastfall wird kein Fremddampf in die kalte ZÜ eingebracht, er

Tabelle 1: Erklärung der Lastfallkennzeichnung

Brennstoff	K ... Kohle
	E ... Erdgas
Lastbereich	VL ... Volllast
	TL ... Teillast
	ML ... Mindestlast
	Pmax ... maximale Anlagenleistung
Jahreszeit	S ... Sommer
	W ... Winter

entspricht somit der Auslegung eines Standard-Kohlekraftwerks. Für Vergleiche mit anderen Studien ist daher auch nur dieser Lastfall ohne Korrekturen verwendbar. Die anderen Lastfälle sind primär für den Kraftwerksbetreiber interessant, da durch den Fremddampf eine Substitution des Primärbrennstoffs erfolgt.

Die für die einzelnen Lastfälle festgelegten Parameter sind in Tabelle 2 angeführt. Die globalen Randbedingungen aller Berechnungen sowie die Brennstoffzusammensetzungen sind in den Tabllen 3 bis 4 zusammengestellt. Die Zusammensetzung der Verbrennungsluft und die von der Luftzerlegungsanlage gelieferte Sauerstoffreinheit sind in Tabelle 40 im Anhang angeführt. Die für die Mahltrocknung erforderlichen Temperaturen und Volumenströme der Trocknungsgase wurden von einem externen Projektpartner zur Verfügung gestellt (Tabelle 5 in Abschnitt 4.2.1).

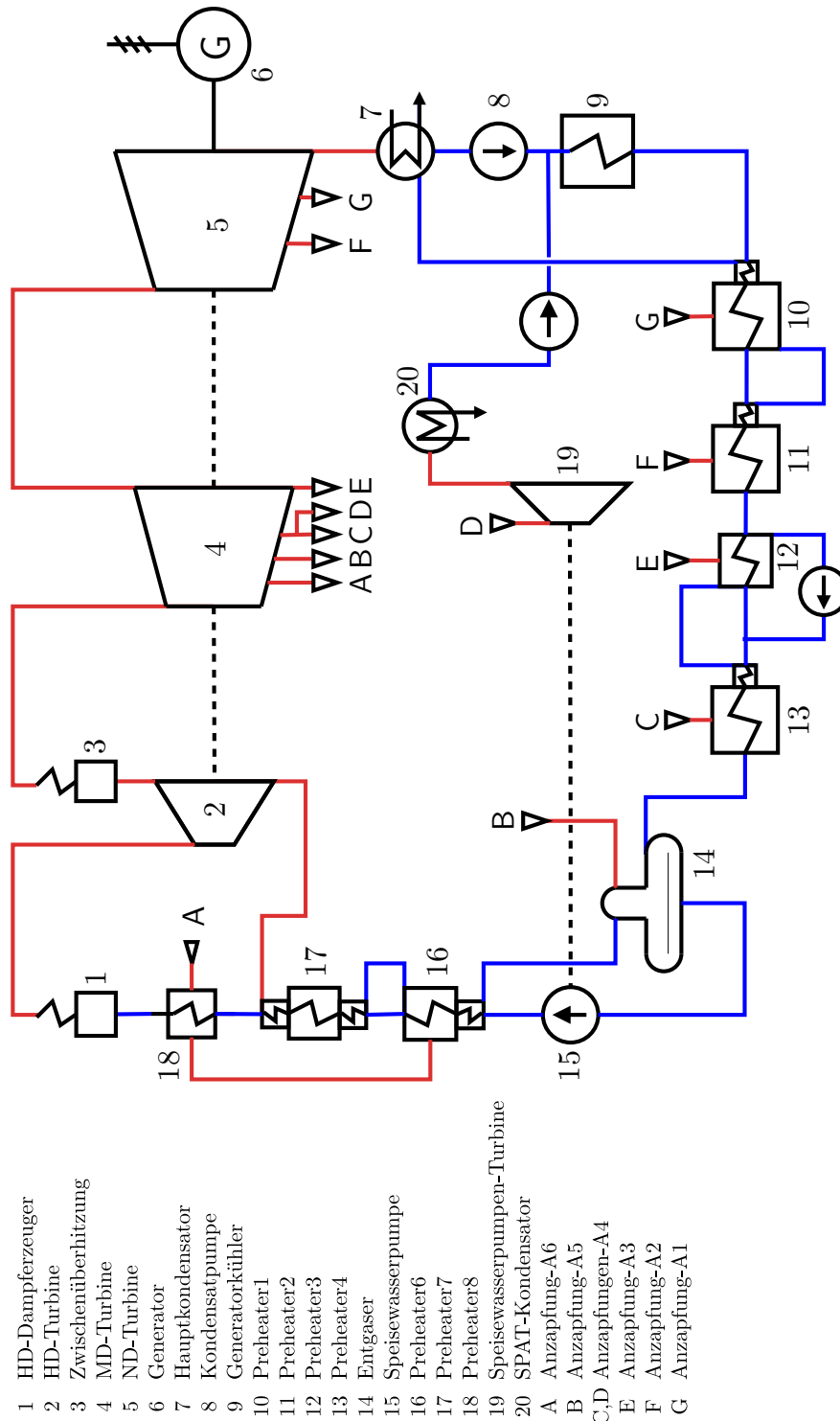
Tabelle 2: Zu berechnende Lastfälle

		K-VL-S1		K-ML-S3		K-Pmax-W5		E-ML-W7
		K-TL-S2		K-ML-W4		E-VL-S6		
$\dot{m}_{Kohle}$	kg/s	29,48	23,58	16,80	16,80	33,31	0,00	0,00
$\dot{m}_{Erdgas}$	kg/s	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	14,73	6,90
Sauerstoffzahl	-	1,25	1,27	1,40	1,40	1,25	1,10	1,20
Feuerungsverlust	MW	5,73	4,59	3,27	3,27	6,48	0,00	0,00
Fremddampf	kg/s	35,97	35,97	35,97	26,11	0,00	35,97	0,00

Tabelle 3: Randbedingungen

Kühlwassertemperatur	10 °C
Kühlwassermenge	11958 kg/s
Lufttemperatur	10 °C
Fremddampf Temperatur	380 °C
Fremddampf Druck	48 °C
Bezugstemperatur	10 °C
Schlackentemperatur	500 °C

Abbildung 8: Wärmetechnische Schaltung



3 Der Oxyfuel-Prozess

Fossile Brennstoffe bestehen hauptsächlich aus Verbindungen der chemischen Elemente Kohlenstoff (C) und Wasserstoff (H), die bei der Verbrennung zu Kohlenstoffdioxid (CO_2) und Wasser (H_2O) oxidieren. Das Ziel aller CCS-Prozesse ist es, das CO_2 von den restlichen Abgaskomponenten abzutrennen. Bei einer Verbrennung mit Luft, deren Hauptkomponente inerter Stickstoff (N_2) ist, ist die CO_2 -Konzentration im Abgas allerdings gering (bei einer Steinkohlefeuerung kleiner 15 Vol%). Durch diese niedrige Konzentration ist der Energieaufwand für eine chemische Rauchgaswäsche sehr hoch, wie sie in Post Combustion Capture (PCC)-Prozessen angewandt wird. Im Oxyfuel-Prozess versucht man, durch eine Verbrennung mit reinem Sauerstoff einen möglichst reinen CO_2 -Strom zu erzielen. Im idealen Oxyfuel-Prozess besteht das Rauchgas am kalten Ende des Dampferzeugers daher nur aus CO_2 und H_2O . Nach einer Abscheidung des Wasserdampf durch Kondensation könnte das CO_2 direkt auf den für die geologische Speicherung notwendigen Druck verdichtet werden.

Erste Forschungen zum Oxyfuel-Prozess wurden in den 1980er-Jahren veröffentlicht [9], und zielten damals auf die Erfordernisse des Enhanced Oil Recovery⁸ (EOR) ab. Seit etwa zehn Jahren wird der Oxyfuel-Prozess mit dem Fokus zur CO_2 -Sequestrierung intensiv erforscht. Bis heute existieren jedoch keine Oxyfuel-Kraftwerke, die größte Anlage stellt derzeit die Oxyfuel-Versuchsanlage von Vattenfall am Kraftwerkstandort Schwarze Pumpe dar.

Bei der Verbrennung mit reinem Sauerstoff treten adiabate Verbrennungstemperaturen von ca. 3500 °C auf [19], die im Vergleich zu ca. 2000 °C bei einer konventionellen Luftfeuerung die Materialien der Heizflächen zu stark belasten würden. Auf Grund des fehlenden Luftstickstoffs würde sich auch der Abgasmassenstrom um ca. 75 % reduzieren. Der Wärmeübergang in den konvektiven Heizflächen wäre damit nicht mehr gegeben. Im Oxyfuel-Prozess müssen daher große Mengen von abgekühltem Rauchgas in den Feuerraum rezirkuliert werden, um vergleichbare Verbrennungstemperaturen wie im Luftbetrieb einzustellen und die wärmetechnische Auslegung des Kessels beibehalten zu können. Um eine verstärkte erosive Belastung der Rauchgaskanäle sowie der Heizflächen zu vermeiden, ist eine Entstaubungsanlage vor dem Rezirkulationsabzweig vorzusehen. Ist die Rauchgas-Entschwefelungsanlage erst stromabwärts des Rezirkulationsabzweigs angeordnet, ist mit einer Anreicherung der SO_2/SO_3 -Konzentrationen um den Faktor 3 zu rechnen [52]. Zusätzlich ist mit einer verstärkten SO_3 -Bildung aufgrund des vermehrten Kontakts mit katalytisch wirkenden Oberflächen zu rechnen. Einsparungen, die sich durch eine verringerte Baugröße der Rauchgasreinigungsanlagen ergeben, sind daher den zu erwarteten Wartungskosten gegenüberzustellen. Die optimale Wahl des Rezirkulationsabzweigs hängt somit von der betrachteten Anlage ab und wird im Kapitel 6 diskutiert.

Die Bereitstellung des für die Verbrennung notwendigen Sauerstoffs erfolgt durch eine kryogene Luftzerlegungsanlage. Im Gegensatz zu Sauerstoffionen leitenden Hochtemperaturmembranen ist diese Technologie großtechnisch erprobt und weltweit im Einsatz. Die Luftzerlegungsanlage hat durch ihren hohen Eigenbedarf und die geringe Laständerungsgeschwindigkeit einen großen Einfluss auf den Wirkungsgrad und die Dynamik des Oxyfuel-Prozesses. Davon abgesehen kann sie jedoch als separate Anlage betrachtet werden, deren Wechselwirkungen mit dem Kraftwerksprozess keine grundlegenden Einflüsse auf die Prozessführung haben.

Im realen Oxyfuel-Prozess wird die CO_2 -Konzentration durch den Sauerstoffüberschuss bei der Verbrennung, durch Undichtigkeiten eintretende Umgebungsluft sowie durch die technische Sauerstoffreinheit der Luftzerlegungsanlage auf ca. 75 Vol% verringert. Diese

⁸Enhanced Oil Recovery bezeichnet ein Verfahren, bei dem durch das Einpressen von verdichtetem CO_2 in Eröl und Erdgas Lagerstätten eine erhöhte Ausbeute der Lagerstätte erzielt werden kann.

Verunreinigungen müssen aus dem Abgasmassenstrom entfernt werden, da die veränderte Gaszusammensetzung die Transport- und Injektionsfähigkeit zu und in die geologischen Lagerstätten negativ beeinflusst [46]. Da die Verunreinigungen zum größten Teil aus nichtkondensierbaren Gasen (N_2 , O_2 und Ar) bestehen, erfolgt die Aufreinigung in einem kältetechnischen Prozess. Diese Prozesskette wird zur CO_2 -Aufbereitungs- und Verdichtungsanlage zusammengefasst. Die Aufreinigung des Rauchgasmassenstroms ist sehr energieintensiv und hat eine fast gleichgroße Leistungsaufnahme wie die Luftzerlegungsanlage. Aufgrund des hohen Eigenbedarf der Zusatzanlagen ist der thermische Wirkungsgrad eines nach dem Oxyfuel-Prozess betriebenen Kraftwerks derzeit um mindestens 25 % geringer als der eines vergleichbaren konventionellen Kraftwerks. Die Umstellung auf den Oxyfuel-Prozess erfordert allerdings keine Änderungen am Wasser-Dampf-Kreislauf, wodurch eine mögliche Nachrüstung an bestehende Anlagen vereinfacht werden könnte.

4 Modellierung in KED[©]

4.1 Die Simulationssoftware-KED

Bei einer Umstellung auf eine Verbrennung in einer Atmosphäre aus Sauerstoff und re-zirkuliertem Rauchgas ändern sich der Massenstrom und die Zusammensetzung des Ver-brennungsgases. Speziell bei einem Kraftwerksretrofit auf Oxyfuel-Betrieb ist daher der Rauchgasweg und der Wärmeübergang in den konvektiven Heizflächen sowie im Feuer-raum zu untersuchen. Für diese Umbaustudie wurde das bei vielen Kesselherstellern⁹ er-probte Programm KED-Boiler-Dynamic ausgewählt. Es basiert auf bewährten VDI-und FDBR-Berechnungsvorschriften und ist besonders für die Berechnung des konvektiven und strahlungsbasierten Wärmeaustausches spezialisiert.

Eine ergänzende Abbildung des Wasser-Dampf-Kreisprozesses inklusive Turbinen und Vorwärmer ermöglicht eine umfassende Betrachtung des gesamten Kraftwerksprozesses. Somit kann auch die im Oxyfuel notwendige Nutzung von Niedertemperaturwärme sowie der Entfall der dampfbeheizten Luftvorwärmung berücksichtigt werden. Die Modellierung erfolgt über eine grafische Benutzeroberfläche, auf der der Rauchgasweg und die Wasser-Dampf-Seite auf getrennten Oberflächen modelliert werden. Die Koppelung der beiden Prozessschaltbilder erfolgt über Heizflächen, an denen die Enthalpie des Rauchgases an das Wasser bzw. den Dampf übertragen wird. Die Abbildung der einzelnen Komponenten des Dampfkraftprozesses erfolgt dabei über ihre physikalischen Abmessungen und Eigen-schaften. Durch die mögliche Unterteilung in Teilkomponenten kann der Detaillierungsgrad der Modellierung der Berechnungsaufgabe angepasst werden.

Es ist für den Ingenieur oft schwer abzuschätzen, wie gut und genau kommerzielle Software-Pakete bei von Standard-Bedingungen abweichenden Berechnungsaufgaben ein-gesetzt werden können, da er meist keinen Zugriff auf den Programmcode und die hin-terlegten Stoffdatenbanken hat. Wenn die Rechenergebnisse nicht mit Erfahrungs- oder Messdaten verifiziert werden können, sind daher Vergleichsrechnungen mit gut dokumen-tierten Verfahren empfehlenswert. Im Oxyfuel-Betrieb verändert sich das Emissions- und Absorptionsverhalten durch den höheren Gehalt an dreiatomigen Rauchgasmolekühlen (H_2O und CO_2). Es ist unklar, ob diese für einen konventionellen Kessel ungewöhnlichen Gaszusammensetzungen von KED richtig berechnet werden. Zur Kontrolle der Software wird daher im Abschnitt 7 das zentrale Element eines gefeuerten Dampferzeugers, der Feuerraum, einer genauen Prüfung mit dem Flammraum-Strahlraum-Modell unterzogen. Detaillierte Beschreibung zu KED sind unter anderem in [37] und [49] zu finden.

4.2 Abbildung des bestehenden Dampferzeugers in KED

Die Modellierung des Dampfkessels erfolgte anhand der zur Verfügung gestellten Plan-und Berechnungsdokumente. Der Turmkessel wurde dabei in folgende Hauptabschnitte unterteilt:

- Feuerraum (Aschetrichter bis Tragrohrgitter)
- Einzelne Überhitzerbündel mit den zugeordneten Abschnitten von Tragrohren und Wandüberhitzern
- Economizer
- Leerzug mit DeNO_x
- Regenerativer Luftvorwärmer (LUVO)

⁹Die Software KED wurde auch von der Firma Bertsch Energy zur Berechnung des von ihnen, für die Oxyfuel-Versuchsanlage Schwarze Pumpe im Auftrag von Alstom gefertigten Kessels verwendet.

Im Anschluss an den LUVU wurden die Rauchgasreinigungsanlagen, bestehend aus den Vorfiltern, den Entschwefelungsreaktoren und den Hauptstaubfiltern in den Rauchgasweg integriert. Das Saugzuggebläse fördert das Rauchgas anschließend auf Umgebungsdruck in den Kamin.

In dem betrachteten Kraftwerk sind die Primär- und Sekundärgasleitungen, der regenerative Luftvorwärmer, die Rauchgasreinigungsstrecke sowie alle zugeordneten Gebläse zweisträngig ausgeführt. Dadurch wird die Verfügbarkeit der Anlage erhöht, da bei einem Ausfall einzelner Komponenten zumindest noch ein Teillastbetrieb von ca. 60 % aufrecht erhalten werden kann. Für die Ergebnisse der Simulationsrechnungen bietet die Mehrsträngigkeit jedoch keine Vorteile und wurde daher bis auf den LUVU¹⁰ nicht berücksichtigt.

Speziell bei der Verfeuerung von festen Brennstoffen kommt es durch den Aschegehalt des Brennstoffs zu einer Verschmutzung der Heizflächen, die den Wärmeübergang behindert. Eine genaue Quantifizierung der Verschmutzungsneigung ist im Rahmen einer globalen Kesselberechnung nicht möglich. Im Kesselbau werden zwecks einfacher Handhabung für die Verschmutzung Abwertungsfaktoren benutzt, mit denen die für unverschmutzte Heizflächen berechneten Wärmeübergangskoeffizienten abgemindert werden. Im KED-Modell wurde der von dem Dampferzeuger-sHersteller angegebene Abwertungsfaktor von 0,85 für alle Konvektivheizflächen verwendet. Dieser Wert wurde auch für den Oxyfuel-Betrieb beibehalten.

Die Druckverluste auf der Rauchgasseite sind vor allem für die Leistungsaufnahme der Gebläse interessant. KED berücksichtigt allerdings nur den Druckverlust über Heizflächenelemente. Die Rauchgaskanäle wurden daher – ausgehend von Betriebsmessdaten – mit Hilfe von diskreten Druckverlust-Elementen abgebildet.

4.2.1 Feuerraum

Der Feuerraum wurde als ein quadratisches Prisma modelliert. Zusätzlich zu den geometrischen Abmessungen wurde die Anordnung der Brennerebenen über der Feuerraumhöhe spezifiziert. Die speziellen Parameter der Feuerraum-Modellierung werden in Kapitel 7 beschrieben. Auf der Rauchgasseite ist im Feuerraum nur die projizierte Heizfläche von Interesse. Um jedoch auch die richtigen Strömungsgeschwindigkeiten und Druckverluste auf der Wasser-Dampf-Seite zu erhalten, wurden die Heizflächen detaillierter abgebildet. Folgende Größen wurden berücksichtigt:

- Wechsel der Rohrdimension von 33,7x5,6 auf 38x6,3
- Unterteilung in schräg- und senkrechtbohrte Abschnitte
- Anzahl der parallel durchströmten Rohre
- Verschlackungsdicke und Wärmeleitfähigkeit

Die Aufteilung der Verbrennungsluft in Primär- und Sekundärluft erfolgt nach den Vorgaben der Mahltrocknungsberechnung. Die Temperaturregelung des Mahltrocknungsgases erfolgt wie auch im Kraftwerk durch einen LUVU-Bypass. Die Verluste aus unvollständiger Verbrennung und aus der fühlbaren Wärme der abgezogenen Schlacke wurden entsprechend den Randbedingungen berücksichtigt. Die Undichtigkeiten des Kessels und der resultierende Falschlufteinbruch werden in Abschnitt 5.7 diskutiert.

¹⁰Die Zweisträngigkeit ist auf den Abbildungen der Simulationsoberfläche allerdings nicht zu erkennen, da sie über einen internen Parameter des LUVU-Elements definiert wird.

4.2.2 Mahltrocknung

Ein integrales Feuerraummodell benötigt keine explizite Abbildung des Mahltrocknungsvorgangs, da die Dynamik des Verbrennungsvorgangs nicht berechnet wird. Allerdings wird zur Temperaturregelung der Sichtertemperatur ein Teil der Primärluft am Luftvorwärmer vorbei geführt. Für die Vorwärmung der in den Feuerraum eintretenden Gasmassenströme sowie die LUVO-Austrittstemperatur ist eine exakte Abbildung der Gasaufteilungen anzustreben. Da das Primärgas auch einen höheren Druckverlust überwinden muss, ist diese Aufteilung auch für die Eigenbedarfsermittlung des Mühlenluft-Druckerhöhungsgebläses notwendig.

Für eine Modellierung der korrekten Gasaufteilung zwischen Primär- und Sekundärgasleitungen müsste somit auf den Volumenstrom und die Temperatur nach dem Trocknungsvorgang geregelt werden. In KED kann der Trocknungsvorgang jedoch nicht abgebildet werden. Die gewünschten Parameter des Primärgases mussten daher vom Sichteraustritt auf den Mühleneintritt zurückgerechnet werden.

Die Berechnung der Mahltrocknungsparameter wurde von einem externen Projektpartner vorgenommen. Einen Auszug der wichtigsten Ergebnisse dieser Rechnung zeigt Tabelle 5.

4.2.3 Dampfbeheizte Luftvorwärmung

Stromabwärts des Frischluft-Gebläses und des Primärluft-Druckerhöhungsgebläses werden Sekundär- als auch Primärluft in je einem dampfbeheizten Luftvorwärmer vorgewärmt. Diese Vorwärmung soll Taupunktsunterschreitungen und somit Korrosion in den regenerativen Luftvorwärmern verhindern. Bei einer Feuerung mit Kohle erfolgt eine Aufwärmung auf 75 °C, bei Erdgas auf 65 °C.

4.2.4 Konvektivheizflächen

Zur Berechnung der dem Feuerraum nachgeschalteten Konvektivheizflächen wurden folgende, den Plandokumenten entnommenen Parameter berücksichtigt:

- Rohrdurchmesser und Wandstärke
- Werkstoff
- Rohrreihen und Teilung normal zur Rauchgasrichtung
- Rohrreihen und Teilung in Rauchgasrichtung
- Flutigkeit
- geodätische Höhendifferenz zw. Ein- und Austrittssammler
- Abstände zwischen den einzelnen Rohrbündeln
- Fluchtende bzw. versetzte Anordnung
- Wandrauhigkeit
- Strömungsrichtung: Gleich-/Gegen-/Kreuzstrom
- Anströmungswinkel
- Abwertungsfaktor durch Verschmutzung

		K-VL-S1		K-TL-S2		K-ML-S3+W4		K-Pmax-W5	
		Luft	Oxy	Luft	Oxy	Luft	Oxy	Luft	Oxy
Kohlemassestrom	kg/s	29,48	29,48	23,58	23,58	16,8	16,8	33,31	33,31
Sichtertemperatur	°C	90	140	90	140	90	140	90	140
Trocknungswärmebedarf	kW	8778	10409	7022	8327	5002	5932	9918	11761
Trocknungsgasstrom vor Mühle	kg/s	66,24	62,3	67,01	62,29	50,26	46,78	65,72	62,08
Betriebsdruck	mbar	1073,7	1073,7	1073,7	1073,7	1073,7	1073,7	1076,7	1076,7
Temperatur Trocknungsgas vor Mühle	°C	210,1	262,4	193,2	241,4	183,8	237,0	232,4	284,3
$\dot{V}$ nach Mühle (inkl. verd. Wasser)	m ³ /s	68,39	67,9	68,34	67,93	51,14	51,14	68,19	68,19
Brennstoffbeladung	kg/m ³	0,39	0,4	0,32	0,32	0,3	0,3	0,45	0,45
Betriebsvolumenstrom vor Sieb	m ³ /s	85,77	82,23	83,72	80,15	61,53	60	88,77	85,21
Kohlerestfeuchte nach Trocknung	Mass%	0,01	0,01	0,01	0,01	0,01	0,01	0,01	0,01
Menge Sperrgas	kg/s	2,54	2,4	2,5	2,54	1,88	1,8	2,54	2,66

Die Lastfälle K-ML-S3 und K-ML-W4 werden mit der gleichen Feuerungsleistung betrieben und haben daher die gleichen Anforderungen das Mahltrocknungssystem.

Tabelle 5: Mahltrocknungsparameter

Die Wandüberhitzer und die Tragrohrheizflächen wurden in vertikale Abschnitte unterteilt und den Rohrbündeln jeweils als Nebenheizfläche zugeordnet. Das zwischen zwei Überhitzerheizflächen liegende freie Kanalvolumen kann in KED der vorausgehenden Heizfläche zugeordnet werden. Dadurch kann die Strahlung der Gasvolumina zwischen den Bündeln berücksichtigt werden. Wird eine Bündelheizfläche in mehreren Zügen durch den Rauchgaskanal geführt, wird – wenn größere Leervolumina zwischen den einzelnen Zügen vorhanden sind – die Bündelheizfläche als Summe von mehreren kleinen Rohrbündeln modelliert. Der Zwischenraum kann somit einer Heizfläche zugeordnet werden, was ohne diese Verfeinerung nicht möglich wäre. Diese Unterteilung von Heizflächen wurde auch bei wechselnder Rohrteilung oder -dimension vorgenommen. In Abbildung 9 ist die vereinfachte Skizze des Turmkessels der KED-Modellierung gegenübergestellt.

4.2.5 Regenerativ-Luftvorwärmer

Im Kraftwerk erfolgt die Luftvorwärmung in zwei parallelen regenerativen Luftvorwärmern der Bauart Ljungström. Der Strömungsquerschnitt jedes Luftvorwärmers ist in drei Sektoren unterteilt: Rauchgas, Primär- und Sekundärluft. In KED ist eine Drei-Sektoren Unterteilung nicht möglich, die Zusammenfassung zu einem Luft- bzw. Rezirkulationssektor pro LUVO führt jedoch nur zu minimalen Unterschieden in der Gasstromaufteilung und hat in der Kesselgesamtbilanz keine Auswirkungen. Primär- und Sekundärgas werden daher vor dem LUVO zusammengemischt und anschließend wieder im gleichen Verhältnis geteilt. Die Druckdifferenz zwischen Primär- und Sekundärstrom wird von KED nur bei der Leistungsaufnahme des Gebläses berücksichtigt und hat daher keinerlei Auswirkungen auf diesen Misch- und Trennvorgang.

Bei regenerativen Luftvorwärmern tritt ein Teil der Frischluft durch konstruktionsbedingte Undichtigkeiten auf die Rauchgasseite über. Eine messtechnische Erfassung dieses Falschlufteintritts erfolgt durch die Messung der CO₂-Konzentrationen im Rauchgas vor und nach dem LUVO. Für diese Studie wird der übertretende Falschlufanteil mit 8 % der geförderten Sekundär- und Primärluftmenge angesetzt. Im Oxyfuel-Betrieb werden ähnliche Druckdifferenzen zwischen Rauchgas und Sekundär- bzw. Primärgasseite erwartet, der übertretende Gasmassenstrom wurde daher gleich groß angesetzt.

4.2.6 Rauchgasreinigung

DeNO_x In der verwendeten Verbrennungsrechnung wird die NO_x-Bildung nicht berücksichtigt und somit wird auch kein Ammoniak in den Katalysator eingedüst. Es wurde allerdings die NH₃-Verdünnungsluft von ca. 1,6 kg/s bei Volllast berücksichtigt. Diese Verdünnungsluft wird im Oxyfuel-Betrieb durch aufbereitetes CO₂ ersetzt.

Rauchgasentschwefelungsanlage Die Rauchgasentschwefelungsanlage (REA) des Referenzkraftwerks arbeitet nach dem halbtrockenen Verfahren, bei dem eine Wasser-Kalk-Suspension in den Rauchgasstrom eingedüst wird, siehe Abschnitt 5.10. Eine direkte Abbildung dieses Reaktors ist in KED nicht möglich, daher wurde die Entschwefelung als selektive SO₂-Entnahme modelliert. Das heißt, es wurde ein Abscheidegrad von 90% für die Rauchgas-Komponente SO₂ vorgegeben. Die Temperaturabsenkung, die sich durch die Wasser-Eindüsung einstellt, wurde mit einer eigenen Wasser-Einspritzung abgebildet.

Staubfilter Die Flugstaubabscheidung erfolgt in dem Kraftwerk in zwei Stufen. Vor der REA wird das Rauchgas in einem Vorfilter mit einem Abscheidegrad von 80 % entstaubt. Nach der REA wird der verbliebene Flugstaub im Haupt-Staubfilter zu 90 % abgeschieden. Die Abscheidung von REA-Stabilisat ist in der Modellierung nicht notwendig, da die REA als reine SO₂-Abscheidevorrichtung modelliert wurde.

Im Haupt-Staubfilter wird in allen Lastfällen ein Lufteinbruch von 4 kg/s berücksichtigt.

4.2.7 Sperr- und Falschluf

Die Falschlufteinbrüche wurden entsprechend den Randbedingungen berücksichtigt. Die Rußbläser-Sperrluft wird an drei verteilten Stellen zwischen den Konvektivheizflächen zugemischt. Im Oxyfuel-Betrieb wird die Sperrluft durch aufbereitetes CO₂ ersetzt.

4.2.8 Wasser-Dampfkreislauf

Auf der Wasser-Dampf-Seite des Rechenmodells wurden die schon auf der Rauchgasseite modellierten Heizflächen entsprechend der bereitgestellten Kesselschaltpläne verschaltet.

Die Dampf-Verteiler und -Sammler an den Ein- und Austritten können in KED nicht modelliert werden. Während die Speicherwirkung dieser Bauteile nur für dynamische Berechnungen interessant ist, können die großen Dampf-Druckverluste nicht vernachlässigt werden. Zwischen den Heizelementen wurden daher diskrete Druckverlustelemente geschaltet, um den Druckverlauf im Kessel möglichst originalgetreu zu modellieren.

Die drei Hochdruck-Einspritzkühler sind im Gleichschritt geschaltet, die Einspritzmenge wird manuell vorgegeben. Das Einspritzwasser für den ZÜ-Einspritzkühler wird einer Zwischenstufe der Speisepumpenturbine bei ca. 100 bar entnommen. In KED wurde die Speisewasserpumpe daher aus zwei Pumpenelementen mit einer dazwischengeschalteten Entnahmestelle modelliert. Beide Speisepumpenelemente werden von einer Speisepumpenantriebsturbine (SPAT) angetrieben, die aus der Anzapfung A4 versorgt wird und gegen einen eigenen Kondensator entspannt.

Die einzelnen Turbinenstufengruppen sowie die Hoch- und Niederdruckvorwärmer wurden entsprechend den Kreislaufrechnungen des Turbinenherstellers abgebildet. Die Wirkungsgrade der einzelnen Turbinensektoren wurden vom Kraftwerksbetreiber zur Verfügung gestellt. Das Wasser-Dampf-System wird als dicht gegen die Umgebung betrachtet und somit wird im Speisewasser-Entgaser kein Abdampf berücksichtigt.

Die Turbinenanzapfungen zur Speisewasser-Vorwärmung und für die Speisepumpenantriebsturbine wurden entsprechend der Abbildung 8 modelliert. Die Temperaturdifferenzen zwischen Anzapfdampf und Speisewasser wurden sowohl am Ein- als auch Austritt des Vorwärmers aus einer Auslegungsrechnung des Turbinenherstellers übernommen.

4.2.9 Kondensatoren

Die Kondensatoren des Kraftwerks werden mit Frischwasser gekühlt. Der Druck, der sich in den Kondensatoren einstellt, ist abhängig von Temperatur und Menge des Kühlwassers sowie dem niederzuschlagenden Dampfmassenstrom. Die automatische Berechnung des Kondensatordrucks lieferte in KED falsche Ergebnisse, daher wurde der Kondensatordruck für jeden Lastfall als konstanter Wert vorgegeben. Die Druckwerte für jeden Lastfall wurden vom Kraftwerksbetreiber zur Verfügung gestellt und sind in Tabelle 6 für jeden Lastfall angeführt. Beim Übergang auf Oxyfuel-Betrieb wurden die Druckwerte des entsprechenden Luft-Betrieb-Lastfalls übernommen. Da sich jedoch der niederzuschlagende Dampfmassenstrom in den Oxyfuel-Lastfällen leicht erhöht, müsste der Kondensatordruck ebenfalls leicht ansteigen. Aufgrund des in jedem Lastzustand konstant gehaltenen Kondensatordrucks wird die im Oxyfuel-Betrieb errechnete Bruttoleistung etwas zu groß ausfallen. In Anbetracht der durch Luftzerlegungsanlage und CO₂-Aufbereitungsanlage verursachten Leistungseinbußen ist diese Ungenauigkeit aber vernachlässigbar.

Tabelle 6: Kondensatordruck

		K-VL-S1		K-ML-S3		K-Pmax-W5		E-ML-W7	
		K-TL-S2		K-ML-W4		E-VL-S6			
Hauptkondensator	mbar	26,0	24,0	24,0	21,0	25,0	20,0	20,0	
SPAT-Kondensator	mbar	24,0	19,0	15,0	16,0	29,0	24,0	15,0	

4.2.10 Eigenbedarf

Die Bestimmung des Eigenbedarf des Kraftwerks ist in KED nur teilweise möglich. So kann der Eigenbedarf der Kohlemühlen, der Rauchgasreinigungsanlagen sowie diverser Kühlwasser- und Kondensatpumpen nicht ermittelt werden. Im Vergleich zu der erwarteten großen Leistungsaufnahme von Luftzerlegungs- und der CO₂-Aufbereitungsanlage würde eine genaue Berechnung dieser Größen nur einen unwesentlichen Vorteil in der Berechnungsgenauigkeit bringen. Für die mit Luft gefeuerten Lastfälle wurde daher auf vom Kraftwerksbetreiber zur Verfügung gestellte Betriebsdaten zurückgegriffen. Im Oxyfuel-Betrieb bleibt der Eigenbedarf der konventionellen Kraftwerkskomponenten ungefähr konstant. Einzig die Frischlüfter werden durch die Rezirkulationsgebläse ersetzt werden, deren höhere Leistungsaufnahme wird in dieser Auswertung aber vernachlässigt. Das gleiche gilt für die Mühlengas-Druckerhöhungsgebläse, die aufgrund der geringeren spezifischen Volumens der Rezirkulationsgase ebenfalls eine höhere Leistungsaufnahme hätten als im Luftbetrieb.

4.2.11 Oxyfuel-Ergänzungen

Für den Oxyfuel-Retrofit wurden folgende Komponenten in das bestehende Kraftwerk integriert:

- Wärmetauscher nach GAVO für Prozessvariationen
- Rauchgasquenche (siehe Abschnitt 6)
- Rauchgasrezirkulationsgebläse
- 2-stufige Rauchgaskondensation

Die Luftzerlegungsanlage und die CO₂-Aufbereitungsanlage werden als eigenständige dem Oxyfuel-Prozess vor- bzw. nachgeschaltete Prozesse betrachtet. Sie werden daher im KED-Simulationsmodell nicht abgebildet.

Der Wärmetauscher nach dem GAVO wurde für die Untersuchung unterschiedlicher Prozessvariationen integriert. In den finalen Simulationsergebnissen ist er nicht berücksichtigt. Die erste Stufe der Rauchgaskondensation wird zur Vorwärmung des Speisewasserkondensats eingesetzt. Im Wasser-Dampf-Kreislauf wird dieser Wärmetauscher vor dem Preheater1 geschaltet. Durch diesen zusätzlichen Wärmetauscher sinkt im Oxyfuel-Betrieb der vom Preheater4 angezapfte Dampfmassenstrom.

Im Zuge der Auswertung der Berechnungsergebnisse wurde bemerkt, dass die Ergebnisse der Rauchgas-Kondensation von einem Fehler in der Berechnungssoftware beeinträchtigt werden: KED berücksichtigt nur die Abkühlung des Rauchgases nicht aber die Verdampfungsenthalpie des kondensierenden Wasserdampfes. Ohne diesen Fehler würde das Niederdruckkondensat höher aufgewärmt werden und aus der Anzapfung A1 müsste weniger Dampf zur Kondensatvorwärmung entnommen werden. Dieser Dampf könnte daher in der Turbine weiter zur Energieumsetzung beitragen. Dieser Fehler konnte folgendermaßen korrigiert werden: Bei einer korrekt berechneten Vorwärmung im Rauchgaskondensator

würde sich der Dampfmassenstrom aus der Turbinenanzapfung A1 zum Preheater1 halbieren. Diese Dampfmenge kann dann über die Enthalpiedifferenz zwischen Anzapfstelle und Turbinenaustritt in zusätzliche Generatorleistung umgerechnet werden, siehe Gleichung 5. Der Wirkungsgrad der Turbine wurde in dieser einfachen Korrektur allerdings nicht berücksichtigt.

$$P_{el-korr} = \frac{\dot{m}_{A1}}{2} \cdot (h_{ND1-aus} - h_{ND3-aus}) \cdot \eta_{Generator} \quad (5)$$

4.2.12 Umschaltmöglichkeit auf Oxyfuel-Betrieb

Die Software biete keine Möglichkeiten für die parallele Untersuchung unterschiedlicher Prozessvarianten. Es ist somit nicht möglich, das gleiche Grundmodell mit den Oxyfuel spezifischen Umbauten zu erweitern, um beide Varianten vergleichen zu können. Alle Komponenten, die für den Oxyfuel-Betrieb ergänzt wurden, wurden daher in einer Parallelschaltung zu der unveränderten Luftkomponente integriert. Mit Hilfe von Umschaltventilen konnte dann im gleichen Simulationsmodell zwischen Oxyfuel- und Luftbetrieb umgeschaltet werden. Diese Umschaltventile mussten an jeder einzelnen Abweichung vom Luftbetrieb installiert werden:

- Falschlufft in den Feuerraum (zur Berücksichtigung von Abdichtungsmaßnahmen),
- Sperrluft Rußbläser (Ersatz durch CO₂),
- NH₃ (Ersatz durch CO₂),
- Wassereinspritzung vor Vorfilter (Temperaturkontrolle),
- Wassereinspritzung vor REA (Simulation der Temperaturabsenkung infolge der REA-Reaktion),
- Umgehung des Rezirkulationsabzweigs,
- Umgehung der Rauchgaskondensation,
- Aufteilung des Rezirkulationsgases in Primär- und Sekundärgas,
- Verriegelung der Luft- bzw. der Sauerstoffzufuhr,
- Mühlensperrluft/-gas.

Es muss allerdings sichergestellt werden, dass bei diesen Umschaltvorgängen der Rauchgasmassenstrom über Wärmetauscher nicht auf Null absinkt. Dies führt zu einem Abbruch der Berechnung. Es wurden somit extra Rauchgasverzweigungen integriert, die einen kleinen Rauchgasmassenstrom auf die geschlossene Seite des Umschaltventils überleiten.

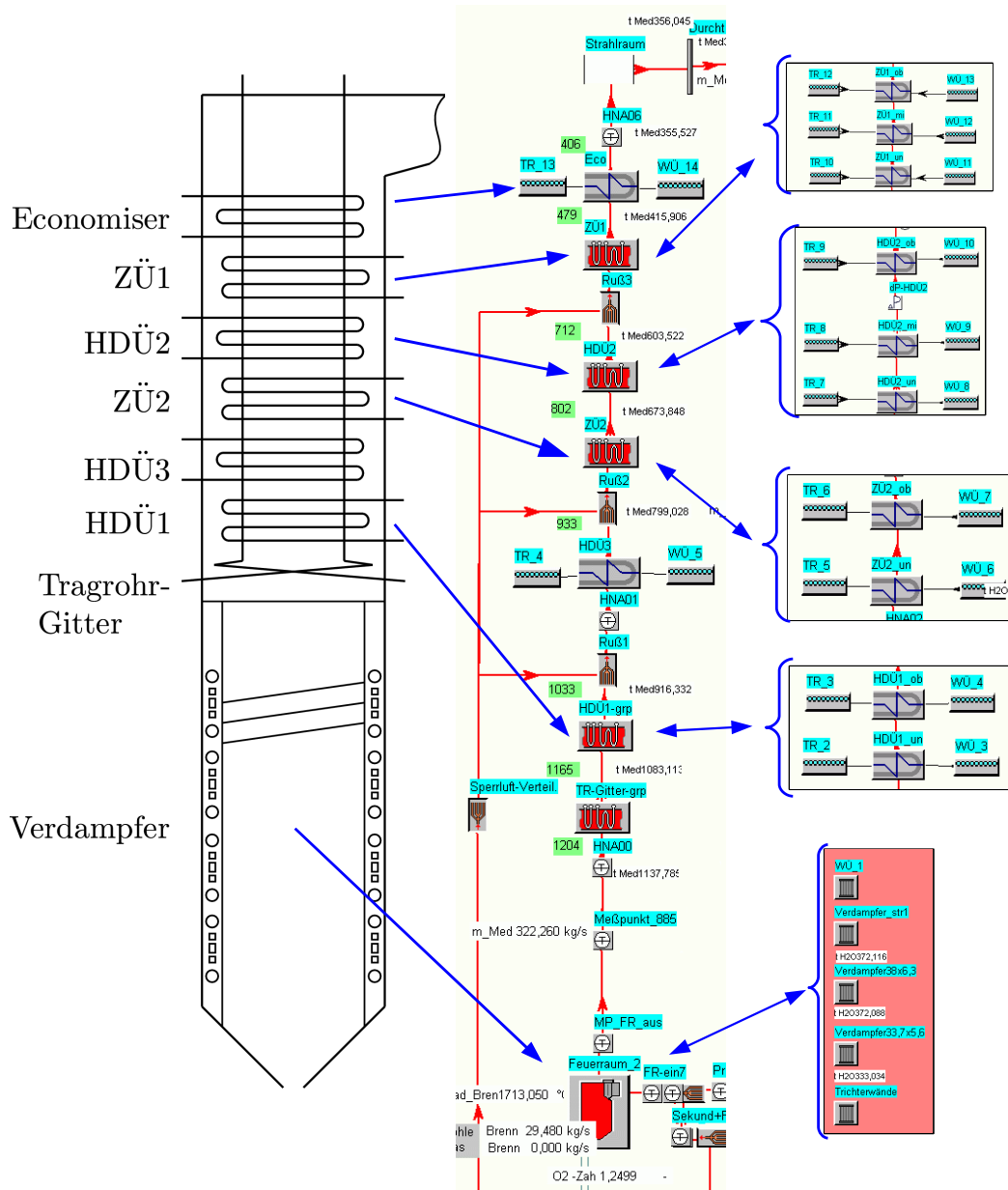
4.2.13 Regler

Die in KED implementierten Reglerelemente erwiesen sich als sehr instabil und ungeeignet für die Berechnungsdurchführung. Einzig die Regelung auf einen Soll-Massenstrom konnte verwendet werden. Da im Kraftwerksbetrieb vor allem auf Soll-Temperaturen und Soll-Volumenströme geregelt wird, musste die Regelung der meisten Parameter per Hand erfolgen.

4.2.14 Vollständiger Modellaufbau

Die Abbildungen 10 bis 12 zeigen die KED-Modellierung des Kraftwerkes.

Abbildung 9: Modellierung des Turmkessels



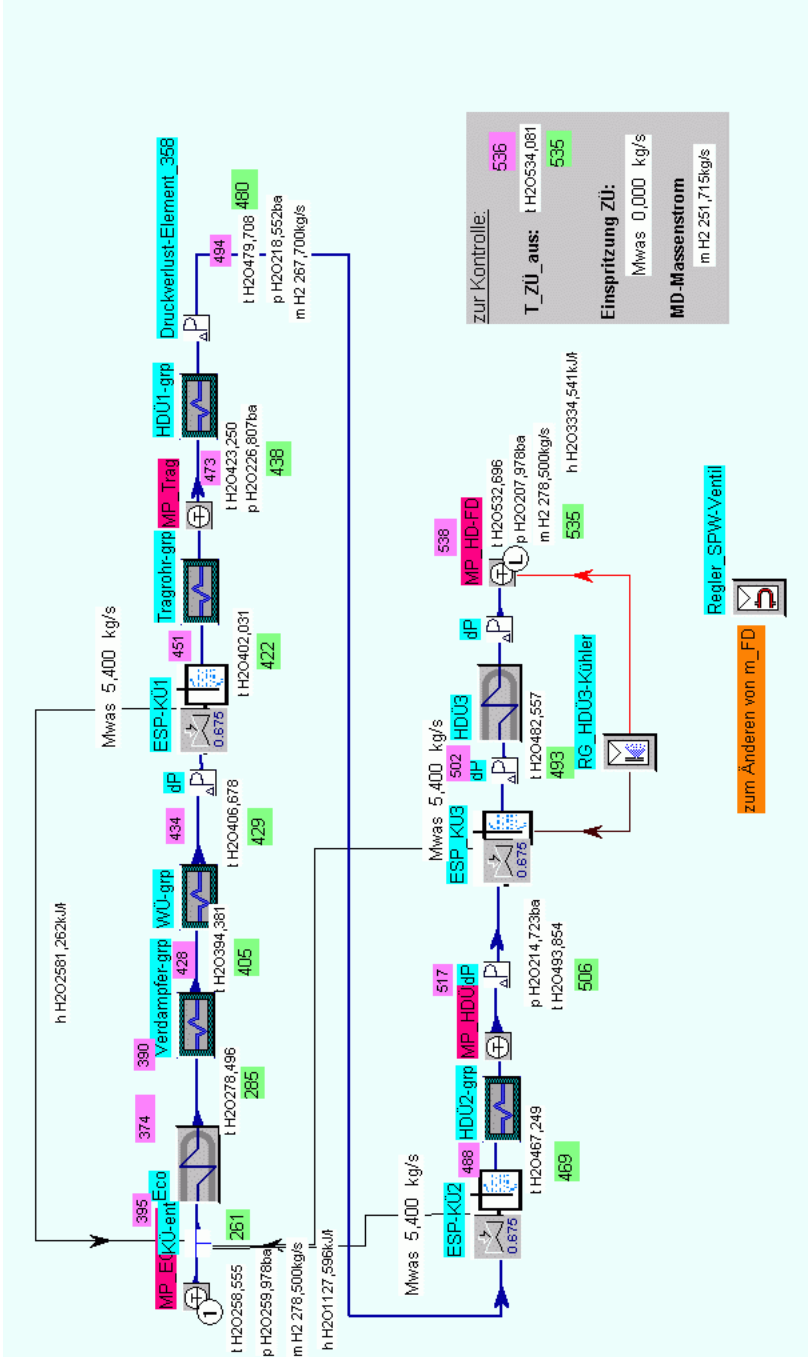


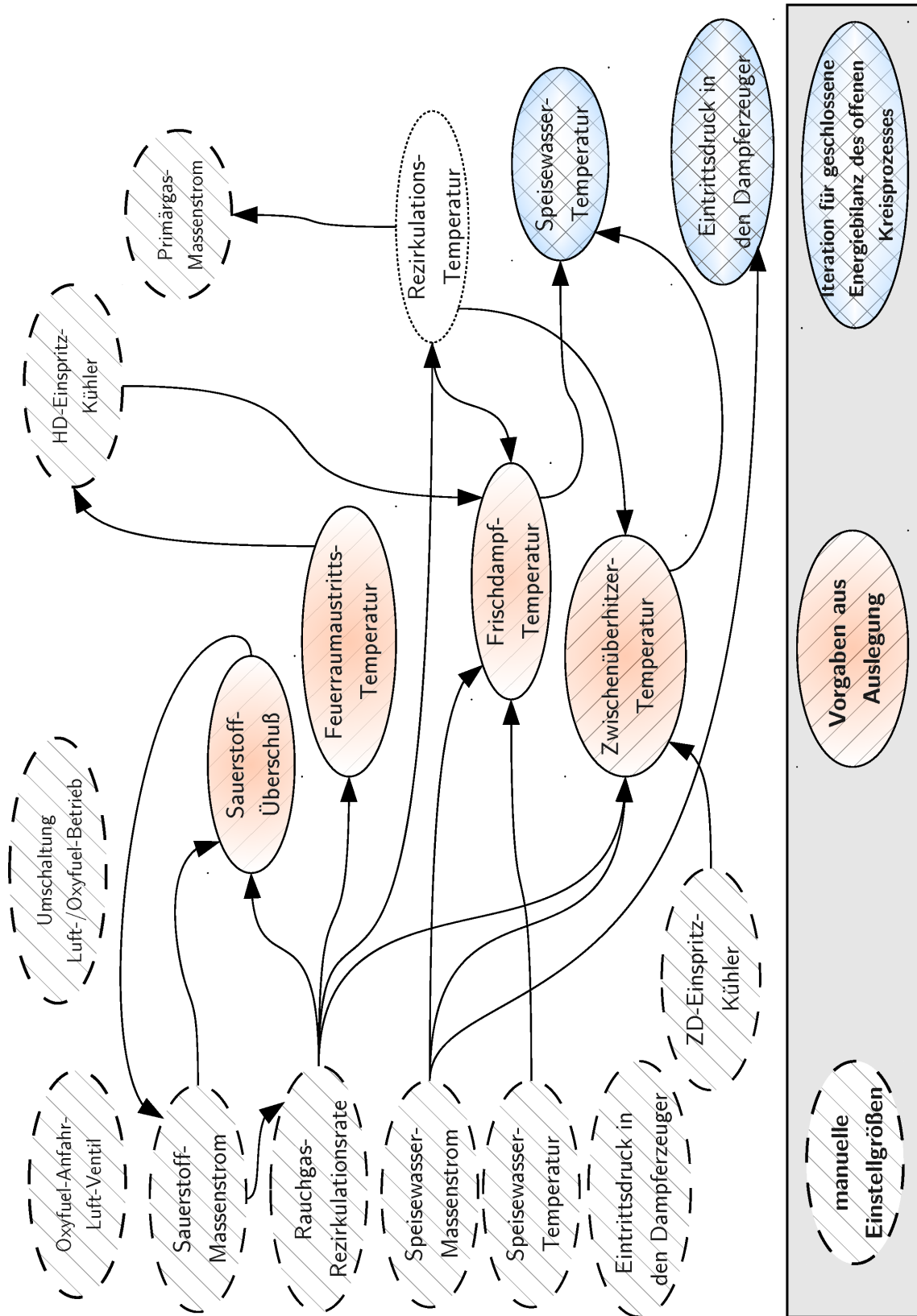
Abbildung 11: Verschaltung der Hochdruckheizflächen

4.3 Berechnungsdurchführung

Während der Berechnungsdurchführung in KED hat der Benutzer die Möglichkeit Parameter zu verändern. Dies ist unter anderem für die Berechnung eines Oxyfuel-Betriebszustandes notwendig, da die Berechnung immer über eine Feuerung mit Luft gestartet werden muss. Darüberhinaus konnte der Wasser-Dampf-Kreisprozess in der Simulationsumgebung nicht geschlossen werden. Der Benutzer muss daher während der Berechnung den vom Turbinenkondensator bis zum Economisereintritt zurückgerechneten Druck als Sollwert der Speisewasserpumpe übergeben. Zusätzlich muss die sich in der Vorwärmstrecke einstellende Speisewassertemperatur als Economiser-Eingangstemperatur übergeben. Diese beiden Parameter sind jedoch von allen anderen Eingangsparametern abhängig und mussten daher laufend angepasst werden.

In Abbildung 13 sind die wichtigsten manuellen Einstellgrößen und deren Auswirkungen auf die Prozessparameter dargestellt. Der Einfluß der Rauchgasrezirkulationsrate auf den zugeführten Sauerstoffmassenstrom ist etwas unintuitiv. Dieser Einfluß resultiert aus dem Lufteinbruch in den Hauptstaubfilter, der über die Rauchgasrezirkulation wieder teilweise in den Feuerraum zurückgefördert wird. Ziel bei allen Iterationen war eine maximale Generatorleistung bei gleichzeitiger Einhaltung aller Randbedingungen.

Abbildung 13: Manuelle Einstellgrößen



4.4 Modellvalidierung

Die Modellvalidierung erfolgte in mehreren Schritten gegen unterschiedliche Datensätze. Für den Dampferzeuger wurden vom Kraftwerksbetreiber detaillierte Auslegungsrechnungen des Kesselherstellers für einen Vollastbetriebsfall zur Verfügung gestellt. Dieser Datensatz wurde zur Validierung der Dampferzeugermodellierung verwendet. Dies umfasst die regenerative Luftvorwärmung, die Feuerung sowie alle Hoch- und Zwischendruck-Heizflächen. Für die Wasser-Dampf-Kreisprozessrechnung konnte auf vom Kesselhersteller durchgeführte Simulationsrechnungsergebnisse zurückgegriffen werden. Alle angeführten Vergleiche berücksichtigen nur einen Feuerungsbetrieb mit Luft. Den geänderten Bedingungen im Oxyfuel-Betrieb wird mit einer detaillierten Feuerraumanalyse im Kapitel 7 Rechnung getragen. Da der Oxyfuel-Prozess auf der Wasserdampfseite keine verfahrenstechnischen Änderungen erfordert, ist hier keinerlei Einschränkung der Modellvalidierung erforderlich.

Die Auslegungsrechnung des Kesselherstellers ist meistens eine sehr gute Basis für einen Modellvergleich. Das ausgeführte Kraftwerk weicht meist nur minimal von den errechneten Werten ab und es sind viele Parameter direkt gegeben die oft nur über indirekte Messungen bestimmt werden könnten. Für den Vergleich des KED-Modells mit der Auslegungsrechnung wurden daher deren Eingangsparameter in das Simulationsmodell übernommen:

- Brennstoffmassenstrom ($\dot{m}_{Kohle}$ bzw. $\dot{m}_{Erdgas}$),
- Luftüberschuss,
- Speisewassermassenstrom (=Frischdampfmassenstrom $\dot{m}_{FD}$),
- Speisewassertemperatur,
- Verhältnis Zwischenüberhitzer- ($\dot{m}_{ZD}$) zu Frischdampfmassenstrom,
- Einspritzwasser in den HD- und ZD-Einspritzkühlern,
- Abwertungsfaktoren für die rauchgasseitigen Wärmeübergangskoeffizienten (Anbackungen).

Aufgrund der identen Eingangsparameter konnten Fehler im Simulationsmodell rasch identifiziert und korrigiert werden. Einen Vergleich der Ergebnisse für einen Feuerungsbetrieb mit Kohle zeigen die Abbildungen 14 bis 16. Auf der Rauchgasseite weichen im Bereich zwischen ZÜ2 und ZÜ1 die von KED errechneten Temperaturen um bis zu 22°C von der Auslegungsrechnung ab. Bis zum LUVO-Austritt sinkt dieser Unterschied aber auf 2°C ab. Auf der Wasser-Dampf-Seite gibt es nur minimale Unterschiede zwischen den beiden Rechnungen. Sofern Unterschiede bestehen, sind die KED-Temperaturwerte um bis zu 5°C kleiner. Angesichts der Komplexität und der Größe des betrachteten Dampferzeugers sind die Abweichungen des KED-Modells im Bezug zur Auslegungsrechnung vernachlässigbar. Die gute Übereinstimmung der Druckkurven ist nicht überraschend, wurde das KED-Modell doch mit diskreten Druckverlustelementen an die Auslegungsrechnung angepasst.

Die zur Verfügung gestellten Vergleichsdaten für den Wasser-Dampf-Kreisprozess wurden mit der Software Epsilon berechnet. Im Folgenden werden daher die Vergleichsdaten mit *Epsilon* bezeichnet. Es standen Datensätze für die unter Abschnitt 2.2 definierten Lastfälle zur Verfügung, für die auch alle folgenden Vergleiche durchgeführt wurden. Die Vergleichstabellen beschränken sich auf die für einen Kraftwerksbetreiber wichtigsten Parameter. Eine vollständige Übereinstimmung zwischen zwei Simulationsmodellen wird unter anderem durch Unterschiede in den hinterlegten Stoffdatenbanken nie möglich sein. Global passen die KED-Ergebnisse aber gut mit den zur Verfügung gestellten Daten

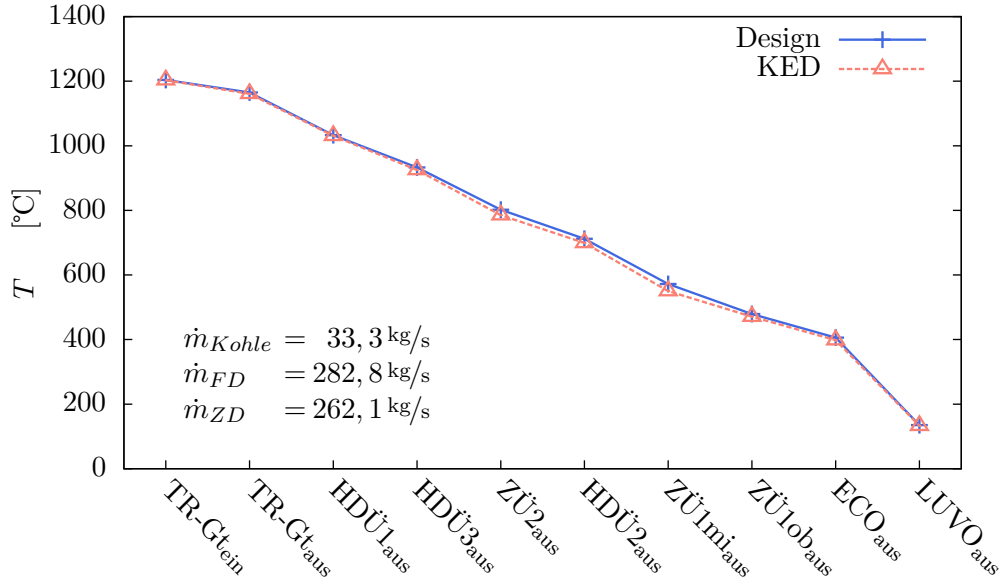


Abbildung 14: Rauchgastemperaturen in KED und der Auslegungsrechnung

überein. Größere Abweichungen treten bei den Frischdampfdrücken auf, die in allen Lastfällen außer bei K-Pmax-W5 in KED niedriger ausfallen. Diese Differenzen sind in der unterschiedlichen Methodik der Modellierung begründet. In dem Epsilon-Modell ist die Druckkennlinie des Turbinenherstellers als Funktion der Last implementiert. KED bietet diese Möglichkeit nicht, sondern berechnet die Druckkennlinie nach dem Dampfkegelgesetz von Stodola. In der Druckkennlinie des Turbinenherstellers ist allerdings nicht die Fremddampfeinbringung in die kalte ZÜ berücksichtigt. Durch die Fremddampfeinbringung sinkt jedoch bei gleicher elektrischer Leistung der Massenstrom in der Hochdruckturbine um 11 %. Die diesem Massenstrom entsprechende Änderung des Druckverlaufes wird somit nur im KED-Modell erfasst. In allen Lastfällen ohne Fremddampfeinbringung ist die Genauigkeit der KED-Rechnung geringer als die des Epsilon-Modells. Die Tabellen 7 und 8 zeigen eine detaillierte Übersicht der KED-Ergebnisse im Vergleich zu Epsilon. Die Abweichung der wichtigsten Größe, der Generatorleistung, beträgt in den wichtigen Lastfällen höchstens 1,5 %. Die Differenzen der Abgastemperatur im Lastfall K-ML-W4 sowie in den beiden Erdgaslastfällen könnte durch Unterschiede in der Kaltgasrezirkulation begründet sein. Auf Grund der geringen Bedeutung dieser Lastfälle wurde jedoch auf eine weitere Untersuchung verzichtet. Für das Hauptziel dieser Studie, der Untersuchung der Umrüstbarkeit auf Oxyfuel-Betrieb, ist das erstellte KED-Modell somit hinreichend genau.

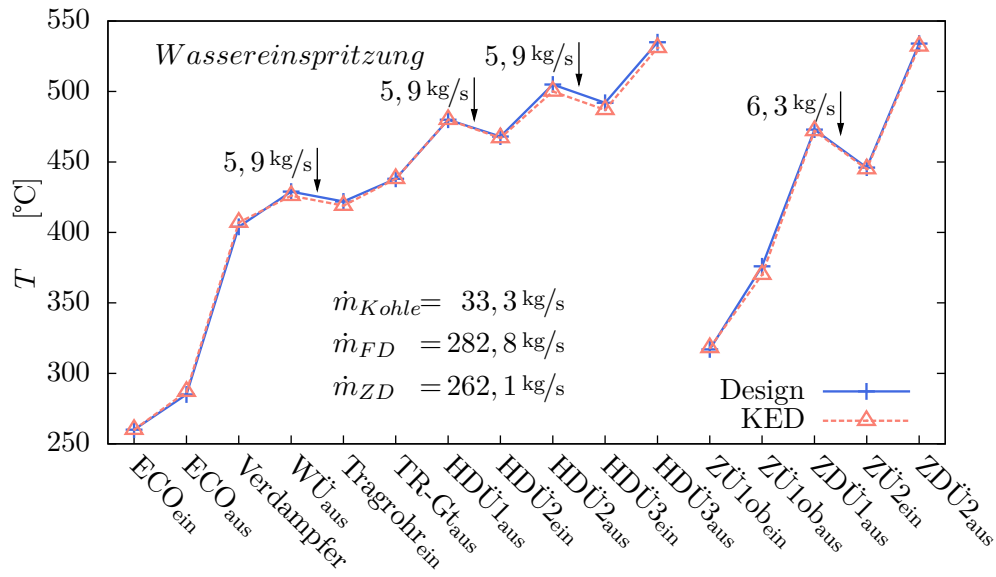


Abbildung 15: Wasser-Dampf Temperaturen in KED und der Auslegungsrechnung

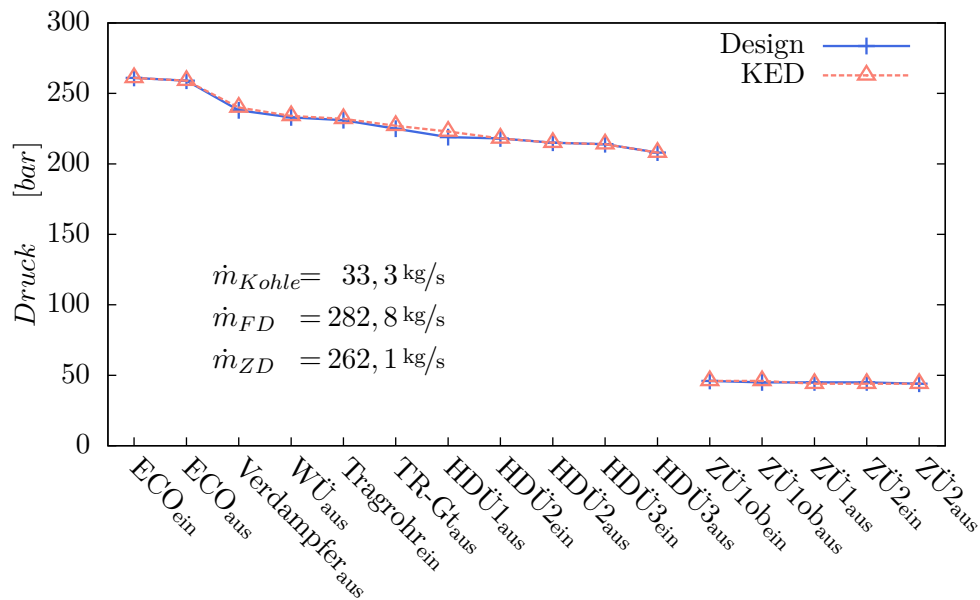


Abbildung 16: Druckverlauf über den Heizflächen in KED und der Auslegungsrechnung

Tabelle 7: Vergleich des KED-Modells zu den Ergebnissen aus Ebsilon (LF1-4)

		K-VL-S1			K-TL-S2			K-ML-S3			K-ML-W4		
		KED	Ebsilon	$\Delta\%$	KED	Ebsilon	$\Delta\%$	KED	Ebsilon	$\Delta\%$	KED	Ebsilon	$\Delta\%$
Brennstoffmassenstrom	kg/s	29,5	29,5	0,0 %	23,6	23,6	0,0 %	16,8	16,8	0,0 %	16,8	16,8	0,0 %
Heizwert	MJ/kg	24,3	24,3	0,0 %	24,3	24,3	0,0 %	24,3	24,3	0,0 %	24,3	24,3	0,0 %
Fremddampfeinbringung	kg/s	36,0	36,0	0,0 %	36,0	36,0	0,0 %	36,0	36,0	0,0 %	26,1	26,1	0,0 %
Frischdampf-Enthalpie	kJ/kg	3359,5	3340,7	0,6 %	3405,4	3390,6	0,4 %	3454,0	3443,2	0,3 %	3451,2	3444,2	0,2 %
Frischdampf-Massenstrom	kg/s	245,5	244,4	0,4 %	191,9	190,9	0,5 %	131,8	132,3	0,4 %	133,2	131,2	1,5 %
Frischdampf-Druck	bar	181,9	196,2	7,9 %	142,5	154,4	8,3 %	98,5	107,7	9,3 %	99,0	106,8	7,9 %
Frischdampf-Temperatur	°C	530,5	530,0	0,1 %	530,4	530,0	0,1 %	530,3	530,0	0,0 %	529,4	530,0	0,1 %
ZÜ-Enthalpie	kJ/kg	3520,5	3511,7	0,2 %	3500,1	3496,6	0,1 %	3492,4	3463,3	0,8 %	3470,4	3477,3	0,2 %
ZÜ-Massenstrom	kg/s	259,4	258,8	0,2 %	211,7	210,9	0,4 %	157,8	157,9	0,1 %	149,4	147,2	1,5 %
ZÜ-Druck	bar	40,5	42,7	5,3 %	32,3	34,7	7,5 %	23,2	25,8	11,4 %	21,6	24,2	12,3 %
ZÜ-Temperatur	°C	532,8	530,0	0,5 %	520,1	519,8	0,1 %	512,5	500,7	2,3 %	501,7	506,2	0,9 %
Abgas (LUVO-aus)	°C	169,0	172,6	2,1 %	170,6	171,3	0,4 %	165,9	171,4	3,3 %	160,9	171,4	6,5 %
Feuerungswärmeleistung	MW	716,4	716,4	0,0 %	573,1	573,1	0,0 %	408,3	408,3	0,0 %	408,3	408,3	0,0 %
Dampf-LUVO	MW	16,5	16,1	2,5 %	12,7	12,5	1,2 %	9,9	9,3	5,7 %	9,9	9,3	6,3 %
Q _{nutz-gesamt}	MW	669,9	668,2	0,3 %	533,7	533,6	0,0 %	378,6	377,7	0,2 %	379,8	377,7	0,5 %
Q _{zu} (Brennst. u. Dampf-LUVO)	MW	732,9	732,5	0,1 %	585,8	585,6	0,0 %	418,2	417,7	0,1 %	418,3	417,7	0,1 %
Dampferzeugerwirkungsgrad	%	91,4	91,2	0,2 %	91,1	91,1	0,0 %	90,5	90,4	0,1 %	90,8	90,4	0,4 %
Generatorbruttoleistung	MW	347,4	352,6	1,5 %	280,2	281,7	0,5 %	204,5	207,5	1,5 %	193,0	197,2	2,2 %
exerg. Wirkungsgrad $\eta_{ex-brutto}$	%	45,6	46,2	1,5 %	45,3	45,5	0,5 %	45,0	45,7	1,5 %	43,7	44,6	2,2 %

Tabelle 8: Vergleich des KED-Modells zu den Ergebnissen aus Epsilon (LF5-7)

		K-Pmax-W5			E-VL-S6			E-ML-W7		
		KED	Epsilon	$\Delta\%$	KED	Epsilon	$\Delta\%$	KED	Epsilon	$\Delta\%$
Brennstoffmassenstrom	kg/s	33,3	33,3	0,0 %	14,7	14,7	0,0 %	6,9	6,9	0,0 %
Heizwert	MJ/kg	24,3	24,3	0,0 %	48,2	48,2	0,0 %	48,2	48,2	0,0 %
Fremddampfeinbringung	kg/s	0,0	0,0	0,0 %	36,0	36,0	0,0 %	0,0	0,0	0,0 %
Frischdampf-Enthalpie	kJ/kg	3331,7	3336,1	0,1 %	3352,2	3339,1	0,4 %	3472,8	3465,2	0,2 %
Frischdampf-Massenstrom	kg/s	274,6	279,6	1,8 %	250,9	246,2	1,9 %	109,4	107,0	2,2 %
Frischdampf-Druck	bar	201,9	200,0	0,9 %	185,6	197,6	6,5 %	80,5	87,4	8,6 %
Frischdampf-Temperatur	°C	529,3	530,0	0,1 %	529,6	530,0	0,1 %	530,1	530,0	0,0 %
ZÜ-Enthalpie	kJ/kg	3520,8	3512,1	0,2 %	3495,1	3506,5	0,3 %	3448,3	3461,9	0,4 %
ZÜ-Massenstrom	kg/s	256,5	257,6	0,4 %	263,9	260,4	1,3 %	102,1	99,5	2,6 %
ZÜ-Druck	bar	39,8	42,4	6,5 %	41,0	42,9	4,7 %	13,5	16,2	20,3 %
ZÜ-Temperatur	°C	532,6	530,0	0,5 %	521,9	527,8	1,1 %	487,6	495,3	1,6 %
Abgas (LUVO-aus)	°C	167,0	166,4	0,3 %	148,2	165,7	11,8 %	133,8	155,3	16,1 %
Feuerungswärmeleistung	MW	809,4	809,4	0,0 %	710,4	710,4	0,0 %	332,8	332,8	0,0 %
Dampf-LUVO	MW	19,2	19,0	1,2 %	14,0	13,1	6,6 %	6,9	6,1	11,6 %
$Q_{\text{nutz-gesamt}}$	MW	758,5	757,8	0,1 %	676,4	671,5	0,7 %	317,0	315,3	0,5 %
Q_{zu} (Brennst. u. Dampf-LUVO)	MW	828,6	828,4	0,0 %	724,4	723,4	0,1 %	339,7	338,9	0,2 %
Dampferzeugerwirkungsgrad	%	91,5	91,5	0,1 %	93,4	92,8	0,6 %	93,3	93,0	0,3 %
Generatorbruttoleistung	MW	351,0	350,2	0,2 %	349,7	357,2	2,2 %	136,8	141,1	3,1 %
exerg. Wirkungsgrad $\eta_{\text{ex-brutto}}$	%	43,4	43,3	0,2 %	46,2	47,2	2,2 %	41,1	42,4	3,1 %

5 Konstruktive und verfahrenstechnische Überlegungen

Im Oxyfuel-Prozess sind die Luftzerlegungsanlage und die CO₂-Aufbereitungsanlage sowohl vom Investitions- als auch vom Raumbedarf die bedeutendsten Erweiterungen für das bestehende Kraftwerk. Davon abgesehen ändert eine Prozessumstellung auch die Beanspruchung der bestehenden Kraftwerkskomponenten. Für den Kraftwerksbetreiber ist es wichtig, dass nach einer Prozessumstellung die Einschränkungen auf den Kraftwerksbetrieb auf das absolute Minimum beschränkt bleiben. Bei der Wahl der Prozessschaltung ist daher auf eine hohe Zuverlässigkeit sowie auf niedrige Wartungs- und Betriebskosten Rücksicht zu nehmen. Diese Parameter können von einer Prozesssimulationssoftware nicht erfasst werden. Im folgenden Abschnitt werden daher die von einer Umrüstung betroffenen Kraftwerkskomponenten hinsichtlich ihrer Eignung für einen Einsatz unter den geänderten Betriebsbedingungen und ihr Einfluss auf die Prozessführung untersucht. Die Ausführungen basieren auf einem iterativen Prozess zwischen KED-Simulationsrechnungen und den Auslegungsgrundsätzen der Kesselkomponenten.

5.1 Druckteile/Heizflächen

Im Oxyfuel-Betrieb kann durch die Rezirkulation von abgekühltem Rauchgas in den Feuerraum dessen Temperatur auf ein dem Luftbetrieb vergleichbares Niveau gesenkt werden. Diese Maßnahme allein garantiert jedoch nicht, dass die ursprüngliche wärmetechnische Auslegung des Kessels erhalten bleibt. Damit sich der Wirkungsgrad des Dampfkraftprozesses nicht verschlechtert, ist man bestrebt, auch nach einer Umrüstung die gleichen Frisch- und Zwischenüberhitzungs-Dampfparameter erzielen zu können. Durch den variablen Verdampfungsendpunkt des Benson-Dampfzeugers ist diese Forderung für die Frischdampfparameter meist zu erfüllen. Im Zwischenüberhitzer ist der dampfseitige Wärmeübergang jedoch um ca. 25 % geringer als in einer vergleichbaren Hochdruckheizfläche. Dies ist zum einen durch die niedrigere Dichte aber auch durch die niedrigen Dampfgeschwindigkeiten, die den Druckverlust gering halten sollen, bedingt. Um auch im Zwischenüberhitzer die Auslegungsdampfparameter halten zu können, sind daher eventuell größere Umbaumaßnahmen erforderlich. Nach [2] können die folgenden Maßnahmen einzeln oder in Kombination zu einer Wärmeverschiebung in die konvektiven Heizflächen eingesetzt werden:

1. Abschalten einer (der untersten) Brennerebene,
2. Schwenkbrenner,
3. Rauchgasrezirkulation,
4. Einspritzkühler,
5. abschaltbare ZÜ-Heizflächen,
6. Wärmetauscher zwischen HD- und ZD-Dampf.

Schwenkbrenner können in einer vertikalen Ebene geschwenkt werden und ermöglichen eine konstante HZÜ-Temperatur über einen großen Lastbereich ohne Wasser-Einspritzung in den Zwischenüberhitzer. Diese Maßnahme würde jedoch einen Umbau des gesamten Brennersystems erfordern. Darüber hinaus ist im Oxyfuel-Betrieb schon unter Volllast eine Wärmeverschiebung notwendig. Die Abschaltung der untersten Brennerebene wird derzeit nur im Mindestlastbetrieb angewendet. Eine Abschaltung der unteren Brennerebene im Oxyfuel-Betrieb würde die oberen drei Brennerebenen voll beaufschlagen und somit auch die Geschwindigkeitsverhältnisse an den Brennern, siehe Abschnitt 5.5, verbessern.

Da jeder Brennebene genau eine Kohlemühle mit einer Mahlleistung von max. 10 kg/s zugeordnet ist, ist ein Volllastbetrieb ($33,3 \text{ kg/s}$) mit nur drei Brennebenen nicht zu realisieren. Auf der Rauchgasseite bleibt somit nur die Rauchgasrezirkulation als wesentlichste Maßnahme zur Wärmeverschiebung in die Berührungsheizflächen.

Sowohl Maßnahme 4 als auch 5 würde konstruktive Änderungen an den Heizflächen erfordern. In beiden Fällen werden die Zwischenüberhitzer-Heizflächen für den Teillastbetrieb ausgelegt. Sie sind daher im Volllastbetrieb überdimensioniert. Durch eine abschaltbare ZÜ-Heizfläche wird die Wärmetauscherfläche im Volllastbetrieb reduziert, indem die erste ZÜ-Heizfläche – typischerweise vor dem Economiser angeordnet – dampfseitig umgangen wird. Der betrachtete Kessel lässt allerdings keine Vergrößerung der ZÜ-Heizflächen zu. In einem Wärmetauscher zwischen HD- und ZD- Dampf kann überschüssige in den Hochdruckheizflächen aufgenommene Wärme an den Zwischendampf übertragen werden. Diese Wärmetauscher erfordern jedoch einen hohen Investitionsaufwand und Änderungen an den bestehenden Sammlerkonstruktionen. Es wurde daher versucht, eine Prozessschaltung zu finden, in der die erforderlichen Dampfparameter ohne Änderungen an den Druckheizflächen erreicht werden können.

Wie die Ergebnisse der Simulationsrechnungen in Kapitel 8 zeigen, kann in dem untersuchten Kessel allein durch die Rauchgasrezirkulation die Zwischenüberhizertemperatur gehalten werden. Zusätzlich müssen aber auch die Materialtemperaturen der Heizflächen kontrolliert werden. Speziell in den Überhitzerheizflächen ist keine Temperaturerhöhung zulässig, da dies zu einem Werkstoffversagen führen würde. Abbildung 17 zeigt die berechneten Materialtemperaturen¹¹ für den Lastfall mit der höchsten Feuerungsleistung K-Pmax-W5. Die Materialtemperaturen sind im Oxyfuel-Betrieb mit den Werten des Luftbetriebs vergleichbar und tendenziell etwas niedriger. Einzig die um 9°C erhöhte Materialtemperatur in der HDÜ1 Heizfläche erforderte einen Vergleich mit dem Materialeinsatzdiagramm. Die spezifizierte Maximaltemperatur von 537°C bietet aber noch genügend Sicherheitsabstand zu der berechneten Materialtemperatur von $499,4^\circ\text{C}$.

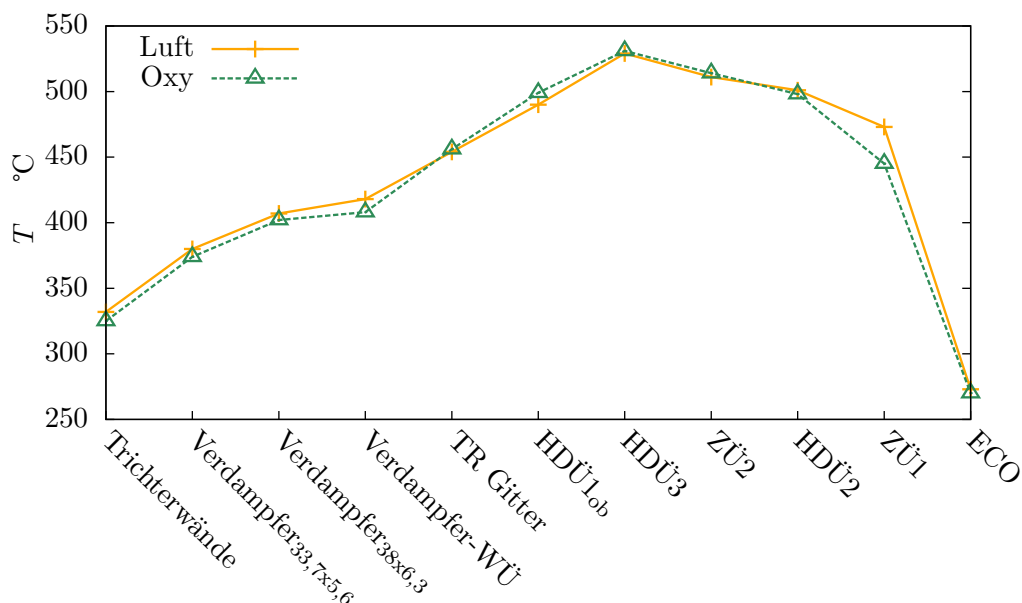


Abbildung 17: Materialtemperaturen in Luft- u. Oxyfuel-Betrieb (K-Pmax-W5)

¹¹Es existiert in der Dokumentation des Berechnungsprogramms kein Hinweis auf die Methodik dieser Temperaturberechnung. Es handelt sich wahrscheinlich um eine über den Rohrradius gemittelte Temperatur.

Allerdings sind die in den Materialeinsatzdiagrammen spezifizierten maximalen Temperaturen auf die Rauchgasatmosphäre der konventionellen Luftverbrennung ausgelegt. Durch den hohen Wasserdampf und CO_2 -Gehalt der Oxyfuel-Rauchgase könnten die verwendeten Materialien bei den derzeitigen Einsatztemperaturen hoher korrosiver Belastung ausgesetzt sein [20]. Wasserdampf verwandelt Chromoxidschutzschichten in ein Hydroxid, das anschließend von der Oberfläche abgetragen wird. Durch den hohen CO_2 -Gehalt wurde auch eine verstärkte Carbid-Bildung an der Oberfläche beobachtet [36]. Es kommt zu einer Anreicherung von Kohlenstoff in den exponierten Oberflächen, die zu einer Versprödung der Materialien führen. Unter Oxyfuel-Bedingungen müssen daher die Zeitstandfestigkeitswerte der eingesetzten Materialien überprüft werden. Die genauen Mechanismen der Materialbeanspruchung sind derzeit Gegenstand aktueller Forschungsprojekte und werden daher nicht berücksichtigt. Falls die zulässigen Materialeinsatztemperaturen entscheidend gesenkt werden müssen, ist jedoch die Idee einer Kraftwerksumrüstung zu überdenken. Tabelle 9 gibt die verwendeten Heizflächen-Werkstoffe an. Somit können, sobald genauere Ergebnisse zur korrosiven Wirkung von Oxyfuel-Abgasen vorliegen, mögliche Einschränkungen der durchgeführten Simulationsrechnungen erkannt werden.

Tabelle 9: Werkstoffe der Heizflächen

Verdampfer	15 Mo 3
Wandüberhitzer	13 CrMo44
Tragrohrgitter	13 CrMo44
HDÜ1	10 CrMo910
HDÜ3	X 20 CrMoV121
ZÜ2	10 CrMo910
HDÜ2	X20 CrMoV121
ZÜ1	15 Mo 3
Economiser	15 Mo 3

5.2 Rauchgasrezirkulation

Zur Kontrolle der Feuerraumtemperatur muss im Oxyfuel-Betrieb eine Rauchgas-Rezirkulation eingesetzt werden. Dabei bestimmt die Wahl des Rezirkulationsabzweigs die Anforderungen an das Rezirkulationssystem. Thermodynamisch wäre die Rezirkulation bei möglichst hoher Temperatur zu bevorzugen. Die maximale Rezirkulationstemperatur wird aber von dem Rezirkulationsgebläse bestimmt, denn über 400°C müssten teure warmfeste Stähle eingesetzt werden [31]. Die maximale Rezirkulationstemperatur ist somit mit ca. 350°C begrenzt.

Im Gegensatz zu einer heißen Rezirkulation stellt ein Abzweig nach der Rauchgasreinigungstrecke keine besonderen Anforderungen an die Gebläseausführung, sofern die Taupunkttemperatur nicht unterschritten wird.

Speziell bei einem Kraftwerksumbau wird die Wahl des Rezirkulationsabzweigs auch von der Integrationsmöglichkeit der Rauchgaskanäle in das Kraftwerk bestimmt. Für eine übliche Rauchgasgeschwindigkeit von 10 m/s erfordert die ausgewählte Prozessschaltung einen Kanalquerschnitt¹² von 34 m^2 .

¹²Der angegebene Zahlenwert bezieht sich auf den in der gewählten Prozesskonfiguration auftretenden maximalen Rezirkulationsvolumenstrom (im Lastfall E-VL-S_6). Eine heiße Rezirkulation würde einen um mind. 70 % größeren Kanalquerschnitt erfordern.

5.3 Luft-/Gasvorwärmer

Um der Forderung nach der Möglichkeit eines konventionellen Luftbetriebs auch nach der Umrüstung auf Oxyfuel-Betrieb zu entsprechen, wurde versucht, die Änderungen an den bestehenden Komponenten zu minimieren. Unter dieser Voraussetzung wurde auch der Einsatz des LUVU für eine Vorwärmung des Rezirkulationsgases untersucht. Bei der gewählten Prozessschaltung besteht im GAVO keine Gefahr einer Unterschreitung des Säuretaupunktes. Die Verwendung des bestehenden LUVOs als GAVO bietet zudem maximale Flexibilität bezüglich der Umschaltung auf konventionelle Luftfeuerung. Die konstruktionsbedingte Leckage von der unter Überdruck stehenden Luft- bzw. Rezirkulationsseite in den Rauchgaskanal wurde mit 8% angesetzt. Diese Undichtigkeit ergibt, sofern sie zwischen den Rauchgaskanälen besteht, keinerlei Einschränkungen bezüglich der Prozessschaltung. Als einzige Konsequenz ist eine leicht erhöhte Leistungsaufnahme des Rezirkulationsgebläses zu verzeichnen.

Durch Ablagerungen von unverbrannten Brennstoffresten können in regenerativen Luftvorwärmern Brände entstehen. Durch eine Umstellung auf Oxyfuel-Betrieb wird diese Brandgefahr erheblich reduziert, da die Sauerstoff-Konzentration im Rezirkulationsgas nur 4,7 Vol% beträgt.

5.4 Innere Bekohlung

Das untersuchte Kraftwerk ist mit einer Staubfeuerung ausgestattet. Der Brennstaub wird dabei von vier Schüsselmühlen aufbereitet, von denen jede einer Brennerebene zugeordnet ist. Um eine gute Zündung und den pneumatischen Staubtransport zu gewährleisten, muss die Kohle während des Mahlvorgangs getrocknet werden. Im konventionellen Luftbetrieb erfolgt die Trocknung mit Heißluft, im Oxyfuel-Betrieb wird mit heißem Rezirkulationsgas getrocknet. Die Mahltrocknungsanlage, deren vereinfachtes Regelschema in Abbildung 18 dargestellt ist, muss daher folgende Aufgaben erfüllen [2]:

- Bereitstellung von Trocknungswärme, um das Wasser aus der Kohle auszutreiben, und Trocknung auf die spezifizierte Restfeuchte,
- Aufwärmung des Brennstaub-Wasserdampf Gemisches auf die Sichtertemperatur¹³,
- Einstellung des erforderlichen Volumenstroms, um den pneumatischen Brennstofftransport durch den Siebter, die Kohlenstaubverteiler bis zu den Brennern sicherzustellen.

Die Brennstoffdosierung und die Einstellung der Mahlfeinheit werden von einer Oxyfuel-Umrüstung nicht beeinflusst und daher nicht näher betrachtet. Des Weiteren sind mühlen-spezifische Parameter wie Durchsatz, spezifischer Arbeitsbedarf und Verschleiß von der Mahlbarkeit und der Zusammensetzung der verwendeten Kohle abhängig und sind daher von einer Oxyfuel-Umrüstung unbeeinflusst.

In Abbildung 18 ist ein vereinfachtes Regel- und Fließschema der Mahltrocknungsanlage dargestellt. Das im Luftbetrieb vom Frischlüfter (1) bzw. im Oxyfuel-Betrieb vom Rezirkulationsgebläse angesaugte Trocknungsgas wird im Mühlengasgebläse (4) verdichtet, um die höheren Druckverluste des Mahltrocknungssystems zu überwinden. Die Regelung des Trocknungsgas-Volumenstroms ergibt sich aus den Erfordernissen des pneumatischen Staubtransports, dessen maßgebende Größe die Geschwindigkeit in den Staubleitungen ist. Der Volumenstrom nach der Trocknung darf sich daher im Oxyfuel-Betrieb nicht von

¹³Aus [2]: Die Sichtertemperatur ist die Temperatur, mit der das Gemisch aus getrocknetem Kohlenstaub, Wasserdampf und Trocknungsgas aus der Mühle austritt.

den Werten im Luftbetrieb unterscheiden. Bis auf Mindestlastfälle, in denen eine Brenner-ebene und somit auch eine Kohlemühle abgeschaltet wird, ist der Volumenstrom nach der Trocknung somit lastunabhängig.

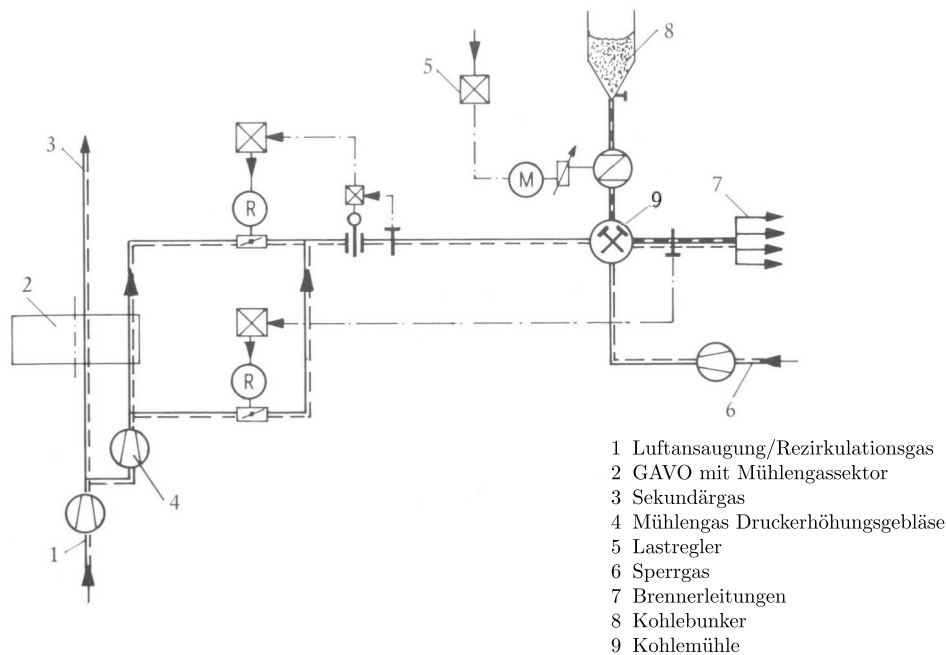


Abbildung 18: Regelschema der Mahltrocknung, [2]

Die von dem Trocknungsgas bereitzustellende Wärme wird im GAVO (2) an die Verbrennungsluft bzw. das Rezirkulationsgas regenerativ übertragen. Die Regelung der Sichtertemperatur erfolgt durch Kaltgas, das durch einen Bypass am GAVO vorbeigeleitet wird. Die Sichtertemperatur im Luftbetrieb beträgt 90°C , der erhöhte Schwefelsäure-Taupunkt erfordert im Oxyfuel-Betrieb jedoch mindestens 120°C . Da die Enthalpie der den Dampferzeuger verlassenden Rauchgase nach dem GAVO nur noch minimal genutzt werden kann, sollte möglichst viel Wärme an die Rezirkulationsgase abgegeben werden. Im Oxyfuel-Betrieb wurde die Sichtertemperatur daher auf 140°C erhöht. Wenn der für die Verbrennung notwendige Sauerstoff der Luftzerlegungsanlage nur dem Sekundärgas zugemischt wird¹⁴ erhöht dies nicht die Selbstentzündungsgefahr, da der Restsauerstoffgehalt des Rezirkulationsgases nur ca. 4,5 Vol% beträgt. Eine noch höhere Sichtertemperatur wird von den Lagern der Walzenschüssel-Mühlen begrenzt, da diese zum Teil im Mahlraum angeordnet sind und damit der Gastemperatur ausgesetzt sind.

Die Abdichtung der Lagerstellen erfolgt mit Sperrluft um ein Eindringen von Kohlenstaub zu verhindern. Diese Sperrluft ist im Oxyfuel-Prozess durch getrocknetes Rezirkulationsgas zu ersetzen. Allerdings ist bei dem Einsatz von Sperrgas auch immer eine gewisse Leckrate zu berücksichtigen. [32] setzt eine Leckrate von 1,5 % an, wodurch bei einem Sperrgasstrom von $1,6 \text{ kg/s}$ pro Mühle täglich 4900 m^3 hochkonzentriertes CO_2 in die Mühlenumgebung austreten würden. Die Mühlen müssen daher eingehaust werden und mit einer Absaugung versehen werden.

Es ist allerdings auch zu beachten, dass in der beschriebenen Konfiguration der Mahltrocknungsanlage die gesamte innere Bekohlung von Kohlenbunker, Mühlenteiler sowie aller Förderschächte bis zu den Mühlen unter innerem Überdruck gegenüber der Umge-

¹⁴Wie im nächsten Abschnitt ausgeführt, muss auch dem Primärgas Sauerstoff zugemischt werden, da sonst die Zündung im Feuerraum behindert ist.

bung stehen. Um ein Austreten von Kohlenstaub zu verhindern sind Wellendurchführungen mit Sperrluft beaufschlagt. Inwiefern diese Sperrluft durch aufbereitetes Rezirkulationsgas ersetzt werden kann, ist aufgrund der notwendigen Absauge-Einrichtungen und der nicht bekannten baulichen Voraussetzungen derzeit nicht bekannt. Zusätzlich sind vor einer Umrüstung alle Förderschächte auf Undichtigkeiten zu überprüfen, da austretendes Rezirkulationsgas aufgrund des hohen CO_2 -Gehalts das Betriebspersonal gefährdet.

Die Schwierigkeiten, die sich durch Undichtigkeiten und den Einsatz von CO_2 als Sperrgas ergeben, könnten durch Änderungen am Primärgas-System vermieden werden. Wird das Mühlendruckerhöhungsgebläse (Nr. 4 in Abbildung 18) den Mühlen nachgeschaltet, arbeitet das gesamte Mahltrocknungssystem unter Unterdruck. Diesem Vorteil steht allerdings gegenüber, dass das Gebläse eine hohe Staubbeladung fördern muss und daher mit erheblichem Verschleiß zu rechnen ist [2]. Bei einer Kraftwerksumrüstung würde zudem die Integration dieser Gebläse Schwierigkeiten bereiten.

Eine weitere Einschränkung des Betriebs ergibt sich durch den erhöhten Wasser- und Schwefelsäuretaupunkt der Rezirkulationsgase. Im Oxyfuel-Betrieb ist somit mit einer verstärkten Kondensatbildung und somit Korrosion an den Innenoberflächen zu rechnen.

Für die Berechnungen in dieser Studie wurde daher vorausgesetzt, dass die Anforderungen hinsichtlich Abdichtung und Korrosion im Rahmen der Kraftwerksumrüstung erfüllt werden können. Es sind dazu aber Ergebnisse aus noch zu errichtenden Oxyfuel-Versuchsanlagen abzuwarten.¹⁵

5.5 Brenner

Die Simulationssoftware KED verwendet ein eindimensionales Feuerraum-Modell. Darin wird die Funktion der Brenner nicht erfasst, sie muss über den *Ausbrand*-Parameter vorgegeben werden.

Die Brenner stellen jedoch zentrale Komponenten des Kraftwerks dar. Hier erfolgt die Umsetzung der chemischen Brennstoffenergie in thermische Energie. Die Güte dieser Umsetzung geht direkt in den Kraftwerkswirkungsgrad ein. Um die Auswirkungen und Anforderungen einer Oxyfuel-Umrüstung abschätzen zu können, sind die Vorgänge an den Brennern zu betrachten.

Die Feuerung des untersuchten Kraftwerks ist als Tangential-Eckenfeuerung mit vier Brennebenen ausgeführt. Der Brennerspiegel und der Grundriß der Feuerung sind in Abbildung 19 dargestellt. Jede Brenneinheit besteht aus je 2 Kohlenstaubdüsen sowie einer Ober-, Zwischen- und Unterluftdüse. Die Kohlenstaubdüsen sind mit dem Primärgas, dem Brennstaub-Luft-Gemisch beaufschlagt. Die Konzeption eines Strahlbrenners sieht vor, dass zunächst nur das Primärgasgemisch auf Zündtemperatur gebracht wird. Erst nach erfolgter Zündung und nach Verbrauch des im Traggas enthaltenen Sauerstoffs, soll eine Mischung mit den aus Ober-, Zwischen- und Unterluftdüsen ausströmenden Sekundärgas erfolgen. Abbildung 20 illustriert diesen Mischvorgang. Aufgrund des geringen Restsauerstoffgehalts des Rezirkulationsgases von ca. 4,5 Vol% ist es daher nicht möglich, den für die Verbrennung notwendigen Sauerstoff rein den Sekundärgasen zuzumischen. Allerdings ist aufgrund der erhöhten Sichtertemperatur eine Beimischung von reinem Sauerstoff in den Primärgasstrom hinsichtlich der Selbstentzündungsgefahr zu bewerten. Aus diesem Grund erscheint eine Zumischung vor der Mühle nicht sinnvoll, sie sollte erst kurz vor den Brennern erfolgen. Die Mischvorrichtung ist so zu gestalten, dass der pneumatische Staubtransport nicht behindert wird und eine gleichmäßige Sauerstoffverteilung stattfindet.

Die Aufheizung der Kohleteilchen erfolgt durch Flammenstrahlung und muss äußerst

¹⁵Die Forschungsanlage in Schwarze Pumpe wird mit bereits aufbereitetem, getrocknetem Brennstaub versorgt [13], und kann daher keine Antworten auf die Mahltrocknungs-spezifischen Anforderungen liefern.

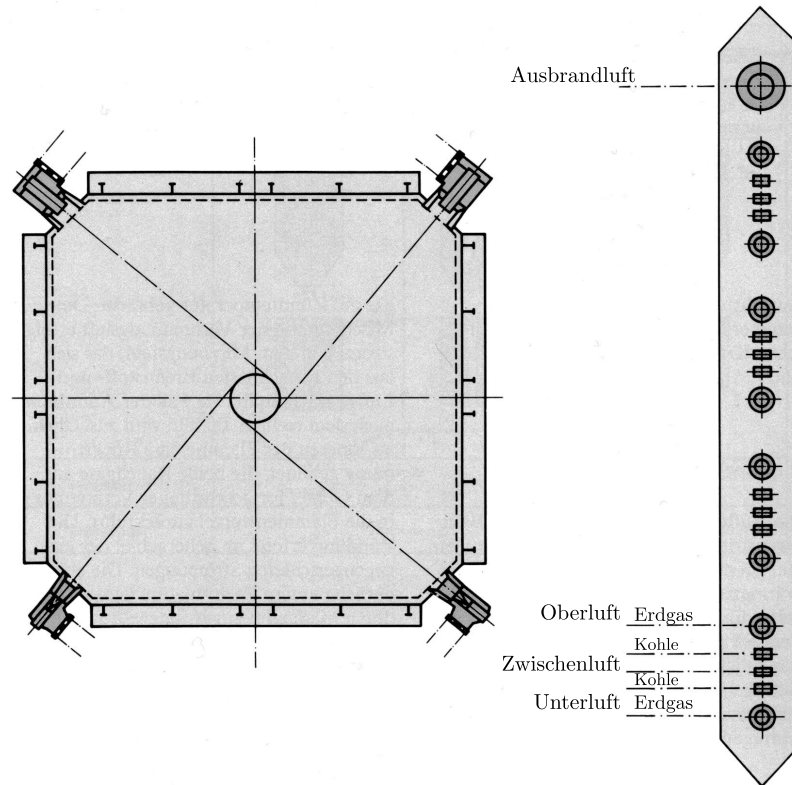


Abbildung 19: Grundriß und Brennerspiegel der Feuerung, [3]

rasch erfolgen, damit die Flammenfront ca. 1 m vor dem Brenner sicher brennt¹⁶ [2]. Da die Staubeilchen von dem umgebenden Traggas gekühlt werden, behindert im Oxyfuel-Betrieb die veränderte Gaszusammensetzung die Aufheizung. Sowohl [33] als auch [53] zeigen, dass die größere Dichte, die erhöhte Wärmekapazität und die verminderte Wärmeleitfähigkeit der Oxyfuel-Rezirkulationsgase negative Auswirkungen auf die Aufheizung, die Zündung und die Verbrennung haben. Die hohe CO_2 -Konzentration im Oxyfuel-Prozess könnte die Verbrennung aber auch durch die Boudouard-Reaktion weiter einschränken. Bei Temperaturen um 1000°C reagiert CO_2 unter Wärmeaufnahme mit Kohlenstoff zu CO [56]. Inwiefern das möglicherweise verstärkte Auftreten dieser Reaktion Auswirkungen auf die Gestaltung der Brenner hat, ist aber noch durch Versuchsanlagen abzuklären.

Die Mischung mit dem Sekundärgas erfolgt durch die große Geschwindigkeitsdifferenz zwischen Primär- und Sekundärgas. Ober- und Unterluftdüsen sind so dimensioniert, dass die Sekundärluft mit einer Geschwindigkeit von $60\text{--}80\text{ m/s}$ in den Feuerraum eintritt, während das Primärgas mit einer Geschwindigkeit von etwa $18\text{--}25\text{ m/s}$ die Düse verlässt [2]. Die hohe Geschwindigkeit der Sekundärgase erzeugt eine Drucksenke, die sowohl heiße Verbrennungsgase aus dem Feuerraum als auch die Primärgase einsaugt. Die Primärgasgeschwindigkeit ist, da sie den pneumatischen Brennstofftransport sicherstellt, im Oxyfuel-Betrieb unverändert. Die Sekundärgas-Menge ist – abgesehen von dem für die Verbrennung notwendigen Sauerstoff – aber durch das Rezirkulationskriterium bestimmt. In dem wichtigen Lastfall K-Pmax-W5 sinkt dadurch der Sekundärvolumenstrom um 30 %. Auch wenn die Brenner des Kraftwerks auf das obere Limit der Sekundärgas-Geschwindigkeiten ausgelegt wären, reduziert sich die Austrittsgeschwindigkeit unter den Mindestwert von

¹⁶Die Zündtemperatur von Kohle ist vor allem von dem Anteil der flüchtigen Brennstoffbestandteile abhängig und ändert sich daher nicht im Oxyfuel-Betrieb.

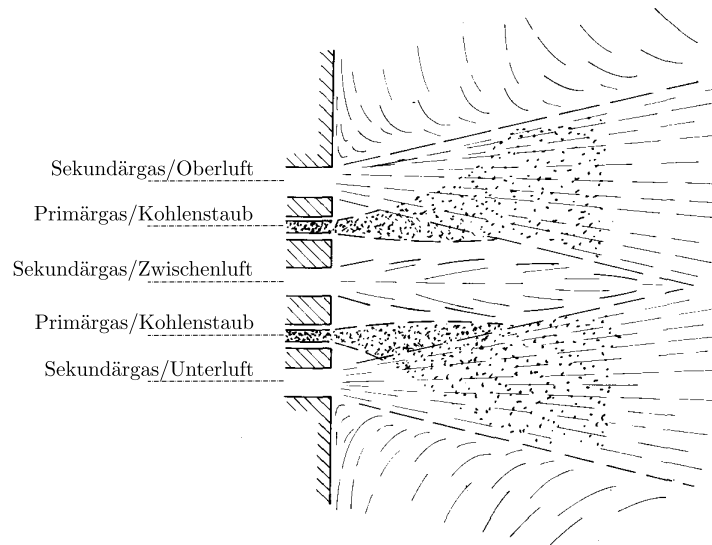


Abbildung 20: Schematische Darstellung des Mischvorgangs bei Strahlbrennern, [2]

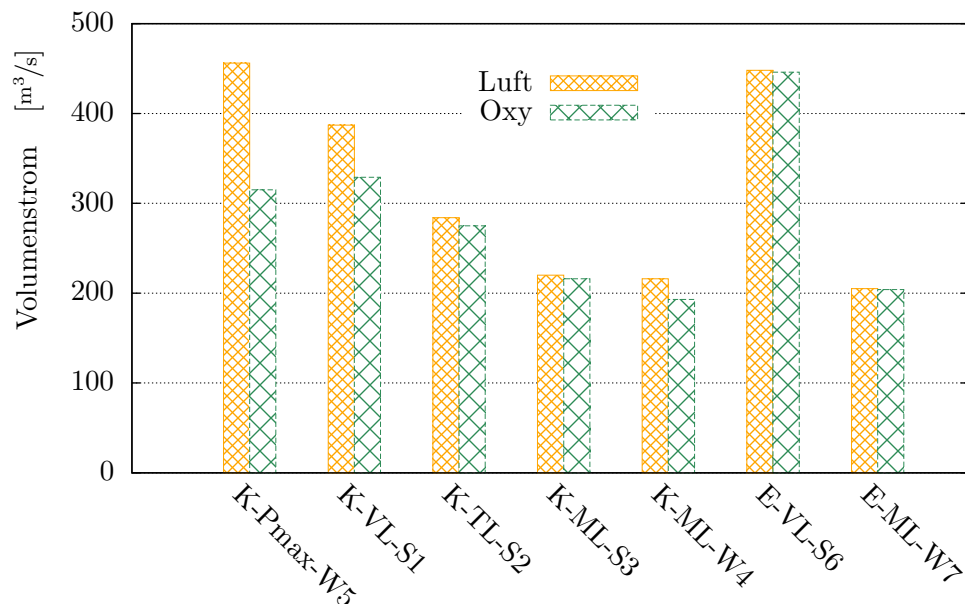


Abbildung 21: Vergleich des Sekundär-Volumenstroms für Luft- u. Oxyfuel-Feuerung

60 m/s. In Abbildung 21 sind die Sekundärluft-Volumenströme der wichtigsten Lastfälle dargestellt. Die genauen Abmessungen der Brenneröffnungen sind nicht bekannt, die Geschwindigkeitsreduktion kann daher nur relativ zum entsprechenden Luftfall betrachtet werden. Um eine zufriedenstellende Funktion der Brenner auch unter Volllast sicherzustellen sind daher Modifikationen an den Brennern notwendig. Im Erdgasbetrieb unterscheiden sich die Austrittsgeschwindigkeiten nur unwesentlich zwischen Luft- und Oxyfuel-Betrieb.

Zur Verbesserung der Geschwindigkeitsverhältnisse sind die Düsenquerschnitte auf die Erfordernisse des Oxyfuel-Betriebs zu verkleinern. Die Querschnitte müssen aber variabel gestaltet sein, damit das Kraftwerk auch noch im Luftbetrieb betrieben werden kann.

Da die Änderungen, die sich durch den Oxyfuel-Betrieb auf die Brennerfunktion ergeben, nicht quantitativ abgeschätzt werden können, wird in dieser Studie ein mit dem Luftbetrieb identer Ausbrand angesetzt. Es sei aber darauf hingewiesen, dass diese Annahme nur mit nicht näher spezifizierten konstruktiven Änderungen an den Brennern erreicht werden kann.

5.6 Sauerstoffvorwärmer

Aus thermodynamischen Gesichtspunkten wäre die Berücksichtigung eines rauchgasbeheizten Sauerstoffvorwärmers in die Prozessschaltung vorteilhaft. So integrieren auch [52], [39] und [29] Sauerstoffvorwärmer in die von ihnen vorgeschlagenen Oxyfuel-Prozessschaltungen.

Durch die Sauerstoffvorwärmung kann Wärme aus dem Abgas wieder dem Dampferzeuger zugeführt werden und ist daher speziell für eine Kraftwerksumrüstung interessant. Durch die Sauerstoffvorwärmung könnte die erforderliche Wassereinspritzung zur Temperaturbegrenzung (siehe Kapitel 6) reduziert werden. Ein regenerativer Wärmetauscher würde aufgrund der konstruktionsbedingten Undichtigkeiten (bis 10%) die Sauerstoffkonzentration im Abgas steigern und somit die Leistungsaufnahme der CO₂-CPU und auch der Luftzerlegungsanlage erhöhen. Da – wie unter Abschnitt 5.7 besprochen – die Dichtigkeit des Dampferzeugers und die Minimierung der Leistungsaufnahmen von CO₂-CPU und Luftzerlegungsanlage hohe Priorität haben, ist ein regenerativer Wärmetauscher für die Sauerstoffvorwärmung nicht geeignet.

Ein rekuperativer Röhrenwärmetauscher ist hingegen korrosiv beansprucht, da aufgrund einer rauchgasseitigen Verschmutzung die Rohrtemperatur näher an der Sauerstofftemperatur liegt. Es sind daher Unterschreitungen des Säure- oder auch Wassertaupunktes zu befürchten. Darüber hinaus sind Undichtigkeiten bei Großausführungen schwer zu orten und zu beheben [3]. Somit ist auch bei diesem Typ kein Sauerstoffübertritt auszuschließen. Verbunden mit dem großen Bauvolumen und der problematischen Sicherheit des hochkonzentrierten Sauerstoffs wird für diese Kraftwerksumrüstung der Oxyfuelprozess ohne Sauerstoffvorwärmung ausgeführt.

5.7 Dichtigkeit des Dampferzeugers

Aus Gründen der Betriebssicherheit stehen in einem fossilen Dampferzeuger die Rauchgaskanäle unter Unterdruck. Eine absolute Dichtigkeit des Feuerraums und der Rauchgaswege ist jedoch aus Kostengründen nicht realisierbar. Durch Undichtigkeiten eintretende Luft (Falschlufte) findet bei luftbetriebenen Anlagen keine spezielle Beachtung, da sie je nach Eintrittsort teilweise an der Verbrennung teilnimmt beziehungsweise die Rauchgaszusammensetzung sich erst nach den Heizflächen merklich verändert. Damit das Ziel des Oxyfuel-Betriebs, die Erzeugung eines möglichst reinen Kohlenstoffdioxidstroms, erreicht werden kann, muss das Eindringen von Luft minimiert werden. Speziell bei einem Umbau eines bestehenden Kessels ist daher die Identifikation von Undichtigkeiten und die Abdichtung der gesamten Rauchgaswege eine Voraussetzung für einen optimalen Betrieb.

Zur Demonstration des Falschlufteinflusses auf die erzielbare CO₂-Reinheit nach Trocknung wurde folgende Vergleichsrechnung angestellt: Einem Lastfall mit einem auf den Feuerraumaustritts-Rauchgasmassenstrom bezogenen Falschlufteinbruch von 2% wurde eine Rechnung mit 0% Falschlufteinbruch gegenübergestellt. Es wurde dabei nur ein Falschlufteinbruch in den Aschetrichter berücksichtigt, die Luft nimmt somit an der Verbrennung teil und wurde bei der Berechnung der Sauerstoffzahl berücksichtigt. Bei einer konstant gehaltenen Sauerstoffzahl von 1,25 steigt die CO₂-Konzentration im Abgas von 75% auf 88%. Diese Rechnung untermauert die Bedeutung von Abdichtungsmaßnahmen.

Die Hauptquellen von Falschlufte – in Rauchgasrichtung betrachtet – und die erforderlichen Maßnahmen zur Abdichtung können Tabelle 10 entnommen werden.

Von der Kraftwerksbetriebsleitung wurden folgende Falschlufte ströme quantifiziert:

- Falschlufteintritt in den Feuerraum: 10,66 kg/s, diese nimmt an der Verbrennung teil und wird im Luftüberschuss berücksichtigt.
- Sperrlufteintritt Rußbläser: 2,82 kg/s, diese Luft nimmt nicht an der Verbrennung teil und wurde in der Oxyfuel-Simulation durch aufbereitetes CO₂ ersetzt. Diese

Umrüstung erfordert jedoch auch die Nachrüstung von Absaugvorrichtungen, damit kein CO₂ in das Kesselhaus austritt.

Tabelle 10: Rauchgasseitige Undichtigkeiten eines Dampferzeugers

Brennkammerentaschung/ Entschlacker	Anpassen bzw. Modifikation der Tauchschürzen (starrer Tauchkragen mit Gewebekompensator zum Brennkammertrichter)
Rußblaseöffnungen	Abdichtung durch Verlängerung der Blasrohre und sperrgasbeaufschlagte Abdichtungen
Brenner	Anschlussflansche kontrollieren und ggf. er- neuern; Flammenwächter- und Zündbrenner- kühlluft durch Sperrgas ersetzen, Brennerkästen kontrollieren und ggf. nachschweißen
Mahlanlage	Sperrluft durch Sperrgas ersetzen
Schauluken und Einsteigtüren Dampferzeugerwände	Auf Dichtigkeit kontrollieren und ggf. erneuern Rohrdurchtritte auf Dichtigkeit überprüfen
Rauchgaskanäle	Alle Kompensatoren auf Undichtigkeit kontrol- lieren und ggf. erneuern
Staubabscheidung und Rauchgasentschwefelungs- anlage	Gehäuse und Entaschungsöffnungen auf Dich- tigkeit prüfen, gasdichte Austragsschnecken ein- setzen [5]

Der Falschlufteinbruch in den Rauchgaskanälen sowie den Staubfiltern ist derzeit nicht exakt quantifizierbar. Unter Berücksichtigung der vorgeschlagenen Abdichtungsmaßnahmen wurden für die Simulation die folgenden Falschlufteinbrüche berücksichtigt:

- Aschetrichter: 4 kg/s, im Luftbetrieb ist dieser Wert höher, es werden somit Abdichtungsmaßnahmen berücksichtigt.
- Hauptaschefilter¹⁷: 4 kg/s.

Die Größenordnung dieser Leckageströme deckt sich mit den Ergebnisse aus [57] und der Oxyfuel-Simulation von [30].

Um einen Luftenbruch in den Kessel zu verhindern, gibt es Überlegungen, die Feuerung und den gesamten Rauchgasweg unter leichtem Überdruck zu betreiben. Bei einer genauen Betrachtung würde diese Maßnahme die notwendigen Anstrengungen zur Kesselabdichtung jedoch nicht erleichtern. Eintretende Luft verschlechtert die Effizienz der CO₂-Abscheidung. Aufgrund von Überdruck austretendes Rauchgas stellt jedoch aus zweierlei Gründen ein Sicherheitsrisiko dar. Heiße Rauchgase gefährden sowohl das Betriebspersonal als auch außen liegende Komponenten und Isolierungen. Darüber hinaus besteht durch den prozessbedingt hohen CO₂-Anteil sämtlicher Rauchgase eine zusätzliche Gefährdung des Betriebspersonals. Ein Überdruckbetrieb ist daher speziell bei der Umrüstung eines bestehenden Dampferzeugers auszuschließen.

5.8 Kesseltragkonstruktion und Wandaussteifungen

An den Kesselumfassungswänden sowie der unterstützenden Tragkonstruktion müssen, von kleinen Modifikationen an den Rußbläsern und an den Brennern abgesehen, keine

¹⁷Eine weitere Verbesserung der Dichtheit könnte eine Nachrüstung von gasdichten Austrageschnecken, wie sie auch in der Forschungsanlage Schwarze Pumpe angewendet werden [5], bewirken.

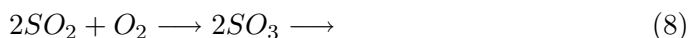
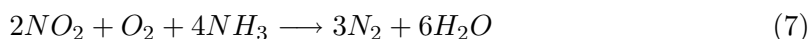
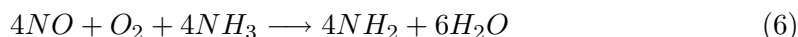
Änderungen vorgenommen werden. Die Beanspruchung dieser Bauteile, die von statischen Kräften dominiert ist, wird durch den Oxyfuel-Betrieb daher nicht erhöht. Der Druck im Feuerraum wird, wie unter Dichtigkeit des Dampferzeugers beschrieben, im Oxyfuel-Betrieb nicht verändert (ca. -6 mbar bei Kohlevollast). Die die Kesselwände versteifenden Bandagen und die Tragbänder sind daher den gleichen Belastungen ausgesetzt wie im konventionellen Luftbetrieb. Über den Einfluss von Verpuffungsreaktionen kann in dieser Studie keine Aussage getroffen werden.

5.9 DeNO_x

Im Referenzkraftwerk werden die bei der Verbrennung entstehenden Stickstoffoxide in einem trockenen Katalysator in einer selektiven Reduktion mit Ammoniak reduziert. Zum Einsatz des bestehenden Katalysators unter Oxyfuel-Prozessbedingungen wurde der Betrieb des Katalysators und der Mechanismus der Schadstoffbildung untersucht. Die bei der Kohleverbrennung entstehenden Stickstoffoxide (NO_x) können ihrer Entstehung nach in 3 Kategorien unterteilt werden:

- Thermisches NO_x bildet sich, indem sich molekularer Luftstickstoff mit atomarem Sauerstoff verbindet. Dieser Mechanismus tritt erst bei relativ hohen Temperaturen ab 1300 °C auf.
- Brennstoff-NO_x entsteht aus dem im Brennstoff enthaltenen Stickstoff und bildet sich schon bei Temperaturen ab 800 °C.
- Promptes NO_x entsteht durch die Reaktion von molekularem Luftstickstoff mit Brennstoff-Kohlenwasserstoffradikalen und einer anschließenden Reaktion mit Sauerstoffträgern. Promptes NO_x spielt bei Kohlestaubfeuerungen nur eine untergeordnete Rolle und wird daher nicht weiter betrachtet.

Unter Oxyfuel-Bedingungen ist aufgrund der weitgehenden Abwesenheit von Luftstickstoff eine Bildung von thermischem NO_x nicht möglich. Unter Oxyfuel-Bedingungen ist daher die NO_x-Bildung vor allem vom Stickstoffgehalt der verwendeten Kohle abhängig. Des Weiteren wird durch den hohen Rezirkulationsanteil die Flammentemperatur gesenkt und somit die NO_x-Bildung weiter reduziert. Eine Entstickung ist jedoch auch nach der Umrüstung erforderlich, um die gesetzlichen Vorgaben einzuhalten. Da der Katalysator im bestehenden Kraftwerk zwischen Economizer und Luftvorwärmer geschaltet ist, ergeben sich Einschränkungen auf die möglichen Prozess-Schaltungsvarianten. Die Hauptreaktionen der selektiven katalytischen Reaktion – Gleichung 6 und 7 – erfordern einen Temperaturbereich von 200 bis 420 °C. Wenn Schwefeloxide im Rauchgas vorhanden sind, wird dieser Temperaturbereich durch die ebenfalls im Katalysator stattfindenden Nebenreaktionen – Gleichung 8 und 9 – eingeschränkt. Ammoniumhydrogensulfat (NH₄HSO₄) belegt bei Temperaturen unter 300 °C die Katalysatoren und bildet korrosive Ablagerungen. Eine Rezirkulation von unbehandeltem Rauchgas, bei dem es zu einer Aufkonzentration von Schadgasen kommt, wäre für diese Kraftwerkskonfiguration daher äußerst unvorteilhaft.



Um den bestehenden Katalysator auch im Oxyfuel-Prozess nutzen zu können, sind jedoch an der Ammoniak-Zuführung Änderungen vorzunehmen. Ammoniak wird im flüssi-

gen Zustand unter Druck gelagert. Zur Verwendung im Katalysator wird Ammoniak verdampft und nach einer Reduzierstation mit Verdünnungsluft vermischt. Für den Oxyfuel-Betrieb muss diese Verdünnungsluft durch aufbereitetes und verdichtetes CO₂ ersetzt werden. Dazu empfiehlt sich ein Druckbehälter, der mit flüssigem CO₂ aus der Aufbereitungsanlage versorgt wird. Bei dieser Umrüstung sind keine technischen Hindernisse zu erwarten.

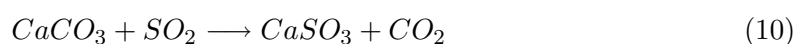
Aufgrund der geänderten Stickstoffoxid-Konzentrationen ist der Ammoniak Einsatz im Oxyfuel-Betrieb über eine Messung des Ammoniak schlupfs anzupassen. Die Messtechnik zur Überwachung der Katalysatorfunktion ist im Kraftwerk vorhanden.

Unter Berücksichtigung der SO_x-Beladung wird das für die Stickstoffoxid-Reduktion notwendige Temperaturintervall von 310-420 °C unter allen untersuchten Lastfällen eingehalten. Wenn das Rauchgas erst nach der REA rezirkuliert wird, ist der bestehende Katalysator – von kleinen Modifikationen an der NH₃-Verdünnung abgesehen – für den Einsatz im Oxyfuel-Betrieb geeignet.

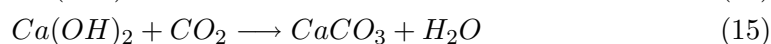
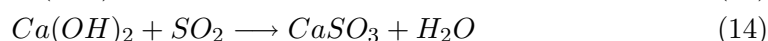
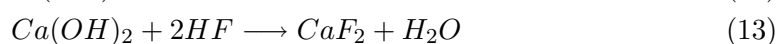
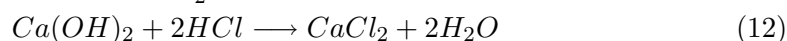
5.10 Rauchgasentschwefelungsanlage (REA)

Die Emissionen von Schwefeloxiden sind aufgrund ihrer schädlichen Wirkung auf Organismen [23] durch gesetzliche Grenzwerte reglementiert. Darüber hinaus haben Schwefelverbindungen sowohl im Hoch- als auch Niedertemperaturbereich eine korrosive Wirkung auf die im Kraftwerk verwendeten Materialien. Für die Umrüstbarkeit eines Kraftwerks auf Oxyfuel-Betrieb ist daher die Abscheideleistung der REA unter den geänderten Betriebsbedingungen eine entscheidende Randbedingung.

So ist bei Entschwefelungsverfahren, die Kalkstein als Additiv benutzen, eine verminderte Abscheideleistung zu erwarten, da der hohe CO₂-Partialdruck die Reaktion 10 behindert [18]. Im betrachteten Kraftwerk wird ein halbtrockenes Entschwefelungsverfahren mit Calciumhydroxid (Ca(OH)₂) als Additiv genutzt. Im Entschwefelungsreaktor wird das Additiv in einer Wasser-Suspension in feinen Tropfen in das Rauchgas eingedüst. SO₂ hat eine relativ geringe Reaktivität, die durch die Zwischenschaltung von Wasser als Absorptionsmedium kompensiert werden kann [2]. Um das eingesetzte Additiv möglichst gut auszunutzen, ist die relative Feuchte der Rauchgase ein entscheidender Parameter. Dies wurde in den Simulationsrechnungen berücksichtigt, indem die Wassereindüsung auf eine gleiche relative Feuchte am REA-Austritt regelt.



Die im Entschwefelungsreaktor ablaufenden Reaktionen sind in den Summenreaktionen 11 bis 15 angeführt. Von den angeführten Schadgasen hat CO₂ die niedrigste Reaktivität mit Ca(OH)₂. Diese wird jedoch durch die Konzentrationsverhältnisse der Schadgase relativiert, so dass auch immer ein Umsatz von CO₂ erfolgt. Im Oxyfuel-Betrieb ist daher durch die im Vergleich zum Luftbetrieb vierfach so hohe CO₂-Konzentration ein erhöhter überstöchiometrischer Calciumhydroxid-Verbrauch zu erwarten.



5.11 Staubfilter

Eine gute Staubabscheideleistung ist für den Oxyfuel-Prozess aus zweierlei Hinsicht notwendig. Analog den Immissionsgrenzwerten eines konventionellen Kraftwerks erfordert die

CO₂-CPU ein möglichst staubfreies Abgas. Zusätzlich muss, um eine verstärkte Erosion im Kessel und in den Rauchgaskanälen zu verhindern, das Rauchgas schon vor der Rezirkulation entstaubt werden. Die Wahl der Prozessschaltung wird daher von den zu erwartenden Abscheideleistungen beeinflusst.

Die Staubabscheidung aus den Rauchgasen erfolgt in dem untersuchten Kraftwerk in zwei Stufen in elektrostatischen Staubfiltern. Stromabwärts des Luftvorwärmers werden die Rauchgase vor der Rauchgasentschwefelung im Vorfilter mit einem Abscheidegrad von 80% entstaubt. Die der Rauchgasentschwefelungsanlage nachgeschalteten Hauptfilter scheiden das REA-Stabilisat und den verbliebenen Flugstaub zu 90% ab.

In elektrostatischen Staubfiltern erfolgt die Staubabscheidung unter Einwirkung eines starken elektrischen Feldes. An der sogenannten Sprühelektrode werden negative Ladungsträger freigesetzt, die durch das elektrische Feld zur positiven Niederschlagselektrode beschleunigt werden. Sind in diesem Feld Staubteilchen vorhanden, so werden diese durch Anlagerung von Ladungsträgern ebenfalls in Richtung der Niederschlagselektrode bewegt, an der sie anhaften; vergleiche dazu auch [2]. Von den Niederschlagselektroden werden die Staubpartikel in regelmäßigen Intervallen mit Hilfe von Klopferwerken abgereinigt. Der Staub fällt in unterhalb angeordnete Auffangtrichter, aus denen er mit Fördereinrichtungen ausgetragen werden kann. Die Güte der Staubabscheideleistung wird dabei von den folgenden Faktoren beeinflusst:

- anlegbare elektrische Spannung
- Rauchgasgeschwindigkeit
- Rauchgastemperatur
- kinematische Zähigkeit des Rauchgases
- elektrischer Staubwiderstand
- Wasser-Taupunkttemperatur
- Schwefelgehalt der Kohle und Umsatzraten von Schwefeldioxid zu Schwefeltrioxid
- Gehalt an Unverbranntem
- Oberfläche und Größe der Aschepartikel.

Da in einem Staubfilter die Staubpartikel quer zur Strömungsrichtung beschleunigt werden müssen, ist eine niedrige Rauchgasgeschwindigkeit von Vorteil. Mit steigender Rauchgastemperatur steigt das spezifische Volumen der Rauchgase und somit müssen die Strömungsquerschnitte im gleichen Maße vergrößert werden, um eine gute Abscheidung zu gewährleisten.

Einen wesentlichen Einfluss auf die Abscheideleistung haben aber auch die physikalischen Eigenschaften der Staubteilchen. Da die Staubabscheidung über die Anlagerung von Ladungsträgern erfolgt, wirkt sich eine große Partikelgröße und eine hohe spezifische Oberfläche positiv auf die Abscheidung aus. Sollten bei der Oxyfuel-Verbrennung vermehrt Feinstaub-Fractionen mit einem Durchmesser kleiner $1\mu\text{m}$ entstehen, ist mit einem um bis zu 10% verringerten Abscheidewirkungsgrad zu rechnen. Ein weiterer wichtiger Faktor auf die elektrostatische Filterwirkung ist der spezifische, elektrische Staubwiderstand. Elektrische Abscheidung wirkt am besten bei Staub mit einem spezifischen Widerstand von 10^6 bis $10^{10}\Omega\text{cm}$. Gut leitende Staubteilchen springen von der Niederschlagselektrode wieder in den Gasstrom zurück, während Staubteilchen mit einem hohen spezifischen Widerstand gut an den Niederschlagselektroden anhaften und ein Abreinigen erschweren.

Der Staubwiderstand wird vor allem von der Rauchgastemperatur, dem Wasserdampf-Taupunkt (siehe Abbildung 22) und dem SO_3 -Gehalt beeinflusst. Durch Feuchtigkeitsadsorption steigt die Oberflächenleitfähigkeit der Staubpartikel. Die größere Wasserdampf Beladung der Oxyfuel-Rauchgase wirkt sich daher positiv auf die Abscheidung aus [2].

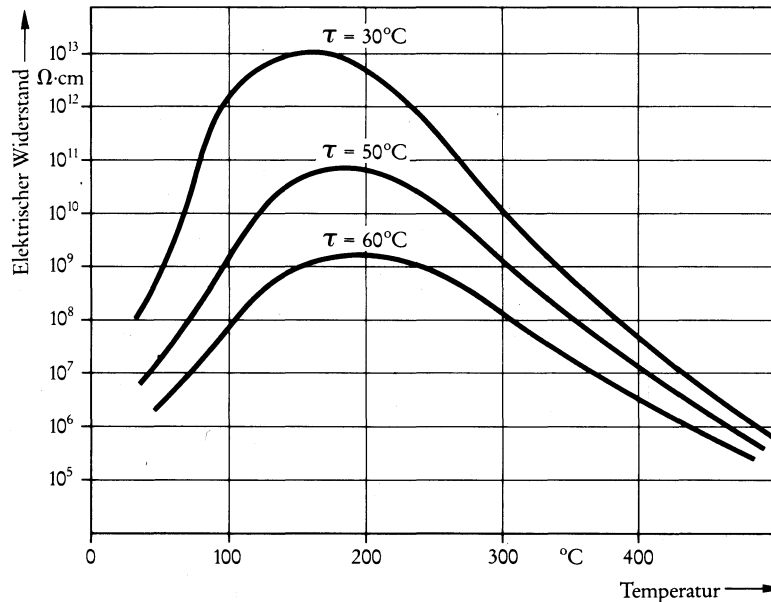


Abbildung 22: Elektr. Staubwiderstand als Funktion von Temperatur und Taupunkt , [10]

Die treibende Kraft für die Staubabscheidung ist die anlegbare elektrische Spannung. Die anlegbare Spannung wird durch die Durchschlagsspannung begrenzt, deren Wert mit steigender Rauchgastemperatur sinkt. Abbildung 23 zeigt, dass eine Steigerung der Rauchgastemperatur von 120 auf 300 °C die anlegbare Spannung um 40 % reduziert.

Die angeführten Einflussgrößen demonstrieren, dass eine Heißgasentstaubung unter sehr ungünstigen Betriebsbedingungen operieren würde. Die höhere Temperatur der Rauchgase, die daraus resultierende höhere Geschwindigkeit und vor allem die stark reduzierte Durchschlagsfestigkeit erfordern eine größere Ausführung des Filters, um eine gute Abscheidung zu gewährleisten. In Anbetracht der Baugröße der derzeit am kalten Ende des Dampferzeugers installierten Staubfilter ist eine Nachrüstung einer Heißgas-Entstaubung in den bestehenden Rauchgasweg nicht sinnvoll.

In der ausgewählten Prozessschaltung verschiebt sich der elektrische Staubwiderstand, durch eine Erhöhung des Wasserdampf-Taupunkts um 30 °C, in einen für die Staubabscheidung optimalen Bereich. Dies ist jedoch verbunden mit einem Anstieg der Rohgastemperatur um mindestens 30 °C und einer leicht erhöhten Rohgasgeschwindigkeit. Eine eindeutige Aussage zum erwarteten Staubabscheideverhalten im Oxyfuel-Betrieb kann aber nicht getroffen werden, da für die Umrüstung keine belastbaren Angaben zu der Partikelgröße und dem Gehalt an Unverbranntem vorhanden sind.

Für eine Umrüstung ist, da die Staubfilter-Einrichtungen schon vorhanden sind, eine Rezirkulation stromabwärts dieser Filter vorzusehen. Die Abscheidegrade im Oxyfuel-Betrieb müssen aber noch genauer kontrolliert werden, eventuell ergibt sich die Notwendigkeit der Nachrüstung eines Gewebefilters vor der Rauchgaskondensation. Grundsätzlich sollte die Staubabscheidung in der vorgeschlagenen Prozesskonfiguration mit einem ausreichenden Abscheidegrad möglich sein. In dieser Studie wurden die Abscheidegrade der Staubfilter gegenüber dem Luftbetrieb daher nicht verändert.

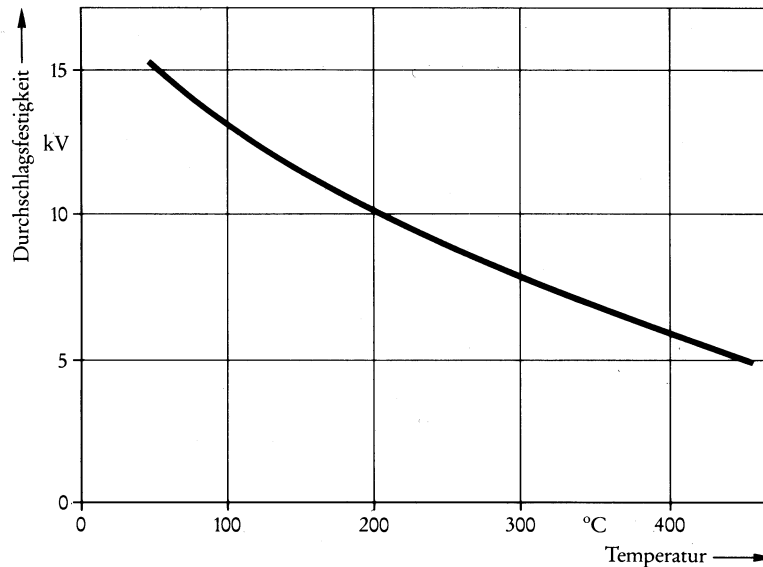


Abbildung 23: Elektr. Durchschlagsfestigkeit als Funktion der Temperatur, [10]

5.12 Luftzerlegungsanlage

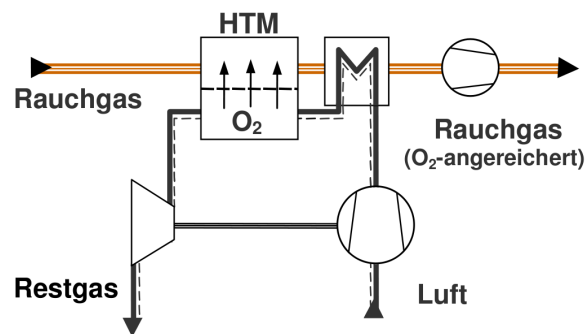


Abbildung 24: Schema einer LZA auf Basis von Hochtemperaturmembranen, [42]

Der Sauerstoff-Massenstrom kann über eine kryogene Luftzerlegungsanlage oder über für Sauerstoffionen durchlässige Hochtemperaturmembrane bereitgestellt werden.

Derzeit sind nur kryogene Verfahren in der Lage, die von dem untersuchten Kraftwerk benötigte Sauerstoffmenge bereitzustellen. Hochtemperaturmembrane sind derzeit noch in Entwicklung, darüber hinaus sind die Wirkungsgradvorteile derzeit beschränkt [42]. Des Weiteren ist das Konzept durch den hohen apparatetechnischen Aufwand für eine Kraftwerksnachrüstung nicht geeignet:

- Die Durchlässigkeit der Membran für Sauerstoffionen stellt sich erst oberhalb einer materialspezifischen Temperatur (i.d.R. $>700\text{ °C}$) ein. In diesem Temperaturbereich kann in dem betrachteten Kraftwerk kein Rauchgas rezirkuliert werden.
- Die Membran muss mit Rauchgas gespült werden und erfordert daher sowohl ein Heißgas Gebläse, als auch eine Heißgas-Reinigung.
- Zur Erhöhung des Sauerstoffpartialdrucks wird die Luft in einem Gasturbinenprozess verdichtet, siehe Abbildung 24. Die Integration der benötigten Wärmetauscher und der Membrane in das Kraftwerk ist räumlich nicht möglich.

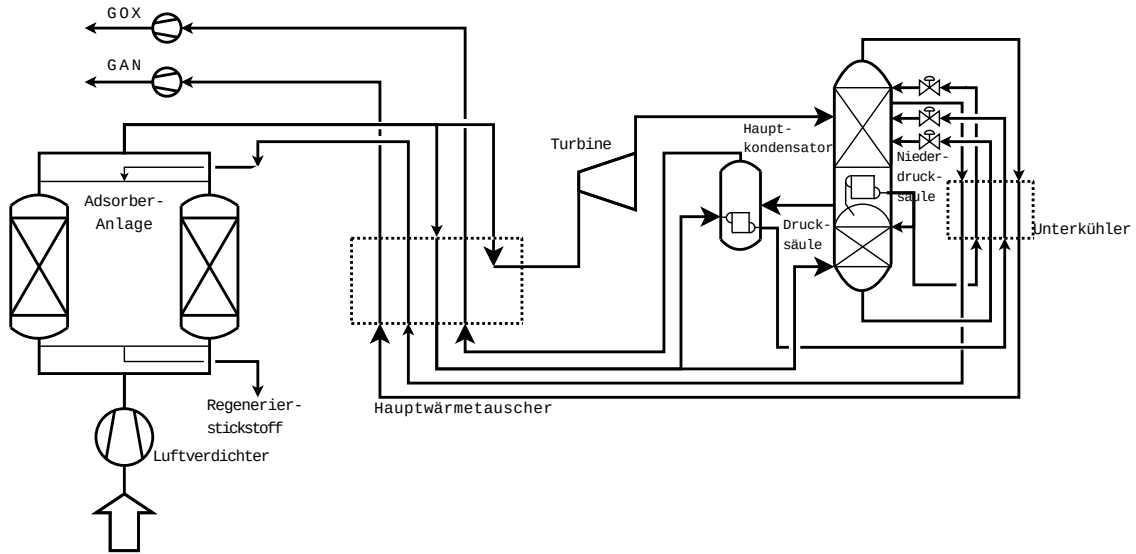


Abbildung 25: Schaltbild einer kryogenen Luftzerlegungsanlage, nach [38]

Kryogene Luftzerlegungsanlagen haben einen hohen technischen Entwicklungsstand und können unabhängig vom Kraftwerk betrieben werden. Abbildung 25 zeigt das Prozessschema dieses Trennprozesses. Die derzeitigen Anlagen sind allerdings auf die Anforderungen der Stahl- und Prozessindustrie optimiert und liefern Sauerstoffreinheiten über 99,5 %. Wie Abbildung 26 zeigt, kann der spezifische Energiebedarf einer Luftzerlegungsanlage bei einem Übergang zu niedrigeren Reinheiten signifikant gesenkt werden. Eine niedrigere Sauerstoffreinheit erfordert allerdings einen erhöhten Energieaufwand bei der CO_2 -Verflüssigung. Derzeit gilt eine Sauerstoffreinheit von 95 % als wirtschaftliches Optimum und wurde somit in den Oxyfuel-Berechnungen verwendet.

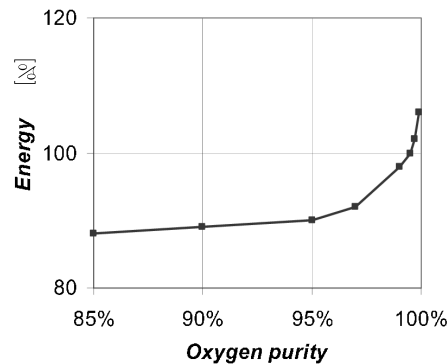


Abbildung 26: Relativer Leistungsbedarf einer kryogenen LZA beogen auf 99,5 Vol% O_2 -Reinheit, [14]

Für die Sauerstoffbereitstellung der erwähnten Reinheit geben [43] und [45] einen spezifischen Leistungsbereich von 630–770 kJ/kgO_2 an. In dieser Studie wird für die Sauerstoffbereitstellung ein Leistungsbedarf von 720 kJ/kgO_2 angesetzt. Diese Energie bezieht sich allerdings auf 1 kg Sauerstoffgemisch (95 Vol% O_2 , 3,3 Vol% Ar und 1,7 Vol% N_2).

Soll ein Kraftwerk auf Oxyfuel-Betrieb umgerüstet werden, ist der große Platzbedarf der Luftzerlegungsanlage zu berücksichtigen. Abbildung 27 zeigt die ungefähren Abmaße einer viersträngigen Luftzerlegungsanlage im Vergleich zu einem 800 MW_{el} Kraftwerk. Es ist aber anzumerken, dass die unmittelbare Nähe zum Kraftwerksgebäude keine Vor-

aussetzung ist und der Platzbedarf der Luftzerlegungsanlage großteils vom verfügbaren Kühlsystem abhängt.

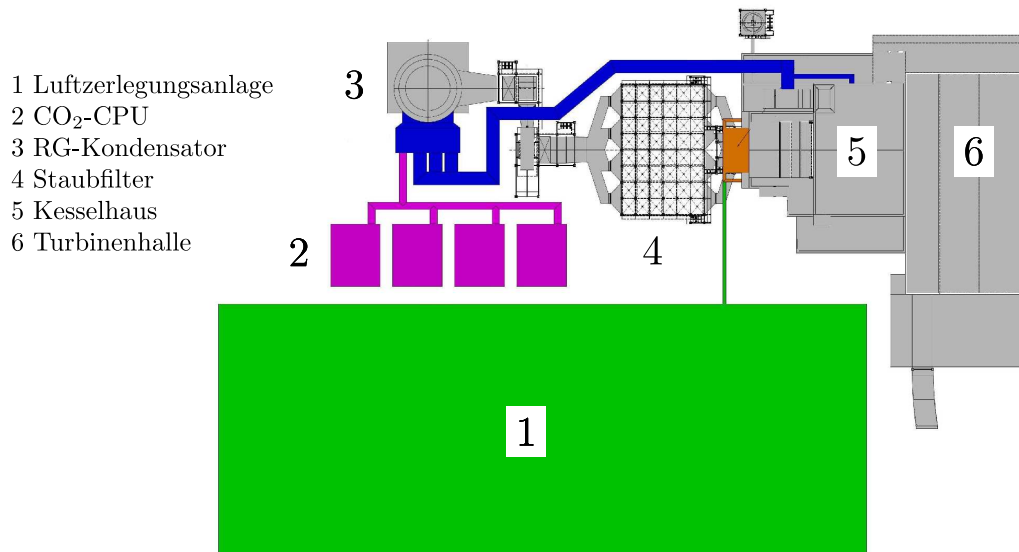


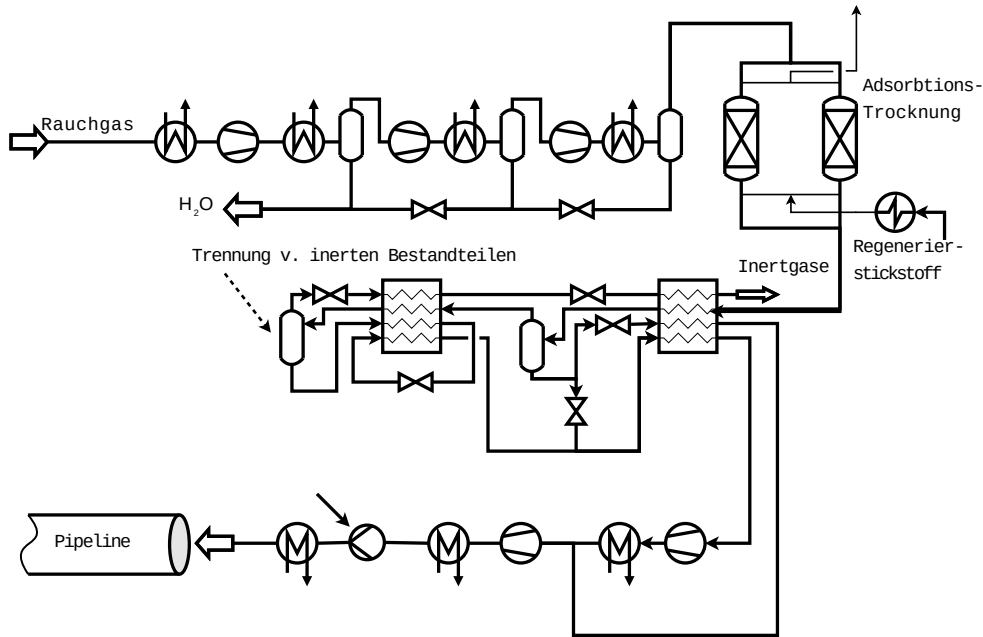
Abbildung 27: Größenvergleich zwischen Kraftwerk, Luftzerlegungsanlage und CO₂-CPU, [51]

5.13 CO₂-Verflüssigungsanlage

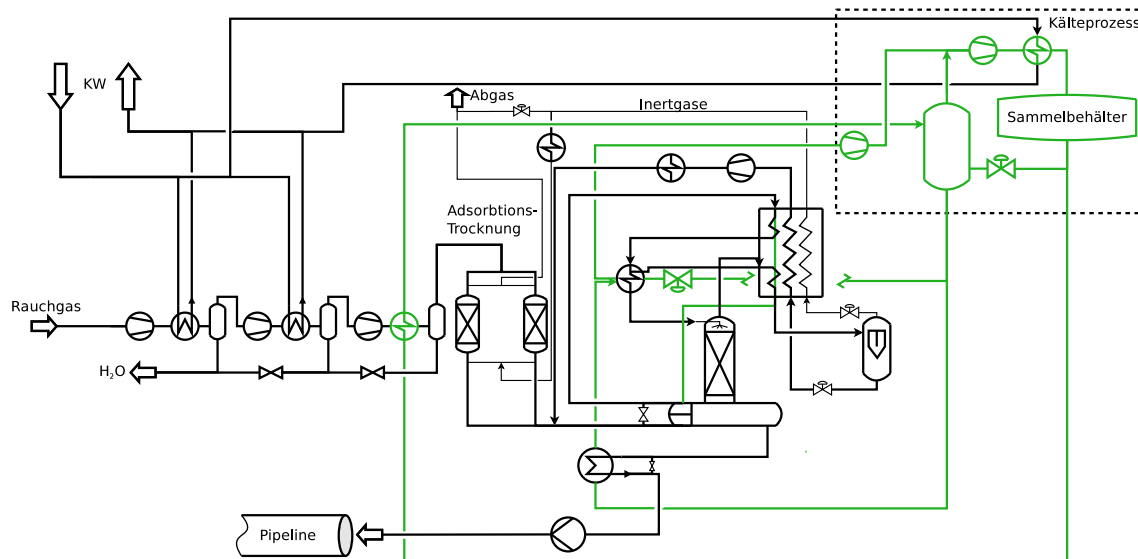
Die CO₂-Konzentration im getrockneten Abgas einer Oxyfuel-Feuerung ist für eine direkte Speicherung nicht hoch genug. Da die Verunreinigungen größtenteils aus nichtkondensierbaren, inerten Gasen bestehen (Ar, N₂ u. O₂), erfolgt die Aufkonzentration in einem kältetechnischen Prozess. Diese externe Einheit wird auch als CO₂-Compression and Purification Unit bezeichnet (CO₂-CPU) und beinhaltet die folgenden Prozessschritte [14]:

1. Verdichtung des Rauchgases stromabwärts des Rauchgaskondensators
2. Trocknung des verdichteten Rauchgases
3. Abtrennung der inerten Rauchgasbestandteile in einem kältetechnischen Prozess
4. Verdichtung auf einen Druck, bei dem CO₂ bei Umgebungstemperatur kondensiert
5. Pumpen des kondensierten Produktstroms auf Pipelinedruck (ca. 110 bar).

Die Verdichtung erfolgt mehrstufig mit Zwischenkühlern. Die Zwischenkühler sind mit Kondensatabscheidern ausgestattet, um das ausfallende Wasser aus dem Produktstrom zu entfernen. Die letzte Trocknungsstufe ist als Adsorptionstrocknung ausgeführt. Für die zur Abtrennung der inerten Gase notwendige Abkühlung stehen derzeit zwei kältetechnische Prozesse zur Auswahl. Basierend auf dem Joule-Thompson-Effekt bietet ein interner Kälteprozess die Möglichkeit den Produktstrom als Kältemittel zu verwenden. Die Trennung erfolgt in einem zweistufigen Flash-Prozess. Abbildung 28 zeigt die Schaltung dieses Kälteprozesses, der unter anderem in [15] für den Oxyfuel-Prozess vorgeschlagen wird. Dieser Prozess reagiert allerdings sensibel auf Änderungen der Menge oder der Zusammensetzung des Rohgases [35].


Abbildung 28: CO₂-CPU mit internem Kälteprozess

Wird die Abkühlung der Rohgase mit Hilfe eines externen Kälteprozesses vorgenommen, kann die Kälteerzeugung vom Rohgasstrom entkoppelt werden. Abbildung 29 zeigt das Schaltbild einer CO₂-CPU mit externer NH₃-Kälteanlage, wie sie auch in der Oxyfuel-Pilotanlage Schwarze Pumpe eingesetzt wird. Die Abtrennung der Verunreinigungen erfolgt bei diesem Verfahren in einer Destillationskolonne.


Abbildung 29: CO₂-CPU mit externem NH₃-Kälteprozess, nach [44]

Da beide Varianten der CO₂-CPU getrennt vom Kraftwerksprozess aufgestellt werden, ist der elektrische Eigenbedarf die einzige Rückwirkung auf den Kraftwerksprozess. Die CO₂-CPU wird daher im Kesselsimulationsmodell nicht berücksichtigt. Um den Wirkungsgrad des Kraftwerks nach der Umrüstung zu bestimmen, wurde daher auf Angaben aus der Literatur zurückgegriffen.

In [30] und [43] werden für die CO₂-Verflüssigung auf den Rohgasstrom bezogene Eigenbedarfswerte zwischen 440 und 550 kJ/kg angegeben. Vergleicht man diese Werte mit dem Leistungsbedarf für die Verflüssigung von reinem CO₂ von 335 kJ/kg [14], untermauert dies die Bedeutung von Abdichtungsmaßnahmen. Für diese Berechnungen wurde ein, auf den Rohgasmassenstrom bezogener, spezifischer Leistungsbedarf von 440 kJ/kg gewählt. Es sei jedoch darauf hingewiesen, dass diese Leistungsangaben mangels Erfahrung aus ausgeführten Großanlagen noch mit großen Unsicherheiten behaftet sind.

Bei der Abscheidung der inerten Verunreinigungen entweicht auch ein Teil des CO₂-Produktstroms an die Umgebung. Für diese Auswertung wurde dieser Anteil mit 10 % des Rohgas-CO₂-Stroms angesetzt. Die CO₂-Abscheiderate der CO₂-CPU beträgt somit 90 %.

5.14 Rauchgaskondensator

In den Rauchgaskondensatoren wird das Rauchgas unter die Taupunktstemperatur abgekühlt, um den enthaltenen Wasserdampf abscheiden zu können. In der gewählten Prozessschaltung wurde die Rauchgaskondensation zweistufig ausgeführt. In der ersten Stufe wird mit dem aus dem Rauchgas ausfallenden Kondensat Niederdruck-Kondensat des Dampfkreislaufs vorgewärmt. Diese Vorwärmung ersetzt somit die letzten Anzapfungen der ND-Turbine. Die letzten Stufen der ND-Turbine werden somit von einem geringfügig höheren Dampfmassenstrom durchströmt, wodurch sich die Generatorleistung erhöht.

In der zweiten Stufe des Rauchgaskondensators ist die Taupunktstemperatur schon so weit abgesunken, dass die Kondensationswärme des Wasserdampfs nicht mehr genützt werden kann. Das Rauchgas wird daher gegen Kühlwasser gekühlt.

5.15 Kühlbedarf

Die für den Oxyfuel-Prozess notwendigen Zusatzanlagen wie LZA, CO₂-CPU und RG-Kondensator benötigen eine Wärmesenke auf möglichst tiefem Temperaturniveau. Da der Kühlbedarf des Dampfkraftprozesses konstant bleibt, erfordert eine Prozessumrüstung auch die Erweiterung des bestehenden Kühlsystems. Das zur Verfügung stehende Kühlsystem beeinflusst dabei direkt die Leistungsaufnahme von LZA und CO₂-CPU. Wenn eine Ergänzung einer Frischwasserkühlung nicht möglich ist, muss der Kraftwerksstandort auf die Errichtungsmöglichkeit eines Naß- oder Trockenkühlturms untersucht werden.

An dem betrachteten Kraftwerksstandort kann, bedingt durch die Küstennähe eine zusätzliche Durchlaufkühlung mit Seewasser errichtet werden. Die Kühlwassertemperatur wurde analog zu dem Kreisprozesskühlwasser mit 10 °C angesetzt. Tabelle 11 gibt die in den Zusatzanlagen abzuführende Wärme an. Die Werte für LZA und CO₂-CPU wurden aus den in [51] angeführten Werten interpoliert.

Tabelle 11: Kühlbedarf der Oxyfuel-Zusatzanlagen

RG-Kondensator	48 MW _{th}
LZA	66 MW _{th}
CO ₂ -CPU	37 MW _{th}

5.16 Auswirkungen auf die Betriebssicherheit

Neben dem Prozess-Wirkungsgrad sind auch die Auswirkungen auf den Personenschutz und die Betriebssicherheit bei der Auswahl eines CCS-Prozesses von entscheidender Bedeutung.

Im Oxyfuel-Betrieb ergibt der Einsatz von hochkonzentriertem CO_2 und O_2 sowie von tiefkalten Gasen in LZA und CO_2 -CPU ein erhöhtes Gefährdungspotential für das Personal. Während der Rauchgasweg von der Brennkammer bis zu den Elektrofiltern unter Unterdruck steht, steht die gesamte Rauchgasrezirkulation und die innere Bekohlung unter innerem Überdruck. Ungewollter Medienaustritt kann aufgrund konstruktiver und fertigungstechnischer Vorgaben nie ganz vermieden werden. An bekannten Leckagestellen sind daher Gasabsaugungen vorzusehen und eine gute Durchlüftung des Kesselhauses sicherzustellen. Zusätzlich müssen für den Oxyfuel-Betrieb Gaswarngeräte an exponierten Orten installiert werden und das Personal mit Selbstschutzausrüstung ausgestattet werden [12]. Aufgrund der im Vergleich zu Luft höheren Dichte von CO_2 sind Keller und Gruben eigens zu sichern.

Hochkonzentrierter Sauerstoff hat eine brandfördernde Wirkung, die Sauerstoffleitungen sind daher zusätzlich mit Temperatursensoren zu überwachen. Auch ist die Eignung der installierten Feuerlöscheinrichtungen auf die neue Gefahrensituation zu überprüfen. Für den Fall, dass die Sauerstoffleitungen ein zu großes Risiko darstellen, könnte ein Teil des rezirkulierten CO_2 in die Sauerstoff-Leitungen eingespeist werden. Dadurch würde allerdings auch die Wärmeverschiebung im GAVO verschlechtert, da das dem Sauerstoff zugemischte Rezirkulationsgas auf der kalten Seite abgezweigt werden muss.

6 Untersuchte Prozessvarianten

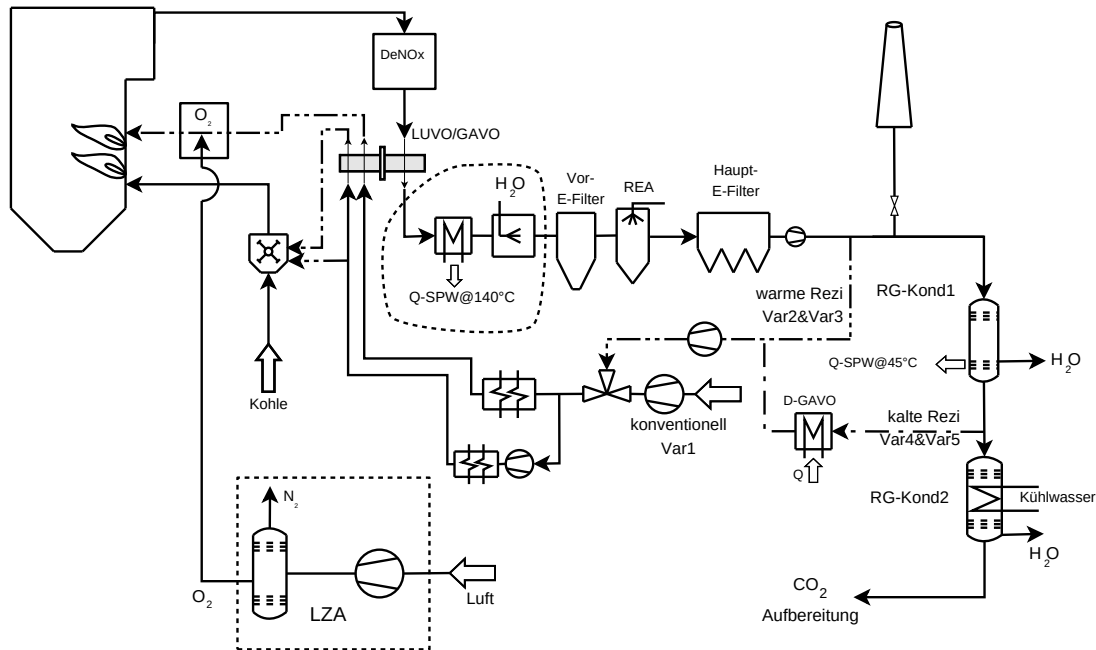


Abbildung 30: Kennzeichnung der Schaltungsvariationen

Unter Beachtung der im vorangehenden Kapitel ausgeführten Einschränkungen können die möglichen Prozessschaltungsvarianten für diese Kraftwerksumrüstung auf einige wenige beschränkt werden. Um die erosive Belastung und eine Aufkonzentration von Schadstoffen – insbesondere Schwefel – zu vermeiden, ist der Rezirkulations-Abzweig erst nach der Rauchgasreinigungsstrecke anzusetzen. In Anbetracht der hohen Investitionskosten der Rauchgasreinigungsanlagen und des beschränkten Raumangebots im Kraftwerk werden keine zusätzlichen Reinigungseinrichtungen integriert. Für den Rezirkulationsabzweig ergeben sich somit zwei technisch sinnvolle Punkte: nach dem Hauptstaubfilter oder nach der ersten Stufe der Rauchgaskondensation.

Bei einem Rezirkulationsabzweig nach dem Hauptstaubfilter (bzw. nach dem Saugzuggebläse) hat – unter der Bedingung einer gleichen relativen Feuchtigkeit am REA-Austritt wie im Luftbetrieb – das Rezirkulationsgas eine Temperatur von ca. 130 °C. Der Rezirkulationsstrom wird im bisherigen LUVU (nun GAVO) wieder aufgewärmt. Allerdings steigt durch ein gegenüber dem Luftbetrieb geändertes Verhältnis der Wärmestromkapazitäten rauchgasseitig die GAVO-Austrittstemperatur. Zur Absenkung dieser Temperatur könnte ein Wärmetauscher oder eine Rauchgasquenche vor dem Vorfilter integriert werden. Die Motivation für einen Rezirkulationsabzweig nach der Rauchgaskondensation liegt in der Vermutung, dass die kältere Rauchgastemperatur keine Zusatzinstallationen zur Wärmeabfuhr notwendig macht. Es wurden daher folgende fünf Varianten mit der Simulationssoftware KED hinsichtlich der zu erwarteten Bruttoleistung untersucht:

- Var1: stellt den Ist-Zustand des Kraftwerks mit Luft als Sauerstoffträger dar.
- Var2: warme Rezirkulation nach Saugzugsgebläse und Integration eines zusätzlichen Speisewasser-Vorwärmers (+ WT) nach dem GAVO, um die hohe Abgastemperatur zu nutzen.
- Var3: warme Rezirkulation nach Saugzugsgebläse und Wasser-Einspritzung (+ H₂O) in das Rauchgas, um das Rauchgas für die REA zu konditionieren.

- Var4: kalte Rezirkulation (nach RG-Trocknung im ersten RG-Kondensator) um die rauchgasseitige GAVO-Austrittstemperatur abzusenken. Falls diese Temperaturabsenkung nicht tief genug ausfällt, erfolgt eine weitere Temperaturabsenkung über eine Wasser-Einspritzung.
- Var5: kalte Rezirkulation wie in Var4, jedoch mit einem Speisewasservorwärmer anstatt der Wasser-Einspritzung.

Die Schaltungsvarianten wurden für den Volllast-Betriebspunkt K-Pmax-W5 untersucht und sind in Abbildung 30 dargestellt. Der zusätzliche Speisewasservorwärmer ist als Niederdruck-Kondensatvorwärmer konzipiert. Auf der Wasserdampfseite ersetzt dieser Wärmetauscher den Preheater 4 (unmittelbar vor Entgaser, die Kondensattemperatur von rund 140 °C verspricht von den verschiedenen Druckniveaus die beste Wärmeauskopplung). Die wichtigsten Ergebnisse der Vergleichsrechnungen sind in Tabelle 12 angeführt.

Die Rauchgasrezirkulationsrate wurde in allen Varianten unter Einhaltung der nachstehenden Kriterien eingestellt:

- Einhaltung einem der wärmetechnischen Auslegungen entsprechenden Verhältnis der Wärmeaufnahme im Feuerraum und Konvektivheizflächen.
- Begrenzung der Feuerraumaustrittstemperaturen auf Werte, die dem Ascheschmelzverhalten der eingesetzten Brennstoffe entsprechen, um Schwierigkeiten bei der Heizflächenreinigung in dem Feuerraum und den anschließenden Konvektivheizflächen zu vermeiden.
- Begrenzung des Wärmestroms an die Feuerraumwände, um die zulässigen Materialtemperatur nicht zu überschreiten.
- Erreichen einer dem Luftbetrieb vergleichbaren Dampftemperatur am Austritt des Zwischenüberhitzers.

6.1 Einfluss eines RG-Speisewasser-Vorwärmers (Var2 & Var5)

Die Integration eines zusätzlichen Speisewasser-Vorwärmers bringt im Vergleich zu einer Wassereinspritzung eine elektrische Mehrleistung von ca. 5,5 MW. Laut Kraftwerksbetreiber liegt jedoch die SO_3 -Konzentration vor REA bei 15 ppm und damit der Säuretaupunkt zwischen 140 und 150 °C. Bei der dargestellten Modellierung würde somit der SO_3 -Säuretaupunkt unterschritten werden (Rohrtemperatur $\approx$ Kondensattemperatur). Bei einer Schaltung als Hochdruckvorwärmer ($T_{\text{Entgaser}}=181^\circ\text{C}$) wäre keine effiziente Abkühlung der Rauchgase möglich. Sogar bei höherem Druckniveau wären Taupunktsunterschreitungen bei Mindestlast ($T_{\text{Entgaser}}=146^\circ\text{C}$) nicht auszuschließen. Diese Betriebsbedingungen erfordern eine sorgfältige Werkstoffwahl des Speisewasser Vorwärmers:

- ferritisches Material: nicht korrosionsbeständig
- Kunststoff: Problem der Druckbeständigkeit
- Nickel-Basislegierungen: derzeit nur bedingt Stand der Technik und wirtschaftlich kaum vertretbar.

In der derzeitigen Rauchgasleitung kann jedoch zwischen LUVÖ und Vorfilter kein zusätzlicher Wärmetauscher integriert werden. Zur Integration wäre daher eine aufwändige Neugestaltung der Rauchgaskanäle mit entsprechender Stützkonstruktion erforderlich. Dieser hohe Aufwand scheint für den geringen Leistungszuwachs und die Restlaufzeit des Kraftwerks von maximal 20 Jahren jedoch nicht gerechtfertigt.

Tabelle 12: Prozessvariationsrechnungen

		K-Pmax-W5				
		Luft	Oxy	Oxy	Oxy	Oxy
		Var1	Var2	Var3	Var4	Var5
		warme Rezi		kalte Rezi		
		+WT	+H ₂ O	+H ₂ O	+WT	
el. Generatorbruttoleistung	MW	354	360	354	352	358
GAVO-ein (T-RG)	°C	375	350	349	363	369
GAVO-aus (T-RG)	°C	145	229	231	192	196
SPW-VoW -ein (nach GAVO) (T-RG)	°C	145	229	231	192	196
SPW-VoW -aus (T-RG)	°C	145	186	231	192	160
zus. H ₂ O-Einspritzung n. GAVO	kg/s	0	0	6	4	0
REA-ein (T-RG)	°C	145	186	189	164	160
$\varphi_{\text{REA-ein}}$	%	2	3	3	2	2
H ₂ O-Einspritzung in der REA	kg/s	9	9	9	9	9
REA-aus (T-RG)	°C	88	125	130	104	99
$\varphi_{\text{REA-aus}}$	%	16	16	17	15	16
Rauchgas-Massenstrom (Feuerraum)	kg/s	367	326	322	367	354
Rezirkulationsmassenstrom	kg/s	6	242	238	287	274
Rezirkulationsrate	%	2	74	74	78	77
Rezirkulationstemperatur	°C	145	129	134	48	48
φ_{Rezi}	%	2	15	15	40	44
Taupunkt von Wasserdampf Rezi	°C	48	75	79	31	30
Säuretaupunkt (Näherung)	°C	100	100	100	100	100

6.2 Kalter bzw. warmer Rezirkulationsabzweig

Bei der kalten Rezirkulation werden die Rauchgase nach der ersten Stufe des Rauchgaskondensators rezirkuliert. Die Rauchgase sind dann allerdings mit Wasserdampf gesättigt und müssen vor dem Rezirkulationsgebläse aufgeheizt werden. Diese Aufheizung kann einerseits mit einem Dampf-GAVO oder auch mit einer teilweisen Rückführung der im GAVO aufgeheizten Rezirkulationsgase erfolgen. Letztere Methode wird in [51] angewandt. In Anbetracht der für einen Rauchgaskanal erforderlichen Dimensionen und der knappen Raumverhältnisse im bestehenden Kraftwerk wurde die Aufheizung mittels Rezirkulation nicht weiter betrachtet.

Ziele der kalten Rezirkulation waren ein verbesserter Wirkungsgrad und ein niedrigeres Korrosionsrisiko. Bei genauerer Analyse können aber beide Ziele nicht erreicht werden:

- Da die Wärmekapazität der Rezirkulationsgase durch die H₂O-Kondensation sinkt (-15%), konnte das Ziel einer stärkeren Abkühlung der Rauchgase im GAVO nur teilweise erreicht werden.
- Durch die niedrige Rezirkulationstemperatur (Säuretaupunkt ca. 100 °C) besteht Korrosionsgefahr am Rezirkulationsgebläse.
- Bei warmer Rezirkulation (Var2 & Var3) hätte das Rezirkulationsgas eine Temperatur von 134 °C. Somit ist der Säuretaupunkt (≈ 100 °C) in diesen Varianten keine Gefahr für das Gebläse.
- Die Brutto-Generatorleistung ist sowohl bei Ausführung mit einem Speisewasser-Vorwärmer als auch mit einer Wasser-Einspritzung niedriger als in den entsprechenden Varianten mit warmer Rezirkulation.

Der Vorteil der kalten Rauchgas-Rezirkulation beschränkt sich daher auf die Wirkung der Rauchgas-Kondensation als Wassersenke. Die unter Abschnitt 5.1 beschriebene korrosive Wirkung von Wasserdampf auf die Heizflächen-Werkstoffe könnte durch den geringeren Wasserdampf-Gehalt der kalten Rezirkulation verringert werden.

6.3 Ausgewählte Prozessschaltung

Auf Basis der obigen Argumentation wird für die Umrüstung des Kraftwerks eine warme Rauchgasrezirkulation mit einer Wasser-Einspritzung zur Temperatur-Absenkung ausgewählt. Diese Schaltung ist in Abbildung 31 dargestellt und wird für alle weiteren Simulationsrechnungen verwendet.

Abschließend soll noch auf eine Variante hingewiesen werden, deren Möglichkeit erst nach Abschluß der Simulationsrechnungen bemerkt wurde: Vor dem Eintritt in den Kessel wird das Speisewasser über Anzapfungen aus der Turbine regenerativ vorgewärmt. Wie auch [3] erwähnt, muss die aufgrund der Speisewasservorwärmung nicht nutzbare Rauchgaswärme regenerativ an die Verbrennungsluft übertragen werden, damit der Wirkungsgrad-Vorteil der Speisewasser-Vorwärmung nicht durch eine höhere Abgastemperatur zunichte gemacht wird. Anstatt einen zusätzlichen Wärmetauscher nach dem GAVO zu integrieren oder Wasser einzuspritzen, könnte ein Verzicht auf die letzten Stufen der Speisewasser-Vorwärmung die Rauchgastemperatur vor und daher auch nach dem GAVO senken und gleichzeitig die elektrische Generatorleistung erhöhen. Die Hochdruckvorwärmer werden sowohl aus der kalten ZÜ als auch aus den Anzapfungen der MD-Turbine versorgt. In einem ersten Ansatz könnte auf die letzte Vorwärmstufe verzichtet werden und die MD-Anzapfung geschlossen werden. Eine Abschätzung des erzielbaren Prozesswirkungsgrades ist schwierig, da diese Maßnahme sowohl den Wärmeübergang im Kessel als auch die Vorwärmung der Rezirkulationsgase und somit den Verbrennungsablauf beeinflusst. Es erscheint jedoch sinnvoller die Rauchgasenthalpie in den bereits vorhandenen Kesselheizflächen zu übertragen als die Rauchgastemperatur mit einem zusätzlichen Wärmetauscher oder einer Wasser-Einspritzung zu reduzieren.¹⁸

¹⁸Die Absenkung der Rauchgastemperatur wird allerdings durch den Schwefeloxid-Gehalt der Rauchgase und der resultierenden Ammoniumhydrogensulfat-Bildung eingeschränkt. Details sind in Abschnitt 5.9 ausgeführt.

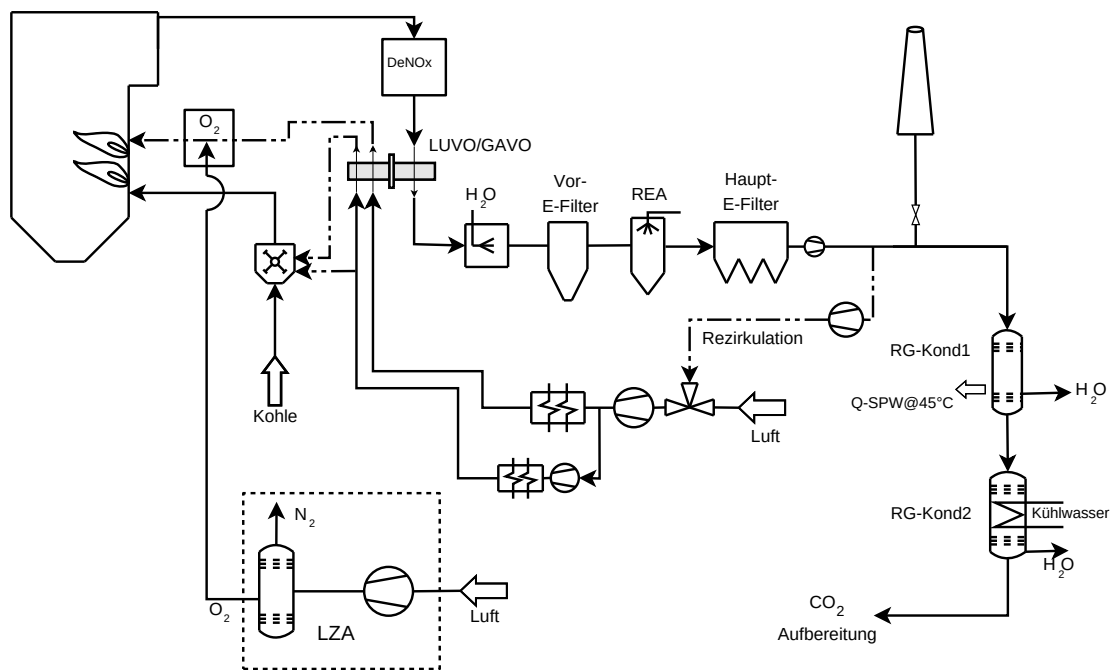


Abbildung 31: Gewählte Prozessschaltung

Tabelle 13: Rauchgaszusammensetzung am Feuerraumaustritt für K-Pmax-W5

		Luft	Oxyfuel
N ₂	Vol%	73,9	6,3
CO ₂	Vol%	13,8	49,4
H ₂ O	Vol%	7,4	37,3
O ₂	Vol%	3,9	4,9
Ar	Vol%	0,9	2,0
SO ₂	Vol%	0,1	0,1

7 Spezielle Untersuchungen zum Feuerraum

Der Feuerraum ist das zentrale Element eines kalorischen Kraftwerks und daher von spezieller Bedeutung. Hier wird die chemische Energie des Brennstoffs in thermische Energie umgewandelt und das Prozessmedium Wasser in den als Wärmetauscher ausgebildeten Feuerraumwänden verdampft. Die Wärmeübertragung im Feuerraum wird von der Flammen- und Gasstrahlung dominiert. Die Gasstrahlung ist dabei von der Temperatur und den Partialdrücken von drei- oder mehratomigen Gasmolekülen abhängig. Im Oxyfuel-Betrieb ändert sich die Zusammensetzung der Verbrennungsprodukte, die Anteile an dreiatomigen Gasmolekülen (CO₂ u. H₂O) vervierfachen sich auf über 80 Vol%, siehe Tabelle 13. Das Emissionsverhalten der betreffenden Gasen unter so hohen Partialdrücken ist derzeit noch mit Unsicherheiten behaftet, da dieser Bereich noch nicht umfassend mit Meßergebnissen dokumentiert ist. Die Emissionseigenschaften müssen daher über Extrapolation bestimmt werden. Die internen Berechnungsgrenzen und Randbedingungen von KED sind für den Benutzer nicht einsehbar, die Berechnung eines Oxyfuel-Betriebszustandes erfordert somit eine Kontrolle der Berechnungssoftware mit einem eigenen Feuerraummodell.

Im folgenden wird, basierend auf den von KED errechneten Stoffströmen, der Feuerraum des Kraftwerks mit Hilfe des Flammraum-Strahlraum-Modells [54] berechnet. Diese Ergebnisse werden im Anschluß den KED-Simulationsrechnungen gegenübergestellt, die das Feuerraum Modell von Blokh [8] verwenden.

7.1 Flammraum-Strahlraum-Modell

Stark vereinfachte Feuerraummodelle verwenden ein ideales Rührkesselmodell. Damit kann die Feuerraum Austrittstemperatur und der gesamte, im Feuerraum übertragene Wärmestrom gut abgeschätzt werden. Es kann jedoch kein Wärmestromdichteprofil über der Höhe berechnet werden. Die Wärmestromdichte ist jedoch, wie in Abbildung 32 dargestellt, ungleichmäßig verteilt. Das Flammraum-Strahlraum-Modell und das Blokh-Modell berücksichtigen diese Verteilung, ohne den Verlauf der Wärmestromdichte zu berechnen.

Beim Flammraum-Strahlraum-Modell wird die Brennkammer, wie in Abbildung 33 dargestellt, in zwei Bereiche – den Flammraum und den Strahlraum – unterteilt. Im Flammraum erfolgt der primäre Wärmeaustausch durch Flammenstrahlung, während im Strahlraum der Austausch allein durch die Gas- und Staubstrahlung erfolgt. Es wird dabei keine Rückstrahlung vom Strahlraum in den Flammraum berücksichtigt, was zu einer Entkopplung der Berechnung beider Zonen führt. Ferner wird angenommen, dass die Flamme den Flammraum vollständig ausfüllt und der eingebrachte Brennstoff am Eintritt in den Strahlraum vollständig verbrannt ist.

Die folgenden Größen wurden aus den KED-Simulationsrechnungen übernommen um eine optimale Vergleichbarkeit der Feuerraum Modelle zu gewährleisten:

- Eintretende Gasströme (Massenstrom, Temperatur, Zusammensetzung)

- Brennstoffmassenstrom (H_u , Zusammensetzung)
- Feuerungsverlust
- Anteil der Flugasche

Für die Bestimmung des Wärmeübergangs und somit auch der Feuerraum-Austrittstemperatur müssen die folgenden Größen bestimmt werden:

- Emissivität der Flamme: $\epsilon_{Fla} = f(S_{gl}, Br, p_{CO_2/H_2O})$
- Emissivität der Wand: $\epsilon_{Wa} = f(Material, T_{Wa})$
- Verschmutzungsfaktor der Feuerraumwände: f_{sch}

Die Emissivität der Flamme ist von vielen Parametern abhängig, deren Bestimmung nur über eine mehrdimensionale Feuerraum-Analyse möglich ist. In einem ersten Ansatz wurde ϵ_{Fla} daher nach [48] nur als Funktion der Schichtdicke berechnet.

Der Emissionsgrad der Wand des Feuerraums ist aufgrund der Verschlackung der Brennkammerwände ebenfalls Brennstoff abhängig. Für die vorliegende Berechnung wurde er mit 0,85 angenommen.

Der Verschmutzungsfaktor f_{sch} ist ein von der Verschmutzungsneigung der verfeuerten Brennstoffe abhängiger Erfahrungswert. In dieser Berechnung wurde der von [16] für Kohlestaubfeuerungen angegebene Wert von 0,7 verwendet.

Da in dem Referenzkraftwerk vor allem der Brennstoff Kohle verwendet wird, wurden die Verschmutzungswerte der Kohlebetriebsart für die Erdgaslastfälle beibehalten. Die Flammraum Austrittstemperatur kann anschließend durch eine Iteration mit der spezifischen Rauchgas Enthalpie¹⁹ am Flammraum-Austritt ermittelt werden.

Im Strahlraum ist die Gasstrahlung die dominierende Komponente des Wärmeaustausches. Die Emissionskoeffizienten der einzelnen Gaskomponenten wurden mit den in [1] angegebenen Extrapolationsformeln bestimmt. Das gesamte Emissionsverhältnis des Abgases errechnet sich aus der Summe, der unter dem jeweiligen Partialdruck der strahlenden Komponenten ermittelten Emissionskoeffizienten, vermindert um die Überdeckung der beiden Strahlungsbanden. Weiters wurde die Strahlung der Staubbeladung berücksichtigt und

¹⁹Die spezifische Rauchgas-Enthalpie ist von der Rauchgastemperatur abhängig.

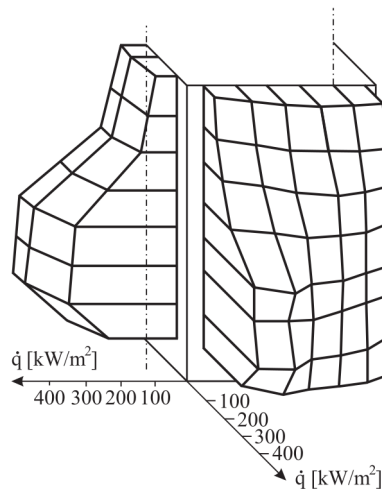


Abbildung 32: Wärmestromdichteverteilung im Feuerraum, nach [47]

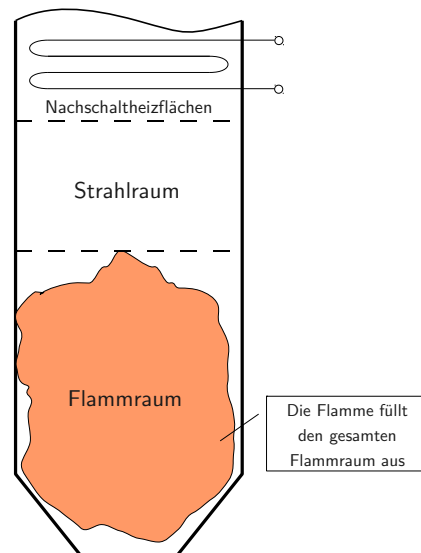


Abbildung 33: Flammraum-Strahlraum-Modell, nach [17]

anschließend der Gesamtemissions- und der Gesamtadsorptionsgrad nach VDI-Wärmeatlas ermittelt. Da die Konzentration von SO_2 im Abgas im Vergleich zu CO_2 und H_2O sehr gering ist, wurde der CO_2 Partialdruck um den des SO_2 erhöht.

Die Strahlraum-Austritts- und somit Feuerraum-Austrittstemperatur muss anschließend, aufgrund der Temperaturabhängigkeit der Emissions- und Absorptionskoeffizienten iterativ errechnet werden.

7.2 Blokh-Modell

KED verwendet das Feuerraummodell von Blokh, welches in [8] detailliert beschrieben ist. Die von diesem Modell verwendeten Parameter können in drei Gruppen unterteilt werden:

- Geometrie und Anordnung: Heizoberfläche, Feuerraumvolumen, Schichtdicke, Austrittsquerschnitt und Art der Heizflächen
- Eigenschaften der Flamme und Brenneranordnung:
 - Ort der maximalen Wärmefreisetzung ($MMatr$): Diese halbempirische Größe errechnet sich aus einem Kennwert des verwendeten Brennstoffs und einer mit den Brennstoffmassenströmen gewichteter Anordnung der Brenneröffnungen über die Feuerraumhöhe. Wärmeeffektivität des Brennstoffs ($PsiMatr$): Diese dimensionslose Größe charakterisiert die Verschmutzung des Feuerraums und ist daher stark vom verfeuerten Brennstoff bzw. dessen Verschmutzungsneigung abhängig. Der Wert dieser Größe wurde auf Basis der Berechnungen des Kesselherstellers kalibriert.
 - Wärmestrahlungskoeffizient ($yb-Matr$): Mit diesem Wert kann die Flammenstrahlung an das nächste Element vermindert werden. Zum Beispiel kann durch starke Staub- und Aschebeladung die Flammstrahlung abgeschwächt werden.
- Ergänzende Größen: Feuerungsverlust, Schlackentemperatur, eintretende Falschluff, Druckverlust, Flugstaubanteil.

Da für die Feuerraumbilanz keine Messwerte zur Verfügung stehen, wurde die Berechnung anhand von Volllastrechnungen des Kesselherstellers für Kohle und für Erdgas kalibriert. In den Mindestlastfällen wurde zudem die Abschaltung der untersten Brennebene durch eine Anpassung des $MMatr$ -Parameters berücksichtigt.

7.3 Vergleich der Feuerraummodelle

Abbildung 34 zeigt die Feuerraum-Austrittsparameter des KED-Modells als auch die des Flammraum-Strahlraum-Modells. Es zeigt, dass die berechneten Feuerraum-Austrittstemperaturen gut übereinstimmen. Der größte Unterschied tritt im Erdgas-Mindestlastfall auf. In diesem Lastfall ist eventuell die Annahme des Flammraum-Strahlraum-Modells, dass die Flamme den gesamten Feuerraum ausfüllt, nicht mehr zulässig. Da die Abweichungen aber innerhalb der für Feuerraum Berechnungen üblichen Grenzen liegen und der Lastfall keine große Bedeutung hat, wurde auf eine genauere Untersuchung verzichtet.

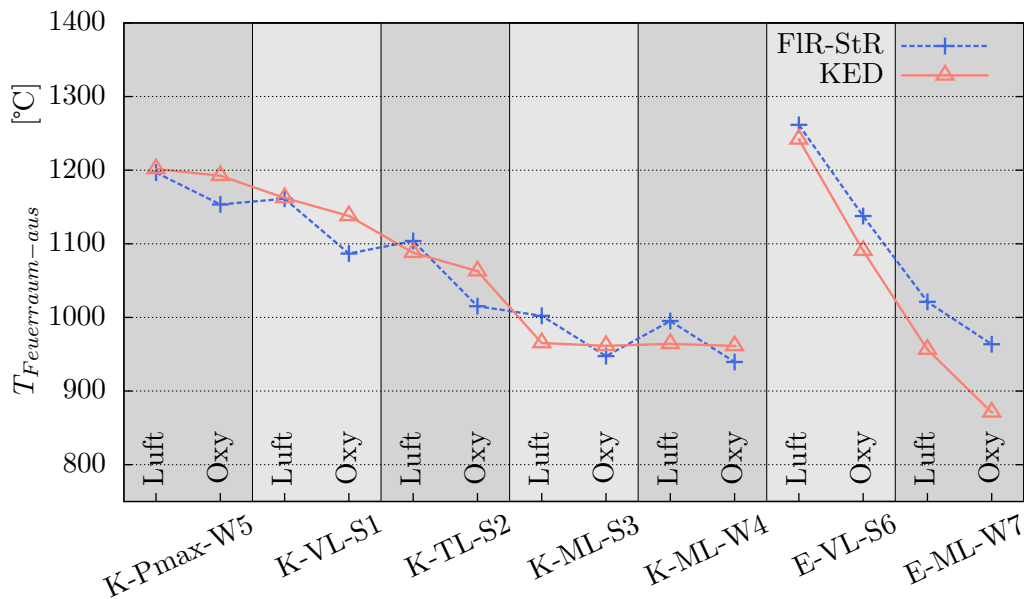


Abbildung 34: Vergleich $T_{\text{Feuerraum-aus}}$ zwischen KED und FIR-StR

Mit diesen Vergleichsrechnungen konnte belegt werden, dass die mit KED-Blokh berechnete Charakteristik des Feuerraums ähnlich des in Mitteleuropa besser bekannten Flammraum-Strahlraum-Modells ist.

Mit dem Flammraum-Strahlraum-Modell konnten wiederum Sensibilitätsanalysen hinsichtlich des Wärmeübergangs durch Strahlung durchgeführt werden. Motivation der Sensibilitätsanalyse war, dass in machen Oxyfuel-Betriebszuständen, der CO_2 -Partialdruck außerhalb des durch Messungen abgedeckten Bereiche der Berechnungsmethoden für ϵ_{CO_2} liegt. Es konnte gezeigt werden, dass in den Kohlefällen eine Variation von ϵ_{CO_2} um $\pm 20\%$ Variationen in der FR-Austrittstemperatur von $\pm 23^\circ\text{C}$ erzeugten. Im Erdgasfall ist der Einfluss etwas stärker.

Bei der Bestimmung von Metalltemperaturen für die Festigkeitsberechnung und der Dimensionierung von Einspritzkühlern gehen Kesselbauer üblicherweise von Extremfällen sowohl mit extrem stark verschmutzter als auch sauberer Brennkammer aus. Die sich ergebenden Variationen für die Feuerraumendtemperatur liegen wesentlich höher als die maximal zufolge von Unsicherheiten in der CO_2 -Strahlung zu erwartenden Variationen.

In allen Fällen kann das abweichende Feuerraum-Verhalten im Rahmen der Auslegungssreserven der Einspritzkühler gehalten werden. Darüber hinaus steht mit der Rauchgasrezirkulation im Oxyfuel-Betrieb ein weiterer Freiheitsgrad zur Regulation der Feuerraum-Austrittstemperatur zur Verfügung.

8 Ergebnis der Simulationsrechnungen

In dem folgenden Abschnitt werden die Ergebnisse der KED-Simulationsrechnungen für die unter Abschnitt 2.2 definierten Lastfälle für Luft- und Oxyfuel-Betrieb diskutiert. Der Schwerpunkt der Analyse wird aber auf den Lastfall K-Pmax-W5 gelegt, der als Kohle-Volllast-Betriebsfall ohne Fremddampfeinbringung der repräsentativste Lastfall ist.

8.1 Adiabate Feuerraumtemperatur

Wird ein Kessel auf Oxyfuelbetrieb dimensioniert, ergeben sich auf Grund der höheren spezifischen Wärmekapazität und der höheren Dichte der Rauchgase kleinere Abmessungen als bei einer konventionellen Auslegung. Dabei wird die Rauchgasrezirkulation auf eine dem Luftbetrieb vergleichbare adiabate Feuerraumtemperatur eingestellt. Bei einem Retrofit ist der Kesselquerschnitt jedoch unveränderlich. Um die Wärmeaufnahme in allen konvektiven Heizflächen ohne wesentliche Änderungen derselben sicherzustellen, ist daher eine höhere Rauchgasrezirkulationsrate erforderlich. Die daraus resultierende stärkere Kühlung der Flamme lässt eine niedrigere adiabate Feuerraumtemperatur erwarten.

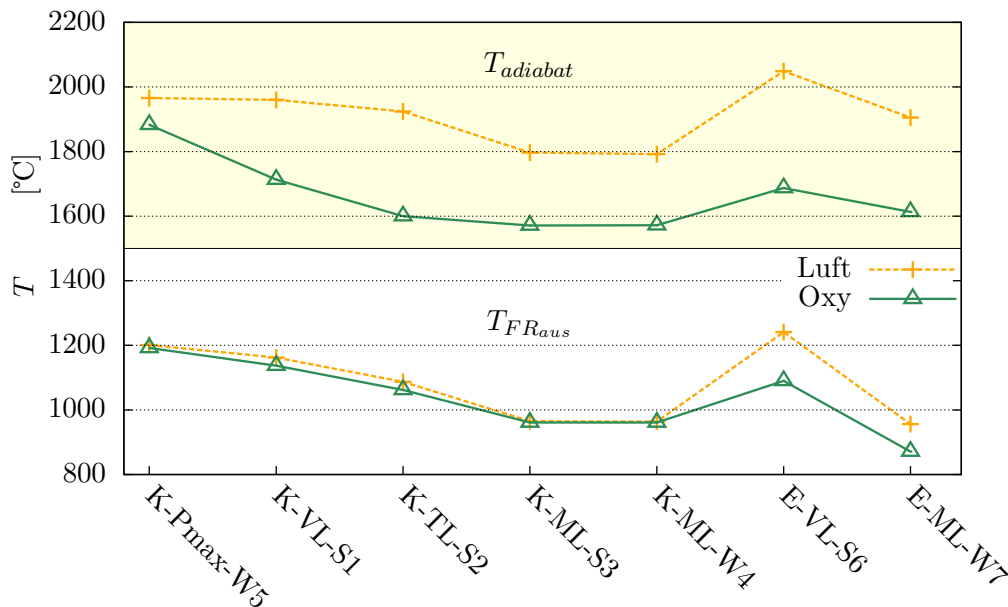


Abbildung 35: Adiabate Feuerraum- und Feuerraumaustrittstemperaturen

In Abbildung 35 sind für alle sieben Lastfälle die adiabaten Feuerraumtemperaturen sowie die Feuerraumaustrittstemperaturen dargestellt. In dieser Abbildung stechen zwei Ergebnisse hervor:

- Die adiabate Feuerraumtemperatur im Oxyfuel-Betrieb ist, mit Ausnahme des Lastfalls K-Pmax-W5, immer um 200 bis 300 °C geringer als im entsprechenden Luftfall.
- In den Kohle-Lastfällen unterscheidet sich die Feuerraumaustrittstemperatur im Oxyfuel-Betrieb kaum von den Werten des entsprechenden Luftfalls. In den Erdgas-Fällen ist die Oxyfuel-Feuerraumaustrittstemperatur jedoch etwas geringer.

Für diese Resultate gibt es schlüssige wärmetechnische Erklärungen: Das Auslegungskriterium für den Retrofit-Fall war das Erreichen einer gleichen HZÜ-Temperatur. Man möchte daher im Retrofit-Fall immer eine ähnliche Verteilung der Wärmeaufnahmen in den Heizflächen haben. Eine exakte Übereinstimmung ist natürlich nicht möglich, aber in erster

Näherung bedeutet *gleiche HZÜ-Temperatur auch in etwa gleiche Wärmeaufnahme im Feuerraum*. Da bei einer Feuerung mit Kohle der Global-Strahlungskoeffizient der Flamme sich nicht stark ändert (dominiert durch Flammen- und Staubstrahlung), dürften auch die mittlere Flammen- und somit Feuerraum-Endtemperatur nicht zu stark von einander abweichen. Die in etwa gleiche Wärmeaufnahme im Verdampfer im Oxyfuel-Fall ergibt eine aus den höheren CO_2 - und H_2O -Konzentrationen resultierende, um 12% höhere spezifische Wärmekapazität des Rauchgases. Trotz geringfügig niedrigerem Rauchgasmassenstrom kann im Oxyfuel-Fall die Wärmebilanz rauchgasseitig mit einem wesentlich geringeren ΔT zwischen adiabater Feuerraum- und Feuerraum-Austrittstemperatur geschlossen werden. Die größeren Unterschiede im Gasfall erklären sich dadurch, dass durch die nicht vorhandene Ruß- und Staubstrahlung, die höheren CO_2 - und H_2O -Konzentrationen einen stärkeren Einfluss auf den Wärmeübergang haben. Da die Emissivität der Flamme im Oxyfuel-Fall höher ist, muss bei dem Kriterium „in etwa gleiche Wärmeaufnahme“ logischerweise die Feuerraum-Austrittstemperatur sinken.

Der geringere Temperaturunterschied im Lastfall K-Pmax-W5 erklärt sich dadurch, dass dies der einzige Lastfall ohne Fremddampf in der Zwischenüberhitzung ist. Im Vergleichsluftfall ist die Einspritzung in der Zwischenüberhitzung relativ hoch und wurde im Oxyfuel-Fall auf null reduziert. In diesem Lastfall wurde das Kriterium für die Rezirkulation im Oxyfuel-Fall etwas entschärft. Dadurch sinkt die Temperaturdifferenz zwischen adiabater Temperatur im Luft- und Oxyfuel-Fall.

8.2 Diskussion der Ergebnisse für K-Pmax-W5

Der Lastfall K-Pmax-W5 ist für den Vergleich zwischen Luft- und Oxyfuelbetrieb aus zwei Gründen interessant. Zum ersten ist dieser Lastfall jener mit der maximalen Feuerungswärmeleistung und daher für viele Komponenten des Rauchgasweges der dimensionierende Lastfall. Zweitens repräsentiert dieser Lastfall aufgrund der fehlenden Fremddampfeinbringung ein Standard-Steinkohle-Kraftwerk der betrachteten Leistungsklasse.

Abbildung 36 zeigt die prozentualen Wärmeaufnahmen in den Heizflächen. Durch die gewählten Rezirkulationsparameter kommt es zu einer leichten Verschiebung der Wärmeaufnahme in die ersten Konvektivheizflächen. Da diese Unterschiede aber nicht durch eine höhere Rauchgastemperatur, sondern durch einen verbesserten Wärmeübergang bei niedrigeren Temperaturen zurückzuführen sind, ist diese Wärmeverschiebung als unkritisch einzustufen. Eine höhere Rauchgastemperatur würde die Heizflächen-Materialien stärker belasten und in verstärkten Ascheanbackungen resultieren. Wie in Abbildung 37 dargestellt bleiben die Rauchgastemperaturen im Oxyfuel-Betrieb im Bereich der Druckteilheizflächen immer unter den entsprechenden Werten des Luftbetriebs. Wie schon in Abschnitt 5.1 ausgeführt, ist keine signifikante Erhöhung der Materialtemperaturen zu erwarten.

Das etwas überraschende Resultat, eine gleiche Wärmeaufnahme bei geringerem Rauchgasmassenstrom, wird durch Tabelle 14 erklärt: Durch die geänderte Rauchgaszusammensetzung der Oxyfuel-Rauchgase bleibt trotz eines niedrigeren Rauchgasmassenstroms der Gesamtenthalpiestrom am Feuerraum-Austritt in etwa gleich. Zusätzlich ist in Tabelle 14 der Wärmeübergangskoeffizient im unteren Abschnitt des Zwischenüberhitzers 2 angegeben. Der Wärmeübergangskoeffizient steigt um 34 % und gewährleistet trotz einer niedrigeren Rauchgastemperatur eine dem Luftbetrieb vergleichbare Wärmeaufnahme.

Der Frischdampfmassenstrom konnte im Oxyfuel-Betrieb um 1,4 % gesteigert werden. Die Wasser-Dampf-Temperaturen weichen dabei aber kaum von den Werten im Luftbetrieb ab. Um das in Abbildung 38 dargestellte Temperaturprofil zu erhalten, musste nur die Wasser-Einspritzung in den Hochdruck-Einspritzkühlern um 10 % erhöht werden. Der Freiheitsgrad der Rauchgasrezirkulation erlaubte die Reduktion der ZÜ-Einspritzkühlung auf 0 kg/s. Im Zwischenüberhitzer 1 muss daher etwas weniger Wärme übertragen wer-

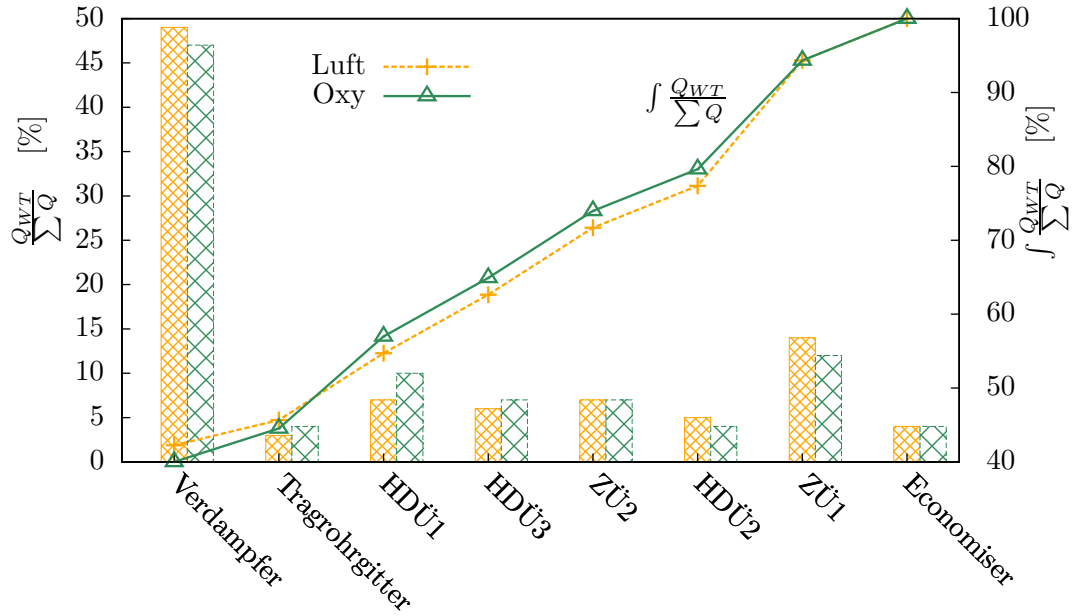


Abbildung 36: Wärmeaufnahme in den Heizflächen

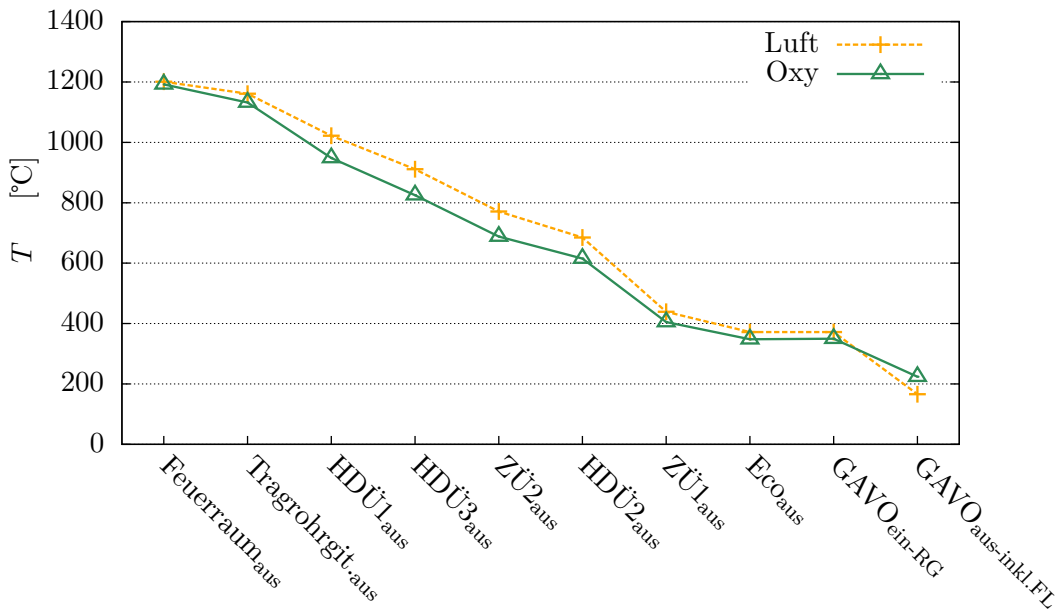


Abbildung 37: Rauchgastemperaturen in K-Pmax-W5

Tabelle 14: Rauchgasmassen-, Enthalpiestrom und Wärmeübergangskoeffizient

		K-Pmax-W5		
		Luft	$\frac{Oxy-Luft}{Luft}$	Oxy
Massenstrom _{FR-aus}	kg/s	368,0	↘ -12 %	323,5
Enthalpiestrom _{FR-aus}	MW	526,3	0 %	525,5
Wärmeübergangskoeffizient _{ZÜ2-außen}	W/m²K	77,9	↗ +34 %	104,5

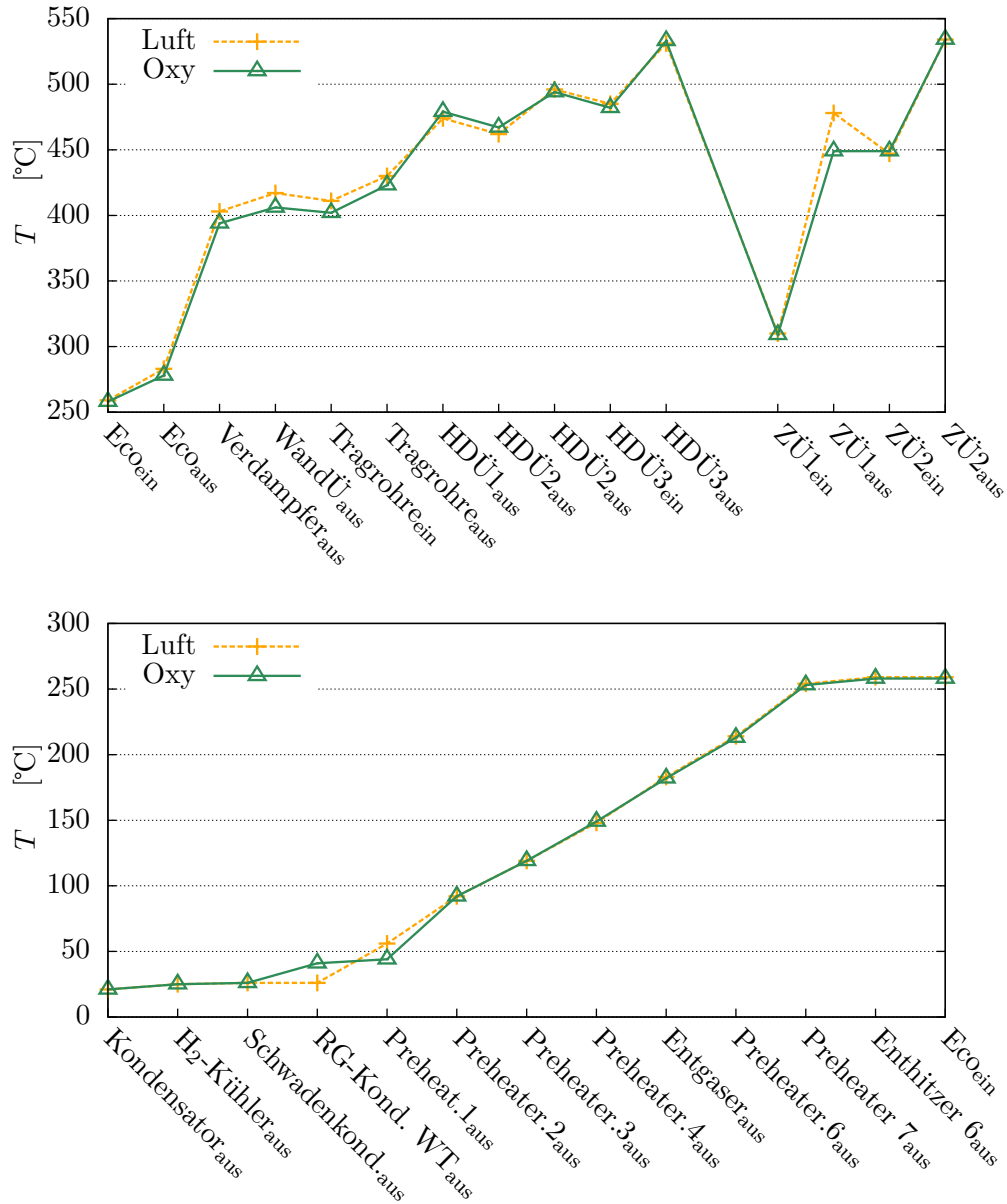


Abbildung 38: Wasser-Dampf-Temperaturen für K-Pmax-W5

den, um die geforderten Dampfparameter zu erreichen. Da das in der ZÜ eingespritzte Wasser in der HD-Turbine keine Arbeit verrichtet, wirkt sich diese Maßnahme positiv auf den Dampferzeuger Wirkungsgrad aus. Eine weitere Wirkungsgradsteigerung ist auf den Entfall der dampfbeheizten Luftvorwärmung zurückzuführen. Der für die Verbrennung notwendige Sauerstoffmassenstrom wird nicht vorgewärmt.²⁰

In Tabelle 15 werden die wichtigsten Ergebnisse für den Lastfall K-Pmax-W5 zusammengefasst. Eines der herausstechenden Ergebnisse ist, dass trotz einer Steigerung der Brutto-Generatorleistung um 2 % die Netto-Leistung um über 23 % geringer ausfällt. Aufgrund der identen Eingangsparameter ist diese Reduktion einzig auf den hohen Eigenbedarf der zusätzlichen Prozesse LZA, CO₂-CPU und des Rauchgasrezirkulationsgebläses zurückzuführen. Der thermische Wirkungsgrad der Kraftwerks sinkt dadurch um 25 % auf 31 %.

Ein Ziel des Oxyfuel-Prozesses, das Erreichen einer möglichst hohen CO₂-Konzentration

²⁰Details sind in Abschnitt 5.6 ausgeführt.

Tabelle 15: Ergebnisse für K-Pmax-W5

		Luft	Oxyfuel
Kohlemassenstrom	kg/s	33,31	33,31
Gasmassenstrom	kg/s	0	0
adiabate Feuerungstemperatur	°C	1966,66	1883,51
Luft-/Sauerstoffzahl	-	1,25	1,25
Frischlufmassenstrom	kg/s	345,36	0
Sauerstoffmassenstrom	kg/s	0	69,5
RG-Massenstrom aus Feuerraum	°C	367,99	323,55
Rezirkulationsmassenstrom (Oxyfuel)	kg/s	0	238,94
Feuerraum Austrittstemperatur	°C	1201,71	1192,46
RG-GAVO-ein	°C	372,75	350,28
RG-GAVO aus (inkl. Falschluf)	°C	166,96	224,67
Rezi/Luft GAVO ein	°C	75	141,45
Rezi/Luft GAVO aus	°C	340,26	336,17
zusätzliche H ₂ O Einspritzung (v. Vorfilter)	kg/s	0	4,29
Vorfilter-Eintritt	°C	166,95	170,03
REA-aus (Rezi)	°C	104,32	130,9
Fremddampf-Einbringung kalte ZÜ	kg/s	0	0
Frischdampf	kg/s	274,6	278,5
heiße ZÜ Austritt	kg/s	254,87	251,72
HD-Einspritzung	kg/s	14,69	16,2
ZD-Einspritzung	kg/s	6,84	0
Bruttogeneratorleistung	MW	350,99	358,17
spez. Energiebedarf LZA	kWh/t	0	200
Luftzerlegungsanlage-Eigenbedarf	MW	0	50,04
spez. Energiebedarf CO ₂ -CPU	MJ/kg	0	0,44
CO ₂ -CPU	MW	0	41,87
Eigenbedarf konventionell	MW	12,83	12,83
Nettoleistung	MW	338,17	250,55
thermischer Wirkungsgrad	%	41,78	30,96

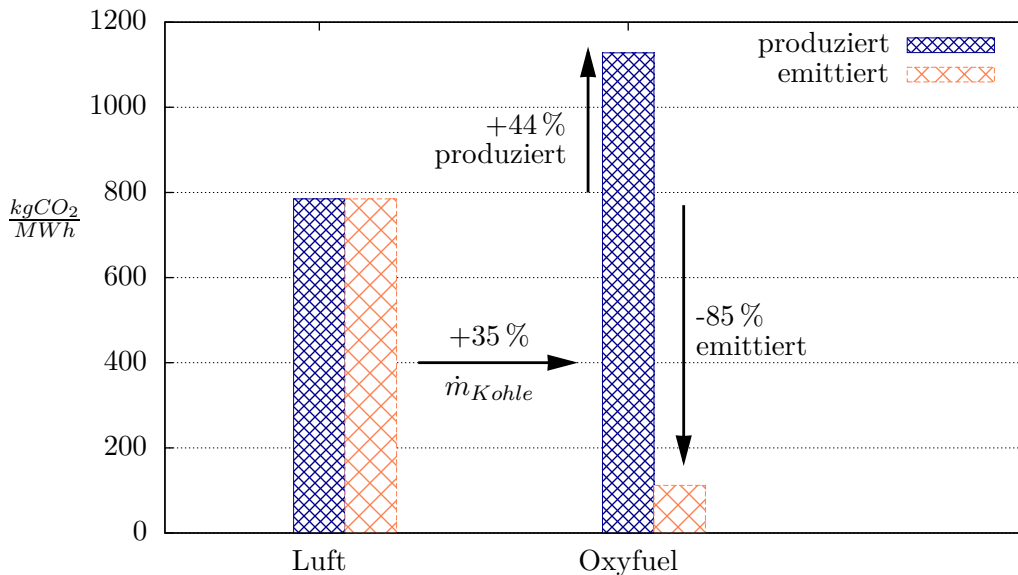
im Abgas, wird in der Umrüstung erreicht, siehe Tabelle 16. Die CO₂-Konzentrationen im getrockneten Abgas entsprechen den Erwartungen aus anderen Studien [46]. Auffällig ist der hohe Restsauerstoff-Gehalt in den Abgasen, der unter anderem durch den nicht mehr dem Stand der Technik entsprechenden Sauerstoffüberschuß bei der Verbrennung verursacht wird. Sofern eine Nutzung des CO₂-Produktstroms für Enhanced Oil Recovery angedacht ist, muss der Restsauerstoffgehalt fast vollständig entfernt werden. Oxyfuel-Prozessstudien, die auf einer modernen Feuerungstechnik aufbauen [43], erreichen CO₂-Reinheiten nach Trocknung von etwa 89 Mass%.

Im Vergleich zu einem konventionellen Prozess sind die spezifischen CO₂-Emissionen ein wichtiger Parameter. Sie sollen durch den Einsatz dieser Technologie reduziert werden. Abbildung 39 zeigt, dass aufgrund des niedrigeren Prozesswirkungsgrades die spezifischen CO₂-Emissionen im Oxyfuel-Prozess gegenüber dem Luftbetrieb von 785 kg/MWh um 44 % auf über 1129 kg/MWh ansteigen. Von diesen CO₂-Emissionen werden jedoch 90 % einer geologischen Speicherung zugeführt. Die atmosphärischen CO₂-Emissionen sinken daher um ca. 85 % gegenüber dem Luftbetrieb auf 113 kg/MWh. Die Bilanzgrenze für diese Betrachtung stellt allerdings der Kraftwerkszaun dar. Der Energieaufwand für den Transport zur und für das Einpressen in die Lagerstätte ist nicht berücksichtigt. Des Weiteren können

Tabelle 16: Abgaszusammensetzung vor Kamin/CO₂-CPU für K-Pmax-W5

		Luft	Oxyfuel
N ₂	Mass%	68,4	7,7
CO ₂	Mass%	18,3	82,4
H ₂ O	Mass%	6,5	0,7
O ₂	Mass%	5,7	6,1
Ar	Mass%	1,2	3,0

auch keine Richtwerte für die CO₂-Austritte während dieser Vorgänge angegeben werden. Einen Richtwert für die Änderung der Stromgestehungskosten gibt die Änderung des spezifischen Brennstoffeinsatzes wieder.²¹ Soll ein nach dem Oxyfuel-Prozess betriebenes Kraftwerk die gleiche Nettoleistung erbringen wie ein konventionelles „Luft“-Kraftwerk, muss der Brennstoffeinsatz um 35 % erhöht werden. Diese Kosten sind gemeinsam mit den Investitionskosten den Marktpreisen für CO₂-Emissionszertifikate gegenüberzustellen.

Abbildung 39: Spezifische CO₂-Emissionen und Brennstoffeinsatz für K-Pmax-W5

8.3 Diskussion der übrigen Lastfälle

Die Lastfälle, in denen Fremddampf in die kalte Zwischenüberhitzung eingebracht wird, sind vor allem für den Kraftwerksbetreiber interessant. Durch die Erhöhung des Dampfmassenstroms im Zwischenüberhitzer besteht die Gefahr, dass die gewünschten Dampfparameter im Oxyfuel-Betrieb nicht mehr erreicht werden. Über die Rauchgasrezirkulation konnte aber in den wichtigsten Lastfällen die Abweichung der HZÜ-Temperatur von den Werten des Luftbetriebs innerhalb eines Intervalls von 4 °C gehalten werden. Einzig in den Kohle-Mindestlastfällen K-ML-S3 und K-ML-W4 sinkt die HZÜ-Temperatur um bis zu 21 °C. Aufgrund der geringen Bedeutung dieser Lastfälle wurde dieser Umstand jedoch nicht weiter untersucht. Auch bei Erdgasfeuerung konnte mit Hilfe der Rauchgasrezirkulation eine ausgeglichene Wärmebilanz erzielt werden. Muss bei einer Störung der Bekohlung

²¹Der spezifische Brennstoffeinsatz wird als relative Vergleichsgröße, proportional zu n_{th}^{-1} , definiert.

auf den Brennstoff Erdgas gewechselt werden, können daher die CO₂-Abscheideanlagen weiter betrieben werden. In den Tabellen 17 bis 19 sind die wichtigsten Ergebnisse dieser Lastfälle zusammengefasst. Die elektrische Nettoleistung sinkt in allen betrachteten Lastfällen zwischen 20 und 25 %.

Für weiterführende Studien werden im Anhang A detaillierte Berechnungsergebnisse für alle Lastfälle zur Verfügung gestellt.

Tabelle 17: Ergebnisse für K-VL-S1 und K-TL-S2

		K-VL-S1		K-TL-S2	
		Luft	Oxyfuel	Luft	Oxyfuel
Kohlemassenstrom	kg/s	29,48	29,48	23,58	23,58
Gasmassenstrom	kg/s	0	0	0	0
adiabate Feuerungstemperatur	°C	1960,9	1713,0	1924,1	1600,8
Luft-/Sauerstoffzahl	-	1,25	1,25	1,27	1,27
Frischlufmassenstrom	kg/s	303,4	0	243,1	0
Sauerstoffmassenstrom	kg/s	0	60,8	0	48,5
RG-Massenstrom aus Feuerraum	°C	325,7	322,3	264,3	278,6
Rezirkulationsmassenstrom (Oxyfuel)	kg/s	0	249,9	0	219,8
Feuerraum Austrittstemperatur	°C	1162,3	1137,8	1088,0	1062,9
RG-GAVO-ein	°C	368,3	356,3	352,8	346,3
RG-GAVO aus (inkl. Falschluf)	°C	169,0	224,3	170,6	227,1
Rezi/Luft GAVO ein	°C	75,0	140,8	75,0	140,0
Rezi/Luft GAVO aus	°C	339,8	340,7	331,1	334,8
zusätzliche H ₂ O Einspritzung (v. Vorfilter)	kg/s	0	4,4	0	3,3
Vorfilter-Eintritt	°C	169,0	170,1	170,6	170,0
REA-aus (Rezi)	°C	98,5	130,3	88,0	130,3
Fremddampf-Einbringung kalte ZÜ	kg/s	36,0	36,0	36,0	36,0
Frischdampf	kg/s	245,5	243,2	191,9	188,0
heiße ZÜ Austritt	kg/s	257,8	255,5	210,1	206,6
HD-Einspritzung	kg/s	14,7	13,3	14,7	14,7
ZD-Einspritzung	kg/s	0,3	0	0	0
Bruttogeneratorleistung	MW	347,4	350,8	280,2	282,1
spez. Energiebedarf LZA	kWh/t	0	250,0	0	250,0
Luftzerlegungsanlage-Eigenbedarf	MW	0	42,3	0	33,7
spez. Energiebedarf CO ₂ -CPU	MJ/kg	0	0,4	0	0,4
CO ₂ -CPU	MW	0	37,3	0	30,9
Eigenbedarf konventionell	MW	11,5	11,5	9,5	9,5
Nettoleistung	MW	335,9	244,4	270,7	195,9
exergetischer Wirkungsgrad	%	44,1	32,1	43,7	31,6

Tabelle 18: Ergebnisse für K-ML-S3 und K-ML-W4

		K-ML-S3		K-ML-W4	
		Luft	Oxyfuel	Luft	Oxyfuel
Kohlemassenstrom	kg/s	16,8	16,8	16,8	16,8
Gasmassenstrom	kg/s	0	0	0	0
adiabate Feuerungstemperatur	°C	1797,8	1571,6	1792,1	1572,2
Luft-/Sauerstoffzahl	-	1,40	1,40	1,40	1,40
Frischlufmassenstrom	kg/s	187,7	0	187,8	0
Sauerstoffmassenstrom	kg/s	0	35,4	0	35,4
RG-Massenstrom aus Feuerraum	°C	205,9	207,1	205,9	207,0
Rezirkulationsmassenstrom (Oxyfuel)	kg/s	0	164,2	0	164,1
Feuerraum Austrittstemperatur	°C	965,2	961,4	964,2	961,2
RG-GAVO-ein	°C	343,1	325,5	331,3	323,1
RG-GAVO aus (inkl. Falschluf)	°C	165,9	210,7	160,9	209,6
Rezi/Luft GAVO ein	°C	75,0	139,0	75,0	139,0
Rezi/Luft GAVO aus	°C	323,4	314,0	312,0	311,8
zusätzliche H ₂ O Einspritzung (v. Vorfilter)	kg/s	0	0,8	0	1,0
Vorfilter-Eintritt	°C	165,9	170,0	160,9	170,0
REA-aus (Rezi)	°C	88,0	130,3	87,9	130,5
Fremddampf-Einbringung kalte ZÜ	kg/s	36,0	36,0	26,1	26,1
Frischdampf	kg/s	131,8	133,5	133,2	132,8
heiße ZÜ Austritt	kg/s	156,2	157,8	147,8	147,5
HD-Einspritzung	kg/s	14,7	5,0	5,0	5,0
ZD-Einspritzung	kg/s	0	0	0	0
Bruttogeneratorleistung	MW	204,5	205,5	193,0	196,0
spez. Energiebedarf LZA	kWh/t	0	250,0	0	250,0
Luftzerlegungsanlage-Eigenbedarf	MW	0	24,6	0	24,6
spez. Energiebedarf CO ₂ -CPU	MJ/kg	0	0,4	0	0,4
CO ₂ -CPU	MW	0	24,0	0	24,0
Eigenbedarf konventionell	MW	7,4	7,4	7,3	7,3
Nettoleistung	MW	197,1	141,1	185,7	131,6
exergetischer Wirkungsgrad	%	43,4	31,0	42,0	29,8

Tabelle 19: Ergebnisse für E-VL-S6 und E-ML-W7

		E-VL-S6		E-ML-W7	
		Luft	Oxyfuel	Luft	Oxyfuel
Kohlemassenstrom	kg/s	0	0	0	0
Gasmassenstrom	kg/s	14,73	14,73	6,9	6,9
adiabate Feuerungstemperatur	°C	2050,0	1687,7	1905,8	1613,3
Luft-/Sauerstoffzahl	-	1,10	1,10	1,20	1,20
Frischlufmassenstrom	kg/s	283,0	0	138,8	0
Sauerstoffmassenstrom	kg/s	0	60,6	0	28,5
RG-Massenstrom aus Feuerraum	°C	291,9	286,5	148,4	145,8
Rezirkulationsmassenstrom (Oxyfuel)	kg/s	0	224,5	0	115,1
Feuerraum Austrittstemperatur	°C	1241,8	1090,6	956,4	871,0
RG-GAVO-ein	°C	355,5	352,9	302,3	305,1
RG-GAVO aus (inkl. Falschluf)	°C	148,2	239,7	133,8	220,2
Rezi/Luft GAVO ein	°C	65,0	181,6	65,0	178,5
Rezi/Luft GAVO aus	°C	321,6	336,3	280,7	295,3
zusätzliche H ₂ O Einspritzung (v. Vorfilter)	kg/s	0	10,9	0	3,8
Vorfilter-Eintritt	°C	148,2	170,1	133,8	170,0
REA-aus (Rezi)	°C	148,2	170,1	133,7	170,0
Fremddampf-Einbringung kalte ZÜ	kg/s	36,0	36,0	0,0	0,0
Frischdampf	kg/s	250,9	246,5	109,4	107,9
heiße ZÜ Austritt	kg/s	262,3	258,4	100,5	99,2
HD-Einspritzung	kg/s	5,5	5,4	1,2	1,2
ZD-Einspritzung	kg/s	0	0	0	0
Bruttogeneratorleistung	MW	349,7	348,6	136,8	137,4
spez. Energiebedarf LZA	kWh/t	0	250,0	0	250,0
Luftzerlegungsanlage-Eigenbedarf	MW	0	42,1	0	19,8
spez. Energiebedarf CO ₂ -CPU	MJ/kg	0	0,4	0	0,4
CO ₂ -CPU	MW	0	24,5	0	14,3
Eigenbedarf konventionell	MW	7,4	7,4	4,2	4,2
Nettoleistung	MW	342,3	259,0	132,6	92,3
exergetischer Wirkungsgrad	%	45,2	34,2	39,8	27,7

9 Vergleich der Oxyfuel-Umrüstung mit einem Neubau-Kraftwerk

In den nächsten Jahren müssen große Teile des europäischen Kraftwerksparks erneuert bzw. um zusätzliche Kapazitäten erweitert werden. Im Folgenden sollen daher die zusätzlichen Möglichkeiten ausgeführt werden, die ein Oxyfuel-Kraftwerksneubau im Vergleich zu einer Umrüstung bieten würde.

In einem Neubaukraftwerk kann durch den Einsatz einer modernen Feuerung eine bessere Verteilung des Kohlenstaubs auf die einzelnen Brenner sichergestellt werden. Folglich kann der für einen vollständigen Ausbrand notwendige Sauerstoffüberschuß auf unter 15 % abgesenkt werden. Im Vergleich zu den in dieser Umrüststudie eingestellten 25 % Sauerstoffüberschuß reduziert sich dadurch der Eigenbedarf von LZA und CO₂-CPU. Die Leistungsaufnahme der LZA sinkt um 8 %, da der von ihr bereitzustellende Sauerstoffmassenstrom um den gleichen Wert absinkt. Auf die CO₂-CPU wirkt sich der reduzierte Restsauerstoffgehalt des Abgases in gleicher Weise aus.

Von der in anderen Studien [30] [43] vorgeschlagenen Integrationsmöglichkeit von Verdichterabwärme aus LZA und CO₂-CPU in den Dampfkraftprozess wird nur ein sehr beschränktes Verbesserungspotential erwartet, da im Oxyfuel-Prozess im Rahmen der Rauchgaskondensation schon viel Niedertemperaturwärme anfällt. Eine Integration würde auch einen erhöhten apparatetechnischen Aufwand erfordern, somit sind Wirkungsgradverbesserungen eher über eine Optimierung der Verdichterrückkühlungen zu erreichen.

Eine Verbesserung des Gesamtprozesses ist durch den Einsatz von Kondensationsdampfturbinen zum Antrieb der Verdichter in LZA und CO₂-CPU zu erzielen. Abgesehen von exergetischen Vorteilen dieser Variante kann der Kraftwerksgenerator auf eine kleinere Leistung ausgelegt werden. Eine zur Deckung des Dampf-Eigenbedarfs erhöhte Feuerungsleistung führt darüber hinaus zu einer besseren Ausnutzung des Abscheidepotenzials des Oxyfuel-Prozesses.

Ein Kraftwerksneubau bietet aber auch neue Möglichkeiten der Prozessführung: Der unveränderliche Kesselquerschnitt des bestehenden Kessels erfordert eine relativ hohe Rezirkulationsrate, um den Wärmeübergang in den konvektiven Heizflächen sicherzustellen (siehe Kapitel 8). Durch eine Verminderung des Kesselquerschnitts kann in einem Neubau die adiabate Feuerraumtemperatur auf eine dem Luftbetrieb vergleichbare Temperatur eingestellt werden, ohne die grundlegende Konzeption mit Strahlungs- und Konvektivheizflächen zu verändern. [21] gibt für einen mit Trockenbraunkohle befeuerten Oxyfuel-Dampferzeuger einen gegenüber einem leistungsgleichen luftgefeuerten um 23 % verringerten Brennkammerquerschnitt an. Eine verringerte Rezirkulationsrate reduziert somit nicht nur den Eigenbedarf der Rezirkulationsgebläse, sondern ermöglicht auch Einsparungen an teuren Druckteilheizflächen. Durch eine Verschiebung der Wärmeaufnahme in den Feuerraum ist eine weitere Verminderung der Rezirkulationsrate festzustellen [7], das Regelverhalten dieses Konzepts und die Anwendbarkeit auf große Einheitsleistungen sind jedoch noch nicht erprobt. Eine weitere Reduktion des Rezirkulationsbedarfs könnte der Übergang von einer trockenentaschten Brennkammer zu einer Schmelzkammerfeuerung bringen. Eine Schmelzkammerfeuerung wird auf eine höhere Feuerraum-Temperatur ausgelegt, um einen flüssigen Ascheabzug zu gewährleisten. Schmelzkammerfeuerungen werden derzeit vor allem zur Verfeuerung von niedrigflüchtigen Kohlen mit einem hohen Aschegehalt eingesetzt. [50] führt hohe NO_x-Emissionen (1000-1500 mg/m³), eine tendenziell geringere Verfügbarkeit und höhere Anforderungen an die Betriebsführung als Nachteile dieser Brennkammer-Bauart an. Im Oxyfuel-Betrieb ist die NO_x-Bildung jedoch auf Brennstoff- und Promptes-NO_x beschränkt. Die NO_x-Emissionen würden daher wesentlich niedriger ausfallen. Der flüssige Ascheabzug vermindert die Anforderungen an die Staubabscheider vor einem Rezirkulationsabzweig, allerdings sind bedingt durch die höheren Verbrennungs-

temperaturen feinere Staubpartikel zu erwarten [2]. Eine weitere Möglichkeit zur Reduktion der Rezirkulationsrate bietet der Einsatz einer zirkulierenden Wirbelschichtfeuerung. Deren Bettmaterial wirkt als thermische Speichermasse und vermindert daher den Rezirkulationsbedarf [22]. Die großen Vorteile der zirkulierenden Wirbelschicht liegen aber in der Brennstoffaufbereitung und in den Möglichkeiten zur SO_2 -Reduktion. Im Abschnitt 5.4 wurde die Problematik der Brennstoffaufbereitung unter Oxyfuel-Bedingungen diskutiert. Bei einer Staubfeuerung mit direkter Brennstaubeinblasung steht die gesamte innere Bekohlung unter innerem Überdruck. Zwischen Kohlebunker und Mühle muss daher mit dem Austritt von Rezirkulationsgasen und somit auch großer CO_2 -Mengen gerechnet werden. In einer Wirbelschichtfeuerung wird der Brennstoff im Reaktor getrocknet, die Kohle muss daher nur gebrochen werden. Die Brennstoffförderung in den Reaktor kann über gasdichte Schleusen erfolgen. Große Vorteile ergeben sich durch die Möglichkeit, durch Zugabe von Kalkstein die Entschwefelung direkt im Wirbelschichtreaktor durchzuführen. In einem Temperaturbereich zwischen 750 und 950 °C ist eine Schwefelrückhaltung von mehr als 95 % erreichbar [2]. Neben geringen Anforderungen an die Anlagentechnik ermöglicht dieses Entschwefelungsverfahren mehr Freiheiten bei der Wahl des Rauchgas-Rezirkulationsabzweiges (siehe Abschnitt 6), da Einschränkungen durch korrosive Belastungen wirkungsvoll reduziert werden.

In einem konventionellen Kraftwerk müssen ca. 20 % der gesamten Investitionskosten für die Rauchgas-Reinigungseinrichtungen aufgewendet werden [3]. Diese Kosten sind direkt proportional dem zu behandelnden Rauchgasstrom. Speziell für Oxyfuel-Neubauanlagen gibt es daher Bestrebungen die Rauchgasreinigungseinrichtungen nur für den Abgasstrom auszulegen [32], der im Vergleich zu einer Luftfeuerung um 70 % kleiner ausfällt. In dieser Variante muss allerdings eine Heißgas-Entstaubung vorgesehen werden, um die erosive Belastung der Komponenten zu minimieren. Diesem Einsparungspotential sind somit die Notwendigkeit einer Heißgas-Entstaubung sowie der durch Aufkonzentration erhöhte Schwefelsäuretaupunkt gegenüber zustellen.

Ein Kraftwerksneubau bietet somit viele Freiheiten bezüglich der Prozessführung. Welche Variante das Zieldreieck einer hohen Verfügbarkeit, eines guten Prozess-Wirkungsgrades und einer guten CO_2 -Abscheidung am besten erfüllt, muss jedoch gesondert untersucht werden.

10 Zusammenfassung und Ausblick

Anhand eines 350 MW_{el} Kraftwerks wurde die Umrüstung eines konventionellen Kraftwerksprozesses auf den Oxyfuel-Prozess studiert. Durch die Kohleverbrennung mit reinem Sauerstoff können CO₂-Konzentrationen im Abgas von über 80 Mass% erreicht werden und nach einer kryogenen Aufreinigung einer geologischen Speicherung zugeführt werden.

Zunächst wurden die konstruktiven Voraussetzungen und Anforderungen dieser Prozessumstellung untersucht. Für quantitative Bewertungen wurde von dem gesamten Kraftwerksprozess – mit Hilfe der Simulationssoftware KED – ein numerisches Modell erstellt. Mit Hilfe dieses Modells konnte für die Kraftwerksnachrüstung eine optimale Oxyfuel-Prozessschaltung bestimmt werden. Für diese Prozessschaltung wurden, ebenso wie für die konventionelle Luftfeuerung in jeweils sieben Lastfällen detaillierte Leistungswerte berechnet. Besonderes Augenmerk wurde in der Simulation auf eine detaillierte Abbildung aller Heizflächen gelegt, um verlässliche Aussagen über das Wärmeübertragungsverhalten zu ermöglichen. Abschließend wurden die Ergebnisse der Simulationsrechnungen für die Kraftwerksnachrüstung den zusätzlichen Möglichkeiten gegenübergestellt, die ein Kraftwerksneubau bieten würde.

Die kryogene Luftzerlegungsanlage sowie die CO₂-Aufbereitungs- und Verdichtungsanlage können getrennt vom Kraftwerk aufgestellt werden und wurden daher nicht im Detail untersucht. Im Kraftwerksgebäude muss eine Rauchgasrezirkulation nachgerüstet werden, um vergleichbare Verbrennungstemperaturen zu erzielen. Zur Minimierung der korrosiven und erosiven Belastung der Kesselkomponenten wurde der Rezirkulationsabzweig stromabwärts der Rauchgasreinigungsanlagen angeordnet. Zusätzlich muss die Dichtheit des Dampferzeugers gegen das Eindringen von Umgebungsluft und gegen den Austritt von Rauchgas verbessert werden. Bedingt durch die hohe CO₂-Konzentration sämtlicher Rauch- und Rezirkulationsgase kommt der Abdichtung gegen Austritt hohe Bedeutung zu, damit die Prozessumstellung nicht zu einer Gefährdung des Betriebspersonals führt. Die Funktion der Brenner hinsichtlich Flammenstabilität und Ausbrand konnte in dieser Studie nicht detailliert untersucht werden. Es sei aber darauf hingewiesen, dass eine gleiche Ausbrandgüte wie im Luftbetrieb nicht näher spezifizierte Umrüstungen an den Brennern erfordern wird. Die korrosiven Auswirkungen der Oxyfuel-Rauchgase auf die Standfestigkeit und die maximalen Einsatztemperaturen der Heizflächen-Werkstoffe sind derzeit Gegenstand internationaler Forschungsprojekte und wurden in dieser Studie nicht berücksichtigt. Große Anforderungen stellt die Oxyfuel-Umrüstung an das Kühlsystem, da die zu bewältigende Kühllast um 40 % ansteigt. Am Kraftwerksstandort muss daher die Möglichkeit zur Installation eines zusätzlichen Kühlsystems vorhanden sein.

Eine Nutzung der höheren Abgastemperatur (nach GAVO) in einem zusätzlichen Wärmetauscher wurde in einer Variantenstudie untersucht. Es konnte jedoch nur eine geringe Verbesserung des Wirkungsgrades erzielt werden, die in Anbetracht eines hohen finanziellen und konstruktiven Aufwands den zusätzlichen Wärmetauscher nicht rechtfertigt. Zur Reduktion der Rauchgastemperatur auf die zulässigen Werte am Eintritt in die Rauchgasreinigung wurde daher eine Wasser-Einspritzung vorgesehen. Die gewählte Prozessschaltung ordnet alle Oxyfuel-spezifischen Komponenten separat an und bietet somit eine maximale Flexibilität hinsichtlich eines Luftbetriebs des Kraftwerks nach einer Umrüstung.

Die Ergebnisse der Simulationsrechnungen zeigen, dass mit Hilfe der Rauchgasrezirkulation in allen Lastfällen bei Kohle- und Erdgasfeuerung eine dem Luftbetrieb entsprechende Wärmebilanz erzielt werden kann. Obwohl eine leichte Wärmeverschiebung in die Konvektivheizflächen feststellbar ist, treten weder auf der Rauchgas- noch auf der Wasserdampf-Seite signifikante Temperaturunterschiede auf. Herausstechend ist, dass trotz eines um 12 % verminderten Rauchgasmassenstroms die gasseitigen Wärmeübertragungskoeffi-

zienten um über 30 % ansteigen. Die verbesserte Wärmeübertragung, die durch die hohen CO_2 - und H_2O -Konzentrationen bedingt ist, könnte bei einem auf Oxyfuel-Betrieb ausgelegten Kraftwerk die benötigte Heizfläche signifikant vermindern.

Weiters konnte durch das große Regelvermögen der Rauchgasrezirkulation die Wassereinspritzung in der Zwischenüberhitzung auf 0 kg/s reduziert werden. Der Dampferzeuger-Wirkungsgrad und somit die produzierte Dampfmenge konnten im Oxyfuel Betrieb leicht gesteigert werden. Dies ist auf den Entfall der dampfbeheizten Luftvorwärmung zurückzuführen. Die CO_2 -Konzentration des Abgases erreicht nach der Kondensation des Wasserdampfes einen Wert von 82 Mass% und erfordert eine nachträgliche Aufreinigung in einem kryogenen Prozess. Gemeinsam mit der Luftzerlegungsanlage ist diese CO_2 -Aufbereitung für den sehr hohen Eigenbedarf des Oxyfuel-Prozesses verantwortlich. Die Kraftwerksnettleistung vermindert sich daher in manchen Lastfällen um bis zu 30 %. Unter Annahme, dass im CO_2 -Aufreinigungsprozess 90 % des produzierten CO_2 -Massenstroms abgeschieden werden können, erreicht der Oxyfuel-Betrieb eine auf die produzierte elektrische Arbeit bezogene CO_2 -Emissionsreduzierung von 85 %. Bilanzgrenze ist allerdings der Kraftwerkszaun. CO_2 -Verluste beim und Energieaufwand für Transport und Einspeicherung sind in diesen Zahlen nicht berücksichtigt.

Unter den getroffenen Voraussetzungen und Vereinfachungen erscheint eine Umrüstung auf den Oxyfuel-Prozess technisch realisierbar. Der thermische Wirkungsgrad des untersuchten Kraftwerks sinkt im Oxyfuel-Betrieb von knapp 42 % auf 31 %.

Die zusätzlichen Möglichkeiten, die ein Oxyfuel-Neubaukraftwerk im Vergleich zu einer Umrüstung bieten würde, wurden rein qualitativ untersucht. Der Einsatz einer modernen Feuerungstechnik reduziert über einen geringeren Sauerstoffüberschuß bei der Verbrennung die Leistungsaufnahme von Luftzerlegungs- und CO_2 -Aufbereitungsanlage. Zusätzlich kann über eine höhere Prozessintegration dieser beiden Anlagen der Wirkungsgrad weiter verbessert werden. In jedem Fall resultiert eine Kraftwerksauslegung auf Oxyfuel-Betrieb – bedingt durch die höheren Wärmeübergangskoeffizienten – in einer kleineren Baugröße sämtlicher Wärmetauscher. Für ein Neubaukraftwerk vergleichbarer Anlagenleistung ist aber auch die Option einer zirkulierenden Wirbelschichtfeuerung zu untersuchen. Die verminderten Anforderungen an die Brennstoffaufbereitung sowie die Möglichkeit einer Rauchgasentschwefelung im Feuerraum könnten sich als entscheidende Vorteile erweisen.

Die errechneten Leistungseinbußen für die Oxyfuel-Umrüstung sind in einer ähnlichen Größenordnung wie sie von anderen Autoren für eine Kraftwerksumrüstung auf eine chemische Rauchgaswäsche zur CO_2 -Abtrennung errechnet wurden. Hinsichtlich der Verfügbarkeit der Kraftwerksanlage ist die Rauchgaswäsche dem Oxyfuel-Prozess etwas überlegen. Die Bereitstellung von elektrischer Energie kann mit einer praktisch unveränderten Verfügbarkeit des Grundkraftwerks gewährleistet werden. Treten in der CO_2 -Abtrennanlage Störungen auf, muss nur eine Klappe zum Schornstein geöffnet werden. Das primäre Interesse des Kraftwerksbetreibers, die Produktion elektrischer Energie, ist somit gesichert. Beim Oxyfuel-Prozess besteht nur bei einer Kraftwerksumrüstung die Möglichkeit des konventionellen Luft-Betriebs. Die chemische Rauchgaswäsche bietet die zusätzliche Möglichkeit, Abgase aus umliegenden Industrieanlagen ebenfalls zu verwerten.

Im Oxyfuel-Prozess müssen allerdings die Verwertungsmöglichkeiten der in der Luftzerlegungsanlage anfallenden Stoffströme berücksichtigt werden. Bei einer Sauerstoffkapazität von über 6000 t/a könnte die Anlagengröße ohne große Mehrkosten auf die Versorgung umliegender industrieller Abnehmer ausgelegt werden. Zusätzlich könnte die Nutzung der anfallenden hochkonzentrierten Stickstoffmenge in einem modifizierten Haber-Bosch-Verfahren zur Düngemittelherstellung genutzt werden. Des Weiteren können geringe Mengen an Stickstoff industriellen Prozessen als Schutzgas zur Verfügung gestellt werden. Die Entscheidung für einen bestimmten Technologiepfad muss daher neben tech-

nischen Aspekten und dem Investitionsaufwand auch die Verwertungsmöglichkeiten am Kraftwerksstandort berücksichtigen. Für einen erfolgreichen Oxyfuel-Kraftwerksbetrieb sind noch Untersuchungen zum dynamischen Verhalten des Gesamtsystems notwendig. Neben den Beschränkungen durch Luftzerlegungs- und CO₂-Aufbereitungsanlage, sind insbesondere die Rückwirkungen der Pipeline auf die Flexibilität des Kraftwerksbetriebs zu untersuchen.

Ein erfolgreicher Oxyfuel-Kraftwerksbetrieb ist allerdings erst möglich, wenn die gesamte CCS-Prozesskette erprobt ist und zuverlässig funktioniert. Hier ist insbesondere ein Konzept für den Abtransport des maximal anfallenden CO₂-Massenstroms und für die langfristige Ablagerung der gesamten im Lauf der Lebensdauer der Anlage anfallenden CO₂-Emissionen vorzulegen [55]. Denn die Möglichkeit zur CO₂-Abtrennung ist nur ein erster Schritt, der ohne zuverlässige und vor allem dichte Lagerstätten wirkungslos ist.

Neben der technischen Weiterentwicklung von Kraftwerksprozessen mit geringen atmosphärischen CO₂-Emissionen wird die zukünftige Anwendung dieser Technologie stark von den politischen und gesellschaftlichen Rahmenbedingungen abhängen.

Da entscheidende Glieder der CCS-Prozesskette noch nicht ausreichend erforscht sind, sollten parallel zur CCS-Forschung regenerative Energieumwandlungsverfahren intensiv weiter entwickelt werden. Diese Verfahren bieten nicht nur den Vorteil einer ausgeglichenen Treibhausgasbilanz, sondern reduzieren auch die Abhängigkeit von fossilen Brennstoffen.

11 Literatur

- [1] *FDBR-Handbuch Wärme- und Strömungstechnik*. Fachverband Dampfkessel-, Behälter- und Rohrleitungsbau, 1980.
- [2] ADRIAN, FRITZ, CHRISTIAN QUITTEK und EBERHARD WITTCHOW: *Fossil beheizte Dampfkraftwerke - Band 6 Handbuchreihe Energie*. Technischer Verlag Resch - Verlag TÜV Rheinland, 1986.
- [3] ALLERS, T., H. BINNEWIES, H. BREIDENBACH, D. CAPITAINÉ, C. FORTKORD, R. GROHE, W. HARPRECHT, P. PREUSSER, H. SCHOLTHOLT, F.J. SCHULENBERG, K. SCHWARZBACH, H.E. SIEKMANN, K. SPINDLER, W. TRASSL, W. URBACH, E. WEBER, H. WIEHN und W. ZERNA: *Strom aus Steinkohle*. Springer-Verlag Berlin Heidelberg New York, 1988.
- [4] ALLISON, I., N.L. BINDOFF, R.A. BINDSCHADLER, P.M. COX, N. DE NOBLET, M.H. ENGLAND, J.E. FRANCIS, N. GRUBER, A.M. HAYWOOD, D.J. KAROLY, G. KASER, C. LE QUÉRÉ, T.M. LENTON, M.E. MANN, B.I. MCNEIL, A.J. PITMAN, S. RAHMSTORF, E. RIGNOT, H.J. SCHELLNHUBER, S.H. SCHNEIDER, S.C. SHERWOOD, R.C.J. SOMERVILLE, K. STEFFEN, E.J. STEIG, M. VISBECK und A.J. WEAVER: *The Copenhagen Diagnosis – Updating the World on the Latest Climate Science*. Technischer Bericht, The University of New South Wales Climate Change Research Centre (CCRC), Sydney, Australia, 11 2009.
- [5] ALTMANN, HUBERTUS, UDO GADE und GEORG-NIKOLAUS STAMATELOPOULOS: *Herausforderungen bei Planung, Auslegung, Errichtung und Betrieb der Oxyfuel Forschungsanlage von Vattenfall*. In: *VGB Kraftwerke 2007*. VGB PowerTech e.V., 2007.
- [6] BAKAN, S. und E. RASCHKE: *Der natürliche Treibhauseffekt*. Promet 28, Heft 3/4:85–94, 2002.
- [7] BECHER, VALENTIN, ADRIAN GOANTA, JAN-PETER BOHN, STEPHAN GLEIS und HARTMUT SPLIETHOFF: *Kontrollierte Stufung mit Nicht-Stöchiometrischen Brennern für Oxyfuel Kraftwerke – Experimenteller Nachweis*. In: *40. Kraftwerkstechnisches Kolloquium*, Band Bericht V3.4, Dresden, Oktober 2008. Technische Universität München Lehrstuhl Energiesysteme.
- [8] BLOKH, A.G.: *Heat Transfer in Steam Boiler Furnaces*. Springer-Verlag Berlin, 1988.
- [9] B.M.ABRAHAM, J.G.ASBURY, E.P. LYNCH und A.P.S. TEOTIA: *Coal-oxygen process provides carbon dioxide for enhanced recovery*. Oil & Gas Journal, 80(11):68–70, 1982.
- [10] BRANDT, J.: *Jahrbuch der Dampferzeugungstechnik*, 4. Ausgabe. Vulkan Verlag, Essen, 1980.
- [11] BUHRE, B.J.P., L.K. ELLIOTT, C.D. SHENG, R.P. GUPTA und T.F. WALL: *Oxy-fuel combustion technology for coal-fired power generation*. Progress in Energy and Combustion Science, 31, Issue 4:283–307, 2005.
- [12] BURCHHARDT, UWE, MARIO BIELE, STEFFEN LYSK, DETLEF RADUNSKY und JÜRGEN JACOBY: *Erfahrungen aus der Inbetriebnahme und erste Ergebnisse aus der Oxyfuel-Forschungsanlage von Vattenfall*. In: *40. Kraftwerkstechnisches Kolloquium*, Band Bericht V2.2, 2008.

- [13] BURCHHARDT, UWE und DETLEF RADUNSKY: *Erfahrungen aus der Planung und Genehmigung der Oxyfuel- Forschungsanlage von Vattenfall*. In: 39. Kraftwerkstechnisches Kolloquium, Band Bericht V18, Dresden, 2007.
- [14] DARDE, ARTHUR, RAJEEV PRABHAKAR, JEAN-PIERRE TRANIER und NICOLAS PERRIN: *Air separation and flue gas compression and purification units for oxy-coal combustion systems*. Energy Procedia, 1(1):527–534, February 2009.
- [15] DILLON, D. J., V. WHITE, R. K. ALLAM, R. A. WALL und J. GIBBINS: *Oxy-Combustion Processes for CO₂ Capture from Power Plant*. Technischer Bericht, IEA GHG R&D Programme, 2005.
- [16] DOLEŽAL, R.: *Dampferzeugung: Verbrennung, Feuerrung, Dampferzeuger*. Springer-Verlag Berlin, 1990.
- [17] EPPLE, BERND, REINHARD LEITHNER, WLADIMIR LINZER und HEIMO WALTER: *Simulation von Kraftwerken und wärmetechnischen Anlagen*. Springer-Verlag Berlin, 2009.
- [18] GONSCHOREK, S., S. HELLFRITSCH, S. WEIGL und U. GAMPE: *Entwicklungsstand des Oxyfuel-Prozesses für Braunkohlekraftwerke*. In: *Kraftwerkschemisches Kolloquium Zittau*, 09 2006.
- [19] GÜNTHER, R.: *Verbrennung und Feuerungen*. Springer-Verlag Berlin Heidelberg New York, 1974.
- [20] HEIMANN, GIDEON: *Jahresbericht 2007*. Technischer Bericht, Bundesanstalt für Materialforschung und -prüfung, 2007.
- [21] HELLFRITSCH, S., F. KLUGER und C. BERGINS: *Studie eines braunkohlebefeuereten 2470 t/h Oxyfuel-Dampferzeugers*. In: *Tagungsband 39. Kraftwerkstechnisches Kolloquium*, 2007.
- [22] HOHENWARTER, ULRICH: *Design and Erection of a 100kW test plant for oxyfuel combustion*. Technischer Bericht, Austrian Energy & Environment AG & Co KG, 2008.
- [23] INSTITUT FÜR ARBEITSSCHUTZ DER DEUTSCHEN GESETZLICHEN UNFALLVERSICHERUNG, BGIA: *Gefahrstoffinformationssystem der gewerblichen Berufsgenossenschaften - Stoffdatenbank*, 2009. [Online; Stand 20. September 2009].
- [24] INTERNATIONAL ENERGY AGENCY, IEA: *Key World Energy Statistics 2009*. Paris, Frankreich, 2009.
- [25] IPCC: *Climate Change 2007: Impacts, Adaptation and Vulnerability. Contribution of Working Group II to the Fourth Assessment Report of the Intergovernmental Panel on Climate Change*. Cambridge University Press, United Kingdom and New York, NY, USA, 2007.
- [26] IPCC: *Climate Change 2007: Mitigation of Climate Change. Contribution of Working Group III to the Fourth Assessment Report of the Intergovernmental Panel on Climate Change*. Cambridge University Press, United Kingdom and New York, NY, USA, 2007.

- [27] IPCC: *Climate Change 2007: The Physical Science Basis. Contribution of Working Group I to the Fourth Assessment Report of the Intergovernmental Panel on Climate Change*. Cambridge University Press, United Kingdom and New York, NY, USA, 2007.
- [28] JONES, P. D., M. NEW, D. E. PARKER, S. MARTIN und I. G. RIGOR: *Surface Air Temperature and its change over the past 150 years*. Reviews of Geophysics, 37:173–199, Mai 1999.
- [29] KAKARAS, E., A. KOUMANAKOS, A. DOUKELIS, D. GIANNAKOPOULOS und I. VORRIAS: *Oxyfuel boiler design in a lignite-fired power plant*. Fuel, 86:2144–2150, 2007.
- [30] KAKARAS, E., A. KOUMANAKOS, A. DOUKELIS, D. GIANNAKOPOULOS und I. VORRIAS: *Simulation of a Greenfiel oxyfuel lignite-fired power plant*. Journal of Energy Conversion and Management, 48/11:2879–2887, 2007.
- [31] KATHER, A., C. HERMSDORF und M. KLOSTERMANN: *Der kohlebefeuerte Oxyfuel-Prozess, Grundlagen zur Dampferzeugergestaltung und Möglichkeiten zur Verminde-rung der Verunreinigungen im CO₂*. VGB PowerTech, 4:84–91, 2007.
- [32] KATHER, A., M. KLOSTERMANN, C. HERMSDORF und K. MIESKE: *Steinkohlekraftwerk mit CO₂-Abtrennung auf Basis des Oxyfuel-Prozesses*. Chemie Ingenieur Technik, 79 Issue 9:1322, 2007.
- [33] KHARE, SAMEER P., TERRY FITZGERALD WALL, A. Z. FARIDA, YINGHUI LIU, BEHDAD MOGHADERI und R. P. GUPTA: *Flame Aerodynamics Study on Air-Fired PF Burners Retrofitted to Oxyfuel on Pilot-Scale and Utility Scale Furnaces*. Proceedings: 24th Annual International Pittsburgh Coal Conference, Johannesburg, South Africa, 2007.
- [34] KIEHL, J. T. und KEVIN E. TRENBERTH: *Earth's Annual Global Mean Energy Budget*. Bulletin of the American Meteorological Society, 78:197–208, 1997.
- [35] KLOSTERMANN, MATHIAS, DANIEL KÖPKE, ALFONS KATHER und RUDOLF EGGER: *Energetische Betrachtungen zur Verflüssigung und Aufkonzentration des CO₂ aus Rauchgasen eines steinkohlegefeuerten Oxyfuel-Prozesses*. In: 40. Kraftwerkstechnisches Kolloquium, Band Bericht V7.2, 2008.
- [36] KRANZMANN, AXEL, DANIELA HUENERT, HEIDEMARIE ROOCH, INGRID URBAN, WENCKE SCHULZ und WERNER OESTERLE: *Reactions at the interface between steel and oxide scale in wet CO₂ containing atmospheres*. In: Nace Corrosion, Band paper 9265, Atlanta, 2009.
- [37] KREUZER, DANIEL: *Dynamik Simulation of a Combined Cycle Power Plant*. Diplomarbeit, TU Wien, Institut für Thermodynamik und Energiewandlung, 2008.
- [38] LINDE ENGINEERING: *Kryogene Luftzerlegung – Entstehung und technische Weiterentwicklung*, 2009.
- [39] NSAKALA, NSAKALA YA, JOHN MARION, CARL BOZZUTO, GREGORY LILJEDAHL, MARK PALKES, DAVID VOGEL, MANOJ GUHA, HOWARD JOHNSON und SEAN PLASYNSKI: *engineering feasibility of CO₂ capture on an existing US coal-fired power plant*. In: First National Conference on Carbon Sequestration, Washington DC, 05 2001.

- [40] OHLE, ANDREA und NORBERT MOLLEKOPF: *Energetische Aspekte der CO₂-Abscheidung aus dem Rauchgas konventioneller Kraftwerke*. In: 39. Kraftwerkstechnisches Kolloquium, Bericht V23, Dresden, 10 2007.
- [41] ORESKES, NAOMI: *The Scientific Consensus on Climate Change*. Science, Band 306:1686, 2004.
- [42] PFAFF, IMO, ALFONS KATHER und JAN SIECK: *Thermodynamischer Vergleich von Oxyfuel-Kraftwerksprozessen mit Sauerstoffbereitstellung durch kryogene Luftzerlegungsanlagen und durch Hochtemperaturmembranen*. In: 40. Kraftwerkstechnisches Kolloquium, Band Bericht V3.7, Dresden, Oktober 2008. TU Hamburg-Harburg, Institut für Energietechnik.
- [43] REZVANI, S., Y. HUANG, D. MCILVEEN-WHRIGHT, N. HEWITT und Y. WANG: *Comparative assessment of sub-critical versus advanced super-critical oxyfuel fired PF boilers with CO sequestration facilities*. Fuel, 86:2134–2143, 2007.
- [44] RITTER, ROLAND, BERND HOLLING, HUBERTUS ALTMANN und MARIO BIELE: *Konzepte und Ausblick für eine CO₂-Anlage eines Oxyfuel-Kraftwerkes am Beispiel Schwarze Pumpe*. In: 39. Kraftwerkstechnisches Kolloquium, V17, Dresden, 10 2007.
- [45] ROKKE, NILS A. und OYVIND LANGORGEN: *Enabling pre-combustion plants - the DECARBIT project*. Energy Procedia, 2008.
- [46] SASS, BRUCE M., HAMID FARZAN, RAJEEV PRABHAKAR, JACQUELINE GERST, JOEL SMINCHAK, MOHIT BHARGAVA, BRUCE NESTLEROTH und JOSÉ FIGUEROA: *Considerations for Treating Impurities in Oxy-Combustion Flue Gas Prior to Sequestration*. In: 9th International Conference on Greenhouse Gas Control Technologies, Washington DC, November 2008.
- [47] SCHOBESBERGER, P.: *Ein Modell zur Berechnung von Wärme- und Stoffaustauschvorgängen in Dampferzeugerfeuerungen*. Fortschr. Bericht VDI 230, 1989.
- [48] SCHUHMACHER, A. und H. WALDMANN: *Wärme- und Strömungstechnik im Dampferzeugerbau – Grundlagen und Berechnungsverfahren*. Vulkan Verlag, Essen, 1972.
- [49] STEINER, ARMIN: *Entwicklung eines Brennkammermodells zur Einbindung in ein kommerzielles Kesselsimulationsprogramm*. Diplomarbeit, TU Wien, Institut für Thermodynamik und Energiewandlung, 2007.
- [50] STRAUSS, K.: *Kraftwerkstechnik*. Springer-Verlag Berlin Heidelberg, 2006.
- [51] TIGGES, K.-D., C.BERGINS, K. BUSEKRUS, J. NIESBACH, M.EHMAN, B. VOLLMER und T. BUDDENBERG: *Process Engineering and Design Aspects for Oxyfuel Retrofits of Existing State-of-the-art Power Stations - Bringing "Capture Ready" to Reality*. In: PowerGen, Mailand, June 2008.
- [52] TIGGES, K.-D., F. KLAUKE, C. BERGINS, K. BUSEKRUS, J. NIESBACH, M. EHMAN, C. KUHR, F. HOFFMEISTER, B. VOLLMER, T. BUDDENBERG, SONG WU und ALLAN KUKOSKI: *Conversion of existing coal-fired power plants to oxyfuel combustion: case study with experimental results and CFD-simulations*. Energy Procedia, 2008.
- [53] TOPOROV, D., M. FÖRSTER und R. KNEER: *How to Burn Pulverized Coal in CO₂ Atmosphere at Low Oxygen Concentrations*. VDI-Berichte, 1988:55–60, 2007.

- [54] WALTER, HEIMO: *Numerische Simulation des transienten Verhaltens von Naturumlaufdampfzeugern*. Doktorarbeit, TU-Wien, 2000.
- [55] WEGERICH, STEPHAN, ANDREAS WITT, ELVIRA HUIZELING und HELMUT RODE: *Untersuchungen zur Nachrüstung einer CO₂-Abscheidetechnologie für das neue E.ON Kraftwerk Maasvlakte 3*. In: *39. Kraftwerkstechnisches Kolloquium*, Bericht V24, Dresden, 10 2007.
- [56] WIBERG, EGON, NILS WIBERG und ARNOLD FREDERICK HOLLEMAN: *Inorganic Chemistry*. Academic Pr Inc, 2001.
- [57] YASENCHAK, G.M., R.H. LADINO, R. WALTZ, J.M. POWERS, A.T. SLOBODA und J. CARTER: *Engineering assessment of an advanced pulverized-coal power plant. Final report. [Identification of potential improvements]*. Technischer Bericht EPRI-CS-2555, General Electric Co., Schenectady, NY (USA). Large Steam Turbine-Generator Dept.; Stone and Webster Engineering Corp., Boston, MA (USA); Babcock and Wilcox Co., Barberton, OH (USA). Fossil Power Generation Div., Palo Alto, August 1982.

A Detaillierte Berechnungsergebnisse für alle Lastfälle

Tabelle 20: Rauchgastemperaturen für K-Pmax-W5, K-VL-S1 u. K-TL-S2

		K-Pmax-W5		K-VL-S1		K-TL-S2	
		Luft	Oxyfuel	Luft	Oxyfuel	Luft	Oxyfuel
Feuerraum _{aus}	°C	1201,7	1192,5	1162,3	1137,8	1088,0	1062,9
Tragrohrgit. _{aus}	°C	1161,1	1132,5	1120,7	1083,1	1045,4	1009,7
HDÜ1 _{aus}	°C	1023,0	948,8	982,2	914,4	909,8	851,4
HDÜ3 _{aus}	°C	911,9	825,1	873,8	800,7	808,4	748,2
ZÜ2 _{aus}	°C	771,0	688,5	739,9	673,8	685,1	635,2
HDÜ2 _{aus}	°C	685,5	615,7	660,2	603,5	617,9	574,3
ZÜ1 _{aus}	°C	439,9	405,8	435,5	415,9	421,6	410,6
Eco _{aus}	°C	372,0	348,5	367,5	355,5	351,4	345,8
GAVO _{ein-RG}	°C	372,8	350,3	368,3	356,3	352,8	346,3
GAVO _{aus-inkl.FL}	°C	167,0	224,7	169,0	224,3	170,6	227,1

Tabelle 21: Rauchgastemperaturen für K-ML-S3 u. K-ML-W4

		K-ML-S3		K-ML-W4	
		Luft	Oxyfuel	Luft	Oxyfuel
Feuerraum _{aus}	°C	965,2	961,4	964,2	961,2
Tragrohrgit. _{aus}	°C	927,5	907,5	924,9	907,3
HDÜ1 _{aus}	°C	812,5	757,9	804,1	757,6
HDÜ3 _{aus}	°C	727,6	670,8	720,7	670,5
ZÜ2 _{aus}	°C	625,9	570,0	617,4	571,2
HDÜ2 _{aus}	°C	578,1	527,8	565,7	528,2
ZÜ1 _{aus}	°C	417,3	394,1	405,3	391,9
Eco _{aus}	°C	340,0	324,8	330,1	322,4
GAVO _{ein-RG}	°C	343,1	325,5	331,3	323,1
GAVO _{aus-inkl.FL}	°C	165,9	210,7	160,9	209,6

Tabelle 22: Rauchgastemperaturen für E-VL-S6 u. E-ML-W7

		E-VL-S6		E-ML-W7	
		Luft	Oxyfuel	Luft	Oxyfuel
Feuerraum _{aus}	°C	1241,8	1090,6	956,4	871,0
Tragrohrgit. _{aus}	°C	1183,7	1037,6	900,6	817,1
HDÜ1 _{aus}	°C	1000,6	876,6	747,6	681,1
HDÜ3 _{aus}	°C	870,2	769,4	659,5	609,5
ZÜ2 _{aus}	°C	718,0	649,6	557,8	529,4
HDÜ2 _{aus}	°C	636,9	588,2	522,4	508,5
ZÜ1 _{aus}	°C	417,5	410,6	374,9	377,1
Eco _{aus}	°C	354,3	351,7	299,3	301,9
GAVO _{ein-RG}	°C	355,5	352,9	302,3	305,1
GAVO _{aus-inkl.FL}	°C	148,2	239,7	133,8	220,2

Tabelle 23: Wasser-Dampftemperaturen für K-Pmax-W5, K-VL-S1 u. K-TL-S2

		K-Pmax-W5		K-VL-S1		K-TL-S2	
		Luft	Oxyfuel	Luft	Oxyfuel	Luft	Oxyfuel
Kondensator _{aus}	°C	21,1	21,1	21,7	21,7	20,4	20,4
H ₂ -Kühler _{aus}	°C	25,7	25,6	25,7	25,6	24,8	24,8
Schwadenkond. _{aus}	°C	26,1	26,0	26,1	26,0	25,4	25,3
RG-Kond. WT _{aus}	°C	26,1	41,9	26,1	42,7	25,4	43,4
Preheat.1 _{aus}	°C	56,6	44,6	58,8	45,5	55,4	45,8
Preheater.2 _{aus}	°C	92,9	92,4	95,4	94,9	90,9	90,8
Preheater.3 _{aus}	°C	119,0	119,9	121,7	122,5	116,4	117,1
Preheater.4 _{aus}	°C	148,6	149,9	151,4	152,4	144,9	145,8
Entgaser _{aus}	°C	183,1	183,0	184,7	184,7	176,3	176,1
Preheater.6 _{aus}	°C	214,2	213,7	215,4	215,0	205,2	204,6
Preheater 7 _{aus}	°C	254,5	253,8	256,4	255,7	244,9	244,2
Enthitzer 6 _{aus}	°C	259,3	258,5	261,2	260,4	249,6	248,9
Eco _{ein}	°C	259,3	258,6	261,2	260,4	249,6	248,9
Eco _{aus}	°C	283,2	278,5	284,8	284,0	276,0	278,0
Verdampfer _{aus}	°C	403,8	394,4	399,6	376,3	390,3	351,9
WandÜ _{aus}	°C	417,1	406,7	416,2	388,6	414,8	372,2
Tragrohre _{ein}	°C	411,7	402,0	409,1	384,4	402,2	364,4
Tragrohre _{aus}	°C	430,4	423,3	431,6	407,3	434,2	399,6
HDÜ1 _{aus}	°C	474,4	479,7	480,3	467,9	493,2	477,5
HDÜ2 _{aus}	°C	462,9	467,2	466,4	455,5	472,0	456,7
HDÜ2 _{aus}	°C	496,3	494,4	499,3	487,1	503,8	490,5
HDÜ3 _{ein}	°C	485,1	482,5	485,8	475,2	483,7	470,7
HDÜ3 _{aus}	°C	531,4	533,5	532,5	531,2	532,2	531,3
ZÜ1 _{ein}	°C	310,6	309,0	334,5	333,6	342,0	342,3
ZÜ1 _{aus}	°C	478,1	449,6	466,0	456,1	459,4	457,3
ZÜ2 _{ein}	°C	447,1	449,0	463,9	455,5	458,9	456,8
ZÜ2 _{aus}	°C	534,8	534,1	534,8	531,0	522,5	525,2

Tabelle 24: Wasser-Dampftemperaturen für K-ML-S3 u. K-ML-W4

		K-ML-S3		K-ML-W4	
		Luft	Oxyfuel	Luft	Oxyfuel
Kondensator _{aus}	°C	18,2	18,2	17,5	17,5
H ₂ -Kühler _{aus}	°C	22,9	22,7	22,4	22,2
Schwadenkond. _{aus}	°C	23,6	23,4	23,1	23,0
RG-Kond. WT _{aus}	°C	23,6	42,1	23,1	41,7
Preheat.1 _{aus}	°C	50,4	44,2	48,9	43,7
Preheater.2 _{aus}	°C	84,8	84,6	82,7	82,8
Preheater.3 _{aus}	°C	108,9	109,4	106,5	107,3
Preheater.4 _{aus}	°C	135,8	136,5	133,1	134,1
Entgaser _{aus}	°C	164,9	165,0	162,1	162,2
Preheater.6 _{aus}	°C	191,6	191,5	188,7	188,5
Preheater 7 _{aus}	°C	229,6	229,3	226,0	225,7
Enthitzer 6 _{aus}	°C	234,4	233,6	230,6	230,2
Eco _{ein}	°C	234,4	233,6	230,6	230,2
Eco _{aus}	°C	269,9	265,3	261,9	262,4
Verdampfer _{aus}	°C	411,1	326,0	356,7	325,4
Wand $\ddot{U}$ _{aus}	°C	443,3	354,8	389,3	353,1
Tragrohre _{ein}	°C	414,0	348,6	381,2	346,9
Tragrohre _{aus}	°C	460,5	399,2	422,5	397,8
HD $\ddot{U}$ 1 _{aus}	°C	526,5	482,3	484,1	481,3
HD $\ddot{U}$ 2 _{aus}	°C	488,8	469,1	470,8	468,0
HD $\ddot{U}$ 2 _{aus}	°C	516,6	491,2	497,7	490,8
HD $\ddot{U}$ 3 _{ein}	°C	481,9	479,5	485,8	478,9
HD $\ddot{U}$ 3 _{aus}	°C	531,8	532,2	530,9	531,8
Z $\ddot{U}$ 1 _{ein}	°C	353,6	352,2	345,5	345,9
Z $\ddot{U}$ 1 _{aus}	°C	461,8	439,8	451,0	441,8
Z $\ddot{U}$ 2 _{ein}	°C	461,4	439,4	450,6	441,4
Z $\ddot{U}$ 2 _{aus}	°C	515,4	494,1	504,8	498,1

Tabelle 25: Wasser-Dampftemperaturen für E-VL-S6 u. E-ML-W7

		E-VL-S6		E-ML-W7	
		Luft	Oxyfuel	Luft	Oxyfuel
Kondensator _{aus}	°C	22,3	22,3	14,8	14,8
H ₂ -Kühler _{aus}	°C	25,7	25,7	21,1	21,0
Schwadenkond. _{aus}	°C	26,1	26,0	22,3	22,1
RG-Kond. WT _{aus}	°C	26,1	49,2	22,3	48,1
Preheat.1 _{aus}	°C	59,0	51,7	43,2	49,2
Preheater.2 _{aus}	°C	95,8	95,6	72,7	73,9
Preheater.3 _{aus}	°C	121,9	122,5	95,1	95,9
Preheater.4 _{aus}	°C	151,6	152,4	119,9	120,9
Entgaser _{aus}	°C	185,1	184,8	147,1	147,0
Preheater.6 _{aus}	°C	215,9	215,2	171,7	171,3
Preheater 7 _{aus}	°C	256,8	256,0	206,3	205,8
Enthitzer 6 _{aus}	°C	261,4	260,5	211,0	210,4
Eco _{ein}	°C	261,4	260,5	211,0	210,4
Eco _{aus}	°C	281,8	283,8	241,9	246,6
Verdampfer _{aus}	°C	390,9	383,9	341,2	333,8
Wand $\ddot{U}$ _{aus}	°C	406,2	399,4	382,1	382,0
Tragrohre _{ein}	°C	399,6	393,5	373,6	373,4
Tragrohre _{aus}	°C	423,2	419,2	428,4	437,0
HD $\ddot{U}$ 1 _{aus}	°C	479,9	482,0	501,1	513,2
HD $\ddot{U}$ 2 _{aus}	°C	465,1	466,8	487,7	499,4
HD $\ddot{U}$ 2 _{aus}	°C	494,7	494,4	500,5	503,9
HD $\ddot{U}$ 3 _{ein}	°C	480,4	480,0	488,8	491,9
HD $\ddot{U}$ 3 _{aus}	°C	531,6	532,5	531,5	532,1
Z $\ddot{U}$ 1 _{ein}	°C	332,3	333,5	325,5	326,2
Z $\ddot{U}$ 1 _{aus}	°C	449,3	450,5	436,4	443,4
Z $\ddot{U}$ 2 _{ein}	°C	448,7	449,9	436,1	443,2
Z $\ddot{U}$ 2 _{aus}	°C	523,9	521,6	491,8	491,6

Tabelle 26: Druckverlauf im Kreisprozess für K-Pmax-W5, K-VL-S1 u. K-TL-S2

		K-Pmax-W5		K-VL-S1		K-TL-S2	
		Luft	Oxyfuel	Luft	Oxyfuel	Luft	Oxyfuel
Kondensator _{aus}	bar	0,025	0,025	0,026	0,026	0,024	0,024
Kondensatpumpe _{aus}	bar	15,7	15,7	15,7	15,7	15,7	15,7
Generatorkühler _{aus}	bar	14,2	14,2	14,2	14,2	14,2	14,2
Schwadenkond. _{aus}	bar	13,9	13,9	13,9	13,9	13,9	13,9
RG-Kond1 _{aus}	bar	13,9	13,3	13,9	13,4	13,9	13,6
Preheater 1 _{aus}	bar	13,4	12,8	13,4	12,9	13,4	13,1
Preheater 2 _{aus}	bar	13,4	12,7	13,4	12,9	13,4	13,1
Preheater 3 _{aus}	bar	13,3	12,7	13,3	12,8	13,3	13,0
Preheater 4 _{aus}	bar	11,9	11,9	11,9	11,9	11,9	11,9
Entgaser	bar	10,8	10,7	11,2	11,2	9,2	9,2
Speisewasserpumpe -aus	bar	270,9	269,1	243,1	236,4	193,5	185,5
Preheater 6 _{aus}	bar	267,9	266,1	240,1	233,4	190,5	182,5
Preheater 7 _{aus}	bar	264,9	263,1	237,1	230,4	187,5	179,5
Eco _{ein}	bar	259,2	260,0	234,7	228,1	185,8	178,0
Verdampfer _{ein}	bar	257,4	258,1	233,2	226,5	184,7	176,9
WÜ _{ein}	bar	235,9	238,2	213,9	210,2	170,5	165,7
WÜ _{aus}	bar	230,4	233,0	208,8	205,8	166,4	162,3
Tragrohr _{ein}	bar	228,9	231,5	207,3	204,3	164,9	160,8
HDÜ1 _{ein}	bar	223,8	226,8	202,6	200,3	160,9	157,5
HDÜ1 _{aus}	bar	220,3	223,3	199,4	197,3	158,3	155,1
HDÜ2 _{ein}	bar	215,6	218,6	194,6	192,6	153,5	150,3
HDÜ2 _{aus}	bar	212,9	215,9	192,2	190,3	151,5	148,5
HDÜ3 _{ein}	bar	211,5	214,5	190,8	188,9	150,1	147,1
HDÜ3 _{aus}	bar	207,0	210,0	186,7	184,9	146,8	143,9
ZÜ1 _{ein}	bar	44,0	43,5	44,7	44,3	36,5	36,0
ZÜ1 _{aus}	bar	43,1	42,6	43,7	43,3	35,6	35,2
ZÜ2 _{ein}	bar	42,0	41,5	42,7	42,2	34,8	34,3
ZÜ2 _{aus}	bar	41,5	41,0	42,1	41,7	34,3	33,9

Tabelle 27: Druckverlauf im Kreisprozess für K-ML-S3 u. K-ML-W4

		K-ML-S3		K-ML-W4	
		Luft	Oxyfuel	Luft	Oxyfuel
Kondensator _{aus}	bar	0,021	0,021	0,020	0,020
Kondensatpumpe _{aus}	bar	15,7	15,7	15,7	15,7
Generatorkühler _{aus}	bar	14,2	14,2	14,2	14,2
Schwadenkond. _{aus}	bar	13,9	13,9	13,9	13,9
RG-Kond1 _{aus}	bar	13,9	13,7	13,9	13,7
Preheater 1 _{aus}	bar	13,4	13,2	13,4	13,2
Preheater 2 _{aus}	bar	13,4	13,2	13,4	13,2
Preheater 3 _{aus}	bar	13,3	13,1	13,3	13,1
Preheater 4 _{aus}	bar	11,9	11,9	11,9	11,9
Entgaser	bar	7,0	7,0	6,5	6,5
Speisewasserpumpe -aus	bar	139,8	133,6	140,5	138,2
Preheater 6 _{aus}	bar	136,8	130,6	137,5	135,2
Preheater 7 _{aus}	bar	133,8	127,6	134,5	132,2
Eco _{ein}	bar	133,1	132,5	133,8	131,5
Verdampfer _{ein}	bar	132,3	131,6	132,9	130,6
WÜ _{ein}	bar	121,4	122,1	122,2	121,1
WÜ _{aus}	bar	118,4	119,3	119,1	118,4
Tragrohr _{ein}	bar	116,9	117,8	117,6	116,9
HDÜ1 _{ein}	bar	113,9	115,1	114,6	114,2
HDÜ1 _{aus}	bar	112,0	113,2	112,6	112,3
HDÜ2 _{ein}	bar	107,3	108,5	107,9	107,5
HDÜ2 _{aus}	bar	105,9	107,0	106,4	106,1
HDÜ3 _{ein}	bar	104,5	105,6	105,0	104,7
HDÜ3 _{aus}	bar	102,2	103,3	102,7	102,4
ZÜ1 _{ein}	bar	27,4	27,3	25,8	25,6
ZÜ1 _{aus}	bar	26,7	26,6	25,1	25,0
ZÜ2 _{ein}	bar	26,1	26,0	24,5	24,4
ZÜ2 _{aus}	bar	25,7	25,7	24,2	24,1

Tabelle 28: Druckverlauf im Kreisprozess für E-VL-S6 u. E-ML-W7

		E-VL-S6		E-ML-W7	
		Luft	Oxyfuel	Luft	Oxyfuel
Kondensator _{aus}	bar	0,027	0,027	0,017	0,017
Kondensatpumpe _{aus}	bar	15,7	15,7	15,7	15,7
Generatorkühler _{aus}	bar	14,2	14,2	14,2	14,2
Schwadenkond. _{aus}	bar	13,9	13,9	13,9	13,9
RG-Kond1 _{aus}	bar	13,9	13,4	13,9	13,8
Preheater 1 _{aus}	bar	13,4	12,9	13,4	13,3
Preheater 2 _{aus}	bar	13,4	12,9	13,4	13,2
Preheater 3 _{aus}	bar	13,3	12,8	13,3	13,2
Preheater 4 _{aus}	bar	11,9	11,9	11,9	11,9
Entgaser	bar	11,3	11,2	4,4	4,4
Speisewasserpumpe -aus	bar	248,9	241,4	118,4	117,0
Preheater 6 _{aus}	bar	245,9	238,4	115,4	114,0
Preheater 7 _{aus}	bar	242,9	235,4	112,4	111,0
Eco _{ein}	bar	237,1	232,3	111,9	110,6
Verdampfer _{ein}	bar	235,5	230,8	111,1	109,8
WÜ _{ein}	bar	217,3	213,6	101,6	100,5
WÜ _{aus}	bar	212,4	208,9	99,0	97,9
Tragrohr _{ein}	bar	210,9	207,4	97,5	96,4
HDÜ1 _{ein}	bar	206,4	203,1	94,9	93,9
HDÜ1 _{aus}	bar	203,2	200,0	93,3	92,2
HDÜ2 _{ein}	bar	198,5	195,2	88,5	87,4
HDÜ2 _{aus}	bar	196,1	192,9	87,3	86,2
HDÜ3 _{ein}	bar	194,7	191,5	85,9	84,8
HDÜ3 _{aus}	bar	190,5	187,4	83,9	82,8
ZÜ1 _{ein}	bar	45,2	44,5	17,7	17,5
ZÜ1 _{aus}	bar	44,2	43,5	17,2	17,0
ZÜ2 _{ein}	bar	43,1	42,5	16,8	16,6
ZÜ2 _{aus}	bar	42,6	41,9	16,6	16,4

Tabelle 29: Materialtemperaturen für K-Pmax-W5, K-VL-S1 u. K-TL-S2

		K-Pmax-W5		K-VL-S1		K-TL-S2	
		Luft	Oxyfuel	Luft	Oxyfuel	Luft	Oxyfuel
Trichterwände	°C	332,2	325,3	333,0	325,6	324,8	318,6
Verdampfer _{33,7x5,6}	°C	381,0	374,7	376,8	364,5	359,2	350,6
Verdampfer _{38x6,3}	°C	407,9	402,7	398,8	384,4	377,4	366,0
Verdampfer-WÜ	°C	418,4	408,9	412,1	388,5	398,1	365,7
TR Gitter	°C	454,4	456,7	454,2	438,1	454,5	428,2
HDÜ1 _{ob}	°C	490,2	499,4	493,9	485,8	502,9	490,5
HDÜ3	°C	529,5	531,6	528,7	526,5	525,1	522,1
ZÜ2	°C	511,9	514,8	517,0	514,4	505,8	509,9
HDÜ2	°C	501,1	498,6	503,0	490,9	505,7	492,7
ZÜ1	°C	473,9	446,0	462,7	453,1	455,7	453,9
ECO	°C	273,1	270,1	274,7	274,0	264,5	265,3

Tabelle 30: Materialtemperaturen für K-ML-S3 u. K-ML-W4

		K-ML-S3		K-ML-W4	
		Luft	Oxyfuel	Luft	Oxyfuel
Trichterwände	°C	313,8	307,2	309,8	304,8
Verdampfer _{33,7x5,6}	°C	342,5	333,4	337,5	332,1
Verdampfer _{38x6,3}	°C	363,4	343,9	345,7	343,5
Verdampfer-WÜ	°C	406,5	342,1	362,3	341,7
TR Gitter	°C	476,0	422,6	438,2	421,3
HDÜ _{1ob}	°C	531,6	489,7	489,9	488,7
HDÜ3	°C	520,9	521,4	521,7	521,0
ZÜ2	°C	500,0	482,0	490,4	485,5
HDÜ2	°C	517,0	491,9	498,4	491,5
ZÜ1	°C	457,3	436,6	447,0	438,3
ECO	°C	253,9	251,2	247,9	248,0

Tabelle 31: Materialtemperaturen für E-VL-S6 u. E-ML-W7

		E-VL-S6		E-ML-W7	
		Luft	Oxyfuel	Luft	Oxyfuel
Trichterwände	°C	328,4	328,0	292,9	295,5
Verdampfer _{33,7x5,6}	°C	372,4	369,1	323,3	323,5
Verdampfer _{38x6,3}	°C	394,7	389,5	333,1	331,8
Verdampfer-WÜ	°C	403,8	396,3	347,8	342,7
TR Gitter	°C	451,1	451,0	445,3	457,0
HDÜ _{1ob}	°C	496,2	498,9	505,7	517,8
HDÜ3	°C	527,8	528,3	522,0	523,2
ZÜ2	°C	505,9	506,2	477,9	482,1
HDÜ2	°C	498,4	497,8	500,9	504,4
ZÜ1	°C	446,4	447,7	431,2	438,4
ECO	°C	273,1	273,9	227,9	230,2

Tabelle 32: Bilanz um den Dampferzeuger für alle Kohlelastfälle

		K-Pmax-W5		K-VL-S1		K-TL-S2		K-ML-S3		K-ML-W4	
		Luft	Oxyfuel	Luft	Oxyfuel	Luft	Oxyfuel	Luft	Oxyfuel	Luft	Oxyfuel
Nutz-Enthalpie:											
Economiser	MW	29,8	25,0	26,5	26,3	22,3	24,2	19,5	18,9	18,5	19,0
Trichterwände	MW	78,9	74,7	72,8	61,9	61,4	49,6	46,7	40,4	46,5	40,4
Verdampfer 33,7x5,6	MW	224,9	212,8	207,3	176,3	175,1	141,4	133,2	115,3	132,4	115,3
Verdampfer 38x6,3	MW	21,7	20,5	20,0	17,0	16,9	13,6	12,8	11,1	12,8	11,1
Verdampfer 26,9x5,6	MW	51,1	48,3	47,1	40,1	39,8	32,1	30,3	26,2	30,1	26,2
Wandüberhitzer	MW	32,1	39,7	28,5	39,7	22,7	35,4	12,5	27,2	18,5	27,3
Tragrohre	MW	34,2	44,8	30,9	42,6	25,4	37,0	17,6	27,4	19,0	27,5
HDÜ1	MW	53,4	71,0	46,8	64,6	35,8	50,6	22,0	32,5	23,3	32,5
HDÜ2	MW	34,4	28,6	27,9	27,5	18,3	19,5	9,4	8,1	9,7	8,3
HDÜ3	MW	43,8	49,1	37,2	44,5	27,4	33,5	17,4	18,6	16,0	18,6
ZÜ1	MW	102,7	88,4	82,8	76,7	58,1	55,9	38,3	31,5	35,2	32,0
ZÜ2	MW	51,6	49,4	42,2	44,5	30,4	32,1	18,8	19,3	17,9	18,6
$\sum HD_{DE}$	MW	604,2	614,6	544,9	540,3	445,1	436,9	321,4	325,8	326,7	326,2
$\sum ZD_{DE}$	MW	154,3	137,8	125,0	121,3	88,6	88,0	57,2	50,8	53,1	50,6
zugeführte Enthalpie:											
Dampf-LUVO	MW	19,2	0,0	16,5	0,0	12,7	0,0	9,9	0,0	9,9	0,0
Brennstoffenthalpie	MW	809,4	809,4	716,4	716,4	573,1	573,1	408,3	408,3	408,3	408,3
η_{DE}	%	91,5	93,0	91,4	92,3	91,1	91,6	90,5	92,2	90,8	92,3

Tabelle 33: Bilanz um den Dampferzeuger für E-VL-S6 u. E-ML-W7

		E-VL-S6		E-ML-W7	
		Luft	Oxyfuel	Luft	Oxyfuel
Nutz-Enthalpie:					
Economiser	MW	23,2	26,1	14,4	16,7
Trichterwände	MW	70,2	65,9	40,6	38,9
Verdampfer 33,7x5,6	MW	200,0	187,8	115,8	110,9
Verdampfer 38x6,3	MW	19,3	18,1	11,2	10,7
Verdampfer 26,9x5,6	MW	45,4	42,7	26,3	25,2
Wandüberhitzer	MW	33,1	37,4	17,1	20,1
Tragrohre	MW	37,2	41,3	18,5	20,7
HDÜ1	MW	57,9	62,4	20,9	21,3
HDÜ2	MW	26,3	23,8	3,7	1,3
HDÜ3	MW	42,3	42,3	11,9	11,0
ZÜ1	MW	75,9	74,4	24,5	25,5
ZÜ2	MW	45,7	42,9	12,2	10,5
$\sum HD_{DE}$	MW	554,8	547,8	280,2	277,0
$\sum ZD_{DE}$	MW	121,6	117,3	36,8	36,0
zugeführte Enthalpie:					
Dampf-LUVO	MW	14,0	0,0	6,9	0,0
Brennstoffenthalpie	MW	710,4	710,4	332,8	332,8
η_{DE}	%	93,4	93,6	93,3	94,1

Tabelle 34: Rauchgasparameter am FR-Austritt für K-Pmax-W5, K-VL-S1 u. K-TL-S2

		K-Pmax-W5		K-VL-S1		K-TL-S2	
		Luft	Oxyfuel	Luft	Oxyfuel	Luft	Oxyfuel
Massenstrom	kg/s	368,0	323,5	325,7	322,3	264,3	278,6
Normvolumenstrom	Nm ³ /s	276,7	221,0	244,8	222,8	198,8	194,4
Temperatur	°C	1201,7	1192,5	1162,3	1137,8	1088,0	1062,9
Enthalpie	kJ/kg	1430,1	1624,1	1378,4	1551,3	1279,9	1439,4
Druck	mbar	-7,5	-7,5	-7,5	-7,5	-7,5	-7,5
Normdichte	kg/Nm ³	1,3	1,5	1,3	1,4	1,3	1,4
Volumenstrom	m ³ /s	1507,6	1199,2	1298,6	1163,7	999,8	961,3
Dichte	kg/m ³	0,2	0,3	0,3	0,3	0,3	0,3
Wärmekapazität	kJ/kg K	1,3	1,6	1,3	1,6	1,3	1,5
CO ₂	Vol%	13,8	49,4	13,8	48,1	13,6	46,7
SO ₂	Vol%	0,1	0,1	0,1	0,1	0,1	0,1
N ₂	Vol%	73,9	6,3	73,9	6,8	74,0	7,8
Ar	Vol%	0,9	2,0	0,9	2,0	0,9	1,9
O ₂	Vol%	3,9	4,9	3,9	4,3	4,1	4,2
H ₂ O	Vol%	7,4	37,3	7,4	38,8	7,3	39,2
H ₂ O – Taupunkt	°C	40,2	74,3	40,2	75,2	40,0	75,5

Tabelle 35: Rauchgasparameter am FR-Austritt für K-ML-S3 u. K-ML-W4

		K-ML-S3		K-ML-W4	
		Luft	Oxyfuel	Luft	Oxyfuel
Massenstrom	kg/s	205,9	207,1	205,9	207,0
Normvolumenstrom	Nm ³ /s	155,2	142,6	155,3	142,4
Temperatur	°C	965,2	961,4	964,2	961,2
Enthalpie	kJ/kg	1115,9	1257,4	1114,6	1256,2
Druck	mbar	-7,5	-7,5	-7,5	-7,5
Normdichte	kg/Nm ³	1,3	1,5	1,3	1,5
Volumenstrom	m ³ /s	710,2	651,5	709,7	650,4
Dichte	kg/m ³	0,3	0,3	0,3	0,3
Wärmekapazität	kJ/kg K	1,3	1,5	1,3	1,5
CO ₂	Vol%	12,4	46,5	12,4	46,6
SO ₂	Vol%	0,1	0,1	0,1	0,1
N ₂	Vol%	74,3	10,1	74,3	10,1
Ar	Vol%	0,9	1,9	0,9	1,9
O ₂	Vol%	5,6	6,1	5,6	6,1
H ₂ O	Vol%	6,8	35,3	6,8	35,2
H ₂ O – Taupunkt	°C	38,5	73,0	38,5	72,9

Tabelle 36: Rauchgasparameter am FR-Austritt für E-VL-S6 u. E-ML-W7

		E-VL-S6		E-ML-W7	
		Luft	Oxyfuel	Luft	Oxyfuel
Massenstrom	kg/s	291,9	286,5	148,4	145,8
Normvolumenstrom	Nm ³ /s	235,0	241,2	119,1	119,2
Temperatur	°C	1241,8	1090,6	956,4	871,0
Enthalpie	kJ/kg	1563,2	1697,4	1159,9	1262,8
Druck	mbar	-7,5	-7,5	-7,5	-7,5
Normdichte	kg/Nm ³	1,2	1,2	1,2	1,2
Volumenstrom	m ³ /s	1314,8	1215,8	540,9	504,0
Dichte	kg/m ³	0,2	0,2	0,3	0,3
Wärmekapazität	kJ/kg K	1,4	1,8	1,3	1,7
CO ₂	Vol%	8,8	28,0	8,1	28,4
SO ₂	Vol%	0,0	0,0	0,0	0,0
N ₂	Vol%	70,9	6,2	71,4	11,0
Ar	Vol%	0,8	1,8	0,9	1,8
O ₂	Vol%	1,7	1,7	3,1	3,1
H ₂ O	Vol%	17,8	62,4	16,5	55,7
H ₂ O – Taupunkt	°C	57,7	87,1	56,1	84,2

Tabelle 37: Abgasparameter für K-Pmax-W5, K-VL-S1 u. K-TL-S2

		K-Pmax-W5		K-VL-S1		K-TL-S2	
		Luft	Oxyfuel	Luft	Oxyfuel	Luft	Oxyfuel
Massenstrom	kg/s	402,9	95,2	357,9	84,9	292,4	70,2
Normvolumenstrom	Nm ³ /s	308,7	52,1	274,8	46,5	225,3	38,8
Temperatur	°C	107,7	13,2	101,2	12,7	90,1	11,9
Enthalpie	kJ/kg	113,4	11,7	106,7	11,2	95,2	10,5
Druck	mbar	-6,6	-104,1	-6,6	-88,2	-6,6	-65,3
Normdichte	kg/Nm ³	1,3	1,8	1,3	1,8	1,3	1,8
Volumenstrom	m ³ /s	433,6	61,0	379,4	53,4	301,6	43,3
Dichte	kg/m ³	0,9	1,6	0,9	1,6	1,0	1,6
Wärmekapazität	kJ/kg K	1,1	0,9	1,1	0,9	1,1	0,9
CO ₂	Vol%	12,1	76,1	12,0	76,0	11,7	74,3
SO ₂	Vol%	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0
N ₂	Vol%	71,3	11,3	71,0	12,2	70,5	14,2
Ar	Vol%	0,9	3,1	0,8	3,1	0,8	3,0
O ₂	Vol%	5,2	7,8	5,1	7,1	5,3	7,1
H ₂ O	Vol%	10,6	1,7	11,0	1,6	11,6	1,5
H ₂ O – Taupunkt	°C	47,0	13,2	47,8	12,7	48,9	11,9

Tabelle 38: Abgasparameter für K-ML-S3 u. K-ML-W4

		K-ML-S3		K-ML-W4	
		Luft	Oxyfuel	Luft	Oxyfuel
Massenstrom	kg/s	229,0	54,6	228,7	54,6
Normvolumenstrom	Nm ³ /s	176,7	30,7	176,2	30,7
Temperatur	°C	89,4	11,0	89,4	11,0
Enthalpie	kJ/kg	94,3	9,8	94,1	9,8
Druck	mbar	-6,6	-40,6	-6,6	-40,4
Normdichte	kg/Nm ³	1,3	1,8	1,3	1,8
Volumenstrom	m ³ /s	236,2	33,3	235,5	33,3
Dichte	kg/m ³	1,0	1,6	1,0	1,6
Wärmekapazität	kJ/kg K	1,1	0,9	1,1	0,9
CO ₂	Vol%	10,7	69,3	10,7	69,3
SO ₂	Vol%	0,0	0,0	0,0	0,0
N ₂	Vol%	71,0	17,1	71,2	17,1
Ar	Vol%	0,8	2,8	0,9	2,8
O ₂	Vol%	6,7	9,5	6,8	9,5
H ₂ O	Vol%	10,8	1,4	10,5	1,3
H ₂ O – Taupunkt	°C	47,4	11,0	46,9	11,0

Tabelle 39: Abgasparameter für E-VL-S6 u. E-ML-W7

		E-VL-S6		E-ML-W7	
		Luft	Oxyfuel	Luft	Oxyfuel
Massenstrom	kg/s	315,2	55,6	163,7	32,5
Normvolumenstrom	Nm ³ /s	252,8	31,0	130,9	18,9
Temperatur	°C	150,4	11,7	133,6	10,4
Enthalpie	kJ/kg	165,7	10,4	145,8	9,3
Druck	mbar	-6,6	-85,2	-6,6	-29,7
Normdichte	kg/Nm ³	1,2	1,8	1,3	1,7
Volumenstrom	m ³ /s	394,7	35,4	196,2	20,2
Dichte	kg/m ³	0,8	1,6	0,8	1,6
Wärmekapazität	kJ/kg K	1,1	0,9	1,1	0,9
CO ₂	Vol%	8,0	71,3	7,2	61,1
SO ₂	Vol%	0,0	0,0	0,0	0,0
N ₂	Vol%	71,5	17,9	72,1	26,5
Ar	Vol%	0,9	4,6	0,9	3,7
O ₂	Vol%	3,5	4,8	5,1	7,5
H ₂ O	Vol%	16,2	1,5	14,7	1,3
H ₂ O – Taupunkt	°C	55,7	11,7	53,7	10,4

B Ergänzende Randbedingungen

Tabelle 40: Zusammensetzung der Sauerstoffträger

		Luft	Oxyfuel
Temperatur	°C	10,00	10,00
Normdichte	kg/m ³	1,29	1,44
Dichte	kg/m ³	1,24	1,39
CO ₂	Vol%	0,04	0,00
N ₂	Vol%	77,52	1,74
Ar	Vol%	0,93	3,26
O ₂	Vol%	20,78	95,00
H ₂ O	Vol%	0,74	0,00
Taupunktstemperatur (<i>H₂O</i>)	°C	2,80	0,00